

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ КОРАБЛЕБУДУВАННЯ
ІМЕНІ АДМІРАЛА МАКАРОВА,
(ХЕРСОНСЬКА ФІЛІЯ)

В.С. Самохвалов

ВТОРИННІ ЕНЕРГЕТИЧНІ РЕСУРСИ ТА ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ

*Рекомендовано
Міністерством освіти і науки України
як навчальний посібник для студентів
вищих навчальних закладів*

Київ
«Центр учбової літератури»
2008

ББК 31.15я73
УДК 620.97.004.18:629.12 (075.8)
С 17

Гриф надано
Міністерством освіти і науки України
(Лист № 14/18-Г-332 від 30.06.2006 р.)

Рецензенти:

Федоровський К.Ю. — доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри експлуатації суден та морських споруд Севастопольського національного технічного університету;

Марончук І.С. — доктор технічних наук, професор кафедри енергетики та електротехніки Херсонського національного технічного університету.

Самохвалов В.С.

С 17 Вторинні енергетичні ресурси та енергозбереження: Навч. пос. — К.: Центр учбової літератури, 2008. — 224 с.

ISBN 978-966-364-734-0

У навчальному посібнику розглянуто основні принципи енергозбереження за рахунок використання вторинних енергетичних ресурсів.

Значну увагу звернуто на економічну ефективність енергозбереження.

Наприкінці кожного розділу запропоновано контрольні запитання, що в значній мірі сприяє самостійному опануванню навчального матеріалу, а практичні приклади дозволяють краще освоїти методики економічної ефективності від впровадження енергозберігаючих заходів.

Навчальний посібник розрахований для студентів технічних вищих закладів, інженерно-технічним працівникам промислових підприємств і проектно-конструкторських організацій завдяки наявності в додатку великого обсягу додаткової інформації.

ББК 31.15я73

ISBN 978-966-364-734-0

© Самохвалов В.С., 2008

© Центр учбової літератури, 2008

ПЕРЕДМОВА

Даний навчальний посібник призначений дати майбутнім фахівцям у галузі енергетики повне уявлення про можливості використання вторинних енергетичних ресурсів і виявлення резервів економії палива за рахунок їх застосування на підприємствах суднобудівної галузі. Запропоновано економічну ефективність заходів з енергозбереження оцінювати економічними показниками, які враховують вплив цих заходів на навколишнє середовище. Таким чином, у навчальному посібнику використаний системний підхід при розгляді питань, пов'язаних з використанням вторинних енергетичних ресурсів та впровадженням енергозберігаючих заходів.

Навчальний посібник розроблений із метою встановлення єдиного підходу при розробці заходів щодо зменшення виходу вторинних енергоресурсів (ВЕР), збільшення їх використання і виявлення резервів економії палива на промислових підприємствах суднобудівної галузі.

Призначений у першу чергу для студентів напрямку «Енергетика», навчальний посібник буде корисним для студентів таких спеціальностей як: «Теплоенергетика» зі спеціалізаціями «Промислова та комунальна енергетика», «Енергозбереження», «Енергоаудит», «Суднові енергетичні установки та устаткування», які в більшій чи меншій мірі пов'язані з теорією та практикою використання вторинних ресурсів та енергозбереженням.

Матеріали навчального посібника систематизовано таким чином, щоб читачу було легше орієнтуватися при самостійному вивченні дисципліни. Цьому ж сприяють і контрольні питання та приклади розрахунків, наведені після кожної теми.

Це особливо зручно для самоконтролю студентів заочної та дистанційної форм навчання при вивченні цієї дисципліни.

Автор вдячний рецензентам: доктору технічних наук, професору, завідувачу кафедри «Експлуатація суден та морських споруд» Севастопольського національного технічного університету Федоровському Константину Юрійовичу, доктору технічних наук, професору кафедри «Енергетики та електротехніки» Херсонського національного технічного університету Марончуку Ігорю Євгеновичу за цінні поради та зауваження, більшість з яких ураховано в остаточній редакції навчального посібника.

Особливу вдячність автор висловлює співробітникам Національного університету кораблебудування професорам: В.П. Шостаку і Б.В. Димо, а також кандидату технічних наук, доценту О.А. Єпіфанову за цінні зауваження та рекомендації під час редагування навчального посібника.

В основу навчального посібника покладені керівні технічні матеріали і методичні положення з розрахунку обладнання, комплектуючого схеми використання вторинних енергетичних ресурсів стосовно суднобудівної галузі, отримані автором спільно з кандидатами технічних наук В.М. Мальченко та В.А. Мірошніченко під час виконання держбюджетних та господарчо-договірних науково-дослідних робіт.

Ничто так однозначно полно и глобально не характеризует силу и процветание государства, как корабль, во всей красе, со всеми своими изысками конструкции, последними достижениями всех отраслей, всех «прикладных» наук, техническими характеристиками, превосходящими все, что было и есть до него...

Энциклопедия кораблей

ВІД АВТОРА

Вторинні енергетичні ресурси (ВЕР) можна розглядати, як побічний продукт або відходи основного виробництва кожної галузі людської діяльності, тому рівень їх використання тісно пов'язаний з рівнем технологій, які досягнуті в кожній конкретній галузі.

Враховуючи те, що, з одного боку суднобудівна галузь є технологічно насиченою, а з іншого, що рівень цих технологій достатньо високий, тому розробці та застосуванню енергозбереження за рахунок використання ВЕР у цій галузі завжди приділялася значна увага, що й дозволило накопичити передовий досвід використання ВЕР.

Це підтверджується тим, що тільки застосування передових технологій, в тому числі й енергозберігаючих, дозволяє суднобудівній галузі успішно конкурувати з провідними світовими лідерами суднобудування.

Зважаючи на те, що напрямки діяльності в суднобудівній галузі — це: плавка металів, термообробка виробів ковальсько-штампувального виробництва, лакофарбове виробництво, слюсарно-складальне виробництво, виробництво пластмас і гумотехнічних виробів, гальваніка, зварювання, деревообробка, механічна обробка металів, вироблення енергоносіїв та випробування замовлень і виробів, а також враховуючи те, що за кожним із цих напрямків розроблено методики використання ВЕР, які успішно можуть бути використані в будь-якій іншій галузі виробництва, то можна сподіватися, що матеріали посібника знайдуть свого читача не тільки серед фахівців суднобудівної галузі, а й серед тих, хто намагається в тій чи іншій мірі займатися питаннями енергозбереження в непростий для нашої країни час.

ЧАСТИНА І

ВТОРИННІ ЕНЕРГЕТИЧНІ РЕСУРСИ

Глава 1

Загальні відомості про вторинні енергоресурси (ВЕР)

Використання ВЕР передбачає не тільки економію палива, і інтенсифікацію технологічних процесів, захист оточуючого середовища від забруднення технологічними викидами і шкідливими газами, а також підвищення економічності промислового виробництва в цілому.

Відмовлення від планування заходів щодо використання ВЕР як для діючих, так і для спланованих підприємств, у кожному окремому випадку, може мати місце тільки за умови доведеної технічної неможливості утилізації або неекономічності їхнього використання.

Енергетичні ресурси поділяються на

природні, які утворюються внаслідок геологічного розвитку землі та інших природних процесів;

облагороджені, отримані в процесах облагороджування або збагачення природного енергетичного ресурсу без зміни його фізичної основи;

перероблені, які отримують у процесі переробки природного енергетичного ресурсу зі зміною його фізико-хімічної основи, але без зміни агрегатного стану;

перетворені, у які отримують в процесі перетворення природного або переробленого енергетичного ресурсу зі зміною його фізико-хімічної основи й агрегатного стану;

вторинні (побічні), отримані, як побічний продукт або відходи основного виробництва.

Природні енергетичні ресурси (первинна енергія) — це мінеральна сировина, які володіють запасом хімічної енергії (нафта, вугілля, природний газ) в частині, яка не складає матеріальну основу готового продукту, тобто не є сировиною, а використовується як джерело енергії. Крім того, до первинної енергії відноситься ядерна, сонячна, а також хімічно зв'язане тепло шихти деяких руд. Частина первинної і перетвореної енергії в технологічному процесі, яка виділяється за межі агрегату, складає вторинні енергетичні ресурси. ВЕР — це тепло пари, гарячої води, газу і палива, яке отримується в основному технологічному процесі, як вторинний (допоміжний) продукт, який можна використати для господарських потреб. При цьому регенерація тепла розглядається як першочерговий напрямок утилізації тепла (запропоновано акад. Мелентьевим).

Вторинний енергетичний ресурс — енергетичний потенціал продукції, відходів, побічних і проміжних продуктів, який утворюється в технологічних

агрегатах (установках, процесях) і не використовується в самому агрегаті, але може бути частково чи повністю використаний для енергопостачання інших апаратів (процесів) [18, 19].

Вторинні енергоресурси суднобудівної галузі поділяють на п'ять основних груп:

горючі (паливні) — відходи технологічних процесів, непридатні для подальшого технологічного перероблення (відходи переробки деревини, дротя, відпрацьовані мастила та емульсії, відходи після регенерації відпрацьованих мастил, нафтопродукти після очищення льяльних і акваторіальних вод, сміття, стовпи, дерев'яні деталі будинків і споруджень), що можуть бути використані як котельно-пічне паливо, а також допалювання пари розчинника в сушилах;

теплові — ентальпія газів, що відходять із технологічних агрегатів, основної, побічної, проміжної продукції та відходів виробництва, теплота робочих тіл систем охолодження технологічних агрегатів та установок, ентальпія гарячої води та пари, відпрацьованих у технологічних установках, а також теплоенергія (пара та гаряча вода), що їх попутно одержують у технологічних та енерготехнологічних установках. Таким чином, це фізичне тепло відхідних газів технологічних агрегатів, фізичне тепло основної і побічної продукції, тепло робочих тіл систем примусового охолодження технологічних агрегатів, а також тепло повітря витяжної вентиляції;

Примітка. До теплових ВЕР не належать: теплота газів, що відходять, основної, побічної, проміжної продукції та відходів виробництва, що повертається до агрегату, джерела ВЕР унаслідок регенерації чи рециркуляції, ентальпія конденсату, що повертається до парогенераторів чи джерел паропостачання.

