Министерство образования Республики Беларусь

Учреждение образования

«Белорусский государственный университет информатики и радиоэлектроники»

Кафедра экологии

**И. И. Кирвель, М. М. Бражников, Е. Н. Зацепин**

**ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЕ В ПРОЦЕССАХ ТЕПЛООБМЕНА**

Методическое пособие

для практических занятий по дисциплине

«Основы экологии и энергосбережение»

Минск 2007

УДК 621.31(075.8)

ББК 31.15я73

К 43

Рецензент

Зав. кафедрой высокомолекулярных соединений БГУ, доктор химических наук, профессор – Л. Н. Круль

**Кирвель, И. И.**

Энергосбережение в процессах теплообмена: метод. пособие для практич. занятий по дисциплине «Основы экологии и энергосбережение» / И. И. Кирвель, М. М. Бражников, Зацепин Е. Н. – Минск: БГУИР, 2007. – с.

ISBN 985‑488‑062‑1

Рассмотрены вопросы энергетического аудита на примере определения потерь тепла через наружную ограждающую поверхность теплообменников, трубопроводов, зданий, включающих стены и окна, а также приемы, позволяющие увеличить эффективность использования тепла в промышленности. Пособие предназначено для студентов всех специальностей и форм обучения БГУИР и может использоваться для проведения практических занятий по дисциплине «Защита населения и хозяйственных объектов в чрезвычайных ситуациях. Радиационная безопасность».

УДК 621.31(075.8)

ББК 31.15я73

ISBN 985‑488‑062‑1 © Кирвель И. И., Бражников М. М.,

Зацепин Е. Н., 2007.

© УО «Белорусский государственный университет

информатики и радиоэлектроники», 2007.

**В В Е Д Е Н И Е**

Определение или расчет потерь тепла в окружающую среду позволяет выявить причины этих потерь, а также выработать мероприятия по их устранению. Такой анализ дает возможность увеличить эффективность использования тепла за счет: *замены неэффективного оборудования; использования теплоизоляционных материалов на энергетических установках и системах передачи и потребления тепла; оформления процессов теплообмена (противоток, прямоток и т.д.); использования вторичного пара и экстра-пара в технологических процессах; турбулизации потоков теплоносителей и т.д*. Определение непроизводительных потерь тепла является одной из основных задач энергетического аудита и менеджмента. Основной базой для определения потерь могут быть экспериментальные данные или результаты прогнозирования, полученные расчетным путем, используя теоретические основы теплообмена. Такой подход позволяет в кратчайшие сроки снизить расход тепла и затраты на обогрев не только промышленных установок, но и жилых и административных помещений.

**Основные понятия о теплопередаче**

Перенос энергии в форме тепла (перенос тепла), происходящий между телами, имеющими различную температуру, называются *теплообменом.* Движущей силой любого процесса теплообмена является разность температур более нагретого и менее нагретого тел, при наличии которой тепло самопроизвольно, в соответствии со вторым законом термодинамики, переходит от более нагретого к менее нагретому телу. Теплообмен между телами представляет собой обмен энергией между молекулами, атомами и свободными электронами. В результате теплообмена интенсивность движения частиц более нагретого тела снижается, а менее нагретого – возрастает.

*Теплопередача* – наука о процессах распространения тепла. Законы теплопередачи лежат в основе тепловых процессов, протекающих с подводом или отводом тепла. Различают три принципиально различных элементарных способа распространения тепла: *теплопроводность, конвекцию и тепловое излучение.*

*Теплопроводность* представляет собой перенос вследствие беспорядочного (теплового) движения микрочастиц, непосредственно соприкасающихся друг с другом. Это движение может быть либо движением самих молекул (газы, капельные жидкости), либо атомов (в кристаллической решетке твердых тел), или диффузий свободных электронов (в металлах). В твердых телах теплопроводность является основным видом распространения тепла.

*Конвекцией* называется перенос тепла вследствие движения и перемешивания макроскопических объектов газа или жидкостей. Перенос тепла конвекцией возможен в условиях *естественной* или *свободной* конвекции, обусловленной разностью плотностей в различных точках объема газа (жидкости), возникающей вследствие разности температур в этих точках или в условиях *вынужденной* конвекции при принудительном движении объема жидкости, например, при перемешивании мешалкой или при перекачивании насосами и т.д.

*Тепловое излучение* – это процесс распространения электромагнитных колебаний с различной длиной волн, обусловленный тепловым движением атомов или молекул излучающего тела. Все тела способны излучать энергию, которая поглощается другими телами и снова превращается в тепло. Таким образом, осуществляется лучистый теплообмен; он складывается из процессов *лучеиспускания и лучепоглощения.* В реальных условиях тепло передается не каким-либо одним из указанных выше способов, а комбинированным путем. Перенос тепла от стенки к газообразной (жидкой) среде или в обратном направлении называется *теплоотдачей.* Еще более сложным является процесс передачи тепла от более нагретой к менее нагретой жидкости (газу) через разделяющую их поверхность или твердую стенку. В процессе теплопередачи переносу тепла конвекцией сопутствует теплопроводность и теплообмен излучением. Для конкретных условий преобладающим является один из видов распространения тепла. При оформлении и расчетах теплообменных процессов следует рассматривать два варианта теплообмена: *установившийся* (стационарный) и *неустановившейся* или нестационарный. Установившимся является теплообмен, когда температуры в различных точках теплообменника не изменяются во времени. Если при нагревании или охлаждении температуры поверхности теплообмена меняются во времени, то такой процесс будет нестационарным. В процессах теплообмена участвует два теплоносителя: горячий – (более нагретый), холодный – (менее нагретый). Тепло, отдаваемое горячим теплоносителем (*Q1*) затрачивается на нагрев холодного теплоносителя (*Q2*). *Тепловой поток* (*Q*), т.е. количество тепла, переданное за определенное время (*τ*) от одного теплоносителя к другому, вычисляется путем составления и решения тепловых балансов. Тепловой баланс выражается равенством

*Q = Q1 = Q2*

Следует отметить, что поток тепла возникает лишь при условии, что температурный градиент не равен нулю (*grad* *t* ≠ 0). Таким образом, перенос тепла происходит в направлении падения температуры и пропорционален температурному градиенту с обратным знаком.

**Передача тепла теплопроводностью**

Основным законом передачи тепла теплопроводностью является закон Фурье, согласно которому *количество тепла dQ, передаваемое посредством теплопроводности через элемент поверхности dF, перпендикулярный тепловому* потоку за время *dτ* прямо пропорционально температурному градиенту , поверхности *dF* и времени *dτ:*

*dQ* = – *λ (t / n) dF dτ* (1)

или количество тепла, передаваемое через единицу поверхности в единицу времени

 (2)

Величина q называется *плотностью теплового потока* (удельным тепловым потоком).

Знак минус, стоящий перед правой частью уравнений (1) и (2), указывает на то, что тепло перемещается в сторону падения температуры.

Коэффициент пропорциональности *λ* называется *коэффициентом теплопроводности,* (Вт/м · К), (Дж/м · с · К).

