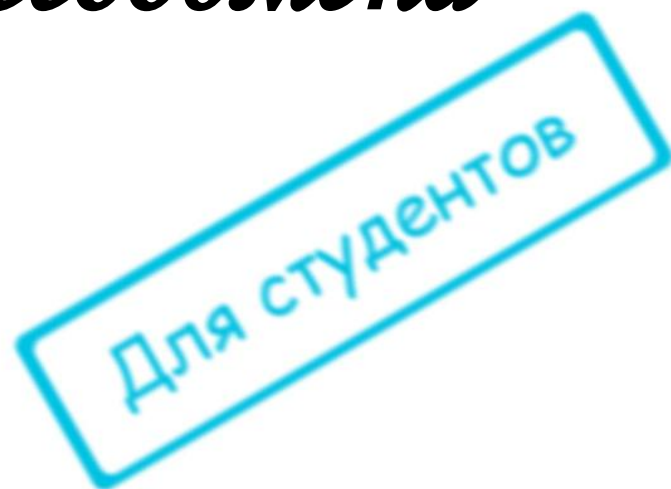


Колосов М.В.

***Краткий курс
Тепломассообмена***



Красноярск, 2009

ВВЕДЕНИЕ

Теплообмен – это самопроизвольный процесс переноса энергии от более нагретого тела к менее нагретому телу.

Различают три элементарных способа переноса тепла:

- Теплопроводность;
- Конвекция;
- Тепловое излучение.

Теплопроводность представляет собой молекулярный перенос теплоты в телах (или между ними), обусловленный переменной температурой в рассматриваемом пространстве. Теплопроводность характерна для твердых, жидких и газообразных тел. Однако в твердых телах является главным видом передачи тепла, а в жидкостях и газах второстепенным.

Конвекция возможна только в текущей среде. Под конвекцией теплоты понимают процесс ее переноса при перемещении объемов жидкости или газа (текущей среды) в пространстве из области с одной температурой в область с другой температурой. Перенос теплоты связан с переносом самой среды.

Тепловым излучением называется явление переноса тепла в виде электромагнитных волн. В этом случае непосредственный контакт между телами отсутствует.

В действительности элементарные виды теплообмена не обособлены и в чистом виде встречаются редко. В большинстве случаев один вид теплообмена сопровождается другим. Например, обмен теплом между твердой поверхностью и жидкостью (или газом) происходит путем теплопроводности и конвекции одновременно и называется конвективным теплообменом или *теплоотдачей*. Часто происходят процессы теплообмена между различными жидкостями, разделенными твердой стенкой. Перенос тепла от горячей жидкости к холодной через разделяющую их стенку называют *процессом теплопередачи*. Теплопередача включает в себя теплоотдачу от более горячей жидкости к стенке, теплопроводность в стенке, теплоотдачу от стенки к более холодной среде.

ОСНОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

R, r – радиус, м;
 D, d – диаметр, м;
 L, l – характерный геометрический размер, длина, м;
 δ – толщина, м;
 H, h – высота, м;
 F – поверхность, площадь поперечного сечения, м²;
 t – время, с;
 t – температура, °С;
 T – температура, К;
 t_c – температура поверхности, °С;
 $t_{ж}$ – температура жидкости, газа, °С;
 P – давление, Н/м², бар;
 V – объем, м³;
 v – удельный объем, м³/кг;
 m – масса вещества, кг;
 w – скорость, м/с;
 g – ускорение свободного падения, м/с²;
 ρ – плотность, кг/м³;
 i – энтальпия, Дж/кг;
 Q – тепловой поток, Вт;
 q – удельный тепловой поток, плотность потока, Вт/м²;
 q_l – линейная плотность теплового потока, Вт/м;
 q_v – мощность внутреннего источника тепла, Вт/м³;
 λ – коэффициент теплопроводности, Вт/(м К);
 a – коэффициент температуропроводности, м²/с;
 α – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м² К);
 c – удельная массовая теплоемкость вещества, Дж/кг К.

ТЕПЛОПРОВОДНОСТЬ. ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Температура (от лат. *temperatura* — надлежащее смешение, нормальное состояние) — физическая величина, примерно характеризующая приходящуюся на одну степень свободы среднюю кинетическую энергию частиц макроскопической системы, находящейся в состоянии термодинамического равновесия.

В системе СИ температура измеряется в *кельвинах*. Но на практике часто применяют *градусы Цельсия* из-за привязки к важным характеристикам воды — температуре таяния льда (0°C) и температуре кипения (100°C). Это удобно, так как большинство климатических процессов и процессов в живой природе связаны с этим диапазоном.

Пересчёт температуры между основными шкалам

из в	Кельвин (K)	Цельсий ($^{\circ}\text{C}$)	Фаренгейт ($^{\circ}\text{F}$)
Кельвин (K)	$= K$	$= C + 273,15$	$= (F + 459,67) / 1,8$
Цельсий ($^{\circ}\text{C}$)	$= K - 273,15$	$= C$	$= (F - 32) / 1,8$
Фаренгейт ($^{\circ}\text{F}$)	$= K \cdot 1,8 - 459,67$	$= C \cdot 1,8 + 32$	$= F$

Температурное поле – это совокупность значений температуры во всех точках тела (группы тел) в произвольный момент времени. Температура характеризует тепловое состояние тела и определяет степень его нагретости. Так как тепловое состояние отдельных частей тела в процессе теплопроводности различно, то в общем случае температура t является функцией координат x, y, z и времени.

Если температура тела изменяется, поле называется неустановившимся (нестационарным), а если не меняется – установившимся (стационарным). Температура может быть функцией одной, двух и трех координат. Соответственно этому и температурное поле называется одно-, двух- и трехмерным. Наиболее простой вид имеет уравнение одномерного стационарного температурного поля

Градиент температуры. При любом температурном поле в теле всегда имеются точки с одинаковой температурой. Геометрическое место таких точек образует *изотермическую поверхность*. Так как в одной и той же точке пространства одновременно не может быть двух различных температур, то изотермические поверхности друг с другом не пересекаются; все они или замыкаются сами на себя, или оканчиваются на границах тела. Следовательно, изменение температуры в теле наблюдается лишь в направлениях, пересекающих изотермические поверхности. При этом наиболее резкое изменение температуры получается в направлении нормали n к изотермической

поверхности. Скорость изменения температуры ΔT по нормали Δn к изотермической поверхности называется градиентом температур и обозначается одним из следующих символов:

$$\lim_{\Delta n \rightarrow 0} \frac{\Delta T}{\Delta n} = \frac{\partial T}{\partial n} = \text{grad} T.$$

Температурный градиент является вектором, направленным по нормали к изотермической поверхности в сторону возрастания температуры, его размерность К/м.

Тепловой поток. Еще в конце XVII века английский физик И. Ньютон обнаружил простую закономерность: мощность теплообмена между двумя телами тем больше, чем сильнее отличаются их температуры. Другими словами, чем больше разница температур тел, участвующих в теплообмене, тем с большей скоростью он протекает (то есть в единицу времени передается больше теплоты).

У этой общей закономерности есть простой частный случай: если температуры тел не отличаются, то мощность теплообмена будет равна нулю. Другими словами, если тела имеют равные температуры, то теплообмена не будет вообще. Например, если в воду с температурой 0 °С бросить кусок льда такой же температуры, то передача теплоты между ними происходить не будет: ни лед не начнет таять, ни вода не станет замерзать вокруг льда.

Тепло самопроизвольно переносится только в сторону убывания температуры. Количество тепла, переносимое через какую-либо поверхность в единицу времени, называется тепловым потоком Q , Вт.

Плотность теплового потока, или удельный тепловой поток. Плотность теплового потока q , Вт/м² - это тепловой поток, отнесенный к единице поверхности. $Q = q \cdot F$. В некоторых случаях удобнее использовать тепловой поток, отнесенный к единице длины (например, при расчете трубопровода к единице его длины), который называется линейная плотность теплового потока q_l , Вт/м. $Q = q_l \cdot l$.

Если в твердом теле, неподвижной жидкости или газе температура в различных точках неодинакова, то, как показывает опыт, тепло самопроизвольно переносится от участков тела с более высокой температурой к участкам с более низкой температурой. Такой процесс называется **теплопроводностью**. Внутренний механизм явления теплопроводности объясняется на основе молекулярно-кинетических представлений; перенос энергии при этом осуществляется вследствие теплового движения и энергетического взаимодействия между микрочастицами (молекулами, атомами, электронами), из которых состоит данное тело.

Закон Фурье. Изучая процесс теплопроводности в твердых телах, Фурье экспериментально установил, что количество теплоты, проходящее в единицу времени через единицу площади изотермической поверхности, пропорционально градиенту температуры.

$$q = -l \cdot \text{grad}T = -l \cdot \frac{\partial T}{\partial n}.$$

Опытным путем установлено, что коэффициент пропорциональности λ в уравнении есть физический параметр вещества. Он характеризует способность вещества проводить теплоту и называется *коэффициентом теплопроводности*, Вт/(м К). Величина коэффициента теплопроводности представляет собой количество тепла, которое проходит в единицу времени через один квадратный метр изотермической поверхности при температурном градиенте, равном единице.

Для различных веществ коэффициент теплопроводности λ различен и в общем случае зависит от структуры, плотности, влажности, давления и температуры. Все вместе взятое сильно затрудняет выбор правильного значения коэффициента теплопроводности. Поэтому при ответственных расчетах значение коэффициента теплопроводности следует определять путем специального изучения применяемого материала. В технических же расчетах значения коэффициента теплопроводности обычно принимаются по справочным таблицам.

Материал	λ , Вт/м×К
Алмаз	1001-2600
Алюминий	236
Вода	0.60
Воздух	0.02
Дерево	0,15
Золото	320
Кирпич	0.84
Кирпич строительный	0,2 – 0,7
Медь	390
Минеральная вата	0,045
Серебро	430
Сталь	45
Стекло	1

Коэффициент теплопроводности вакуума строго равен нулю. Это связано с отсутствием в вакууме материальных частиц, способных переносить тепло. Тепло в вакууме передаётся только излучением. Поэтому для уменьшения тепловых потерь стенки термоса делают двойными, серебруют (такая поверхность хуже излучает и лучше отражает), а воздух между ними откачивают.

Дифференциальное уравнение теплопроводности твердого тела при постоянных теплофизических свойствах.

В основу вывода дифференциального уравнения теплопроводности положен закон сохранения энергии и закон Фурье.

$$\frac{\partial T}{\partial t} = a \cdot \nabla^2 T + \frac{q_v}{c \cdot r},$$

T – температурное поле, К;

τ – время, с;

a – Коэффициент температуропроводности вещества, м²/с;

$$a = \frac{l}{r \cdot c}.$$

c – удельная массовая теплоемкость вещества, Дж/кг К;

r – плотность вещества, кг /м³;

q_v – мощность внутреннего источника тепла, Вт/м³.

Коэффициент температуропроводности вещества является физическим параметром вещества. Он существенен для нестационарных тепловых процессов и характеризует скорость изменения температуры. Коэффициент температуропроводности является мерой теплоинерционных свойств тела. Скорость изменения температуры в любой точке тела будет тем больше, чем больше коэффициент температуропроводности.

Мощность внутренних источников теплоты – это количество теплоты, выделяемое внутренними источниками в единице объема среды в единицу времени.

∇^2 – оператор Лапласа;

Выражение оператора Лапласа в декартовой системе координат:

$$\nabla^2 = \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2}.$$

Дифференциальное уравнение теплопроводности в декартовой системе координат удобно использовать в тех случаях, когда тело имеет форму параллелепипеда, бруса прямоугольного сечения или неограниченной пластины.

Для тел цилиндрической формы выражение оператора Лапласа принимает вид:

$$\nabla^2 = \frac{\partial^2}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2}{\partial j^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2},$$

r – радиус вектор;

j – полярный угол.

Выражение оператор Лапласа в сферической системе координат:

$$\nabla^2 = \frac{\partial^2}{\partial r^2} + \frac{2}{r} \frac{\partial}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial^2}{\partial m} \left[(1-m^2) \cdot \frac{\partial}{\partial m} \right] + \frac{1}{r^2 (1-m^2)} \frac{\partial^2}{\partial y^2},$$

r – радиус вектор;

$m = \cos q$;

q и ψ – соответственно полярное расстояние и долгота.

Частные случаи дифференциального уравнения теплопроводности.

Если система тел не содержит внутренних источников теплоты, тогда дифференциальное уравнение теплопроводности принимает форму уравнения Фурье:

$$\frac{\partial T}{\partial t} = a \cdot \nabla^2 T.$$

Если имеются внутренние источники теплоты, но температурное поле соответствует стационарному состоянию, то дифференциальное уравнение теплопроводности превращается в уравнение Пуассона:

$$a \cdot \nabla^2 T + \frac{q_v}{c \cdot r} = 0.$$

Наконец, при стационарной теплопроводности и отсутствии внутренних источников теплоты выражение принимает вид уравнения Лапласа:

$$\nabla^2 t = 0.$$

Условия однозначности для процессов теплопроводности.

Дифференциальное уравнение теплопроводности описывает целый класс явлений теплопроводности. Чтобы из бесчисленного количества выделить конкретно рассматриваемый процесс и дать его полное математическое описание, к дифференциальному уравнению необходимо присоединить математическое описание всех частных особенностей рассматриваемого процесса. Эти частные особенности называются условиями однозначности или краевыми условиями. Условия однозначности включают геометрические, физические, граничные и начальные.

Геометрическими условиями задаются форма и линейные размеры тела.

Физическими условиями задаются физические параметры тела, и может быть задан закон распределения внутренних источников теплоты.

Начальные условия необходимы при рассмотрении не стационарных процессов. В общем случае они записываются следующим образом:

$$\text{при } t = 0 \qquad t = t_0.$$

Граничные условия задаются следующими способами.

Граничные условия первого рода. Задаётся распределение температуры на поверхности тела для каждого момента времени:

$$t = t_c = f(x, y, z, t),$$

где t_c – температура на поверхности тела (в большинстве случаев температура задается постоянной $t_c = \text{const}$); x, y, z – координаты поверхности тела.

Граничные условия второго рода. Задаются значения теплового потока для каждой точки поверхности тела и любого момента времени:

$$q = q_n = f(x, y, z, t),$$

где q_n – плотность теплового потока на поверхности тела (по закону Фурье при максимальной температуре по определению экстремума $dT/dn = q_n = 0$); x, y, z – координаты поверхности тела.

Граничные условия третьего рода. Задаются температура окружающей среды и закон теплообмена между поверхностью тела и окружающей средой. Граничное условие третьего рода характеризует закон теплообмена между поверхностью и окружающей средой в процессе охлаждения и нагревания тела. Закон носит название Ньютона-Рихмана.

Согласно **закону Ньютона-Рихмана** количество теплоты, отдаваемое единицей поверхности тела в единицу времени, пропорционально разности температур поверхности тела t_c и окружающей среды $t_{жс}$:

$$q = -l \left(\frac{\partial T}{\partial n} \right) = a (t_c - t_{жс}),$$

a – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м² К).

Коэффициент теплоотдачи характеризует интенсивность теплообмена между поверхностью тела и средой. Численно он равен количеству теплоты, отдаваемому единицей поверхности в единицу времени при разности температур между поверхностью тела и окружающей средой, равной одному градусу. Коэффициент теплоотдачи зависит от большого числа факторов. Однако во многих случаях коэффициент теплоотдачи можно считать неизменным, поэтому в дальнейшем при решении задач теплопроводности будем принимать его постоянным.

Граничные условия четвертого рода. Характеризуют условия теплообмена между телами по закону теплопроводности, у которых температуры соприкасающихся поверхностей одинаковы. Имеет место равенство тепловых потоков, проходящих через поверхность соприкосновения:

$$l_1 \left(\frac{\partial T_1}{\partial n} \right) = l_2 \left(\frac{\partial T_2}{\partial n} \right)$$

Дифференциальное уравнение совместно с условиями однозначности дают полную математическую формулировку конкретной поставленной задачи. Поставленная задача решается аналитическим, численным или экспериментальным методом.

ТЕПЛОПРОВОДНОСТЬ ПРИ СТАЦИОНАРНОМ РЕЖИМЕ БЕЗ ВНУТРЕННИХ ИСТОЧНИКОВ ТЕПЛОТЫ

Передача теплоты через плоскую стенку

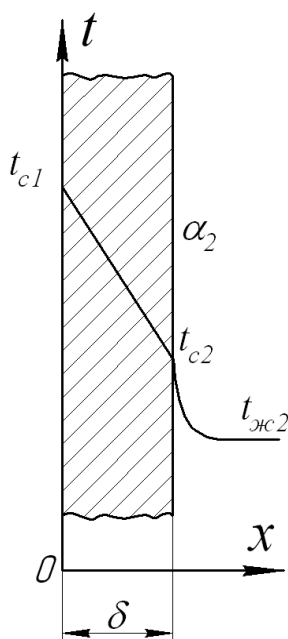
Плотность теплового потока, обусловленная теплопроводностью через твердую стенку, определяется уравнением Фурье:

$$q = \frac{l}{d} (t_{c1} - t_{c2}).$$

Тот же тепловой поток передается от поверхности стенки к жидкости за счет теплоотдачи, и описывается уравнением Ньютона-Рихмана:

$$q = a (t_c - t_{ж}).$$

Пусть плоская и однородная стенка имеет толщину δ . На одной поверхности стенки заданы граничные условия первого рода в виде $t = t_{c1}$ (при $x = 0$); на другой поверхности заданы коэффициент теплоотдачи α_2 и температура окружающей среды $t_{ж2}$, т. е. граничные условия третьего рода. Внутренние источники в стенке отсутствуют ($q_v = 0$).



Плоская стенка.

Задача сводится к нахождению плотности теплового потока от горячей стенки к холодной жидкости q , и температуры на поверхности стенки t_{c2} .

Систему уравнений можно записать в виде:

$$q \frac{d}{l} = (t_{c1} - t_{c2});$$
$$q \frac{1}{a_2} = (t_{c2} - t_{ж2}).$$

Сложив равенства почленно, получаем:

$$q \left(\frac{d}{l} + \frac{1}{a_2} \right) = t_{c1} - t_{ж2}.$$

Отсюда плотность теплового потока

$$q = \frac{t_{c1} - t_{ж2}}{\frac{d}{l} + \frac{1}{a_2}}.$$

Обозначим:

$$k = \frac{1}{\frac{d}{l} + \frac{1}{a_2}}.$$

Тогда запишем:

$$q = k (t_{ж1} - t_{ж2}).$$

Величина k называется **коэффициентом теплопередачи** и измеряется в Вт/(м²К). Она характеризует интенсивность передачи теплоты. Линейный коэффициент численно равен количеству теплоты, которое проходит через стенку площадью 1 м² в единицу времени от одной среды к другой при разности температур между ними 1 К.

Величина R , (м² К)/Вт, называется полным термическим сопротивлением. Она равна:

$$R = \frac{1}{k} = \frac{d}{l} + \frac{1}{a_2} = R_l + R_a.$$

Полное термическое сопротивление складывается из частных термических сопротивлений, причем $\frac{d}{l} = R_l$ – термическое сопротивление

теплопроводности стенки; $\frac{1}{a_2} = R_a$ – термическое сопротивление теплопередачи от поверхности стенки к жидкости.

Тепловой поток Q , через поверхность F твердой стенки равен:

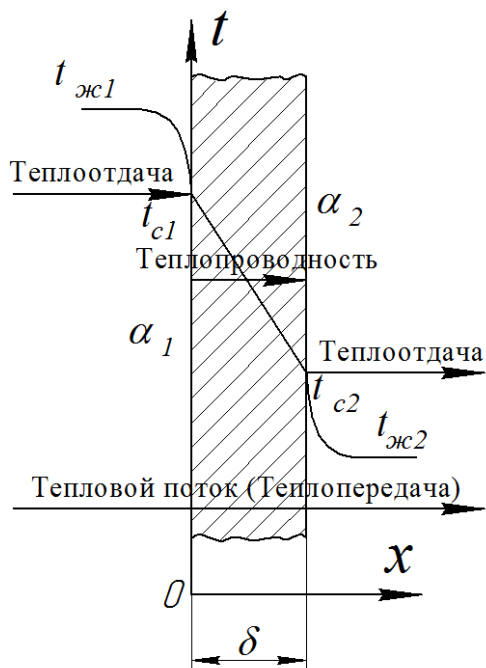
$$Q = q F.$$

Температуру поверхности стенки можно найти из уравнения Ньютона-Рихмана:

$$t_{c2} = t_{ж2} + q \frac{1}{a_2}.$$

Расчет плоских стенок применяется для нахождения тепловых потерь зданий и обмуровки промышленных печей.

Однородная плоская стенка с граничными условиями третьего рода с обеих сторон.



Плотность теплового потока в процессе теплоотдачи

$$q = a_1 (t_{ж1} - t_{c1})$$

Плотность теплового потока в процессе теплопроводности

$$q = \frac{l}{d} (t_{c1} - t_{c2})$$

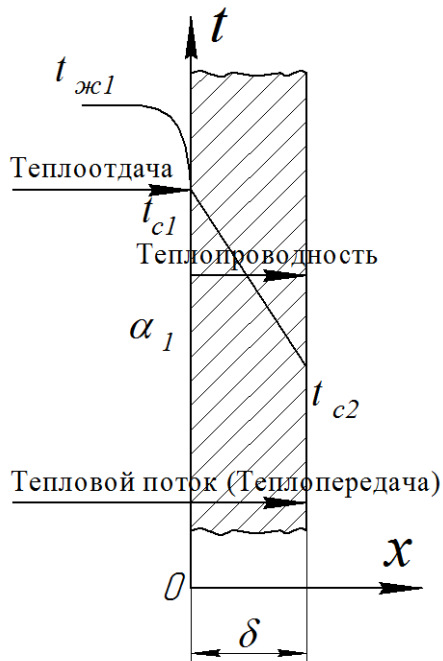
Плотность теплового потока в процессе теплоотдачи

$$q \frac{1}{a_2} = (t_{c2} - t_{ж2})$$

Плотность теплового потока в процессе теплопередачи

$$q = \frac{t_{ж1} - t_{ж2}}{\frac{1}{a_1} + \frac{d}{l} + \frac{1}{a_2}}$$

Однородная плоская стенка с граничными условиями первого и третьего рода.



Плотность
теплового потока в
процессе
теплоотдачи

$$q = a_1 (t_{жс1} - t_{c1})$$

Плотность
теплового потока в
процессе
теплопроводности

$$q = \frac{l}{d} (t_{c1} - t_{c2})$$

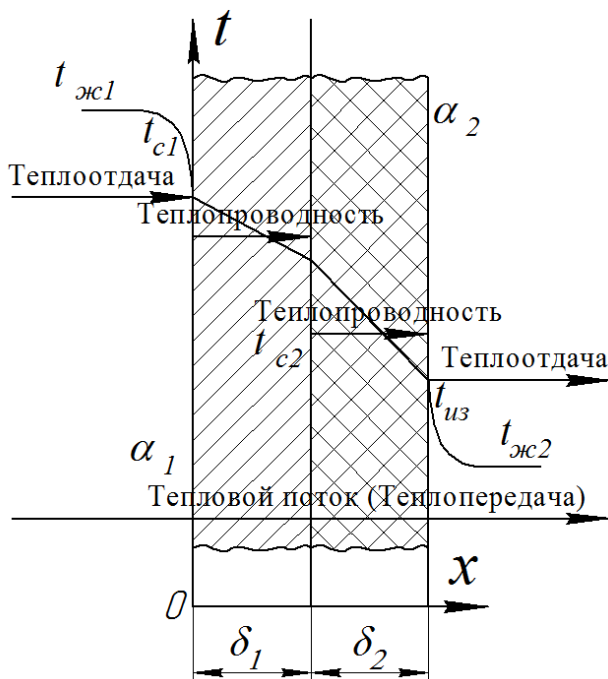
Температура
стенки

$$t_{c2} = const$$

Плотность теплового потока в
процессе теплопередачи

$$q = \frac{t_{жс1} - t_{c2}}{\frac{1}{a_1} + \frac{d}{l}}$$

Двухслойная однородная плоская стенка с граничными условиями третьего рода с обеих сторон.