надлишкового тиску — потенційна енергія газів, що виходять із технологічних агрегатів із надлишковим тиском, який необхідно знижувати перед наступним ступенем використання цих газів або під час викидання їх в атмосферу;

механічні — ВЕР у вигляді кінетичної чи потенційної енергії в енергоносійх, якій можна реалізувати перетворенням в інші види енергії;

силові — енергія, що поповнює прибуткову частину енергобалансу й одержана при організації випробовування судових електростанцій із навантаженням на розподільчі мережі підприємства.

Рішення проблеми використання вторинних енергоресурсів можливе за двома напрямками: обмеження виходу і використання ВЕР.

Перший шлях — найбільш простий і раціональний, реалізується за рахунок підвищення енергетичного коефіцієнту корисної дії (ККД) технологічних агрегатів та раціонального вибору енергоносія.

Другий шлях реалізується за рахунок упровадження заходів щодо використання вторинних енергоресурсів, при цьому енергетичний ККД агрегату (джерела ВЕР) не змінюються, а вторинні енергоресурси використовуються для покриття частини потреби підприємства в паливі, теплоенергії й електроенергії.

1.1. Схеми комплексного використання ВЕР

На рис.1.1 наведена схема комплексного використання горючих ВЕР на підприємствах суднобудівної галузі. Поділ горючих відходів на три групи — тверді, рідкі та газоподібні, пов'язаний з умовами збирання, підготовки і спалювання цих відходів.

Зниження виходу горючих ВЕР передбачає:

- збір і збут сміття на підприємствах вторсировини;
- реалізацію горючих відходів як паливо для населення;
- використання відходів деревини для виготовлення дерев'яно-стружкових матеріалів;
- регенерацію мастил на підприємстві або здачу на нафтобазу для їхньої централізованої регенерації з метою забезпечення можливості повторного використання.

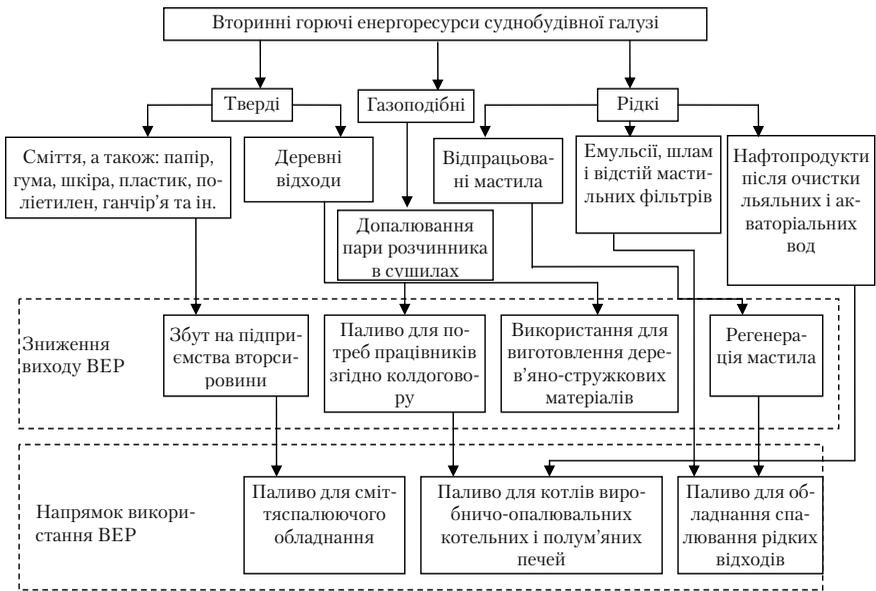


Рис. 1.1. Схема комплексного використання горючих ВЕР на підприємствах суднобудівної галузі

Після здійснення заходів щодо зниження виходу горючих ВЕР, варто розглядати можливість забезпечення потреби в паливі за рахунок використання горючих вторинних енергоресурсів. Причому, відходи деревини, відпрацьованого мастила і нафтопродукти після очищення льяльних і акваторіальних вод можна використовувати безпосередньо як паливо для котлів виробничо-опалювальних котельних і полум'яних печей.

Використання таких горючих відходів, як сміття (гума, шкіра, пластик, поліетилен, дрантя тощо), емульсії, шлам і відстій масляних фільтрів, відходи після регенерації вимагає розробки та впровадження спеціальних пристроїв для спалювання цих відходів з утилізацією теплоти газів, що йдуть, для вироблення пари або підігрівання води. У даному випадку водночас вирішуються задачі охорони навколишнього середовища й економії паливно-енергетичних ресурсів.

На рис. 1.2 наведена схема комплексного використання теплових ВЕР на підприємствах суднобудівної галузі. Поділ вторинних теплових енергоресурсів на дві групи високопотенційні і низькопотенційні — визначено специфічним підходом до використання ВЕР різного потенціалу.

Зниження виходу теплових ВЕР передбачає:

- оснащення агрегатів-джерел ВЕР рекуператорами і хвостовими поверхнями нагрівання;
- упродовження випарного охолодження;
- упродовження осушення стисненого повітря з глибокою утилізацією теплоти;
- раціональний вибір енергоносія.

Після здійснення заходів щодо зниження виходу ВЕР варто розглядати питання забезпечення потреб підприємств у тепловій енергії і холоді за рахунок використання ВЕР. Причому для використання будь-якого виду теплових вторинних енергоресурсів необхідне утилізаційне устаткування.

Високопотенційні теплові ВЕР доцільно використовувати в першу чергу для технологічного теплопостачання, а потім для забезпечення витрати теплової енергії на опалення і вентиляцію. Для цього за полум'яними печами необхідно встановлювати котли-утилізатори, теплофікаційні поверхневі економайзери, установки попереднього нагрівання виробів, що підлягають на наступній термічній обробці. Доцільно використання підігріву стисненого повітря перед споживачем, що крім використання ВЕР приводять і до економії стисненого повітря.

Низькопотенційні теплові ВЕР із витяжною вентиляцією повітря можливо використовувати для підігріву повітря припливної вентиляції. Для цього необхідні ефективні теплообмінники, наприклад на теплових трубах, пластинчасті або обертові регенеративні теплообмінники.

Практично всім видам ВЕР, крім гарячої води, властива економічна недоцільність транспортування. Тому при неможливості використання їх поблизу агрегату-джерела доцільно теплоту, що вміщується у відхідних газах, гарячому повітрі тощо, передати теплоносієві воді. І надалі цю воду використовувати з метою опалення, вентиляції, гарячого водопостачання і холодопостачання за допомогою спеціального устаткування.

Крім того, варто враховувати, що опалення і вентиляція носить сезонний характер теплоспоживання, тому для можливості використання низькопотенційних ВЕР для технологічних цілей необхідно підвищувати параметри теплоносія після теплоутилізаційних установок. Отже, вирішення проблеми ви-

користання низькопотенційних ВЕР повинне здійснюватися шляхом створення і використання трьох груп устаткування (див. рис. 2):

- теплообмінне устаткування, що передає тепло усіх видів теплових ВЕР гарячій воді;
- опалювально-вентиляційні агрегати й абсорбційні холодильні машини;
- агрегати для підвищення параметрів теплоносія (наприклад, тепловий насос або термохімічний трансформатор теплоти).

На рис. 1.3 наведена, схема використання силових ВЕР на підприємствах суднобудівної галузі. На схемі силові вторинні енергоресурси виділені в дві групи — електроенергія при випробуваннях виробів та електроенергія при випробуваннях судових електростанцій, що зумовлено різним підходом, вимогами і термінами проведення випробувань.

При будівництві і ремонті замовлень проходять випробування тисячі генераторів і первинних двигунів, потужності яких складають від десятків кВт до десятків МВт. У період режимно-налагоджувальних випробувань і здавальних робіт перевірки, регулюванню та налагодженню піддаються генератори електростанцій, що забезпечують в експлуатаційних умовах електроенергією всі технологічні споживачі й схеми керування замовленням.

Традиційний метод випробування вищевказаного устаткування — застосування навантажувального пристрою — одержав широке поширення завдяки своїй простоті і наявності типового технологічного оснащення.

Однак істотним недоліком навантажувальних пристроїв є те, що вироблена випробовувальним устаткуванням енергія, не використовується, а губиться з охолодною водою або повітрям і забруднює навколишнє середовище (окисами металів, тепловим забрудненням). Тому останнім часом усе більше уваги приділяється розробці таких методів і засобів, за допомогою яких можна більш ефективно здійснювати випробування. Перевага такої технології полягає в тому, що виключаються навантажувальні пристрої, і вироблена електроенергія може бути передана в розподільну мережу підприємства для поповнення прибуткової частини електричного балансу.

Зниження виходу силових ВЕР може бути забезпечене за рахунок скорочення обсягів і термінів випробувань або переносу частини програми випробування судових електростанцій зі швартовних на ходові або на період виготовлення виробів.

Для забезпечення випробувань виробів і судових електростанцій на розподільчих мережах підприємства необхідні розробка і впровадження узгоджувачів і тиристорних навантажувачів пристроїв, що дозволяють організувати електропостачання підприємства або передачу електроенергії в енергомережу за рахунок використання силових вторинних енергоресурсів.