Таким образом, коэффициент теплопроводности *λ* показывает, *какое количество тепла проходит вследствие теплопроводности в единицу времени через единицу поверхности теплообмена при падении температуры на 1 градус на единице длины нормали к изотермической поверхности.* Величина *λ*, характеризующая способность тела проводить тепло путем теплопроводности, зависит от природы вещества, его структуры, температуры и некоторых других факторов. При обычных температурах и давлениях лучшими проводниками тепла являются металлы и худшими – газы. Так, ориентировочные значения *λ* (Вт/м·К) для металлов при 0 0*С* составляют: для чистой меди – 394; для углеродистой стали – 52; для легированной стали – 25.

Для воздуха при 0 0*С* *λ* ≈ 0,027 Вт/м·К. Низкой теплопроводностью обладают теплоизоляционные и многие строительные материалы. Этот факт объясняется тем, что эти материалы имеют пористую структуру, причем в их ячейках заключен воздух, плохо проводящий тепло. Коэффициенты теплопроводности газов возрастают с повышением температуры. Для большинства жидкостей значения *λ,* наоборот, уменьшаются при увеличении температуры. Следует отметить, что при определении количества тепла, передаваемого через слой газа или капельной жидкости вследствие теплопроводности, часто бывает необходимо учитывать влияние также конвекции и излучения, которые сопутствуют теплопроводности.

**Уравнение теплопроводности плоской стенки**

Рассмотрим передачу тепла теплопроводностью через плоскую стенку (рис. 1), длина и ширина которой несравненно больше ее толщины (*δ)*, ось «х» расположена по нормали к поверхности стенки. Температуры наружных поверхностей стенки равны *t*ст1 и *t*ст2 , причем *t*ст1 > *t*ст2. При установившемся процессе количества тепла, подведенного к стенке и отведенного от нее, должны быть равны между собой и не должны изменяться во времени.

*t cm2*

*t cm1*

*δ*

*х*

*t*

Рис. 1. К выводу уравнения теплопроводности плоской стенки

Для плоской стенки температура изменяется только в одном направлении по оси «*х*» (рис. 1.), т.е. температурное поле *одномерное и изменяется прямолинейно по толщине.*

Количество переданного тепла теплопроводностью через плоскую стенку можно рассчитать по уравнению:

 (3)

где *λ* коэффициент теплопроводности материала стенки (Вт/м·К), (Дж/м·с·К); *δ* – толщина стенки (мм); *tст1* – *tст2* – разность температур поверхностей стенки *оК; F* – поверхность стенки (м2); *τ* – время (ч). Для установившегося процесса передачи тепла теплопроводностью при *τ* = 1 уравнение (3) принимает вид

 (4)

а удельный тепловой поток (удельная тепловая нагрузка) равен

 (5)

Уравнения (4) и (5) являются *уравнениями теплопроводности плоской стенки при установившемся процессе теплообмена.* Рассмотрим перенос тепла, если плоская стенка состоит из *n* слоев, отличающихся друг от друга теплопроводностью и толщиной (рис.2),

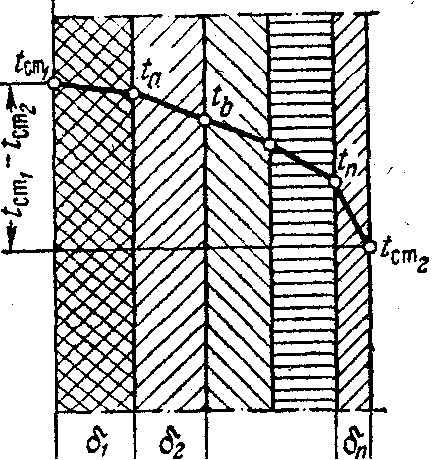


Рис. 2. К выводу уравнения теплопроводности плоской многослойной стенки

При установившемся процессе через каждый слой стенки пройдет одно и то же количество тепла, которое может быть выражено для различных слоев уравнениями:





· –· –· –· –· –· – ·–· –· – ·– ·– ·– ·– ·– ·– ·– ·– ·– ·– ·– ·– ·– ·– ·– ·– ·– ·– ·– ·– ·– ·



Складывая левые и правые части этих уравнений, получим

 откуда

 (6)

где *i* – порядковый номер слоя стенок; n – число слоев. Уравнение (6) *является уравнением теплопроводности плоской многослойной* *стенки.* Для установившегося потока через стенку удельный тепловой поток будет

. (7)

Используя эти уравнения (6) и (7), а также, учитывая теплопроводность строительных материалов, можно достигать минимальных потерь тепла (Q) в окружающую среду при эксплуатации жилищного фонда, а также зданий любого другого назначения (административных, производственных и т.д.). В большинстве практических случаев взаимодействие теплоносителей происходит через некоторую поверхность раздела, которая может рассматриваться как многослойная твердая стенка. Например, в трубчатых теплообменниках теплообмен происходит через стенку трубы и два слоя загрязнений с обоих сторон стенки. Трубчатые теплообменники наиболее используемые аппараты для осуществления теплообмена в различных отраслях промышленности, называемого в этом случае *теплопередачей.* В связи с этим следует рассмотреть процессы теплообмена цилиндрической стенки, и в первую очередь, теплопроводность цилиндрической стенки.

**Уравнение теплопроводности цилиндрической стенки**

Рассмотрим передачу тепла теплопроводностью через цилиндрическую стенку длиной *L* (м), внутренним радиусом *rв* (мм) и наружным радиусом *rн* (мм) (рис. 3).

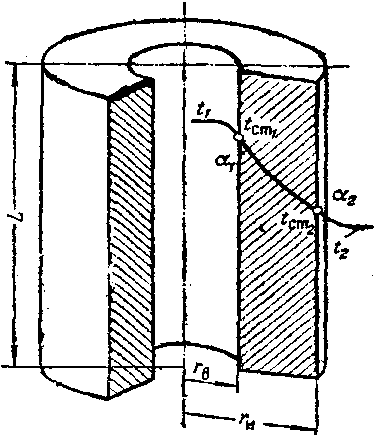


Рис. 3. К выводу уравнения теплопроводности цилиндрической стенки

Температуры на внутренней и внешней поверхностях стенки постоянны и равны *tст1* и *tст2* соответственно, т.е. процесс теплообмена установившийся. Поскольку эти поверхности не равны друг другу, уравнение (6) в данном случае неприменимо. Пусть *tст1 > tст2* и температура изменяется только в радиальном направлении. Для цилиндрической стенки поверхность ее в некотором сечении, отвечающем текущему радиусу *r* , составляет *F* = 2·*π·r*·*L.*

Количество тепла можно рассчитать по уравнению

 (8)

а для установившегося процесса  (8а)

где *dн/dв* – отношение наружного диаметра цилиндрической стенки к ее внутреннему диаметру. Уравнение (8а) показывает, что по толщине цилиндрической стенки температура изменяется по криволинейному (логарифмическому) закону. Это уравнение представляет собой *уравнение теплопроводности цилиндрической* *стенки* при установившемся процессе теплообмена. По аналогии с выводом, приведенным для многослойной плоской стенки, для цилиндрической стенки, состоящей из “*n*” слоев, количество тепла, переданное путем теплопроводности составит

 , (9)

а для установившегося процесса  (9а)

где *i –* порядковый номер слоя стенки. Уравнение (9а) многослойной цилиндрической стенки получено для стационарного (установившегося) процесса распространения тепла теплопроводностью. Для тонких цилиндри-ческих стенок (тонкостенных труб) расчет может быть упрощен [1].