Процесс
теплоотдачи

$$q = a_1 (t_{жс1} - t_{c1})$$

Процесс
теплопроводности

$$q = \frac{l_1}{d_1} (t_{c1} - t_{c2})$$

Процесс
теплопроводности

$$q = \frac{l_2}{d_2} (t_{c2} - t_{из})$$

Процесс
теплоотдачи

$$q = a_2 (t_{из} - t_{жс2})$$

Плотность теплового потока в
процессе теплопередачи

$$q = \frac{t_{жс1} - t_{жс2}}{\frac{1}{a_1} + \frac{d_1}{l_1} + \frac{d_2}{l_2} + \frac{1}{a_2}}$$

Теплопередача ограждающих конструкций. Остекление

На практике часто встречается задача расчета тепловпотерь зданий через ограждающие конструкции, в частности через пол, потолок, стены и окна. Для этого рассчитывают теплопередачу через многослойную стенку с нормативными коэффициентами теплоотдачи. Для окон коэффициент теплопередачи обычно указывается изготовителем.



Окно должно быть хорошим теплоизолятором.

Теплоизоляция - одна из основных функций окна, которая обеспечивает комфортные условия внутри помещения. Для характеристики степени теплоизоляции окна используется коэффициент сопротивления теплопередаче. Именно от него зависит температура поверхности ограждающей стеклянной конструкции, обращенная во внутрь помещения. При большой разнице температур происходит излучение тепла в сторону холодной поверхности. Кроме того, плохие теплозащитные свойства стеклопакета неизбежно приведут к появлению конденсата на поверхности стеклопакета, обращенной внутрь помещения или в зоне его примыкания к другим конструкциям.

Тепловые потери через окно складываются из двух величин:



величины потока тепла,
отдаваемого через окно;



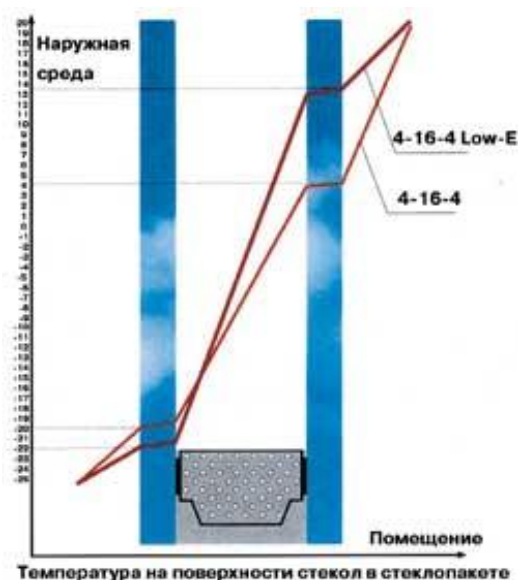
количества тепла, необходимого для
нагрева до температуры помещения того
холодного воздуха, который проник
через негерметичности окна и в
результате вентиляции.



Тепловой поток через многослойную стенку стеклопакета



Конструкция стеклопакета



Графики температуры стеклопакета при разных условиях излучения.

Термическое сопротивление стеклопакета складывается из термических сопротивлений теплопроводности, конвекции и излучения, и рассчитывается как многослойная плоская стенка. Термическое сопротивление современных стеклопакетов меняется в пределах от 0.2 – 0.8 ($\text{m}^2 \text{K}$)/Вт в зависимости от количества стекол и газа в межстекольном пространстве.

Теплопередача ограждающих конструкций. Изоляция стен, потолков и полов

Изоляция - важнейший фактор, влияющий на энергосберегающую способность дома и на комфортность проживания в нем.

Теплоизоляция может находиться снаружи, посередине и внутри утепляемой стены. Теплоизоляционные плиты обеспечивают требуемую теплозащиту стен. Температура на внутренней поверхности утепленной стены повышается, что благоприятно влияет на санитарно-гигиенические и комфортные условия в помещении. При выборе наружного утепления, необходимо определиться с вариантом финишной отделки, т. к. конструктивные системы работают по-разному.



Изоляция штукатурного фасада.

По схожему принципу утепляют потолки. Создается каркас, в который укладываются теплоизоляционные плиты.



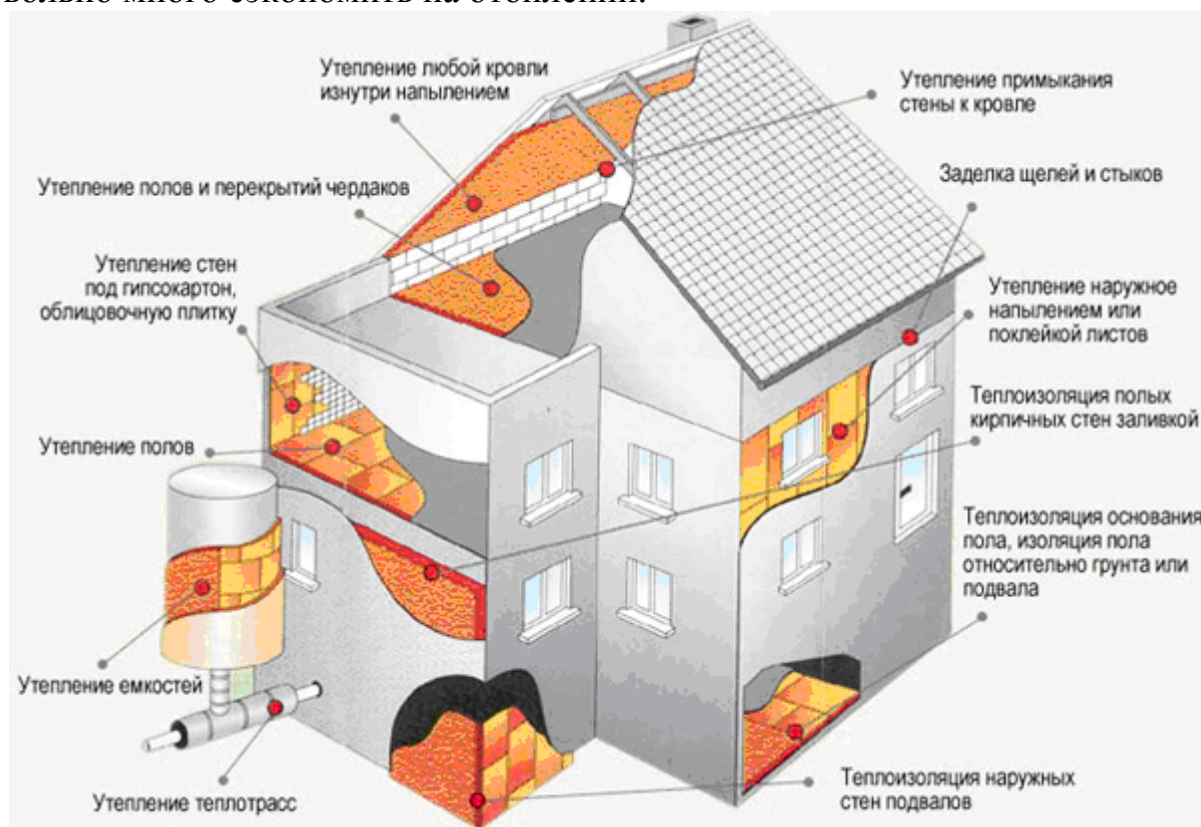
Изоляция потолков.

Тепловая изоляция полов необходима над холодным этажом или подвалом.



Изоляция пола с бетонной стяжкой.

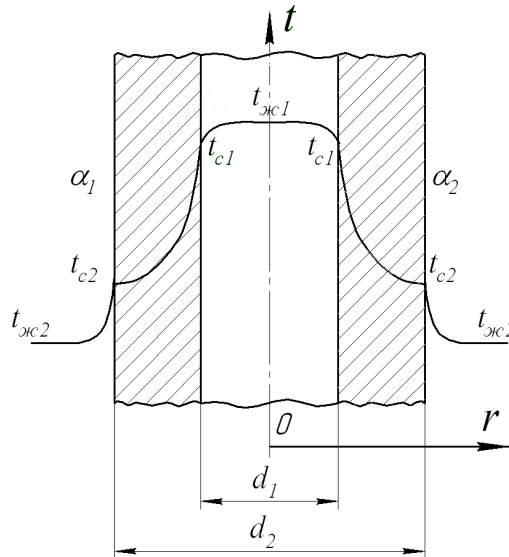
Толщина утеплителя зависит от климатических условий и может быть рассчитана в соответствии с требованиями СНиП и рекомендациями производителя. В процессе эксплуатации, хороший утеплитель позволит довольно много сэкономить на отоплении.



Примеры использования изоляции при строительстве дома.

Передача теплоты через цилиндрическую стенку

Рассмотрим однородную цилиндрическую стенку (трубу) с постоянным коэффициентом теплопроводности. Заданы постоянные температуры подвижных сред $t_{ж1}$ и $t_{ж2}$ и постоянные значения коэффициентов теплоотдачи на внутренней и наружной поверхностях трубы α_1 и α_2 .



Цилиндрическая стенка.

Необходимо найти линейную плотность теплового потока q_l и температуры на поверхности стенки t_c . Длина трубы велика по сравнению с толщиной стенки. Тогда потерями теплоты с торцов трубы можно пренебречь.

При установившемся тепловом режиме количество теплоты, отдаваемое от горячей жидкости к холодной через стенку, будет постоянно.

Плотность теплового потока от горячей жидкости к стенке определяется уравнением:

$$q_l = p \alpha_1 d_1 (t_{ж1} - t_{c1}).$$

При стационарном тепловом режиме та же плотность теплового потока, обусловленная теплопроводностью через твердую стенку,

$$q_l = \frac{(t_{c1} - t_{c2})p}{\frac{1}{2l} \ln \frac{d_2}{d_1}}.$$

Тот же тепловой поток передается от второй поверхности стенки к холодной жидкости за счет теплоотдачи:

$$q_l = p \alpha_2 d_2 (t_{c2} - t_{ж2}).$$

Уравнения можно записать в виде

$$\begin{aligned} t_{ж1} - t_{c1} &= \frac{q_l}{p} \frac{1}{a_1 d_1}; \\ t_{c1} - t_{c2} &= \frac{q_l}{p} \frac{1}{2l} \ln \frac{d_2}{d_1}; \\ t_{c2} - t_{ж2} &= \frac{q_l}{p} \frac{1}{a_2 d_2}. \end{aligned}$$

Складывая уравнения, входящие в систему, получаем температурный напор:

$$t_{ж1} - t_{ж2} = \frac{q_l}{p} \left(\frac{1}{a_1 d_1} + \frac{1}{2l} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{a_2 d_2} \right).$$

Отсюда следует:

$$q_l = \frac{p (t_{ж1} - t_{ж2})}{\frac{1}{a_1 d_1} + \frac{1}{2l} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{a_2 d_2}}.$$

Обозначим:

$$k_l = \frac{1}{\frac{1}{a_1 d_1} + \frac{1}{2l} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{a_2 d_2}}.$$

Тогда запишем:

$$q_l = p k_l (t_{ж1} - t_{ж2}).$$

Величина k_l называется линейным коэффициентом теплопередачи и измеряется в Вт/(мК). Она характеризует интенсивность передачи теплоты от одной среды к другой через разделяющую их стенку. Линейный коэффициент численно равен количеству теплоты, которое проходит через стенку трубы длиной 1 м в единицу времени от одной среды к другой при разности температур между ними 1 К.

Величина R_l , (м К)/Вт, обратная линейному коэффициенту теплоотдачи, называется линейным термическим сопротивлением теплопередачи. Она равна:

$$R_l = \frac{1}{k_l} = \frac{1}{a_1 d_1} + \frac{1}{2l} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{a_2 d_2} = R_{la_1} + R_{ll} + R_{la_2},$$

$\frac{1}{a_1 d_1}$ и $\frac{1}{a_2 d_2}$ – термическое сопротивление теплоотдачи на соответствующих поверхностях, обозначим их соответственно R_{la_1} и R_{la_2} ; $\frac{1}{2l} \ln \frac{d_2}{d_1}$ – термическое сопротивление теплопроводности стенки, обозначим его через R_{ll} .

Отметим, что линейные термические сопротивления теплоотдачи для трубы определяются не только коэффициентами теплоотдачи, но и соответствующими диаметрами.

При передаче теплоты через многослойную стенку учитывается сопротивление всех слоев:

$$\begin{aligned} t_{ж1} - t_{c1} &= \frac{q_l}{p} \frac{1}{a_1 d_1}; \\ t_{c1} - t_{c2} &= \frac{q_l}{p} \frac{1}{2l_1} \ln \frac{d_2}{d_1}; \\ &\dots\dots\dots \\ &\dots\dots\dots \\ t_{c1} - t_{c(n+1)} &= \frac{q_l}{p} \frac{1}{2l_2} \ln \frac{d_{n+1}}{d_1}; \\ t_{c(n+1)} - t_{ж2} &= \frac{q_l}{p} \frac{1}{a_2 d_{n+1}}. \end{aligned}$$

После сложения равенств и решения относительно линейной плотности теплового потока, получим:

$$q_l = \frac{p (t_{ж1} - t_{ж2})}{\frac{1}{a_1 d_1} + \sum_{i=1}^{i=n} \frac{1}{2l_i} \ln \frac{d_{i+1}}{d_i} + \frac{1}{a_2 d_{n+1}}},$$

или

$$q_l = p k_l (t_{ж1} - t_{ж2}).$$

Величина

$$R_l = \frac{1}{k_l} = \frac{1}{a_1 d_1} + \sum_{i=1}^{i=n} \frac{1}{2l_i} \ln \frac{d_{i+1}}{d_i} + \frac{1}{a_2 d_{n+2}} = R_{la_1} + \sum_{i=1}^{i=n} R_{ll_i} + R_{la_2}.$$

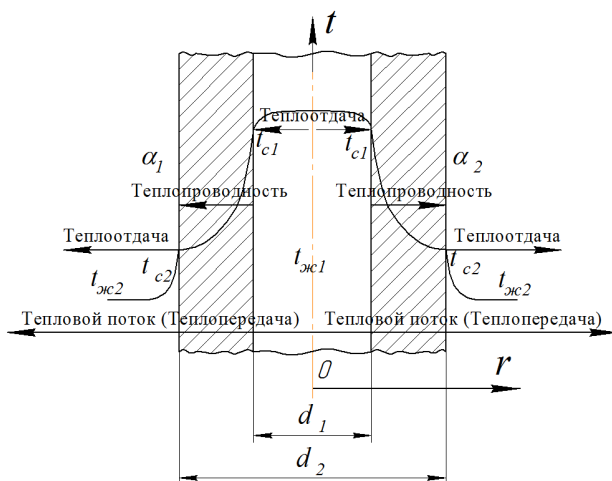
Называется полным термическим сопротивлением многослойной стенки и измеряется в (м К)/Вт.

Расчет многослойной стенки часто применяется для нахождения тепловых потерь трубопроводов.



Трубопроводы отопления с изоляцией, канальная прокладка.

Однородная цилиндрическая стенка с граничными условиями третьего рода с обеих сторон.



Линейная плотность теплового потока в процессе теплопередачи

Линейная плотность теплового потока в процессе теплоотдачи

$$q_l = p a_1 d_1 (t_{жс1} - t_{c1})$$

Линейная плотность теплового потока в процессе теплопроводности

$$q_l = \frac{(t_{c1} - t_{c2})p}{\frac{1}{2l} \ln \frac{d_2}{d_1}}$$

Линейная плотность теплового потока в процессе теплоотдачи

$$q_l = p a_2 d_2 (t_{c2} - t_{жс2})$$

$$q_l = \frac{p (t_{жс1} - t_{жс2})}{\frac{1}{a_1 d_1} + \frac{1}{2l} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{a_2 d_2}}$$

Передача теплоты через шаровую стенку

Пусть имеется полый шар с радиусами r_1 и r_2 , постоянным коэффициентом теплопроводности λ и с заданными равномерно распределенными температурами поверхностей t_{c1} и t_{c2} . Величины $t_{ж1}$, $t_{ж2}$, α_1 и α_2 предполагаются постоянными во времени.

Так как процесс стационарный и полный тепловой поток Q , Вт, будет постоянным для всех изотермических поверхностей, то можно записать:

$$\begin{aligned} Q &= p \alpha_1 d_1^2 (t_{ж1} - t_{c1}); \\ Q &= \frac{2pl(t_{c1} - t_{c2})}{\frac{1}{d_1} - \frac{1}{d_2}}; \\ Q &= p \alpha_2 d_2^2 (t_{c2} - t_{ж2}). \end{aligned}$$

Из этих уравнений следует, что

$$Q = \frac{p(t_{ж1} - t_{ж2})}{\frac{1}{\alpha_1 d_1^2} + \frac{1}{2l} \left(\frac{1}{d_1} - \frac{1}{d_2} \right) + \frac{1}{\alpha_2 d_2^2}} = p k_{ш} \Delta t.$$

Величина

$$k_{ш} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 d_1^2} + \frac{1}{2l} \left(\frac{1}{d_1} - \frac{1}{d_2} \right) + \frac{1}{\alpha_2 d_2^2}}$$

называется коэффициентом теплопередачи шаровой стенки и измеряется в Вт/К.

Обратная величина

$$R_{ш} = \frac{1}{k_{ш}} = \frac{1}{\alpha_1 d_1^2} + \frac{1}{2l} \left(\frac{1}{d_1} - \frac{1}{d_2} \right) + \frac{1}{\alpha_2 d_2^2},$$

называется термическим сопротивлением теплопередачи шаровой стенки и измеряется в К/Вт.

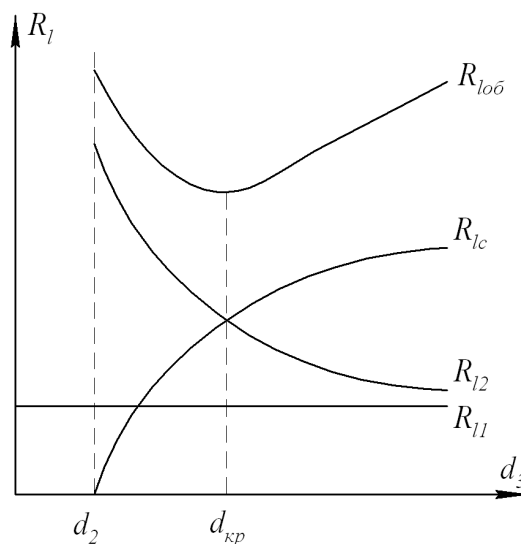
Критический диаметр

Рассмотрим влияние изменения наружного диаметра на термическое сопротивление однородной цилиндрической стенки. Термическое сопротивление однородной цилиндрической стенки, на которую наложена изоляция, равно

$$R_t = \frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2l} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{2l_{из}} \ln \frac{d_3}{d_2} + \frac{1}{\alpha_2 d_3}.$$

При постоянных значениях α_1 , λ , $\lambda_{из}$, α_2 , d_1 , d_2 полное термическое сопротивление теплопередачи цилиндрической стенки будет зависеть от внешнего диаметра.

Термическое сопротивление теплопроводности $R_{cl} = \frac{1}{2l_{из}} \ln \frac{d_3}{d_2}$ с увеличением d_3 будет возрастать, так как идет увеличение толщины стенки. Термическое сопротивление теплоотдачи $R_{tl} = \frac{1}{\alpha_2 d_3}$ будет уменьшаться, в связи с увеличением наружной поверхности. Полное термическое сопротивление складывается из термического сопротивления теплоотдачи и теплопроводности, и, следовательно, зависит от характера их изменения (рис. 4).



Зависимость термического сопротивления цилиндрической
стенки с изоляцией от d_3 .

Полное термическое сопротивление имеет минимальное значение, для этого вычислим производную:

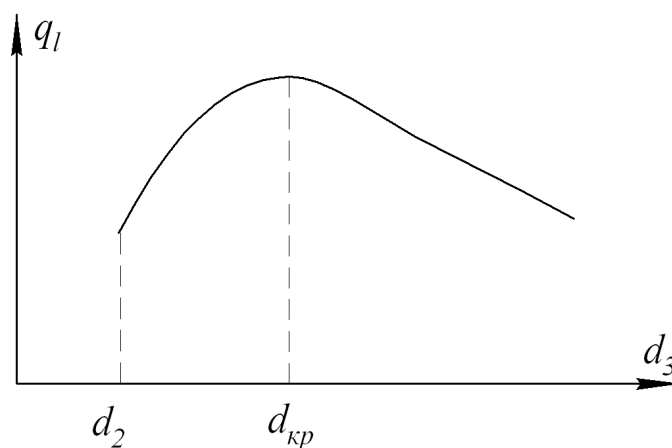
$$\frac{d(R_l)}{d(d_3)} = \frac{1}{2l_{из}d_3} - \frac{1}{a_2d_3^2} = 0.$$

Значение внешнего диаметра трубы, соответствующее минимальному полному термическому сопротивлению теплопередачи, называется критическим диаметром:

$$d_{кр} = \frac{2l_{из}}{a_2}.$$

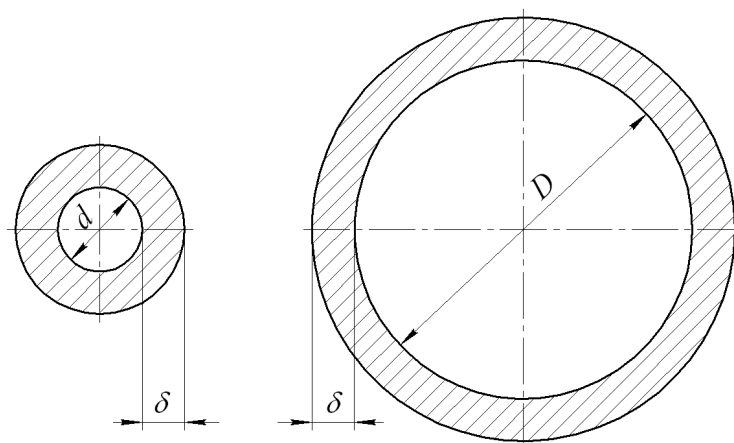
При выборе тепловой изоляции для покрытия различных цилиндрических аппаратов и трубопроводов, прежде всего, нужно рассчитать критический диаметр.

Если $d_{кр} > d_2$, то применение выбранного материала в качестве тепловой изоляции не целесообразно, так как при увеличении диаметра изоляции до $d_{кр}$ уменьшается термическое сопротивление, и происходит увеличение тепловых потерь вместо их уменьшения. Рис.5. В данной ситуации для обеспечения целесообразности изоляции необходимо изменить материал изоляции на материал с меньшим коэффициентом теплопроводности $l_{из} \leq \frac{d_2 \cdot a_2}{2}$, что приведет к уменьшению критического диаметра, или увеличить диаметр трубы до критического диаметра $d_{кр} \leq d_2$.



Зависимость тепловых потерь от толщины изоляции.

Например: если на трубу диаметром d наложить изоляцию $d = d/2$, то увеличение теплотерь на поверхности при постоянных условиях теплообмена вырастет в 2 раза, т.к. площадь теплообмена с окружающей средой также увеличится в 2 раза. Увеличение же внутреннего термического сопротивления не окажет большого влияния на теплотери, лишь слегка уменьшив их. В данном случае очевидно нецелесообразность наложения изоляции, т.к. потери тепла в окружающую среду увеличатся.



Примеры наложения изоляций

Если мы будем накладывать ту же изоляцию, но на трубу с большим диаметром $D \gg d$, мы получим обратный эффект, увеличение площади теплообмена будет не значительным, и величина внутреннего термического сопротивления уже будет сильно снижать теплотери. В этом случае наложения изоляции будет оправданным, а теплотери уменьшаться.

Здесь рассмотрен критический диаметр применительно к цилиндру, очевидно, что аналогичный эффект будет наблюдаться и для других тел с иной геометрией, у которых внутренняя и внешняя поверхности различны (шар, треугольная призма и т.д.).