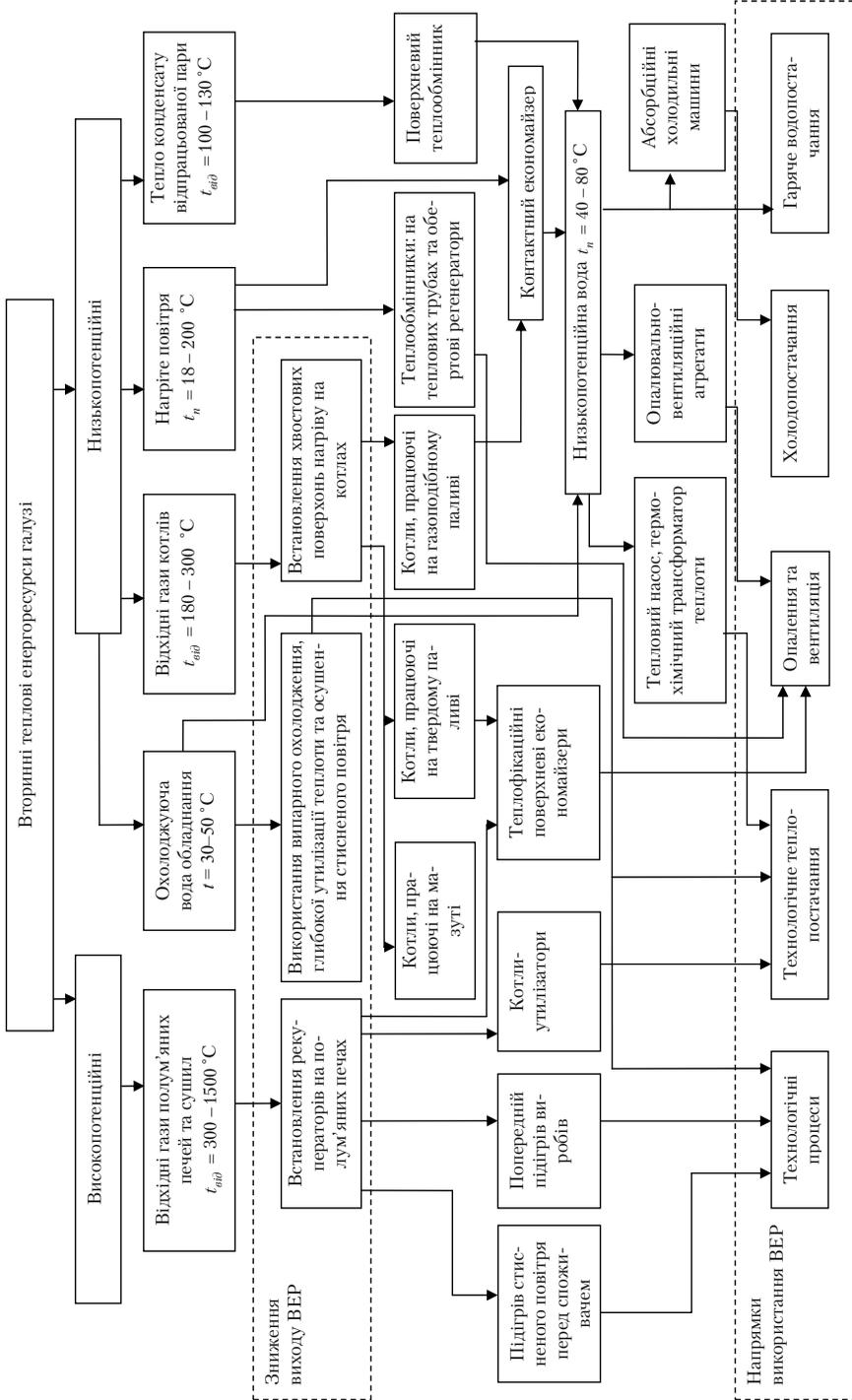


Рис. 1.2. Схема комплексного використання теплових ВЕР на підприємствах суднобудівної галузі

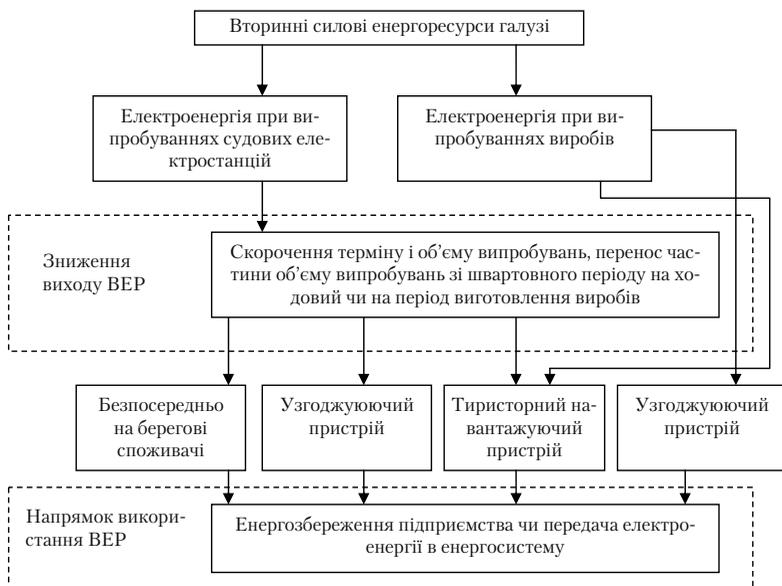


Рис. 1.3. Схема використання силових ВЕР на підприємствах суднобудівної галузі

1.2. Напрямки використання ВЕР

За видами виробництв можливі наступні напрямки використання вторинних енергетичних ресурсів:

плавка металів — установка рекуператорів за полум'яними печами; використання теплоти відхідних газів печей для вироблення пари в котлах-утилізаторах, для підігріву стисненого повітря перед споживачем; використання теплоти низькопотенційної води (охолодна вода устаткування) для підігріву припливного повітря або вироблення холоду в абсорбційних холодильних машинах; використання теплоти вентиляційних викидів для підігріву припливного повітря;

термообробка виробів — установка рекуператорів за полум'яними печами; використання теплоти відхідних газів печей для вироблення пари в котлах-утилізаторах, для підігріву води в контактних економайзерах, для підігріву стисненого повітря перед споживачем; використання теплоти вентиляційних викидів для підігріву припливного повітря;

ковальсько-штампувальне виробництво — установка рекуператорів за полум'яними печами; використання теплоти відхідних газів печей для вироблення пари в котлах-утилізаторах, для підігріву води в контактних економайзерах, для підігріву стисненого повітря перед споживачем; використання від-

працьованої пари після пресів і молотів; використання теплоти вентиляційних викидів для підігріву припливного повітря;

гальваніка — використання конденсату для промивання деталей; використання теплоти вентиляційних викидів для підігріву припливного повітря;

зварювання — використання теплоти низькопотенційної води для підігріву припливного повітря або вироблення холоду в абсорбційних холодильних машинах; використання теплоти вентиляційних викидів для підігріву припливного повітря;

деревобробка — повернення конденсату від сушильних камер; використання відходів переробки деревини як пальне ВЕР; використання теплоти вентиляційних викидів для підігріву припливного повітря;

лакофарбове виробництво — допалювання пари розчинника з використанням отриманої теплоти;

механічна обробка матеріалів — використання відпрацьованих мастил у як горючих ВЕР; використання теплоти вентиляційних викидів для підігріву припливного повітря;

слюсарно-складальне виробництво — використання теплоти вентиляційних викидів для підігріву припливного повітря;

виробництво пластмас і гумовотехнічних виробів — використання відпрацьованої пари після штампів; використання відходів виробництва в як горючих ВЕР; використання теплоти вентиляційних викидів для підігріву припливного повітря;

випробування замовлень і виробів — організація випробувань із віддачею електроенергії в розподільчі мережі підприємства; використання теплоти вентиляційних викидів для підігріву припливного повітря;

вироблення енергоносіїв — установка на котлах економайзерів і повітропідігрівників; використання відхідних газів котлів для підігріву води в контактному економайзері; утилізація теплоти стисненого повітря при його виробленні; використання охолодної води устаткування для підігріву припливного повітря або вироблення холоду в абсорбційних холодильних машинах; використання теплоти вентиляційних викидів для підігріву припливного повітря.

Із викладеного випливає, що більшість напрямків використання ВЕР повторюються в різних видах виробництва, тому використання вторинних енергоресурсів доцільно розглянути не за видами виробництва, а за видами ВЕР.

ВЕР можна використовувати як паливо або безпосередньо (без зміни виду енергоносія), або за рахунок вироблення теплоти, електроенергії, холоду і механічної роботи в утилізаційних установках (рис. 1.4).

Розрахунок систем використання вторинних енергоресурсів виконується в наступній послідовності:

- 1) збір початкових даних;
- 2) вибір напрямку і принципової схеми для використання ВЕР;
- 3) розрахунок схеми використання ВЕР;
- 4) вибір або розрахунок відповідного утилізаційного устаткування;
- 5) визначення економічної ефективності використання ВЕР.

Утилізація ВЕР

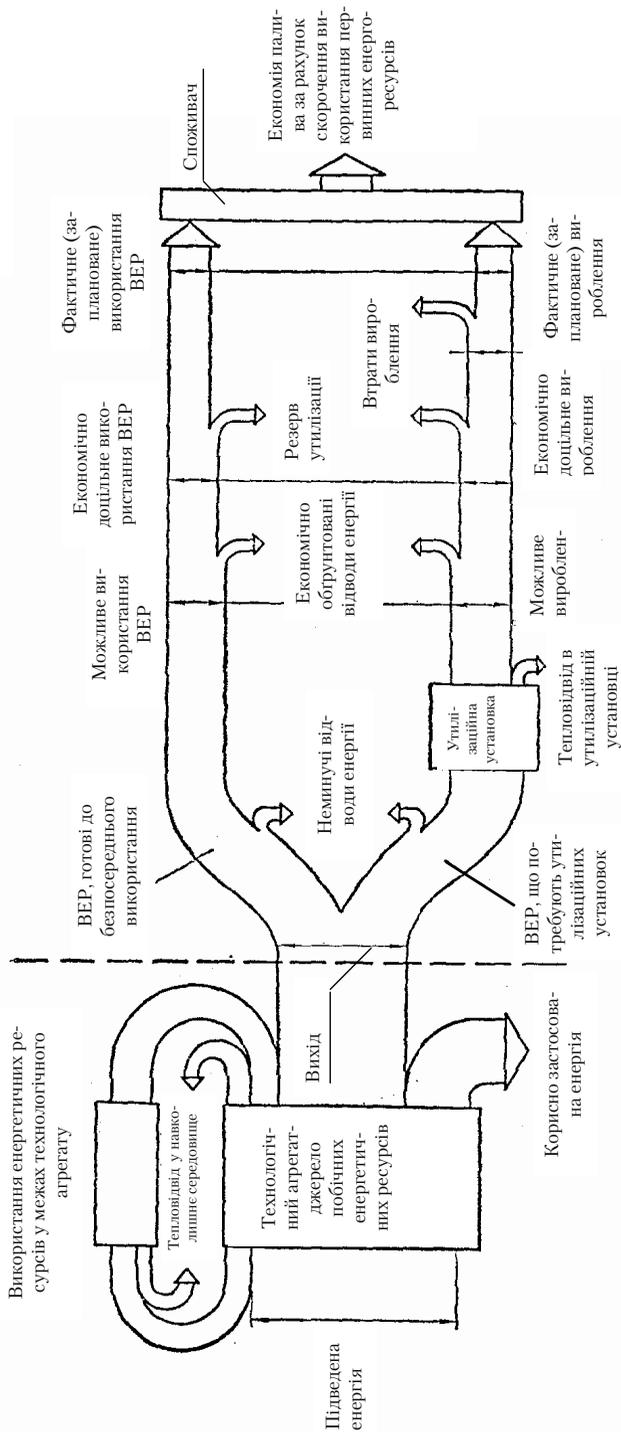


Рис. 1.4. Принципова схема використання енергетичних ресурсів та розподілі енергетичних потоків при утилізації ВЕР