**Конвекция. Закон Ньютона**

*Конвективный теплообмен* – это теплообмен между твердым телом и жидкостью (газом), происходящий при их соприкосновении и одновременном переносе теплоты путем теплопроводности и конвекции. Такой случай распространения теплоты называется *теплоотдачей.* Перенос теплоты связан с движением теплоносителя. Движение среды вызывается разными причинами: *вынужденное* возникает под действием какого-либо возбудителя (насоса, вентилятора, мешалки*), свободное* движение – вследствие разности плотностей нагретых и холодных частиц среды, которая обусловлена наличием разности температур. В первом случае это будет *вынужденная конвекция*, во втором – *естественная конвекция.*

Основным законом теплоотдачи является *закон охлаждения Ньютона*. Согласно этому закону количество теплоты (*Q*), переданное (или полученное) от теплообменной поверхности к окружающей среде, прямо пропорционально поверхности (*F*), разности температуры поверхности (*tст*) и температуры окружающей среды *t1*, а также времени (*τ*), в течение которого идет теплообмен

*Q* = *α · F · (tст – t1) · τ*, (10)

где *α* – коэффициент теплоотдачи, [Вт/м2 ·К]; [Дж/м2 ·с·К].

*Коэффициент теплоотдачи α определяет количество теплоты в (Дж, Вт), которое передается от 1м2 теплообменной поверхности к жидкости (газу) или наоборот от жидкости (газа) к 1м2 теплообменной поверхности в течение 1 с при разности температур между теплоносителем и теплообменной поверхностью 1К.* Коэффициент теплоотдачи зависит от следующих факторов:

– скорости жидкости (газа) *ω*, ее плотности *ρ* и вязкости *µ*, т.е. переменных, определяющих режим течения теплоносителя;

– тепловых свойств теплоносителя (удельной теплоемкости *ср*, теплопроводности *λ*), а также коэффициента объемного расширения *β*;

– геометрических параметров – формы и определяющих размеров стенки (для труб – их длина *L* и диаметр *d*), шероховатости *ε* стенки. Т. о.

*α = ƒ (ω, µ, ρ, ср, λ, β, d, L, ε)* (11)

Из этой зависимости общего вида можно заключить, что простота уравнения теплоотдачи (10) только кажущаяся. При его использовании трудности, связанные с определением количества тепла, передаваемого путем конвективного теплообмена, заключается в расчете величины α. Вследствие сложной зависимости коэффициента теплоотдачи от большого числа факторов невозможно получить расчетное уравнение для *α,* пригодное для всех случаев теплоотдачи. Лишь путем обобщения опытных данных с помощью теории подобия можно получить обобщенные (критериальные) уравнения для типовых случаев теплоотдачи, позволяющие рассчитывать α для условий конкретной задачи.

В тех случаях, когда ведутся инженерные расчеты потерь теплоты стенками аппарата (отопительными батареями) в окружающую среду (при централизованном отоплении зданий) наряду с теплопроводностью и конвекцией следует учитывать третий вид переноса тепла – лучеиспускание. При таких расчетах вместо *α* используют *αобщ* , которое рассчитывают по эмпирическим уравнениям [2].

*α*общ  = 9,74 + 0,07 ∆ *t*, где *α*общ  = *α*к  + *α*л и, соответственно (12)

где *α*к – коэффициент теплоотдачи конвекцией, определяемый по соответстующим формулам для свободного или вынужденного движения;

*α*л  – коэффициент теплоотдачи лучеиспусканием, Вт/м2·К;

∆*t* – разность температур поверхности аппарата и окружающего воздуха, К).

Уравнение (12) используют для расчета тепловых потерь аппаратов (теплообменников), находящихся в закрытых помещениях, при температуре повер-хности теплообменных устройств до 150 0*С*. В интервале температур от 50 до 350 0*С* в подобных расчетах *α*общ  часто определяют приближенно по эмпирическому уравнению (13) [1].

*α*общ  = 9,3 + 0,058 · *t*ст.нар.  (13)

где *t*ст.нар – температура наружной поверхности стенки аппарата 0*С*. Для уменьшения потерь тепла в окружающую среду аппараты и трубопроводы покрывают теплоизоляционными материалами с низкой теплопроводностью (*λ* < 0,232 Вт/(м·К)). В качестве теплоизоляционных материалов используют стекловату, асбест, пробковые плиты, совелит и др. Изоляция должна быть термостойка, негигроскопична, дешева и долговечна. Наиболее экономичной толщиной изоляции является та, при которой затраты на изоляцию и потери теплоты минимальные.

**Теплопередача**

**А. Теплопередача при постоянных температурах теплоносителей**

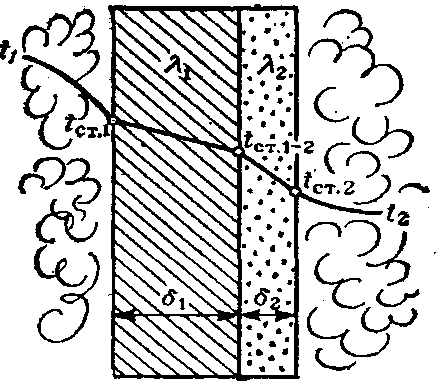
*Плоская стенка*. Определим количество тепла, которое передается в единицу времени от более нагретой среды (теплоносителя с температурой *t1* к менее нагретой среде теплоносителю с температурой *t2*) через разделяющую их стенку (рис. 4).

Рис. 4. К выводу уравнения теплопередачи через плоскую стенку

Стенка состоит из двух слоев с различной теплопроводностью, например, собственно стенки толщиной *δ1,* коэффициент теплопроводности которой равен *λ1,* и слоя толщиной *δ2*, имеющей коэффициент теплопроводности *λ2*. Рабочая поверхность стенки *F.* Процесс теплообмена установившийся. Следовательно, от горячего теплоносителя к стенке, сквозь стенку и от стенки к холодному теплоносителю передается одно и то же количество тепла. Количество тепла, передаваемого за время *τ* от горячего теплоносителя к стенке, по уравнению теплоотдачи (10) составляет:

*Q = α1 · F · τ · (t1 – tст.1)* ·

Количество тепла, проходящего путем теплопроводности через слои стенки, согласно уравнению (3) равно:



Количество тепла отдаваемого стенкой холодному теплоносителю

*Q = α2 · F · τ · (tст2 – t2)*

Полученные уравнения для *Q* могут быть представлены в виде



Сложив эти уравнения, получим



или  (14)

В окончательном варианте уравнение теплопередачи для плоской стенки при постоянных температурах теплоносителей имеет вид

*Q = К · F · τ · (t1 – t2 )*  (15)

и для непрерывных (стационарных) процессов

*Q = К · F · (t1 – t2)* (16)

Первый множитель правой части уравнений (15) и (16) называется *коэффициентом теплопередачи.*

 (17)

Согласно уравнению (15) единицы измерения коэффициента теплопередачи; Дж/м2·с·К, Вт/м2·К или внесистемная – Ккал/м2·ч·К.

