МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Донецький національний університет економіки і
торгівлі імені Михайла Туган-Барановського

Кафедра загальноінженерних дисциплін та обладнання

О.В. Омельченко, Л.О. Цвіркун

ТЕПЛОМАСООБМІН

Навчальний посібник

Кривий Ріг
2021

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Донецький національний університет економіки і торгівлі імені Михайла Туган-Барановського

Кафедра загальноінженерних дисциплін та обладнання

О.В. Омельченко, Л.О. Цвіркун

ТЕПЛОМАСООБМІН

Навчальний посібник

Затверджено на засіданні
кафедри загальноінженерних
дисциплін та обладнання
Протокол № 13
від «09» квітня 2021 р.

Рекомендовано навчально-
методичною радою ДонНУЕТ
Протокол № 8
від «29» квітня 2021 р.

Кривий Ріг
2021

УДК 621.565.93/.95
О 46
Ц 67

Рекомендовано до видання Вченою радою Донецького національного університету економіки і торгівлі імені Михайла Туган-Барановського (протокол № 8 від 29.04.2021 р.).

Рецензенти:

Дейниченко Г. В., д.т.н., професор, завідувач кафедри устаткування харчової і готельної індустрії ім. М. І. Беляєва Харківського державного університету харчування та торгівлі.

Хорольський В. П., д.т.н., професор кафедри загальноінженерних дисциплін та обладнання Донецького національного університету економіки та торгівлі ім. М. Туган-Барановського.

Погребняк А. В., доцент, д.т.н., професор кафедри транспортних технологій та міжнародної логістики Університету митної справи та фінансів.

Омельченко О.В., Цвіркун Л.О.

О 46 Омельченко О.В., Цвіркун Л.О. Тепломасообмін : навч. посіб. Кривий Ріг: ДонНУЕТ, 2021. 100 с.

Навчальний посібник містить навчально-методичні та науково-технічні матеріали, які необхідні студентам для формування системи знань щодо основних положень, принципів і методів тепломасообміну, практичних навичок розв'язування задач, пов'язаних з розрахунками теплових і термодинамічних процесів у тепломасообмінних агрегатах, які використовуються в харчовій промисловості. Наявність контрольних запитань із кожної теми надає студентам змогу самостійного контролю рівня засвоєння навчального матеріалу. Наведено список рекомендованої літератури.

УДК 621.565.93/.95
© Омельченко О.В., Цвіркун Л.О., 2021

ЗМІСТ

ВСТУП……...…….5

РОЗДІЛ І. ОСНОВНІ ЗАКОНОМІРНОСТІ ТЕПЛОМАСООБМІНУ……..6

1. Основні закономірності масообміну…….6
2. Теплопередача……...13
3. Вільна та вимушена конвекція…….20
4. Теплопровідність та тепловіддача……...30
5. Теплове випромінювання…….38

РОЗДІЛ ІІ. ТЕПЛО- ТА МАСООБМІННІ АПАРАТИ……50

6. Основи теорії подібності в масообмінних процесах……..50
7. Теплообмінні апарати. Особливості конструкцій та основи розрахунку……57
8. Конденсація. Конструктивні особливості конденсаторів……..74
9. Сушильні установки в харчовій промисловості…….80
10. Процеси охолоджування і заморожування……89

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ…….99

ВСТУП

Актуальність підготовки бакалаврів з енергетичного машинобудування обумовлена потребою у фахівцях готових до ефективного функціонування і розвитку холодильних підприємств, що вимагає сформованих навичок конструкторської діяльності, проектування, оцінювання, обслуговування техніки у відповідній галузі. На сьогодні компетентність фахівця в сучасних умовах визначається його професійною підготовкою, яка спрямована на формування вмінь орієнтуватися в мінливому виробничому середовищі. Для цього студенти повинні бути забезпечені засобами навчання задля саморозвитку та рефлексії у процесі пізнавальної діяльності, а також розвитку практичних навичок за рахунок вирішення завдань наближених до майбутньої професійної діяльності.

Навчальний посібник розроблено відповідно до робочої програми з дисципліни «Тепломасообмін». Кожен розділ містить стислий обсяг теоретичного матеріалу, приклади розв'язування завдань з наведенням наочних зображень, тестові завдання.

У першому розділі «Основні закономірності тепломасообміну» приділено увагу закономірностям масообміну, властивостям теплопередачі, тепловому випромінюванні, вільній та вимушеній конвекції, законам теплопровідності та тепловіддачі.

Другий розділ «Тепло- та масообмінні апарати» присвячено теорії подібності в масообмінних процесах, теплообмінним апаратам, особливостям їх конструкції та основним розрахункам, а також конденсації та конструктивним особливостям конденсаторів, сушильним установкам, які застосовуються в харчовій промисловості, процесам охолоджування і заморожування.

Посібник містить навчально-методичні та науково-технічні матеріали, які необхідні студентам для формування системи знань основних положень, принципів і методів тепломасообміну, практичних навичок розв'язування задач, пов'язаних з розрахунками теплових і термодинамічних процесів у тепломасообмінних агрегатах, які використовуються в харчовій промисловості, що застосовують штучний холод. Наявність контрольних запитань із кожної теми надає студентам змогу самостійного контролю рівня засвоєння навчального матеріалу. Наведено список рекомендованої літератури.

Мета дисципліни – формування системи знань основних положень, принципів і методів тепломасообміну, практичних навичок у процесі розв'язування задач, пов'язаних з передачею теплової енергії.

Завдання дисципліни: ознайомлення студентів з методами математичного моделювання; навчити розв'язувати інженерні задачі з розрахунку теплових і термодинамічних процесів в тепломасообмінних агрегатах, які використовуються в харчовій промисловості.

Предмет дисципліни – вивчення основних положень, принципів і методів тепломасообміну.

У результаті вивчення дисципліни «Тепломасообмін» студенти повинні:

знати:

– основні закономірності масообміну;

– властивості теплопередачі;

– особливості вільної та вимушеної конвекції;

– закони теорії теплопровідності та тепловіддачі;

– теплове випромінюванні;

– методи зміни інтенсивності теплообміну, основи теорії подібності в масообмінних процесах;

– теплообмінні апарати, особливості конструкцій та основи розрахунку;

– властивості конденсації та конструктивні особливості конденсаторів;

– процеси охолоджування і заморожування.

вміти здійснювати розрахунок:

– теплопередачі через одношарову та багатошарову стінку;

– теплопередачі через циліндричну одношарову та багатошарову стінку;

– тепловіддачі та теплопровідності;

– вимушеної конвекції;

–теплового потоку при радіаційному випромінюванні;

– рекуператора, конденсатора;

– випарних установок з центральною циркуляційною трубою;

–теплових і термодинамічних процесів у тепломасообмінних агрегатах тощо.

Відповідно до освітньої програми «Холодильні машини і установки» курс має на меті сформувати та розвинути:

1) програмні компетентності

– здатність продемонструвати систематичне розуміння ключових аспектів та концепції розвитку галузі енергетичного машинобудування;

–здатність аналізувати інформацію з літературних джерел, здійснювати патентний пошук, а також використовувати бази даних та інші джерела інформації для здійснення професійної діяльності;

– затність вибирати основні й допоміжні матеріали та способи реалізації основних теплотехнологічних процесів при створенні нового обладнання в галузі енергомашинобудування і застосовувати прогресивні методи експлуатації теплотехнологічного обладнання для об’єктів енергетики, промисловості і транспорту, комунально-побутового та аграрного секторів економіки;

– здатність брати участь у роботах з розробки і впровадження теплотехнологічних процесів у ході підготовки виробництва нової продукції, перевіряти якість монтажу й налагодження при випробуваннях і здачі в експлуатацію нових енергетичних об’єктів та систем;

– здатність виконувати роботи зі стандартизації, уніфікації та технічної підготовки до сертифікації технічних засобів, систем, процесів, устаткування й матеріалів, організовувати метрологічне забезпечення теплотехнологічних процесів з використанням типових методів контролю якості продукції у галузі енергетичного машинобудування.

2) програмні результати навчання

- знання і розуміння математики, фізики, тепломасообміну, технічної термодинаміки, гідрогазодинаміки, трансформації (перетворення) енергії,

технічної механіки, конструкційних матеріалів, систем автоматизованого проектування енергетичних машин на рівні, необхідному для досягнення результатів освітньої програми.

- застосовувати інженерні технології, процеси, системи і обладнання відповідно до спеціальності 142 «Енергетичне машинобудування»; обирати і застосовувати придатні типові аналітичні, розрахункові та експериментальні методи; правильно інтерпретувати результати таких досліджень.

- розробляти і проектувати вироби в галузі енергетичного машинобудування, процеси і системи, що задовольняють конкретні вимоги, які можуть включати обізнаність про нетехнічні (суспільство, здоров'я і безпека, навколишнє середовище, економіка і промисловість) аспекти; обрання і застосовування адекватної методології проектування.

- проектувати об’єкти енергетичного машинобудування, застосувати сучасні комерційні та авторські програмні продукти на основі розуміння передових досягнень галузі.

- застосовувати нормативні документи і правила техніки безпеки при вирішенні професійних завдань.

РОЗДІЛ І. ОСНОВНІ ЗАКОНОМІРНОСТІ ТЕПЛОМАСООБМІНУ

1. ОСНОВНІ ЗАКОНОМІРНОСТІ МАСООБМІНУ

1.1. Масообмінні процеси

Масообмінні процесами – це процеси переходу однієї або декількох речовин із однієї фази в іншу через межу їхнього розділу в напрямку досягнення системою рівноважного стану. Цей перехід речовин відбувається завдяки молекулярній і конвективній дифузіям. До масообмінних процесів відносять: абсорбцію, адсорбцію, екстрагування, перегонку, ректифікацію, кристалізацію, розчинення, сушіння, рис. 1.1.

Абсорбція – процес вибіркового поглинання компонентів газової (парової) суміші рідким поглиначем (абсорбентом). Відбувається перехід речовини з газової (або парової) фази в рідку. Використовується в цукровому (сатурація), консервному (сульфітація), виноробному та інших виробництвах.

Адсорбція – процес вибіркового поглинання компонентів газової, парової або рідкої суміші твердим поглиначем (адсорбентом). Використовується для очищення харчових продуктів, наприклад, водно-спиртових сумішей, цукрових розчинів, олії від фарбуючих речовин. Процеси абсорбції та адсорбції часто об’єднують загальною назвою – процеси сорбції.

Екстрагування – процес вибіркового добування речовини з рідкої суміші або твердого тіла рідиною (екстрагентом). Речовина з рідкої або твердої фази переходить у рідку. Екстрагування є основним процесом цукробурякового та масложирового виробництв. Використовується у підприємствах ресторанного господарства, лікеро-горілчаному, крохмало-паточному, консервному, пивоварному та інших виробництвах.

Перегонка – процес розділення рідких (газових, парових) сумішей шляхом випаровування (конденсації) частини вихідної рідкої (газової, парової) суміші. Перегонка реалізується за наявності парової (газової) та рідкої фаз у системі.

Ректифікація – процес розділення рідких сумішей на окремі компоненти або суміші (фракції) шляхом взаємодії потоку пари та рідини. Під час ректифікації завжди існує дві фази – рідка та парова. Процеси перегонки і ректифікації застосовуються в спиртовому, лікеро-горілчаному, ефіроолійному та інших виробництвах.

Іонний обмін – добування речовини з розчину, основане на спроможності деяких твердих тіл (іонітів) обмінювати свої рухомі іони на іони речовини, що добувається. У цьому процесі речовина, що добувається, переходить із рідкої фази в тверду. Використовується у лікеро-горілчаному (для зм’якшування та демінералізації води), цукровому, консервному, молочному та виноробному виробництвах (для очищення напів- та кінцевих продуктів).

Кристалізація – виділення твердої фази у вигляді кристалів із перенасичених розчинів. Відіграє важливу роль у виробництві цукру, глюкози, кухонної солі тощо.

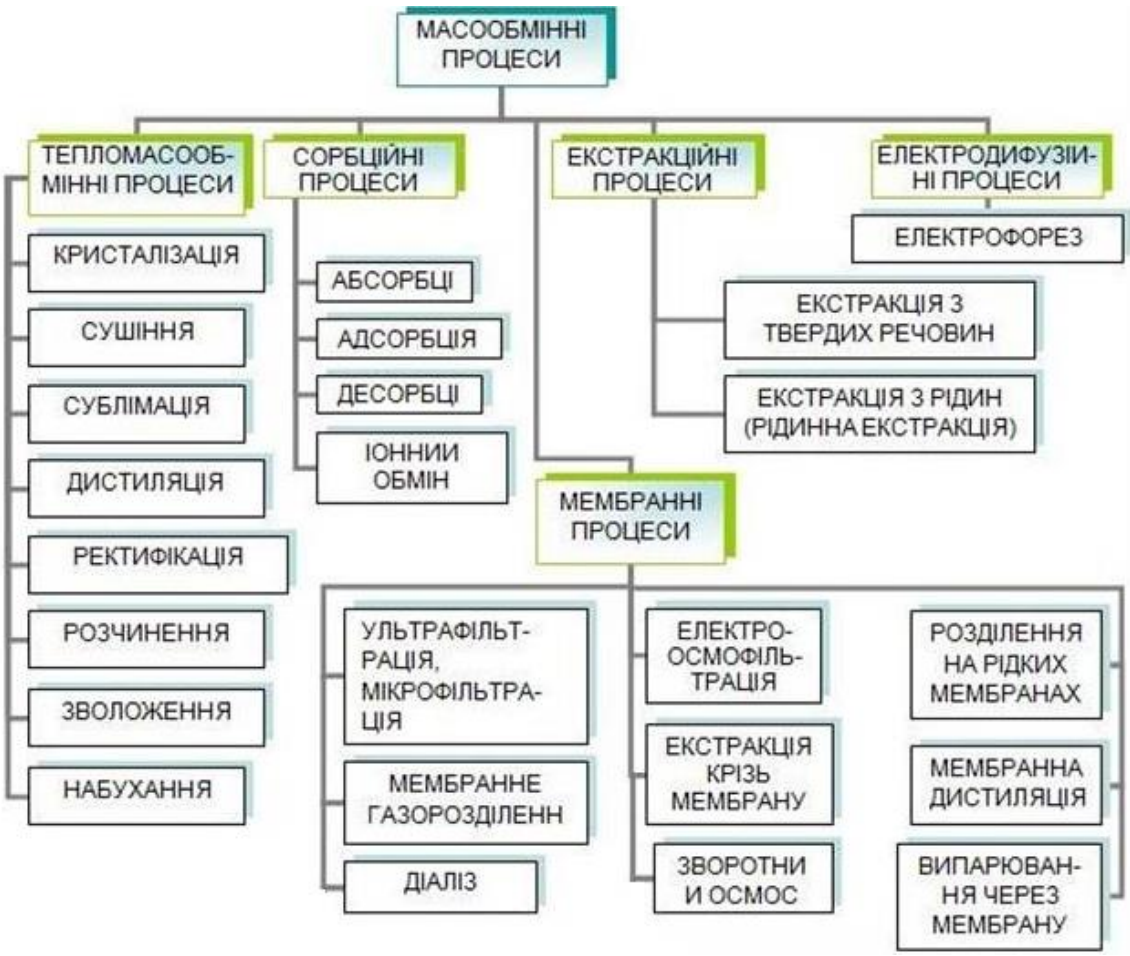


Рисунок 1.1 – Масообмінні процеси

Розчинення – перехід твердої фази у рідку (розчинник). Використовується в усіх галузях харчової промисловості та ресторанному господарстві.

Сушіння – вилучення вологи з твердих, пластичних і рідких матеріалів шляхом її випаровування; при цьому волога переходить із матеріалу, який висушується, у парову або газову фазу. Широко використовується у консервному, харчоконцентратному, молочному та інших виробництвах.

За виглядом фаз масообмін класифікується на процеси у системі:

а) газ (пара) – рідина: абсорбція, ректифікація;

б) газ (пара) – тверде тіло: сушіння, адсорбція газів;

в) рідина – тверде тіло: екстрагування з твердих тіл, кристалізація, розчинення;

г) рідина – рідина: рідинна екстракція.

За способом контакту між фазами процеси можуть здійснюватися:

а) безпосереднім контактом фаз;

б) контактом через напівпроникні мембрани;

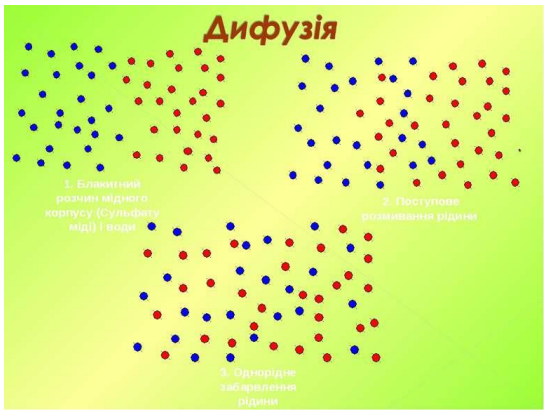
в) без межі розділу фаз.

За способом взаємодії фаз розрізняють масообмін прямотечійний, протитечійний та змішаний.

Процеси можуть бути також стаціонарними і нестаціонарними.

1.2. Способи масопередачі

Дифузія – перехід речовини з однієї фази в іншу, що здійснюється шляхом молекулярної та конвективної дифузії, а також термо- та бародифузії, рис. 1.2.



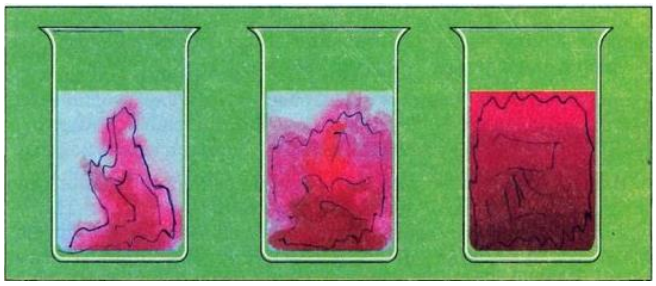


Рисунок 1.2 – Приклад дифузії в рідинах

Молекулярна дифузія – це перехід речовини з однієї фази в іншу внаслідок хаотичного руху молекул в нерухомому рідкому (газоподібному) середовищі або в ламінарному потоці. Здійснюючи безладний рух, молекули будь-якого компонента рідини (газу) переходять із області з високою в місце з меншою концентрацією. Якщо з посудини (рис. 1.3), що містить у різних камерах пофарбований розчин $KMnO_4$ і воду, вийняти перегородку, то через короткий час відбудеться перемішування рідин, так що в обох половинках посудини розчин буде мати однакове забарвлення. Переміщення розчиненої твердої речовини KMnO4 з однієї камери посудини в іншу почалося внаслідок різниці її концентрацій і закінчилося, коли в кожній точці посудини концентрація стала однаковою.

Позначимо концентрацію $KMnO_4$ в одній половині посудини через C_1, у другій C_2. Перехід речовини з одного розчину в інший (з однієї фази в іншу) можливий, якщо $C_1 \neq C_2$. Процес масообміну продовжується до тих пір, доки концентрації розчиненої твердої речовини в обох половинах зрівняються і встановиться середня концентрація, що називається рівноважною Cp. Під час динамічної рівноваги перехід речовини між фазами триває, однак із однієї фази в іншу переходить стільки ж молекул, скільки з другої в першу. Отже, дифузія можлива за наступних умов:

$$C_2 > C_1,$$

$$C_2 > Cp > C_1.$$

Рушійною силою процесу масообміну, або масопередачі, є різниця між робочими і рівноважними концентраціями розчину.

Прикладом молекулярної дифузії є і процес перенесення аерозолю, що розпилюється з балону в нерухомому повітрі кімнати.

Аерозоль із місця розпилення розповсюджується по всій кімнаті. Аналогічно мокрий одяг, який знаходиться у кімнаті, у кінцевому підсумку висихає, оскільки водяна пара з високою концентрацією, що оточує одяг, дифундує у більш сухе повітря.

Рисунок 1.3 – Схема до дифузійного перенесення речовини

Молекулярна дифузія підкоряється закону Фіка, відповідно до якого кількість речовини, що дифундує через шар, прямо пропорційна поверхні шару S, часу τ, різниці концентрацій по обидва боки шару ΔC і обернено пропорційна товщині шару δ:

$$M = \frac{DS\tau\Delta C}{\delta} \qquad (1.1)$$

де M – кількість речовини, яка пройшла через шар, кг;
S – поверхня шару, м^2;
τ – час, с;
δ – товщина шару, м;
ΔC – різниця концентрацій, кг/м^3;
D – коефіцієнт дифузії, м^2/с.

Вимірність коефіцієнта дифузії D буде [м^2/с].

Отже, коефіцієнт дифузії D показує, яка кількість речовини дифундує через 1 м^2 поверхні шару товщиною 1 м протягом 1 с за різниці концентрацій по обидва боки шару, що дорівнює 1 кг/м^3. Величина коефіцієнта дифузії залежить від властивостей середовища, його температури, тиску, концентрації та властивостей речовини, що дифундує. Помітимо, що коефіцієнт дифузії для газів приблизно в 10000 разів більший, ніж для рідин.

1.3. Дифузія

Конвективна дифузія спостерігається у тих випадках, коли перенесення речовини відбувається у рідині або газі під час їхнього перемішування або турбулентного руху. При цьому перенесення речовини відбувається як за рахунок броунівського руху молекул, так і за рахунок перенесення більш великих частинок, що утворені з багатьох молекул. Унаслідок цього, під час

конвективної дифузії швидкість переміщення речовини у багато разів переважає швидкість переміщення речовини під час молекулярної дифузії. Процес конвективної дифузії буде спостерігатися, якщо в посудині (рис. 1.4) встановити мішалку і після вилучення перегородки включити її.

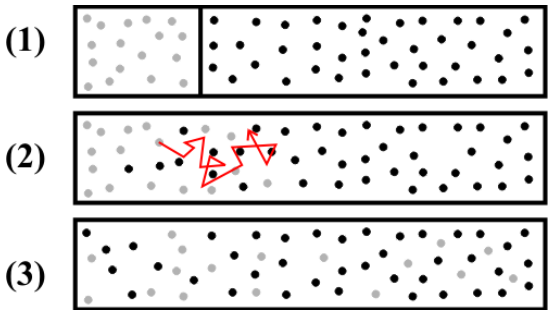


Рисунок 1.4 – Змішування двох субстанцій шляхом дифузії

Конвективна дифузія підкоряється закону Щукарьова, згідно з яким кількість речовини, яка переходить від поверхні розділу фаз в середовище, що її сприймає (потік, що рухається), пропорційна поверхні розділу S, часу τ і різниці концентрацій перехідної речовини в поверхні розділу і центрі потоку, що рухається, ΔC:

$$M = \beta S \tau \Delta C \qquad (1.2)$$

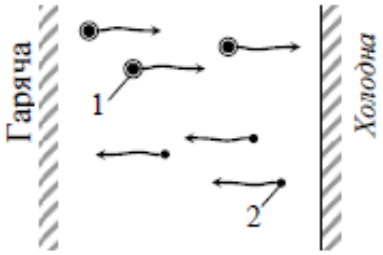
де β – коефіцієнт масовіддачі, що характеризує перенесення речовини конвективною та молекулярною дифузією водночас. Вимірність коефіцієнта масовіддачі, β = [м/с].

Отже, коефіцієнт масовіддачі β показує, яка кількість речовини переходить від 1 м^2 поверхні розділу фаз у потік, що рухається (фазу, що сприймає) протягом 1 с за різниці концентрацій речовини в поверхні розділу і центрі потоку, що дорівнює 1 кг/м^3. Коефіцієнт масовіддачі залежить від фізичних і гідродинамічних параметрів, а також від геометричних чинників процесу.

Розглянуті нами молекулярна та конвективна дифузії, називаються концентраційними, бо їх рушійною силою є різниця концентрацій речовини, що переміщається. На відміну від них існують термічна дифузія (термодифузія) і бародифузія.

Термодифузія – молекулярна дифузія, що являє собою переміщення частинок речовини внаслідок перепаду температур у рідкому (газовому) середовищі.

Якщо, наприклад, між гарячою та холодної поверхнями знаходиться рідка (газова) суміш, що містить компоненти з різною густиною, то під впливом різниці температур більш важкий компонент 1 починає рухатися до холодної поверхні, а легкий компонент 2 назустріч йому – до нагрітої поверхні (рис. 1.5).



У результаті термодифузії в рідині (газі) відбудеться розподіл компонентів на дві фракції: група компонентів, що володіють більшою густиною, збереться біля холодної поверхні, речовини з меншою густиною — біля гарячої.

Рисунок 1.5 – Схема процесу термодифузії

Роль явища термодифузії в харчовій технології надто істотна, особливо під час сушіння пористих колоїдних матеріалів. Прикладом впливу термодифузії є зростання вологості м'якушки хлібного виробу на час закінчення його випічки. Вологість збільшується у м'якушку на 1,5...2,5% завдяки волозі, що переміщується у внутрішні шари з поверхневого шару, де утворилася скоринка. Причиною переміщення вологи є різниця температур на поверхні виробу t_1 і всередині його, тобто $t_1 > t_2$.

Бародифузія – молекулярна дифузія, що викликається неоднорідністю тиску. Більшість массообмінних процесів протікає між двома фазами, які перебувають між собою в безпосередньому контакті. Саме тому перенесення речовини з однієї фази в іншу проходить у декілька стадій:

– перенесення всередині однієї з фаз з глибини її до поверхні розділу фаз,

– перехід через межу розділу фаз,

– перенесення від межі розділу фаз вглиб другої фази.

Перенесення маси в межах однієї фази до межі розділу фаз або від неї називають масовіддачею, а загальний процес перенесення маси з однієї фази в іншу – масопередачею.

Під час масопередачі можуть мати місце два типових варіанта: один, характерний для систем газ–рідина і рідина–рідина, тобто систем без твердої фази, і другий, характерний для систем із твердою фазою (тверде тіло–рідина, тверде тіло–газ).

Контрольні запитання

1. Молекулярна і конвективна дифузія.
2. Рівновага в процесах масообміну.
3. Швидкість і рушійна сила масообміну.
4. Масопередача.
5. Масообмін з участю твердої фази.
6. Подібність дифузійних процесів.

Тестові завдання

Як називають перехід речовини з однієї фази в іншу внаслідок хаотичного руху молекул в нерухомому рідкому (газоподібному) середовищі

A. молекулярна дифузія
B. конвективна дифузія
C. термодифузія
D. бародифузія

Кількість теплоти, що переноситься через будь-яку ізотермічну поверхню в одиницю часу

A. термічний опір
B. теплова провідність стінки
C. щільність теплового потоку (питомим тепловим потоком)
D. тепловий потік (теплова потужність)

Волога, яка видаляється на початковому етапі сушіння з продукту

A. структурна волога
B. хімічна волога
C. механічна волога
D. осмотична волога

Скількома критеріями подібності характеризується (описується) конвективний теплообмін

A. двома
B. чотирма
C. п’яти
D. восьма

Види руху рідини

A. прямопропорційним та конвективним
B. лінійним та хаотичним
C. ламінарним та турбулентним
D. механічним

Що означає ідеальний газ

A. відсутні сили взаємодії між молекулами
B. сили відштовхування рівні нулю
C. газ у якого відсутні сили взаємодії між молекулами, обсяг дорівнює нулю
D. газ у якого відсутні сили взаємодії між молекулами, обсяг дорівнює одиниці

Яким законом підпорядковуються ідеальні гази

A. закон Бойля - Маріотта
B. закон Гей - Люссака
C. закон Авогадро

D. всі відповіді вірні

Теплоємність газів

A. температура газу

B. кількість теплоти, яку необхідно при нагріванні одиниці кількості газу (1кг, 1м^3, 1 до моль) для зміни температури на 1к в термодинамічній процесі

C. питома теплоємність

D. гази у яких відсутні сили взаємодії між молекулами

2. ТЕПЛОПЕРЕДАЧА

2.1. Механізми теплообміну

Теплообміном називається самодовільний незворотний процес поширювання теплоти в рідких, твердих і газоподібних середовищах, або переноса теплоти від одного середовища до іншого.

Теплообмін викликається нерівномірністю розподілу температури у даній системі тіл, тобто зумовлений характером її температурного поля.

Є три способи (механізми) теплообміну:

– теплопровідність,

– конвекція

– випромінювання.

Теплопровідність – це процес передачі теплової енергії від більш нагрітої частини тіла до менш нагрітої у результаті безпосередньої взаємодії частинок (молекул, атомів, електронів) у їхньому тепловому русі.

Теплопровідність у твердих тілах, рідинах і газах відбувається, відповідно, за рахунок:

– передавання енергії теплових коливань між сусідніми молекулами і атомами; крім того, у металах за рахунок руху вільних електронів, що має переважний характер;

– обміну енергією сусідніх молекул і дифузії молекул;

– дифузії молекул.

Конвекція – це перенос теплоти шляхом переміщення деяких об’ємів (макрооб’ємів) рідини або газу з більш нагрітої області простору в менш нагріту. Таким чином, конвективна теплопередача тісно пов’язана з масовим переносом і супроводжується теплопровідністю між сусідніми макрооб’ємами.

Розрізняють природну (вільну) і вимушену конвекцію.

Під час природної конвекції переміщення середовища зумовлене меншою густиною більш нагрітих об’ємів та їх підняттям у полі сил тяжіння за законом Архімеда. Якщо переміщення викликається штучно вентилятором, насосом, мішалкою, то така конвекція називається вимушеною. При цьому розповсюдження теплоти, тобто прогрівання всієї маси рідини (газу), відбувається значно швидше, ніж під час вільної конвекції.

Теплове випромінювання – це передача теплоти від одного тіла до іншого за рахунок електромагнітних хвиль через прозору для теплового

випромінювання середу. Процес передачі теплоти супроводжується перетворенням енергії теплової в випромінювання і навпаки – випромінювання в теплову, рис. 2.1.

Рисунок 2.1 – Види теплопередачі

Кількість енергії, що випромінюється, визначається температурою тіла, станом його поверхні, властивостями тіла. Частина цієї енергії поглинається тілами, розташованими на шляху розповсюдження хвиль, і перетворюється у внутрішню енергію тіла, що поглинається, тобто витрачається на підвищення температури тіла.

Якась кількість променевої енергії частково відбивається від поверхні тіла, що її сприймає, а частково проходить крізь тіло.

Практично розповсюдження теплоти відбувається не лише якимось одним із розглянутих способів, а водночас двома, а ще частіше — всіма трьома: теплопровідністю, конвекцією і випромінюванням. Такий процес називається складним теплообміном.

2.2. Теплопровідність

Теплопровідність розглядається як самостійний процес, що може протікати тільки у твердих тілах. У рідинах і газах теплопровідність протікає спільно з конвекцією або випромінюванням, або з обома цими процесами водночас.