Початковими даними для вибору напрямку і схеми використання ВЕР є:

- 1) вихід вторинних енергоресурсів та їхні параметри;
- 2) будівельні і технологічні креслення об'єкта;
- 3) архітектурні і технологічні особливості будинків (споруд або приміщень);
- 4) відомості про споживачів енергоресурсів поблизу агрегатів джерела ВЕР;
- 5) плани модернізації і реконструкції об'єктів;
- 6) тепло-вологісні умови в приміщеннях;
- 7) розрахункові параметри зовнішнього повітря в літній і зимовий періоди тощо.

1.3. Загальні вказівки що до складання і розрахунку схем використання ВЕР

Із метою максимального використання ВЕР необхідно розглядати енергопостачання не тільки підприємства, але й у цілому промислового і житлового району, в якому воно розташовано, з урахуванням можливості перекидання того або іншого вторинного енергоресурсу. Для розміщення нових підприємств, площі доцільно вибирати з урахуванням територіального кооперування. Це повинно забезпечуватися генеральним проектувальником при проектуванні нових і реконструкції діючих підприємств.

При розробці проектів модернізації і реконструкції, а також будівництва об'єктів на підприємствах суднобудівної галузі необхідно передбачати максимальне використання ВЕР.

Відмовлення від використання того чи іншого виду вторинного енергоресурсу в кожному конкретному випадку повинно обумовлюватися економічними розрахунками.

Розробка заходів щодо використання ВЕР починається з розгляду їхніх джерел, визначення виходу ВЕР, урахування їхніх параметрів і часу робіт агрегатів-джерел ВЕР.

Виконується розрахунок економії палива за рахунок утилізації ВЕР; визначається можливість використання ВЕР у районі розташування підприємства, а також кількості і параметрів ВЕР, що можуть бути передані споживачам за межами підприємства; визначається кількість і тип необхідних утилізаційних установок та відповідних капіталовкладень для їхнього спорудження.

При визначенні економічної ефективності використання ВЕР варто порівнювати варіант енергопостачання з урахуванням і без урахування використання ВЕР.

При цьому порівнювані варіанти повинні забезпечувати однакову як за витратою, так і за заданим режимом подачу енергії споживачеві, повинно використовуватися технічно найбільш досконале устаткування і забезпечуватися однакова надійність енергопостачання.

При однаковій ефективності різних схем варто вибрати більш компактну або більш надійну в експлуатації схему.

Додаткові витрати, що можуть виникнути на діючому підприємстві при використанні ВЕР унаслідок складності розміщення утилізаційних установок у цехах, ускладнення комунікацій, омертвляння раніше виконаних капіталовкладень (в енергогосподарство) тощо, повинні враховуватися при розрахунку ефективності утилізації ВЕР.

Доцільність і економічна ефективність використання ВЕР на діючих підприємствах повинні визначатися також і наміченими до установки в планованому періоді новими технологічними агрегатами — джерелами ВЕР.

На стадії перспективного планування економічні розрахунки по використанні ВЕР допускається проводити в спрощеному вигляді з обліком тільки укрупнених порівняльних показників утилізаційної й енергетичної установки, що заміщається нею.

При визначенні ефективності утилізації необхідно враховувати також супутні утилізації зміни показників самих технологічних агрегатів та інших суміжних ділянок (водопостачання, транспорт, складське господарство тощо).

Для розширюваних і проєктованих підприємств дослідження з виявлення економії палива за рахунок ВЕР повинні проводитися з урахуванням упровадження нової технології й удосконалювання устаткування, а також нових способів утилізації ВЕР, нових типів утилізаційних установок, модернізації діючих і висновків з експлуатації застарілих установок.

Розробка конкретного заходу завершується розрахунком параметрів теплоносіїв і перевіроючим розрахунком відповідно до нижче наведеного розділу.

Контрольні питання

1. Класифікація вторинних енергоресурсів (ВЕР) суднобудівної галузі (СБГ).
2. Напрямки вирішення проблеми використання ВЕР у СБГ.
3. Зниження виходу горючих ВЕР.
4. Послідовність розрахунку і початкові дані для вибору схем використання ВЕР.
5. Загальні вказівки що до складання і розрахунку схем використання ВЕР.
6. Схема комплексного використання горючих ВЕР на підприємствах СБГ.
7. Схема комплексного використання теплових ВЕР на підприємствах СБГ.
8. Схема використання силових ВЕР на підприємствах СБГ.
9. Напрямки використання ВЕР за видами виробництва.

Глава 2

Розрахунок рекуператорів

Рекуператор (від лат. *rekuperator* — отримуючий зворотньо, повертаючий) — теплообмінник, в якому теплообмін між теплоносіями відбувається безперервно через розділяючу їх стінку. Використовується для утилізації теплоти відхідних газів.

У рекуператорах передача теплоти відбувається через стінку, по одну сторону якої рухаються димові гази, а по іншу — нагріваються повітря або газ.

Якщо напрямки повітря і димових газів у рекуператорі рівнобіжні, то рекуператор називають прямотечійним; якщо ці напрямки протилежні, то рекуператор називають протитечійним. Якщо напрямки руху повітря і димових газів взаємно перпендикулярні, то рекуператор називають з перехресним рухом газових середовищ. Існують й інші напрямки руху теплоносіїв [35].

У залежності від матеріалу, з якого виготовлені елементи рекуператорів, їх поділяються на металеві і керамічні.

Металеві рекуператори виготовляють із сірого чавуну, вуглецевої сталі, а також із жароміцних чавунів і сталей, що добре протистоять дії високих температур.

Переваги металевих рекуператорів полягають у наступному:

1) металеві рекуператори значно компактніші керамічних. Поверхня нагрівання керамічного рекуператора в 6–8 разів більше металевого;

2) відсутність необхідності обов'язкового обладнання лежаків, оскільки металеві рекуператори добре розміщуються за печами або біля печей над рівнем підлоги цеху, а іноді й у печах;

3) окремі елементи з'єднані зварюванням. Це дає можливість у металевих рекуператорах підігрівати повітря (або газ) під великим тиском і, як наслідок, подавати газоповітряну суміш у печі з більш високою швидкістю, а це забезпечує більшу кратність циркуляції продуктів згоряння в робочому просторі печей, що й призводить до більшої рівномірності температур у ньому; підігрівати (у сталевих рекуператорах) газ, що неможливо здійснити в керамічних рекуператорах;

4) можливість використовувати тепло відхідних із печей газів із порівняно низькими температурами (приблизно 500–600 °С), що значно розширює область їхнього застосування в порівнянні з керамічними рекуператорами і регенераторами.

Як рекуператори використовують кожухотрубчаті теплообмінні апарати (рис. 2.1), які складаються із кожуха і пучка труб, закріплених у решітках для створення двох проточних каналів. Перший канал знаходиться в міжтрубному просторі і призначений для нейтральних середовищ, а другий, який отриманий із прохідного перерізу труб, призначений для розчинів рідин, які здатні забруднювати внутрішні поверхні труб. Кришки розподільчих камер і кожух, які замикають міжтрубний простір, оснащені штуцерами для підведення і відведення теплоносіїв.

Із метою збільшення теплопередачі через металеві стінки застосовують оребрення (рис. 2.2).

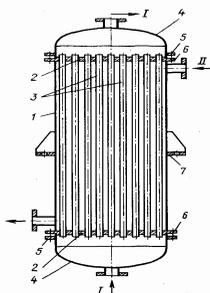


Рис. 2.1. Кожухотрубний теплообмінний апарат одноходовий безперервної дії: 1 — корпус або кожух; 2 — трубні решітки; 3 — труби; 4 — днища і кришки розподільчих камер; 5, 6 — фланці; 7 — опори

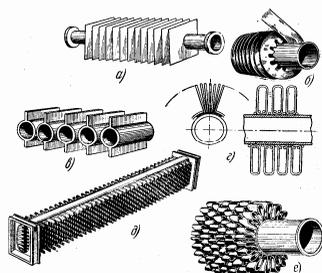


Рис. 2.2. Ребристі теплообмінні поверхні нагріву: а — труба з оребреними прямокутними шайбами; б — труба зі спіральним оребренням; в — плавникове оребрення труб; г — дротяне (біспіральне) оребрення труб; д — чавунна труба з двостороннім голчатим оребренням; е — багато ребриста труба.

До недоліків металевих рекуператорів належать невелика їхня стійкість при високих температурах, що обумовлює значно менший термін їхньої служби в порівнянні з керамічними, і більш низька температурна межа підігріву повітря.

У рекуператорах з нелегованого металу повітря і газ підігривають до 300–350 °С, а з жароміцних сплавів — до 600–800 °С.

Елементи *керамічних* рекуператорів виготовляються із шамота, карборунда або карбошамота.

Перевагою керамічних рекуператорів є можливість надійної їхньої роботи при підігріванні повітря до температури понад 500–700 °С. Однак слід зазначити, що при температурі димових газів більше 1330 °С і підвищеній їх запиленості спостерігається зашлаковування керамічних елементів і різке погіршення роботи рекуператора.