*Таким образом, коэффициент теплопередачи К показывает, какое количество тепла переходит в единицу времени от горячего к холодному теплоносителю через разделяющую их стенку поверхностью 1м2 при разности температур между теплоносителями 1 град.* Величина, обратная К, называется *общим термическим сопротивлением*. Из уравнения (17) следует, что общее термическое сопротивление

**  (17а)

где 1/*α*1  и 1/*α2* – термические сопротивления горячего и холодного теплоносителей соответственно:  – термическое сопротивление многослойной стенки. При теплопередаче через чистую металлическую стенку (без загрязнений и тепловой изоляции) термическое сопротивление стенки невелико и в первом приближении им можно пренебречь. 

Для труб с тонкими стенками расчет теплопередачи можно вести приближенно – как для плоской стенки, имеющей толщину *δ*, равную полуразности наружного и внутреннего диаметров данной трубы. Пренебрегать кривизной стенки трубы, сводя задачу приближенной к расчету плоской стенки, можно при отношении толщины стенки к внутреннему диаметру трубы, не превышающем *dн/dв*  = 0,3 – 0,4. При больших значениях этого отношения следует вести расчет по точному уравнению, учитывающим кривизну и, используя *линейный коэффициент* теплопередачи *КR*, отнесенный к единице длины трубы, а не к единице поверхности, в отличие от *К*. Соответственно *КR* выражается в *Вт/(м·град)*.

**Б. Теплопередача при переменных температурах теплоносителей***.*

*Движущая сила процесса теплопередачи.* Наиболее часто теплопередача на практике протекает при переменных температурах. Количество передаваемой теплоты определяется основным уравнением теплопередачи

*Q = K · F · ∆ tср*  (18)

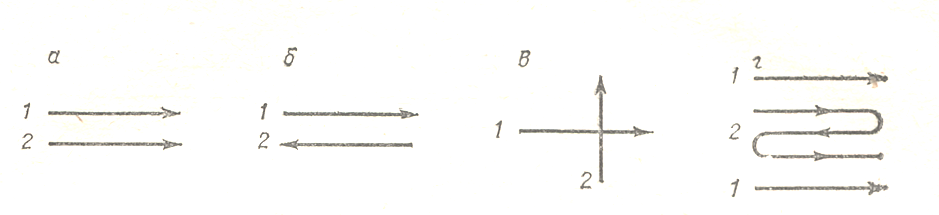
где *∆ tср* – *средняя разность температур* горячего и холодного теплоносителей, *оК.* Теплопередача при переменных температурах зависит от взаимного направления движения теплоносителей. В непрерывных процессах теплообмена возможны следующие варианты направления движения жидкостей друг относительно друга вдоль разделяющей их стенки *(рис. 5).*

Рис. 5. Варианты направления движения теплоносителей 1 и 2 при теплообмене

1) *параллельный ток или прямоток* *(рис. 5а*) при котором теплоносители движутся в одном и том же направлении:

2) *(рис.5б)*, при котором теплоносители движутся в противоположном направлении;

3) *перекрестный ток* *(рис. 5в),* при котором теплоносители движутся взаимно перпендикулярно друг другу;

4) *смешанный ток* *(рис. 5г),* при котором один из теплоносителей движется в одном направлении, а другой – как прямотоком, так и противотоком к первому. Движущая сила процессов теплопередачи при переменных температурах изменяется в зависимости от вида взаимного направления движения теплоносителей. Поэтому выражение *средней* движущей силы в уравнении (18) также будет зависеть от относительного направления движения теплоносителей. Из уравнения теплового баланса для всей поверхности теплообмена можно получить уравнение теплопередачи для прямотока в виде

 (19)

Сопоставляя последнее с основным уравнением теплопередачи (18), заключаем, что средняя движущая сила или *средний температурный напор*, представляет собой среднюю логарифмическую разность температур:

 (20)

где *∆ t*н  – разность температур теплоносителей на входе в теплообменнике, а *∆ tк* – на выходе. Следовательно, при прямотоке температуры теплоносителей изменяются по асимптотически сближающимся кривым. Если бы температуры теплоносителей изменялись прямолинейно вдоль поверхности теплообмена, то средний температурный напор выражался бы среднеарифметической разностью температур. При отношении разности температур теплоносителей на концах теплообменника *(∆ tн/∆ tк)* < 2 можно с достаточной для технических расчетов точностью определить средний температурный напор как среднеарифметическую величину, т.е. принимать

** (20а)

Путем рассуждений, аналогичных приведенным выше, может быть получено уравнение теплопередачи для противотока жидкостей, аналогичное уравнению (19). Однако при противотоке теплоносителей уравнение теплопередачи имеет вид:

 (21)

Величина *∆tмак* представляет собой разность температур на том конце теплообменника, где она больше; *∆tмин* – меньшая разность температур на противоположном конце теплообменника. Для противотока также справедливы вы-воды, сделанные для уравнения (20а), но при условии, что *∆t/∆tмин* < 2. Вывод о преимуществе того или иного способа оформления теплообмена сделать на основании расчета средней движущейся силы (см. раздел «Задания для самостоятельной работы»).

**Определение температуры стенок**

Для проведения технических расчетов печей и нагревательных установок (теплообменников), а также при расчете потерь тепла зданиями, теплопроводами, как собственно, и при расчете расхода тепла на промышленные и коммунальные нужды, необходимо знать температуры более нагретой поверхности стенки *tст1* и температуры менее нагретой ее поверхности *tст2* Без знания этих параметров в ряде случаев нельзя определить коэффициенты теплоотдачи *α1* и *α2*. В большей мере значимость этого расчета заключается в правильном подборе изолирующих материалов с целью исключения пожаров, т.е. такой расчет позволяет конструировать печи пожаробезопасными, а теплообменные устройства экономичными.

Расчет *tст1* и *tст2* производят исходя из уравнений теплоотдачи и теплопередачи [2]. Количество тепла, отдаваемое горячим теплоносителем равно

*Q = α1 · F · (t1 – tст1),*

где *F* – поверхность теплообмена; t1– температура горячего теплоносителя. Количество тепла, получаемое холодным теплоносителем равно

*Q = α2 · F · (tст2 – t2),*

где *t2* – температура холодного теплоносителя. Из этих уравнений теплоотдачи находим

 (А)

 (Б)

Подставляя значение *Q* из уравнения *Q = K· F· ∆ tср* теплопередачи (18) в уравнение (А) и (Б) и сокращая *F*, окончательно получим:

**  (22)

**  (23)

Удобнее производить такой расчет, используя *q* – удельный тепловой поток или удельную тепловую нагрузку, Вт/м2.

– для теплопроводности однослойной стенки (установившийся поток)

 см. уравнение (5)

– из уравнения теплопередачи

 см. уравнения (7, 17)

**Практические работы**

**Работа 1.** **Оценка пожаробезопасных параметров при эксплуатации отопительных устройств**

*Цель работы:* рассчитать температуры внутренней и наружной поверхностей отопительного устройства, определить влияние физических свойств теплоизоляционных материалов на температуру наружной стенки.

*Содержание отчета:* краткие теоретические сведения, раскрывающие тему в соответствии с целью, порядок и результаты расчетов, анализ расчетов и выводы о пожаробезопасности отопительного устройства.