Передача теплоти теплопровідністю пов’язана з наявністю різниці температур тіла. Сукупність значень температур всіх точок тіла в даний момент часу називається температурним полем.

Математично воно виражається рівнянням

$$t = f(x, y, z, \tau) \qquad (2.2)$$

де t – температура тіла, ^{0}C;

x, y, z – координати точки, м;

τ – час, с.

Якщо температура тіла не змінюється протягом часу, то температурне поле називається стаціонарним. При цьому температура в різних точках тіла може бути різною, але постійною протягом визначеного часу:

$$t = f(x, y, z), \qquad \frac{dt}{d\tau} = 0 \tag{2.3}$$

Температурне поле називається нестаціонарним, якщо температура тіла не змінюється протягом часу і відповідає неусталеному режиму теплопровідності.

Температурне поле може бути функцією одночасно трьох, двох або однієї координати. Відповідно, воно називається три, дво- й одномірним. Найбільш простий вид має рівняння одномірного стаціонарного температурного поля $t=f(x)$.

Усі точки простору, що мають однакову температуру, утворюють ізотермічну поверхню. Природно, що зміна температури в тілі може спостерігатися лише в напрямках, що перетинають ізотермічні поверхні (наприклад, напрямок S, рис. 2.2. При цьому найбільш різка зміна спостерігається в напрямку нормалі n до ізотермічних поверхонь.

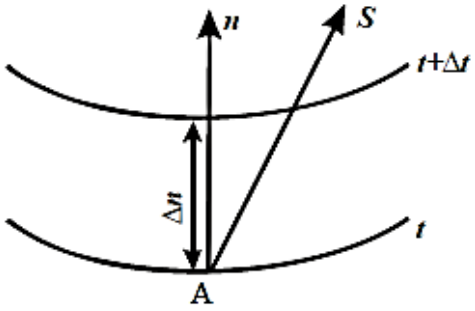


Рисунок 2.2 – Схема поширення теплоти

$$\boldsymbol{grad\ t} = \lim_{\Delta n \to 0} \frac{\Delta t}{\Delta n} = \frac{dt}{dn} \tag{2.4}$$

2.3. Конвекція

Конвекція – це перенос теплоти шляхом переміщення деяких об'ємів (макрооб'ємів) рідини або газу з більш нагрітої області простору в менш нагріту. Таким чином, конвективна теплопередача тісно пов'язана з масовим переносом і супроводжується теплопровідністю між сусідніми макрооб'ємами. Розрізняють природну (вільну) і вимушену конвекцію. Під час природної конвекції переміщення середовища зумовлене меншою густиною більш нагрітих об'ємів та їх підняттям у полі сил тяжіння за законом Архімеда.

Якщо переміщення викликається штучно вентилятором, насосом, мішалкою, то така конвекція називається вимушеною. При цьому розповсюдження теплоти, тобто прогрівання всієї маси рідини (газу),

відбувається значно швидше, ніж під час вільної конвекції. Поряд зі змушеним рухом водночас може розвиватися і вільний, рис. 2.3.

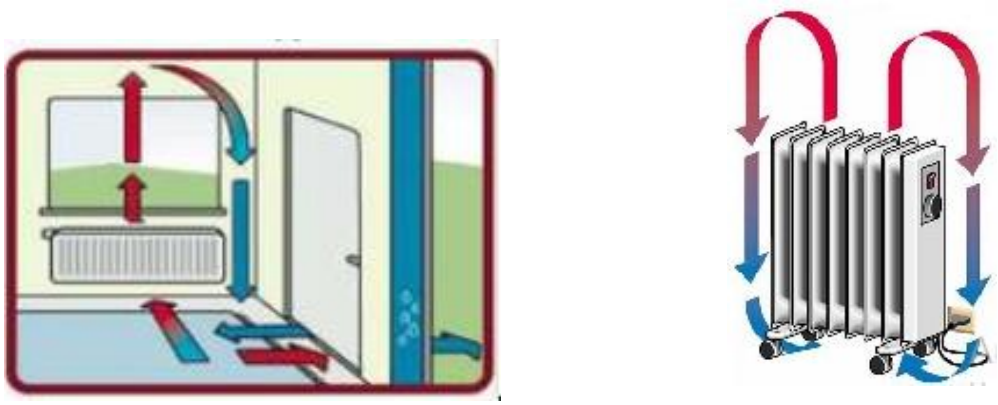


Рисунок 2.3 – Конвекція

Конвективний перехід теплоти від рідких і газових теплоносіїв до твердих тіл спостерігається під час варення харчових продуктів у водному або паровому середовищі, хлібовипіканні, сушінні та інших процесах, рис. 2.4.

Рисунок 2.4 – Конвективний перехід теплоти

Процес теплообміну між поверхнею тіла і середовищем відноситься до дуже складних процесів і залежить від великої кількості параметрів.

Відповідно до закону Ньютона-Ріхмана кількість теплоти, що віддається одиницею поверхні тіла за одиницю часу, пропорційна різниці температур поверхні тіла tст і навколишнього середовища $t_{сер}$:

$$q = \alpha\,(t_{ст} - t_{сер}) \qquad (2.5)$$

де α – коефіцієнт пропорційності, який називається коефіцієнт тепловіддачі, він має розмірність – ват на квадратний метр-кельвін (Вт/м^2 К).

Коефіцієнт тепловіддачі характеризує інтенсивність теплообміну між поверхнею тіла і навколишнім середовищем. Чисельно він дорівнює кількості теплоти, що віддається (чи сприймається) одиницею поверхні за одиницю часу

при різниці температур між поверхнею тіла і навколишнім середовищем в один градус.

Практично розповсюдження теплоти відбувається не лише якимось одним із розглянутих способів, а водночас двома, а ще частіше – всіма трьома: теплопровідністю, конвекцією і випромінюванням. Такий процес називається складним теплообміном.

Задача 1.

Визначити коефіцієнт тепловіддачі від вертикальної плити висотою H=2м до навколишнього спокійного повітря, якщо відомо, що температура поверхні плити t_{cm}= 100° С, температура навколишнього повітря далеко від поверхні $t_р$= 20°С.

Дано	***Рішення***
H=2,0 м t_p= 20°С t_{cm}= 100 °С	Тепловіддачу при природній конвекції у поверхні вертикальної плити можна визначити за формулою:
α -?	

$$Nu_p = c \cdot (Gr\,Pr)_p^n \left(\frac{Pr_p}{Pr_c}\right)^{0,025},$$

де за визначальний розмір береться висота плити H.

За $t_р$=20°С фізичні властивості повітря наступні: $\lambda_р$=2,59·10^{-2} Вт/(м^2·К); $\nu_р$=15,06·10^{-6} м^2/с.

За цих умов значення комплексу

$$(Gr\,Pr)_p = g\beta_p \frac{\Delta t H^3}{\nu_p^2} Pr_p = 9{,}81\frac{1}{293}\frac{80\cdot 2^3\cdot 10^{12}}{(15{,}06)^2\cdot 10^{-6}}0{,}703 = 6{,}64\cdot 10^{10}.$$

При набутого значення $(GrPr)_р$ знаходимо c=0,15; n=1/3, тоді

$$Nu_p = 0{,}15\cdot\left(6{,}64\cdot 10^{10}\right)^{1/3} = 610;$$

$$\alpha = Nu_p\frac{\lambda_p}{H} = 610\frac{2{,}59\cdot 10^{-2}}{2} = 7{,}92 \quad Вт/(м^2\cdot К).$$

Задача 2.

Визначити еквівалентний коефіцієнт теплопровідності плоского повітряного шару δ= 25мм. Температура гарячої поверхні t_{cm1}= 150 °С, холодної t_{cm2}= 50°С

Дано	*Рішення*
δ= 25мм t_{cm1}= 150 °С t_{cm2}= 50°С	Визначимо середню температуру повітря $t_p = \frac{150+50}{2} = 100$ °С. $\Delta t = t_{ct1} - t_{ct2} = 150 - 50 = 100$ °С
$\lambda_{екв}$-? q-?	Визначимо параметри повітря при температурі t_p= 100° С: $\nu = 0{,}231 \cdot 10^{-6}$ м^2/с; λ=0,032 Вт/(м·К); Pr_p = 0,69.

Число Грасгофа: $Gr = \frac{gd^3\beta\Delta T}{\nu^2} = \frac{9{,}81 \cdot 0{,}025^3 \cdot 100}{(273+100)(0{,}231 \cdot 10^{-6})^2} = 7{,}73 \cdot 10^4$

Комплекс $(Gr\ Pr)_p = 7{,}73 \cdot 10^4 \cdot 0{,}69 = 5{,}33 \cdot 10^4$.

Визначимо коефіцієнт конвекції за формулою:

$\varepsilon_к = 0{,}18(Gr \cdot Pr)^{0{,}25} = 0{,}18 \cdot (5{,}33 \cdot 10^4)^{0{,}25} = 2{,}74$.

Тоді, еквівалентний коефіцієнт теплопровідності визначатиметься

$\lambda_{екв} = \lambda \cdot \varepsilon_к = 0{,}032 \cdot 2{,}74 = 0{,}088$ Вт/(м^{2}К).

Щільність теплового потоку:

$$q = \frac{\lambda_{екв}}{\delta}\Delta t = \frac{0{,}088}{0{,}025} 100 = 352 \text{ Вт/м}^2.$$

Задача 3.

Визначити тепловий потік, що проходить через цегляну стінку висотою 5м, шириною 4 м і товщиною 250 мм. Температури поверхонь стінки t_1=27°С, t_2= -23°С. Коефіцієнт теплопровідності цегли 0,77 Вт/(м·К).

Дано	*Рішення*
h = 3 м b = 6 м δ = 250 мм=0,25м t_1 = 33°С t_2 = 10 °С λ=0,75 Вт/(м·К)	Тепловий потік, що проходить крізь стінку визначається за формулою: $\Phi = \frac{\lambda}{\delta} \cdot F \cdot (t_1 - t_2)$. Тоді, $\Phi = \frac{0{,}75}{0{,}25} \cdot (3 \cdot 6) \cdot (33 - 10) = 1242$ Вт.
Φ - ?	

Задача 4.

Електричний нагрівач виконаний з ніхромового дроту діаметром d = 2мм і довжиною l = 10 м. Він обдувається холодним повітрям з температурою t_n=20°С.

Обчислити тепловий потік з 1 м нагрівача, а також температури на поверхні t_c і на осі проволікай t_0, якщо сила струму, що проходить через

нагрівач, складає 25 А. Питомий електричний опір ніхрому ρ=1,1 Ом×мм^2/м; коефіцієнт теплопровідності ніхрому λ = 17,5 Вт/(м·К) і коефіцієнт тепловіддачі від поверхні нагрівача до повітря α = 46,5 Вт/(м^{2}К).

Дано

d = 2 мм
l = 10 м
t_n = 20°С
I= 25 А
ρ=1,1 Ом×мм^2/м
λ=17,5 Вт/(м·К)
α = 46,5 Вт/(м^{2}К)

Ф - ?; t_c -?; t_o-?

Рішення

Електричний опір нагрівача визначається як

$$R = \frac{\rho \ell}{\pi r^2} = \frac{1{,}1 \cdot 10}{3{,}14 \cdot 1} = 3{,}5 \ Ом.$$

Кількість теплоти, що виділяється нагрівачем:

$$Q = I^2 R = 25^2 \cdot 3{,}5 = 2185 \ Вт.$$

Тепловий потік на 1 м дроту

$$q_l = \frac{Q}{l} = \frac{2185}{10} = 218.5 \ Вт/м,$$

Температура поверхні дроту визначається з умов тепловіддачі:

$$t_c = t_{ж} + \frac{q_l}{\pi d \alpha} = 20 + \frac{218{,}5}{314{,}5 \cdot 0.002 \cdot 46{,}5} = 769^{\circ} C.$$

Температура на осі дроту визначається за умови теплопровідності за наявності внутрішніх джерел теплоти:

$$t_0 = t_c + \frac{q_l}{4\pi\lambda} = 769 + \frac{218{,}5}{4 \cdot 3{,}14 \cdot 17{,}5} = 770^{\circ} C.$$

Числові значення вихідних даних для розрахунку наведені в таблиці 1.

Таблиця 1

Найменування даних, одиниця виміру	Вар. № 1, 12	Вар. № 2, 7	Вар. №3, 8	Вар. №4, 9	Вар. №5, 10	Вар. №6, 11
l, м	10	15	20	18	16	24
t_n, °С	20	18	12	23	17	26
I, А	25	29	32	27	37	21
ρ, Ом×мм^2/м	1,1	1,2	1,1	1,2	1,1	1,2
λ, Вт/(м·К)	17,5	14	16,5	17,5	15	15,5
α, Вт/(м^{2}К)	46,5	45,3	39,9	42,8	45,6	41,2

Контрольні запитання

1. Способи переносу теплоти.
2. Тепловий потік та його густина; температурне поле; градієнт температур.
3. Закон теплопровідності Фур'є.
4. Диференційне рівняння теплопровідності для рухомого середовища та твердого тіла.
5. Узагальнене одновимірне рівняння теплопровідності та його часткові випадки.
6. Умови однозначності при рішенні задач теплопровідності.
7. Граничні умови при рішенні задач теплопровідності.

3. ВІЛЬНА ТА ВИМУШЕНА КОНВЕКЦІЯ

3.1. Характеристики конвективного теплообміну

Конвективним теплообміном називається процес переносу теплоти між поверхнею твердого тіла і рідким середовищем або газом, при якому перенос теплоти здійснюється одночасною шляхом теплопровідності і конвекції. З іншого боку цей процес також називають тепловіддачею.

Конвективний теплообмін характерний для більшості процесів теплової обробки різних матеріалом і виробів, які пов'язані з проходженням газів через шар матеріалу, через садку виробів, над рівнями рідин при сушінні тощо.

Явище теплопровідності в рідинах і газах, так само як і у твердих тілах, цілком визначається коефіцієнтом теплопровідності і градієнтом температури. Інакшою є справа з явищем конвекції, яка являється другим елементарним видом поширення теплоти. Цей процес переносу теплоти нерозривно зв'язаний з переносом самого середовища. Тому конвекція можлива лише в рідинах і газах, частки яких можуть легко переміщатися.

Інтенсивність конвективного теплообміну характеризується коефіцієнтом тепловіддачі α, який визначається за рівнянням Ньютона-Ріхмана:

$$q = \alpha\,(t_{ст} - t_{сер}) \qquad (3.1)$$

де α – коефіцієнт тепловіддачі, Вт/м^2 К.

Відповідно до цього закону густина теплового потоку q пропорційна різниці температур стінки і середовища. У процесі тепловіддачі, незалежно від направлення теплового потоку (від стінки до середовища або навпаки), його значення прийнято вважати позитивним. Тому різницю температур $t–t$ завжди беруть за абсолютною величиною, тобто просто з більшого значення температури віднімають менше.

Коефіцієнт тепловіддачі дорівнює кількість теплоти, що віддається за одиницю часу одиницею поверхні при різниці температур між поверхнею і середовищем в один градус. У загальному випадку коефіцієнт тепловіддачі може змінюватися уздовж поверхні теплообміну, і тому розрізняють середній за

поверхнею коефіцієнт тепловіддачі і місцевий (локальний) коефіцієнт тепловіддачі, що відповідає одиничному елементу поверхні.

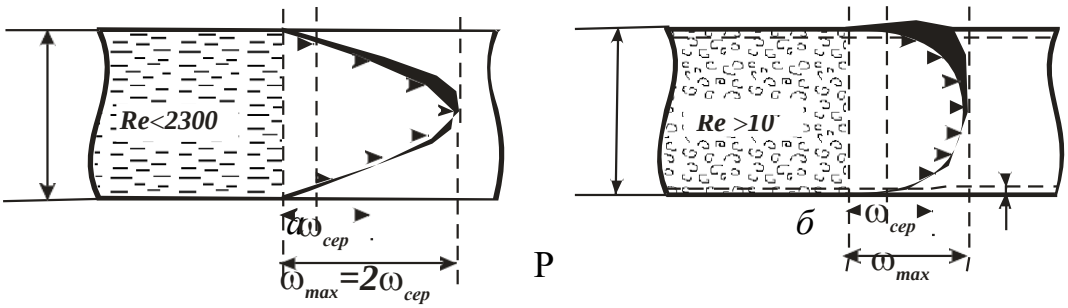
Фактори, що впливають на процес тепловіддачі, і відповідно на коефіцієнт тепловіддачі умовно можна поділити на наступні групи.

1. Природа виникнення руху середовища (рідини чи газу) уздовж стінки. У залежності від причин, які сприяють руху рідини, розрізняють два види руху – вільний (природний) і вимушений. Вільний рух виникає за рахунок піднімальної сили, яка обумовлена різницею густин холодних і нагрітих часток рідини. Інтенсивність вільного руху залежить від виду рідини, різниці температур між окремими її частками і об'єму простору, у якому протікає процес.

Вимушений рух рідини (газу), чи вимушена конвекція, обумовлена роботою зовнішніх агрегатів (насосу, вентилятору та ін.). Сила, яка рухає при цьому виді конвекції, виникає внаслідок різниці тисків, що виникають на вході і виході з каналу, яким переміщується рідина (газ). Якщо швидкість вимушеного руху невелика і є різниця температур між окремими частками рідини (газу), то поряд з вимушеним рухом може спостерігатися і вільний рух.

3.2. Режими руху рідини

Рух рідини (газу) може мати ламінарний чи турбулентний характер. У першому випадку (ламінарний рух) частки рідини у формі окремих струменів, що не змішуються, рухаються вздовж каналу або стінки, і профіль швидкостей на достатньому віддаленні від початку труби має вид правильної параболи. Подібний розподіл постійних швидкостей обумовлено наявністю сил внутрішнього тертя (в'язкості) між частками рідини (газу). При цьому максимальна швидкість руху часторідини (газу), що переміщуються віссю труби, у 2 рази більше середньої швидкості їх руху, яку можна одержати в результаті ділення секундного об'єму рідини (газу) на площу поперечного перерізу труби (рис. 3.1).



Р

Рисунок 3.1 – Розподіл швидкостей за перерізом труби при ламінарному (а) і турбулентному (б) режимах

Турбулентний режим руху характеризується мінливістю швидкості руху часток рідини в точці простору, що розглядається. Через безупинне перемішування рідини в ній не можна зазначити окремі струмені, і такий рух

лише умовно можна називати стаціонарним. У цьому випадку профіль швидкостей за перерізом труби набуде виду усіченої параболи, і максимальна швидкість буде спостерігатися у часток рідини, що рухаються віссю труби, при цьому вона буде усього в 1,2…1,3 рази більше середньої швидкості. Характерно, що не всі частки рідини при турбулентному режимі мають неупорядкований рух. Поблизу стінок, що обмежують потоки, внаслідок в'язкості рідини швидкість зменшується, а біля самої стінки зберігається тонкий граничний шар, що рухається ламінарно. У межах цього шару, що має товщину не більш декількох тисячних часток діаметра труби, швидкість руху часток рідини різко міняється від нуля на самій стінці до 0,4…0,7 середньої швидкості на умовній межі з турбулентним ядром потоку (рис. 3.1, б).

Слід зазначити, що турбулентні пульсації проникають і в ламінарний підшар і загасають у ньому внаслідок дії сил в'язкості. Тому термін «ламінарний підшар» вірніше заміняти терміном «в’язкий підшар».

Англійський фізик Рейнольдс встановив, що при русі рідини у трубах перехід з ламінарного режиму в турбулентний визначається значенням безрозмірного комплексу

$$Re=\omega l/v \qquad (3.2)$$

де ω – середня швидкість рідини (газу), м/с;

l – характерний розмір, м;

v – коефіцієнт кінематичної в’язкості рідини, м^2/с.

Цей комплекс називають числом Рейнольдса і позначають символом *Re*. При *Re*<2300 рух рідини у трубах має ламінарний характер, а при *Re*>10000 – турбулентний, тобто критична швидкість, яка дозволяє визначити перехід будь-якої рідини з ламінарного режиму в турбулентний для труби будь-якого діаметра, може бути знайдена зі співвідношення: $\omega=2300\ v/l$.

У більшості випадків, що зустрічаються в теплотехніці, *Re*>10000, і рух рідини чи газу являється турбулентним. В особливих умовах (при відсутності шорсткостей на стінках, безвихровому вході рідини у трубу тощо) можна зберігати ламінарний рух при числах *Re* до 10000, але такий рух є дуже хитливим і при невеликому місцевому збурюванні потоку з ламінарного відразу переходить до турбулентного.

Режим руху рідини визначає механізм переносу теплоти у процесі тепловіддачі. При ламінарному русі перенос теплоти від рідини до стінки (чи навпаки) здійснюється головним чином шляхом теплопровідності. При турбулентному русі такий спосіб передачі теплоти спостерігається лише в ламінарному граничному шарі, а всередині турбулентного ядра теплота переноситься шляхом конвекції. При цьому на інтенсивність тепловіддачі в основному впливає термічний опір граничного шару. Останнє наочно ілюструється рис. 3.1 на якому зображена схема руху рідини при обтіканні плоскої поверхні (пластини).

Як вже відзначалося, при русі рідини (газу) вздовж поверхні утворюється граничний шар, в якому за рахунок в'язкості швидкість руху середовища значно менше його середньої швидкості, а біля самої поверхні практично дорівнює нулю. Зона потоку, в котрій за рахунок взаємодії з поверхнею швидкість руху потоку менше швидкості руху середовища, називається динамічним граничним шаром. Слід зазначити, що при русі потоку уздовж поверхні стінки товщина цього граничного шару поступово зростає. На невеликих відстанях від переднього краю стінки граничний шар ще тонкий і плин рідини в ньому носить ламінарний характер. Далі на деякій відстані $x_{кр}$ у граничному шарі починають виникати вихри і характер течії стає турбулентним.

Ці вихри забезпечують інтенсивне перемішування рідини у граничному шарі, але в безпосередній близькості від поверхні стінки вони загасають, і тут зберігається дуже тонкий *в'язкий підшар*. Товщина динамічного граничного шару $\delta_{дин}$ залежить від відстані x від переднього краю стінки, швидкості руху потоку і кінематичної в'язкості $\nu=\mu/\rho$. Перехід до турбулентного режиму плину рідини у граничному шарі визначається критичним значенням числа $Re_{кр}$. $Re_{кр1}$=2300 відповідає перетворенню ламінарного режиму течії на перехідний. У цей час у пограничному шарі починають виникати перші вихри і пульсації, а $Re_{кр2}$=10000 відповідає переходу до розвинутого турбулентного режиму течії.
Слід також зазначити, що поряд з описаним процесом формування гідродинамічного граничного шару відбувається аналогічний процес формування і теплового граничного шару, у межах якого температура змінюється від $t_{ст}$ до $t_{рід}$. Характер розподілу температури в тепловому граничному шарі залежить від режиму течії рідини (газу) в динамічному граничному шарі.

У загальному випадку товщини теплового і динамічного шарів не співпадають, але досить часто вони близькі один до одного, особливо в газах.

Задача 1.

Обчислити коефіцієнт тепловіддачі при кипінні води і кількість пари, що одержується у випарнику за 1 ч, загальна площа поверхні якого 5 м^2. температура стінки випарника $t_{ст}=156^o$ *C*. Тиск пари 0,45 МПа.

Дано	***Рішення***
F=5 м^2	З таблиці для водяної пари приймаємо температуру
$t_{ст}=156^o$ *C*	насичення пари при заданому тиску $p=0,45МПа$:
$t_p=148^oC$	$t_p=148^oC$ та теплоту паротворення $r= 2120,9$ *кДж/кг.*
$p=0,45МПа$	Різниця температур між поверхнею і парою складає 8 °С.
$\tau=1$ *година*	Коефіцієнт тепловіддачі визначимо за формулою:
α -?; Q - ?; m-?	$\alpha=146\cdot\Delta t^{2,33}\cdot p^{0,5}= 146\cdot 8^{2,33}\cdot 0,45^{0,5}=12850$ Вт/(м^2·К)

Кількість теплоти, що була віддана при кипінні:
$Q = \alpha \cdot \Delta t \cdot F = 12850 \cdot 8 \cdot 5 = 515000$ Вт=515 кВт.

Маса пари, яка отримується у випарнику за годину:

$$m = \frac{Q \cdot \tau}{r} = \frac{515000 \cdot 3600}{2120900} = 875 \text{ кг/г.}$$

Задача 2.

Визначити середнє значення коефіцієнта тепловіддачі з боку сухої насиченої пари аміаку, що конденсується на поверхні горизонтального кожухотрубного конденсатору. Конденсація здійснюється холодною водою з температурою 21 °С, тиск конденсації 10 атм. Діаметр труб 19×1,5 мм. Розташування труб шахове.

Дано	***Рішення***
$d=19 \times 1{,}5$ мм $t_p=21^oC$ $p=10атм=1МПа$	З таблиці для аміаку або з фазової діаграми визначаємо, що тиску у 1 МПа відповідає температура насичення $t_н=24{,}3^oC$. Теплота пароутворення $r=1169$ кДж/кг.
α -?	Температура поверхні стінки дорівнює температури охолоджуючої рідини, тобто складає 21 °С. Середня температура плівки конденсату: $t_{сер} = \frac{t_p + t_н}{2} = \frac{21 + 24{,}3}{2} = 22{,}7$ °С.

Фізичні параметри аміаку за середньої температури:
$\rho'' = 606$ кг/м^3; $\lambda'' = 0{,}48$ Вт/(м·К); $\mu = 13{,}8 \cdot 10^{-6}$ м^2/с.

Коефіцієнт тепловіддачі для першого ряду труб:

$$\alpha = 0{,}72\sqrt[4]{\frac{\lambda''^3 \cdot \rho''^2 \cdot r}{\mu \Delta t d}} = 0{,}72\sqrt[4]{\frac{0{,}48^3 \cdot 606^2 \cdot 1169}{13{,}8 \cdot 10^{-6} \cdot 3{,}3 \cdot 0{,}019}} = 1959 \text{ Вт/(м}^2\text{К)}$$

Для визначення коефіцієнту тепловіддачі для наступних рядів необхідно добути отримане значення на поправочний коефіцієнт.

Задача 3.

Обмурівка топкової камери парового котла виконана з шамотної цеглини, а зовнішня обшивка - з листової сталі. Відстань між обшивкою і цегляною кладкою дорівнює 30 мм, і можна вважати її малою у порівнянні з розмірами стін топки. Обчислити втрати теплоти в навколишнє середовище з одиниці поверхні в одиницю часу в умовах стаціонарного режиму за рахунок променевого теплообміну між поверхнями обмурівки і обшивки. Температура

зовнішньої поверхні обмурівки t_1=127° С, а температура сталевої обшивки t_2= 50° С. Ступінь чорнота шамота $\varepsilon_ш$ = 0,8 і листовій сталі $\varepsilon_{ст}$ = 0,6.

Дано	***Рішення***
δ=30 мм = 0,03 м t_1= 127°С t_2= 50 °С $\varepsilon_ш$ = 0,8 $\varepsilon_{ст}$ = 0,6	Обшивку і цегляну кладку можна розглядати як дві безмежні плоскопаралельні поверхні, розділені прозорим середовищем. Для такої системи тіл результуюче випромінювання обчислюється за формулою
Ф -?	

$$\Phi = \varepsilon_{зв} C_0 \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right],$$

де $\varepsilon_{зв} = \dfrac{1}{\dfrac{1}{\varepsilon_1} + \dfrac{1}{\varepsilon_2} - 1} = \dfrac{1}{\dfrac{1}{0{,}8} + \dfrac{1}{0{,}6} - 1} = 0{,}522.$

Тоді $\Phi = 0{,}522 \cdot 5{,}67 \left[\left(\dfrac{127+273}{100} \right)^4 - \left(\dfrac{50+273}{100} \right)^4 \right] = 435 \quad Вт/м^2.$

Задача 4.

Визначити тепловий потік від вертикальної плити висотою h=2 м і шириною b = 5 м з температурою $t_{ст1}$=100 °С у навколишнє середовище, у якому знаходиться спокійне повітря, що має температуру $t_{пов}$=20 °С. На відстані 0,3 м від плити розміщено вертикальну стінку, температура якої$t_{ст2}$=20 °С. Ступінь чорноти плити і стінки однакові і дорівнюють $\varepsilon_1 = \varepsilon_2$=0,9.

Дано	***Рішення***
h=2 м b = 5 м $t_{ст1}$=100 °С $t_{пов}$=20 °С $t_{ст2}$=20 °С $\varepsilon_1 = \varepsilon_2$=0,9 l= 0,3 м	У задачі дано складний випадок теплообміну, коли сумарний тепловий потік визначається за рівнянням: $\Phi_o = \Phi_к + \Phi_{випр.}$, де $\Phi_к$ – тепловий потік, що передається конвекцією, Вт; $\Phi_{випр}$ - тепловий потік, що передається випромінюванням, Вт; Для визначення режиму течії за вільної конвекції знаходимо значення комплексу (Gr·Pr). За температури
Φ-?	$t_{пов}$=20 °С для повітря з табл. 1 (додатка В): $\lambda = 2{,}59 \cdot 10^{-2}$ Вт/(м·К); $\nu = 15{,}06 \cdot 10^{-6}$ м^2/с; Pr=0,703.

$$(Gr \cdot Pr) = \frac{gl^3}{\nu^2}\beta \Delta t \cdot Pr =$$

$$= \frac{9{,}81 \cdot 2^3 \cdot (100-20)}{(15{,}06 \cdot 10^{-6})^2 (273+20)} \cdot 0{,}703 = 6{,}64 \cdot 10^{10}$$

Оскільки $(Gr \cdot Pr) > 10^9$ – режим турбулентний, тому використовуємо рівняння (2.26).

$$Nu_{pl} = 0{,}15 (Gr_{pl} \cdot Pr_p)^{0{,}33} \cdot \left(\frac{Pr_p}{Pr_{cm}}\right)^{0{,}25} =$$

$$= 0{,}15 \cdot (6{,}64 \cdot 10^{10})^{0{,}33} = 610$$

Коефіцієнт тепловіддачі:

$$\alpha = Nu \frac{\lambda}{l} = 610 \cdot \frac{2{,}59 \cdot 10^{-2}}{2} = 7{,}92 \text{ Вт/(м}^2\text{К)}.$$

Тоді $\Phi_к = \alpha \Delta t F$ = 7,92·80·10=6340 Вт = 6,34 кВт.

Тепловий потік, що передається випромінюванням:

$$\Phi_{випр} = \varepsilon_{зв} C_0 \left[\left(\frac{T_{cm1}}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_{cm2}}{100}\right)^4\right] \cdot F = \Phi = \frac{c_o}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1_0} \left[\left(\frac{T_{cm1}}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_{cm2}}{100}\right)^4\right] \cdot F,$$

$$\Phi_{випр} = \frac{5{,}67}{\frac{1}{0{,}9} + \frac{1}{0{,}9} - 1}\left[\left(\frac{(100+273}{100}\right)^4 - \left(\frac{(20+273}{100}\right)^4\right] \cdot 10 = 5670 \text{ Вт=5,67 кВт.}$$

Тому $\Phi_o = \Phi_к + \Phi_{випр.}$=6,34+5,67=12,010 кВт

Задача 5.