Керамічні рекуператори застосовують у різному конструктивному оформленні, однак усі вони мають істотні недоліки, до числа яких відносяться: дуже невелика газощільність, крихкість, відносно низький коефіцієнт теплопередачі, громіздкість, практична неможливість підігріву газового палива; необхідність обладнання лежаків. Зазначені недоліки значно звужують область застосування керамічних рекуператорів.

Зіставляючи переваги і недоліки роботи металевих і керамічних рекуператорів, слід зазначити, що заміна металевого рекуператора, який вийшов із ладу, вимагає декількох годин, а керамічного — кілька днів або тижнів.

Отже, керамічні рекуператори доцільно застосовувати для підігріву повітря до температур вище 600–700 °С. При менших температурах найбільш раціонально підігрівати повітря в металевих рекуператорах.

2.1. Розрахунок економії палива

Якщо повітря, що нагрівається в рекуператорі, подають для спалювання палива в печі, то величину економії палива в залежності від його теплоти згоряння і різних температурних умов роботи печі і рекуператора можна визначити за наступною формулою:

$$p = n \frac{\frac{h_2}{h_1} 100}{1 - \frac{h_2}{h_1} (1 - n)}, \quad (2.1)$$

де p — економія палива, %, по відношенню до витрати палива при роботі печі без підігріву повітря;

h_1 — ентальпія 1 м³ димових газів у топці, кДж/м³;

h_2 — ентальпія 1 м³ димових газів на виході з печі, кДж/м³;

n — відношення ентальпії підігрітого повітря до ентальпії димових газів, що ідуть з печі.

Величина n показує також ступінь рекуперації теплоти і визначається за формулою:

$$n = \frac{L_{\text{п}} h_{\text{п}}}{V_{\text{д}} h_{\text{д}}}, \quad (2.2)$$

де $L_{\text{п}}$, $V_{\text{д}}$ — відповідно об'єми повітря і димових газів, що припадають на 1 кг рідкого палива або на 1 м³ газоподібного палива;

$h_{\text{п}}$, $h_{\text{д}}$ — ентальпія 1 м³ нагрітого повітря, що надходить у піч, і 1 м³ димових газів, що залишають її.

$$L_{\text{п}} = \alpha \cdot L_0 \quad (2.3)$$

$$V_{\text{д}} = V_0 + L_0 (\alpha - 1), \quad (2.4)$$

де L_0 , V_0 — відповідно теоретичні об'єми повітря і димових газів (м³/кг або м³/м³);

α — коефіцієнт надлишку повітря.

Для наближених розрахунків величини теоретичного об'єму повітря й об'єму димових газів для різних видів палива можуть бути обрані за табл. 1 додатка.

Формулу (2.1) можна представити в іншому вигляді, при якому фізичний зміст її стає більш зрозумілим:

$$p = \frac{H_n}{Q_i' + H_n - H_d}, \quad (2.5)$$

де Q_i' — теплота згоряння палива, кДж/м^3 [кДж/кг];

H_n — ентальпія підігрітого повітря, віднесена до одиниці об'єму або маси палива, кДж/м^3 [кДж/кг];

H_d — ентальпія димових газів, що йдуть із печі, віднесена до одиниці об'єму або маси палива, кДж/м^3 [кДж/кг].

На рис. 2.3 і 2.4 наведені графіки економії палива, одержані при підігріві повітря в рекуператорах у випадку опалення найбільш часто застосовуваними на сьогодні у промислових печах видами палива — природним газом і мазутом. Як видно з графіків, при підігріві повітря до $300\text{--}350\text{ }^\circ\text{C}$, який можна здійснити в рекуператорах звичайного типу, економія палива в нагрівальних печах ($t_d = 1200\text{ }^\circ\text{C}$) при опаленні їх газом і мазутом досягає $20\text{...}25\%$.

У термічних камерних печах при підігріві повітря до $300\text{--}350\text{ }^\circ\text{C}$ одержують економію палива $15\text{...}20\%$.

На рис. 2.5 показана зміна економії палива при спалюванні мазуту з різними коефіцієнтами надлишку повітря.

Зі зменшенням теплоти згоряння палива величина економії палива зростає, що вказує на доцільність підігріву повітря при використанні такого палива.

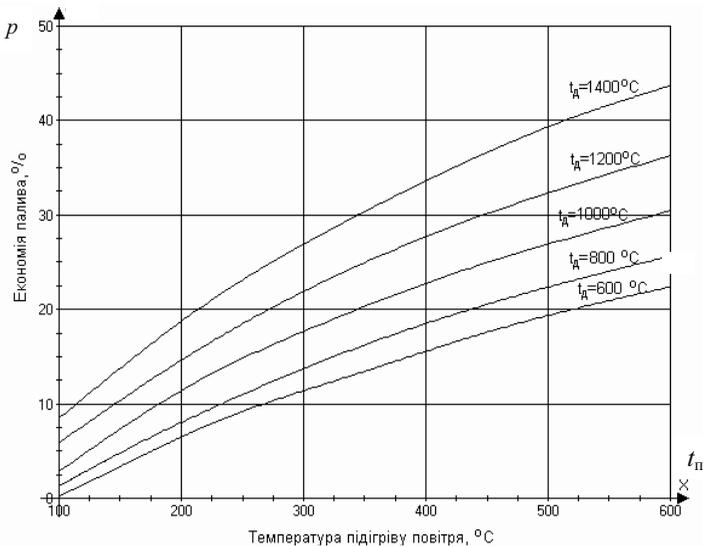


Рис. 2.3. Економія палива при підігріві повітря в печах, опалюваних природним газом, $Q_i' = 35600\text{ кДж/м}^3$, при коефіцієнті надлишку повітря $\alpha = 1,1$ у залежності від температури димових газів, що йдуть з печі

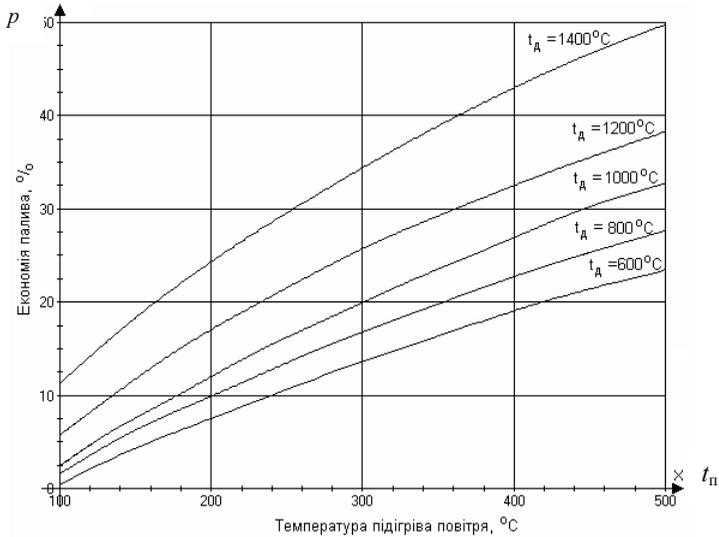


Рис. 2.4. Економія палива при підігріві повітря в печах, опалюваних мазутом, $Q_i' = 4100 \text{ кДж/м}^3$, при коефіцієнті надлишку повітря $\alpha = 1,2$ у залежності від температури димових газів, що йдуть з печі.

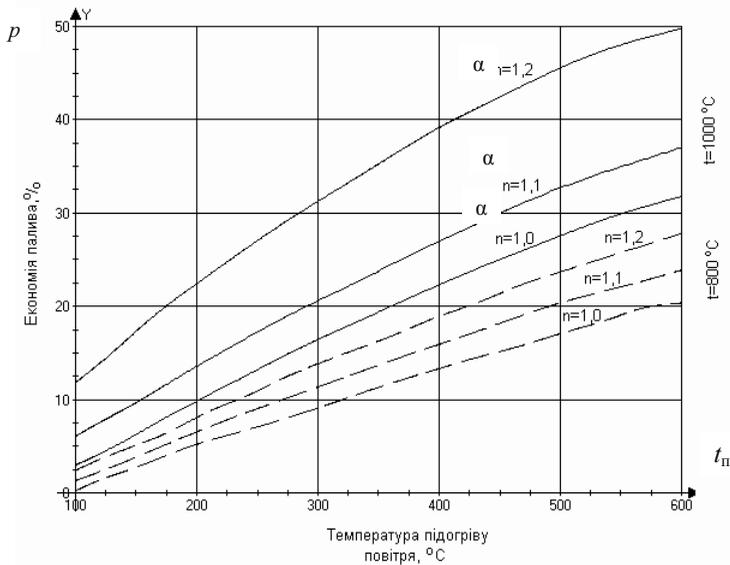


Рис. 2.5. Економія палива при підігріві повітря в печах, опалювальних мазутом, при різних коефіцієнтах надлишку повітря і температурах димових газів печі, $t_{пн}$, рівних 800 і 1400°C

Варто звернути увагу також на те, що кожна одиниця теплоти внесена з підігрітим повітрям, яке йде для спалювання палива, більш цінна, ніж одиниця теплоти, отримана від горіння палива, оскільки потрібно врахувати, що одиниця теплоти, одержувана в печі від горіння палива, тільки частково використовується в її робочому просторі; інша частина йде з димовими газами. Одиниця теплоти, що утримується в підігрітому повітрі (газі), цілком використовується в робочому просторі печі, тому що при цьому не збільшується ні об'єм димових газів, що відходять, ні їхня температура.

За тепловим балансом підігрів повітря поряд зі зменшенням витратної частини водночас переводить це ж тепло в прибуткову частину, що значно збільшує економію палива.

Слід зазначити, що практично економія, отримана при підігріві повітря, трохи вища, ніж розрахована за формулою (2.1), оскільки при визначенні економії за цією формулою не враховують ряд явищ, що супроводжують застосування підігрітого повітря, наприклад: поліпшення якості горіння палива, зниження вмісту окису вуглецю в димових газах, а також підвищення продуктивності печі.