* 1. **Общие положения**
     1. ***Основные характеристики отопительных устройств***

Для оценки эффективности использования тепла в процессах теплопередачи необходимо знать: температуры *горячего и холодного* теплоносителя, *коэффициенты теплопроводности* (слоев), *толщину слоев многослойной стенки* (футеровки, обкладки, теплоизоляции, слоев загрязнений внешней и внутренней поверхностей теплообменников и т.д.). При этом с помощью эксперимента или расчетным путем определяют эти параметры и обозначают: температуру горячего теплоносителя (*t1)*; температуру внутренней поверхности стенки (tСТ1); температуры поверхностей слоев многослойной стенки (*tСТ1n*); температуру внешней поверхности теплообменного устройства (*tСТ2*); температуру холодного теплоносителя (*t2)*.

Методику определения необходимых параметров многослойной стенки рассмотрим на конкретном примере (задание 1). При этом заметим, что тепло (*Q*) выделяется в процессе горения топлива (окисления в среде кислорода). В большинстве случаев для поддержания процесса горения используется воздух. От количества поступающего воздуха, содержащим кислород, зависит эффективность процесса горения и получения эффективной теплоты. Теоретически необходимое количество воздуха для полного сгорания 1 кг бытового топлива приблизительно равно 3 – 4 м3 [3].

Важной характеристикой, определяющей эффективность сжигания топлива является коэффициент избытка (расхода) воздуха *αВ* – отношение количества воздуха пошедшего на горение (*VВ*), к теоретически необходимому (*VО*).

Если *αВ = VВ/VО* = 1,05 – 1,1, то такой режим сжигания сухого энергетического топлива будет оптимальным. В плохих устройствах (печах), а также при сжигании влажного топлива *αВ* = 1,4 – 1,5. При значительном избытке воздуха часть *О2* не окисляет топливо, поэтому требуется дополнительные затраты тепла на его нагрев, что приводит к перерасходу топлива (при открытом полностью дымоходе «тепло улетает в трубу»). При недостатке воздуха топливо полностью не сгорает, и, как следствие, используется неэффективно. В зависимости от режима сжигания топлива и его вида температуры в теплогенерирующих устройствах могут колебаться от ~ 1200 0С до 300 – 400 0С [3].

В общем случае при сгорании топлива выделяются водяные пары  летучие вещества, которые поступают в атмосферу в виде газообразных продуктов сгорания и остается твердый остаток (зола). Этими компонентами процесса горения уносится часть тепла () – потери в окружающую среду. При этом следует учесть, что в бытовых условиях сжигание топлива производится в устройствах (печах) с КПД ~ 50, т.е. потери тепла составляют *()* ~ 50 %.

Задание № 1. Обыватель М построил на *N*-ом садовом участке бревенчатую баню и решил использовать для отопления ее металлическую (стальную) печь. При конструировании (М) учел рекомендации и размеры печи, содержащиеся в работе [4]. В этой работе приводятся результаты испытания печи, построенной на полигоне МЧС РБ в бревенчатом срубе. Контрольная печь была изготовлена из огнеупорного кирпича с толщиной (*δ* = 120 мм) и размером 750 х 840 мм. В топке контрольной печи сжигались 15 кг дров, 12 кг торфа и 10 кг бурого угля. Каждый вид топлива с указанными количествами сжигался по 10 раз. В каждом случае топливо сжигали в оптимальном режиме в течение 3 часов. При испытаниях наружная поверхность контрольной печи достигала максимальной температуры *tст,2*= 80 0С за 7 часов. Эти данные [4] позволили обывателю (М) рассчитать температуру внутренней стенки контрольной печи (см. расчет в задании 1, 1-ый этап).

**1-ый этап Задание 1.**

Рассчитать температуру внутренней поверхности контрольной печи и температуру топочных газов, если дано, что теплотворность твердого бытового топлива равна:*Q*дров = 4 500 ккал/кг; *Q*торфа = 5 650 ккал/кг; *Q*бурого угля = 6 750 ккал/кг (по заданию преподавателя). Влажность (*W*) топлива, высушенного в естественных условиях, и хранящегося в помещениях, будет, соответственно, для этого ряда 7/10,5 / (8 – 15) % . Влажность же рабочего топлива может быть в этом ряду : *W*др.: *W*тор.. : *W*б.угл. = 35 % / (40 – 50 %) / (15 – 40 %). От этих показателей и конструкции печи зависит КПД (50 – 30 %). Иллюстративный расчет сделаем для условий (см. пример). Температура воздуха внутри помещения 20 0С. Поверхность печи без подовой части 3,15 м2. Толщина кирпичной кладки 120 мм. Коэффициент теплопроводности кирпича *λ* = 0,8 Вт/(м2·К). Теплоемкость воды *С*Н2О = 4,19 кДж/кг, а теплота испарения . Потери в окружающую среду составляют 20 %. Избыток воздуха составлял 10 % к теоретическому. Влажность топлива (дров) составляла 7 %. Печь вышла на оптимальный режим теплоотдачи за 7 часов.

|  |  |
| --- | --- |
| Дано:  *Q*дров = 4 500 ккал/кг;  Fп = 3,15 м2 ;  *δ* = 120 мм;  *λ1* = 0,8 Вт/(м2·К);  *С*Н2О = 4,19 кДж/г;  *t*ст,2.н = 80 0*С* ;  *W*дров = 7 %;    *τ* = 7 часов;    *αВ* = 1,1;  *Qп*отер.окр.среду = 20 %;  1 ккал / (м2·ч) = 1,163 Вт/м2 | Решение:  Для расчета температуры *t1*.ст1, контрольной пе-  чи находим количество полезного тепла *Q*пол.,  идущего на обогрев и аккумулирование в печи.    1) *Q*общ = 4 500 х 15 = 67 500 ккал.  2) Количество влаги (*W*) в топливе    3)    4) Потери тепла при оптимальном поступлении воздуха составляют 6 750 ккал,  а  5) = 67 500 – 6 750 – 650 – 13 500 =  = 46 600 ккал  \* Примечание. За счет *Q*пол печь вышла на  стационарный режим теплообмена в течение  7 часов. [ ] |
| Найти *t*ст.1 и топочных газов |

6) Удельный тепловой поток Вт/м2 (см.уравнение 3)

Отсюда *t*ст.1 равна 448,5 0С из соотношения (5) (см. стр. 6). 

При сжигании рабочего топлива (дров):



будет достигнута лишь температура *t*ст.вл. = 304 0С при тех же условиях, что и в контрольной печи.

**2 – ой этап**

Определив температуру *t*ст.1 в контрольной печи обыватель М принимает решение установить металлическую (стальную печь) с толщиной стенок (*δ* = 4 мм), поверхностью 3,15 м2. Теплопроводность *λ*стали = 46,5 Вт/(мк). При эксплуатации, как следует из работы [4], температура внешней поверхности печи пожаробезопасна от 100 0С и ниже. Испытание контрольной печи показали, что открытое дерево возгорается при температуре 155 0С и времени контакта 150 мин.

**Задание 1 (а).**

Рассчитать температуру наружной стальной печи *t*ст.2 , если соблюдены все условия сжигания топлива для контрольной печи, т.е. *t*ст.1 = 448·5 0*С*.

Для расчета используем *Q*пол (из задания 1).

Тогда .

Используя уравнение (5) рассчитываем  незащищенной изоляцией (огнеупорным кирпичом) печки. Температура при этом будет *t*ст.2 = 448,3 0*С*  или  ≈ .