Стальний трубопровід (λ=45,4 Вт/(м·К)) холодильного пристрою діаметром 60×5 мм має теплову ізоляцію – шар міпори 20мм (λ=0,041 Вт/(м·К)). Визначити долю ізоляційного шару і стінки труби в загальній ізолюючій дії конструкції (термічному опорі).

Дано	***Рішення***
$d_{ст}$ = 60×5 мм $\lambda_{ст}$ =45,4 Вт/(м·К) $\delta_м$ =20 мм=0,02 $\lambda_м$ =0,041 Вт/(м·К)	Термічний опір циліндричної поверхні визначається за формулою: $R_ц = \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1}, \quad \frac{м \cdot К}{Вт}$
$R_{ст}$ -? $R_м$ - ?	де d_2 – зовнішній діаметр, м; d_1 – внутрішній діаметр, м.

Для стального трубопроводу $d_1=0,06$ м та
$d_2= d_1+2\times0,005=0,06+0,01=0,07$ *м.*

Тоді, $R_{ст} = \frac{1}{2 \cdot 45,4} \ln \frac{0,07}{0,06} = 0,00165, \ \frac{м \cdot К}{Вт}$.

Для шару міпори $d_2 =0,07$м та $d_3=d_2+2\times\delta= =0,07+2\times0,02=0,11$ *м.*

Тоді, $R_{м} = \frac{1}{2 \cdot 0,041} \ln \frac{0,11}{0,07} = 5,51, \ \frac{м \cdot К}{Вт}$.

Загальний термічний опір дорівнює:

$$R_{\Sigma} = R_{ст} + R_{м} = 0,00165 + 5,51 = 5,51165 \frac{м \cdot К}{Вт}$$

Визначимо долю ізоляційного шару і стінки труби в загальній ізолюючій дії конструкції:

5,51165 – 100%

5,51 – X, X = $R_м$ = 99,9%.

З цього розрахунку можна зробити висновок, що 99,9% термічного опору припадає на ізоляційний матеріал.

Задача 6.

Розрахувати коефіцієнт теплопровідності м'яса тріски за температури t= -10 °С за формулою Ейкена. Теплопровідність не замороженої частини тріски за кріоскопічною температурою $t_{кр}$ = -1 °С складає $\lambda_н$ =0,55 Вт/(м·К); теплопровідність повністю замороженої частини м'яса $\lambda_з$ =1,85 Вт/(м·К).

Дано	***Рішення***
t= -10 °С $t_{кр}$ = -1 °С $\lambda_н$ =0,55 Вт/(м·К); $\lambda_з$ =1,85 Вт/(м·К).	Спочатку визначимо долю вимороженої води визначається за формулою: $\omega = 1 - \frac{t_{кр}}{t} = 1 - \frac{-1}{-10} = 0,9$
λ-?	За формулою Ейкена:

$$\lambda(t) = \lambda_н \left(1 - \frac{3\omega(t)(\lambda_н - \lambda_з)}{3\lambda_н - 1(1-\omega(t)(\lambda_н - \lambda_з)}\right) =$$

$$= 0,55\left(1 - \frac{3 \cdot 0,9(0,55 - 1,85)}{3 \cdot 0,55 - 1(1-0,9)(0,55 - 1,85)}\right) = 1,63 \ , \quad \frac{Вт}{(м \cdot К)}$$

Числові значення вихідних даних для розрахунку наведені в таблиці 2.

Таблиця 2

Найменування даних, одиниця виміру	Вар. № 1, 12	Вар. № 2, 7	Вар. №3, 8	Вар. №4, 9	Вар. №5, 10	Вар. №6, 11
t, °С	-10	-8	-11	-9	-11	-8
$t_{кр}$, -1 °С	-1	0	0	-1	1	1
$\lambda_н$, Вт/(м·К)	0,55	0,50	0,49	0,55	0,50	0,62
$\lambda_з$, Вт/(м·К)	1,85	1,86	1,67	1,78	1,74	1,85

Контрольні запитання

1. Вплив зміни коефіцієнта теплопровідності на стаціонарний розподіл температур у плоскій стінці.
2. Стаціонарний перенос теплоти в циліндричній стінці.
3. Стаціонарний перенос теплоти в сферичній стінці.
4. Термічно тонкі тіла; зміна температури у часі у тілі довільної форми.
5. Часткові рішення для оцінки динаміки температури в термічно тонких тілах різної форми.
6. Рішення задач нестаціонарної теплопровідності термічно масивних тіл; вплив чисел Bi та Fo на температурне поле у пластині.
7. Види конвекції та конвективного теплообміну; формування і структура прикордонного шару.
8. Рівняння Ньютона-Рихмана; фактори, що визначають інтенсивність конвективного переносу теплоти.

Тестові завдання

Конвекція

A. самодовільний незворотний процес поширювання теплоти в рідких, твердих і газоподібних середовищах, або переносу теплоти від одного середовища до іншого

B. процес передачі теплової енергії від більш нагрітої частини тіла до менш нагрітої у результаті безпосередньої взаємодії частинок (молекул, атомів, електронів) у їхньому тепловому русі

C. перенос теплоти шляхом переміщення деяких об’ємів (макрооб’ємів) рідини або газу з більш нагрітої області простору в менш нагріту

D. передача теплоти від одного тіла до іншого за рахунок електромагнітних хвиль через прозору для теплового випромінювання середу

Якщо температура в усіх точках простору не змінюється з часом, то температурне поле називається

A. однорідним
B. стаціонарним
C. рівноважним

D. об'ємним

Інтенсивність конвективного теплообміну оцінюється

A. коефіцієнтом теплопередачі
B. коефіцієнтом поглинання
C. коефіцієнтом інтенсивності теплообміну
D. коефіцієнтом тепловіддачі

Якщо коефіцієнт проникності тіла дорівнює 1, то тіло називається

A. абсолютно білим
B. сірим
C. абсолютно прозорим
D. абсолютно чорним

Коефіцієнт, який характеризує інтенсивність передачі теплоти від одного середовища до іншого через стінку, що їх відокремлює, і чисельно дорівнює кількості теплоти, що передається через одиницю поверхні стінки за одиницю часу при різниці температур між середовищами в один градус називається

A. коефіцієнтом тепловіддачі
B. коефіцієнтом теплопередачі
C. коефіцієнтом теплопровідності
D. коефіцієнтом теплообміну

Яким фізичним тілам властиве теплове випромінювання

A. всім тілам, температура яких вище 0К
B. всім тілам, температура яких вище 273К
C. всім тілам на межі зміни агрегатного стану
D. тільки металам

Про що говориться в законі Планка

A. будь-яке фізичне тіло в однаковому ступені поглинає промені, що падають, у всіх довжинах хвиль при будь-яких температурах

B. кожній довжині хвилі відповідає певна інтенсивність випромінювання абсолютно чорного тіла що збільшується зі зростанням температури

C. густина інтегрального випромінювання абсолютно чорного тіла E_s прямо пропорційна четвертому степеню його абсолютної температури

D. відношення випромінювальної здатності тіла до його поглинаючої здатності при тепловій рівновазі не залежить від природи тіла і дорівнює енергії випромінювання абсолютно чорного тіла при тій самій температурі

4. ТЕПЛОПРОВІДНІСТЬ ТА ТЕПЛОВІДДАЧА

4.1.Температурне поле

Теплопровідність розглядається як самостійний процес, що може протікати тільки у твердих тілах. У рідинах і газах теплопровідність протікає спільно з конвекцією або випромінюванням, або з обома цими процесами водночас.

Передача теплоти теплопровідністю пов'язана з наявністю різниці температур тіла. Сукупність значень температур всіх точок тіла в даний момент часу називається температурним полем.

Математично воно виражається рівнянням

$$t = f(x, y, z, \tau) \qquad (4.1)$$

де t – температура тіла, ^{0}C;

x, y, z – координати точки, м;

τ – час, с.

Якщо температура тіла не змінюється протягом часу, то температурне поле називається стаціонарним. При цьому температура в різних точках тіла може бути різною, але постійною протягом визначеного часу:

$$t = f(x, y, z), \qquad \frac{dt}{d\tau} = 0 \qquad (4.2)$$

Температурне поле називається нестаціонарним, якщо температура тіла не змінюється протягом часу і відповідає неусталеному режиму теплопровідності.

Температурне поле може бути функцією одночасно трьох, двох або однієї координати. Відповідно, воно називається три, дво- й одномірним. Найбільш простий вид має рівняння одномірного стаціонарного температурного поля $t=f(x)$.

Усі точки простору, що мають однакову температуру, утворюють ізотермічну поверхню. Природно, що зміна температури в тілі може спостерігатися лише в напрямках, що перетинають ізотермічні поверхні. При цьому найбільш різка зміна спостерігається в напрямку нормалі n до ізотермічних поверхонь загальному випадку температура може змінюватися не тільки у просторі, але і в часі (при нестаціонарному режимі).

Градієнт температури – це вектор з позитивним знаком при зростанні температури і з негативним при її падінні, тому що він спрямований убік зростання температури і чисельно дорівнює першій похідній температурі за нормаллю до ізотермічної поверхні. Фізичний зміст градієнта температури – це максимальна швидкість наростання температури за відстанню.

Градієнт температури відмінний від нуля, якщо є різниця температур.

Кількість теплоти, що переноситься за одиницю часу через всю поверхню тіла, називають тепловим потоком Q. Тепловий потік вимірюється у Дж/с=Вт.

Тепловий потік, який віднесено до одиниці поверхні тіла, називають поверхневою густиною теплового потоку q (чи просто густиною теплового потоку):

$$q=Q/F \qquad (4.3)$$

Густина теплового потоку вимірюється у Вт/м^2. Величина q є вектором, напрямок якого є протилежним напрямку градієнта температури, тому що теплова енергія самостійно поширюється завжди тільки убік зменшення температури.

Рівняння $q=-\lambda \operatorname{grad} t$ називається основним рівнянням теплопровідності або законом Фур'є. Мінус у правій частині рівняння показує, що в напрямку теплового потоку температура убуває, а градієнт температури спрямований у протилежну сторону – вбік зростання температури.

Коефіцієнт пропорційності λ, що входить до рівняння, називається коефіцієнтом теплопровідності. Він характеризує здатність речовини, з якої складається розглянуте тіло, проводити теплоту, і використовується для порівняння і вибору матеріалів при проектуванні теплових апаратів.

Для різних тіл теплопровідність має певні значення і залежить від структури, густини, вологості, тиску і температури речовин цих тіл. Точні значення λ визначають на основі спеціальних лабораторних досліджень. При технічних розрахунках звичайно використовують орієнтовані значення теплопровідності λ.

Найбільш високу теплопровідність мають метали. Матеріали з низьким значенням коефіцієнта теплопровідності (менше 0,25 Вт/(м×К)) зазвичай застосовують для теплової ізоляції і називаються теплоізоляційними.

Коефіцієнт теплопровідності водяної пари й інших реальних газів, які значно відрізняються від ідеальних, сильно залежить від тиску.

Вивчення будь-якого фізичного явища зводиться до встановлення залежності між величинами, що його характеризують. Для складних фізичних процесів, у яких визначальні величини можуть істотно змінюватися у просторі і часі, встановити залежність між цими величинами досить важко. У цих випадках на допомогу приходить метод математичної фізики, що виходить з того, що обмежується проміжок часу і з усього простору розглядається лише елементарний об’єм. Це дозволяє в межах елементарного об’єму і обраного малого відрізка часу ігнорувати зміною деяких величин, що характеризують процес, та істотно спростити аналіз.

Обрані в такий спосіб елементарний об’єм *dv* і елементарний проміжок часу dt, в межах яких розглядається процес, з математичної точки зору є величинами нескінченно малими, а з фізичної точки зору – величинами ще досить великими, щоб в їх межах можна було ігнорувати дискретну будівлю середовища і розглядати її як континуум (суцільну). Отримана в такий спосіб залежність є загальним диференціальним рівнянням процесу, що розглядається. Після інтегрування диференціального рівняння можна одержати аналітичну залежність між величинами для всієї області інтегрування і всього проміжку часу.

При рішенні задач, зв'язаних з визначенням температурного полю, необхідно мати диференціальне рівняння теплопровідності, яке одержано при наступних допущеннях:

– тіло однорідне та ізотропне;

– фізичні параметри постійні;

– деформація об’єму, що розглядається, обумовлена зміною температури, і є дуже малою величиною у порівнянні із самим об’ємом;

– макроскопічні частки тіла нерухливі відносно один одного;

– внутрішні джерела тепла в тілі, що у загальному випадку можуть бути задані як $q_v=f(x, y, z, \tau)$, розподілені рівномірно.

Рівняння має вид:

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = \frac{\lambda}{c\rho}\left(\frac{\partial^2 t}{dx^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2}\right) + \frac{q_v}{c\rho} \qquad (4.4)$$

де λ – коефіцієнт теплопровідності, Вт/(м К);

ρ – густина матеріалу, кг/м^3;

с – теплоємкість матеріалу, Дж/(кг К).

Це називається диференціальним рівнянням теплопровідності. Воно встановлює зв'язок між часовою та просторовою зміною температури в будь-якій точці тіла, в якому відбувається процес теплопровідності.

У цьому рівнянні можна позначити :

$$a = \lambda/(c\times\rho) \qquad (4.6)$$

Величина а називається коефіцієнтом температуропровідності і є фізичним параметром речовини. Він має значення для нестаціонарних теплових процесів і характеризує швидкість зміни температури. Вимірюється коефіцієнт температуропровідності у квадратних метрах за секунду (м^2/с).

Якщо коефіцієнт теплопровідності характеризує здатність тіл проводити теплоту, то коефіцієнт температуропровідності є мірою теплоінерційних властивостей тіла.

4.2. Умови однозначності для процесів теплопровідності

Так як диференціальне рівняння теплопровідності отримано на основі загальних законів фізики, то воно описує явище теплопровідності в самому загальному виді. Тому можна сказати, що отримане диференціальне рівняння описує цілий клас явищ теплопровідності. Щоб з незліченної кількості виділити конкретний процес і дати його повний математичний опис, до диференціального рівняння необхідно додати математичний опис усіх окремих особливостей процесу, що розглядається. Ці окремі особливості, що разом з диференціальним рівнянням дають повний математичний опис конкретного процесу теплопровідності, називаються умовами однозначності або крайовими умовами.

Умови однозначності включають:

– геометричні умови, що характеризують форму і розміри тіла, в якому протікає процес;

– фізичні умови, що характеризують фізичні властивості тіла;

– тимчасові чи початкові умови, що характеризують розподіл температур у тілі, що досліджується, в початковий момент часу;

– граничні умови, що характеризують взаємодію тіла, що розглядається, з навколишнім середовищем.

Процес теплообміну між поверхнею тіла і середовищем відноситься до дуже складних процесів і залежить від великої кількості параметрів.

Відповідно до закону Ньютона-Ріхмана кількість теплоти, що віддається одиницею поверхні тіла за одиницю часу, пропорційна різниці температур поверхні тіла tст і навколишнього середовища tсер:

$$q = \alpha (t_{ст} - t_{сер}) \qquad (4.7)$$

де α – коефіцієнт пропорційності, який називається коефіцієнт тепловіддачі, (Вт/м^2 К).

Коефіцієнт тепловіддачі характеризує інтенсивність теплообміну між поверхнею тіла і навколишнім середовищем. Чисельно він дорівнює кількості теплоти, що віддається (чи сприймається) одиницею поверхні за одиницю часу при різниці температур між поверхнею тіла і навколишнім середовищем в один градус.

Задача 1.

Тонка пластина довжиною 2 м і шириною 1,5 м обтікається поздовжнім потоком повітря. Швидкість і температура набігаючого потоку дорівнюють відповідно 3м/с і 20^{0}С. Температура поверхні пластини 90^{o}С. Визначити середній за довжиною пластини коефіцієнт тепловіддачі і кількість теплоти, що віддається повітрю пластиною.

Дано

b = 2 м

a= 1,5 м

$t_п$= 20°С

$t_{пл}$ = 90 °С

ω_o=3 м/с

$Ф$ - ? α -?

Рішення

Визначимо параметри повітря за температури t_o= 20° С за табл. 1 (додаток В):

ν = 15,06·10^{-6} м^2/с; λ=2,59·10^{-2} Вт/(мК); Pr = 0,703.

Визначимо характер руху рідини, для цього розрахуємо число Рейнольдса:

$$\mathrm{Re} = \frac{\omega_0 l_0}{\nu} = \frac{3 \cdot 2}{15{,}06 \cdot 10^{-6}} = 3{,}98 \cdot 10^5 < 5 \cdot 10^5,$$

отже, режим течії в прикордонному шарі ламінарний. У цих умовах середня по довжині тепловіддача може бути розрахована за формулою:

$$Nu_{pl} = 0{,}66\, Re_{pd}^{0{,}5} \cdot Pr_p^{0{,}33} \cdot \left(\frac{Pr_p}{Pr_{cm}} \right)^{0{,}25}$$

У даному випадку

$$Nu = 0{,}66\,(3{,}98 \cdot 10^5)^{1/2} (0{,}703)^{1/3} = 375.$$

Коефіцієнт тепловіддачі

$$\alpha = Nu \frac{\lambda}{l_0} = 375 \frac{2{,}59 \cdot 10^{-2}}{2} = 4{,}87\ Bm/(м^2 \cdot K).$$

де коефіцієнт теплопровідності обирається за температурою набігаючого потоку t_0 за додатком В (табл..1).

Тепловий потік, що передається від пластини до повітря визначається за формулою:

$$Q = \alpha(t_c - t_0)F = 4{,}87\ (90\text{-}20) \cdot 3 = 1022\ \text{Вт}.$$

Задача 2.

Визначити коефіцієнт тепловіддачі і кількість переданої теплоти при перебігу води в горизонтальній трубі діаметром *d=0,008* м і довжиною *l*= 6 м, якщо швидкість $\omega_ж$ =0,1 м/с; температура води t_p=*80* °С; температура стінки труби t_{cm}= 20°С.

Дано	***Рішення***
d=0,008 м *l*= 6 м, t_p= 80°С t_{cm}= 20 °С ω_p=0,1 м/с	Визначимо параметри води при температурі t_p= 80°С: β_p=6,32 10^{-4} 1/К; ν = 0,365·10^{-6} м^2/с; λ=0,675 Вт/(м·К); Pr_p = 2,21 за $t_{ст}$= 20 °С, т.б. $T_{ст}$=293К, $Pr_{ст.}$=7,02. Визначимо характер руху рідини, для цього розрахуємо число Рейнольдса:
Q - ? *α* -?	$Re = \frac{\omega \cdot d}{\nu} = \frac{(0{,}1 \cdot 0{,}008)}{0{,}365 \cdot 10^{-6}} = 2190,$

Режим руху в'язкісно - гравітаційний (наближений до ламінарного), тому обираємо формулу:

$$Nu_{pd} = 0{,}15\, Re_{pd}^{0{,}33} \cdot Pr_p^{0{,}43} \cdot Gr_{pd}^{0{,}1} \cdot \left(\frac{Pr_p}{Pr_{cm}} \right)^{0{,}25} \cdot \varepsilon_l,$$

де $Re_p^{0{,}33}$=$2190^{0{,}33}$=13,2; $Pr_p^{0{,}43}$=$2{,}21^{0{,}43}$=1,4; $(\frac{Pr_p}{Pr_{cn}})^{0{,}25} = (\frac{2{,}21}{7{,}02}) = 0{,}75$.

Температурний напір $t_p - t_{ct} = 60^o C$.

Число Грасгофа $Gr = \frac{g d^3 \beta \Delta T}{\nu^2} = \frac{9{,}81 \cdot 0{,}008^3 \cdot 6{,}32 \cdot 10^{-4} \cdot 60}{(0{,}365 \cdot 10^{-6})^2} = 1{,}43 \cdot 10^6$,

тоді $Gr^{0{,}1} = (1{,}43 \cdot 10^6)^{0{,}1} = 4{,}12$;

$\frac{l}{d} > 50$ тому $\varepsilon_l = 1$.

Знаходимо $Nu_{pd} = 0{,}15 \cdot 13{,}2 \cdot 1{,}4 \cdot 4{,}12 \cdot 0{,}75 = 8{,}56$.

Коефіцієнт тепловіддачі визначаємо з формули:

$$\alpha = \frac{Nu_{pd} \cdot \lambda_p}{d} = \frac{8{,}56 \cdot 0{,}675}{0{,}008} = 724 \text{ Вт/(м}^2\text{К)}.$$

Кількість теплоти, що передається крізь всю трубу:

$$Q = \pi \cdot d \cdot l \cdot \alpha \cdot (t_p - t_{ct}) = 3{,}14 \cdot 0{,}008 \cdot 6 \cdot 724 \cdot 60 = 6540 \text{ Вт}.$$

Задача 3.

По каналу квадратного перетину, сторона якого *a=10* мм і довжина *l*=1600 мм, протікає вода із швидкістю ω = 4 м/с. Обчислити коефіцієнт тепловіддачі від стінки каналу до води, якщо середня по довжині температура води t_p = 40° *C, а* температура внутрішньої поверхні каналу t_{cm}= 90° С.

Дано	***Рішення***
a=10 мм=0,01 м *l*= 1,6 м, t_p= 40°С t_{cm}= 90 °С ω_p=4 м/с	Визначимо фізичні властивості води за середньої температури t_p= 40° С: ν = 0,659 10^{-6} м^2/с; λ=0,634 Вт/(м·К); Pr_p = 4,3. За t_{cm}= 90 °С, $Pr_{cm.}$=1,95. Еквівалентний діаметр каналу
α -?	$d_{екв} = \frac{4F}{П} = \frac{4a^2}{4a} = a = 0{,}01\,м$, де F - площа поперечного перетину каналу, м^2; $П$- змочений периметр каналу, м.

Визначимо характер руху рідини, для цього розрахуємо число Рейнольдса:

$Re_p = \frac{\omega d_{екв}}{\nu_p} = \frac{4 \cdot 0{,}01}{0{,}659 \cdot 10^{-6}} = 6{,}07 \cdot 10^4 > 10^4$. Режим руху турбулентний.

При турбулентній течії в каналах некруглого перетину тепловіддача може бути приблизно розрахована за формулою:

$$Nu_p = 0{,}021\, Re_p^{0{,}8}\, Pr_p^{0{,}43} \left(\frac{Pr_p}{Pr_{ct}}\right)^{0{,}25} = 0{,}021 \left(6{,}07 \cdot 10^4\right)^{0{,}8} (4{,}3)^{0{,}43} \left(\frac{4{,}3}{1{,}95}\right)^{0{,}25} = 320$$

і коефіцієнт тепловіддачі

$$\alpha = Nu_p \frac{\lambda_p}{d_{екв}} = 320 \frac{0{,}634}{0{,}01} = 20\,300 \quad Вт/(м^2 \cdot К).$$

Числові значення вихідних даних для розрахунку наведені в таблиці 3.

Таблиця 3

Найменування даних, одиниця виміру	Вар. № 1, 12	Вар. № 2, 7	Вар. №3, 8	Вар. №4, 9	Вар. №5, 10	Вар. №6, 11
l, м	1,6	1,9	1,5	2	1,6	2,1
t_p, °С	40	45	38	36	40	42
t_{cm}, °С	90	89	78	90	89	76
ω_p, м/с	4	6	5	3	4	5

Контрольні запитання

1. Елементи теорії подібності; числа та теореми подібності.
2. Числа гідродинамічної подібності та їх фізичний смисл.
3. Узагальнене рівняння подібності тепловіддачі.
4. Числа теплової подібності; визначальні параметри.
5. Теплообмін при вільній конвекції у великому об’ємі.
6. Теплообмін при вільному русі у обмеженому просторі.
7. Теплообмін при подовжньому обтіканні труб.

Тестові завдання

Теплопровідність

A. самодовільний незворотний процес поширювання теплоти в рідких, твердих і газоподібних середовищах, або переноса теплоти від одного середовища до іншого

B. процес передачі теплової енергії від більш нагрітої частини тіла до менш нагрітої у результаті безпосередньої взаємодії частинок (молекул, атомів, електронів) у їхньому тепловому русі

C. перенос теплоти шляхом переміщення деяких об’ємів (макрооб’ємів) рідини або газу з більш нагрітої області простору в менш нагріту

D. передача теплоти від одного тіла до іншого за рахунок електромагнітних хвиль через прозору для теплового випромінювання середу

За якою формулою визначається термічний опір багатошарової пласкої стінки

A. $R = \frac{1}{\alpha}$

B. $R = \sum_{1}^{n} \cdot \frac{\delta_i}{\lambda_i}$

C. $R = \frac{\lambda}{\delta}$

D. $R = \frac{\Phi_{отр}}{\Phi}$

Якщо коефіцієнт віддзеркалення дорівнює 1, то тіло називають

A. абсолютно білим;

B. абсолютно чорним;
C. абсолютно прозорим
D. сірим

Тепловіддача описується рівнянням Ньютона-Ріхмана

A. $q = \alpha\ (tcm - tcep)$

B. $$q = \frac{\lambda}{\delta} \cdot (t_1 - t_2)$$

C. $$q = c \cdot \left(\frac{T}{100}\right)^4$$

D. $$Q = c \cdot m \cdot (t_1 - t_2)$$

Який з перелічених заходів не сприятиме інтенсифікації теплопередачі через пласку одношарову стінку

A. підвищення коефіцієнту тепловіддачі від теплоносія до стінки

B. підвищення коефіцієнту тепловіддачі від стінки до середовища, що нагрівається

C. зменшення товщини стінки, що відокремлює середовища

D. заміна матеріалу стінки на матеріал з меншим коефіцієнтом теплопровідності

Яке з наведених формулювань є законом Кірхгофа

A. відношення випромінювальної здатності тіла до його поглинаючої здатності при при тепловій рівновазі не залежить від природи тіла і дорівнює енергії випромінювання абсолютно чорного тіла при тій самій температурі

B. густина інтегрального випромінювання абсолютно чорного тіла E_s прямо пропорційна четвертому степеню його абсолютної температури

C. кожній довжині хвилі відповідає певна інтенсивність випромінювання абсолютно чорного тіла що збільшується зі зростанням температури

D. зі збільшенням температури T довжина хвилі $\lambda_{max\ s}$ зменшується

Максимальна швидкість наростання температури за відстанню

A. густина теплового потоку

B. інтенсивність теплового потоку

C. тепловий потік

D. градієнт температури

В яких величинах вимірюють коефіцієнт тепловіддачі

A. $\frac{Вт}{м^2 \cdot К}$

B. $\frac{Вт}{м^2 \cdot К^4}$

C. $\frac{Вт}{м \cdot К}$

D. $\frac{Вт}{м^2}$

Відношення випромінювання сірого тіла до інтенсивності випромінювання абсолютно чорного тіла при тій самій температурі називають

A. коефіцієнтом поглинання

B. коефіцієнтом випромінювання сірого тіла

C. густиною інтегрального випромінювання

D. ступенем чорноти тіла

5. ТЕПЛОВЕ ВИПРОМІНЮВАННЯ

5.1. Променевий теплообмін

Променеста енергія виникає за рахунок енергії інших видів у результаті складних молекулярних і внутрішньоатомних процесів. Природа всіх променів однакова. Вони являють собою електромагнітні хвилі, що поширюються у просторі. Джерелом теплового випромінювання є внутрішня енергія нагрітого тіла. Кількість променистої енергії в основному залежить від фізичних властивостей і температури тіла, яке випромінює.

При перенесенні теплоти теплопровідністю і конвекцією необхідна наявність фізичного середовища. Перенесення теплоти випромінюванням не потребує обов'язкової наявності середовища між об'єктами і може без перешкод проходити через діатермічне середовище, вакуум та ін.

Електромагнітні хвилі розрізняються між собою за довжиною хвилі. У залежності від довжини хвилі λ промені мають різні властивості. Найменшу довжину хвилі мають космічні промені λ=0,1–10 Å (де Å – ангстрем, одиниця довжини, 1 Å=10^{-10} м). Гамма-промені, що випромінюються радіоактивними речовинами, мають довжину хвилі до 10 Å; промені Рентгена – λ=10-200 Å; ультрафіолетові промені – λ=200 Å – 0,4 мк (де мк – мікрон, 1 мк=1 мкм=0,001 мм=10^{-6} м), світлові промені – λ=0,4–0,8 мк, інфрачервоні чи теплові промені – λ=0,8–400 мк, радіо чи електромагнітні промені – λ>400 мк. Із усіх променів найбільший інтерес для теплопередачі викликають теплові промені з λ=0,8–40 мк.

Випромінювання властиве всім тілам, і кожне з них випромінює і поглинає енергію безупинно, якщо температура його не дорівнює 0 К. При однакових чи різних температурах між тілами, розташованими як завгодно у просторі, існує безупинний променистий теплообмін.

При температурній рівновазі тіл кількість променистої енергії, що віддається, буде дорівнювати кількості променистої енергії, що поглинається. Спектр випромінювання більшості твердих і рідких тіл безупинний. Ці тіла

випускають промені всіх довжин хвиль від малих до великих.

Спектр випромінювання газів має лінійчатий характер. Гази випускають промені не всіх довжин хвиль. Таке випромінювання називається *селективним* (*вибірковим*). Випромінювання газів має об'ємний характер.

Теплове випромінювання, як процес поширення електромагнітних хвиль, характеризується довжиною хвилі λ (у метрах) і частотою коливань ν (у герцах). При цьому хвилі поширюються зі швидкістю світла $c=3\times10^8$ м/с, а частота коливань і довжина хвилі зв'язані між собою рівнянням

$$\upsilon = \frac{c}{\lambda} \qquad (5.1)$$

Сумарне випромінювання з поверхні тіла в усіх напрямках напівсферичного простору і за всіма довжинами хвиль спектра називається інтегральним випромінювання чи повним променистим потоком, позначається Q і вимірюється у ватах (Вт).

Інтегральний променистий потік, який випромінюється одиницею поверхні в усіх напрямках, називається густиною інтегрального випромінювання і позначається E:

$$E = Q / F \qquad (5.2)$$

де Q – повний променистий потік, Вт;

F – площа поверхні, м^2.

Густина інтегрального випромінювання E вимірюється у ватах на метр у квадраті (Вт/м^2).