Виды тепловой изоляции



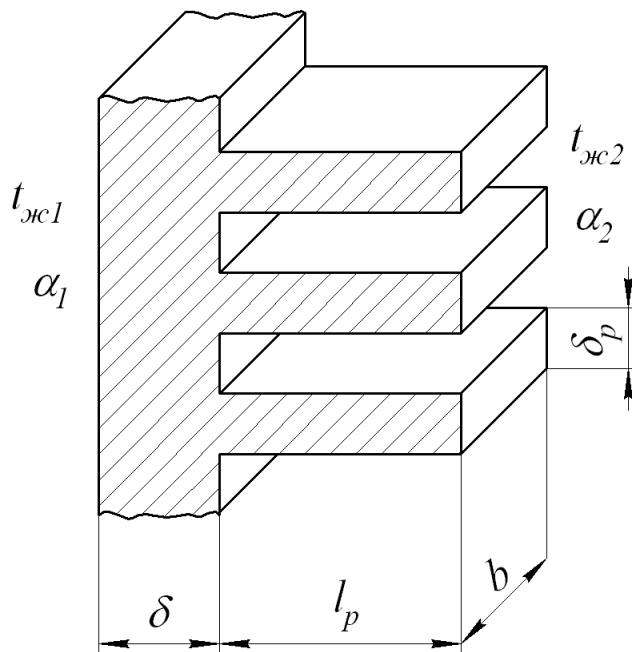
Многотрубная система, состоящая из полибутеновых труб, тепловой изоляции из вспененного полиэтилена, а также защитного гофрированного пластикового кожуха. Используется для прокладки наружных сетей отопления и водоснабжения.



Однотрубная система, состоящая из полибутеновых труб, тепловой изоляции из пенополиуретана, а также защитного гладкого пластикового кожуха. Эта система используется для прокладки наружных инженерных сетей отопления, водоснабжения, а также для транспортировки промышленных и пищевых жидкостей

Теплопередача через ребристую стенку

Так как термические сопротивления теплоотдачи определяются не только коэффициентами теплоотдачи, но и размерами самих поверхностей $R = \frac{1}{aF}$, для увеличения теплового потока через стенку используют оребрение. Оребрение применяют со стороны большего термического сопротивления (меньшего коэффициента теплоотдачи). Оребрение наиболее эффективно, если термическое сопротивление теплоотдачи со стороны оребрения уменьшится до максимального сопротивления из оставшихся термических сопротивлений.



Ребристая стенка.

Необходимо найти тепловой поток через плоскую ребристую стенку. Для этого запишем систему уравнений:

$$Q = a_1(t_{жс1} - t_{c1})F,$$

$$Q = \frac{l}{d}(t_{c1} - t_{c2})F,$$

$$Q = a_2(t_{c2} - t_{жс2})F_{эф}.$$

Здесь $F_{эф}$ – эффективная площадь оребрения, которая складывается из площади стенки без учета ребер и площади ребер с учетом их эффективности:

$$F_{эф} = F_c + E \cdot F_p.$$

Величина E называется коэффициентом эффективности оребрения и находится:

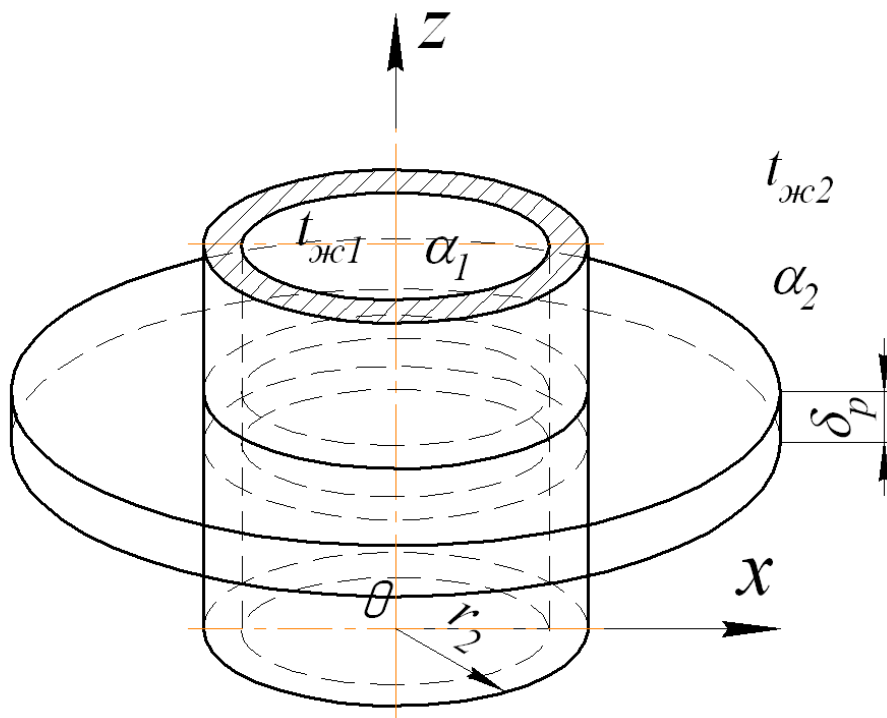
для плоского ребра

$$E = \frac{th\left(\frac{l_p}{d_p}\sqrt{2Bi}\right)}{\frac{l_p}{d_p}\sqrt{2Bi}},$$

Безразмерная величина Bi , называемая числом Био. Число Био представляет собой отношение внутреннего термического сопротивления теплопроводности к внешнему термическому сопротивлению теплоотдачи:

$$Bi = \frac{\frac{d_p}{1}}{a_2}.$$

для круглого ребра



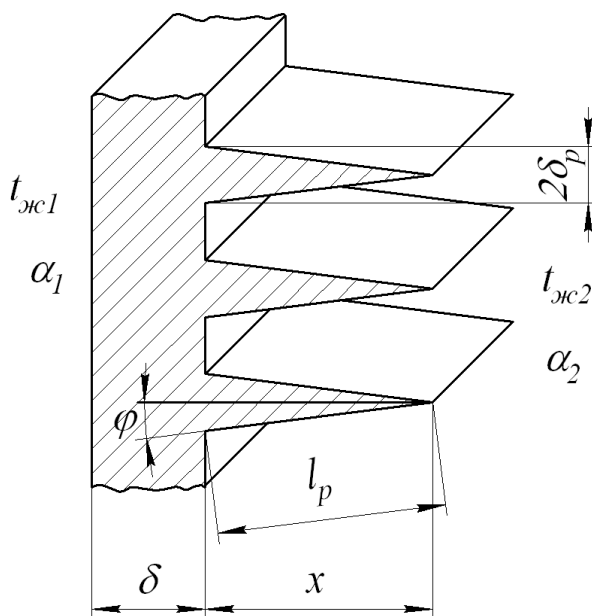
Ребристая стенка с поперечными ребрами.

$$E \cdot F_{p1} = 2p r_2 d_p m \frac{I_1(mr_{ребра})K_1(mr_2) - I_1(mr_2)K_1(mr_{ребра})}{I_0(mr_2)K_0(mr_{ребра}) + I_0(mr_{ребра})K_0(mr_2)},$$

$$m = \sqrt{\frac{2\alpha}{\lambda\delta_p}} - \text{константа},$$

I_0, I_1, K_0, K_1 – функции Бесселя,
 r_2 – внешний радиус трубопровода, м,
 $r_{\text{ребра}}$ – радиус ребра, м,
 F_{p1} – площадь одного ребра, м².

для треугольного ребра



Ребристая стенка с треугольными ребрами.

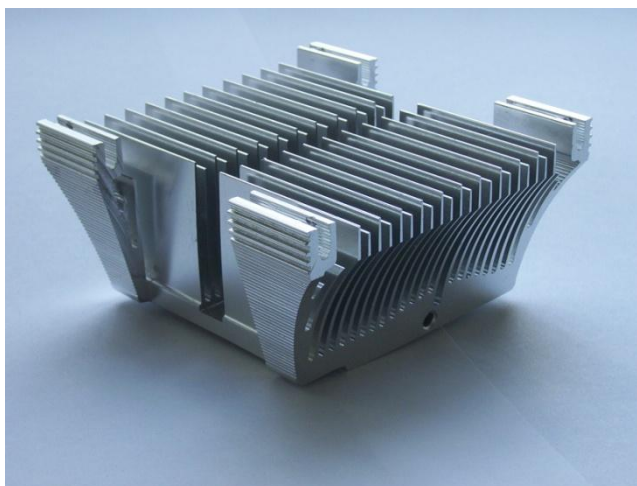
$$E \cdot F_{p1} = \frac{d_p l_p}{\sqrt{\frac{a_2 x \sin(j)}{l}} \sin(j) I_0 \left(2 \sqrt{\frac{a_2 x \sin(j)}{l}} \right)} \frac{I_1 \left(2 \sqrt{\frac{a_2 x \sin(j)}{l}} \right)}{I_0 \left(2 \sqrt{\frac{a_2 x \sin(j)}{l}} \right)},$$

l_p – расстояние от вершины до основания по поверхности ребра, м,
 x – высота ребра, м,
 j – угол между осью ребра и его поверхностью.

Коэффициент эффективности оребрения - это отношение количества тепла, отдаваемое реальным ребром к количеству тепла, отдаваемому идеальным ребром.

Вместе с уменьшением термического сопротивления теплоотдачи появляется также внутреннее термическое сопротивление теплопроводности (в связи с увеличением толщины стенки). *Идеальным ребром* называется такое ребро, у которого внутреннее термическое сопротивление теплопроводности отсутствует (равно нулю). Поэтому следует использовать ребра, выполненные из материала с высокой теплопроводностью (например, алюминий или медь).

Оребрение применяется для повышения эффективности работы теплообменных аппаратов при разных условиях теплообмена.



Алюминиевый радиатор для охлаждения радиодеталей.



Радиаторы для обогрева помещений.



Труба с продольными ребрами



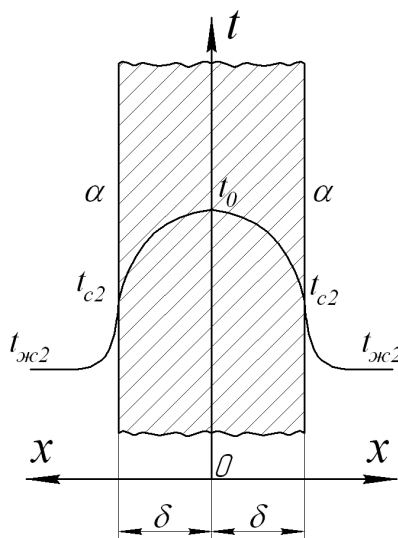
Спирально-ребренные трубы

ТЕПЛОПРОВОДНОСТЬ ПРИ СТАЦИОНАРНОМ РЕЖИМЕ С ВНУТРЕННИМИ ИСТОЧНИКАМИ ТЕПЛОТЫ

В ряде случаев внутри тела может выделяться или поглощаться теплота. Например: при нагревании электрическим током или ряде химических процессов. Тогда при описании теплопроводности необходимо учитывать мощность внутренних источников.

Теплопроводность плоской стенки

Рассмотрим пластину толщиной $2d$. Источники теплоты равномерно распределены по объему и равны $q_v = \text{const}$. Заданы коэффициенты теплоотдачи и температура жидкости. Необходимо найти распределение температуры в пластине.



Распределение температуры внутри пластины.

При указанных условиях температура пластины будет изменяться только вдоль оси x , тогда дифференциальное уравнение принимает вид:

$$\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{q_v}{l} = 0.$$

После интегрирования получим:

$$\frac{\partial t}{\partial x} = -\frac{q_v x}{l} + C_1;$$

$$t = -\frac{q_v x^2}{2l} + C_1 x + C_2.$$

Постоянные интегрирования C_1 и C_2 определяются из граничных условий. Поскольку распределение температуры симметрично относительно центра можно рассматривать лишь одну половину пластины ($x = 0$ в центре пластины). Тогда, граничные условия для половины пластины:

$$x = 0; \quad \left(\frac{dt}{dx} \right)_{x=0} = 0;$$

$$x = d; \quad -l \left(\frac{dt}{dx} \right)_{x=d} = a (t_c - t_{жс}).$$

При $x = 0$ получаем $C_1 = 0$; при $x = d$ получаем:

$$-l \left(\frac{dt}{dx} \right)_{x=d} = a (t_c - t_{жс}).$$

где

$$\left(\frac{dt}{dx} \right)_{x=d} = -\frac{q_v d}{l}.$$

Отсюда $t_c = t_{жс} + q_v d/a$; подставив это выражение в уравнение для нахождения температуры при $x = d$ получим:

$$C_2 = t_{жс} + \frac{q_v d}{a} + \frac{q_v d^2}{2l}.$$

Подставив значения постоянных интегрирования в выражение для нахождения температуры, находим уравнение температурного поля:

$$t_c = t_{жс} + \frac{q_v d}{a} + \frac{q_v d^2}{2l} \left[1 - \left(\frac{x}{d} \right)^2 \right].$$

Теплопроводность цилиндрической стенки

Рассмотрим бесконечно длинную цилиндрическую стенку (трубу) с внутренним радиусом r_1 , наружным r_2 и постоянным коэффициентом теплопроводности l . Внутри этой стенки имеются равномерно распределенные источники теплоты производительностью q_v .

В такой стенке температура будет изменяться только в направлении радиуса и процесс теплопроводности будет описываться уравнением:

$$\frac{\partial^2 t}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial t}{\partial r} + \frac{q_v}{l} = 0$$

Интеграл этого уравнения представлен выражением:

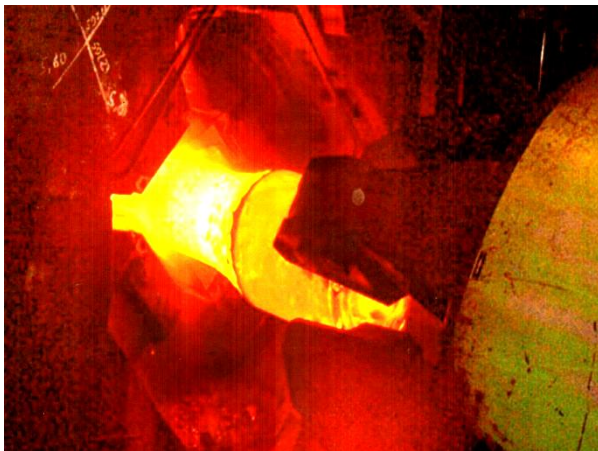
$$\frac{\partial t}{\partial r} = -\frac{q_v r}{2l} + \frac{C_1}{r}$$

Уравнение для определения температуры имеет вид:

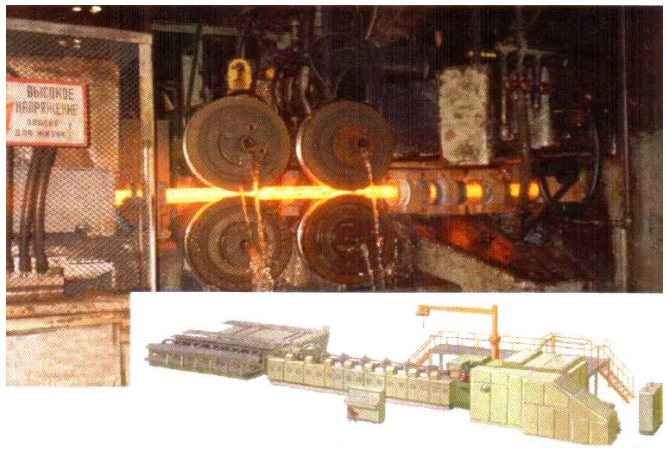
$$t = -\frac{q_v r^2}{4l} + C_1 \ln r + C_2$$

Постоянные интегрирования C_1 и C_2 в последнем уравнении определяются из граничных условий.

Часто данная задача возникает при расчете индукционных печей, где нагрев металла осуществляется не контактным способом (дымовыми газами и др.), а с помощью электромагнитной индукции, а также в бытовых индукционных установках, например в микроволновой печи.



Индукционная установка
для сквозного нагрева мерных
заготовок



Индукционная установка
для сквозного нагрева прутковых
заготовок



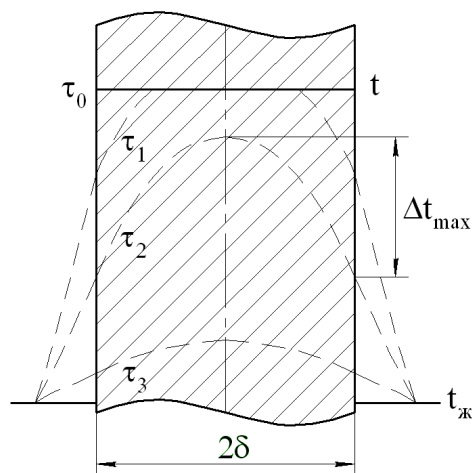
Микроволновая печь

ТЕПЛОПРОВОДНОСТЬ ПРИ НЕСТАЦИОНАРНОМ РЕЖИМЕ

Нестационарные процессы теплопроводности всегда сопровождаются изменениями температуры и внутренней энергии вещества во времени.

Охлаждение (нагревание) неограниченной пластины

Рассмотрим пластину толщиной $2d$. Начальное распределение температуры задано и равно t_0 . Теплообмен происходит в среде с постоянной температурой ($t_{\text{ж}} = \text{const}$) и постоянными условиями теплообмена ($a = \text{const}$).



Охлаждение неограниченной пластины

При указанных условиях температура пластины будет изменяться только вдоль оси x , тогда дифференциальное уравнение принимает вид:

$$\frac{\partial t}{\partial t} = a \frac{\partial^2 t}{\partial x^2}.$$

Приведем это уравнение к безразмерному виду:

$$\frac{\partial q}{\partial Fo} = \frac{\partial^2 q}{\partial X^2},$$

$q = \frac{t - t_{\text{жс}}}{t_0 - t_{\text{жс}}}$ – безразмерная температура;

$X = \frac{x}{d}$ – безразмерная координата;

$Fo = \frac{at}{d^2}$ – безразмерное время.

Граничные условия:

на оси пластины	при $X = 0$	$\frac{dq}{dX} = 0$;
на поверхности пластины	при $X = 1$	$\frac{dq}{dX} = -Bi q$.

Решение дифференциального уравнения теплопроводности с учетом граничных условий имеет вид:

$$q = \sum_{n=1}^{\infty} \frac{2 \sin(m_n)}{m_n + \sin(m_n) \cos(m_n)} \cos(m_n X) \exp(-m_n^2 Fo) = \sum_{n=1}^{\infty} A_n \cos(m_n X) \exp(-m_n^2 Fo)$$

m_n – корни характеристического уравнения, которые являются функцией числа Bi находятся из соотношения:

$$ctg(m) = \frac{m}{Bi}.$$

Очевидно, что температура в центре равна:

$$q = \sum_{n=1}^{\infty} A_n \exp(-m_n^2 Fo),$$

а для поверхности можно записать:

$$q = \sum_{n=1}^{\infty} A_n \cos(m_n) \exp(-m_n^2 Fo).$$

Многочисленные исследования показали, что при $Fo \geq 0.3$, ряд достаточно точно описывается первым членом ряда, тогда.

$$q = A_1 \cos(m_1 X) \exp(-m_1^2 Fo).$$

Количество теплоты Q_n , которое отдает или воспринимает пластина с обеих сторон за время от $t = 0$ до $t = t_k$, должно равняться изменению внутренней энергии пластины за период ее охлаждения (нагревания).

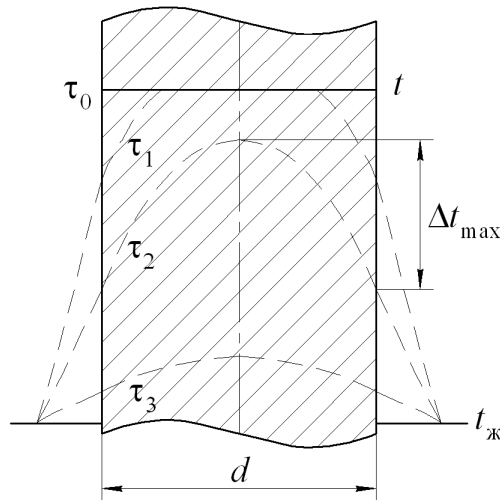
$$Q_n = 2d f r c (t_0 - t_{жс}) (1 - \bar{q}_k),$$

$\bar{q}_k$ – средняя температура при времени $t = t_k$, которая находится из уравнения:

$$\bar{q}_k = \frac{1}{X} \int_0^X q dX = \sum_{n=1}^{\infty} \frac{2 \sin^2(m_n)}{m_n^2 + m_n \sin(m_n) \cos(m_n)} \exp(-m_n^2 Fo).$$

Охлаждение (нагревание) неограниченного цилиндра

Цилиндр радиусом r_0 отдает (воспринимает) тепло окружающей среде через свою боковую поверхность. Теплообмен происходит в среде с постоянной температурой ($t_{\text{ж}} = \text{const}$) и постоянными условиями теплообмена ($a = \text{const}$).



Охлаждение неограниченного цилиндра

При указанных условиях температура цилиндра будет изменяться только по радиусу r , тогда дифференциальное уравнение принимает вид:

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = a \left(\frac{\partial^2 t}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial t}{\partial r} \right).$$

Приведем это уравнение к безразмерному виду:

$$\frac{\partial q}{\partial Fo} = \frac{\partial^2 q}{\partial R^2} + \frac{1}{R} \frac{\partial q}{\partial R}.$$

$q = \frac{t - t_{\text{ж}}}{t_0 - t_{\text{ж}}}$ – безразмерная температура;

$R = \frac{r}{r_0}$ – безразмерный радиус;

$Fo = \frac{at}{r_0^2}$ – безразмерное время.

Граничные условия:

на оси цилиндра

при $R = 0$

$$\frac{dq}{dR} = 0;$$

на поверхности пластины

при $R = 1$

$$\frac{dq}{dR} = -Bi q.$$

Решение дифференциального уравнения теплопроводности с учетом

граничных условий имеет вид:

$$q = \sum_{n=1}^{\infty} \frac{2J_1(m_n)}{m_n(J_0^2(m_n) + J_1^2(m_n))} J_0(m_n R) \exp(-m_n^2 Fo) = \sum_{n=1}^{\infty} A_n J_0(m_n R) \exp(-m_n^2 Fo)$$

m_n – корни характеристического уравнения, которые являются функцией числа Bi и находятся из соотношения:

$$\frac{J_0(m)}{J_1(m)} = \frac{m}{Bi}.$$

J_0 , J_1 – функции характеристического уравнения, которые называются функциями Бесселя первого рода нулевого и первого порядка соответственно. Очевидно, что температура в центре равна:

$$q = \sum_{n=1}^{\infty} A_n \exp(-m_n^2 Fo),$$

а для поверхности можно записать:

$$q = \sum_{n=1}^{\infty} A_n J_0(m_n) \exp(-m_n^2 Fo).$$

Многочисленные исследования показали, что при $Fo \geq 0.25$, ряд достаточно точно описывается первым членом ряда, тогда.

$$q = A_1 J_0(m_1 R) \exp(-m_1^2 Fo).$$

Количество теплоты Q_n , которое отдает или воспринимает цилиндр за время от $t = 0$ до $t = t_k$, должно равняться изменению внутренней энергии пластины за период ее охлаждения (нагрева).

$$Q_n = p r_0^2 l r c (t_0 - t_{жс}) (1 - \bar{q}_k),$$

$\bar{q}_k$ – средняя температура при времени $t = t_k$, которая находится из уравнения:

$$\bar{q}_k = \frac{1}{\pi R^2} \int_0^R q 2\pi R dR = \sum_{n=1}^{\infty} \frac{4J_1^2(m_n)}{m_n^2(J_0^2(m_n) + J_1^2(m_n))} \exp(-m_n^2 Fo).$$

Охлаждение (нагревание) шара

Шар радиусом r_0 отдает (воспринимает) тепло окружающей среде через свою боковую поверхность. Теплообмен происходит в среде с постоянной температурой ($t_{\text{ж}} = \text{const}$) и постоянными условиями теплообмена ($a = \text{const}$).