Для снижения *t*ст.2 М сделал футеровку внутренней поверхности огнеупорным кирпичом (*δ*1=60 мм и *λ*=0,8 Вт/(мК). При этом *t*ст.2 будет равна 263,5 0*С*, которая является *пожароопасной.* При дополнительной обкладке наружной поверхности тем же кирпичом (*δ*2 = 60 мм) *t*ст.2 = 79,8 0*С*, а закрепление кирпичных обкладок слоями глины с обоих сторон по 5 мм приводит к тому, что *t*ст.2 = 48,9 0*С*. Таким образом, путем двухсторонней изоляции металлической печи огнеупорным кирпичом будет достигнута *пожаробезопасная* температура *t*ст.2.

**Задание 2**

С целью снижения пожаробезопасности металлического дымохода и экономии тепла за счет отходящих дымовых газов () М на дымоходе установил емкость для нагрева воды *t*н = 20 0*С*. С помощью уравнения ,

где  – масса воды равна объему воды , т.к. плотность () ее равна 1 кг/л;  – теплоемкость воды = 4,19 КДж/кг;  – начальная и конечная температура воды. Рассчитать до какой температуры нагреют отходящие топочные газы воду объемом: 50 л; 75 л; 95 л; 100 л; 120 л; 125 л; 130 л; 150 л; 160 л; 170 л; 180 л; 190 л; 195 л; 200 л.

**Работа 2. Расчет теплопотерь через ограждающие поверхности зданий и сооружений**

*Цель работы:* изучить методику расчета теплопотерь через наружные стены квартир, оконных проемов, зданий и сооружений.

*Содержание отчета:* краткие теоретические сведения, раскрывающие тему в соответствии с целью, порядок и результаты рас четов, анализ расчетов и выводы.

**2.1 Общие положения**

***2.1.1 Энергосбережение в зданиях и сооружениях***

Здания и сооружения жилищного, культурного, административного и промышленного назначения являются крупными потребителями тепловой энергии. Только на жилой фонд зданий Беларуси приходится 39 % потребления вырабатываемого тепла. Оценки показывают, что в фонде жилых и нежилых зданий может быть сэкономлено в год за счет энергосберегающих мероприятий около 50 % потребляемой энергии, или 31 840 млн кВт ч / год . Во многих случаях для определения эффективности использования энергии в зданиях удобной единицей измерения является кВт ч / (м3 год) или МДж / (м2 год).

В Беларуси потребление энергии на отопление жилья составляет от 80 до 120 МДж/(м2 год). В Финляндии, где климат более суровый, этот показатель равен 45 – 50 МДж/(m2 год). Теплопотери через ограждающие конструкции зданий у нас составляют до 80 % всех общих потерь тепла, в развитых стра-нах Западной Европы они составляют 38 – 44%, т.е. в 2 раза меньше. Потери энергии через ограждающие конструкции распределяются следующим образом:

* через стены составляют 42 – 49 % ;
* через окна – 32 – 35 %;
* подвальные и чердачные перекрытия – 11 – 18 %;
* через входные двери – 5 – 15 % .

В многоэтажных зданиях потери тепла через подвальные и чердачные перекрытия будут минимальными.

На тепловой режим здания существенное влияние оказывает наружный климат, который определяют солнечная радиация, температура и влажность воздуха, ветер. При проектировании ориентация зданий выбирается с учетом розы ветров и лучистых потоков энергии, поступающих от Солнца. С увеличением скорости ветра интенсифицируется теплообмен со стороны наружного воздуха, растут инфильтрация и теплопотери, а при ориентации фасада на юг за счет прогрева стеновых ограждений они уменьшаются. При увлажнении ограждающих поверхностей с последующим испарением влаги теплопотери дополнительно увеличиваются. Значение температуры наружного воздуха является исходным параметром при проектировании, как ограждающих конструкций, так и систем отопления. С уменьшением минимальной расчетной температуры воздуха самого холодного месяца в году возрастает мощность отопительной системы. Средняя расчетная минимальная температура наружного воздуха самого холодного месяца в году для Минска равна – 25°С. Средняя расчетная скорость ветра этого периода равна 5м/с. Все рассмотренные параметры должны учитываться при проектировании зданий и систем отопления.

Тепловой режим здания определяются не только наружным климатом, но также и ограждающими конструкциями внутренней средой и реакцией человека. Например, расчетная температура помещения в зависимости от назначения здания может лежать в пределах 16 – 26°С [5] . Комплексный подход к энергосбережению в зданиях требует взаимосвязанного рассмотрения всех составляющих.

**Задание (Вариант 2.1.)**

Квартира N имеет ограждающую поверхность с наружным воздухом Fобщ=26 21м2 (L=10,2м; Н=2,57м) с четырьмя окнами, оборудованными стеклопакетами размерами 1,4х1,3мFо=7,28м2 и балконной дверью 0,70х2,1м=Fб=1,47м2 , где Fобщ – общая площадь ограждающей поверхности квартиры от наружного воздуха, *Fо* – площадь окон, *Fб* – площадь балконной двери. Стены квартиры отделаны вагонкой (сосна). Толщина ограждающей бетонной блочной стены (δб=500мм), коэффициент теплопроводности бетона λб=1,28 Вт/(м·К). Толщина вагонки (δваг=15мм, коэффициент теплопроводности λваг=0,384 Вт/(м·К). Толщина стекол δст = 4мм, λст = 0,0525Вт/(м·К) (рамы двойные). Толщина слоя воздуха δвозд между стеклами равна 10мм, а λвоз = 0,025 Вт/(м·К). Для расчета взяты t1 = 200С и t2 (наружного воздуха) равна –6 0С. В иллюстративном расчете следует учесть, что *F***\****ст* двухслойная (дерево – бетон), а *Fо* и *Fб* – трехслойная (стекло–воздух–стекло). Коэффициенты теплоотдачи воздуха для 200С (λ1=16,2 Вт/(м·К)), а для (–) 60С α2 = 11,56 из уравнения (12).

**\*** Примечание: *F***\****ст*  = Fобщ – (*Fо* + *Fб*).

Решение:

Используя уравнения для расчета коэффициента теплопередачи К (17) и уравнение удельного температурного напора q (5) получим К= 1,727 Вт/(м2·К), а q=44,9 Вт/м2. Тогда потери через стены составят 784 Вт/м2·сут. (674 ккал/ч) или 16 176 ккал/сутки. Потери через окна и балкон соответственно при К= 0,245 и q=48 ккал/ч или 1 150 ккал/сут. Суммарные потери  квартиры N составляет 17 326 ккал/сутки, исключая потери через потолок, входные двери и пол, т.к. квартира расположена на III – ем этаже. Потери тепла через ограждающую стену квартиры N эквивалентны сжиганию 17 326/212,8=81,4 моля природного газа (1 моль метана выделяет 212,8 ккал/моль тепла). 1 моль СН4 занимает при нормальных условиях 22,4л. Значит потери тепла ΣQпот кв. N равноценны сжиганию ~ 2м3 СН4 в сутки (22,4х81,4) (без учета потерь тепла на транспортировку тепловой энергии по коммуникационным трубопроводам). За отопительный сезон потери для квартиры N составят ~ 50 – 60 $ c умеренными морозами в ценах по РБ, а по мировым ~ 150 – 200 $ .