2.2. Тепловий розрахунок рекуператора

Основним рівнянням для розрахунку рекуператора є рівняння теплопередачі в ньому:

$$Q = kF\Delta t. \quad (2.6)$$

Розв'язуючи це рівняння відносно F (оскільки здебільшого основною задачею розрахунку рекуператора є визначення поверхні нагрівання F), одержимо:

$$F = \frac{Q}{k\Delta t}, \quad (2.7)$$

де F — поверхня нагрівання рекуператора, м²;

Q — тепловий потік, який передається в рекуператорі від димових газів повітрю (або газу), що нагрівається, Вт;

k — коефіцієнт теплопередачі рекуператора, Вт/(м²·К);

Δt — середня логарифмічна різниця температур, К.

Розрахунок коефіцієнта теплопередачі

Зазвичай найбільш трудомістким у розрахунку рекуператора є визначення коефіцієнта теплопередачі k .

У загальному вигляді k , Вт/(м²·К) визначається за формулою:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad (2.8)$$

де α_1 — коефіцієнт тепловіддачі від димових газів до стінки рекуператора, Вт/(м²·К);

α_2 — коефіцієнт тепловіддачі від стінки рекуператора до повітря, що нагрівається, (газу), Вт/(м²·К);

δ — товщина стінки рекуператора, м;

λ — коефіцієнт теплопровідності стінки рекуператора, Вт/(м·К).

Розглядаючи питання про те, що приймати за розрахункову поверхню нагрівання рекуператора, варто вказати, що теоретично найбільш правильно приймати поверхню, що проходить через середину товщини роздільної стінки (F_c). Однак у ряді конструкцій рекуператорів (наприклад, типу термоблок) важко установити положення середньої поверхні, оскільки товщина стінки змінна. Тому частіше коефіцієнт теплопередачі відносять до димової (F_d) або повітряної (F_n) поверхні рекуператора.

У цьому випадку

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} \frac{(F_d)}{(F_n)} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (2.9)$$

якщо $F_c = F_n$, а коефіцієнт теплопередачі відноситься до поверхні нагрівання з боку повітря, і

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2} \frac{(F_d)}{(F_n)}}, \quad (2.10)$$

якщо $F_c = F_d$, а коефіцієнт теплопередачі відноситься до поверхні нагрівання зі сторони відхідних газів.

При розрахунку металевих рекуператорів відношенням $\frac{\delta}{\lambda}$ як величиною дуже малою нехтують [48].

Таким чином, при розрахунку металевого рекуператора формула для визначення коефіцієнта теплопередачі спрощується і набуває такого вигляду:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2}}. \quad (2.11)$$

Частіше цю формулу представляють у такому вигляді:

$$k = \frac{\alpha_2 \alpha_1}{\alpha_1 + \alpha_2}. \quad (2.12)$$

При розрахунках керамічних рекуператорів термічний опір стінки $\frac{\delta}{\lambda}$ варто обов'язково враховувати, оскільки нехтування ним викликає істотну похибку при визначенні коефіцієнта теплопередачі.

Тепловіддача від димових газів у рекуператорі відбувається як конвективним шляхом, так і шляхом випромінювання. Таким чином

$$\alpha_1 = \alpha_1^{кон} + \alpha_1^{вип}, \quad (2.13)$$

де $\alpha_1^{кон}$ — коефіцієнт тепловіддачі від димових газів до стінки конвекцією, Вт/(м²·К);

α_1^{sun} — коефіцієнт тепловіддачі від димових газів до стінки випромінюванням, Вт/(м²·К).

Тепловіддача випромінюванням

Коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням (α_1^{sun}) може бути визначений за спрощеною формулою, Вт/(м²·К):

$$\alpha_1^{sun} = 1,163M(\varepsilon_{CO_2} + \varepsilon_{H_2O}), \quad (2.14)$$

де ε_{CO_2} — ступінь чорноти випромінювання CO₂;

ε_{H_2O} — ступінь чорноти випромінювання водяної пари;

M — множник, що є зазвичай функцією четвертих ступенів абсолютних температур димів газів і стінки рекуператора.

Значення множника M наведені на рис. 1 дод., а величина ступеня чорноти випромінювання CO₂ на рис. 2 дод.

На рис. 3 дод. показана зміна умов ступеня чорноти випромінювання водяної пари. Дійсний ступінь чорноти випромінювання водяної пари (ε_{H_2O}) може бути отриманий множенням умовного ступеня чорноти випромінювання водяної пари (ε_{H_2O}), знайденої за графіком (рис. 3), на поправочний множник β за рис. 4 додатка.

На рис. 2 і рис. 3 дод. ступені чорноти випромінювання CO₂ і водяної пари зображені як функції температури газу та добутку його парціального тиску на ефективну товщину газового шару, що випромінює.

Величина парціального тиску CO₂ (P_{CO_2}) і водяної пари (P_{H_2O}) визначається складом димових газів (аналізом димових газів).

Значення ефективної товщини випромінюючого шару (S_{ef}) у залежності від форм газового тіла наведені в табл. 2.1 [32].

Таблиця 2.1

Значення ефективної товщини випромінюючого шару (S_{ef}) у залежності від форм газового тіла

Форма газового тіла	S_{ef}
Циліндр діаметром d нескінченно довгий	$0,9d$
Циліндр висотою $h = d$ при випромінюванні: на бічну поверхню	$0,6d$
на центр підстави	$0,77d$
Плоскопаралельний шар нескінченних розмірів товщиною δ	$0,8d$
Пучок труб діаметром d із відстанню між крайніми утворюючими трубами x і при розташуванні труб:	
по трикутнику $x = d$	2,8
по трикутнику $x = 2d$	3,5
по квадрату $x = d$	3,5

Тепловіддача конвекцією

Коефіцієнт тепловіддачі конвекцією ($\alpha_{\text{кон}}$) визначається в основному умовами руху та фізичними властивостями газу і змінюється за різними законами у залежності від того, який режим потоку газу, що рухається: ламінарний, турбулентний або перехідний.

Режим руху газового потоку визначається критерієм Рейнольдса (Re):

$$Re = \frac{wd}{\nu} \quad (2.15)$$

де w — фактична швидкість газового потоку (при даній температурі), м/с;
 ν — коефіцієнт кінематичної в'язкості, м²/с;
 d — характерний геометричний розмір тіла, м.

Швидкість газового потоку в м/с приймають як середню (дійсну швидкість) при температурі газу:

$$w_{\text{ср}} = \frac{V}{f}, \quad (2.16)$$

де V — секундна витрата газу, м³/с;
 f — поперечний переріз каналу, м².

Як характерний геометричний розмір d тіла у формулі (2.15) у випадку руху газу циліндричною трубою приймають діаметр цієї труби.

Якщо перетин труби являє собою не коло, а іншу геометричну фігуру, то характерний розмір (або еквівалентний) визначають у такий спосіб:

$$d_{\text{екв}} = \frac{4f}{S}, \quad (2.17)$$

де f — поперечний переріз каналу, м²;
 S — периметр каналу, м.

При складній конфігурації каналу, яким рухається потік газу (наприклад, канал з голками), еквівалентний діаметр визначають за наступним виразом:

$$d_{\text{екв}} = \frac{4V_{\text{вільн}}}{F_{\text{газ}}}, \quad (2.18)$$

де $4V_{\text{вільн}}$ — дійсний об'єм порожнини одиниці довжини каналу, яким проходить газ (тобто об'єм, який заповнює газ у одиниці довжини каналу), м³;

$F_{\text{газ}}$ — повна поверхня, яку омивають гази у одиниці довжини каналу (наприклад, у голчастій трубці бічна і торцева поверхні голок, а також поверхня труби між голками), м².

Турбулентний режим руху газу визначається за критерієм Рейнольдса $Re > 5 \cdot 10^3$, перехідний $Re = 2 \cdot 10^3 \dots 5 \cdot 10^3$ і ламінарний $Re < 2 \cdot 10^3$.

Тепловіддача конвекцією при вимушеному русі газу всередині труб і каналів

Коефіцієнт тепловіддачі конвекцією α , Вт/(м²·К), для випадку руху газу всередині труб і каналів визначають за наступними формулами і графіками: турбулентний режим

$$\alpha = 0,23 \frac{\lambda}{d_{\text{екв}}} Re^{0,8} Pr^{0,4} c_{\phi} c_l; \quad (2.19)$$

перехідний режим

$$\alpha = 0,00365 \frac{\lambda}{\nu} \text{Pr} c'_{\phi}; \quad (2.20)$$

ламінарний режим

$$\alpha = 0,17 \frac{\lambda}{d_s} \text{Re}^{0,33} \text{Pr}^{0,43} c'_{\phi}, \quad (2.21)$$

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

$d_{\text{екв}}$ — еквівалентний діаметр, м;

Re, Pr — відповідно критерії Рейнольдса і Прандтля;

ν — коефіцієнт кінематичної в'язкості, м²/с;

w — дійсна швидкість газу (при даній температурі), м/с;

c_{ϕ} — коефіцієнт, який враховує вплив зміни фізичних параметрів потоку;

c_l — поправка на відносну довжину, враховується при $l/d < 50$;

c'_{ϕ} — коефіцієнт, який враховує вплив зміни фізичних параметрів потоку

і температуру стінки.

На рис. 5, а дод. зображений графік, побудований за формулою (2.19), для визначення коефіцієнта тепловіддачі конвекцією при турбулентному режимі в залежності від дійсної (при даній температурі) швидкості газу.

Поправка на температуру c_{ϕ} залежить від напрямку теплового потоку і при охолодженні газу (дод., рис. 5, б) її визначають у залежності від середньої температури газу, причому у випадку димових газів — у залежності від вмісту Н₂О в них.

При нагріванні газу поправку c'_{ϕ} визначають (дод., рис. 5, в) у залежності від середньої температури газу і температури стінки, яку обчислюють як середню між температурою гріючого і тим, що нагрівається середовищами.

Поправку на початкову ділянку визначають за графіком, зображеним на рис. 5, г дод., у залежності від відношення довжини початкової ділянки L до приведенного діаметра d_e . При $\frac{L}{d_e} > 50$ $c_l = 1,0$.