При указанных условиях температура шара будет изменяться только по радиусу r , тогда дифференциальное уравнение принимает вид:

$$\frac{\partial t}{\partial t} = a \left(\frac{\partial^2 t}{\partial r^2} + \frac{2}{r} \frac{\partial t}{\partial r} \right).$$

Приведем это уравнение к безразмерному виду:

$$\frac{\partial q}{\partial Fo} = \frac{\partial^2 q}{\partial R^2} + \frac{2}{R} \frac{\partial q}{\partial R}.$$

$$q = \frac{t - t_{жс}}{t_0 - t_{жс}} - \text{безразмерная температура};$$

$$R = \frac{r}{r_0} - \text{безразмерный радиус;}$$

$$Fo = \frac{at}{r_0^2} - \text{безразмерное время.}$$

Граничные условия:

$$\text{в центре шара} \quad \text{при } R = 0 \quad \frac{dq}{dR} = 0;$$

$$\text{на поверхности шара} \quad \text{при } R = 1 \quad \frac{dq}{dR} = -Bi q.$$

Решение дифференциального уравнения теплопроводности с учетом граничных условий имеет вид:

$$q = \sum_{n=1}^{\infty} \frac{2(\sin(m_n) - m_n \cos(m_n))}{m_n - \sin(m_n) \cos(m_n)} \frac{\sin(m_n R)}{m_n R} \exp(-m_n^2 Fo) = \sum_{n=1}^{\infty} A_n \frac{\sin(m_n R)}{m_n R} \exp(-m_n^2 Fo)$$

m_n – корни характеристического уравнения, которые являются функцией числа Vi и находятся из соотношения:

$$tg(m) = -\frac{m}{Bi-1}.$$

Очевидно, что температура в центре равна:

$$q = \sum_{n=1}^{\infty} A_n \exp(-m_n^2 Fo),$$

а для поверхности можно записать:

$$q = \sum_{n=1}^{\infty} A_n \frac{\sin(m_n)}{m_n} \exp(-m_n^2 Fo).$$

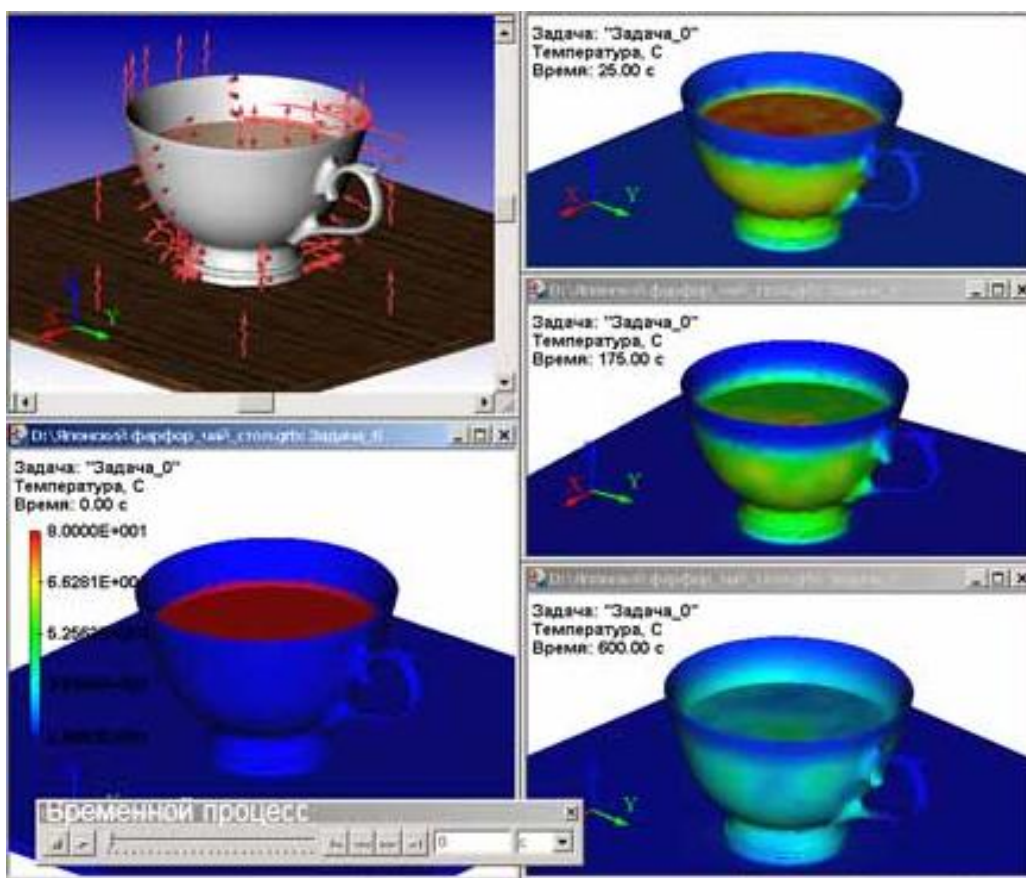
Многочисленные исследования показали, что при $Fo \geq 0.25$, ряд достаточно точно описывается первым членом ряда, тогда.

$$q = A_1 \frac{\sin(m_1 R)}{m_1 R} \exp(-m_1^2 Fo).$$

Количество теплоты Q_n , которое отдает или воспринимает цилиндр за время от $t = 0$ до $t = t_k$, должно равняться изменению внутренней энергии пластины за период ее охлаждения (нагрева).

$$Q_n = \frac{4}{3} p r_0^3 r c (t_0 - t_{жс}) \cdot \sum_{n=1}^{\infty} \frac{6}{m_n^3} \frac{(\sin(m_n) - m_n \cos(m_n))^2}{m_n - \sin(m_n) \cos(m_n)} (1 - e^{-m_n^2 Fo}),$$

Задачи такого плана часто возникают в печах, например при закалке или отпуске, также встречаются более экзотические задачи:



Процесс остывания кружки чая, смоделированный в программе t-flex.

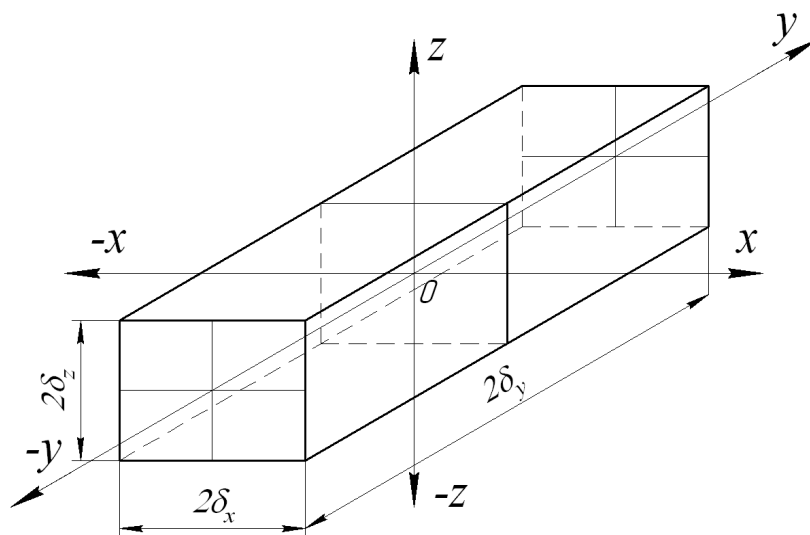
Охлаждение (нагревание) тел конечных размеров

Параллелепипеды, цилиндры конечных размеров и др. можно рассматривать как тела, образованные пересечением бесконечных пластин и цилиндров.

При рассмотрении параллелепипеда можно заметить, что он образован пересечением трех взаимно перпендикулярных безграничных пластин конечной толщины, тогда, используя теорему о перемножении решений, получим температуру в каждой точке параллелепипеда:

$$q = q_x q_y q_z,$$

q_x , q_y , q_z – безразмерные температуры, вычисленные отдельно для каждой из образующих пластин.

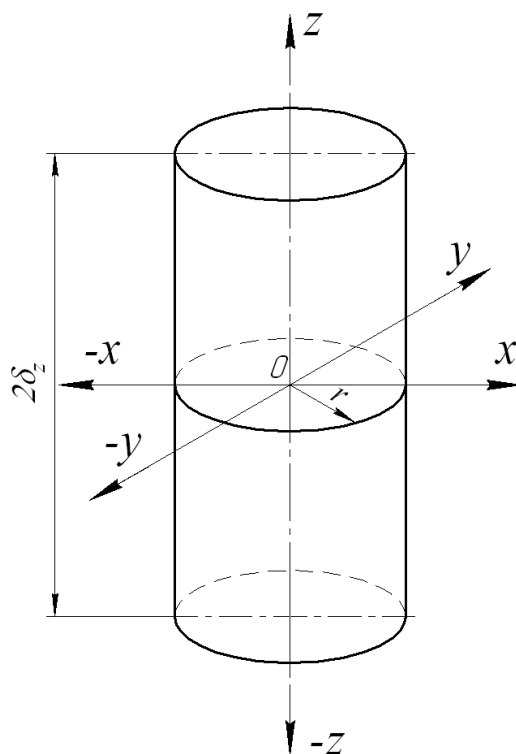


Параллелепипед конечных размеров

Таким же образом можно рассчитать температуру цилиндра, который образован пересечением безграничной пластины и безграничным цилиндром:

$$q = q_r q_z,$$

q_r , q_z – безразмерные температуры, вычисленные отдельно для образующих бесконечных пластины и цилиндра.



Цилиндр конечных размеров

Аналогично находятся температуры и для других тел конечных размеров путем перемножения температур их образующих.

Такие задачи часто возникают в печах, где происходит конвективный нагрев заготовок. Из-за не равномерности их нагрева внутри заготовок возникают термические напряжения, которые могут привести к повреждению заготовок.

Регулярный тепловой режим

В стадии регулярного режима начальные условия начинают играть второстепенную роль, и изменение избыточной температуры любой точки объема подчиняется экспоненциальному закону

$$\vartheta = A_1 U_1 \cdot e^{-\mu_1^2 Fo},$$

откуда

$$\ln \vartheta = -\mu_1^2 Fo + \ln A_1 U_1 = -\mu_1^2 \frac{a}{R^2} \tau + \text{const}$$

или, сокращенно,

$$\ln \vartheta = -m\tau + \text{const}$$

Тепловой режим, при котором натуральный логарифм избыточной температуры изменяется по закону прямой линии, называется регулярным тепловым режимом. Множитель m характеризует скорость протекания явления и носит название *темпа процесса*

$$m = \frac{\ln \vartheta_1 - \ln \vartheta_2}{\tau_2 - \tau_1} = \frac{\ln \frac{T_1 - T_{\text{ж}}}{T_2 - T_{\text{ж}}}}{\tau_2 - \tau_1}.$$

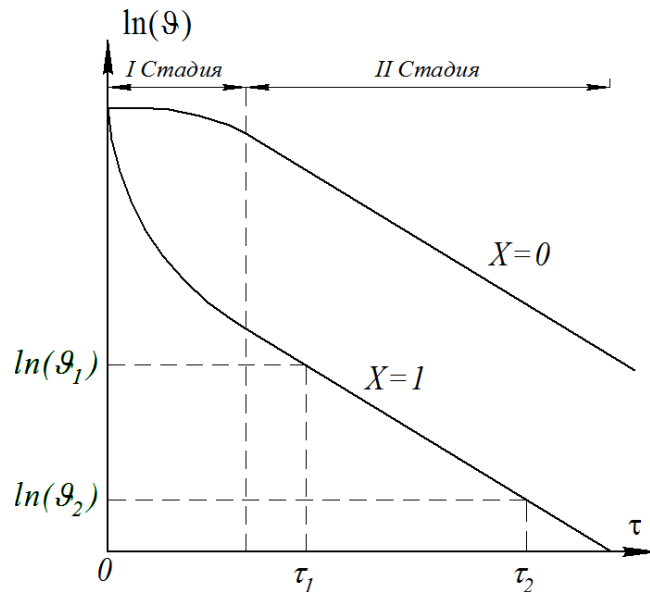


График изменения логарифма избыточной температуры от времени.

Для неограниченной пластины при $Bi \rightarrow \infty$ темп охлаждения прямо пропорционален коэффициенту температуропроводности:

$$a = y \cdot m.$$

Здесь ψ – размерный коэффициент формы.

$$\psi_{\text{н.пл.}} = \left(\frac{R}{\mu_1} \right)^2 = \frac{1}{\left(\frac{\pi}{2R} \right)^2}.$$

Аналогично определяется размерный коэффициент и для тел иной формы:

$$\psi_{\text{н.цил.}} = \frac{1}{\left(\frac{\pi}{1,31R} \right)^2}; \quad \psi_{\text{шара}} = \frac{1}{\left(\frac{\pi}{R} \right)^2};$$

КОНВЕКТИВНЫЙ ТЕПЛООБМЕН

Понятие конвективного теплообмена охватывает процесс теплообмена при движении жидкости или газа. При этом процесс переноса теплоты осуществляется одновременно конвекцией и теплопроводностью.

Конвекция. *Конвекция возможна только в текучей среде, где перенос теплоты неразрывно связан с переносом самой среды.*

Конвективный теплообмен между потоком жидкости или газа и поверхностью соприкасающегося с ним тела называется *теплоотдачей*. При ее расчетах используют закон Ньютона–Рихмана:

$$dQ = a (t_c - t_{жс}) dF .$$

В этом уравнении наибольшей трудностью является определение коэффициента теплоотдачи a , который зависит от множества факторов и часто определяется опытным путем. Для расчета коэффициента теплоотдачи используют критерии теплового подобия. Тогда, коэффициент теплоотдачи можно найти используя *число Нуссельта*, которое характеризует отношение термического сопротивления теплопроводности слоя жидкости толщиной l к термическому сопротивлению теплоотдачи:

$$Nu = \frac{a \cdot l}{\lambda_{жс}} .$$

Число Нуссельта зависит от геометрии тела, условий теплообмена, свойств и характера движения среды (ламинарный, турбулентный). Различают также свободную и вынужденную конвекцию.

Свободная конвекция

Явление конвекции можно объяснить законом Архимеда и явлением теплового расширения тел. При повышении температуры объем жидкости возрастает, а плотность уменьшается. Под действием архимедовых сил менее плотная нагретая жидкость поднимается вверх, а более плотная холодная жидкость опускается вниз.

С явлением конвекции связаны процессы глобальной циркуляции атмосферных масс воздуха. Все ветры вызваны конвекционными потоками, возникающими из-за того, что большая часть энергии Солнца попадает на Землю вблизи экватора. Когда воздух нагревается, он расширяется и поднимается, а взамен к экватору устремляется поток более холодного и плотного воздуха. Так образуется ветер.

Движение среды в рассматриваемом объеме возникает за счет неоднородности распределения температуры, и как следствие, неоднородности распределения плотности. Такое движение называется гравитационным

движением, а конвекция свободной. Данная задача распространена для отопительных установок, так как в помещении движение воздуха создается в основном за счет разности температур воздуха возле отопительной установки и вдали от нее.

В данном случае число Нуссельта будет зависеть от числа Грасгофа и числа Прандтля:

$$Nu = f(Gr, Pr).$$

Число Грасгофа характеризует отношение гравитационных сил к силам вязкости:

$$Gr = \frac{g \cdot b (t_c - t_{ж}) l^3}{n_{ж}^2},$$

g – ускорение свободного падения, м/с^2 ,

$n_{ж}$ – кинематическая вязкость среды, $\text{м}^2/\text{с}$,

b – коэффициент объемного расширения (для жидкости берется по таблице, для газов рассчитывается по формуле $b = \frac{1}{T}$, T – температура газов, К), $1/\text{К}$.

Число Прандтля характеризует отношение скорости распространения количества движения и скорости распространения температуры:

$$Pr = \frac{n_{ж}}{a_{ж}}.$$

Число Нуссельта также зависит от геометрии тел, тогда:
вдоль вертикальной пластины

при $10^3 < Gr \cdot Pr < 10^9$ (ламинарный режим течения)

$$Nu_{L_{ж}} = 0.6 \cdot (Gr_{L_{ж}} \cdot Pr_{ж})^{0.25} \left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_c} \right)^{0.25},$$

$$\overline{Nu}_{L_{ж}} = 0.75 \cdot (Gr_{L_{ж}} \cdot Pr_{ж})^{0.25} \left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_c} \right)^{0.25},$$

при $6 \cdot 10^{10} < Gr \cdot Pr$ (турбулентный режим течения)

$$Nu_{L_{ж}} = \overline{Nu}_{L_{ж}} = 0.15 \cdot (Gr_{L_{ж}} \cdot Pr_{ж})^{0.33} \left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_c} \right)^{0.25},$$

около горизонтальных труб

$$\overline{Nu}_{дж} = 0.5 \cdot (Gr_{дж} \cdot Pr_{ж})^{0.25} \left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_c} \right)^{0.25},$$

$\left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_c} \right)^{0.25}$ – поправка Михеева, для газов принимаемая равной единице, так как число Прандтля для газов слабо зависит от температуры.

$$\text{при } Gr \cdot Pr < 200 \quad \overline{Nu}_{дж} = 1.18 \cdot (Gr_{дж} \cdot Pr_{ж})^{0.125},$$

в этой формуле определяющей температурой является не температура жидкости, а $t = 0.5(t_c + t_{ж})$.

Вынужденная конвекция

Движение среды в рассматриваемом объеме происходит под действием внешних сил, (например за счет насоса или вентилятора).

В данном случае число Нуссельта будет зависеть от числа Рейнольдса и числа Прандтля:

$$Nu = f(Re, Pr).$$

Число Рейнольдса определяет соотношение между силой инерции и силой внутреннего трения:

$$Re = \frac{w \cdot l}{\eta_{ж}}.$$

w – скорость движения потока, м/с.

Для продольно омываемой плоской поверхности

при $Re < 10^5$ (ламинарный режим течения)

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

$$\overline{Nu}_{лж} = 0.66 \cdot Re_{лж}^{0.5} Pr_{ж}^{0.33} \left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_c} \right)^{0.25},$$

при $10^5 < Re$ (турбулентный режим течения)

$$Nu_{l_{жс}} = 0.0296 \cdot Re_{l_{жс}}^{0.8} Pr_{жс}^{0.43} \left(\frac{Pr_{жс}}{Pr_c} \right)^{0.25},$$

$$\overline{Nu}_{l_{жс}} = 0.037 \cdot Re_{l_{жс}}^{0.8} Pr_{жс}^{0.43} \left(\frac{Pr_{жс}}{Pr_c} \right)^{0.25}.$$

Для движения жидкости внутри трубопровода

при $Re < 2300$ $Gr \cdot Pr < 8 \cdot 10^5$ (вязкостный режим течения)

$$\overline{Nu}_{d_{жс}} = 1.55 \cdot \left(Re_{d_{жс}} \frac{d}{l} \right)^{0.33} \left(\frac{m_c}{m_{жс}} \right)^{-0.14},$$

при $Re < 2300$ $8 \cdot 10^5 < Gr \cdot Pr$ (гравитационно-вязкостный режим течения)

$$\overline{Nu}_{d_{жс}} = 0.15 \cdot Re_{d_{жс}}^{0.33} Pr_{жс}^{0.33} (Gr_{d_{жс}} \cdot Pr_{жс})^{0.1} \left(\frac{Pr_{жс}}{Pr_c} \right)^{0.25},$$

при $10^4 < Re$ (турбулентный режим течения)

$$\overline{Nu}_{d_{жс}} = 0.021 \cdot Re_{d_{жс}}^{0.8} Pr_{жс}^{0.43} \left(\frac{Pr_{жс}}{Pr_c} \right)^{0.25}.$$

При поперечном омывании одиночного цилиндра

при $Re < 1000$

$$\overline{Nu}_{d_{жс}} = 0.5 \cdot Re_{d_{жс}}^{0.5} Pr_{жс}^{0.38} \left(\frac{Pr_{жс}}{Pr_c} \right)^{0.25},$$

при $10^3 < Re < 2 \cdot 10^5$

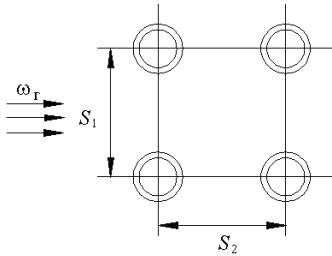
$$\overline{Nu}_{d_{жс}} = 0.25 \cdot Re_{d_{жс}}^{0.6} Pr_{жс}^{0.38} \left(\frac{Pr_{жс}}{Pr_c} \right)^{0.25},$$

при $3 \cdot 10^5 < Re < 2 \cdot 10^6$

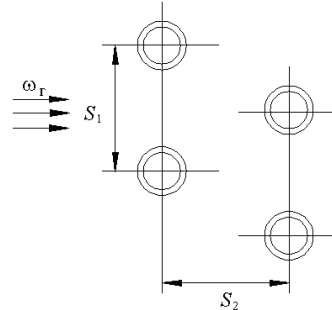
$$\overline{Nu}_{d_{жс}} = 0.023 \cdot Re_{d_{жс}}^{0.8} Pr_{жс}^{0.38} \left(\frac{Pr_{жс}}{Pr_c} \right)^{0.25}.$$

При поперечном омывании пучка труб

Различают два вида расположения труб в пучке: коридорное и шахматное. Расстояние между двумя соседними центрами труб поперек движения среды S_1 , вдоль – S_2 , тогда



Коридорное
расположение труб.



Шахматное
расположение труб.

для коридорного расположения труб

$$\overline{Nu}_{дж} = 0.26 \cdot Re_{дж}^{0.65} Pr_{дж}^{0.33} \left(\frac{Pr_{дж}}{Pr_c} \right)^{0.25} e_s e_i,$$

$e_s = \left(\frac{S_2}{d} \right)^{-0.15}$ – поправочный коэффициент, учитывающий влияние относительных шагов для глубинных рядов пучка.

для шахматного расположения труб

$$\overline{Nu}_{дж} = 0.41 \cdot Re_{дж}^{0.6} Pr_{дж}^{0.33} \left(\frac{Pr_{дж}}{Pr_c} \right)^{0.25} e_s e_i,$$

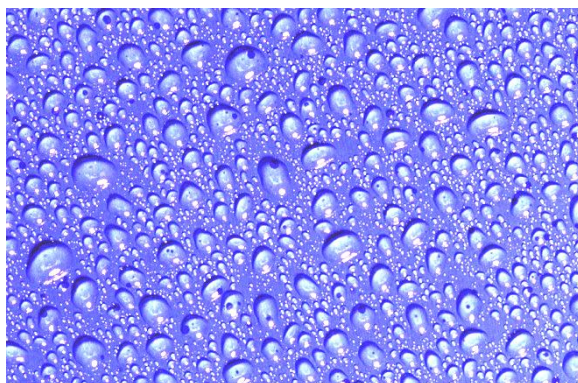
$$\text{при } \frac{S_1}{S_2} < 2 \quad e_s = \left(\frac{S_1}{S_2} \right)^{\frac{1}{6}}, \quad \text{при } \frac{S_1}{S_2} \geq 2 \quad e_s = 1.12.$$

Поправочный коэффициент e_i учитывает изменения теплоотдачи в начальных рядах труб (при не высокой степени турбулентности набегающего потока для первого ряда труб можно принять равным 0.6).

Теплообмен при конденсации

Конденсация представляет собой процесс перехода пара (газа) в жидкое состояние. Конденсация пара часто встречается на практике в конденсаторах паровых турбин, опреснительных установках и многих других теплообменных аппаратах.

Различают *пленочную конденсацию*, когда жидкая конденсированная фаза образуется на поверхности теплообмена в виде устойчивой пленки и смачивает всю поверхность, а также *капельную конденсацию*, когда конденсат не смачивает всю поверхность, а происходит образование капель на поверхности теплообмена. Искусственно капельную конденсацию можно получить, если смазать поверхность маслом или воском.