Кожне тіло здатне не тільки випромінювати, але і відбивати, поглинати і пропускати через себе промені, що падають від іншого тіла. Позначимо загальну кількість променистої енергії, що падає на тіло, через Q, частину енергії, яка поглинається тілом, через A, частину, яка відбивається, через R, а частину, яка проходить крізь тіло, через D, рис. 5.1. Тоді

$$Q = Q_A + Q_R + Q_D$$

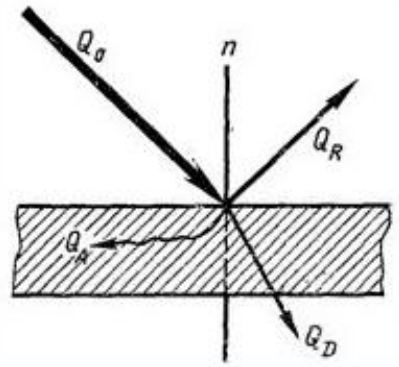


Рисунок 5.1 – Схема розподілу променевого потоку, що потрапляє на довільне тіло

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

Величину A називають *коефіцієнтом поглинання*. Він являє собоювідношення променистої енергії, що поглинається, до всієї променистої енергії, що падає на тіло.

Величину R називають *коефіцієнтом відбивання*. R дорівнює відношенню променистої енергії, яка відбивається, до усієї, що падає на тіло.

Величину D називають *коефіцієнтом пропускання*. D дорівнює відношенню променистої енергії, яка пройшла крізь тіло, до всієї променистої енергії, що падає на тіло.

Для більшості твердих тіл, що практично не пропускають крізь себе променисту енергію, $A + R = 1$.

Якщо поверхня поглинає всі промені, що падають на неї, тобто $A=1$, $R=0$ і $D=0$, то таку поверхню називають *абсолютно чорною*, рис. 5.2.

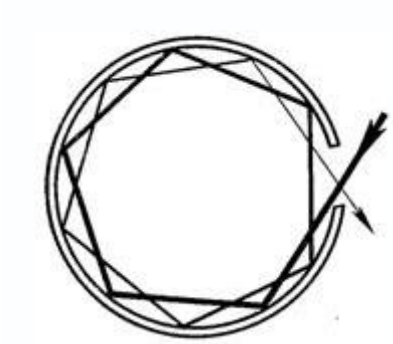


Рисунок 5.2 – Модель абсолютно чорного тіла

Якщо поверхня відбиває цілком усі промені, що падають на неї, то таку поверхню називають *абсолютно білою*. При цьому $R=1$, $A=0$, $D=0$.

Якщо тіло є абсолютно прозорим для теплових променів, то $D=1$, $R=0$ і $A=0$. Таке тіло називається *абсолютно прозорим* або *діатермічним*.

Якщо поверхня відбиває промені під тим же кутом, під яким вони падають на неї, то таку поверхню називають *дзеркальною*. Якщо падаючий промінь при відбиванні розщеплюється на безліч променів, що йдуть за всілякими напрямками, то таке відбивання називають *дифузним* а поверхню – *матовою* (наприклад, поверхня крейди).

Якщо тіло в однаковому ступені поглинає промені, що падають, у всіх довжинах хвиль при будь-яких температурах, то воно називається *сірим*, у противному випадку – *кольоровим*.

У природі абсолютно чорних, білих і прозорих тіл не існує, проте поняття про них є дуже важливим для порівняння з реальними поверхнями. Кварц для теплових променів непрозорий, а для світлових і ультрафіолетових променів прозорий. Кам'яна сіль прозора для теплових променів і непрозора для ультрафіолетових променів. Віконне скло прозоре для світлових променів, а для ультрафіолетових і теплових майже непрозоре. Біла поверхня (тканина, фарба) добре відбиває лише видимі промені, а теплові промені поглинає також добре, як і темна.

Таким чином, властивість тіл поглинати чи відбивати теплові промені залежать в основному від стану поверхні, а не від її кольору. Реальні тіла приблизно можна вважати сірими, при цьому у металів коефіцієнт поглинання (середній за довжинами хвиль) зростає зі збільшенням температури, а у неметалів знижується.

При дослідженні променистих потоків велике значення має розподіл енергії, що випромінюється абсолютно чорним тілом, за окремими довжинами хвиль спектра. Кожній довжині хвилі променів при визначеній температурі відповідає визначена інтенсивність випромінювання – $I_{s\lambda}$ (індекс «s» означає, що дана величина відноситься до абсолютно чорного тіла). Інтенсивність випромінювання чи спектральна (монохроматична) інтенсивність абсолютно чорного тіла являє собою густину променистого потоку тіла для різних довжин хвиль λ:

$$I_\lambda = \frac{E}{\lambda} \qquad (5.3)$$

Інтенсивність випромінювання вимірюється у ватах на метр в кубі (Вт/м^3).

5.2. Закони променевого випромінювання

Закон Планка

Інтенсивності випромінювання абсолютно чорного тіла $I_{s\lambda}$ і будь- якого реального тіла I_λ залежать від температури і довжини хвилі.

Абсолютно чорне тіло при даній температурі випускає промені всіх довжин хвиль від λ=0 до нескінченності. Якщо яким-небудь чином відокремити промені з різними довжинами хвиль один від одного і виміряти енергію кожного променя, то виявиться, що розподіл енергії уздовж спектра непостійний.

Через збільшення довжини хвилі енергія променів зростає, при деякій довжині хвилі досягає максимуму, потім убуває. Крім того, для променя однієї і тієї ж довжини хвилі його енергія збільшується зі зростанням температури тіла, що випускає промені, рис. 5.3.

Планк встановив наступний закон зміни інтенсивності випромінювання абсолютно чорного тіла в залежності від температури і довжини хвилі:

$$Q_{0\lambda} = \frac{C_1}{\lambda^5}\left(e^{\frac{C_2}{\lambda T}} - 1\right)^{-1} \qquad (5.4)$$

де e – основа натурального логарифму;

C_1=3,74×10^{-16} Вт/м^2 – перша постійна Планка;

C_2=1,44×10^{-2} м·К – друга постійна Планка;

λ – довжина хвилі, м;

T – температура тіла, яке випромінює, К.

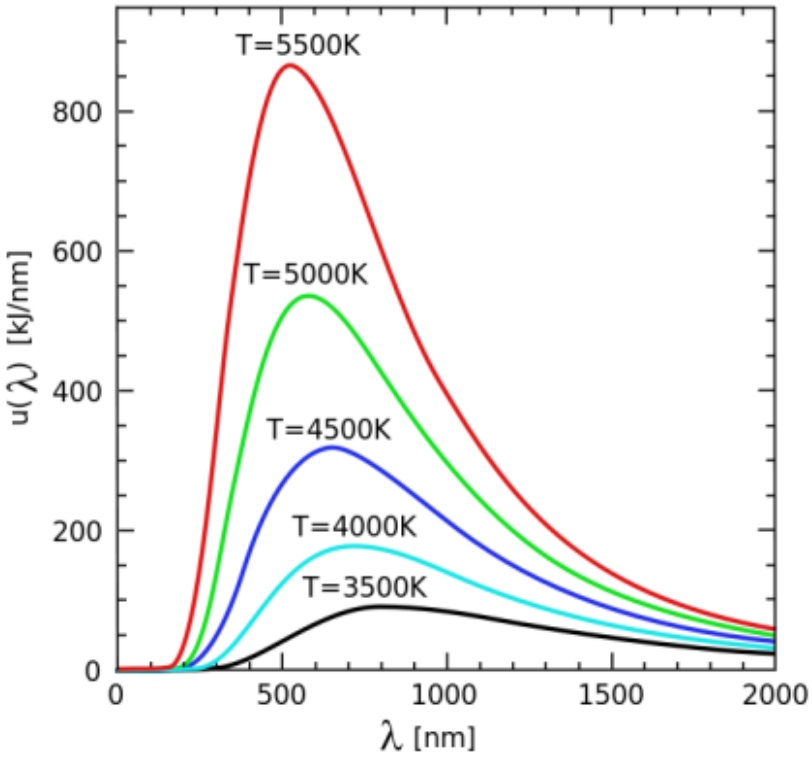


Рисунок 5.3 – Розподіл об’ємної густини електромагнітного випромінювання (закон Планка)

Закон Стефана-Больцмана

Планк встановив, що кожній довжині хвилі відповідає певна інтенсивність випромінювання абсолютно чорного тіла що збільшується зі зростанням температури.

Закон Стефана-Больцмана (рівняння) отримано на основі інтегрування рівняння Планка по зміні довжини хвилі від нуля до нескінченності, тобто

$$\int_0^\infty Q_{\lambda T} = \int_0^\infty \frac{c_1}{\lambda^5}\left(e^{\frac{c_2}{\lambda T}} - 1\right)^{-1} d\lambda = c_0\left(\frac{T}{100}\right)^4 \qquad (5.5)$$

де c_0 – коефіцієнт випромінювання абсолютно чорного тіла, C_0=5,67 Вт/(м^{2}К^4).

Тобто, густина інтегрального випромінювання абсолютно чорного тіла E_s прямо пропорційна четвертому степеню його абсолютної температури, рис. 5.4.

Для сірих тіл попереднє рівняння набуде наступного вигляду

$$Q = c_0\varepsilon\left(\frac{T}{100}\right)^4 = c\left(\frac{T}{100}\right)^4 \qquad (5.6)$$

де Q – поверхнева теплота випромінювання сірого тіла, Вт/м^2;

ε – степінь чорноти тіла, безрозмірна величина яка береться з таблиці і є фізичним параметром цього тіла, $\varepsilon < 1$;

с – коефіцієнт випромінювання сірого тіла, Вт/(м^{2}К^4);

Т – абсолютна температура випромінюючого сірого тіла, К.

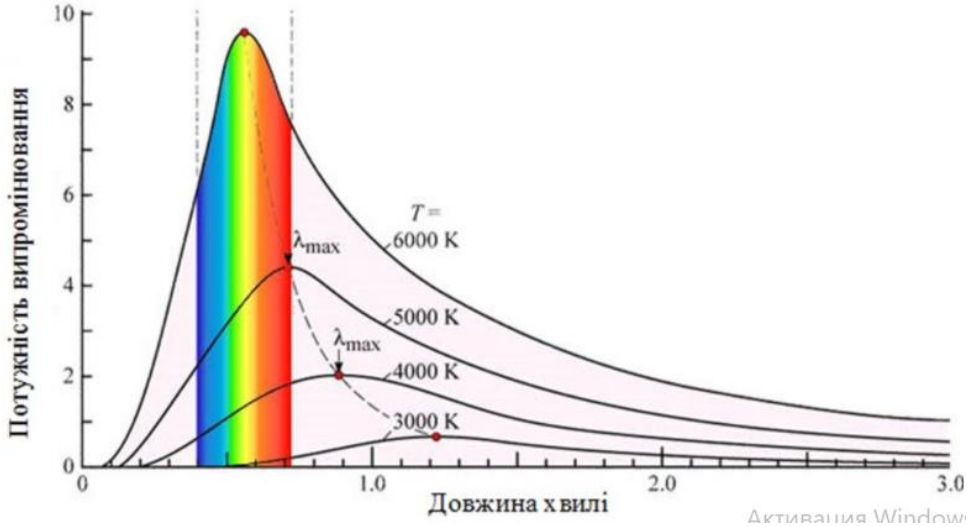


Рисунок 5.4 – Розподіл об’ємної густини електромагнітного випромінювання (закон Стефана-Больцмана)

Усі реальні тіла, які використовуються в техніці, не є абсолютно чорними і при одній і тій же температурі випромінюють менше енергії, чим абсолютно чорне тіло. Випромінювання реальних тіл, як абсолютно чорного, також залежить від температури і довжини хвилі. Щоб закони випромінювання чорного тіла можна було застосувати для реальних тіл, введено поняття про *сіре тіло* і *сіре випромінювання*. Під сірим розуміють таке випромінювання, яке аналогічно випромінюванню чорного тіла має безперервний спектр, але інтенсивність променів для кожної довжини хвилі I_λ при будь-якій температурі складає незмінну частку від інтенсивності випромінювання абсолютно чорного тіла $I_{s\lambda}$, тобто існує відношення

$$\frac{\mathrm{I}_\lambda}{\mathrm{I}_{s\lambda}} = \varepsilon = const \qquad (5.7)$$

Величину ε називають ступенем чорноти. Ступінь чорноти – це відношення випромінювання сірого тіла до інтенсивності випромінювання абсолютно чорного тіла при тій самій температурі. Ступінь чорноти ε залежить від фізичних властивостей тіла, і для сірих тіл він завжди менше одиниці.

Величину C називають коефіцієнтом випромінювання сірого тіла і визначають за рівнянням

$$C=\varepsilon C_s \qquad (5.8)$$

Величина C реальних тіл у загальному випадку залежить не тільки від фізичних властивостей тіла, але і від стану поверхні чи від її шорсткості, а також від температури і довжини хвилі. При розрахунках значення коефіцієнтів випромінювання C і ступенів чорноти ε тіл беруть з довідкових таблиць.

Закон зсуву Віна

Закон Віна: *зі збільшенням температури T довжина хвилі $\lambda_{max\ s}$ зменшується*.

$$\lambda_{max\ s}=2,9/T \qquad (5.9)$$

За допомогою даного закону зсуву Віна можна вимірювати високі температури тіл на відстані, наприклад, температури розплавлених металів, космічних тіл, рис. 5.5.

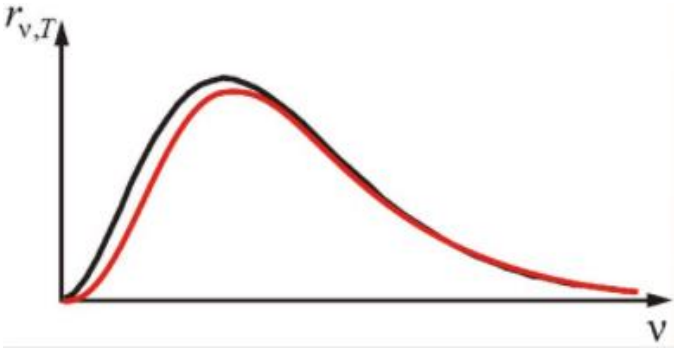


Рисунок 5.5 – Закон Віна

Закон Кірхгофа

Відношення випромінювальної здатності тіла до його поглинаючої здатності при при тепловій рівновазі не залежить від природи тіла і дорівнює енергії випромінювання абсолютно чорного тіла при тій самій температурі. Закон справедливий для абсолютно чорного тіла при тій самій температурі

$$\frac{Q_\lambda}{A_\lambda}=Q_{0\lambda}=f\left(\lambda,T\right) \qquad (5.10)$$

де A_λ – поглинаюча здатність у вузькому діапазоні довжини хвиль;

Q_λ – випромінювальна здатність у вузькому діапазоні довжини хвиль, Вт/м^2;

$Q_{0\lambda}$ – енергія випромінювання абсолютно чорного тіла у вузькому діапазоні довжини хвиль, Вт/м^2.

Із закону Кірхгофа видно, що поглинаюча здатність сірого тіла A рівна степені чорного тіла ε. Тіло, що випромінює енергію в певному діапазоні довжин хвиль здатне поглинати енергію в цьому ж діапазоні.

На основі розглянутих вище законів випромінювання можна порахувати кількість теплоти, що передається тепловим випромінюванням між тілами. Теплота, що передається тепловим випромінюванням від тіла із значно меншою площею теплового випромінювання і більшою температурою до тіла із більшою площею поверхні поглинання і меншою температурою і випромінююче тіло знаходиться всередині поглинаючого підраховується за формулою

$$Q = C \cdot F_1 \cdot \left(\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right) \qquad (5.11)$$

де F_1 – площа поверхні випромінюючого тіла, м^2;

F_2 – площа поверхні поглинаючого тіла, м^2;

T_1 – абсолютна температура випромінюючого тіла, К;

T_2 – абсолютна температура поглинаючого тіла, К;

C – коефіцієнт випромінювання випромінюючого тіла, Вт/(м^2·К^4).

Закон Ламберта

Променистa енергія, яка випромінюється тілом, поширюється у просторі за різними напрямками з різною інтенсивністю. Вона залежить від напрямку, що визначається кутом φ, який цей напрямок утворює з нормаллю до поверхні. Закон, що встановлює залежність інтенсивності випромінювання від напрямку, називається законом Ламберта.

Цей закон встановлює, *що максимальне випромінювання $E_н$ має місце в напрямку нормалі до поверхні. Кількість енергії Eφ, яка випромінюється під кутом φ до нормалі, пропорційна косинусу кута φ*:

$$E\varphi = E_н \cos \varphi \qquad (5.12)$$

Отже, найбільша кількість енергії випромінюється в напрямку, перпендикулярному до поверхні випромінювання, тобто при (φ=0). Зі збільшенням φ кількість променистої енергії зменшується і при φ=90° дорівнює нулю. Закон Ламберта цілком справедливий для абсолютно чорного тіла і для тіл, що мають дифузне випромінювання при φ=0–60°.

Для полірованих поверхонь закон Ламберта не застосовується. Для них випромінювання при куті φ>0 буде більшим, ніж у напрямку, нормальному до поверхні, рис. 5.6.

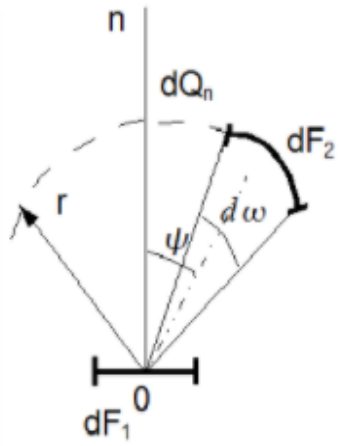


Рисунок 5.6 – Закон Ламберта

Задача 1.

Обмурівка топкової камери парового котла виконана з шамотної цеглини, а зовнішня обшивка - з листової сталі. Відстань між обшивкою і цегляною кладкою дорівнює 30 мм, і можна вважати її малою у порівнянні з розмірами стін топки. Обчислити втрати теплоти в навколишнє середовище з одиниці поверхні в одиницю часу в умовах стаціонарного режиму за рахунок променевого теплообміну між поверхнями обмурівки і обшивки. Температура зовнішньої поверхні обмурівки t_1=127° С, а температура сталевої обшивки t_2= 50° С. Ступінь чорнота шамота $\varepsilon_ш$ = 0,8 і листовій сталі $\varepsilon_{ст}$ = 0,6.

Дано	***Рішення***
δ=30 мм = 0,03 м t_1= 127°С t_2= 50 °С $\varepsilon_ш$ = 0,8 $\varepsilon_{ст}$ = 0,6	Обшивку і цегляну кладку можна розглядати як дві безмежні плоскопаралельні поверхні, розділені прозорим середовищем. Для такої системи тіл результуюче випромінювання обчислюється за формулою
Ф -?	

$$\Phi = \varepsilon_{зв} C_0 \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right],$$

де $\varepsilon_{зв} = \dfrac{1}{\dfrac{1}{\varepsilon_1} + \dfrac{1}{\varepsilon_2} - 1} = \dfrac{1}{\dfrac{1}{0,8} + \dfrac{1}{0,6} - 1} = 0,522.$

Тоді $\Phi = 0,522 \cdot 5,67 \left[\left(\dfrac{127+273}{100} \right)^4 - \left(\dfrac{50+273}{100} \right)^4 \right] = 435 \quad Вт/м^2.$

Задача 2.

Визначити тепловий потік від вертикальної плити висотою h=2 м і шириною b = 5 м з температурою $t_{ст1}=100\ ^oC$ у навколишнє середовище, у якому знаходиться спокійне повітря, що має температуру $t_{пов}=20\ ^oC$. На відстані 0,3 м від плити розміщено вертикальну стінку, температура якої $t_{ст2}=20\ ^oC$. Ступінь чорноти плити і стінки однакові і дорівнюють $\varepsilon_1 = \varepsilon_2=0,9$.

Дано	***Рішення***
h=2 м b = 5 м $t_{ст1}=100\ ^oC$ $t_{пов}=20\ ^oC$ $t_{ст2}=20\ ^oC$ $\varepsilon_1 = \varepsilon_2=0,9$ l= 0,3 м Φ-?	У задачі дано складний випадок теплообміну, коли сумарний тепловий потік визначається за рівнянням: $\Phi_o = \Phi_к + \Phi_{випр.}$, де $\Phi_к$ – тепловий потік, що передається конвекцією, Вт; $\Phi_{випр}$ - тепловий потік, що передається випромінюванням, Вт; Для визначення режиму течії за вільної конвекції знаходимо значення комплексу (Gr·Pr). За температури $t_{пов}=20\ ^oC$ для повітря з табл. 1 (додатка В): $\lambda =2,59\cdot10^{-2}$ Вт/(м·К); $\nu=15,06\cdot10^{-6}$ м^2/с; Pr=0,703.

$$(Gr\cdot Pr)=\frac{gl^3}{\nu^2}\beta\Delta t\cdot Pr=$$

$$=\frac{9,81\cdot2^3\cdot(100-20)}{(15,06\cdot10^{-6})^2(273+20)}\cdot0,703=6,64\cdot10^{10}$$

Оскільки $(Gr\cdot Pr)>10^9$ – режим турбулентний, тому використовуємо рівняння

$$Nu_{pl}=0,15(Gr_{pl}\cdot Pr_p)^{0,33}\cdot\left(\frac{Pr_p}{Pr_{ст}}\right)^{0,25}=$$

$$=0,15\cdot(6,64\cdot10^{10})^{0,33}=610$$

Коефіцієнт тепловіддачі:

$$\alpha=Nu\frac{\lambda}{l}=610\cdot\frac{2,59\cdot10^{-2}}{2}=7,92\ \text{Вт/(м}^2\text{К)}.$$

Тоді $\Phi_к=\alpha\Delta tF$ = 7,92·80·10=6340 Вт = 6,34 кВт.

Тепловий потік, що передається випромінюванням:

$$\Phi_{випр}=\varepsilon_{зв}C_0\left[\left(\frac{T_{ст1}}{100}\right)^4-\left(\frac{T_{ст2}}{100}\right)^4\right]\cdot F=\Phi=\frac{c_o}{\frac{1}{\varepsilon_1}+\frac{1}{\varepsilon_2}-1_0}\left[\left(\frac{T_{ст1}}{100}\right)^4-\left(\frac{T_{ст2}}{100}\right)^4\right]\cdot F,$$

$$\Phi_{випр} = \frac{5{,}67}{\frac{1}{0{,}9} + \frac{1}{0{,}9} - 1}\left[\left(\frac{(100+273}{100}\right)^4 - \left(\frac{(20+273}{100}\right)^4\right] \cdot 10 = 5670$$ Вт=5,67 кВт.

Тому $\Phi_o = \Phi_к + \Phi_{випр.}$=6,34+5,67=12,010 кВт

Числові значення вихідних даних для розрахунку наведені в таблиці 5.

Таблиця 5

Найменування даних, одиниця виміру	Вар. № 1, 12	Вар. № 2, 7	Вар. №3, 8	Вар. №4, 9	Вар. №5, 10	Вар. №6, 11
h, м	2	1	3	2	1	3
b, м	5	4	4	3	2	5
$t_{ст1}$, ^oC	100	110	100	90	100	
$t_{пов}$, ^oC	20	22	22	20	20	25
$t_{ст2}$, ^oC	20	22	22	21	21	23
$\varepsilon_1 = \varepsilon_2$=0,9						
l, м	0,3	0,4	0,1	0,6	0,5	0,4

Контрольні запитання

1. Рівняння тепловіддачі при бульбашковому кипінні у великому об’ємі.
2. Бульбашкове кипіння при вимушеній конвекції.
3. Характеристика та види процесів конденсації.
4. Рівняння подібності тепловіддачі при конденсації пари.
5. Вплив на тепловіддачу при конденсації різних факторів.
6. Схема процесу переносу енергії тепловим випромінюванням; носії променевої енергії.
7. Види теплового випромінювання.

Тестові завдання

Критерій Рейнольдса

A. $Nu = \frac{\alpha \cdot l}{\lambda} = \frac{\alpha \cdot d}{\lambda} = \frac{\alpha \cdot d_{екв}}{\lambda}$

B. $Re = \frac{\omega \cdot l}{\nu} = \frac{\omega \cdot d}{\nu} = \frac{\omega \cdot d_{екв}}{\nu}$

C. $\mathrm{Pr} = \frac{\nu}{a}$

D. $Gr = \frac{g \cdot l^3 \cdot \beta \cdot \Delta t}{\nu^2} = \frac{g \cdot d^3 \cdot \beta \cdot \Delta t}{\nu^2}$

За принципом дії теплообмінні апарати (ТОА) поділяють на

A. рекуперативні
B. регенеративні
C. змішувані
D. всі відповіді вірні

Термодинамічний процес

A. вплив на робоче тіло (газ, пар)
B. вплив середовища
C. стиснення, розширення, нагрівання
D. зміна параметрів стану робочого тіла

Теплообмін в необмеженому просторі за турбулентним режимом визначається за формулою

A. $Nu = c \cdot (Gr \cdot \Pr)^n \cdot \left(\frac{\Pr p}{\Pr cm} \right)^{0,25}$

B. $Nu_{pl} = 0,15 (Gr_{pl} \cdot Pr_p)^{0,33} \cdot \left(\frac{Pr_p}{Pr_{cm}} \right)^{0,25}$

C. $Nu_{pd} = 0,5 (Gr_{pd} \cdot \Pr_p)^{0,25} \cdot \left(\frac{\Pr p}{\Pr cm} \right)^{0,25}$

D. $Nu_{ph} = 0,75 (Gr_{ph} \cdot \Pr_p)^{0,25} \cdot \left(\frac{\Pr p}{\Pr cm} \right)^{0,25}$

Водяна пара

A. робоче тіло
B. сухий пар
C. теплоносій
D. вологий пар

Який вид теплообміну існує

A. теплообмін
B. теплопровідність, перенесення теплоти мікрочастинками речовини з області високої температури в область низької температури
C. перенесення теплоти
D. стиснення, розширення, нагрівання

Конвективний теплообмін

A. перенесення теплоти
B. теплопровідність
C. процес перенесення теплоти за рахунок руху рідкого або газоподібного середовища
D. теплообмін

Що означає ентальпія газу

A. сушка і охолоджування с / г продукції
B. внутрішня енергія
C. параметр стану робочого тіла (газу) - тепловміст
D. питома обсяг газу

РОЗДІЛ ІІ. ТЕПЛО- ТА МАСООБМІННІ АПАРАТИ

6. Основи теорії подібності в масообмінних процесах

6.1. Загальні положення теорії подібності

Вивчити яке-небудь явище – значить установити залежність між величинами, що характеризують його. Для складних явищ, в яких визначальні величини міняються з часом й у просторі, встановити залежність між перемінними дуже важко. У таких випадках застосовують загальні закони фізики і обмежуються встановленням зв'язку між змінними (координатами, часом і фізичними властивостями), які охоплюють невеликий проміжок часу й елементарний об’єм простору. Отримана в такий спосіб залежність є загальним диференціальним рівнянням процесу, що розглядається. Після інтегрування цього рівняння одержують аналітичну залежність між величинами для всієї області інтегрування і необхідного інтервалу часу.

Такі диференціальні рівняння можуть бути складені для будь-якого процесу і, зокрема, для процесу тепловіддачі. Але ці диференціальні рівняння описують процес тепловіддачі в самому загальному виді. При розв’язанні конкретних задач конвективного теплообміну до системи зазначених диференціальних рівнянь необхідно додати математичний опис усіх окремих особливостей задачі, що розглядається. Цей додатковий математичний опис називається крайовими умовами чи умовами однозначності. Вони включають:

геометричні умови, що визначають розміри і форму тіла чи системи тіл, де протікає процес;

1) фізичні умови, що характеризують фізичні властивості тіл, які мають істотне значення для явища, що розглядається;
2) граничні умови, що описують особливості процесу, який протікає на межах системи з навколишнім середовищем;
3) часові умови, що показують особливості протікання даного процесу в часі. Для стаціонарних процесів тимчасові умови не враховуються.

Процес тепловіддачі є складним процесом, а коефіцієнт тепловіддачі є складною функцією різних величин, що характеризують цей процес. У загальному випадку коефіцієнт тепловіддачі є функцією форми $Ф$, розмірів l_1, 1_2, температури поверхні нагрівання $t_{ст}$, швидкості рідини ω, її температури $t_{рід}$, фізичних властивостей рідини – коефіцієнта теплопровідності λ, питомої теплоємності C_p, густини ρ, коефіцієнта в'язкості μ й інших факторів.

Таким чином, тепловіддача визначається не тільки тепловими, але і гідродинамічними явищами. Сукупність цих явищ описується системою

диференціальних рівнянь, до котрої входять рівняння теплопровідності, рівняння руху і рівняння суцільності. Аналітично розв'язати задачу з визначення кількості теплоти, яка передається від стінки до рідини, методом інтегрування диференціальних рівнянь практично неможливо через складність цих рівнянь. Цей метод застосовується зазвичай лише для окремих найбільш елементарних задач процесу тепловіддачі та лише при цілій низці умов, що спрощують їх розв'язання.

Найбільш точно коефіцієнт тепловіддачі α можна визначити практичним шляхом. Але цей спосіб визначення α являє собою нелегку задачу, особливо для складних і громіздких теплових пристроїв, наприклад таких, як паровий котел. Але при проведенні експерименту не можна бути упевненим у тому, що закономірності, знайдені для даного теплового агрегату, являються справедливими для іншого, який ще не побудовано і тому є недоступним для безпосереднього вивчення.

У даний час практичне визначення коефіцієнта тепловіддачі проводиться, як правило, не на самих теплових пристроях, а на їх спрощених моделях, які є більш зручними для проведення експерименту. Результати експериментів, проведених на моделях, узагальнюють, використовуючи теплову теорію подоби.

6.2.Теорія подоби

Теорія подоби – це наука про подібні явища. Термін «подоба» взято з геометрії. Наприклад, добре відомо, що для геометрично подібних фігур відповідні кути рівні, а схожі сторони пропорційні. Якщо l_1', l_2', …, l_n' – лінійні озміри однієї фігури, а l_1'', l_2'', …, l_n'' – схожі лінійні розміри іншої фігури, подібної перший, то справедлива рівність

$$l_1''/l_1' = l_2''/l_2' = \dots l_n''/l_n' = k_l$$

де k_l – коефіцієнт пропорційності або константа подоби.

Для відношення площ поверхні S або об'ємів V подібних геометричних тіл чисельні значення констант подоби будуть іншими, наприклад:

$$S''/S' = k_S = k^2 ; V''/V' = k = k^3$$

Умова являє собою математичне формулювання геометричної подоби. Поняття подоби може бути поширено на будь-які фізичні явища. Наприклад, якщо розглядати подобу руху двох потоків рідини, то мова йде про кінематичну подобу; якщо розглядати подобу сил, що викликають подібний рух, – то про динамічну подобу. Нарешті, якщо говорять про подобу температур і теплових потоків, то мають на увазі теплову подобу.