**Вариант 2. 1а Контрольное задание**

Студент должен сделать замеры необходимых параметров своей квартиры (комнаты в общежитии или лаборатории). Рассчитать ΣQпот помещения в окружающую среду при условиях заданных преподавателем. С учетом реальных температур воздуха ночью или днем и температур от 18 до 26 0С в жилых помещениях, т.е. с учетом санитарных норм. Виды отделки задаются преподавателем (дерево, гипсокартон, масляная краска). Толщина гипсокартона δгк=10мм, λгк=0,24 Вт/(м·К); δкр=1–1,5мм, λкр=0,233 Вт/(м·К). Толщина кладки из кирпича δкир=500мм, λкир=0,70 Вт/(м·К), изоляционного кирпича (δиз.кир=60мм, λиз.кир=0,163 Вт/(м·К)) [6].

**Вариант 2.1б**

Потери тепла в зданиях с неплотностями конструкций обусловлены не только потерями через разделяющую поверхность  (см. вариант 2.1.), но и инфильтрацией (воздухообменом) через неплотности, т.е. .

Тепловой поток за счет воздухообмена через неплотности в конструкции здания определяется объемным расходом воздуха Vвозд, который может быть выражен через коэффициент инфильтрации (m). *Коэффициент инфильтраци* –это кратность воздухообмена в помещения объемом Vпом. за 1час, m= Vвозд./Vпом.

Потери  рассчитывают по уравнению (2.1 а) [3].

 (2.1 а)

где  – плотность воздуха, кг/м3 ;

 – теплоемкость воздуха, Дж/(кг · К);

Дж/(м3 · К).

Таким образом, уравнение (2.1а) принимает вид

 (2.1 б)

Потери тепла () при наличии сквозняков в квартире через стену квартиры, разделяющую от внешней среды (атмосферного воздуха) можно рассчитать по уравнению

 (2.1 в)

*Пример расчета* тепловых потерь с учетом инфильтрации (сквозняка). Рассчитать потери тепла для квартиры N (см. вариант 2.1) площадью 26,2м2 и шириной 5м, т. е. объемом Vобщ=131м3.. В рамах окон, балконной двери и входной двери размером (2,1х0,9м) имеются неплотности шириной (h = 1мм). Площадь сечения неплотностей, т. о., составит Sокон=(5,4 х 4) х 0,001 = 0,0216м2,

Sб.=5,6 х 0,001 = 0,0056 м2 и Sвх.=6 х 0,001 = 0,0060 м2., Sокон – площадь неплотностей окон, Sб – площадь неплотностей балконной двери, Sвх – площадь неплотностей входной двери. Общая площадь неплотностей Σ Sнепл.=0,0332 м2. Скорость ветра ω = 0,5 м / сек. За 1 час в квартиру поступит объем холодного воздуха Vвозд = S·ω =0,0332 · 3600·0,5 ≈ 60м3. Тогда m = Vвозд./Vпом. = 0,458.

Qинф  = (0,458 х 131) / 2,77 х (20 – (-6)) = 564 Вт / м2 = 485 ккал / ч = 11647ккал/сут.

 = 17326 + 11647 = 28973 или ~ 3,05м3  СН4. (см. расчет в варианте 2.1)

В контрольных заданиях (по варианту 2.1а) использовать ширину неплотностей h ~ 1-2 мм и скорости ветра от 0,5 до 3 м / сек, согласованные с преподавателем.

**Работа 3. Выбор взаимного направления движения теплоносителей – источник энергосбережения**

*Цель работы:* изучить методику расчета эффективного использования тепловой энергии при разных направлениях движения теплоносителей в теплообменнике.

*Содержание отчета:* краткие теоретические сведения, раскрывающие тему в соответствии с целью, порядок и результаты расчетов, анализ расчетов и выводы.

**3.1 Общие положения**

***3.1.1 Способы оформления процессов теплообмена***

Правильный выбор взаимного направления движения теплоносителей имеет существенное значение для наиболее экономичного проведения процессов теплообмена.

Для сравнительной оценки прямотока и противотока сопоставим эти виды взаимного направления движения теплоносителей с точки зрения расхода теплоносителей и средней разности температур (уравнения 20 и 20а).

В случае прямотока конечная температура холодного теплоносителя tн не может быть выше конечной температуры горячего tк. Практически для осуществления процесса теплообмена должна быть некоторая разность температур ∆ tк = tн – tк.

При противотоке холодный теплоноситель с той же начальной температурой tн, что и при прямотоке, может нагреться до более высокой температуры tк, близкой к начальной температуре tн горячего теплоносителя. Это позволяет сократить расход холодного теплоносителя, но одновременно приводит к некоторому уменьшению ∆ tср и соответственно – к увеличению необходимой поверхности теплообмена при противотоке, по сравнению с прямотоком. Однако экономический эффект, достигаемый вследствие снижения расхода уменьшения теплоносителя при противотоке, превышает дополнительные затраты, связанные с увеличением поверхности теплообменника. Отсюда следует, что применение противотока при теплообмене более экономично, чем прямотока.

Теперь сопоставим противоток с прямотоком при одних и тех же начальных и конечных температурах теплоносителей. Расчеты показывают, что в данном случае ∆ tср при противотоке будет больше, чем при прямотоке, а расход теплоносителей одинаков. Следовательно, скорость теплообмена при противотоке будет больше, что и обуславливает преимущество противотока перед прямотоком.

Указанные выше преимущества противотока относятся к процессам теплообмена без изменения агрегатного состояния теплоносителей. Если температура одного из теплоносителей (например, конденсирующегося насыщенного пара) остается постоянной вдоль поверхности теплообмена, а температура теплоносителя по другую сторону стенки изменяется или оба теплоносителя имеют постоянные температуры, не изменяющиеся во времени и вдоль поверхности теплообмена, то направление движения теплоносителей не оказывает влияния на разности их температур, среднюю разность температур и расходы теплоносителей.

***Задание 3.*** Теплота крекинг–остатка, уходящего из крекинг–установки, используется для подогрева нефти, которая поступает для переработки на эту установку. Определить среднюю разность температур (∆ tср ) в теплообменнике между обогревающим крекинг–остатком и нагреваемой нефтью, если крекинг–остаток имеет температуры tнач = 300 0С, tкон = 200 0С, а нефть tнач = 25 0С, tкон = 175 0С.

Решение. Используя уравнения (20, 20а) рассчитать движущую силу ∆ tср. по двум вариантам.

***1 вариант:*** Прямоток – обе жидкости движутся в одном направлении

300 200

  ,

Следовательно 

***2 вариант****:* Рассчитать по предложенной схеме ∆ tср для противотока через среднюю арифметическую (ур. 20а) и среднюю логарифмическую (ур. 20). Сделать выводы об эффективности того или иного варианта оформления.

**Контрольные задания 3.1**

Рассмотреть варианты теплообмена при прямотоке и противотоке, когда нефть нагревается до 180, 190, 200, 210, 220, 230, 240, 250, 260, 270, 280, 290 0С , а крекинг–остаток охлаждается до 195, 190, 185, 180, 175, 170, 165, 160, 155, 150, 145, 140 0С. Начальная температура крекинг–остатка остается tнач = 300 0С, а нефти – 25 0С. Охарактеризовать эффективность оформления процессов теплообмена, сравнив полученные данные с результатами других студентов, сделать выводы.