Капельная конденсация на покрашенной поверхности

*При пленочной конденсации неподвижного пара
при ламинарном течении пленки*

на вертикальной стенке

$$\alpha = \frac{4}{3} \sqrt[4]{\frac{r r_{\text{жс}}^2 g l_{\text{жс}}^3}{4 m_{\text{жс}} (t_{\text{н}} - t_{\text{с}}) h}},$$

$m_{\text{жс}} = \eta_{\text{жс}} r_{\text{жс}}$ — динамическая вязкость, кг/м·с.

на горизонтальной трубе

$$\alpha = 0.728 \sqrt[4]{\frac{r r_{\text{жс}}^2 g l_{\text{жс}}^3}{m_{\text{жс}} (t_{\text{н}} - t_{\text{с}}) d}},$$

Теплообмен при кипении

Кипением называется процесс интенсивного парообразования, происходящего во всем объеме жидкости, находящейся при температуре насыщения или несколько перегретой относительно температуры насыщения, с образованием паровых пузырей.

Различают два основных режима кипения: *пузырьковый* – кипение, при котором пар образуется в виде отдельных периодически зарождающихся, растущих и отрывающихся паровых пузырей, и *пленочный* – характеризуется наличием на поверхности пленки пара, обволакивающую эту поверхность и отделяющей ее от жидкости.

Пузырьковое кипение

в условиях свободного движения

Для определенного рода жидкостей (например, для воды) коэффициент теплоотдачи при развитом кипении зависит лишь от тепловой нагрузки и давления насыщения

$$\alpha = 3 \cdot q^{0.7} p^{0.15} = 38.7 \Delta t^{2.33} p^{0.5},$$

в которые q и p следует подставлять в Вт/м² и бар соответственно.

Пленочное кипение

при ламинарном движении вдоль вертикальной стенки

$$\alpha = 0.943 \sqrt[4]{\frac{r r_n (r_{жс} - r_n) g l_n^3}{m_n (t_n - t_c) h}},$$

при ламинарном движении на наружной поверхности горизонтального цилиндра

$$\alpha = 0.728 \sqrt[4]{\frac{r r_n (r_{жс} - r_n) g l_n^3}{m_n (t_n - t_c) d}},$$

при турбулентном движении

$$\alpha = 0.25 \sqrt[4]{\frac{(r_{жс} - r_n) g \cdot l_{жс}^2 c_{pn}}{n_{жс}^2}}.$$

МАССООТДАЧА

В движущейся однокомпонентной среде теплота переносится теплопроводностью и конвекцией. Этот процесс называется конвективным теплообменом. По аналогии перенос вещества в многокомпонентной среде совместно происходящими процессами молекулярной диффузии и конвекции называют конвективным массообменом.

В однородной по температуре и давлению макроскопически неподвижной двухкомпонентной смеси плотность потока массы одного из компонентов за счет молекулярной диффузии определяется *законом Фика*

$$j_i = -D \frac{\partial r_i}{\partial n}.$$

j – плотность потока массы, кг/(м²К);

D – коэффициент диффузии.

Аналогично теплоотдаче конвективный массообмен между жидкой или твердой поверхностью и окружающей средой называют массоотдачей.

Для расчетов массоотдачи используется уравнение:

$$j_c = b (r_c - r_0),$$

b – коэффициент массоотдачи, м/с;

r_c, r_0 – концентрации диффузионного вещества на поверхности раздела фаз и вдали от нее соответственно, кг/м³.

Исходя из аналогии процессов теплообмена и массообмена, можно записать:

$$Nu_{диф} = f(Re, Pr_{диф}).$$

$Pr_{диф} = \frac{n}{D}$ – диффузионное число Прандтля;

Тогда, коэффициент массоотдачи можно найти, используя *число Нуссельта диффузионное*:

$$Nu_{диф} = \frac{b \cdot l}{D}.$$

Также из аналогии процессов теплообмена и массообмена можно получить расчетную формулу для нахождения числа Нуссельта диффузионного заменив число Прандтля на его диффузионный аналог. Если для расчета теплоотдачи получено уравнение:

$$Nu = a Re^n Pr^m,$$

то для расчета массоотдачи, происходящей в аналогичных условиях, используется уравнение:

$$Nu_{диф} = a Re^n Pr_{диф}^m,$$

где a , n , m – одни и те же величины.

Тогда количество теплоты передаваемой в процессе массоотдачи можно определить по формуле:

$$Q = j_c \cdot r \cdot F.$$

Практический интерес процессы массообмена представляют при испарении, сублимации и сорбции.

ТЕПЛОВОЕ ИЗЛУЧЕНИЕ

Тепловое излучение представляет собой процесс распространения внутренней энергии излучающего тела путем электромагнитных волн. Тепловое излучение чаще всего используется в экранах котлов и печей, где температура может достигать нескольких тысяч градусов по Цельсию.

Плотность потока излучения, соответствующая определенному значению длины волны λ , называется *спектральной интенсивностью излучения* J_λ . Интегральный лучистый поток, излучаемый с единицы поверхности тела по всем направлениям полусферического пространства, называется *плотностью потока интегрального излучения*, или *излучательной способностью* E , Вт/м²:

$$E = \frac{dQ}{dF} = \int_{\lambda=0}^{\lambda=\infty} J_\lambda d\lambda .$$

Закон Планка устанавливает зависимость спектральной интенсивности излучения абсолютно черного тела $J_{0\lambda}$ от длины волны и температуры излучающего тела:

$$J_{0\lambda} = \frac{3.74 \cdot 10^{-16}}{\lambda^5} \left(e^{\frac{1.44 \cdot 10^{-2}}{\lambda T}} - 1 \right)^{-1} .$$

Согласно *закону Стефана-Больцмана*, излучательная способность абсолютного черного тела может быть найдена на основании закона Планка как суммарная энергия излучения тела по всем длинам волн:

$$E_0 = \int_{\lambda=0}^{\lambda=\infty} J_{0\lambda} d\lambda = 5.685 \cdot \left(\frac{T}{100} \right)^4 .$$

Тогда для любого тела справедливо выражение:

$$E = e \cdot E_0 .$$

e — степень черноты реального тела, которая определяется как отношение излучательной способности данного тела к излучательной способности абсолютно черного тела при той же температуре.

Согласно *закону Кирхгофа*, в условиях термодинамического равновесия чем больше тело излучает, тем больше оно и поглощает (излучательная способность прямо пропорциональна поглощательной):

$$A = e .$$

Сумма степеней излучения, отражения и пропускания для тела всегда равны единицы

$$A + R + D = 1.$$

Излучение теплообмена излучением между двумя твердыми телами

В системе из двух тел теплота отданная от одного тела к другому находится по формуле:

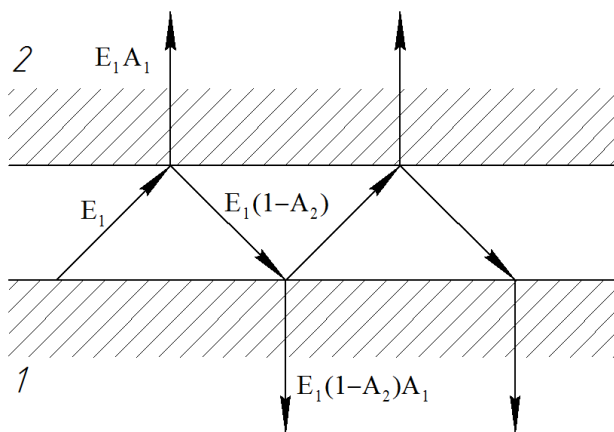
$$Q_{12} = 5.685 \cdot e_{12} \cdot \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right] F.$$

ϵ_{12} – степень черноты системы.

Система с плоскопараллельными поверхностями

В системе с плоскопараллельными поверхностями размеры плоскостей несоизмеримо велики по сравнению с расстоянием между ними, тогда вся энергия с одной плоскости падает на другую и наоборот, тогда:

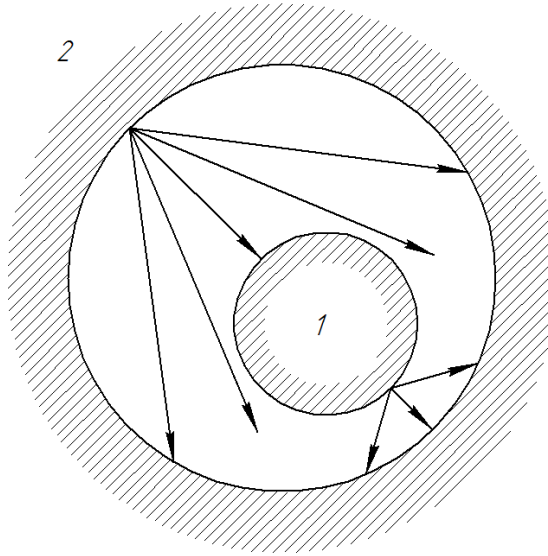
$$e_{12} = \frac{1}{\frac{1}{e_1} + \frac{1}{e_2} - 1}.$$



Теплообмен между телом и его оболочкой

При теплообмене между телом и его оболочкой только часть тепла излученного одной поверхностью падает на другую, тогда

$$e_{12} = \frac{1}{\frac{1}{e_1} + \frac{F_1}{F_2} \left(\frac{1}{e_2} - 1 \right)}.$$



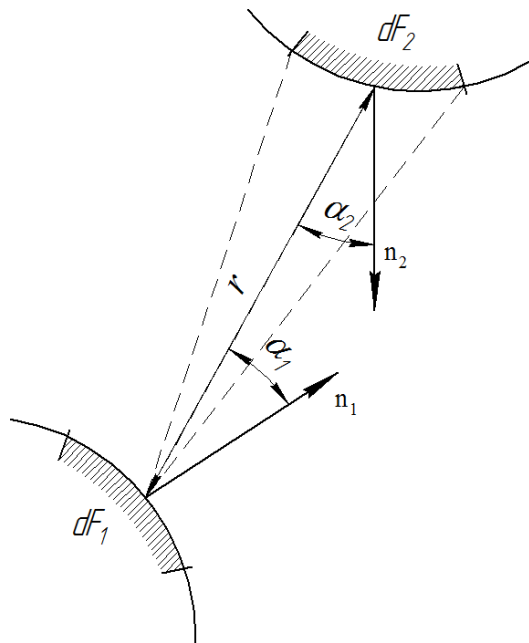
Два тела произвольно расположенные в пространстве

Выражение для определения количества теплоты переданной от одного тела другому:

$$Q_{12} = e_1 \cdot e_2 \cdot 5.685 \cdot \left(\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right) \cdot \int_{F_2} dF_2 \int_{F_1} \frac{\cos(a_1) \cos(a_2)}{p r^2} dF_1,$$

r – кратчайшее расстояние между телами, м;

a – угол между нормалью к поверхности и кратчайшим расстоянием между телами.



Излучение газов

Одно- и двухатомные газы практически прозрачны для теплового излучения. Значительной излучающей и поглощательной способностью, имеющей практическое значение, обладают трех- и многоатомные газы. Для теплотехнических расчетов наибольший интерес представляют углекислый газ и водяной пар, образующийся при горении топлива. Если поглощение и излучение энергии в твердых телах происходит в тонком поверхностном слое, то газы излучают и поглощают энергию во всем объеме. Количество поглощаемой газом энергии зависит от длины пути луча l , парциального давления газа p и его температуры T .

Плотность потока излучения для двуокиси углерода и водяного пара по опытным данным:

$$E_{CO_2} = 3.5 \cdot (p \cdot l)^{0.33} \left(\frac{T}{100} \right)^{3.5}; \quad E_{H_2O} = 3.5 \cdot p^{0.8} \cdot l^{0.6} \cdot \left(\frac{T}{100} \right)^3.$$

Приближенное значение средней длины пути луча определяется по соотношению:

$$l = 0,9 \frac{4V}{F},$$

где V – объем газа, m^3 ; F – поверхность оболочки, окружающей газ, m^2 .

Для пучка труб можно использовать следующее выражение:

$$l = 1.08 \cdot d_2 \left(\frac{S_1 S_2}{d_2^2} - 0.785 \right).$$

Отсюда следует, что законы излучения газов значительно отклоняются от закона Стефана – Больцмана. Однако в основу практических расчетов излучения газов положен именно этот закон. В итоге плотность потока интегрального излучения с поверхности газового слоя определяется уравнением:

$$E = \epsilon_r \cdot 5.685 \cdot \left(\frac{T}{100} \right)^4,$$

где ϵ_r – степень черноты газового слоя определится как сумма степеней черноты отдельных компонентов по уравнению $\epsilon_r = e_{CO_2} + b e_{H_2O} - \Delta e_e$, где b – поправочный коэффициент на парциальное давление водяного пара, $\Delta e_e = e_{CO_2} \cdot b e_{H_2O}$ – поправка, учитывающая частичное совпадение спектров излучения углекислого газа и воды.

ТЕПЛООБМЕННЫЕ АППАРАТЫ

Теплообменным аппаратом называется всякое устройство, назначением которого является передача тепла от одного носителя (горячего) к другому носителю (холодному).

Рекуперативными называются такие теплообменные аппараты, в которых теплоносители протекают одновременно и тепло передается через разделяющую их стенку. Регенеративными называются такие теплообменные аппараты, в которых одна и та же поверхность омывается то горячей, то холодной жидкостью. В смесительных теплообменных аппаратах передача тепла осуществляется путем непосредственного соприкосновения теплоносителей. Это классификация по принципу действия.

Теплообменные аппараты классифицируются и по относительному характеру движения теплоносителей. Прямоточными называются такие теплообменные аппараты, в которых горячий и холодный теплоносители движутся в одном направлении. Противоточными называются такие теплообменные аппараты, в которых горячий и холодный теплоносители движутся в направлениях, противоположных друг другу. В перекрестноточных – движение осуществляется перекрестным образом.

При расчетах обычно стремятся определить необходимую поверхность теплообмена (конструктивный расчет) либо температуру горячей и холодной жидкостей на выходе из теплообменного аппарата (поверочный расчет).

Тепловой расчет

В основе расчетов лежат уравнения теплопередачи и теплового баланса:

$$Q = kF\Delta T_{cp} = c_p \cdot G \cdot (T' - T'') = G(i' - i''),$$

G – массовый расход теплоносителя, кг/с;

ΔT_{cp} – средний логарифмический температурный напор в теплообменном аппарате, который определяется из выражения:

$$\Delta T_{cp} = \frac{\Delta T_{\delta} - \Delta T_{\mu}}{\ln \frac{\Delta T_{\delta}}{\Delta T_{\mu}}}.$$

Расчеты показывают, что при прочих одинаковых условиях $\Delta T_{\text{прот}}^{\text{ср}} > \Delta T_{\text{прям}}^{\text{ср}}$, поэтому в противоточных аппаратах при прочих одинаковых условиях либо меньше площадь теплообмена, либо передается большее количество тепла.

Гидравлический расчет

Потери давления в теплообменных аппаратах являются основным из главных критериев их разработки, так как потери давления необходимо восполнять за счет увеличения мощности насоса.

В зависимости от природы возникновения сопротивления движению теплоносителя их различают как *сопротивление трения* (обусловленные вязким трением на поверхности канала), *местные сопротивления* (повороты, сужения, задвижки), *сопротивления ускорения потока* (при изменении плотности теплоносителя) и *сопротивление самотяги* (на нагретый теплоноситель действует подъемная сила, что важно для газовых потоков). Два последних сопротивления на практике редко оказывают большое влияние, и в большинстве случаев ими можно пренебречь.

$$\Delta p = \sum \Delta p_{mp} + \sum \Delta p_{м.с.} + \sum \Delta p_y + \sum \Delta p_c .$$

Сопротивления трения

Потери давления на преодоление сил трения при течении в канале рассчитываются по формуле:

$$\Delta p_{mp} = x \frac{l}{d} \frac{r w^2}{2} ,$$

l – длина канала, м;

$d = \frac{4f}{u}$ – гидравлический диаметр, м²;

f – поперечное сечение канала, м²;

u – периметр поперечного канала, м;

r – плотность теплоносителя при средней температуре, кг/м³;

w – средняя скорость движения теплоносителя, м/с;

x – коэффициент сопротивления трения, который при изотермическом течении находится из выражения:

$$x = \frac{1}{\left(1.82 \cdot \lg(\text{Re}_d) - 1.64\right)^2} .$$

Местные сопротивления

Местные сопротивления рассчитываются по формуле:

$$\Delta p_{м.с.} = z \frac{r w^2}{2} .$$

z – коэффициент местного сопротивления, который зависит от формы

препятствия, и находится из таблиц.

Сопротивления ускорения потока

При постоянном сечении канала сопротивления ускорения потока можно определить как разность скорости и плотности на входе и выходе из канала:

$$\Delta p_y = r_{\text{вых}} w_{\text{вых}}^2 - r_{\text{вх}} w_{\text{вх}}^2.$$

Сопротивление самотяги

Это сопротивление появляется, если канал сообщается с окружающей средой, тогда:

$$\Delta p_c = \pm g (r_0 - r) h,$$

h – расстояние по вертикали между входом и выходом теплоносителя, м;

r – плотность теплоносителя, кг/м³;

r_0 – плотность окружающей среды, кг/м³;

Знак «+» берется при движении теплоносителя сверху вниз, знак «–» – снизу вверх. В замкнутой системе $\Delta p_c = 0$.

Расчет мощности насоса

Мощность насоса, необходимая для перемещения теплоносителя, рассчитывается по формуле:

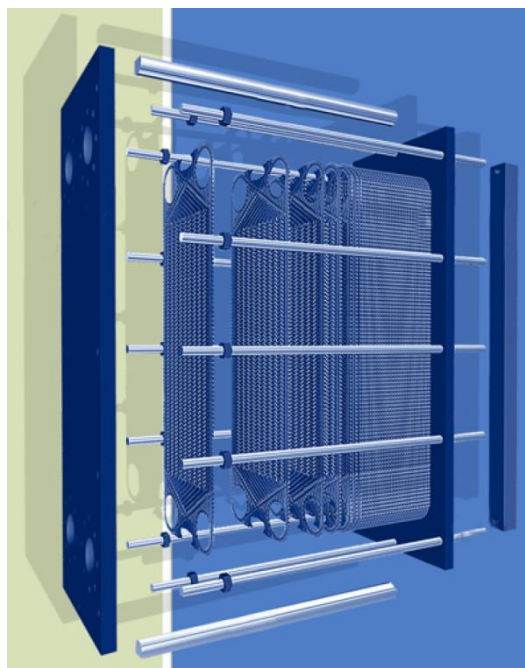
$$N = \frac{V \Delta p}{h},$$

V – объемный расход теплоносителя, м³/с;

h – КПД насоса или вентилятора.



Торец кожухотрубчатого теплообменника



Пластинчатый теплообменник

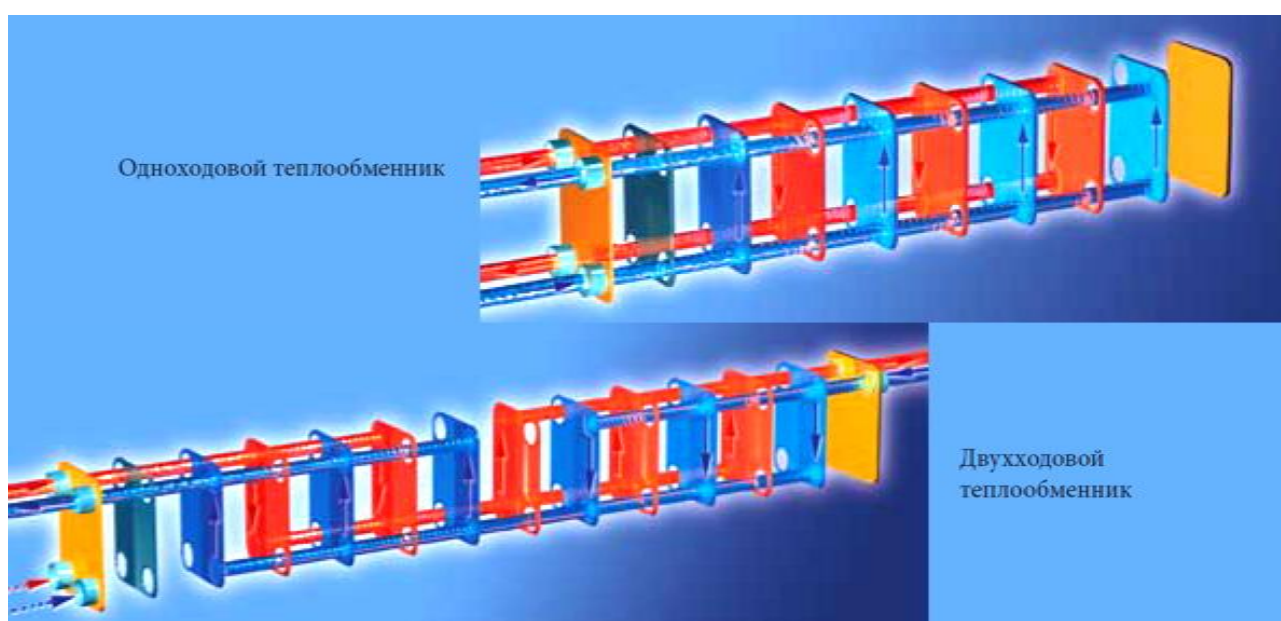
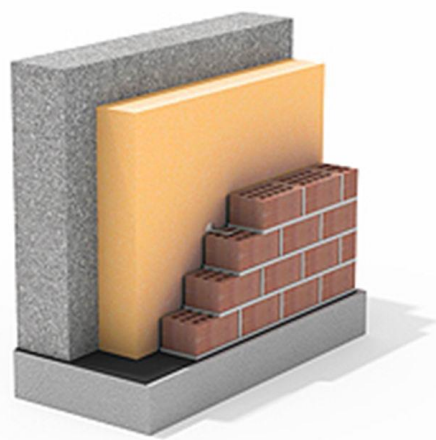


Схема движения теплоносителей в пластинчатом теплообменнике

КОНТРОЛЬНЫЕ ЗАДАНИЯ №1

Задание 1

Определить потери теплоты с каждого погонного метра стены толщиной d , трубопровода или шара, внутренним диаметром d_1 и наружным d_2 , и температуры их поверхностей. Коэффициент теплопроводности материала l . Коэффициент теплоотдачи от жидкости к внутренней поверхности a_1 , к наружной поверхности a_2 , температура жидкости внутри $t_{ж1}$, снаружи $t_{ж2}$.



Решить задачу для двух случаев:

а) образец не изолирован;

б) на образец наложена тепловая изоляция толщиной $d_{из.}$ с коэффициентом теплопроводности $l_{из.}$.

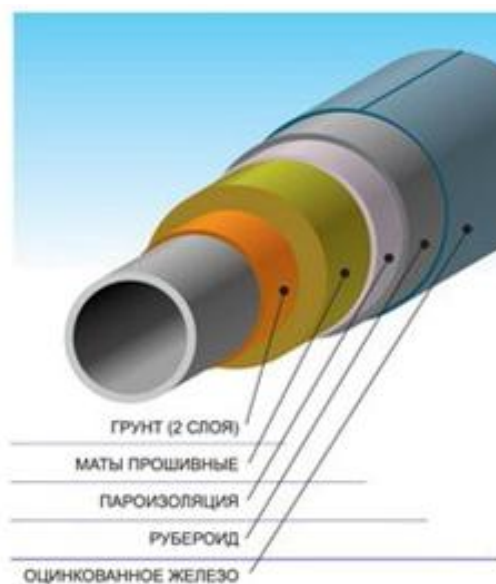
Оценить эффективность тепловой изоляции.