Поняття подоби може застосовуватися до таких фізичних явищ, котрі якісно однакові як за формою, так і за змістом, тобто мають одну фізичну природу, розвиваються під дією однакових сил і описуються однаковими за

формою диференціальними рівняннями і крайовими умовами. У противному випадку явища будуть називатися *аналогічними*. Їх прикладом можуть служити теплопровідність і дифузія. Обов'язковою передумовою подоби фізичних явищ повинна бути геометрична подоба систем, де ці явища протікають.

Таким чином, два потоки рідини будуть подібні в тепловому відношенні, якщо вони обидва будуть обмежені стінками геометрично подібної конфігурації й в обох потоках рідини будуть подібні усі фізичні величини, що визначають це явище, тобто $\omega''=k_\omega\omega'$; $\mu''=k_\mu\mu'$; $\rho''=k_\rho\rho'$ та ін.

Індекс, що ставиться у константи подоби, показує, до якої величини вона відноситься. Ні від координат, ні від часу k не залежить. При розгляді складних процесів, що визначаються великою кількістю фізичних величин, вибирати довільно константи подоби цих величин не можна. Для таких процесів при виборі констант подоби існують обмеження, які знаходять при дослідженні рівнянь, що описують цей процес.

Таким чином, для всіх подібних систем існують безрозмірні комплекси величин, що зберігають своє числове значення. Ці комплекси називають інваріантами, що означає «незмінні», чи критеріями подоби. Звичайно критерії подоби прийнято позначати двома першими буквами прізвищ учених, що багато зробили для розвитку відповідних галузей знання, наприклад Re (Reynolds), Nu (Nusselt) тощо. Критерії, що не мають таких загальноприйнятих назв, позначають буквами K_1, K_2 та ін.

Основні положення теорії подоби формулюють у виді трьох теорем подоби. Перша теорема подоби доводить, що *подібні явища мають однакові критерії подоби*.

Друга теорема подоби стверджує, *що будь-яка залежність між змінними, які характеризують будь-яке явище, може бути подана у формі залежності між критеріями подоби, які складаються з цих змінних*, тобто $f(K_1,K_2,...,K_n)=0$. Подібні залежності називаються критеріальними рівняннями або рівняннями подоби.

Третя теорема подоби трактує про ті умови, що є необхідними і достатніми для подоби двох явищ. Цю теорему сформульовано радянськими вченими М.В. Кірпічевим і А.А. Гухманом у 1931 році. Відповідно до неї *два явища подібні, якщо вони мають подібні умови однозначності і чисельно однакові визначальні критерії подоби*. Визначальними критеріями подоби називаються такі критерії, які складаються з параметрів, що входять до умови однозначності.

Природно, що рівність визначальних критеріїв подоби призводить до рівності всіх інших критеріїв, до складу яких входять величини, які не передбачені умовами однозначності. Останні величини на відміну від визначальних називаються невизначальними критеріями або критеріями, що визначаються. Таким чином, *кожний з невизначальних критеріїв подоби являє собою однозначну функцію сукупності визначальних критеріїв*. Це положення має велике значення для узагальнення практичних даних і являє собою центральну ланку всієї теорії подоби.

Теореми подоби дозволяють повно відповісти на питання про те, як треба ставити експеримент, що потрібно вимірювати під час дослідження, як

обробляти отримані результати і які явища будуть подібні тому, що досліджується.

Під час дослідів потрібно вимірювати всі ті величини, яки входять до критерію подоби. Це випливає з першої теореми подоби. Результати дослідів слід обробляти у формі критеріальних рівнянь, при цьому визначальні критерії є аргументами, а невизначальні – функціями (це складає зміст другої теореми подоби), тобто якщо $K_1,K_2,...,K_n$ – визначальні критерії, а K – невизначальний критерій, то $K=f(K_1,K_2,...,K_n)$.

І, нарешті, на питання про те, які явища будуть подібні тому, що досліджується, відповідає теорема Кірпічева-Гухмана.

Таким чином, основний висновок, що можна зробити на основі цієї теорії, полягає в тому, що при дослідженні конвективного теплообміну немає потреби шукати залежність коефіцієнта тепловіддачі від кожного з факторів, що на нього впливають, а досить знайти залежність між певними безрозмірними комплексами величин, характерними для окремих умов процесу тепловіддачі, тобто між критеріями подоби. Так як критерії подоби складаються з розмірних величин, то вони відображають фізичну сутність, чи, як говорять, модель процесу. Отже, задача полягає в тому, щоб знайти вид залежностей між критеріями подоби. Ці залежності називаються критеріальними рівняннями.

При розгляді конвективного теплообміну ми будемо використовувати наступні критерії подоби: число Нуссельта, число Рейнольдса, число Прандтля, число Грасгофа.

Число Нуссельта – це безрозмірний коефіцієнт тепловіддачі, який виражає відношення термічного опору теплопровідності R_λ шару рідини (газу) товщиною l до термічного опору тепловіддачі R_α.

Число Рейнольдса Re

$$Re=\omega l/v \qquad (6.1)$$

де ω – середня швидкість рідини (газу), м/с;

l – характерний розмір, м;

v – коефіцієнт кінематичної в’язкості рідини, м^2/с.

Число Рейнольдса Re виражає відношення сил інерції (швидкісного напору) до сил в’язкого тертя. При малих числах Re переважають сили в’язкості, і режим течії рідини (газу) являєтьсяламінарним. При турбулентній течії переважають сили інерції, тому інтенсивно розвиваються завихрення.

Число Прандтля Pr складається з величин, що характеризують теплофізичні властивості речовини, і встановлює співвідношення між товщиною динамічного і теплового граничних шарів, які утворюються при русі рідини (газу) . Значення числа Прандтля наводяться у довідниках.

Число Грасгофа Gr характеризує інтенсивність вільного конвективного теплообміну, який обумовлений тим, що більш нагріті частки рідини (газу) виштовхуються холодними наверх за рахунок впливу сили ваги, тобто число Грасгофа Gr характеризує відношення піднімальної сили, що виникає внаслідок

теплового розширення рідини (газу), до сил в'язкості.

Числа Рейнольдса, Прандтля і Грасгофа являються безрозмірними визначальними критеріями подоби. Вони цілком складаються з величин, які задаються умовами однозначності, тобто відомі ще до рішення задачі. Число Нуссельта є невизначальним критерієм подоби і містить невідому величину α.

Задача 1.

Обчислити коефіцієнт тепловіддачі при кипінні води і кількість пари, що одержується у випарнику за 1 ч, загальна площа поверхні якого 5 м^2. температура стінки випарника $t_{cm}=156^o\ C$. Тиск пари 0,45 МПа.

Дано	***Рішення***
F=5 м^2	З таблиці для водяної пари приймаємо температуру
$t_{cm}=156^o\ C$	насичення пари при заданому тиску $p=0,45МПа$:
$t_p=148^oC$	$t_p=148^oC$ та теплоту паротворення $r= 2120,9\ кДж/кг.$
$p=0,45МПа$	Різниця температур між поверхнею і парою складає 8 ^{o}C.
$\tau=1\ година$	Коефіцієнт тепловіддачі визначимо за формулою:

α -?; Q - ?; m-? $\quad \alpha=146\cdot\Delta t^{2,33}\cdot p^{0,5}= 146\cdot 8^{2,33}\cdot 0,45^{0,5}=12850$ Вт/(м^2·К)

Кількість теплоти, що була віддана при кипінні:

$$Q=\alpha\cdot\Delta t\cdot F=12850\cdot 8\cdot 5=515000 \text{ Вт}=515 \text{ кВт}.$$

Маса пари, яка отримується у випарнику за годину:

$$m=\frac{Q\cdot\tau}{r}=\frac{515000\cdot 3600}{2120900}=875 \text{ кг/г}.$$

Задача 2.

Плоска стінка агрегату розмірами В×Н, м і товщиною δ_1, мм має зовнішній шар ізоляції товщиною δ_2, мм. Температура поверхні стінки усередині агрегату t_1, ^{0}C, зовнішньої поверхні ізоляції t_3, ^{0}C; коефіцієнт теплопровідності матеріалу стінки λ_1, Вт/(м·град), ізоляції λ_2, Вт/(м·град). Визначити термічний опір двошарової стінки; густину та величину теплового потоку крізь неї; температуру на стику шарів, на відстані $\delta_1/4$ від внутрішньої поверхні стінки та на відстані $\delta_2/3$ від зовнішньої поверхні шару ізоляції. Побудуйте графік розподілу температур по товщині стінки.

Рішення

Термічний опір теплопровідності багатошарової плоскої стінки дорівнює сумі термічних опорів окремих її шарів: $R_\Sigma=\sum_{i=1}^{n}\frac{\delta_i}{\lambda_i}, \frac{м^2\cdot град}{Вт}$.

Густина та величина теплового потоку крізь стінку з n шарів становлять:

$$q = \frac{t_1 - t_{n+1}}{R_\Sigma}, \frac{Âò}{ì^2} \; ; \quad Q = q \cdot B \cdot H, Âò \; .$$

Температура за *к* – тим шаром може бути розрахована за виразом:

$$t_{(k+1)} = t_1 - q\sum_{i=1}^{k} \frac{\delta_i}{\lambda_i} .$$

Градієнт температур у *к* - тому шарі стінки при сталому значенні $\lambda_к$ його матеріалу є також величиною сталою:

$$\left(\frac{dt}{dx}\right)_k = -\frac{t_k - t_{k+1}}{\delta_k} .$$

Для визначення температури у деякому перерізі *к* – того шару стінки можна використати її залежність від координати:

$$t(x) = t_k - \frac{t_k - t_{k+1}}{\delta_k} x ,$$

де $0 \le x \le \delta_к$ – відстань від поверхні *к* – того шару, що має температуру $t_к$.

Зважаючи на лінійний характер зміни температур у кожному з шарів, для побудови графіку достатньо значень t_1, t_2 та t_3.

Числові значення вихідних даних для розрахунку наведені в таблиці 6.

Таблиця 6

Найменування даних, одиниця виміру	Вар. № 1, 12	Вар. № 2, 7	Вар. №3, 8	Вар. №4, 9	Вар. №5, 10	Вар. №6, 11
F, м^2	5	6	4	8	4	9
$t_{ст}$, ^oC	156	143	167	146	158	160
$t_р$, ^oC	148	178	165	154	143	168
р=0,45МПа						
τ=1 година						

Контрольні запитання

1. Теплопередача крізь стінку; коефіцієнт та термічний опір теплопередачі.
2. Шляхи інтенсифікації теплопередачі; теплова ізоляція.
3. Призначення, різновиди та принцип роботи теплообмінних апаратів.
4. Рівняння теплового балансу рекуперативного теплообмінника; визначення необхідної поверхні теплообміну.

Тестові завдання

Як називають перехід речовини з однієї фази в іншу внаслідок хаотичного руху молекул в нерухомому рідкому (газоподібному) середовищі

E. молекулярна дифузія

F. конвективна дифузія

G. термодифузія

H. бародифузія

Кількість теплоти, що переноситься через будь-яку ізотермічну поверхню в одиницю часу

E. термічний опір
F. теплова провідність стінки
G. щільність теплового потоку (питомим тепловим потоком)
H. тепловий потік (теплова потужність)

Волога, яка видаляється на початковому етапі сушіння з продукту

E. структурна волога
F. хімічна волога
G. механічна волога
H. осмотична волога

Скількома критеріями подібності характеризується (описується) конвективний теплообмін

E. двома
F. чотирма
G. п’яти
H. восьма

Види руху рідини

E. прямопропорційним та конвективним
F. лінійним та хаотичним
G. ламінарним та турбулентним
H. механічним

Формула, за якою визначається теплообмін в необмеженому просторі при вільному русі рідини

A. $Nu = c \cdot (Gr \cdot \Pr)^n \cdot \left(\frac{\Pr p}{\Pr cm} \right)^{0,25}$

B. $Nu_{pl} = 0,15 (Gr_{pl} \cdot Pr_p)^{0,33} \cdot \left(\frac{Pr_p}{Pr_{cm}} \right)^{0,25}$

C. $Nu_{pd} = 0,5 (Gr_{pd} \cdot \Pr_p)^{0,25} \cdot \left(\frac{\Pr p}{\Pr cm} \right)^{0,25}$

D. $Nu_{ph} = 0,75 (Gr_{ph} \cdot \Pr_p)^{0,25} \cdot \left(\frac{\Pr p}{\Pr cm} \right)^{0,25}$

Режим кипіння буває

A. бульбашковий
B. перехідний
C. плівковий
D. всі відповіді вірні

Яким законом підпорядковуються ідеальні гази

E. закон Бойля - Маріотта
F. закон Гей - Люссака
G. закон Авогадро
H. всі відповіді вірні

7. ТЕПЛООБМІННІ АПАРАТИ. ОСОБЛИВОСТІ КОНСТРУКЦІЙ ТА ОСНОВИ РОЗРАХУНКУ

7.1. Класифікація теплообмінників

Теплообмінним апаратом (або *теплообмінником*) називається прилад для передачі тепла від одного теплоносія до іншого, рис. 7.1.

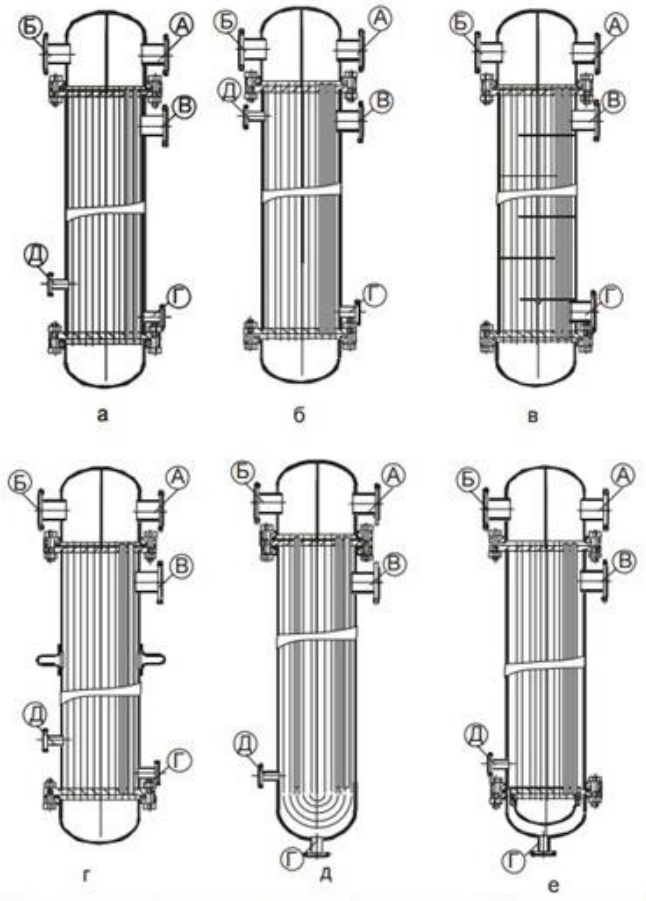


Рисунок 7.1 – Приклад теплообмінника (конденсатори)

Середовище з більш високою температурою на вході до апарата називається *первинним* або *гарячим теплоносієм*, відповідно, середовище з більш низькою температурою на вході до апарата має назву *вторинного* або *холодного теплоносія*.

До теплообмінних апаратів відносяться парові котли, паропідігрівники, конденсатори теплових електростанцій (ТЕС), сушилки різних типів, випарні

установки, апарати хімічної промисловості і так далі. Ці установки широко використовують в різноманітних технологічних процесах.

При порушенні номінальних режимів роботи в багатьох теплообмінних апаратах можуть утворюватися умови, які сприяють виникненню пожежо- та вибухонебезпечної ситуації. Наприклад, при роботі паропідігрівника на сучасних ТЕС значення температури пари досягають 530^0С і можуть піднятися до небезпечних у пожежному відношенні значень, що може привести до займання матеріалів та речовин, які знаходяться біля апарату; або в хімічній промисловості в якості теплоносіїв використовують органічні рідини, що здатні самоспалахувати при контакті з повітрям, який трапляється при розгерметизації.

За принципом дії всі теплообмінні апарати поділяються на поверхневі та змішувальні. Окреме місце займають теплообмінники з внутрішніми джерелами тепла.

До *поверхневих теплообмінників* відносяться рекуператори та регенератори, в яких тепло від первинного до вторинного теплоносія передається із використанням поверхні теплообміну.

В *рекуператорах* (*рекуперативних теплообмінних апаратах*) тепло передається від гарячого до холодного теплоносія крізь тверду стінку (поверхню теплообміну). До них відносяться, наприклад, пароперегрівачі, парогенератори, конденсатори, дистилятори, батареї центрального опалення та інші.

В рекуперативних теплообмінниках у робочих режимах відбувається стаціонарний теплообмін, рис. 7.2.

Рисунок 7.2 – Теплообмінні апарати з плаваючою головкою типу ТП

В *регенераторах* (*регенеративних теплообмінних апаратах*) одна й та ж сама поверхня через певні інтервали часу омивається то гарячим, то холодним теплоносієм. Такими є, наприклад, регенератори мартенівських та доменних печей.

В регенераторі мають місце нестаціонарні процеси теплопереносу – при нагріванні тепло акумулюється спеціальною насадкою, а потім віддається холодному теплоносію.

У *змішувальних теплообмінних апаратах* теплообмін відбувається при безпосередньому змішуванні гарячих та холодних рідин. Це, наприклад, скрубери, градирні ТЕС, де вода охолоджується повітрям, бойлери, в яких підігрів води здійснюється парою, та інші.

В *теплообмінниках з внутрішніми джерелами тепла* підігрів теплоносія здійснюють спеціальні нагрівачі, наприклад, ядерні реактори, електронагрівачі.

Найбільш широке розповсюдження у техніці отримали рекуперативні теплообмінні апарати. Існують рекуператори з різноманітними схемами руху теплоносіїв.

7.2. Схеми руху теплоносіїв

Найпростішими схемами руху теплоносіїв є *прямоплив*, коли теплоносії рухаються паралельно в одному напрямку, і *протиплив*, у якому теплоносії рухаються в протилежному напрямку (рис. 7.3).

На практиці найчастіше зустрічаються більш складні схеми руху рідини, які включають до себе одразу декілька простих схем, таких як перехресний, паралельно-протилежний, багаторазово-перехресний рух теплоносіїв.

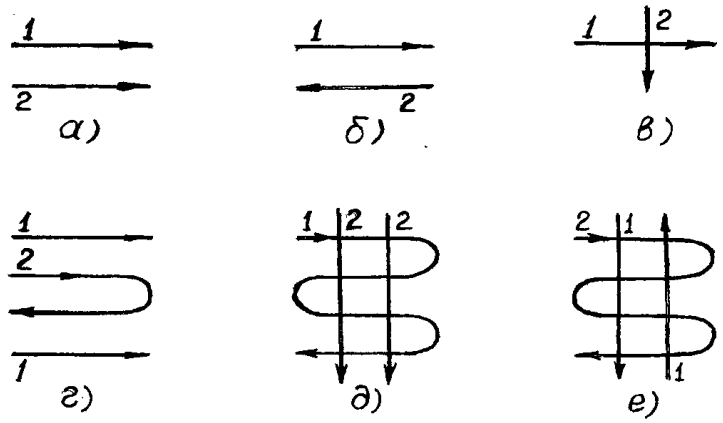


Рисунок 7.3 – Схеми руху теплоносіїв:

На рис. 7.3 позначено: *а*) прямоплив; *б*) протиплив; *в*) перехресний рух теплоносіїв; *г*) паралельно-протилежний рух теплоносіїв; *д*), *е*) – багаторазовий перехресний рух теплоносіїв, *1* – гарячий теплоносій; *2* – холодний теплоносій.

Розглянемо прості схеми руху теплоносіїв – прямоплив та протиплив.

Розглянемо найпростішу схему рекуператора типу “труба в трубі” для прямопливу та протипливу (рис. 7.4).

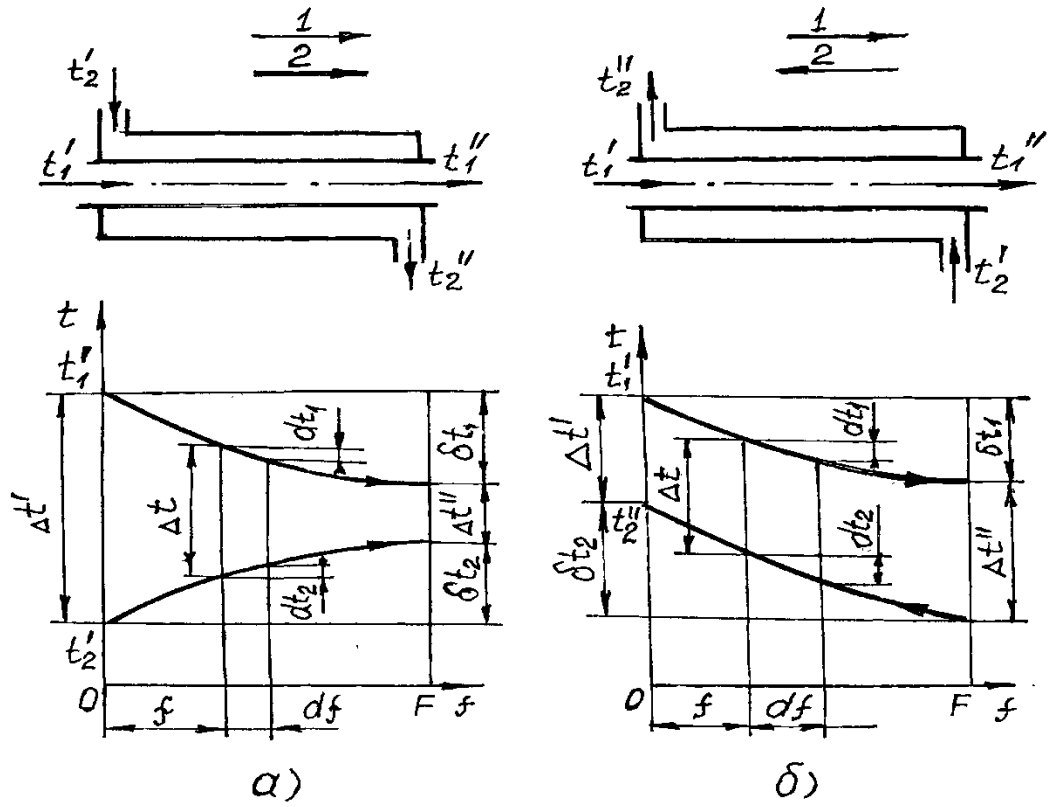


Рисунок 7.4 – Схема рекуператора типу “труба в трубі” та розподіл температур по тракту теплообмінного апарата для прямопливу (*а*) та протипливу (*б*)

На рис. 7.2 (*а, б*) наведені зміни температур по тракту теплообмінника для первинного (гарячого) теплоносія t_1, та вторинного (холодного) теплоносія t_2 для прямопливної та протипливної схеми. При цьому прийняті такі позначки:

– індекси *1* та *2* позначають гарячий та холодний теплоносії, відповідно;

– одним штрихом (′) позначені температури на вході до теплообмінника, двома (″) – температури на виході для відповідного теплоносія;

– f – поточна площа поверхні теплообміну;

– F – площа поверхні теплообміну всього теплообмінного апарата.

Вхід та вихід теплообмінного апарата визначається за рухом гарячого теплоносія.

При розрахунках теплообмінників використовуються такі поняття, як температурний напір та температурний перепад.

Температурний напір – це різниця температур теплоносіїв в довільному перерізі апарата:

$$\Delta t \equiv t_1 - t_2. \qquad (7.1)$$

В загальному випадку Δt змінюється вздовж поверхні теплообміну (дивись рисунок 7.2). Розрізняють $\Delta t'$ – температурний напір на вході до теплообмінника, $\Delta t''$ – на виході. Ці величини дорівнюють

– для прямопливу:

$$\Delta t' = t_1' - t_2', \quad \Delta t'' = t_1'' - t_2''; \tag{7.2}$$

– для протипливу:

$$\Delta t' = t_1' - t_2'', \quad \Delta t'' = t_1'' - t_2'. \tag{7.3}$$

Температурним перепадом називається різниця між найбільшою та найменшою температурами теплоносія:

$$\delta t_1 \equiv t_1' - t_1'', \tag{7.4}$$

$$\delta t_2 \equiv t_2'' - t_2'. \tag{7.5}$$

Основні рівняння теплового розрахунку теплообмінних апаратів

В основі теплових розрахунків теплообмінних апаратів лежать два рівняння – теплового балансу та теплопередачі.

7.3. Рівняння теплового балансу

Зміна ентальпії теплоносія на елементарній поверхні *df*, внаслідок теплообміну, визначається співвідношенням:

$$dQ = G \cdot di, \tag{7.4}$$

де G – масовий видаток (витрата) теплоносія, кг/с;

i – питома ентальпія теплоносія, Дж/кг; Q – тепловий потік, Вт.

Для кінцевих змін ентальпії на поверхні теплообміну F при сталому масовому видатку:

$$Q = G \cdot \int_{i'}^{i''} di = G \cdot (i'' - i'), \tag{7.5}$$

де i' та i'' – початкова та кінцева питома ентальпія теплоносія.

Якщо вважати, що вся теплота від гарячого теплоносія переходить до холодного, тобто збитками тепла в навколишнє середовище можна знехтувати, то рівняння теплового балансу для теплообмінника набуває виду:

$$|dQ_1| = |dQ_2| = |dQ|, \tag{7.6}$$

де dQ_1 – тепло, що віддає гарячий теплоносій; dQ_2 – тепло, що отримує холодний теплоносій.

Приймаючи витрати G_1 та G_2 позитивними, можна надати співвідношенню (7.6) більш конкретного вигляду:

$$dQ = -G_1 \cdot di_1 = G_2 \cdot di_2, \qquad (7.7)$$

Рівняння (7.7) чинне як за наявності фазових перетворень, так і без них.

У випадку течії газів та рідин без фазових переходів рівняння (7.7) можна записати у вигляді:

$$dQ = -G_1 \cdot c_{p1} \cdot dt_1 = G_2 \cdot c_{p2} \cdot dt_2 . \qquad (7.8)$$

Якщо припустити, що питомі теплоємності теплоносіїв c_{p1} та c_{p2} сталі, попередні рівняння для всієї поверхні теплообміну можна записати у вигляді:

$$Q = -G_1 \cdot (i_1'' - i_1') = G_2 \cdot (i_2'' - i_2'), \qquad (7.9)$$

$$Q = G_1 \cdot c_{p1} \cdot (t_1' - t_1'') = G_2 \cdot c_{p2} \cdot (t_2'' - t_2'), \qquad (7.10)$$

або

$$Q = W_1 \cdot \delta t_1 = W_2 \cdot \delta t_2, \qquad (7.11)$$

де $W \equiv G \cdot c_p$ – повна теплоємність масового видатку відповідного теплоносія або його *водяний еквівалент* (в системі СІ він вимірюється в Вт/К).

Питома масова ізобарна теплоємність c_p залежить від температури, тому в практичних розрахунках до рівнянь (7.10) або (7.11) підставляються середні значення c_p в інтервалі температур від t' до t''.

З рівняння (7.11) витікає, що

$$\frac{W_1}{W_2} = \frac{\delta t_2}{\delta t_1}, \qquad (7.12)$$

тобто відношення температурних перепадів теплоносіїв обернено пропорційні їх водяним еквівалентам.

Співвідношення (7.12) справедливе як для поверхонь теплообміну в цілому, так і для будь-якої елементарної ділянки поверхні теплообміну, тобто

$$\frac{W_1}{W_2} = \frac{dt_2}{dt_1}.$$

Рівняння теплопередачі

Як відомо, рівняння теплопередачі між двома розділеними стінкою теплоносіями має вид (дивись (7.1):

$$Q = K \cdot (t_1 - t_2) \cdot F = K \cdot \Delta t \cdot F,$$

де K –коефіцієнт теплопередачі;

t_1 та t_2 – температури гарячого та холодного теплоносіїв, відповідно;

F – площа поверхні теплопередачі.

Останнє рівняння справедливе, якщо t_1 та t_2 сталі по поверхні теплообміну F. Однак ця умова виконується тільки в окремих випадках, наприклад, при кипінні або конденсації теплоносіїв. В загальному випадку t_1 та t_2 змінюються по поверхні, відповідно змінюється і температурний напір $\Delta t = t_1 - t_2$. Вздовж поверхні також змінюється і коефіцієнт теплопередачі K.

Величини Δt та K можна вважати сталими лише в межах елементарної площі теплообміну df. Тобто рівняння теплопередачі справедливе для теплообмінників тільки в диференціальній формі для елемента поверхні площею df:

$$dQ = K \cdot \Delta t \cdot df\,. \tag{7.13}$$

У відповідності до співвідношення (7.13), сумарний тепловий потік крізь поверхню теплообміну визначається за формулою:

$$Q = \int_0^F K \cdot \Delta t \cdot df\,. \tag{7.14}$$

Таким чином для знаходження Q необхідно знати закони зміни коефіцієнта теплопередачі K та різниці температур Δt вздовж усієї поверхні теплообміну.

Визначення середнього коефіцієнта тепловіддачі

Як правило, коефіцієнт теплопередачі звичайно мало змінюється по поверхні теплообміну і його вважають сталою величиною. Однак якщо на окремих ділянках значення коефіцієнта тепловіддачі змінюється суттєво, його усереднюють по поверхні:

$$\overline{K} = \frac{F_1 K_1 + F_2 K_2 + \ldots + F_n K_n}{\sum_{i=1}^{n} F_i} \tag{7.15}$$

де K_i – значення коефіцієнта теплопередачі на відповідній ділянці з площею F_i.

Значення K визначається з теорії конвекційного, радіаційного теплообміну та теплопровідності. Наприклад, як відомо, для багатошарової плоскої стінки:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^{n} \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}} \tag{7.16}$$

Рівняння (7.14) можна записати у виді:

$$Q = \overline{K} \cdot \int_0^F \Delta t \; df \tag{7.17}$$

Якщо останнє співвідношення помножити та поділити на F, то отримаємо:

$$Q = \overline{K} \cdot \left(\frac{1}{F} \cdot \int_0^F \Delta t \; df \right) \cdot F \tag{7.18}$$

або

$$Q = \overline{K} \cdot \overline{\Delta t} \cdot F \,,$$

де

$$\overline{\Delta t} \equiv \frac{1}{F} \int_0^F \Delta t \; df$$

– усереднений по поверхні температурний напір.

Це рівняння теплопередачі, що усереднене по поверхні теплообміну. Для його використання необхідно знати усереднений температурний напір.

Визначення середньої різниці температур (середнього температурного напору)

Розглянемо теплообмінний апарат, що працює за схемою паралельного руху потоків в одному напрямку (прямопливу), яку зображено на рисунку 7.2.*а*.