**Работа 4. Влияние физических свойств теплоизоляционных материалов на потери тепла от теплообменников и теплопроводов.**

*Цель работы:* определить влияние физических свойств теплоизоляционных материалов на процессы теплообмена в теплообменниках и теплопроводах.

*Содержание отчета:* краткие теоретические сведения, раскрывающие тему в соответствии с целью, порядок и результаты расчетов, анализ расчетов и выводы.

**4.1 Общие положения**

***4.1.1 Энергосбережение при использовании теплоизоляционных материалов***

Теплоизоляционные материалы служат для защиты оборудования и коммуникаций от теплообмена с окружающей средой. Основной особенностью теплоизоляционных материалов является их малая теплопроводность, обусловленная высокопористой структурой и малым объемным весом. Теплоизоляционные материалы должны обладать достаточной механической прочностью, термостойкостью, влагостойкостью и быть удобными для монтажа изоляционных конструкций, ограждающих теплоотдающие или воспринимающие тепло поверхности.

Для уменьшения потерь через ограждающие конструкции применяются изоляционные материалы, с коэффициентом теплопроводности ~ 0,2 Вт / (м · К) и меньше. В настоящее время выпускается широкий спектр многоцелевых изоляционных материалов: минеральная вата, утеплители на основе стекловолокна и стеклотканей, полистирол, пенопласт, керамзитовый гравий и др. Древесноволокнистые плиты имеют коэффициент теплопроводности равный 0,093 Вт / (м · К).

**Задание 4.**

Теплообменник сделан из стали: толщина стальной стенки δст = 5мм, толщина изоляции δиз = 50мм. Температура жидкости в теплообменнике t1 = 80 0С, температура наружного воздуха t2 = 10 0С. Коэффициент теплоотдачи от жидкости к стене аппарата α1 = 232 Вт/(м2 К), коэффициент теплоотдачи от поверхности изоляции (*Fст2* ) к воздуху α2 = 10,4 Вт / (м2 · К), коэффициент теплопроводности изоляции λиз = 0,12 Вт / (м · К), а стали λст = 46,5 Вт/(м · К). 1 ккал / м2 · ч = 1,163 Вт / м2 .

Рассчитаем потери тепла из 1м2 поверхности стального теплообменника (по уравнениям 7 и 17):

1*. без изоляции* К=9,96 Вт/(м2 К); q=9,96 (80–10)=697,2(Вт/м2) или 600 ккал (м2 ч).

2. *с изоляцией* К=1,86 Вт/(м2 К); q=1,86 (80–10)=130 (Вт/м2) или 112 ккал/(м2 ч).

Т.о. использование теплоизоляции на данном теплообменнике снижает в 5,4 раза потери тепла в окружающую среду. Температуры t1,вн, t1,н=t2,вн, t2,н можно определить из системы уравнений



Температура внутренней поверхности стенки аппарата:



Температура наружной поверхности стенки аппарата: (t1,н или t2,вн)



Температура наружной поверхности изоляции:



**Контрольное задание 4.1**

Теплообменник с параметрами, заданными в задании 4 функционирует при условиях: t1=95, 90, 85, 80, 75, 70 0С для жидкости. Температуры наружного воздуха: t2=5, 10, 15, 20, 25 0С. Режимы задаются преподавателем. В качестве изоляционных материалов использовать: асбест с λасб=0,151; винилпласт с λвин= 0,163; войлок с λв= 0,047; пенопласт с λпп=0,047; стеклянную вату с λсв=0,052; шлаковую вату с λшв=0,076Вт/(м К) [5,6]. Толщину изоляционного слоя, используемую в расчетах согласовывать с преподавателем. Охарактеризовать эффективность использования теплоизоляционных материалов, сравнив полученные данные студентами.

**Контрольные вопросы**

1. Основные способы переноса тепла;
2. Закон передачи тепла теплопроводностью. Коэффициент теплопроводности;
3. Уравнение теплопроводности плоской стенки;
4. Уравнение теплопроводности многослойной стенки для установившегося потока;
5. Уравнение теплопроводности цилиндрической стенки;
6. Конвективный теплообмен. Закон Ньютона. Коэффициент теплопроводности;
7. Теплопередача. Коэффициент теплопередачи;
8. Движущая сила процесса теплопередачи;

9. Определение температур поверхностей стенок в многослойных стенках;

10. Инфильтрация. Уравнение для расчета потерь тепла.

**ЛИТЕРАТУРА**

1. Володин В.И. Энергосбережение. – Мн. : БГТУ, 2001.
2. Касаткин А.Г. Основные процессы и аппараты химической технологии. – М. : Химия, 1973.
3. Паневчик В.В., Ковалев А.Н., Самойлов М.В. Основы энергосбережения. – Мн. : БГЭУ, 2007.
4. Павлов К.Ф., Романков П.Г., Носков А.А. Примеры и задачи по курсу «Процессы и аппараты химической технологии». – Л. : Химия, 1981.
5. Романков П.Г., Курочкина М.И. и др. Процессы и аппараты химической промышленности. – Л. : Химия, 1989.
6. Сб.тезисов докладов III-ей Международной научно-практической конференции. Т 1 Чрезвычайные ситуации: Предупреждение и ликвидация.. – Мн. , 2005.

**СОДЕРЖАНИЕ**

1. Введение 3
2. Основные понятия о теплопередаче 3
3. Передача тепла теплопроводностью 4
4. Уравнение теплопроводности плоской стенки 5
5. Уравнение теплопроводности цилиндрической стенки 8
6. Конвекция. Закон Ньютона 9
7. Теплопередача при постоянных температурах теплоносителей 11
8. Теплопередача при переменных температурах теплоносителей 13
9. Определение температуры стенок 14

10. Практические работы 15

Работа 1. Оценка пожаробезопасных параметров при эксплуатации

отопительных устройств 15

Работа 2. Расчет теплопотерь через ограждающие поверхности

зданий и сооружений 15

Работа 3. Выбор взаимного направления движения теплоносителей –

источник энергосбережения 15

Работа 4. Влияние физических свойств теплоизоляционных материалов на

потери тепла от теплообменников и теплопроводов 15

11. Контрольные вопросы 27

Литература 27

Св. план 2007,

Учебное издание

**Кирвель** Иван Иосифович

**Бражников** Михаил Михайлович

**Зацепин** Евгений Николаевич

**ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЕ В ПРОЦЕССАХ ТЕПЛООБМЕНА**

Методическое пособие

для практических занятий по дисциплинам «Основы экологии и энергосбережения» и

«Защита населения и хозяйственных объектов в чрезвычайных ситуациях.

Радиационная безопасность»

для студентов всех специальностей и форм обучения БГУИР

Редактор

Корректор

Компьютерная верстка

\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_ Подписано в печать 2007. Формат 60х84 1/16. Бумага офсетная.

Гарнитура «Таймс». Печать ризографическая. . Усл. печ.л.

Уч.-изд.л. Тираж экз Заказ №

\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_

Издатель и полиграфическое исполнение: Учреждение образования

«Белорусский государственный университет информатики и радиоэлектроники»

ЛИ № 02330/0056964 от 01.04.2004.

ЛП № 02330/0131666 от 30.04.2004.

220013, Минск, П.Бровки, 6

\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_