Посл. цифра	Форма образца	d , мм	d_1 , мм	d_2 , мм	l , Вт/мК	a_1 , Вт/м ² К	$t_{ж1}$, °С
1	Пластина	10	-	-	10	10	-30
2	Пластина	20	-	-	45	100	2
3	Пластина	50	-	-	200	1000	18
4	Трубопровод	-	10	12	200	10000	-20
5	Трубопровод	-	25	28	45	1000	20
6	Трубопровод	-	50	55	10	100	70
7	Трубопровод	-	100	108	45	10	120
8	Шар	-	10	12	45	100	-10
9	Шар	-	25	28	200	1000	125
0	Шар	-	50	55	45	10000	200

Предпол. цифра	$d_{из.}$, мм	$l_{из.}$, Вт/мК	a_2 , Вт/м ² К	$t_{ж2}$, °С
1	5	10	10	-1
2	10	5	25	-15
3	15	2	50	-40
4	20	1	100	-25
5	5	0,5	250	0
6	10	0,2	500	25
7	15	0,1	1000	50
8	5	0,05	2500	75
9	10	0,02	5000	100
0	15	0,01	10000	150

Задание 2

Определить толщину тепловой изоляции, которую нужно наложить на стену толщиной d , трубопровод или шар, внутренним диаметром d_1 и наружным d_2 , при условии, что температура поверхности изоляции не превышает $t_{из} = 45^\circ\text{C}$. Коэффициент теплопроводности материала l . Коэффициент теплоотдачи от жидкости к внутренней поверхности a_1 , к наружной поверхности a_2 , температура жидкости внутри $t_{ж1}$, снаружи $t_{ж2}$. Материал изоляции имеет коэффициент теплопроводности равный $l_{из}$. Перед выполнением расчета оценить целесообразность тепловой изоляции.



Посл. цифра	Форма образца	d , мм	d_1 , мм	d_2 , мм	l , Вт/мК	a_1 , Вт/м ² К	$t_{ж1}$, °C
1	Трубопровод		30	36	50	10500	130
2	Трубопровод		35	41	200	12000	150
3	Трубопровод		40	46	90	13500	200
4	Шар	-	10	12	200	4500	150
5	Шар	-	15	18	5	6000	200
6	Шар	-	20	25	100	7500	100
7	Шар	-	25	30	40	9000	120
8	Пластина	100	-	-	100	1000	100
9	Пластина	125	-	-	45	1500	120
0	Пластина	150	-	-	20	3000	130

Предпол. цифра	$l_{из}$, Вт/мК	a_2 , Вт/м ² К	$t_{ж2}$, °C
1	0,5	8	10
2	0,2	9	15
3	0,1	10	18
4	0,05	11	20
5	0,02	12	25
6	0,5	13	10
7	0,2	14	15
8	0,1	15	18
9	0,05	16	20
0	0,02	17	25

Задание 3

Определить потери теплоты с каждого погонного метра оребренной стены толщиной d , трубопровода, внутренним диаметром d_1 и наружным d_2 , и температуры на конце ребер. Коэффициент теплопроводности материала l .

Коэффициент теплоотдачи от жидкости к внутренней поверхности a_1 , к наружной поверхности a_2 , температура жидкости внутри $t_{ж1}$, снаружи $t_{ж2}$.

Количество ребер n , высота ребра h , толщина d_p . Оценить эффективность оребрения.



Посл. цифра	Форма образца	d , мм	d_1 , мм	d_2 , мм	l , Вт/мК	a_1 , Вт/м ² К	$t_{ж1}$, °С
1	Пластина	10	-	-	10	10	-30
2	Пластина	15	-	-	45	100	-10
3	Пластина	20	-	-	200	1000	18
4	Трубопровод	-	100	108	200	10000	-20
5	Трубопровод	-	25	28	45	1000	20
6	Трубопровод	-	50	55	10	100	70
7	Трубопровод	-	100	108	45	10	120
8	Трубопровод	-	120	130	45	100	0
9	Трубопровод	-	25	28	200	1000	75
0	Трубопровод	-	50	55	45	10000	100

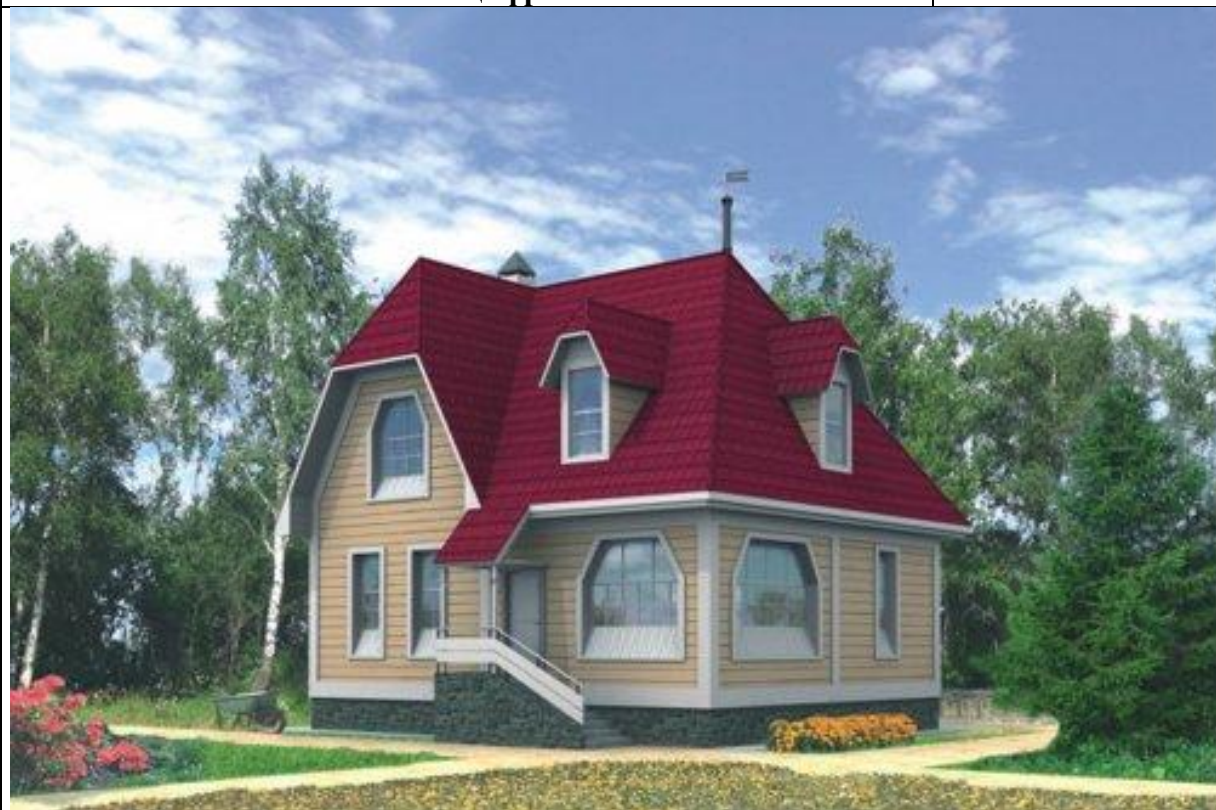
Предпол. цифра	Форма ребер	n	h , мм	d_p , мм	a_2 , Вт/м ² К	$t_{ж2}$, °С
1	Треугольные продольные	2	12	6	10	-10
2	Треугольные продольные	3	10	4	12	-5
3	Треугольные продольные	4	6	2	25	-40
4	Прямоугольные продольные	2	300	10	50	-25
5	Прямоугольные продольные	4	280	8	100	0
6	Прямоугольные продольные	6	240	8	10	25
7	Прямоугольные продольные	8	200	6	12	50
8	Прямоугольные поперечные	2	200	8	25	65
9	Прямоугольные поперечные	3	160	6	50	125
0	Прямоугольные поперечные	4	120	4	100	150

Задание 4

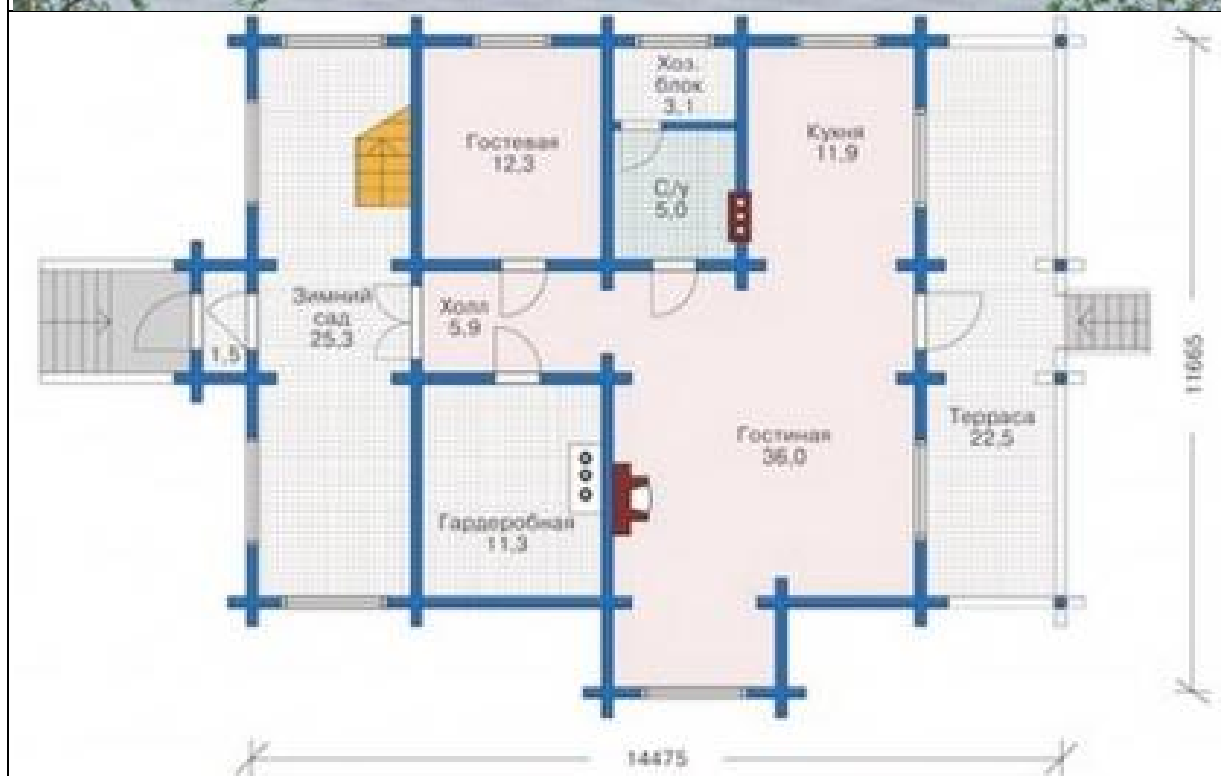
Необходимо рассчитать тепловые потери этажа, если известны его характеристики: размеры и площадь комнат, высота потолка, материал и толщина наружных стен, пола, потолка, количество и характеристики окон, а также заданы расчетная температура снаружи -30°C и требуемая температура в помещениях. Коэффициент термического сопротивления теплопередаче пола принять равными $1.85 \text{ м}^2\text{K/Вт}$ для деревянного пола, $1.43 \text{ м}^2\text{K/Вт}$ для потолочного перекрытия, $0.21 \text{ м}^2\text{K/Вт}$ для деревянной двери (высота – 2.1 м, ширина – 0.9 м). Коэффициенты теплоотдачи внутри комнаты и снаружи соответственно равны $9.7 \text{ Вт/м}^2\text{K}$ и $19.5 \text{ Вт/м}^2\text{K}$.

Также рассчитать эффективность установки пластиковых окон, если сопротивление теплопередачи обычного окна с двойными рамами равна $0.37 \text{ м}^2\text{K/Вт}$.

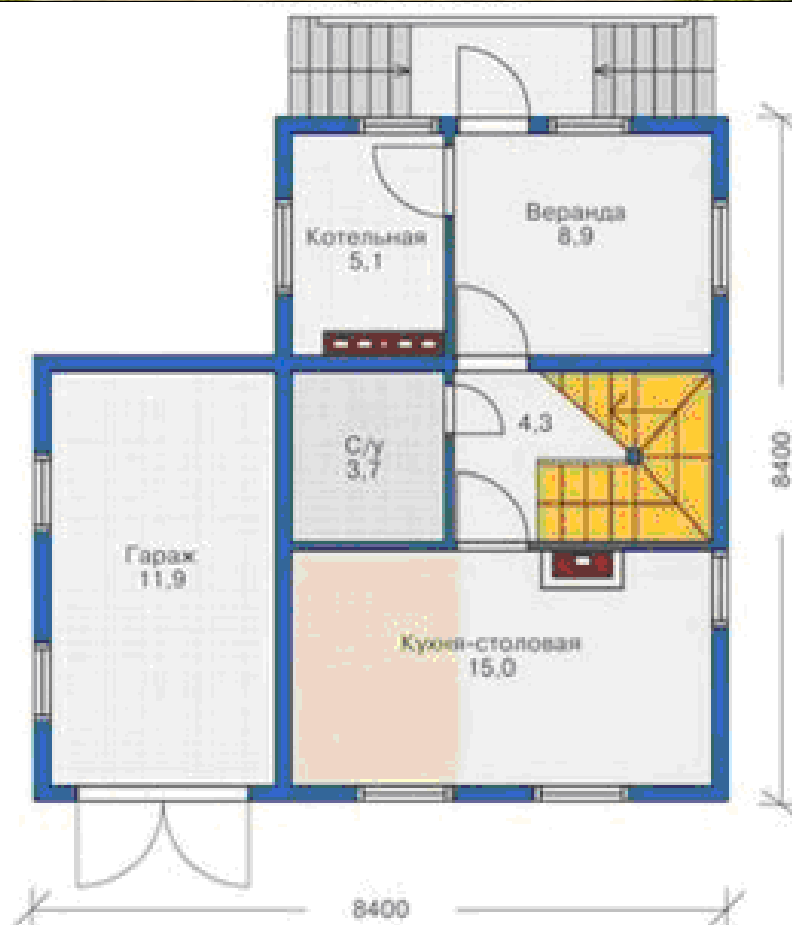
Предпол. цифра	Материал и толщина наружных стен, (Вт/мK, см)	Коэффициент термического сопротивления теплопередачи окон, $\text{м}^2\text{K/Вт}$ (высота – 1.6 м, ширина – 1 м)	Высота потолка, м	Требуемая температура в помещениях, $^{\circ}\text{C}$
1	Стена в 2,5 кирпича (0.6, 67) с внутренней штукатуркой (0.2, 2)	Однокамерный стеклопакет, 0.32	2.75	25
2	Стена в 2 кирпича (0.6, 54) с внутренней штукатуркой (0.2, 2)	Двухкамерный стеклопакет, 0.61	2.75	16
3	Рубленая стена (0.15, 25) с внутренней обшивкой (0.2, 3)	Однокамерный стеклопакет, 0.34	2.75	18
4	Рубленая стена (0.15, 20) с внутренней обшивкой (0.2, 3)	Двухкамерный стеклопакет, 0,65	2.4	20
5	Стена из бруса (0.15, 18) с внутренней обшивкой (0.2, 3)	Однокамерный стеклопакет, 0.53	3.25	22
6	Стена из бруса (0.15, 10) с внутренней обшивкой (0.2, 3)	Двухкамерный стеклопакет, 0,65	2.75	25
7	Каркасная стена (доска + минвата + доска) (0.05, 20) с внутренней штукатуркой (0.2, 2)	Однокамерный стеклопакет, 0.59	2.75	16
8	Стена из пенобетона (0.2, 20) с внутренней штукатуркой (0.2, 2)	Двухкамерный стеклопакет, 0.68	2.75	18
9	Стена в 3 кирпича (0.6, 79) с внутренней штукатуркой (0.2, 2)	Двухкамерный стеклопакет, 0.72	2.4	20
0	Стена в 1 кирпича (0.6, 25) с внутренней штукатуркой (0.2, 2)	Двухкамерный стеклопакет, 0.85	3.25	22







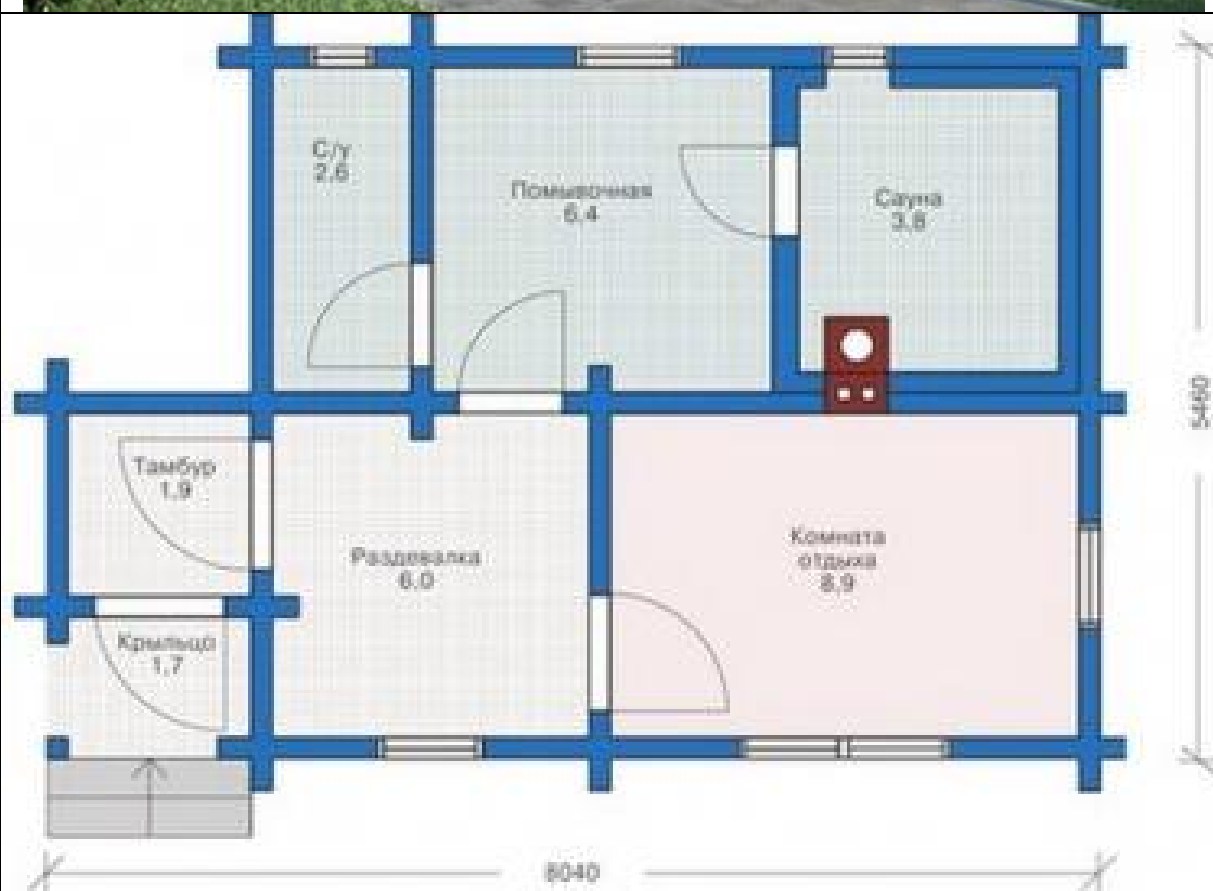














Задание 5

Пластина толщиной d и коэффициентом теплопроводности l с равномерно распределенными внутренними источниками теплоты q_v охлаждается с обеих сторон. С одной стороны на пластину наложена изоляция толщиной $d_{из}$ и коэффициентом теплопроводности $l_{из}$. Температура охлаждающей жидкости $t_{ж}$ и коэффициент теплоотдачи a .



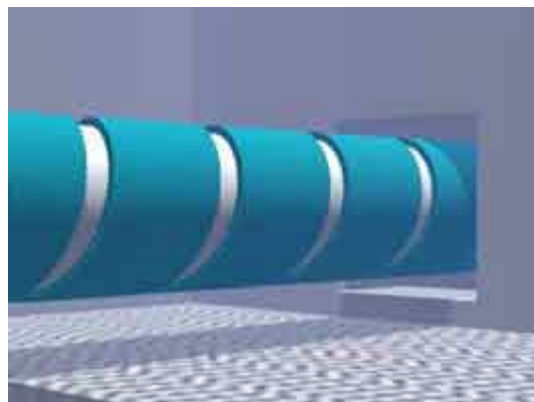
Определить максимальную температуру, температуры в центре, на поверхностях пластины и изоляции.

Посл. цифра	d , мм	l , Вт/мК	$q_v \times 10^{-6}$, Вт/м ³	Условия с неизолированной стороны
1	20	45	100	$t = 20^\circ\text{C}$
2	30	50	200	$t = 50^\circ\text{C}$
3	40	55	300	$t = 100^\circ\text{C}$
4	50	60	4	$q = 0 \text{ Вт/м}^2$
5	60	65	5	$q = 1000 \text{ Вт/м}^2$
6	20	45	6	$q = 10000 \text{ Вт/м}^2$
7	30	50	7	Теплоотдача
8	40	55	8	Теплоотдача
9	50	60	9	Теплоотдача
0	60	65	10	Теплоотдача

Предпол. цифра	$l_{из}$, Вт/мК	$d_{из}$, мм	a , Вт/м ² К	$t_{ж}$, $^\circ\text{C}$
1	12	6	1000	-10
2	10	4	1200	-5
3	6	2	2500	-40
4	30	10	5000	-25
5	28	8	10000	0
6	24	8	1000	25
7	20	6	1200	50
8	20	8	2500	65
9	16	6	5000	125
0	12	4	10000	150

Задание 6

Трубопровод внутренним диаметром d_1 и наружным d_2 или стержень диаметром d_2 с коэффициентом теплопроводности l подключен к источнику питания с напряжением U и силой тока I и охлаждается с обеих сторон. С внешней стороны на них наложена изоляция толщиной $d_{из}$ и коэффициентом теплопроводности $l_{из}$.



Температура охлаждающей жидкости $t_{ж}$ и коэффициент теплоотдачи a . Определить максимальную температуру, температуры в центре стержня, на поверхностях трубопровода или стержня и изоляции.

Посл. цифра	Форма тела	l , Вт/мК	I , А	U , В	d_1 , мм	d_2 , мм
1	Трубопровод	45	500	12	25	28
2	Трубопровод	50	200	24	50	55
3	Трубопровод	55	100	36	75	81
4	Сфера	60	50	220	100	108
5	Сфера	65	20	360	120	130
6	Стержень	45	500	12	-	30
7	Стержень	50	200	24	-	50
8	Стержень	55	100	36	-	80
9	Шар	60	50	220	-	100
0	Шар	65	20	360	-	120

Предпосл. цифра	$l_{из}$, Вт/мК	$d_{из}$, мм	a , Вт/м ² К	$t_{ж}$, °С
1	0.12	6	100	-10
2	0.10	4	120	-15
3	0.06	2	250	-40
4	0.30	10	500	-25
5	0.28	8	1000	0
6	0.24	8	100	25
7	0.20	6	120	50
8	0.20	8	250	65
9	0.16	6	500	125
0	0.12	4	1000	150

Задание 7

Определить температуры в центре и на поверхности пластины толщиной d или стержня или шара диаметром d , через t минут после начала охлаждения, начальная температура t_0 , температура окружающего воздуха $t_{\text{ж}}$, коэффициент теплопроводности материала λ , коэффициент температуропроводности a , коэффициент теплоотдачи на поверхности пластины и стержня α .



Определить максимальную разность температур между серединой и поверхностью Δt_{max} .

Посл. цифра	Форма тела	λ , Вт/мК	d , мм	d , мм	t_0 , °C	$a \times 10^6$, м ² /с
1	Пластина	0,2	10	-	350	0,2
2	Пластина	0,4	15	-	300	0,3
3	Пластина	0,6	20	-	250	0,4
4	Пластина	0,8	25	-	200	0,5
5	Стержень	1	-	10	150	0,6
6	Стержень	0,2	-	20	350	0,2
7	Стержень	0,4	-	50	300	0,3
8	Шар	0,6	-	10	250	0,4
9	Шар	0,8	-	20	200	0,5
0	Шар	1	-	30	150	0,6

Предпол. цифра	t , мин	a , Вт/м ² К	$t_{\text{ж}}$, °C
1	6	10	-50
2	4	12	-40
3	2	25	-30
4	10	50	-20
5	8	100	-10
6	8	10	0
7	6	12	10
8	8	25	20
9	6	50	30
0	4	100	40

Задание 8

Металлический слиток, имеющий форму параллелепипеда, с размерами $a \cdot b \cdot c$, где $b = 1,5a$ и $c = 2a$, имел начальную температуру t_0 , а затем был помещен в печь с температурой $t_{\text{ж}} = 1000^\circ\text{C}$.