Для елемента поверхні рівняння теплопередачі має вид:

$$dQ = K \cdot (t_1 - t_2) \cdot df = K \cdot \Delta t \cdot df \,. \tag{7.19}$$

При теплообміні на даній ділянці температура гарячого теплоносія t_1 зменшується на dt_1, а температура холодного теплоносія t_2 зростає на dt_2:

$$dQ = -W_1 \cdot dt_1 = W_1 \cdot dt_2 \,,$$

звідки

$$dt_1 = -\frac{dQ}{W_1}; \qquad dt_2 = \frac{dQ}{W_2} \,. \tag{7.20}$$

$(W_1=const, \quad W_2=const)$

Зміна температурного напору при цьому дорівнює

$$d(\Delta t) = d(t_1 - t_2) = dt_1 - dt_2 = -\left(\frac{1}{W_1} + \frac{1}{W_2}\right) \cdot dQ. \qquad (7.21)$$

Позначимо

$$m = \left(\frac{1}{W_1} + \frac{1}{W_2}\right) = const. \qquad (7.22)$$

Для прямопливу ця величина позитивна $m>0$. З її використанням формула (14.18) набуває виду:

$$d(\Delta t) = -m \cdot dQ. \qquad (7.23)$$

З урахуванням рівняння (14.16) співвідношення (7.20) можна записати у формі:

$$d(\Delta t) = -m \cdot K \cdot \Delta t \cdot df. \qquad (7.24)$$

Роз'єднаємо змінні в рівнянні (7.21) і для поточної поверхні f отримаємо:

$$\int_{\Delta t'}^{\Delta t} \frac{d(\Delta t)}{\Delta t} = -\int_{0}^{f} m \cdot K \, df \qquad (7.25)$$

Будемо вважати K незмінним по поверхні теплообміну. Тоді після інтегрування матимемо зв'язок:

$$ln \Delta t \Big|_{\Delta t'}^{\Delta t} = -m \cdot K \cdot f \Big|_{0}^{f}, \qquad (7.26)$$

або

$$\Delta t = \Delta t' \cdot e^{-m \cdot K \cdot f}. \qquad (7.27)$$

Для поверхні теплообміну в цілому формули (7.22), (7.23) дають вирази:

$$ln \frac{\Delta t''}{\Delta t'} = -m \cdot K \cdot F, \qquad (7.28)$$

$$\Delta t'' = \Delta t' \cdot e^{-m \cdot K \cdot F}. \qquad (7.29)$$

Таким чином, згідно з (7.25), в теплообмінних апаратах, що діють за схемою прямопливу температурний напір вздовж поверхні зменшується за експоненціальною залежністю (рис. 7.5).

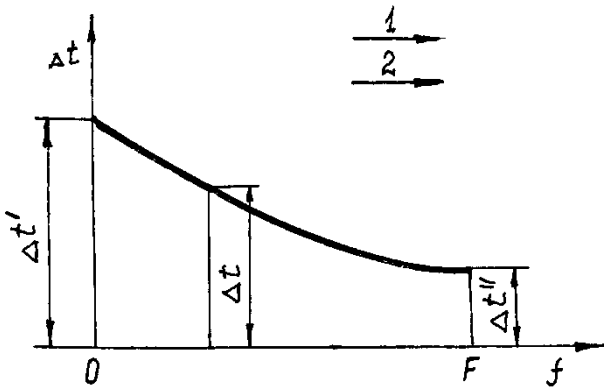


Рисунок 7.5 – Розподіл температурного напору вздовж поверхні теплообміну при прямопливі

Визначимо середній по поверхні теплообміну температурний напір $\overline{\Delta t}$. З урахуванням виразу (7.23) отримаємо:

$$\overline{\Delta t} \equiv \frac{1}{F}\int_0^F \Delta t\, df = \frac{\Delta t'}{F}\int_0^F e^{-m\cdot K\cdot f}\, df = \frac{\Delta t'}{F}\,\frac{1}{(-mk)}\, e^{-m\cdot K\cdot f}\Big|_0^F = \frac{\Delta t'}{-m\cdot K\cdot F}\left(e^{-m\cdot K\cdot F} - 1\right). \quad (7.30)$$

Використавши далі формули (7.24) та (7.25), матимемо вираз:

$$\overline{\Delta t} = \frac{\Delta t'' - \Delta t'}{ln\dfrac{\Delta t''}{\Delta t'}}\ . \quad (7.31)$$

Отримана таким чином величина називається *середньологарифмічним температурним напором*.

Аналогічно можна довести, що таж сама формула (7.27) має місце для середнього температурного напору при протипливі.

Таким чином, вираз (7.27) є розрахунковим для визначення середньологарифмічного температурного напору при обох схемах руху теплоносіїв – прямопливі і противопливі.

При прямопливі у формулу (7.27) підставляються значення:

$$\Delta t' = t_1' - t_2', \quad \Delta t'' = t_1'' - t_2'', \quad (7.32)$$

а при протипливі (рис. 7.2)

$$\Delta t' = t_1' - t_2'', \quad \Delta t'' = t_1'' - t_2'. \quad (7.33)$$

Ще одне зауваження: для протипливу параметр

$$m = \left(\frac{1}{W_1} - \frac{1}{W_2} \right) \tag{7.34}$$

може мати довільний знак, тому температурний напір вздовж поверхні теплообміну може як зростати, так і зменшуватися (рисунок 7.4). Так, при $\delta t_1 > \delta t_2$, згідно з рівнянням (7.12), $W_1 < W_2$ і тому $m > 0$ (рис. 7.6, *а*), а температурний напір зменшується; при $\delta t_1 < \delta t_2$, навпаки, виконується нерівність $W_1 > W_2$, через що $m < 0$, а температурний напір збільшується (рисунок 7.4.*б*). (Слід відмітити, що при прямопливі температурний напір вздовж поверхні теплообміну зменшується завжди).

Крім того, треба відзначити, що якщо температурні напори на вході та виході з теплообмінника відрізняються менш ніж в два рази, то з достатньою для технічних розрахунків точністю середній температурний напір можна розраховувати як середньоарифметичний:

$$\overline{\Delta t} = \frac{\Delta t' + \Delta t''}{2}. \tag{7.35}$$

Таке становище частіше спостерігається при протипливі.

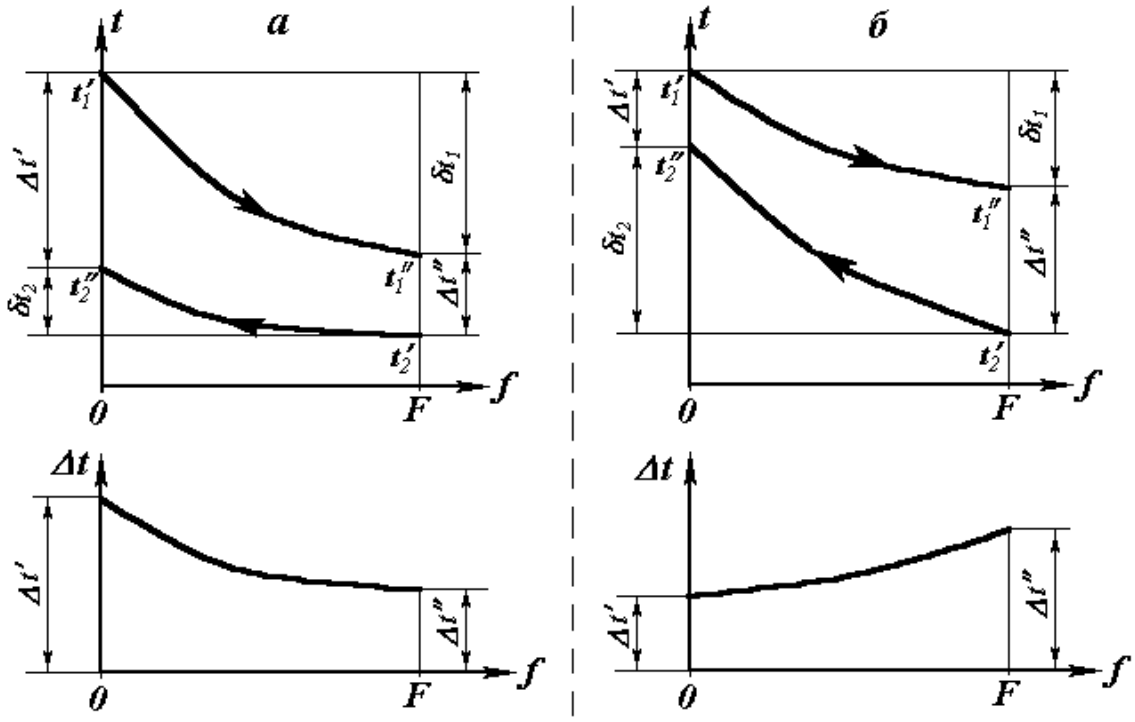


Рисунок 7.6 – Розподіл температурного напору вздовж поверхні теплообміну при протипливі:

а) $m > 0$; *б*) $m < 0$

У випадку складної течії теплоносіїв в теплообмінному апараті спеціальні нормативні методики передбачають запровадження експериментальних коефіцієнтів, які уточнюють середній температурний напір у залежності від схеми течії теплоносіїв та характеру зміни їх температур вздовж по тракту апарата.

7.4. Теплові розрахунки теплообмінних апаратів

В залежності від постановки задачі, тепловий розрахунок теплообмінних апаратів може бути конструктивним (проектним) або перевірочним.

Конструктивний тепловий розрахунок виконується при проектуванні нових теплообмінних апаратів, його метою є визначення площі поверхні теплообміну.

Перевірочний тепловий розрахунок виконується для існуючих теплообмінників, коли площа поверхні відома, з метою визначення кінцевих температур теплоносіїв або їх видатків. Такий розрахунок виконується, якщо змінюються теплоносії або режими роботи теплообмінника. Перевірочні розрахунки теплообмінних апаратів у пожежній справі виконуються при виконанні пожежно-технічної експертизи при встановленні причин пожежі та при експертизі проектів будівель виробничого призначення.

Конструктивний розрахунок

Всього існує три рівняння для розрахунку теплообмінних апаратів: два – теплового балансу (7.10) та одне – теплопередачі (7.15). В ці рівняння входять одинадцять величин:

$$t_1', t_1'', t_2', t_2'', c_{p1}, c_{p2}, G_1, G_2, F, Q, \overline{K}. \qquad (7.36)$$

При розрахунках необхідно задати вісім величин, а три знаходити з рівнянь (7.10) і (7.15).

При конструктивному розрахунку визначають площу поверхні теплообміну F, теплову потужність теплообмінника Q та невідому температуру або видаток теплоносія.

Порядок розрахунку

1. З рівняння теплового балансу теплоносія (i), для якого відомі температури та повна теплоємність масового видатку (водяний еквівалент), визначається потужність теплообмінника:

$$Q = \left(Gc_p\right)_i \delta t_i \qquad (7.37)$$

2. З рівняння теплового балансу для іншого теплоносія (*j*)

$$Q = \left(Gc_p\right)_j \delta t_j \tag{7.38}$$

визначається невідома величина – видаток або температура теплоносія.

3. Для визначення середнього температурного напору розраховуються:

а) температурні напори на вході в апарат $\Delta t'$ та на виході $\Delta t''$ за формулами (7.27) для прямопливу або (7.30) для протипливу;

б) в залежності від співвідношення температурних напорів $\Delta t'$ та $\Delta t''$ знаходиться середнє значення напору $\overline{\Delta t}$ як середньоарифметичне (за формулою (7.30)), якщо $\Delta t'$ та $\Delta t''$ відрізняються не більше ніж в два рази, і як середньологарифмічне (за формулою (7.27)) в іншому випадку.

4. З рівняння теплопередачі (7.15) визначається поверхня тепловіддачі:

$$F = \frac{Q}{\overline{K} \cdot \overline{\Delta t}} \tag{7.39}$$

Величина усередненого по поверхні теплообміну коефіцієнта тепловіддачі $\overline{K}$ попередньо обирається за емпіричними рекомендаціями, а далі уточнюється після визначення конструкції апарата (тобто визначення площі поверхні теплообміну *F*).

Після уточнення $\overline{K}$ розрахунок пункту 4 повторюється, доки два послідовних розрахунки (наближення) дадуть значення $\overline{K}$, які відрізняються одне від одного на задану величину (5–10%).

Задача 1.

Трубу з зовнішнім діаметром d, мм та довжиною *l*, м обтікає поперечний потік повітря зі швидкістю ω, м/с під кутом β, ^{0} до її осі. Температура труби $t_{ст}$,^{0}C, повітря $t_{ср}$,^{0}C. Знайти коефіцієнт тепловіддачі, густину теплового потоку та тепловий потік від поверхні труби до повітря. За якої швидкості має місце плавне безвідривне обтікання труби повітрям?

Числові значення вихідних даних для розрахунку наведені в таблиці 9.1.

Таблиця 9.1

№ вар.	d, мм	*l*, м	ω, м/с	β, ^{0}	$t_{ст}$, ^{0}C	$t_{ср}$, ^{0}C	№ вар.	d, мм	*l*, м	ω, м/с	β, ^{0}	$t_{ст}$, ^{0}C	$t_{ср}$, ^{0}C
1, 6	220	1,6	2	20	100	40	6	120	1,1	4	70	240	25
2, 7	150	1,5	2	10	150	40	7	130	1,0	5	75	260	35
3, 8	180	1,4	3	35	180	35	8	140	0,9	5	55	280	45
4, 9	120	1,3	3	45	200	20	9	150	0,8	6	80	300	28
5, 10	100	1,2	4	60	220	20	0	160	0,7	6	65	320	38

Рішення

Середнє значення безрозмірного коефіцієнта тепловіддачі при набіганні потоку під кутом 90^0 до осі труби становить:

- $\overline{Nu} = \dfrac{\alpha \cdot L}{\lambda_{cp}} = 0,56\,\mathrm{Re}^{0,6}\,\mathrm{Pr}^{0,36}\left(\dfrac{\mathrm{Pr}_{CP}}{\mathrm{Pr}_{\tilde{n}\grave{o}}}\right)^{0,25}$ при $5 < \mathrm{Re} \le 10^3$;

- $\overline{Nu} = 0,28\,\mathrm{Re}^{0,6}\,\mathrm{Pr}^{0,36}\left(\dfrac{\mathrm{Pr}_{CP}}{\mathrm{Pr}_{\tilde{n}\grave{o}}}\right)^{0,25}$ при $\mathrm{Re} > 10^3$,

де $\mathrm{Re} = \dfrac{\omega \cdot L}{\nu_{cp}}$; $\mathrm{Pr} = \dfrac{\nu_{cp}}{a_{cp}}$ - числа Рейнольдса та Прандтля;

$\lambda_{cp}, a_{cp}, \nu_{cp}$ - теплофізичні параметри повітря при його температурі $t_{ср}$, які знаходять лінійною інтерполяцією з додатку Е.

У якості визначального розміру *L* тут приймається діаметр труби. При набіганні потоку на трубу під деяким кутом β, що є відмінним від 90^0, отримане значення коефіцієнта тепловіддачі α повинно бути скореговано: $\alpha_\beta = \alpha \cdot \varepsilon_\beta$, де поправний коефіцієнт ε_β визначають інтерполяцією наступних даних:

β,^{0}	80	70	60	50	40	30	20	10
ε_β	1	0,98	0,95	0,87	0,76	0,66	0,6	0,56

Густину теплового потоку та тепловий потік від поверхні труби до повітря визначають за формулами: $q = \alpha_\beta \cdot \left(t_{c\grave{o}} - t_{cp}\right), \dfrac{\hat{A}\grave{o}}{\grave{i}^{\,2}}$; $Q = q \cdot F, \hat{A}\grave{o}$, де $F = \pi \cdot d \cdot l$ – площа поверхні труби, м^2.

При визначенні швидкості руху середовища, за якої має місце плавне безвідривне обтікання труби, слід зважати на те, що таке явище відповідає $5 \ge \mathrm{Re}$.

Задача 2.

Крізь пучок труб з зовнішнім діаметром d, мм рухається поперечний потік димових газів з температурою $t_{ср}$, ^{0}C та швидкістю ω, м/с. Визначити середній коефіцієнт тепловіддачі, якщо у напрямку руху потоку розташовано *n* рядів труб.

Числові значення вихідних даних для розрахунку наведені в таблиці 9.2.

Таблиця 9.2

№ вар.	Розташування труб	d, мм	ω, м/с	$t_{ср}$, ^{0}C	*n*	№ вар.	Розташування труб	d, мм	ω, м/с	$t_{ср}$, ^{0}C	*n*
1	Коридорне	60	2	840	8	6	Коридорне	30	4	825	3
2	Шахове	50	2	940	7	7	Шахове	55	5	850	4
3	Коридорне	80	3	735	6	8	Коридорне	40	5	945	5

4	Шахове	40	3	920	5	9	Шахове	50	6	780	6
5	Коридорне	45	4	1020	4	0	Шахове	60	6	840	7

Рішення

Коефіцієнт тепловіддачі α_3 для глибинних рядів труб, починаючи з третього, визначають для коридорного пучка труб при $\mathrm{Re} = \frac{\omega \cdot d}{\nu_{cp}} \le 10^3$ та $\mathrm{Re} > 10^3$ відповідно за формулами:

$$Nu = \frac{\alpha_3 \cdot d}{\lambda_{cp}} = 0,56\,\mathrm{Re}^{0,5}\,\mathrm{Pr}^{0,36}\left(\frac{\mathrm{Pr}_{cp}}{\mathrm{Pr}_{ñò}}\right)^{0,25};\ Nu = 0,22\,\mathrm{Re}^{0,65}\,\mathrm{Pr}^{0,36}\left(\frac{\mathrm{Pr}_{cp}}{\mathrm{Pr}_{ñò}}\right)^{0,25}.$$

При шаховому розташуванні труб і значенні $\mathrm{Re} \le 10^3$ та $\mathrm{Re} > 10^3$ відповідні формули для визначення α_3 мають вигляд:

$$Nu = 0,56\,\mathrm{Re}^{0,5}\,\mathrm{Pr}^{0,36}\left(\frac{\mathrm{Pr}_{cp}}{\mathrm{Pr}_{ñò}}\right)^{0,25};\ Nu = 0,4\,\mathrm{Re}^{0,6}\,\mathrm{Pr}^{0,36}\left(\frac{\mathrm{Pr}_{cp}}{\mathrm{Pr}_{ñò}}\right)^{0,25}.$$

Для труб другого ряду при їх коридорному розташуванні коефіцієнт тепловіддачі складає $\alpha_2 = 0,9\alpha_3$, при шаховому - $\alpha_2 = 0,7\alpha_3$; для першого ряду $\alpha_1 = 0,6\alpha_3$ у обох випадках.

Середній коефіцієнт тепловіддачі визначають за формулою:

$$\alpha = \frac{\alpha_1 + \alpha_2 + (n-2)\alpha_3}{n},\ \frac{Âò}{ì^2 \cdot ãðàä}.$$

Значення теплофізичних параметрів $\lambda_{cp}, a_{cp}, \nu_{cp}$ димових газів при їх температурі $t_{ср}$, що входять до чисел Re, Nu та $\mathrm{Pr} = \frac{\nu_{cp}}{a_{cp}}$, визначають лінійною інтерполяцією з додатку Е [4].

Знайти площу рекуперативного теплообмінника для нагрівання G_2, кг/с середовища при його теплоємності C_{p2}, $\frac{êÄæ}{êã \cdot Ê}$ від t_2', ^{0}C до t_2'', ^{0}C, якщо коефіцієнт теплопередачі становить К, $\frac{Âò}{ì^2 \cdot Ê}$, а температура гарячого теплоносія змінюється від t_1', ^{0}C до t_1'', ^{0}C. Яка витрата гарячого теплоносія потрібна за його теплоємності C_{p1}, $\frac{êÄæ}{êã \cdot Ê}$?

Числові значення вихідних даних для розрахунку наведені в таблиці 10.

Таблиця 10

№ вар.	Рух теплоносіїв	G_2, кг/с	C_{p2}, $\frac{\hat{e}\ddot{A}\alpha}{\hat{e}\tilde{a}\cdot\hat{E}}$	$t_2^{/}$, ^{0}C	$t_2^{//}$, ^{0}C	К, $\frac{\hat{A}\grave{o}}{\grave{i}^{\,2}\cdot\hat{E}}$,	$t_1^{/}$, ^{0}C	$t_1^{//}$, ^{0}C	C_{p1}, $\frac{\hat{e}\ddot{A}\alpha}{\hat{e}\tilde{a}\cdot\hat{E}}$
1	Прямоток	0,10	1,05	15	150	3,0	400	200	1,18
2	Протиток	0,15	1,06	18	160	3,2	400	200	1,12
3	Прямоток	0,20	1,07	20	170	3,5	450	200	1,14
4	Прямоток	0,25	1,08	25	180	3,7	450	250	1,20
5	Протиток	0,08	1,09	15	190	4,0	500	250	1,16
6	Протиток	0,12	1,10	18	200	4,2	500	250	1,18
7	Прямоток	0,16	1,02	20	210	4,5	550	300	1,12
8	Прямоток	0,24	1,03	25	220	4,8	550	300	1,14

Рішення

Поверхню теплообміну визначають з рівняння теплопередачі:

$$F = \frac{G_2 \cdot c_{p2}(t_2'' - t_2')}{K \cdot \Delta t}, \text{ м}^2,$$

де Δt - середній температурний напір, тобто, середня різниця температур між гріючим та нагріваємим теплоносіями, яку для прямотоку та протитоку визначають за формулами відповідно:

$$\Delta t = \frac{\left(t_1^{"} - t_2^{"}\right) - \left(t_1^{'} - t_2^{'}\right)}{\ln \frac{t_1^{"} - t_2^{"}}{t_1^{'} - t_2^{'}}}, {}^0\tilde{N}; \quad \Delta t = \frac{\left(t_1^{'} - t_2^{''}\right) - \left(t_1^{''} - t_2^{'}\right)}{\ln \frac{t_1^{'} - t_2^{''}}{t_1^{''} - t_2^{'}}}.$$

Витрату гарячого теплоносія G_1 визначають з рівняння теплового балансу:

$G_1 c_{p1}(t_1' - t_1'') = G_2 c_{p2}(t_2'' - t_2')$ [4].

Тестові завдання

Термодинамічна система знаходитиметься в рівноважному стані, якщо у всіх її точках будуть

A. однакові маса і температура
B. однакові маса і тиск
C. однакові тиск і температура
D. однакові маса, тиск і температура

У законі Дальтона йдеться про те, що

A. при однакових температурі і тиску в рівних об'ємах газу міститься одна й та сама кількість молекул
B. загальний тиск суміші газів дорівнює сумі парціальних тисків цих газів
C. кількість підведеної теплоти до термодинамічної системи йде на зміну внутрішньої енергії робочого тіла і виконання зовнішньої корисної роботи цим тілом

D. неможливо створити вічний двигун I роду

Парціальний тиск P_i окремого газу газової суміші

A. тиск, який властивий тільки для ідеальних газів

B. це тиск навколишнього середовища, якій вимірюють барометрами

C. такий тиск, який мав би цей газ, знаходячись один у тій же кількості, у тому ж об’ємі і при тій же температурі, що й у суміші

D. різниця між тиском навколишнього середовища і тиском рідини чи газу за умовою, що він перевищує атмосферний тиск

Зі зростанням температури в'язкість газів

A. зменшується

B. збільшується

C. залишається незмінною

D. немає вірної відповіді

Який з наведених процесів протікає без теплообміну з навколишнім середовищем

A. ізобарний

B. ізохорний

C. ізотермічний

D. адіабатний

Якими одиницями вимірюють теплоємність

A. Дж

B. Дж/К

C. Дж/кг×К

D. Дж×К

Сила, діюча по нормалі до поверхні тіла і віднесена до одиниці площі цієї поверхні, називається

A. енергія

B. тиск

C. ентропія

D. рівнодіюча

Розрядження газу щодо атмосферного тиску, вимірюють

A. манометрами

B. вакуумметрами

C. барометрами

D. амперметрами

Яка послідовність відповідає прямому циклу Карно

A. ізотермічне розширення, адіабатне розширення, ізотермічне стискання; адіабатне стискання

B. адіабатне розширення, ізотермічне розширення, адіабатне стискання, ізотермічне стискання

C. ізотермічне розширення, ізотермічне стискання, ізохорне розширення, ізохорне стискання

D. немає правильної відповіді

Величина, яка дорівнює R = 8314 Дж/(кмоль К)

A. універсальна питома теплоємність ідеального газу
B. універсальний термічний к.к.д. циклу
C. універсальна газова стала
D. мольна маса повітря

8. КОНДЕНСАЦІЯ. КОНСТРУКТИВНІ ОСОБЛИВОСТІ КОНДЕНСАТОРІВ

8.1. Конденсація. Особливості процесу

Конденсацією називають процес переходу пари або стиснутого до критичного стану газу в рідкий стан. Скраплювання пари досягається охолоджуванням її, а газу – стискуванням з подальшим охолоджуванням.

Процес конденсації широко застосовується в харчових виробництвах для різноманітних цілей: створення розрідження у випарних, фільтраційних, сушильних та інших вакуумних установках; використанняпеплоти конденсації для нагрівання в теплообмінниках з паровим обігріванням; розподіл багатокомпонентних систем з різними температурами скраплення; скраплення парів спирту, вуглекислого газу (для одержання рідкої вуглекислоти), аміаку і фреонів у холодильних установках тощо.

Апарати, в яких відбувається конденсація, називають *конденсаторами*. Конденсатори бувають двох типів: *поверхневі*, в яких пара (або газ), що конденсується, та охолоджуючий агент розділені поверхнею теплопередачі, і *змішування*, в яких конденсація пари відбувається під час безпосереднього зіткнення з охолоджуючим теплоносієм. Звичайно охолоджуючим агентом є холодна вода, рідше —повітря та інші холодоносії.

8.2. Конструкції конденсаторів

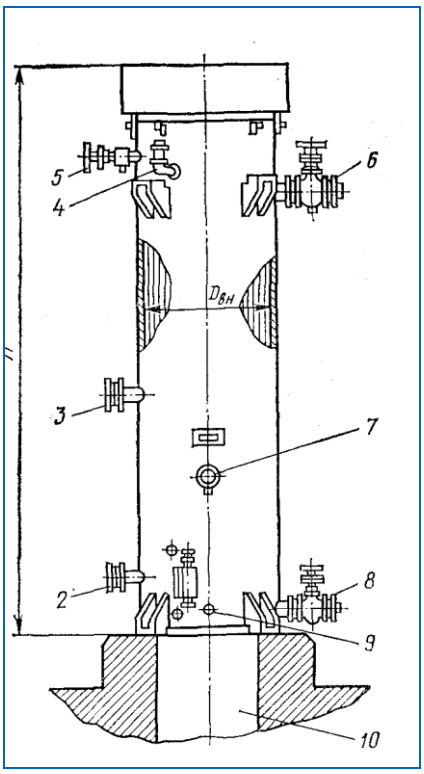
Поверхневі конденсатори

Поверхневі конденсатори застосовують у тих випадках, коли необхідно отримати конденсат в чистому вигляді або сконденсувати пари цінного продукту, наприклад, етилового спирту, винних парів та ін.

Як поверхневі конденсатори широко застосовують теплообмінники кожухотрубні, «труба в трубі», змійовикові та зрошувальні.

Розглянемо загальний випадок конденсації перегрітої водяної пари.

Охолоджуючим агентом є вода. Конденсація здійснюється у вертикальному кожухотрубному протитечійному конденсаторі, рис. 8.1.



1 – покажчик рівня;
2 – патрубок до відокремлювача повітря;
3– патрубок до зрівняльної лінії;
4 – запобіжний клапан;
5 – вентиль для спуску повітря;
6 – патрубок для входу аміаку;
7 – манометр;
8 – патрубок для виходу рідкого аміаку;
9 – вентиль для спуску масла;
10 – відведення води;
11 – лапи кріплення

Рисунок 8.1 – Конденсатор

Графік зміни температур водяної пари, що конденсується охолоджуючої води в процесі конденсації показано на рис. 8.1.

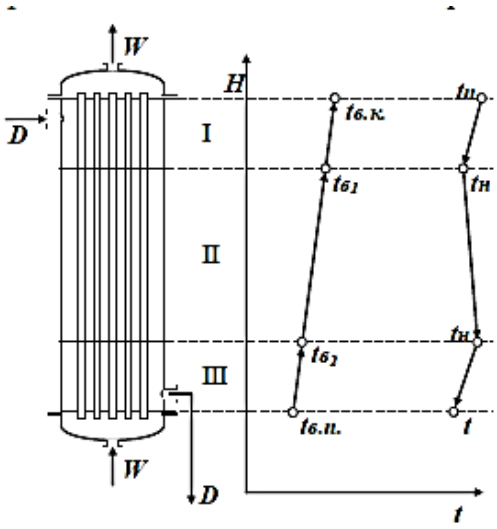


Рисунок 8.1 – Графік зміни температур водяної пари

З урахуванням особливостей процесів, які протікають у конденсаторі, робочу поверхню його по висоті умовно поділяють на три зони: I – зона охолоджування перегрітої пари від температури tп до температури насичення tн, II – зона конденсації пари, в якій процес протікає з $t_н$ = const, III – зона охолоджування отриманого в другій зоні конденсату від $t_н$ до заданої кінцевої температури t.

В працюючому конденсаторі таких чітких меж між зонами немає.

Для кожної зони складається тепловий баланс і визначається необхідна поверхня теплообміну.

Для зони охолоджування перегрітої пари рівняння теплового балансу, нехтуючи втратами теплоти, буде мати вигляд:

$$Q_1 = D \times c\ (t_п - t_н) = W \times c_в\ (t_{вк} - t_{в1}) \qquad (8.1)$$

де D – кількість перегрітої пари, що надходить у конденсатор, кг/с;

c, $c_в$ – теплоємності перегрітої пари та води, Дж/(кг×К);

$t_п$ – температура перегрітої пари,ºС;

$t_н$ – температура насиченої пари,ºС;

W – витрата охолоджувальної води, кг/с;

$t_{в1}$ – початкова температура води під час входу в зону, ºС;

$t_{вк}$ – кінцева температура води під час виходу з зони, ºС.

Для зони конденсації пари з $t_н$ = const рівняння теплового балансу буде:

$$Q_2 = D \cdot r = W \times c_в\ (t_{в1} - t_{в2}) \qquad (8.2)$$

де r – питома теплота конденсації, Дж/кг;

$t_{в2}$ – температура води на вході в зону II, ºС.