Розрахунок тепловіддачі конвекцією у зігнутих трубах здійснюється за формулою для прямої труби з наступним уведенням як співмножника поправкового коефіцієнта c'_{ϕ} :

$$c'_{\phi} = 1 + 1,77 \frac{d}{R}, \quad (2.22)$$

де d — зовнішній діаметр труби, м;

R — радіус її вигину, м.

На рис. 6, а і рис. 7, а додатка показані графіки, побудовані за формулами (20) і (21), для визначення величини тепловіддачі конвекцією α при перехідному і ламінарному режимах у залежності від дійсної (при даній температурі) швидкості газу при середній його температурі.

Поправочні коефіцієнти c'_{ϕ} визначають за графіками, наведеними у дод. на рис. 6, б і рис. 7, б, у залежності від середньої температури і складу газу.

Тепловіддача конвекцією при обтіканні газом пучка труб

Для визначення величини коефіцієнта тепловіддачі, Вт/(м²·К), до пучка оребрених труб використовуються наступні формули [25]:

при коридорному розташуванні труб

$$\begin{aligned} \text{Re} < 100, \langle Nu \rangle_{\text{макс}} &= 0,9 \text{Pr}^{0,36} \text{Re}^{0,4}; \\ 100 < \text{Re} < 400, \langle Nu \rangle_{\text{макс}} &= 0,52 \text{Pr}^{0,36} \text{Re}^{0,5}; \\ 4 \cdot 10^2 < \text{Re} < 2 \cdot 10^5, \langle Nu \rangle_{\text{макс}} &= 0,27 \text{Pr}^{0,36} \text{Re}^{0,63}; \\ \text{Re} > 2 \cdot 10^5, \langle Nu \rangle_{\text{макс}} &= 0,033 \text{Pr}^{0,4} \text{Re}^{0,8}; \end{aligned}$$

при шаховому розташуванні труб

$$\begin{aligned} \text{Re} < 40, \langle Nu \rangle_{\text{макс}} &= 1,04 \text{Pr}^{0,36} \text{Re}^{0,4}; \\ 40 < \text{Re} < 3 \cdot 10^2, \langle Nu \rangle_{\text{макс}} &= 0,71 \text{Pr}^{0,36} \text{Re}^{0,5}; \\ 3 \cdot 10^2 < \text{Re} < 2 \cdot 10^5 : \frac{a}{b} < 2, \langle Nu \rangle_{\text{макс}} &= 0,35 \text{Pr}^{0,36} \text{Re}^{0,6}; \\ \frac{a}{b} > 2, \langle Nu \rangle_{\text{макс}} &= 0,4 \text{Pr}^{0,36} \text{Re}^{0,6}; \\ \text{Re} > 2 \cdot 10^5, \langle Nu \rangle_{\text{макс}} &= 0,031 \left(\frac{a}{b} \right)^{0,2} \text{Pr}^{0,4} \text{Re}^{0,8}. \end{aligned}$$

Коефіцієнти тепловіддачі оребрених труб зазвичай відносяться до їхньої повної поверхні нагріву.

Шаховий пакет поперечно обтікаючих труб із плавниками (двома ребрами, привареними по лобовій і кормовій утворюючій циліндра) за Антуфьєвим і Білецьким:

$$Nu \approx 0,42 \text{Pr}^{0,33} \text{Re}^{0,54} \left(\frac{S_1}{D} \right)^{0,28} \left(\frac{S_2}{D} \right)^{-0,33} \left(\frac{h}{D} \right)^{-0,35} \left(\frac{\delta}{D} \right)^{0,18},$$

де числа Nu та Re розраховуються за зовнішнім діаметром труби D ; h , δ — висота і товщина плавників.

Область застосування цієї формули:

$$1,5 < \overline{s_1} < 2,5; 1,5 < \overline{s_2} < 2,5; 0,79 < \frac{h}{D} < 1,2; 0,12 < \frac{\delta}{D} < 0,16.$$

Пакети з поперечними круглими ребрами:

$$Nu = C \text{Pr}^{0,33} \text{Re}^m \left(\frac{S_p}{D} \right)^{0,4} \left(\frac{D}{h} \right)^{0,14} \left[1 + \left(\frac{F_p}{F} \right) (E \varepsilon_\Delta - 1) \right] \psi,$$

де для коридорних пакетів: $C = 0,12$; $m = 0,72$; для шахових пакетів: $C = 0,25$; $m = 0,65$. Тут S_p — крок між ребрами; h — висота ребра; F_p — площа поверхні ребер; F — площа повної поверхні теплообміну (поверхня оребрена + поверхня між ребрами). Коефіцієнти E , ε_Δ і ψ обирають за рис. 8 та рис. 9, наведеними в дод. для деяких типів оребрення. У випадку трапецевидного перерізу ребра значення E множиться на коефіцієнт ε_Δ (рис. 9).

Для прямих ребер постійної товщини

$$E = \frac{h \cdot \sqrt{\frac{2\psi\alpha}{\lambda\delta}}}{h \cdot \sqrt{\frac{2\psi\alpha}{\lambda\delta}}},$$

де для ребер із прямою основою $\psi \approx 0,90$,

для ребер із циліндричною $\psi \approx 0,85$.

Для труб із квадратними ребрами коефіцієнт C у цій формулі слід помножити на 0,9.

Різноманітність конструкцій пакетів дуже велика. Детальніше експериментальні та розрахункові дані наведені в [25].

Для визначення величини коефіцієнта тепловіддачі конвекцією, Вт/(м²·К), від продуктів згоряння до поверхні нагріву гладкотрубних пучків використовують наступні співвідношення [53]:

при поперечному обмиванні коридорних і шахових пучків

$$\alpha_k = \alpha_n C_z C_s C_\phi;$$

при поздовжньому обмиванні

$$\alpha_k = \alpha_n C_\phi C_l,$$

де α_n — коефіцієнт тепловіддачі, який визначається за номограмою: при поперечному обмиванні коридорних пучків — за рис. 10 дод., при поперечному обмиванні шахових пучків — за рис. 11 (а, б) дод.;

C_z — поправка на число рядів труб за ходам продуктів згоряння, визначається: при поперечному обмиванні коридорних пучків за рис. 10 дод., при поперечному обмиванні шахових пучків за рис. 11, а дод.;

C_s — поправка на геометричну компоновку пучка, визначається: при поперечному обмиванні коридорних пучків за рис. 10 дод., при поперечному обмиванні шахових пучків за рис. 11, б дод.;

C_ϕ — коефіцієнт, який ураховує вплив зміни фізичних параметрів потоку, визначається: при поперечному обмиванні коридорних пучків труб за рис. 10 дод.; при поперечному обмиванні шахових пучків труб за рис. 11, б дод.;

C_l — поправка на відносну довжину, вводиться при $l/d < 50$ і визначається у випадку прямого входу в трубу без закруглення; при повздовжньому обмиванні продуктами згоряння поправка визначається за рис. 5, з дод.

Розрахунок ступеня чорноти газового потоку визначається за номограмою 2 дод. Для визначення ступеня чорноти за цією номограмою необхідно розрахувати сумарну оптичну товщину

$$kps = (k_r r_n + k_{zn} \mu_{zn}) ps,$$

де $k_r r_n$ — коефіцієнт ослаблення променів трьохатомними газами;

k_{zn} — коефіцієнт ослаблення променів золотими частками;

μ_{zn} — концентрація золотих часток;

p — тиск у газозоді.

Товщина випромінюючого шару для гладкотрубних пучків, м, визначається за формулою:

$$S = 0,9d \left(\frac{4 s_1 s_2}{\pi d^2} - 1 \right).$$

Коефіцієнт тепловіддачі α_n , який урахує передачу теплоти випромінюванням у конвективних поверхнях нагріву рекуператорів, Вт/(м²·К):

для запиленого потоку

$$\alpha_n = \alpha_n a;$$

для незапиленого потоку

$$\alpha_n = \alpha_n a c_r,$$

де α_n — коефіцієнт тепловіддачі, див. номограму рис. 12 дод.;

a — ступінь чорноти;

c_r — коефіцієнт, визначається за рис. 12 дод.

Сумарний коефіцієнт тепловіддачі від димових газів до поверхні нагріву, Вт/(м²·К):

$$\alpha_1 = \xi (\alpha_k + \alpha_n),$$

де ξ — коефіцієнт використання, який урахує зменшення теплосприймання поверхні нагріву внаслідок нерівномірного обмивання її продуктами згоряння, часткового протікання продуктів згоряння повз неї і утворення застійних зон; для пучків, що обмиваються поперечно, приймається $\xi = 1$, для пучків, що складно обмиваються, $\xi = 0,95$.

Середня логарифмічна різниця температур

Середню логарифмічну різницю температур можна визначити за формулою

$$\Delta t = \psi \frac{\Delta t_6 - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_6}{\Delta t_m}} \quad (2.28)$$

де Δt_6 і Δt_m — більша і менша різниця температур середовищ, °С;

$\psi = 1$ при чистій прямотечії або протитечії.

Якщо позначити через t'_d — початкову температуру димових газів (при вході в рекуператор); t''_d — кінцеву температуру димових газів (при виході з рекуператора); t'_n — початкову температуру повітря (при вході в рекуператор) і t''_n — кінцеву температуру повітря (при виході з рекуператора), то у формулі (2.28) при прямотечії

$$\Delta t_6 = t'_d - t''_n; \quad \Delta t_m = t''_d - t''_n; \quad (2.29)$$

при протитечії

$$\Delta t_6 = t'_d - t''_n; \quad \Delta t_m = t''_d - t'_n \quad (2.30)$$

Розподіл температур уздовж поверхні теплообміну рекуператора наведено на рис. 2.6.

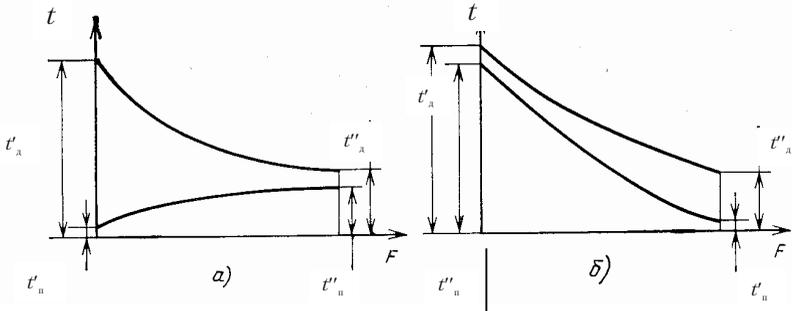


Рис. 2.6. Розподіл температур уздовж поверхні теплообміну рекуператора:
 а — при проточечії; б — при протитечії

Величину Δt можна визначати за номограмою, наведеною на рис. 13 дод.