Определить температуры в центре слитка $t_{\text{ц}}$ и его вершинах $t_{\text{в}}$ через τ минут после его загрузки в печь, температуры в центрах всех граней t_{ab} , t_{bc} , t_{ac} и количество теплоты, сообщенное слитку за это время.

Коэффициент теплопроводности металла l , плотность r , теплоемкость c , коэффициент теплоотдачи на поверхности слитка a .



Посл. цифра	a , мм	t_0 , $^\circ\text{C}$	t , мин.	l , Вт/мК
1	100	0	1	40
2	125	10	2	30
3	150	18	3	20
4	175	20	4	15
5	200	25	5	10
6	225	0	1	40
7	250	10	2	30
8	275	18	3	20
9	300	20	4	15
0	350	25	5	10

Предпосл. цифра	r , кг/м ³	c , Дж/кгК	a , Вт/м ² К
1	4500	450	500
2	5000	440	400
3	5500	430	300
4	6000	420	200
5	6500	410	150
6	7000	400	125
7	7500	390	100
8	8000	380	75
9	8500	370	50
0	9000	360	25

Задание 9

Металлический слиток имеющий форму цилиндра диаметром и высотой равными d имел начальную температуру t_0 , а затем был положен в печь с температурой $t_{\text{ж}} = 1000^\circ\text{C}$. Коэффициент теплопроводности металла l , плотность r , теплоемкость c , коэффициент теплоотдачи на поверхности a .

Определить температуры в центре слитка, в срединах торцовых поверхностей и на их образующих через τ минут после его загрузки в печь, количество теплоты, сообщенное слитку за это время.



Посл. цифра	d , мм	t_0 , $^\circ\text{C}$	t , мин.	l , Вт/мК
1	100	0	1	40
2	125	10	2	30
3	150	18	3	20
4	175	20	4	15
5	200	25	5	10
6	225	0	1	40
7	250	10	2	30
8	275	18	3	20
9	300	20	4	15
0	350	25	5	10

Предпосл. цифра	r , кг/м ³	c , Дж/кгК	a , Вт/м ² К
1	4500	450	500
2	5000	440	400
3	5500	430	300
4	6000	420	200
5	6500	410	150
6	7000	400	125
7	7500	390	100
8	8000	380	75
9	8500	370	50
0	9000	360	25

Задание 10

Образец диаметром d и/или длиной ℓ , после предварительного нагрева охлаждается в водяном термостате, температура воды $t_{\text{ж}}$, в котором поддерживается постоянной.

Вычислить значения коэффициента температуропроводности испытуемого материала a и построить график изменения температуры, если в процессе охлаждения в стадии регулярного режима температура образца в месте заделки термопары за t минут уменьшилась с t_1 до t_2 .

Коэффициент теплоотдачи на поверхности образца $\alpha \rightarrow \infty$.



Посл. цифра	Форма образца	ℓ , мм	d , мм
1	Куб	50	
2	Куб	100	
3	Куб	150	
4	Шар		35
5	Шар		40
6	Шар		45
7	Цилиндр	100	50
8	Цилиндр	150	55
9	Цилиндр	200	60
0	Цилиндр	250	65

Предпосл. цифра	$t_{\text{ж}}$, °C	t_1 , °C	t_2 , °C	t , мин
1	10	40	20	3
2	12	45	22	5
3	14	50	24	10
4	16	55	26	12
5	18	60	28	15
6	20	65	30	3
7	22	70	32	5
8	24	75	34	10
9	26	80	36	12
0	28	85	38	15

КОНТРОЛЬНЫЕ ЗАДАНИЯ №2

Задание 1

Тонкая квадратная пластина расположенная вертикально со стороной l охлаждается потоком воздуха со скоростью w и температурой $t_{ж}$. К краям пластины приложено напряжение U и протекает ток I . Определить местные коэффициенты теплоотдачи и температуры поверхности на расстоянии $0.1l$, $0.2l$, $0.5l$, l от переднего края пластины, средний коэффициент теплоотдачи, тепло отводимое от пластины и построить график изменения коэффициента теплоотдачи. Решить задачу при условии свободного охлаждения.



Посл. цифра	U , В	I , А	l , м
1	10	50	1
2	24	15	2
3	36	10	3
4	220	5	4
5	360	2	5
6	10	50	5
7	24	15	4
8	36	10	3
9	220	5	2
0	360	2	1

Предпол. цифра	w , м/с	$t_{ж}$, °C
1	3	-20
2	4	-15
3	5	-10
4	8	-5
5	10	0
6	7	5
7	6	10
8	9	15
9	5	20
0	4	25

Задание 2

По стальной горизонтальной трубе внутренним диаметром d_1 , наружным диаметром d_2 с коэффициентом теплопроводности $\lambda_{ст} = 45$ Вт/мК, с асбестовой изоляцией толщиной $d_{из} = 40$ мм и коэффициентом теплопроводности $\lambda_{из} = 0.116$ Вт/мК, погруженной в воду (воздух) с температурой t_1 , протекает вода (воздух) со средней температурой t_2 и скоростью w . Определить тепловой поток, отнесенный к одному метру длины трубы.



Посл. цифра	Среда 1	t_1 , °C	d_1 , мм	d_2 , мм
1	Вода	5	50	55
2	Вода	10	100	108
3	Вода	20	120	132
4	Вода	140	150	164
5	Вода	170	200	220
6	Воздух	-15	50	55
7	Воздух	-20	100	108
8	Воздух	40	120	132
9	Воздух	50	150	164
0	Воздух	60	200	220

Предпол. цифра	Среда 2	t_2 , °C	w , м/с
1	Вода	30	0.50
2	Вода	70	0.75
3	Вода	100	0.10
4	Вода	120	1.25
5	Вода	90	1.50
6	Воздух	-10	5.0
7	Воздух	0	7.5
8	Воздух	15	10.0
9	Воздух	18	12.5
0	Воздух	24	15.0

Задание 3

Трубный пучок, выполненный из стальных труб внутренним диаметром d_1 и наружным d_2 , обдувается поперечным потоком воздуха со скоростью w_r и температурой t_r . Внутри труб протекает вода со скоростью w_b и средней температурой t_b . Продольный и поперечный шаги трубного пучка S_1 и S_2 . Определить средние коэффициенты теплоотдачи и линейные плотности теплового потока для первого и третьего рядов трубного пучка.



Посл. цифра	d_1 , мм	d_2 , мм	w_b , м/с	t_b , °C	$\frac{S_1}{d_2}$
1	20	25	0.5	100	1.5
2	40	45	0.7	110	2
3	60	65	1.0	120	2.5
4	80	85	1.2	130	3
5	100	105	1.5	140	4
6	20	25	1.5	20	1.5
7	40	45	1.2	30	2
8	60	65	1.0	40	2.5
9	80	85	0.7	50	3
0	100	105	0.5	60	4

Предпол. цифра	Расположение труб	w_r , м/с	t_r , °C	$\frac{S_2}{d_2}$
1	коридорное	5	200	1.5
2	коридорное	10	300	2
3	коридорное	15	400	2.5
4	коридорное	20	500	3
5	коридорное	25	600	4
6	шахматное	5	200	1.5
7	шахматное	10	300	2
8	шахматное	15	400	2.5
9	шахматное	20	500	3
0	шахматное	25	600	4

Задание 4

Цилиндрический электронагреватель диаметром d и длиной ℓ потребляет мощность N и нагревает воду массой G с начальной температурой t_b . Определить: время, за которое вода нагревается до кипения; среднюю температуру поверхности кипятильника при нагреве до температуры насыщения; среднюю температуру поверхности кипятильника в режимах пузырькового кипения и пленочного кипения при ламинарном движении; время, за которое выкипит половина воды; среднюю температуру кипятильника после выкипания всей воды.

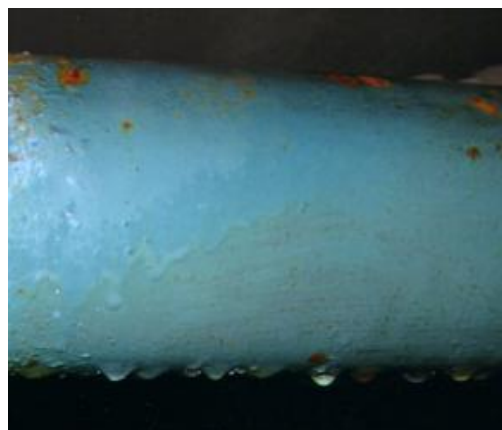


Посл. цифра	d , мм	ℓ , м	N , кВт
1	10	0.5	2
2	12	0.6	3
3	14	0.7	4
4	16	0.8	5
5	18	0.9	6
6	20	1.0	7
7	22	1.1	8
8	24	1.2	9
9	26	1.3	10
0	28	1.4	11

Предпол. цифра	t_b , °C	G , кг	Кипятильник расположен
1	1	1.0	горизонтально
2	2	1.5	вертикально
3	4	2.0	горизонтально
4	6	2.5	вертикально
5	8	3.0	горизонтально
6	10	3.5	вертикально
7	12	4.0	горизонтально
8	14	4.5	вертикально
9	16	5.0	горизонтально
0	18	5.5	вертикально

Задание 5

По трубе внутренним диаметром d_1 и наружным d_2 протекает вода со скоростью w и средней температурой $t_{ж}$. С наружной стороны на поверхности трубы конденсируется сухой насыщенный пар при давлении P . Коэффициент теплопроводности материала трубы l . Определить массу конденсата, которая образуется на каждом погонном метре трубы за 1 секунду, и массу конденсата при образовании на внутренней поверхности отложений толщиной d с коэффициентом теплопроводности $l_{от}$.



Посл. цифра	d_1 , мм	d_2 , мм	w , м/с	$t_{ж}$, °C
1	20	25	0.5	10
2	30	35	0.6	11
3	40	45	0.7	12
4	50	55	0.8	13
5	60	65	0.9	14
6	70	75	1.0	15
7	80	85	1.1	16
8	90	95	1.2	17
9	100	105	1.3	18
0	110	115	1.4	19

Предпосл. цифра	P , кПа	d , мм	$l_{от}$, Вт/мК	l , Вт/мК	Труба расположена
1	4.0	0.05	0.02	30	вертикально
2	4.5	0.10	0.03	40	горизонтально
3	5.0	0.15	0.04	45	вертикально
4	5.5	0.20	0.05	50	горизонтально
5	6.0	0.25	0.06	70	вертикально
6	6.5	0.30	0.02	70	горизонтально
7	7.0	0.35	0.03	50	вертикально
8	7.5	0.40	0.04	45	горизонтально
9	8.0	0.45	0.05	40	вертикально
0	8.5	0.50	0.06	30	горизонтально

Задание 6

Поверхность бассейна, имеющего размеры $a \times b$, обдувается ветром в продольном направлении со скоростью w_b . Относительная влажность воздуха j . Температура воздуха $t_{\text{возд}}$. Определить мощность нагревателя, необходимую для поддержания температуры воды в бассейне на уровне $t_{\text{вод}} = 27^\circ\text{C}$.



Посл. цифра	a , м	b , м	j , %
1	11	3.0	50
2	12	3.5	55
3	13	4.0	60
4	14	4.5	65
5	15	5.0	70
6	16	5.5	50
7	17	6.0	55
8	18	6.5	60
9	19	7.0	65
0	20	7.5	75

Предпол. цифра	w_b , м/с	t_b , $^\circ\text{C}$
1	0	10
2	2	9
3	5	11
4	10	8
5	15	12
6	0	14
7	2	13
8	5	7
9	10	15
0	15	16

Задание 7

В теплице площадью $a \cdot b$ и высотой $h = 3$ м с помощью нагревателя поддерживается температура $t_1 = 27^\circ\text{C}$. Температура воздуха за пределами теплицы t_b . Через неплотности внутрь теплицы поступает наружный воздух в количестве G , кг/с. Средний коэффициент теплопередачи через стекло k . Солнечные лучи падают на поверхность земли под углом 45° . Определить мощность нагревателя, если стекло является прозрачным в интервале длин волн $\lambda = 3,8 \cdot 10^{-7} - 7,6 \cdot 10^{-7}$ м.



Посл. цифра	a , м	b , м	k , Вт/м ² К
1	1	3	100
2	2	3.5	90
3	3	4	80
4	4	0.5	70
5	5	1	60
6	1	4	50
7	2	1.5	40
8	3	3	30
9	4	1.5	20
0	5	2	10

Предпол. цифра	G_b , кг/с	t_b , °C
1	0.1	-10
2	0.2	-5
3	0.3	0
4	0.4	2
5	0.5	4
6	0.1	6
7	0.2	8
8	0.3	10
9	0.4	-12
0	0.5	-15

Задание 8

Электронагреватель имеющий форму цилиндра диаметром d и длиной l , расположен горизонтально и потребляет мощность N . Степень черноты поверхности нагревателя e , температура окружающего воздуха $t_{\text{в}} = 20^\circ\text{C}$. Определить температуру поверхности нагревателя.



Посл. цифра	d , мм	l , м
1	10	0.5
2	15	0.6
3	20	0.7
4	25	0.8
5	30	0.9
6	35	1.0
7	40	1.1
8	45	1.2
9	50	1.3
0	55	1.4

Предпол. цифра	e	N , кВт
1	0.2	0.2
2	0.4	0.4
3	0.6	0.6
4	0.8	0.8
5	0.9	1.0
6	0.2	1.2
7	0.4	1.4
8	0.6	1.6
9	0.8	1.8
0	0.9	2.0

Задание 9

Определить: число секций и длину каждой секции змеевикового экономайзера котла ДКВР10-13, а также мощность насоса, необходимую для подачи нагретой воды в топочные экраны и температуру дымовых газов на выходе из экономайзера. Температура воды в обратной линии тепловой сети $t_{обp} = 70^{\circ}\text{C}$.



Скорость воды в трубах экономайзера w_v , внутренний диаметр трубы экономайзера d_1 , толщина стенки трубы экономайзера d , расход дымовых газов в межтрубном пространстве G_r , температура газов на входе в экономайзер t_r , химический состав дымовых газов $\text{CO}_2 = 13\%$, $\text{H}_2\text{O} = 11\%$, относительный продольный шаг трубного пучка экономайзера S_1 , относительный поперечный шаг трубного пучка экономайзера S_2 , скорость дымовых газов в узком сечении экономайзера w_r . Коэффициент теплопроводности материала экономайзера $l_{эк}$.

Посл. цифра	w_v , м/с	d_1 , мм	d , мм	$l_{эк}$, Вт/мК	$S_1/d_1=S_2/d_1$
1	0.85	15	0.30	20	1.5
2	0.90	20	0.35	25	1.6
3	0.95	25	0.40	30	1.7
4	1.00	30	0.45	35	1.8
5	1.05	35	0.50	40	1.9
6	1.10	35	0.55	45	2.0
7	1.5	30	0.60	50	2.1
8	2.0	25	0.65	55	2.2
9	2.5	20	0.70	60	2.3
0	3.0	15	0.75	65	2.4

Предпол. цифра	G_r , кг/с	t_r , $^{\circ}\text{C}$	w_r , м/с	Режим течения
1	8	700	11	прямоток
2	10	710	12	противоток
3	12	720	13	прямоток
4	14	730	14	противоток
5	16	740	15	прямоток
6	16	750	16	противоток
7	14	760	17	прямоток
8	12	770	18	противоток
9	10	780	19	прямоток
0	8	790	20	противоток

Задание 10

Рассчитать площадь поверхности пластинчатого теплообменника, необходимого для установки в закрытой независимой системе теплоснабжения, для обогрева жилого здания высотой 10 метров с тепловым режимом 90/65 °С и расходом воды $G_{\text{в}}$, в которой установлен насос с мощностью N с КПД $h = 75 \%$.



Сопротивлением трения труб и местными сопротивлениями пренебречь. С котельной приходит насыщенный пар при давлении P , обратно возвращается конденсат температурой 70°С. Определить также количество пара необходимого для нагрева воды в системе отопления. Расстояние между пластинами принять равным $d = 2$ мм. Пластины теплообменного аппарата толщиной $d_{\text{пл}}$ выполнены из материала с коэффициентом теплопроводности $l_{\text{пл}}$ и шириной b . Скорость движения воды $w_{\text{в}}$, скорость движения пара $w_{\text{п}}$. Рассчитать также дополнительное гидравлическое сопротивление со стороны воды, мощность насоса для обогрева здания и габаритные размеры теплообменника.

Посл. цифра	$w_{\text{в}}$, м/с	$d_{\text{пл}}$, мм	b , м	$l_{\text{пл}}$, Вт/мК	$G_{\text{в}}$, кг/с
1	1.3	0.30	0.7	20	15
2	1.4	0.35	0.8	25	160
3	1.5	0.40	0.9	30	17
4	1.6	0.45	1.0	35	180
5	1.7	0.50	1.1	40	19
6	1.3	0.55	1.2	45	200
7	1.4	0.60	1.3	50	21
8	1.5	0.65	1.4	55	220
9	1.6	0.70	1.5	60	23
0	1.7	0.75	1.6	65	240

Предпосл. цифра	P , бар	$w_{\text{п}}$, м/с
1	3	0.6
2	4	0.8
3	5	1.0
4	6	1.2
5	7	1.4
6	8	1.4
7	9	1.2
8	10	1.0
9	11	0.8
0	12	0.6

ПРИЛОЖЕНИЕ

Коэффициенты для расчета охлаждения (нагрева) неограниченной пластины

Bi	m₁	m₂	+A₁	-A₂
0.000	0.0000	3.1416	1.0000	0.0000
0.001	0.0316	3.1419	1.0002	0.0002
0.002	0.0447	3.1422	1.0004	0.0004
0.004	0.0632	3.1429	1.0008	0.0008
0.006	0.0774	3.1435	1.0012	0.0012
0.008	0.0893	3.1441	1.0015	0.0016
0.010	0.0998	3.1448	1.0020	0.0020
0.020	0.1410	3.1479	1.0030	0.0040
0.040	0.1987	3.1543	1.0065	0.0080
0.060	0.2425	3.1606	1.0099	0.0119
0.080	0.2791	3.1668	1.0130	0.0158
0.100	0.3111	3.1731	1.0159	0.0197
0.200	0.4328	3.2039	1.0312	0.0381
0.300	0.5218	3.2341	1.0450	0.0555
0.400	0.5932	3.2636	1.0581	0.0719
0.500	0.6533	3.2923	1.0701	0.0873
0.600	0.7051	3.3204	1.0813	0.1025
0.700	0.7506	3.3477	1.0918	0.1154
0.800	0.7910	3.3744	1.1016	0.1282
0.900	0.8274	3.4003	1.1107	0.1403
1.000	0.8603	3.4256	1.1192	0.1517
1.500	0.9882	3.5422	1.1537	0.2013
2.000	1.0769	3.6436	1.1784	0.2367
3.000	1.1925	3.8088	1.2102	0.2881
4.000	1.2646	3.9352	1.2287	0.3215
5.000	1.3138	4.0336	1.2403	0.3442
6.000	1.3496	4.1116	1.2478	0.3604
7.000	1.3766	4.1746	1.2532	0.3722
8.000	1.3978	4.2264	1.2569	0.3812
9.000	1.4149	4.2694	1.2598	0.3880
10.00	1.4289	4.3058	1.2612	0.3934
15.00	1.4729	4.4255	1.2677	0.4084
20.00	1.4961	4.4915	1.2699	0.4147
30.00	1.5202	4.5615	1.2717	0.4198
40.00	1.5325	4.5979	1.2723	0.4217
50.00	1.5400	4.6202	1.2727	0.4227
∞	1.5708	4.7124	1.2732	0.4244

Коэффициенты для расчета охлаждения (нагрева) неограниченного цилиндра

Bi	m₁	m₂	+ A₁	– A₂
0.000	0.0000	3.8317	1.0000	0.0000
0.010	0.1412	3.8343	1.0031	0.0034
0.020	0.1995	3.8369	1.0049	0.0067
0.040	0.2814	3.8421	1.0102	0.0135
0.060	0.3438	3.8473	1.0150	0.0201
0.080	0.3960	3.8525	1.0199	0.0268
0.100	0.4417	3.8577	1.0245	0.0333
0.150	0.5376	3.8706	1.0366	0.0497
0.200	0.6170	3.8835	1.0482	0.0653
0.300	0.7465	3.9091	1.0711	0.0972
0.400	0.8516	3.9344	1.0931	0.1277
0.500	0.9408	3.9594	1.1142	0.1571
0.600	1.0184	3.9841	1.1345	0.1857
0.700	1.0873	4.0085	1.1539	0.2132
0.800	1.1490	4.0325	1.1724	0.2398
0.900	1.2048	4.0562	1.1902	0.2654
1.000	1.2558	4.0795	1.2071	0.2901
1.500	1.4569	4.1902	1.2807	0.4008
2.000	1.5994	4.2910	1.3377	0.4923
3.000	1.7887	4.4634	1.4192	0.6309
4.000	1.9081	4.6018	1.4698	0.7278
5.000	1.9898	4.7131	1.5029	0.7973
6.000	2.0490	4.8033	1.5253	0.8484
7.000	2.0937	4.8772	1.5409	0.8869
8.000	2.1286	4.9384	1.5523	0.9225
9.000	2.1566	4.9897	1.5611	0.9393
10.00	2.1795	5.0332	1.5677	0.9575
15.00	2.2509	5.1773	1.5853	1.0091
20.00	2.2880	5.2568	1.5918	1.0309
30.00	2.3261	5.3410	1.5964	1.0488
40.00	2.3455	5.3846	1.5988	1.0550
50.00	2.3572	5.4112	1.5995	1.0587
60.00	2.3651	5.4291	1.6009	1.0589
80.00	2.3750	5.4516	1.6012	1.0599
100.0	2.3809	5.4652	1.6014	1.0631
∞	2.4048	5.5201	1.6021	1.0648

Коэффициенты для расчета охлаждения (нагрева) шара

Bi	m₁	m₂	+ A₁	– A₂
0.000	0.0000	4,4934	1.0000	0.0000
0.010	0,1730	4,4956	1,0035	0,0046
0.020	0,2445	4,4979	1,0055	0,0091
0.040	0,3450	4,5023	1,0121	0,0182
0.060	0,4217	4,5068	1,0181	0,0273
0.080	0,4860	4,5112	1,0239	0,0363
0.100	0,5423	4,5157	1,0297	0,0454
0.150	0,6609	4,5268	1,0443	0,0679
0.200	0,7593	4,5379	1,0592	0,0894
0.300	0,9208	4,5601	1,0880	0,1345
0.400	1,0528	4,5822	1,1164	0,1781
0.500	1,1656	4,6042	1,1440	0,2216
0.600	1,2644	4,6261	1,1713	0,2633
0.700	1,3525	4,6479	1,1978	0,3048
0.800	1,4320	4,6696	1,2237	0,3455
0.900	1,5044	4,6911	1,2488	0,3854
1.000	1,5708	4,7124	1,2732	0,4244
1.500	1,8366	4,8158	1,3848	0,6067
2.000	2,0288	4,9132	1,4793	0,7673
3.000	2,2889	5,0870	1,6223	1,0288
4.000	2,4557	5,2329	1,7201	1,2253
5.000	2,5704	5,3540	1,7870	1,3733
6.000	2,6537	5,4544	1,8338	1,4860
7.000	2,7165	5,5378	1,8673	1,5731
8.000	2,7654	5,6078	1,8920	1,6409
9.000	2,8044	5,6669	1,9106	1,6949
10.00	2,8363	5,7172	1,9249	1,7381
15.00	2,9476	5,9080	1,9663	1,8766
20.00	2,9930	5,9921	1,9801	1,9235
30.00	3,0406	6,0831	1,9905	1,9626
40.00	3,0651	6,1311	1,9948	1,9780
50.00	3,0801	6,1606	1,9964	1,9856
60.00	3,0901	6,1805	1,9974	1,9901
80.00	3,1028	6,2058	1,9985	1,9942
100.0	3,1105	6,2211	1,9993	1,9962
∞	3,1416	6,2832	2,0000	2,0000