Для зони охолоджування отриманого *конденсату* від $t_п$ до заданої температури t (ºС) рівняння теплового балансу буде:

$$Q_3 = D \times c_к\ (t_п - t) = W \times c_в\ (t_{в2} - t_{вн}) \qquad (8.3)$$

де $c_к$ – теплоємність конденсату, Дж/(кг×К);

$t_{вн}$ – температура води на вході в зону III, ºС.

$$S_1 = \frac{\boldsymbol{Q_1}}{\boldsymbol{K_1 \Delta t'_{сер}}};\quad S_2 = \frac{\boldsymbol{Q_2}}{\boldsymbol{K_2 \Delta t'_{сер}}};\quad S_3 = \frac{\boldsymbol{Q_3}}{\boldsymbol{K_3 \Delta t'_{сер}}} \qquad (8.4)$$

Знаючи величини Q_1, Q_2, і Q_3, можна встановити поверхні S_1, S_2 та S_3 (в м^2) для розглянутих зон:

Тут $\Delta t'_{сер}$, $\Delta t''_{сер}$ і $\Delta t'''_{сер}$ — температурний напір (рушійна сила процесу) для кожної з зон відповідно, ºС; K_1, K_2, K_3 — коефіцієнти теплопередачі для кожної з зон відповідно, Вт/(м^2×К).

Загальна поверхня теплообміну конденсатора становить:

$$S = S_1 + S_2 + S_3.$$

Конденсатори змішування застосовуються для конденсації парів рідини, не розчинних у воді, або пари, що є відходом, який не використовується, того або іншого процесу.

Ефективність роботи конденсаторів змішування залежить від величини поверхні контакту охолоджуючої води та пари, тому для її збільшення охолоджуючу воду подають у конденсатор за допомогою різноманітних розбризкуючих приладів.

У конденсатор змішування разом із парою і водою, а також через нещільності апарата потрапляє повітря, що знижує ефективність теплообміну. Тому воно безперервно відсмоктується з конденсатора насосом.

Крім того, залежно від напрямку руху пари та води розрізняють конденсатори змішування прямоточні та протиточні.

На рис. 2 в зображено сухий протитечійний барометричний конденсатор. Пара на конденсацію надходить у конденсатор через штуцер 1 у нижній частині апарата. У конденсаторі розміщено низку перфорованих сегментних полиць 2. Охолоджуюча вода подається на верхню полицю, після цього перетікає з полиці на полицю у вигляді тонких струмків через отвори та борти. Утворений конденсат разом із водою виводиться через патрубок у нижній частині апарата, для відводу суміші служить барометрична труба 5. Повітря відводиться через патрубок 3 у верхній частині апарата і, минаючи бризкоуловлювач 4, висушеним вилучається з системи за допомогою вакуум-насосу.

Задача 1.

Визначити середнє значення коефіцієнта тепловіддачі з боку сухої насиченої пари аміаку, що конденсується на поверхні горизонтального кожухотрубного конденсатору. Конденсація здійснюється холодною водою з температурою 21°С, тиск конденсації 10 атм. Діаметр труб 19×1,5 мм. Розташування труб шахове.

Дано	***Рішення***
$d=19\times1{,}5$ мм $t_р=21^oC$ $p=10атм=1МПа$	З таблиці для аміаку або з фазової діаграми визначаємо, що тиску у 1 МПа відповідає температура насичення $t_н=24{,}3\,^oC$. Теплота пароутворення $r=1169$ *кДж/кг.*
α -?	Температура поверхні стінки дорівнює температури охолоджуючої рідини, тобто складає 21 °С. Середня температура плівки конденсату: $t_{сер}=\frac{t_р+t_н}{2}=\frac{21+24{,}3}{2}=22{,}7$ °С.

Фізичні параметри аміаку за середньої температури:
ρ''= 606 кг/м^3; λ''=0,48 Вт/(м·К); μ = 13,8·10^{-6} м^2/с.

Коефіцієнт тепловіддачі для першого ряду труб:

$$\alpha = 0{,}72\sqrt[4]{\frac{\lambda''^3 \cdot \rho''^2 \cdot r}{\mu \Delta t d}} = 0{,}72\sqrt[4]{\frac{0{,}48^3 \cdot 606^2 \cdot 1169}{13{,}8 \cdot 10^{-6} \cdot 3{,}3 \cdot 0{,}019}} = 1959 \text{ Вт/(м}^2\text{К)}$$

Для визначення коефіцієнту тепловіддачі для наступних рядів необхідно добути отримане значення на поправочний коефіцієнт.

Задача 2.

У поверхневому мастилоохолоджувачі трансформаторна мастило охолоджується з 80^{0}С до 30^{0}С. Охолоджуюча вода входить з температурою 5^{0}С. Витрати мастило і води рівні відповідно 0,28 кг/с і 0,56 кг/с. Визначити температуру води на виході з мастилоохолоджувачі. Середню масову теплоємність мастила для даного інтервалу температур прийняти 1,88 кДж/(кгК).

Дано	***Рішення***
t'_1=80^o С t''_1=30 ^{o}С t'_2=5 ^{o}С m_1 =0,28 кг/с m_2 =0,56 кг/с c_1=1,88 кДж/(кг·К) c_2=4,2 кДж/(кг·К) t''_2=?	Визначимо тепловий потік, що віддає мастило у ТОА за формулою: $\Phi_1 = m_1 \cdot c \cdot (t'_1 - t''_1)$ = 0,28·1,88·(80-30) = 26,32 кДж/с = 26,32 кВт. Згідно теплового балансу теплообмінника $\Phi_1=\Phi_2$. $\Phi_2 = m_2 \cdot c \cdot (t''_2 - t'_2) \rightarrow$ $t''_2 = \frac{\Phi_2}{m_2 c} + t'_2 = \frac{26{,}32}{0{,}56 \cdot 4{,}2} + 5 = 10{,}53$ °С.

Задача 3.

Теплота вихідних газів котла використовується для нагрівання повітря, необхідного для спалювання палива. Температура газів змінюється від температури t'_1 =380 °С до t''_1 =150°С, а температура повітря від t'_2 = 20°С до t''_2 = 120°С. Визначити середню різницю температур для випадків використання прямоточного і проти точного апаратів. Проаналізувати результати.

Дано	***Рішення***
$t'_1=380^o\ C$ $t''_1=150\ ^oC$ $t'_2=20\ ^oC$ $t''_2=120\ ^oC$	Середню різницю температур визначаємо за формулою: $$\Delta t_{ср}=\frac{\Delta t_{вх}-\Delta t_{вих}}{ln\frac{\Delta t_{вх}}{\Delta t_{вих}}}$$
$\Delta t_{ср}$ =?	1. Для прямоточного апарата маємо: 350 °C → 150 °C; 20 °C → 120 °C; $\Delta t_{вх}$ =350 - 20 = 330°C; $\Delta t_{вих}$=150 - 120 = 30 °C.

Тоді $$\Delta t_{ср}=\frac{330-30}{ln\frac{330}{30}}=125\,°\text{C}.$$

2. Для протиточного апарата:

350 °C → 150 °C; 120 °C ← 20 °C;

$\Delta t_{вх}$ = 350 -120 = 230 °C; $\Delta t_{вих}$= 150 - 20 = 130 °C.

Середня різниця температур $$\Delta t_{ср}=\frac{230-130}{ln\frac{230}{130}}=175\,°\text{C}.$$

У випадку протитоку середня різниця температур на $\frac{\Delta t_{ср}}{\Delta}$ значно більше, ніж у випадку прямотоку, і якщо визначати площі поверхонь нагріву апарата за формулою, то вони будуть зворотньо пропорційні різницям температур за різних схем течії:

$$\frac{F_{протит}}{F_{прям}}=\frac{\Delta t_{прям}}{\Delta t_{протит}}=\frac{125}{175}=0{,}7$$

Площа поверхні теплообміну за протитоку на 30 % менше, ніж за прямотоком.

Числові значення вихідних даних для розрахунку наведені в таблиці 7.

Таблиця 7

Найменування даних, одиниця виміру	Вар. № 1, 12	Вар. № 2, 7	Вар. №3, 8	Вар. №4, 9	Вар. №5, 10	Вар. №6, 11
t'_1, ^oC	380	360	230	290	375	370
t''_1, ^oC	150	155	145	148	160	135
t'_2, ^oC	20	15	25	30	10	15
t''_2, ^oC	120	123	135	120	140	136

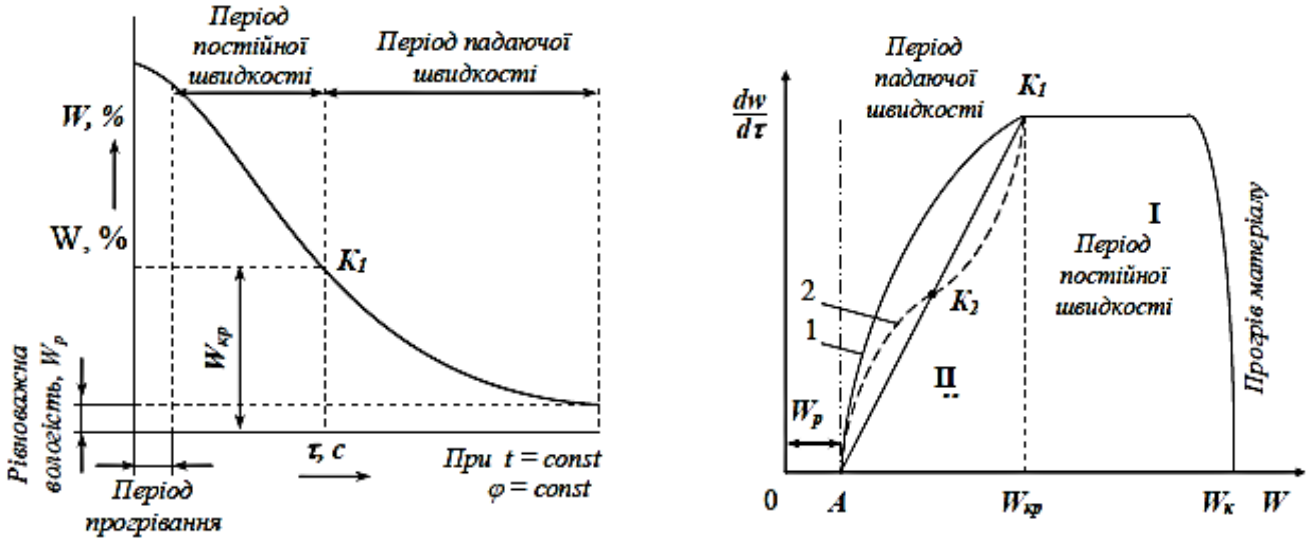
Контрольні запитання

1. Кількість речовини. Молярна маса
2. Що таке тиск. Як він визначається
3. Дайте визначення терміну «температура»
4. В яких одиницях вимірюється температура тіла? Які види температури Ви знаєте?
5. Будова й властивості твердих тіл.
6. В яких одиницях вимірюється тиск? Які види тиску Ви знаєте?
7. Теплові явища.
8. Термодинамічна рівновага
9. Способи вимірювання температури
10. Внутрішня енергія тіл.

9. СУШИЛЬНІ УСТАНОВКИ В ХАРЧОВІЙ ПРОМИСЛОВОСТІ

9.1.Основні закономірності процесу сушки

Сушку продукту , коли тепло, необхідне для випару вологи і нагрівання вологого матеріалу, передається теплопровідністю від нагрітої поверхні, називають *контактною або кондуктивною сушкою*. Цей спосіб зазвичай застосовується при сушці в тонкому шарі пюреобразних і рідких продуктів. Джерелом тепла для нагріву теплообмінної поверхні є пара, а в окремих випадках нагріте масло, рис. 9.1.



а) б)

Рисунок 9.1 – Крива сушіння (а) і крива швидкості сушіння (б)

Основними параметрами, які визначають кінетику процесу кондуктивної сушки, є:

1) температура гріючої поверхні;

2) ступень притиснення продукту до гріючої поверхні;

3) температура і вид сушильного агента;

4) товщина шару досліджуваного продукту.

Ці параметри впливають не лише на швидкість сушки, але і на критичний вологовміст продукту, а також на його технологічні властивості і якості.

Весь процес сушіння можна поділити на три періоди: нагрівання матеріалу, постійної швидкості сушіння і падаючої швидкості сушіння. Перший етап називають періодом прогрівання матеріалу, на цій стадії видаляється лише незначна частина вологи. Для тонких матеріалів та тіл невеликих розмірів початкова стадія сушіння дуже мала і тому під час розрахунків не враховується.

Після періоду прогрівання вологість матеріалу змінюється за лінійним законом і, отже, швидкість сушіння, що являє собою зміну вологості за одиницю часу, буде постійною. У цей період кількість вологи, яка підводиться до поверхні матеріалу, з якої відбувається випаровування, відповідає кількості вологи, яка випаровується з поверхні. Період постійної швидкості сушіння триває до певного значення, що називається першою критичною вологістю (точка K_1). У цей період сушіння видаляється вільна волога, що міститься в мікрокапілярах, та волога змочування, і частково волога внутрішніх шарів.

Після критичної точки K_1 наступає третій період, під час якого швидкість сушіння падає, асиметрично наближаючись до нульового значення, відповідного рівноважній вологості. У періоді падаючої швидкості сушіння до поверхні матеріалу підводиться менше вологи, ніж може випаруватися, бо починає видалятися більш міцно зв'язана волога (адсорбційна і осмотична). Поверхня матеріалу покривається скоринкою, що перешкоджає підведенню вологи до поверхні.

Для аналізу сушильного процесу служить також крива швидкості сушіння, побудована способом графічного або аналітичного диференціювання кривої сушіння.

Криву швидкості сушіння будують у координатах: по горизонталі – відсотковий вміст вологи у матеріалі, а по вертикалі – величину похідної $dW/d\tau$. Крива швидкості сушіння свідчить про те, що у періоді прогрівання матеріалу швидкість сушіння дуже зростає (вертикальна пряма). Досягнувши максимального значення, швидкість сушіння залишається деякий час постійною (періоду постійної швидкості відповідає горизонтальна пряма лінія), а далі після першої критичної точки K_1 швидкість поступово знижується до нуля (точка A).

Вологість продуктів при цьому досягає рівноважного значення. Крива швидкості у періоді падаючої швидкості сушіння різноманітних матеріалів має різну форму, що залежить від виду зв'язку вологи з продуктом.

Так, колоїдні матеріали (наприклад, крохмаль, желатин, макарони), що утримують велику кількість осмотичної та адсорбційної вологи, у цьому періоді сушіння дадуть криву 1. Колоїдні капілярно-пористі продукти (хліб, зерно), в

яких переважає адсорбційно зв'язана волога, мають точку перегину на цій ділянці кривої, що називається другою критичною точкою K_2. Ця точка (на кривій 2) відповідає тій вологості, за якої змінюється характер переміщення вологи в матеріалі. Часто точка K_2 відповідає початку вилучення з продукту адсорбційної вологи.

Таким чином, з кривої сушіння та кривої швидкості сушіння видно, що процес сушіння можна поділити на два основних періоди: постійної та падаючої швидкості. Вивчення цих періодів показало, що у перший період швидкість сушіння залежить, в основному, від зовнішньої дифузії, тобто від процесу вилучення вологи з поверхні матеріалу. У цей період мають велике значення швидкість протікання сушильного агенту і його параметри (відносна вологість, температура). Швидкість дифузії вологи всередині матеріалу в цей період велика і не визначає інтенсивності віддавання вологи.

У другий період протікає більш складний процес – починає видалятися зв'язана волога.

Швидкість сушіння, в цей період, залежить від швидкості переміщення вологи в матеріалі.

Тому на швидкість сушіння в цей період істотно впливають температура, властивості, склад, розміри і форма висушуваного продукту. Кількість теплоти, підведеної до продукту, також впливає на ефективність сушіння в цей період, однак вона менш істотна, ніж у період постійної швидкості сушіння.

9.2 Класифікацію сушильних установок

Розглянемо класифікацію сушильних установок за різними ознаками:

1. За способом підведення тепла сушильні установки діляться на:

– конвективні сушарки, в яких підвід тепла до висушуємо продукту здійснюється за допомогою сушильного агента: повітря, топкових газів або перегрітої пари при постійній конвекції. Вони можуть бути як безперервного, так і періодичної дії. При конвективного сушіння випарувалася волога виводиться разом з відпрацьованим сушильним агентом.

– контактні сушарки здійснюють теплообмін через нагріту поверхню, яка стикається з висушують продуктом. Залежно від технології сушіння і властивостей продукту температура такої поверхні може бути вище 100 °С.

– установки для сушіння в полі струмів високої частоти дозволяють нагрівати продукт зсередини. В результаті волога з внутрішніх шарів виходить на поверхню і випаровується.

– Інфрачервоні сушарки здійснюють передачу тепла за рахунок короткохвильових променів інфрачервоного діапазону. При інфрачервоної сущці продуктів вибирається довжина хвилі випромінювання, що впливає тільки на воду, що міститься в продукті. При цьому дане випромінювання не поглинається самим продуктом. Це дозволяє здійснювати сушку при досить низьких температурах (40-60 ^{0}С).

Всі перераховані способи можуть застосовуватися в комбінованому варіанті. Наприклад, може здійснюватися конвективно-контактна сушка,

конвективная сушка може поєднуватися з сушінням струмами високої частоти або інфрачервоною сушкою, вакуумне сушіння з мікрохвильовим нагріванням.

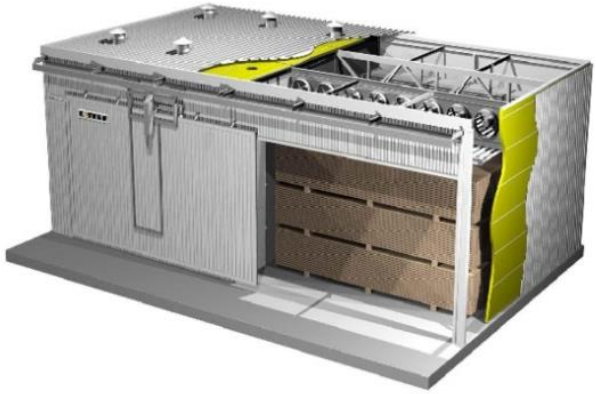


Рисунок 9.2 – Камерні сушарки

2. За рівнем тиску сушильного агента в робочому просторі сушильної камери:

– Атмосферні сушильні установки (сушка здійснюється при атмосферному або близькому до нього тиску);

– Вакуумні сушильні установки (тиск в сушильній камері набагато нижче атмосферного; наприклад установки для сушки сублімації).

3. За характером роботи:

– Сушарки періодичної дії (завантаження і вивантаження висушуємо продукту здійснюється періодично);

– Сушарки безперервної дії (завантаження і вивантаження висушуємо продукту здійснюється безперервно), такі як стрічкові і конвеєрні. До цього ж типу відносяться коридорні сушарки, в яких з одного боку завантажується порція сировини, а з іншого вивантажується така ж порція готового продукту.

4. За вживаним сушильному агенту:

– Повітряні сушарки;

– Сушарки на топкових газах;

– Сушарки із застосуванням перегрітої пари або інертного газу (використовуються для сушки продуктів, які окислюються киснем повітря).

5. У напрямку руху сушильного агента щодо висушуваних продуктів:

– Прямоточні сушарки (напрямок руху висушуємо продукту збігається з напрямком руху сушильного агента);

– Протиточні сушарки (напрямок руху висушуємо продукту протилежно напрямку руху сушильного агента);

– Сушарки з перехресним струмом (напрямок руху висушуємо продукту перпендикулярно напрямку руху сушильного агента);

– Сушарки з реверсивним струмом (напрямок руху сушильного агента змінно щодо напрямку руху матеріалу, що висушується).

6 За конструктивними ознаками:
– Камерні сушарки;
– Коридорні сушарки;
– Шахтні сушарки;

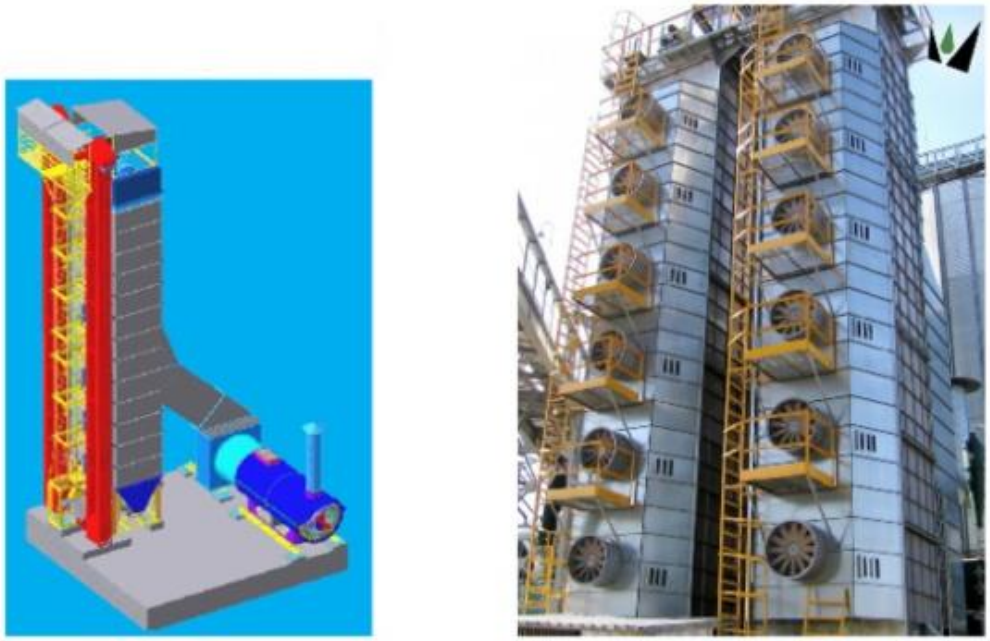


Рисунок 9.3 – Шахні сушарки

– Стрічкові сушарки;
– Конвеєрні сушарки;
– Барабанні сушарки;
– Трубчасті сушарки;
– Розпилювальні сушарки

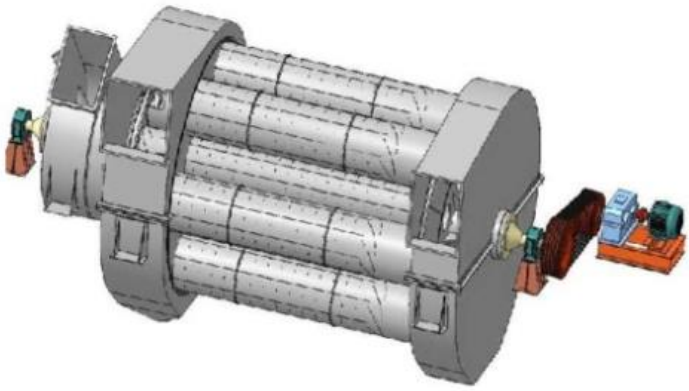


Рисунок 9.4 – Трубчаста сушарка

Задача 1.

Коефіцієнт теплопровідності плоскої стінки товщиною δ, мм змінюється від температури за залежністю $\lambda = \lambda_0 (1 + \beta t)$, Вт/(м·град). За температури поверхонь стінки t_1,^{0}C та t_2, ^{0}C визначити середнє значення коефіцієнта теплопровідності, густину теплового потоку крізь стінку та градієнт температур на її поверхнях.

Рішення

У разі зміни коефіцієнту теплопровідності від температури за лінійним законом середнє його значення у інтервалі температур стінки $t_1 \div t_2$ визначається за виразом:

$$\lambda_{cp} = \lambda_0 \left(1 \pm \beta \frac{t_1 + t_2}{2}\right), \frac{Âò}{ì \cdot ãðàä}.$$

Для визначення градієнтів температур на поверхнях стінки слід спочатку знайти значення коефіцієнтів теплопровідності матеріалу стінки за відповідної їх температури t_1 та t_2, розрахувати густину теплового потоку крізь стінку: $q = \lambda_{cp} \frac{t_1 - t_2}{\delta}, \frac{Âò}{ì^2}$, а потім знайти значення градієнтів з використанням рівняння Фур'є: $\frac{dt}{dx} = -\frac{q}{\lambda(t)}, \frac{ãðàä}{ì}$.

Задача 2.

Циліндрична стінка довжиною *l*, м, на внутрішній поверхні діаметром d_1, мм має температуру t_1, ^{0}C, на зовнішній діаметром d_2, мм – t_2, ^{0}C; коефіцієнт теплопровідності стінки λ, Вт/(м·град). Визначити термічний опір теплопровідності стінки; тепловий потік крізь неї; лінійний тепловий потік; температуру посередині стінки, на відстані $(d_2 - d_1)/8$ від внутрішньої та зовнішньої поверхні; градієнт температур на внутрішній та зовнішній поверхнях. Побудуйте графік зміни температури по товщині стінки.

Рішення

Термічний опір циліндричної стінки, тепловий потік крізь неї та значення лінійного теплового потоку розраховують за формулами:

$$R_\lambda^{öèë} = \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1}, \frac{ì \cdot ãðàä}{Âò}; \; Q = \frac{(t_1 - t_2)\pi l}{\frac{1}{2\lambda} \ln d_2 / d_1}, Âò; \; q_l = \frac{(t_1 - t_2)\pi}{\frac{1}{2\lambda} \ln d_2 / d_1}, \frac{Âò}{ì}.$$

Для визначення температури та її градієнту у різних перерізах стінки слід використовувати залежності:

$$t(r) = t_1 - (t_1 - t_2)\frac{\ln\frac{r}{r_1}}{\ln\frac{r_2}{r_1}}, {}^0\tilde{N}; \quad \frac{\partial t}{\partial r} = -\frac{(t_1 - t_2)}{r \ln r_2 / r_1}, \frac{{}^0\tilde{N}}{\grave{\imath}},$$

де $r_1 = d_1/2$; $r_2 = d_2/2$– внутрішній та зовнішній радіус стінки.

r - поточний радіус вибраного перерізу стінки; його значення для умов задачі становлять: $r = r_1$ на внутрішній поверхні; $r = r_2$ на зовнішній поверхні; $r = (r_1 + r_2)/2$ для середини стінки; $r = r_1 + (d_2 – d_1)/8$ та $r = r_2 - (d_2 – d_1)/8$ для інших двох перерізів. Графік розподілу температур у стінці будують по заданим значенням температури поверхонь та трьом визначеним у розрахунку.

Задача 3.

Пластина товщиною S, мм з температурою t_0, ^{0}C охолоджується (нагрівається) з двох боків у середовищі, температура якого $t_{ср}$, ^{0}C. Коефіцієнт теплопровідності, густина та теплоємність матеріалу пластини λ, Вт/(м·град); ρ, кг/м^3; с, кДж/(кг·град); коефіцієнт тепловіддачі α, Вт/(м^2·град). Визначити температуру поверхні та середини пластини через τ, хвилин після початку процесу. За який час температура поверхні та середини досягне значення $(t_0 + t_{ср})/2$, ^{0}C?

Рішення

За умов задачі спочатку визначають числа Біо та Фур'є:

$$Bi = \frac{\alpha\delta}{\lambda}; \; Fo = \frac{a\tau}{\delta^2},$$

де $\delta = S/2$ – визначальний розмір (половина товщини пластини);

$a = \frac{\lambda}{\rho \cdot c}$ - коефіцієнт температуропровідності матеріалу, $\frac{\grave{\imath}^2}{\tilde{n}}$.

При Bi < 0,1 має місце нагрів (охолодження) термічно тонкого тіла; температура його t у будь-який точці (у тому числі на поверхні і в середині) однакова і є лише функцією часу τ; її можна визначити з формули:

$$\Theta = \frac{t - t_{ср}}{t_0 - t_{ср}} = \exp(-Bi \cdot Fo).$$

Шляхом логарифмування цієї формули можна визначити число Fo_1, що відповідає часу τ_1, с, для досягнення температури у термічно тонкому тілі величини $t_1 = (t_0 + t_{ср})/2$, ^{0}C:

$$Fo_1 = \frac{a \cdot \tau_1}{\delta^2} = \frac{\ln\frac{t_1 - t_{ср}}{t_0 - t_{ср}}}{-Bi}.$$

У разі Bi ≥ 0,1 має місце нагрів (охолодження) термічно масивного тіла. За розрахункових значень Bi та Fo з номограм додатків Б та В визначають безрозмірні температури поверхні $\Theta_{ïîâ} = \frac{t_{ïîâ} - t_{ср}}{t_0 - t_{ср}}$ та середини пластини $\Theta_c = \frac{t_c - t_{ср}}{t_0 - t_{ср}}$, а по їх величинам – температури поверхні $t_{пов}$ та середини t_c.

Позначимо час досягнення температурою поверхні та середини пластини величини $t_{1(2)} = (t_0 + t_{ср})/2$ через τ_1 та τ_2. За безрозмірним значенням температури $\Theta_{1(2)} = \frac{t_{1(2)} - t_{ср}}{t_0 - t_{ср}}$ та числом Bi з додатків Б та В знаходимо числа $Fo_1 = \frac{a \cdot \tau_1}{\delta^2}$ та $Fo_2 = \frac{a \cdot \tau_2}{\delta^2}$, а за ними величини τ_1 та τ_2.

Числові значення вихідних даних для розрахунку наведені в таблиці 8.

Таблиця 8

Найменування даних, одиниця виміру	Вар. № 1, 12	Вар. № 2, 7	Вар. №3, 8	Вар. №4, 9	Вар. №5, 10	Вар. №6, 11
l, м	380	360	230	290	375	370
d_1, мм	150	155	145	148	160	135
t_1, ^{0}C,	20	15	25	30	10	15
t_2, ^{0}C	120	123	135	120	140	136

Контрольні запитання

1. Дайте визначення терміну « кількість теплоти»
2. Теплоємність. Які види теплоємності існують?
3. Ізохорний процес
4. Ізотермічний процес
5. Ізобарний процес
6. Адіабатний процес
7. Політропний процес
8. Модель ідеального газу

Тестові завдання

Процес сушіння, під час якого продукт спочатку заморожують, а потім вакуумують, називається

A. сублімація
B. екстрагування
C. ректифікація
D. кристалізація

Для здійснення конвективного сушіння використовують

A. валкові сушарки
B. шахтні сушарки
C. розпилювальні сушарки
D. сублімаційні установки

Критерій Рейнольдса

E. $Nu = \frac{\alpha \cdot l}{\lambda} = \frac{\alpha \cdot d}{\lambda} = \frac{\alpha \cdot d_{екв}}{\lambda}$

F. $Re = \frac{\omega \cdot l}{\nu} = \frac{\omega \cdot d}{\nu} = \frac{\omega \cdot d_{екв}}{\nu}$

G. $\mathrm{Pr} = \frac{\nu}{a}$

H. $Gr = \frac{g \cdot l^3 \cdot \beta \cdot \Delta t}{\nu^2} = \frac{g \cdot d^3 \cdot \beta \cdot \Delta t}{\nu^2}$

За принципом дії теплообмінні апарати (ТОА) поділяють на

E. рекуперативні
F. регенеративні
G. змішувані
H. всі відповіді вірні

Термодинамічний процес

E. вплив на робоче тіло (газ, пар)
F. вплив середовища
G. стиснення, розширення, нагрівання
H. зміна параметрів стану робочого тіла

Теплообмін в необмеженому просторі за турбулентним режимом визначається за формулою

E. $Nu = c \cdot (Gr \cdot \mathrm{Pr})^n \cdot \left(\frac{\mathrm{Pr}\, p}{\mathrm{Pr}_{cm}}\right)^{0,25}$

F. $Nu_{pl} = 0,15(Gr_{pl} \cdot Pr_p)^{0,33} \cdot \left(\frac{Pr_p}{Pr_{cm}}\right)^{0,25}$

G. $Nu_{pd} = 0,5(Gr_{pd} \cdot \mathrm{Pr}_p)^{0,25} \cdot \left(\frac{\mathrm{Pr}\, p}{\mathrm{Pr}_{cm}}\right)^{0,25}$

H. $Nu_{ph} = 0,75(Gr_{ph} \cdot \mathrm{Pr}_p)^{0,25} \cdot \left(\frac{\mathrm{Pr}_p}{\mathrm{Pr}_{cm}}\right)^{0,25}$

Водяна пара

E. робоче тіло
F. сухий пар

G. теплоносій
H. вологий пар

Який вид теплообміну існує
E. теплообмін
F. теплопровідність, перенесення теплоти мікрочастинками речовини з області високої температури в область низької температури
G. перенесення теплоти
H. стиснення, розширення, нагрівання

Конвективний теплообмін
E. перенесення теплоти
F. теплопровідність
G. процес перенесення теплоти за рахунок руху рідкого або газоподібного середовища
H. теплообмін

Що означає ентальпія газу
E. сушка і охолоджування с / г продукції
F. внутрішня енергія
G. параметр стану робочого тіла (газу) - тепловміст
H. питома обсяг газу

10. ПРОЦЕСИ ОХОЛОДЖЕННЯ І ЗАМОРОЖУВАННЯ

10.1. Поняття про процес охолодження

Штучне охолодження широко застосовується в різних галузях харчової промисловості.

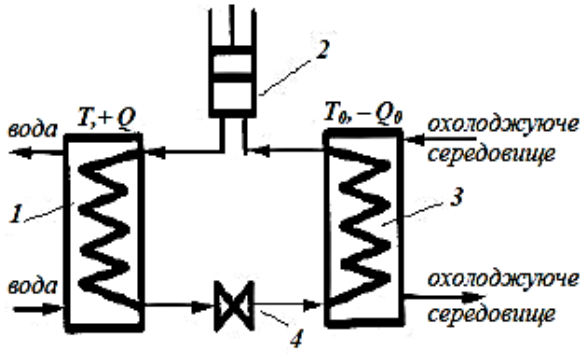
Охолодження завжди пов’язане з перенесенням теплоти від тіла з більш низькою температурою до тіла з більш високою. Відповідно до другого закону термодинаміки, таке перенесення вимагає витрати енергії. Тому для одержання холоду необхідно безупинно підводити енергію до холодильної установки.

Способи одержання штучного холоду класифікуються за необхідною температурою охолодження. Умовно розрізняють помірне охолодження (діапазон температур від +20 до –100º С) і глибоке (температури нижче –100º С). Температури, близькі до абсолютного нуля (4 К і нижче), одержують лише в лабораторних умовах.

У процесах штучного охолодження теплота від охолоджуваного тіла відводиться до холодильного агента, що виконує роль переносника теплоти. Температуру холодильного агента знижують за допомогою випаровування рідин із низькою температурою кипіння, наприклад, аміаку, фреонів, або розширення попередньо стиснутих газів. Фреони нешкідливі, пожежо- та вибухо-безпечні, не викликають корозії конструкційних матеріалів. Недолік фреонів — їхня висока

плинність, що вимагає забезпечення високої герметичності системи, і здатність розчиняти мастила.

Для безперервного помірного охолодження найчастіше використовують *компресійні холодильні машини*. Робота компресійної холодильної машини побудована за принципом замкнутого циклу (рис. 10.1). Компресор 2 видаляє з випарника пару холодильного агента та стискає її до тиску, за якого вона може бути зріджена під час охолодження водою в конденсаторі 1. Рідкий холодильний агент із конденсатора подається через дросельний вентиль 4 у випарник 3, де випаровується за низької температури, забираючи теплоту від охолоджуваного середовища. Під час дроселювання тиск і температура знижуються. Пара холодильного агента, що виходить із випарника 3, надходить у компресор, стискається, і цикл повторюється.



У деяких технологічних процесах вимагаються більш низькі температури, ніж ті, котрі можуть бути отримані під час використання одноступінчатих холодильних машин. Наприклад, одноступінчата машина з аміаком дозволяє одержати температуру не нижче – 34º С. Для досягнення більш низьких температур одноступінчаті машини малоефективні або зовсім непридатні. Тому для одержання більш низьких температур застосовують двоступінчаті чи триступінчаті машини. Шляхом двоступінчатого стискання аміачної пари можна одержати температуру до – 50º С, шляхом триступінчатого – до –70º С, 10.1.

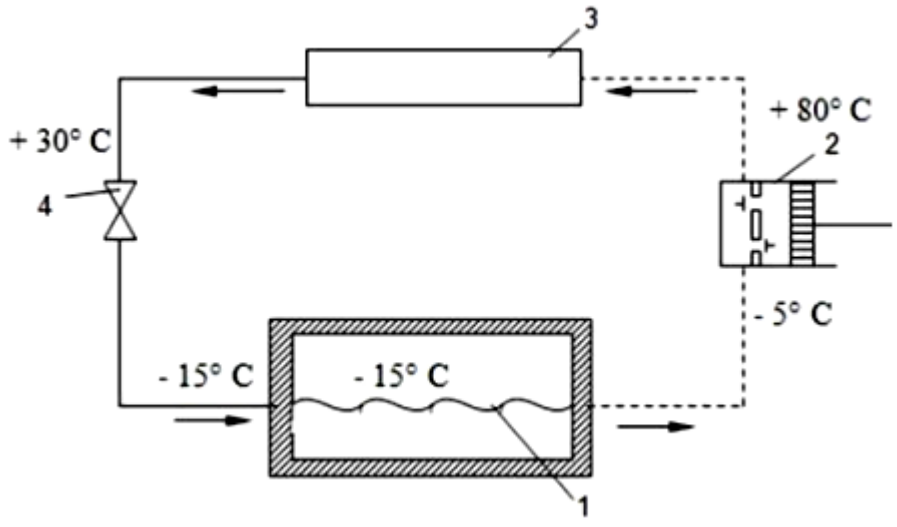


Рисунок 10.1 – Схема компресійної холодильної машини

На рисунку позначено: 1 – випарник; 2 – компресор; 3 – конденсатор водяного або повітряного охолодження; 4 – дросельний пристрій (регулюючий вентиль).

Холодильна обробка продуктів та їхнє зберігання за відповідних низьких температур є одним із найбільш досконалих прийомів попередження або уповільнення їх псування. Під час холодильної обробки досягається найбільш повне збереження первинних натуральних властивостей і забезпечуються мінімальні зміни харчової цінності та смаку продуктів. Обробка холодом зумовлює пригнічення життєдіяльності мікроорганізмів, а також уповільнення хімічних та біохімічних процесів, що відбуваються у продукті під дією власних ферментів: кисню повітря, теплоти та світла.

У промисловій практиці користуються такими трьома способами холодильної обробки і зберігання продуктів із їх середньооб'ємною температурою:

1) на 1…4ºС вище кріоскопічної – це охолоджування і зберігання охолоджених продуктів;

2) на 1…2º С нижче кріоскопічної – це підморожування і зберігання підморожених продуктів;

3) на 15...20º С нижче кріоскопічної – це заморожування і зберігання заморожених продуктів.

Під *кріоскопічною температурою* мають на увазі температуру початку утворення кристалів льоду з тканинних соків продукту; її дуже часто називають температурою замерзання. Для більшості харчових продуктів ця температура знаходиться біля мінус 1,5º С.

Охолоджування харчових продуктів – процес відводу від них теплоти із зниженням температури до рівня, близького до кріоскопічної точки. Швидкість охолоджування продуктів повинна бути максимальною, що гарантує краще збереження їх якостей і найменшу втрату маси.

Якщо вона недостатньо велика, то в продуктах часто відбуваються небажані зміни внаслідок руйнівної дії мікробіологічних і ферментативних процесів, що можуть випереджати процес охолоджування.

Продукти охолоджують у випадках відносно короткого терміну їх зберігання (до 10…15 діб), причому охолоджені продукти за своїми властивостями майже не відрізняються від неохолоджених.

Охолоджування дуже часто є одним із етапів технологічного процесу виробництва різноманітних харчових продуктів. Охолоджуванню піддають карамель, глазурі та шоколад з метою переводу їх з пластичного стану в твердий у кондитерському виробництві; маргаринову емульсію перед кристалізацією; пивне сусло та пиво перед освітленням; патоку та глюкозу після вакуум-випарювання з метою запобігання колірності; ковбаси після термічної обробки; вина з метою прискорення їхнього визрівання та стабілізації; молочні продукти (масло, сир).

10.2. Поняття про процес заморожування

Підморожування – процес охолоджування продуктів до середньооб'ємної температури на 1…3º С нижче кріоскопічної. До підморожування звертаються у тих випадках, коли необхідно продовжити термін зберігання харчових

продуктів. При цьому тільки невелика частина води, наявна у продукті, перетворюється у лід.

Заморожування являє собою відведення теплоти від харчових продуктів із перетворенням у лід більшої частини рідини, що міститься у них.

Мета заморожування:

1) забезпечення стійкості продуктів під час тривалого зберігання за низької температури (до них належать м’ясо, птиця, риба, тісто, сир, пельмені, ягоди, плоди, овочі та ін.);

2) відокремлення вологи під час концентрування пива, фруктових соків та інших рідких харчових продуктів або під час сублімаційного сушіння продуктів;

3) виробництво продуктів зі своєрідним смаком (морозиво, креми, морожені плоди та ягоди);

4) виробництво харчового льоду.

Передусім необхідно враховувати, що розчини солей та цукрів, що містяться в тканинах харчових продуктів, замерзають за більш низької температури, ніж чиста вода (інколи за мінус 60º С). Встановлено, що за температури мінус 4º С виморожується ¾ частини води, що міститься в м’ясі, рибі, яйцях, і 1/2 – в плодах і картоплі. Під час подальшого зниження температури кількість виморожуваної води різко скорочується.

Під час заморожування продуктів у них утворюються кристали льоду. Під час повільного заморожування кристали льоду зароджуються в першу чергу в міжклітинному просторі, що зумовлено меншою концентрацією цукрів і солей у ньому, ніж у клітинах. Тому міжклітинна рідина замерзає за більш високої температури, ніж та, що міститься в клітинах. У процесі зростання кристалів льоду, що утворилися, і підвищення концентрації рідини у міжклітинному просторі волога з клітин мігрує в міжклітинний простір і викликає подальше зростання кристалів. Великі кристали льоду деформують і своїми гострими гранями руйнують тканину клітини, рис. 10.2, 10.3.

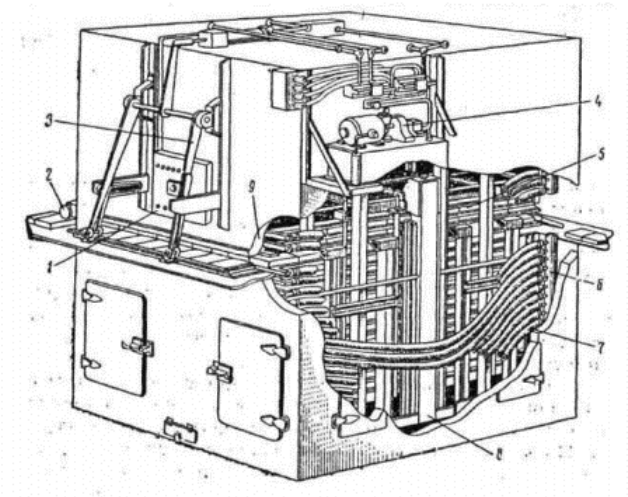


Рисунок 10.2 – Плитковий морозильний апарат

На рис. 10.2. зображено: 1 – електронний регулюючий щит, 2 – чутливий елемент, 3 – автоматичний штовхач, 4 – гідравлічний насос, 5 – морозильні плити, 6 - колектор, 7 - шланги для подачі холодильного агенту, 8– гідравлічний підйомний циліндр, 9 – ізольований контур.

Під час швидкого заморожування у тканинах виникає велика кількість центрів кристалізації, причому вони виникають як у міжклітинному просторі, так і у клітинах. Це пояснюється великою швидкістю зниження температури. Утворення великої кількості центрів кристалізації зумовлює невелике збільшення розмірів кристалів і відсутність руйнування оболонок клітин. Під час швидкого заморожування швидкість утворення кристалів вище швидкості переміщення вологи, тому значна частина рідини заморожується там, де вона знаходилася до заморожування. Для запобігання пошкодження клітинної структури необхідно застосовувати температуру заморожування мінус 40º С. При цьому в лід переходить біля 90% вологи, що міститься в плодах, ягодах і овочах, до 85% вологи — під час заморожування м’яса.

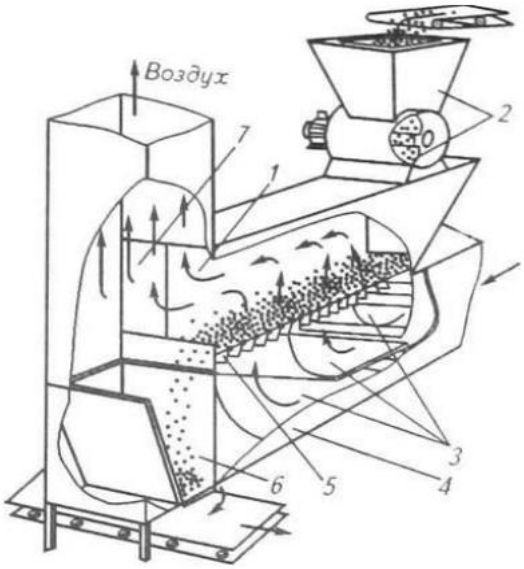


Рисунок 10.3 – Схема флюідизаційної морозильної установки

На рис. 10.3 позначено: 1 – камера, 2 – завантажувальний пристрій, 3 – повітроохолоджувачі, 4 – корпус, 5 – розподільна решітка, 6 – розвантажувальний пристрій, 7 – патрубок.

Вибір того або іншого способу охолоджування і заморожування залежить від техніко-економічних показників різноманітних способів і визначається цільовим призначенням процесу, видом продукту і його кількістю.

Способи охолоджування:
1. Повітряний. Найбільш розповсюджений холодоагент;
Переваги:

– не має запаху;

– на більшість продуктів не чинить шкідливого впливу.

Недоліки:

– слабка інтенсивність процесу;

– випаровування вологи з поверхні продуктів, що супроводжується втратою їхньої маси.

2 .Охолоджування в холодній воді або розсолі:

– *Контактне* (продукт розміщують у рідкому охолоджуваному середовищі. Так, наприклад, охолоджують тушки птиці та варені ковбасні вироби до 4…6º С, розміщуючи їх у спеціальні ванни або зрошуючи холодною (крижаною) водою (з температурою 1…4º С)), рис. 10.4;

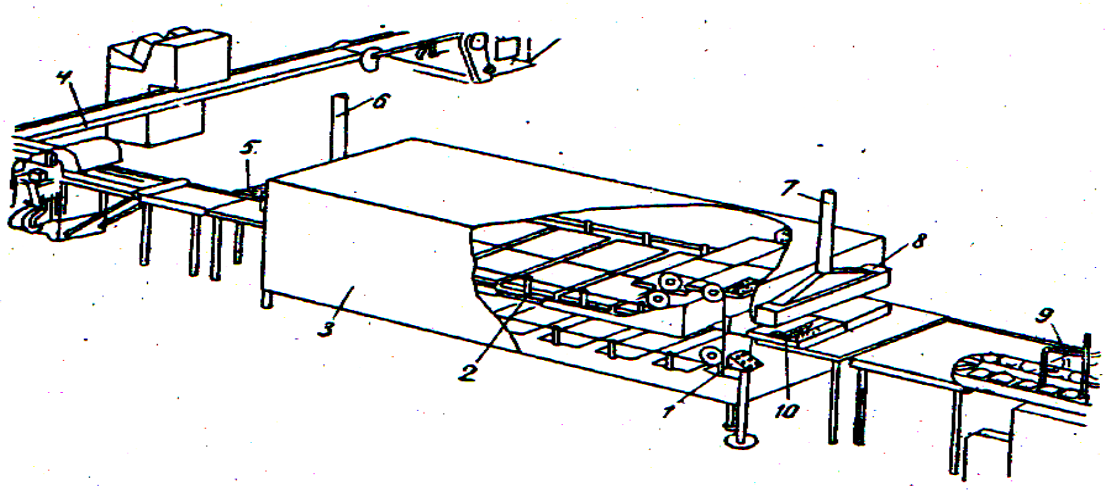


Рисунок 10.4 – Криогенний швидкоморозильний апарат Liquefreeze для імерсійного заморожування харчових продуктів

На рис. 10.4 зображено: 1 – пульт управління; 2 – ванна з рідким криоагентом; 3 – швидкоморозильний апарат; 4 – лінія упаковки заморожених продуктів; 5 – вивантаження заморожених продуктів; 6,7 – витяжний трубопровід; 8 – витяжний навіс; 9 – розфасовувальний автомат; 10 – подача продуктів в швидкоморозильні апарати

– *Безконтактне* (продукт відокремлений від рідкого холоджувача металевою стінкою або вологонепроникною оболонкою), рис. 10.5.

Найбільш широко застосовується спосіб контактного заморожування у повітрі. Розрізняють заморожування:

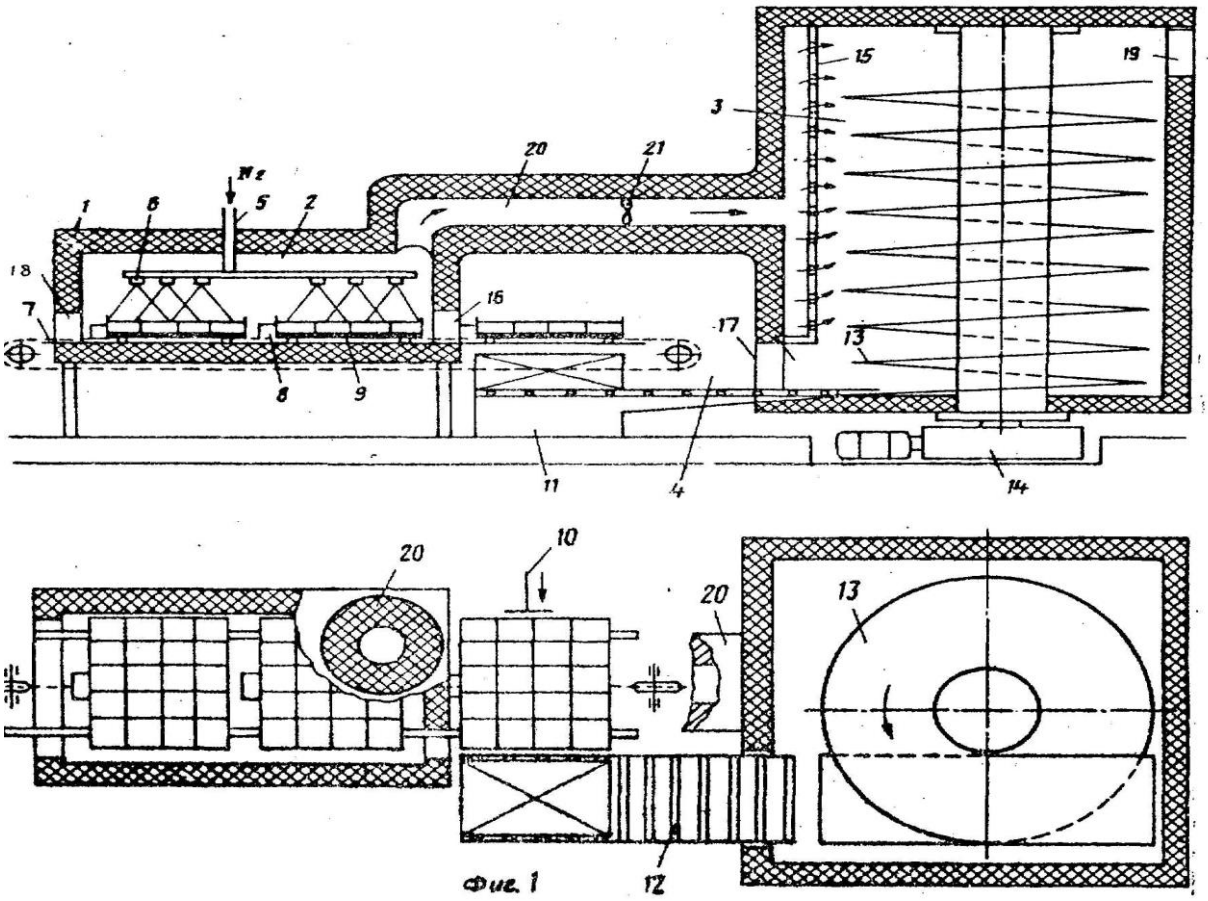


Рисунок 10.5 – Пристрій для криогенного заморожування харчових продуктів

На рис. 10.5 зображено: 1 – камера; 2 – секція; 3 – секція; 4 – відсік; 5 – трубопровід; 6 – розпилюючий пристрій; 7 – конвеєр; 8 – штовхач; 9 – деко; 10 – розвантажувальний пристрій; 11 – пакувальний агрегат; 12 – конвеєр; 13 – накопичувальний конвеєр; 14 – привід; 15 – перфорований екран; 17 – вікно; 18 – завантажувальне вікно; 19 – розвантажувальне вікно; 20 – канал; 21 – вентилятор.

– *з природним переміщенням повітря* (у камерах) та зі змушеним рухом повітря (тунельні морозилки, гравітаційно-конвейєрні та флюїдизаційні швидкоморозильні апарати). Найбільш перспективне заморожування продуктів охолодженим повітрям у псевдозрідженому шарі. Цей вид заморожування називається *флюїдизацією*, а швидкоморозильні апарати, в яких здійснюється процес, називаються флюїдизаційними.

Рідкими середовищами для контактного заморожування продуктів (риби, м’яса) є розчини солі (наприклад, кухонної).

Переваги:

– простота;

– доступність;

– прискорення процесу;

– відсутність втрати маси.

Недолік — проникнення солі в продукт, що призводить до зміни його кольору і погіршення зовнішнього вигляду.

Зазвичай розсільне охолоджування застосовують для продуктів, які упаковані в різноманітні плівки.

2. *Заморожування киплячими холодоагентами*:

– Контактне

– Безконтактне (здійснюється здебільшого у швидкоморозильних апаратах, де продукти затискаються між порожніми металевими плитами, в яких «кипить» холодоагент.

Під час контактного заморожування використовують кріогенну рідину – азот або фреони (хладони). Цейметод є найбільш перспективним, бо процес заморожування протікає швидко і за дуже низьких температур (м'ясо, риба).

Існує декілька способів заморожування харчових продуктів за допомогою рідкого азоту:

– безпосередній контакт з газоподібним азотом;

– зануренням в азот;

– зрошенням рідким азотом.

Азот – інертний газ без запаху і смаку; під час контакту з харчовими продуктами шкідливо на них не впливає. Зазначимо, що температура кипіння азоту під час нормального атмосферного тиску – 196º С, а заморожування в рідкому азоті в 3…4 рази дорожче, ніж заморожування в повітряному середовищі.

10.3 .Конструкції устаткування та основні закономірності

Робота фризера періодичної дії:

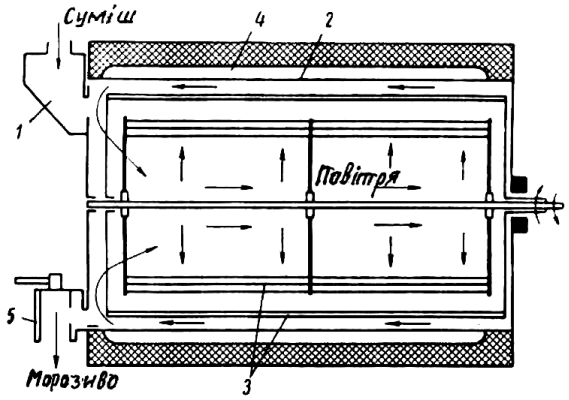


Рисунок 10.6 – Робота фризера

Процес фризерування здійснюється таким чином. Через лійку 1 у морозильний циліндр 2 заливають певну порцію суміші (30…50% повної ємності циліндра). У циліндрі суміш перемішується мішалкою 3 і, віддаючи теплоту через стінку в охолоджуючу оболонку 4, замерзає.

Ножі мішалки зрізають намерзлий шар. Водночас відбувається і збивання. Після закінчення циклу фризерування (12…15 хв.) морозиво вивантажується з циліндра через засувку 5. Складаючись в основному з двох рухів –

поступального та обертального, циркуляція суміші має гвинтовий характер. В охолоджуючу оболонку надходить холодоагент (розсіл, рідкий аміак або рідкий хладон), ззовні вона покрита шаром ізоляції, який облицьовано кожухом. Очистка поверхні, яка передає тепло, що досягається зрізанням ножами з неї володіючого теплоізоляційними властивостями шару морозива, дає значне покращення теплообміну. Поряд з цим інтенсивно перемішується заморожена маса, збагачуються центри кристалізації та додатково відводиться теплота не лише з поверхні, але і від усієї суміші, яка знаходиться в циліндрі.

Рисунок 10.7 – Льодогенератор для одержання лускоподібного (сніжного) льоду

Продуктивність, т/добу	Потужність, кВт	Розміри, мм	Маса, кг
24-26	157	4000 х 2200 х 2250	5000

Апарат являє собою порожній циліндр – корпус 3, оточений охолоджуючою оболонкою 2. У оболонку через штуцер 1 надходить рідкий холодоагент. На внутрішню поверхню циліндра насосом подають воду через форсунки 6. Стікаючи, вода замерзає тонким шаром льоду, що зрізається ножем 4, закріпленим на вертикальній осі 5, що обертається. Ніж 4 та трубка з форсунками 6 для 3 розбризкування води обертається з однаковою частотою, бо їх насаджено на загальну раму 7. Отриманий лід разом із водою падає в піддон 8, звідки надходить у виробництво або для виготовлення брикетів.

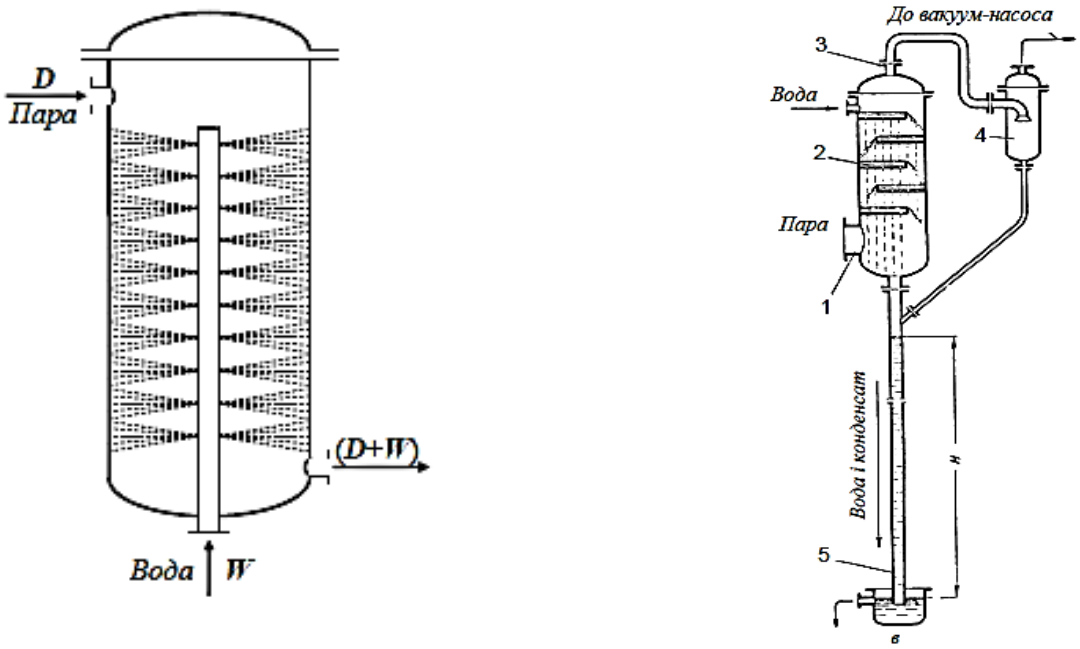


Рисунок 10.8 – Конструкції конденсаторів

Список використаної літератури

1. Омельченко О.В., Цвіркун Л.О., Заікіна Д.П. Тепломасообмін : метод. реком. з вивчення дисц. Кривий Ріг: ДонНУЕТ, 2020. 68 с.
2. Лабай В.Й. Приклади і задачі з курсу тепломасообміну. Львів : Вид. Львівської політехніки, 2017. 228 с.
3. Тирінов А.І. Тепломасообмін та гідродинаміка теплотехнічних мікро- та наносистем. К. : ТОВ “СІ Принт”, 2017 42 с.
4. Дреус А.Ю., Лисенко К.Є., Сясев В.О. Збірник задач з тепломасообміну. Д. : ДНУ ім. О. Гончара, 2016. 124 с.
5. Малишев В., Крєтов В. Технічна термодинаміка та теплопередача. К. : Університет "Україна", 2015. 258с.
6. Горбунов О. Д. Термінологічний словник з тепломасообміну. Дніпродзержинськ: ДДТУ, 2014. 71 с.
7. Вассерман О.А., Слинько О.Г., Мальчевський В.П. Основи тепломасообміну. Одеса : Фенікс, 2014. 150 с.
8. Акмен Р. Г. Тепло- и массообмен. Х. :ХПІ, 2010. 136 с.
9. Дорохін В.О., Герман Н.В., Шеляков О.П. Теплове обладнання підприємств харчування. Полтава : РВВ ПУСКУ, 2004. 583 с.

Навчальне видання

Омельченко Олександр Володимирович,
Цвіркун Людмила Олександрівна

Кафедра загальноінженерних дисциплін та обладнання

НАВЧАЛЬНИЙ ПОСІБНИК
«ТЕПЛОМАСООБМІН»

Формат 60×84/8. Ум. др. арк. 2.

Донецький національний університет
економіки і торгівлі
імені Михайла Туган-Барановського
50042, Дніпропетровська обл.,
м. Кривий Ріг, вул. Курчатова, 13.
Свідоцтво суб'єкта видавничої
справи ДК № 4929 від 07.07.2015 р.