Физические свойства сухого воздуха ($B = 760$ мм рт. ст. $\gg 1.01 \times 10^5$ Па)

T, °C	ρ, кг/м³	C_p, кДж/ кг×К	$\lambda \times 10^2$, Вт/м×К	$\alpha \times 10^6$, м²/с	$\eta \times 10^6$, Па×с	$\nu \times 10^6$, м²/с	Pr
-50	1.584	1.013	2.04	12.7	14.6	9.23	0.728
-40	1.515	1.013	2.12	13.8	15.2	10.04	0.728
-30	1.453	1.013	2.20	14.9	15.7	10.80	0.723
-20	1.395	1.009	2.28	16.2	16.2	11.61	0.716
-10	1.342	1.009	2.36	17.4	16.7	12.43	0.712
0	1.293	1.005	2.44	18.8	17.2	13.28	0.707
10	1.247	1.005	2.51	20.0	17.6	14.16	0.705
20	1.205	1.005	2.59	21.4	18.1	15.06	0.703
30	1.165	1.005	2.67	22.9	18.6	16.00	0.701
40	1.128	1.005	2.76	24.3	19.1	16.96	0.699
50	1.093	1.005	2.83	25.7	19.6	17.95	0.698
60	1.060	1.005	2.90	26.2	20.1	18.97	0.696
70	1.029	1.009	2.96	28.6	20.6	20.02	0.694
80	1.000	1.009	3.05	30.2	21.1	21.09	0.692
90	0.972	1.009	3.13	21.9	21.5	22.10	0.690
100	0.946	1.009	3.21	33.6	21.9	23.13	0.688
120	0.898	1.009	3.34	36.8	22.8	25.45	0.686
140	0.854	1.013	3.49	40.3	23.7	27.80	0.684
160	0.815	1.017	3.64	43.9	24.5	30.09	0.682
180	0.779	1.022	3.78	47.5	25.3	32.49	0.681
200	0.746	1.026	3.93	51.4	26.0	34.85	0.680
250	0.674	1.038	4.27	61.0	27.4	40.61	0.677
300	0.615	1.047	4.60	71.6	29.7	48.33	0.674
350	0.566	1.059	4.91	81.9	31.4	55.46	0.676
400	0.524	1.068	5.21	93.1	33.0	63.09	0.678
500	0.456	1.093	5.74	115.3	36.2	79.38	0.687
600	0.404	1.114	6.22	138.3	39.1	96.89	0.699
700	0.362	1.135	6.71	164.4	41.8	115.4	0.076
800	0.329	1.156	7.18	188.8	44.3	134.8	0.713
900	0.301	1.172	7.63	216.2	46.7	155.1	0.717
1000	0.277	1.185	8.07	245.9	49.0	177.1	0.719
1100	0.257	1.197	8.50	276.2	51.2	199.3	0.722
1200	0.239	1.210	9.15	316.5	53.5	233.7	0.724

Физические свойства воды на линии насыщения

t, °C	$p \times 10^{-5}$, Па	r, кг/м³	C_p, кДж/ кг·К	$l \times 10^2$, Вт/ м·К	$\alpha \times 10^8$, м²/с	$n \times 10^6$, м²/с	$b \times 10^4$, К⁻¹	$s \times 10^4$, Н/м	Pr
0	1.013	999.9	4.212	55.1	13.1	1.789	-0.63	756.4	13.67
10	1.013	999.7	4.191	57.4	13.7	1.306	+0.70	741.6	9.52
20	1.013	998.2	4.183	59.9	14.3	1.006	1.82	726.9	7.02
30	1.013	995.7	4.174	61.8	14.9	0.805	3.21	712.2	5.42
40	1.013	992.2	4.174	63.5	15.3	0.659	3.87	696.5	4.31
50	1.013	988.1	4.174	64.8	15.7	0.556	4.49	676.9	3.54
60	1.013	983.2	4.179	65.9	16.0	0.478	5.11	662.2	2.98
70	1.013	977.8	4.187	66.8	16.3	0.415	5.70	643.5	2.55
80	1.013	971.8	4.195	67.4	16.6	0.365	6.32	625.9	2.21
90	1.013	965.3	4.208	68.0	16.8	0.326	6.95	607.2	1.95
100	1.013	958.4	4.220	68.3	16.9	0.295	7.52	588.6	1.75
110	1.43	951.0	4.233	68.5	17.0	0.272	8.08	569.0	1.60
120	1.98	943.1	4.250	68.6	17.1	0.252	8.64	548.4	1.47
130	2.70	934.8	4.266	68.6	17.2	0.233	9.19	528.8	1.36
140	3.61	926.1	4.287	68.5	17.2	0.217	9.72	507.2	1.26
150	4.76	917.0	4.313	68.4	17.3	0.203	10.3	486.6	1.17
160	6.18	907.4	4.346	68.3	17.3	0.191	10.7	466.0	1.10
170	7.92	897.3	4.380	67.9	17.3	0.181	11.3	443.4	1.05
180	10.03	886.9	4.417	67.4	17.2	0.173	11.9	422.8	1.00
190	12.55	876.0	4.459	67.0	17.1	0.165	12.6	400.2	0.96
200	15.55	863.0	4.505	66.3	17.0	0.158	13.3	376.7	0.93
210	19.08	852.8	4.555	65.5	16.9	0.153	14.1	354.1	0.91
220	23.20	840.3	4.614	64.5	16.6	0.148	14.8	331.6	0.89
230	27.98	827.3	4.681	63.7	16.4	0.145	15.9	310.0	0.88
240	33.48	813.6	4.76	61.7	16.0	0.141	16.8	285.5	0.88
250	39.78	799.0	4.87	60.5	15.5	0.137	18.1	261.9	0.88
260	46.94	784.0	4.98	59.3	15.2	0.135	19.7	237.4	0.89
270	55.05	767.9	5.12	57.8	14.7	0.133	21.6	214.8	0.91
280	64.19	750.7	5.30	56.5	14.3	0.131	23.7	191.3	0.92
290	74.45	732.3	5.50	54.8	13.7	0.129	26.2	168.7	0.94
300	85.92	712.5	5.76	53.2	13.0	0.128	29.2	144.2	0.99
310	98.70	691.1	6.11	51.4	12.2	0.128	32.9	120.7	1.05
320	122.9	667.1	6.57	49.4	11.3	0.128	38.2	98.10	1.14

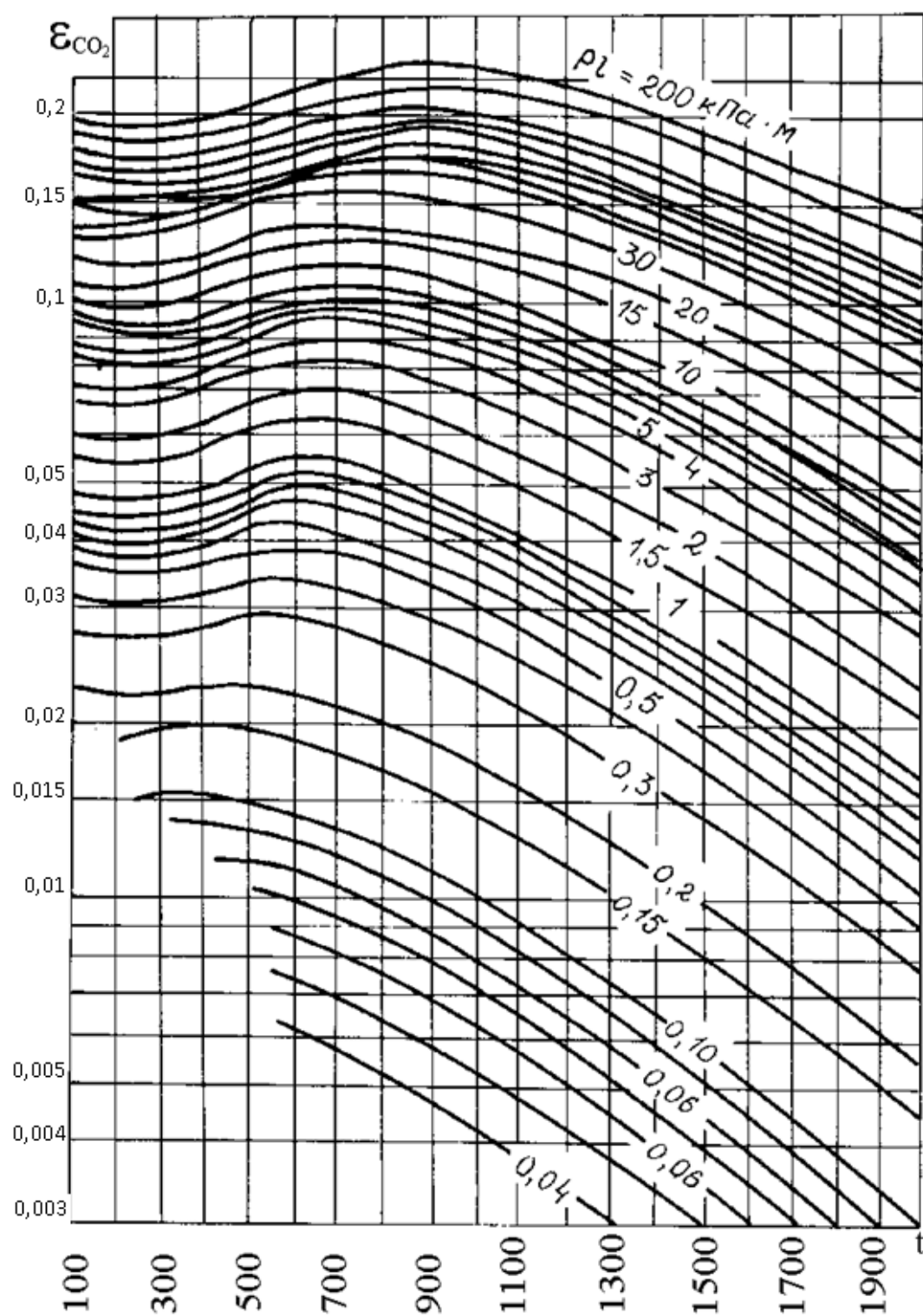
Физические свойства кипящей воды и сухого насыщенного пара

<i>P</i>, бар	<i>t</i>, °C	<i>n</i>·10³, м³/кг	<i>n</i>^{''}, м³/кг	<i>i</i>[·], кДж/кг	<i>i</i>^{''}, кДж/кг	<i>r</i>, кДж/кг
0.010	6.982	1.0001	129.208	29.33	2513.8	2484.5
0.020	17.511	1.0012	67.006	73.45	2533.2	2459.8
0.025	21.094	1.0020	54.256	88.44	2539.7	2451.3
0.030	24.098	1.0027	45.668	101.00	2545.2	2444.2
0.035	26.692	1.0033	39.480	111.84	2549.9	2438.1
0.040	28.981	1.0040	34.803	121.41	2554.1	2432.7
0.045	31.034	1.0046	31.142	129.98	2557.8	2427.8
0.050	32.90	1.0052	28.196	137.77	2561.2	2423.4
0.055	34.60	1.0058	25.772	144.91	2564.2	2419.3
0.060	36.18	1.0064	23.742	151.50	2567.1	2415.6
0.065	37.65	1.0069	22.017	157.64	2569.7	2412.1
0.070	39.02	1.0074	20.532	163.38	2572.2	2408.8
0.075	40.32	1.0079	19.241	168.77	2574.5	2405.7
0.080	41.53	1.0084	18.106	173.87	2576.7	2402.8
0.085	42.69	1.0089	17.102	178.69	2578.8	2400.1
0.090	43.79	1.0094	16.206	183.28	2580.8	2397.5
0.095	44.83	1.0098	15.402	187.66	2582.6	2394.9
0.100	45.83	1.0100	14.676	191.8	2584.4	2392.6
0.200	60.09	1.0170	7.6515	251.5	2609.6	2358.1
0.300	69.12	1.0220	5.2308	289.3	2625.3	2336.0
0.400	75.89	1.0270	3.9949	317.6	2636.8	2319.2
0.500	81.35	1.0300	3.2415	340.6	2646.0	2305.4
0.600	85.95	1.0330	2.7329	359.9	2653.6	2293.7
0.700	89.96	1.0360	2.3658	376.8	2660.2	2283.4
0.800	93.51	1.0390	2.0879	391.7	2666.0	2274.3
0.900	96.71	1.0410	1.8701	405.2	2671.1	2265.9
1.000	99.63	1.0430	1.6946	417.5	2675.7	2258.2
1.100	102.32	1.0460	1.5501	428.8	2680.0	2251.2
1.200	104.81	1.0480	1.4289	439.4	2683.8	2244.4
1.300	107.13	1.0500	1.3258	449.2	2687.4	2238.2
1.400	109.32	1.0510	1.2370	458.4	2690.8	2232.4
1.500	111.37	1.0530	1.1597	467.1	2693.9	2226.8
1.600	113.32	1.0550	1.0917	475.4	2696.8	2221.4
1.700	115.17	1.0560	1.0315	483.2	2699.5	2216.3
1.800	116.93	1.0580	0.9775	490.7	2702.1	2211.4
1.900	118.62	1.0590	0.9295	497.9	2704.6	2206.8
2.000	120.23	1.0610	0.8859	504.7	2706.9	2202.2
2.500	127.43	1.0680	0.7188	535.4	2717.2	2181.8
3.000	133.54	1.0740	0.6058	561.4	2725.5	2164.1

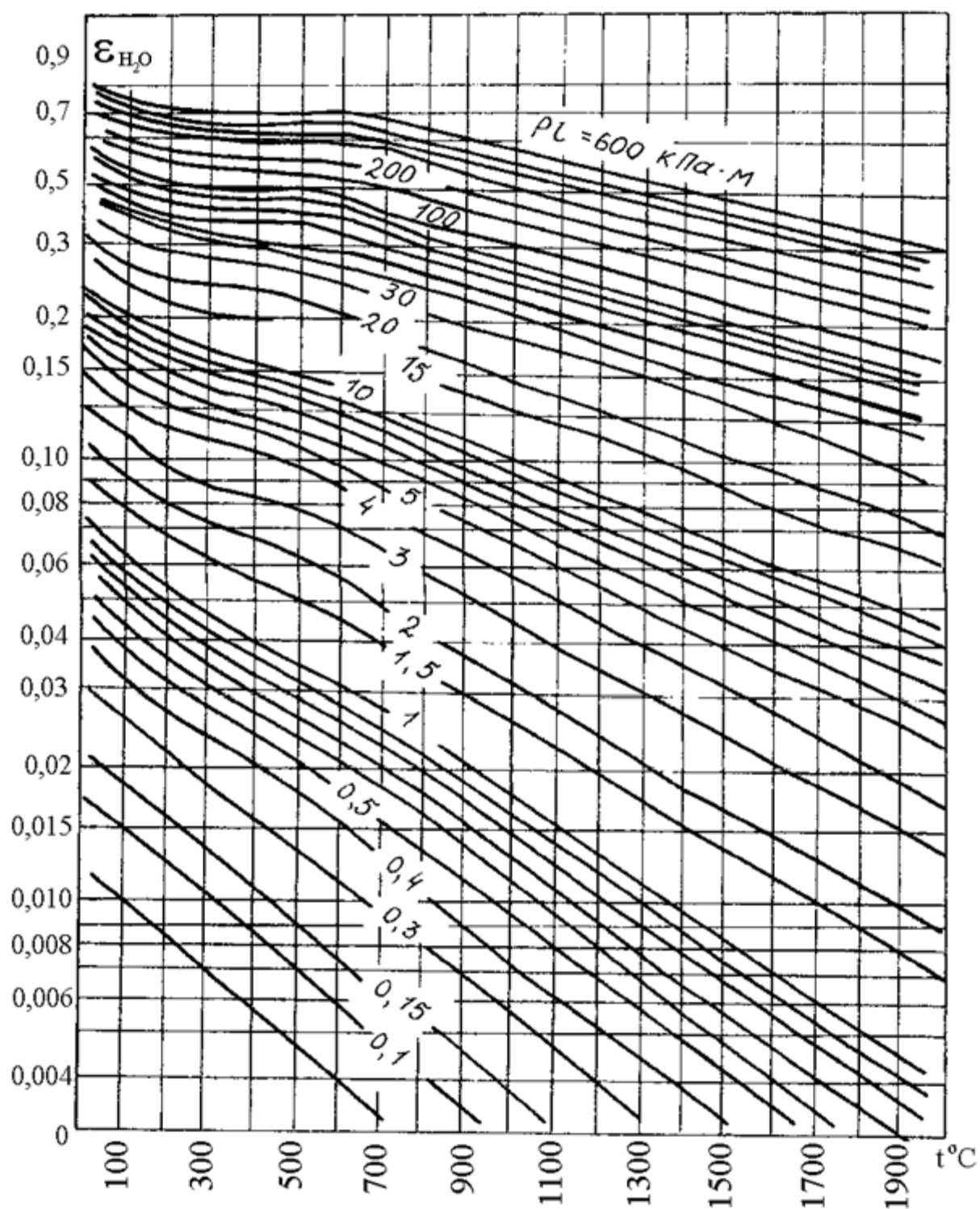
Физические свойства дымовых газов
($B = 760$ мм рт. ст. $\approx 1,01 \cdot 10^5$ Па; $\bar{P}_{CO_2} = 0,13$; $\bar{P}_{H_2O} = 0,11$; $\bar{P}_{N_2} = 0,76$)

$t, ^\circ\text{C}$	$r, \text{кг/м}^3$	$C_p,$ кДж/(кг·К)	$\lambda \cdot 10^2,$ Вт/(м·К)	$\alpha \cdot 10^6,$ м ² /с	$\mu \cdot 10^3,$ Па·с	$\nu \cdot 10^6,$ м ² /с	Pr
0	1.295	1.042	2.28	16.9	15.8	12.20	0.72
100	0.950	1.068	3.13	30.8	20.4	21.54	0.69
200	0.748	1.097	4.01	48.9	24.5	32.80	0.67
300	0.617	1.122	4.84	69.9	28.2	45.81	0.65
400	0.525	1.151	5.70	94.3	31.7	60.38	0.64
500	0.457	1.185	6.56	121.1	34.8	76.30	0.63
600	0.405	1.214	7.42	150.9	37.9	93.61	0.62
700	0.363	1.239	8.27	183.8	40.7	112.1	0.61
800	0.330	1.264	9.15	219.7	43.4	131.8	0.60
900	0.301	1.290	10.0	258.0	45.9	152.5	0.59
1000	0.275	1.306	10.90	303.4	48.4	174.3	0.58
1100	0.257	1.323	11.75	345.5	50.7	197.1	0.57
1200	0.240	1.340	12.62	392.2	53.0	221.0	0.56

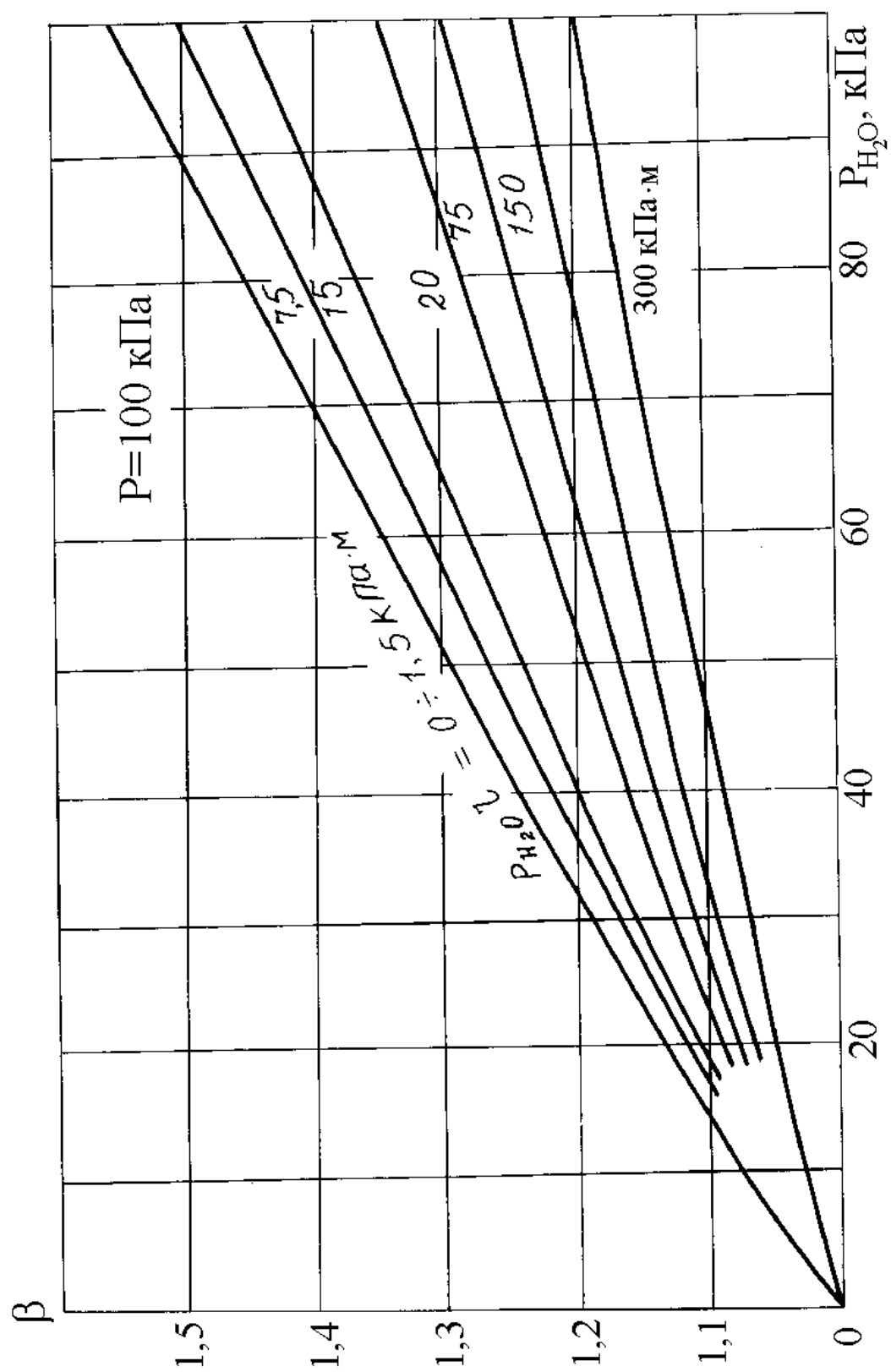
Степень черноты в зависимости от температуры для CO₂



Степень черноты в зависимости от температуры для H_2O



Поправочный коэффициент β на парциальное давление водяного пара



ЛИТЕРАТУРА

1. Видин Ю.В. Теоретические основы теплотехники. Тепломассообмен: Учеб. пособие. 3-изд., испр. и доп. / Ю.В. Видин, В.В. Колосов. Красноярск: ИПЦ КГТУ, 2005. 174 с.
2. Исаченко, В. П., Осипова, В. А., Сукомел, А. С. Теплопередача. М.: Энергоиздат, 1981. 417. с.
3. Краснощеков, Е. А., Сукомел, А. С. Задачник по теплопередаче. М.: Энергия, 1980. 287 с.
4. Михеев, М. А., Михеева, И. М. Основы теплопередачи. М.: Энергия, 1973. 320 с.
5. 6-05 М.В. Колосов, Ю.В. Видин, В.В. Колосов, В.М.Журавлев, Тепломассообмен при течении пленки вязкой жидкости по поверхности горизонтального вращающегося диска / Минский международный форум по тепло- и массообмену, <http://www.itmo.by/forum/mif5/S06/6-02.PDF>.