Формула (2.28) справедлива як для проточечії, так і для протитечії. При іншому характері руху димових газів і повітря (газу), наприклад при перехресній течії, потрібно знайти поправочний коефіцієнт ψ , який визначається як функція параметрів P і R , причому

$$R = \frac{t'_d - t''_d}{t''_n - t'_n}; \quad (2.31)$$

$$P = \frac{t''_n - t'_n}{t'_d - t''_n}.$$

Залежність поправочного коефіцієнта ψ від R і P для найбільш розповсюджених схем руху повітря і димових газів у рекуператорах наведена на рис. 14 дод. При нагріванні повітря до 300–400°C величиною поправочного коефіцієнта ψ можна знехтувати. Для більш високих температур підігріву коефіцієнт ψ варто враховувати, оскільки інакше похибка у визначенні Δt може бути відносно великою.

При розрахунку рекуператора температури t'_d , t''_n , t'_n відомі. Величину температури t''_d визначають за тепловим балансом рекуператора.

Інші параметри для розрахунку рекуператора

У формулі (2.7) тепловий потік, кВт, переданий повітрю, дорівнює

$$Q_n = V_n (t''_k - t'_n) c_n, \quad (2.32)$$

де V_n — об'ємна витрата повітря, що нагрівається в рекуператорі, м³/с;

c_n — теплоємність повітря, кДж/(м³К);

t''_k і t'_n — кінцева і початкова температури повітря в рекуператорі, °С.

Об'ємна витрата повітря

$$V_n = \eta_y L_n B, \quad (2.33)$$

де L_n — об'ємна витрата повітря (з урахуванням коефіцієнта його надлишки), визначається за формулою (2.3), м³/кг, (м³/м³);

B — витрата палива в печі, кг/с, ($\text{м}^3/\text{с}$);

η_y — коефіцієнт запасу, що враховує втрати повітря в рекуператорі й у повітропроводі від рекуператора до пальників або форсунок.

Як правило, приймають $\eta_y = 1,1$. При наявності великого числа фланцевих з'єднань у повітропроводі і нещільних засувок, а також при установці голчастих рекуператорів великих розмірів (більш 30–40 труб у блоці) варто приймати $\eta_y = 1,2 \cdot 1,3$.

У випадку якщо з печі всі димові гази направляються в рекуператор, їхня об'ємна витрата визначається за наступною формулою:

$$V_d = \eta_d V_n B, \quad (2.34)$$

де V_d — об'ємна витрата димових газів (з урахуванням коефіцієнта надлишку повітря), визначається за формулою (2.4), $\text{м}^3/\text{кг}$, ($\text{м}^3/\text{м}^3$);

B — витрата палива в печі, кг/с, ($\text{м}^3/\text{с}$);

η_d — коефіцієнт, який враховує вибивання димових газів на шляху від робочого простору печі до рекуператора (на підставі випробовувань печей цей коефіцієнт $\eta_d = 0,5\text{--}0,8$ у залежності від масообміну, на трасі піч-рекуператор).

У тих випадках, коли температура димових газів перед рекуператором вище від максимально припустимої для металу, з якого зроблені елементи рекуператора, димові гази охолоджують шляхом підмішування до них холодного повітря (зазвичай вентиляторного).

Об'ємна витрата холодного повітря, що йде на зниження температури димових газів, дорівнює

$$L_{\text{дод}} = \varphi V_d, \quad (2.35)$$

де V_d — об'ємна витрата димових газів до розведення, визначена за формулою (2.34), $\text{м}^3/\text{с}$;

φ — фактор розбавлення, що залежить від температури димових газів до розведення (t_d) і необхідної температури димових газів після розведення (t'_d).

Фактор розбавлення φ може бути знайдений за формулою:

$$\varphi = \frac{h_n - h'_d}{h'_d - h'_n}, \quad (2.36)$$

де h_n і h'_d — ентальпії димових газів до і після розбавлення (при t_d і t'_d), $\text{кДж}/\text{м}^3$;

h'_n — ентальпія повітря, яке йде на розведення димових газів, $\text{кДж}/\text{м}^3$.

Іноді гарячі димові гази розбавляють більш холодними, що відбираються після рекуператора. У цьому випадку необхідний об'єм холодних димових газів може бути визначений за наступної формулою:

$$\frac{V_r}{V_d} = \frac{h_n - h'_n}{h'_d - h''_d}, \quad (2.37)$$

де V_r — необхідна об'ємна витрата холодних димових газів, $\text{м}^3/\text{с}$;

h''_d — ентальпія холодних димових газів, $\text{кДж}/\text{м}^3$.

Розбавлення гарячих димових газів, що входять до рекуператора, більш холодними димовими газами, що виходять із рекуператора, є більш оптимальним, аніж розбавлення холодним повітрям. Це пов'язано з тим, що при цьому не збільшується об'єм димових газів і не створюються додаткові аеродинамічні опори на шляху від рекуператора до димової труби. Останнє іноді є досить важливим фактором, оскільки при установці рекуператора тягові ресурси труби часто бувають близькі до граничних.

При виборі величини температури холодних димових газів, які йдуть для розбавлення, варто враховувати теплообмін на шляху від місця виходу димових газів із рекуператора до місця подачі їх у димохід перед рекуператором, тобто відповідне зменшення температури димових газів на цій ділянці.

Варто звернути увагу на те, що іноді припускаються помилки в розрахунку розбавлення димових газів повітрям, приймаючи за температуру димових газів, що входять у рекуператор, температуру димових газів у місці виходу їх із робочого простору печі без врахування на зниження температури димових газів на шляху від робочого простору печі до рекуператора. Між тим, величина цього падіння температури часто буває досить істотною, порядку 150–300 °С, і обумовлюється не тільки теплообміном, але й масообміном, тобто вибиванням димових газів та водночас підсмоктуванням холодного зовнішнього повітря. Таким чином, може знадобитися не зниження температури димових газів перед рекуператором шляхом розбавлення їх повітрям, а внесення відповідних корегувань у розрахункові величини початкової температури димових газів t'_d . Для прикладу можна вказати на результати ряду виробничих випробовувань печей із рекуператорами, коли спостерігали, що при установці рекуператора безпосередньо над камерною нагрівальною піччю і при температурі в робочому просторі печі 1300–1500 °С температура в димовому каналі перед рекуператором складала 900–1000 °С. У термічних печах із висувним подом у ряді випадків спостерігали, що при температурі в робочому просторі 800–850 °С температура димових газів перед рекуператором, установленим у лежку за піччю, складає всього 500–550 °С.

Температура стінок рекуператора

Визначення максимальної температури стінки рекуператорних елементів є обов'язковою частиною розрахунку рекуператора, оскільки його розрахункові параметри (температури і коефіцієнти тепловіддачі димових газів та повітря) варто вибирати таким чином, щоб максимальна температура стінок рекуператора не перевищувала допустимої для матеріалу, з якого виготовлено ці стінки.

Якщо взяти яку-небудь ділянку поверхні нагріву рекуператора, середня температура димових газів якої t_d , а середня температура повітря t_n , то через одиницю поверхні обраної ділянки буде передаватися наступний тепловий потік, Вт/м²,

$$q = k(t_d - t_n). \quad (2.38)$$

При стаціонарному режимі в рекуператорі цей тепловий потік дорівнює тепловому потоку, переданому від димових газів до стінки і від стінки до повітря:

$$q = \alpha_d (t_d - t_{cr}); \quad (2.39)$$

$$q = \alpha_n (t'_{cr} - t_n), \quad (2.40)$$

де t_{cr} — температура стінки рекуператора на стороні димових газів, °С;

t'_{cr} — температура стінки рекуператора на стороні повітря, °С;

α_d і α_n — відповідно коефіцієнти тепловіддачі на димовій і повітряній сторонах, Вт/(м²·К).

Розв'язуючи рівняння (2.39) і (2.40) відносно t_{cr} і t'_{cr} , знаходимо наступні вирази для температури стінки:

$$t_{cr} = t_n - \frac{q}{\alpha_d} = t_d - \frac{k(t_d - t_n)}{\alpha_d}; \quad (2.41)$$

$$t'_{cr} = t_n + \frac{q}{\alpha_n} = t_n + \frac{k(t_d - t_n)}{\alpha_n}. \quad (2.42)$$

Як зазначено вище, в металевих рекуператорах тепловим опором стінки можна знехтувати і вважати, що $t'_{cr} = t_{cr}$.

За цієї умови у випадку експлуатації металевих рекуператорів, прирівнюючи праві частини рівнянь (2.39) і (2.40), тобто вилучаючи q , одержуємо наступне рівняння:

$$\alpha_d (t_d - t_{cr}) = \alpha_n (t_{cr} - t_n). \quad (2.43)$$

Звідси

$$t_{cr} = \frac{\alpha_d t_d + \alpha_n t_n}{\alpha_d + \alpha_n} \quad (2.44)$$

або, якщо перетворити рівняння (2.44), то

$$t_{cr} = t_n + \frac{t_d - t_n}{1 - \frac{\alpha_n}{\alpha_d}}. \quad (2.45)$$

Для полегшення розрахунків це рівняння наведене у вигляді кривої на рис. 2.7:

$$\frac{t_{cr} - t_n}{t_d - t_n} = f\left(\frac{\alpha_n}{\alpha_d}\right).$$

Рівняння (2.45) показує, що температура стінки рекуператора, у даному місці, в основному, залежить від співвідношення $\frac{\alpha_n}{\alpha_d}$. Чим вище відношення

$\frac{\alpha_n}{\alpha_d}$, тим ближче температура стінки до температури повітря.

Рівняння (2.44) і (2.45) належать до того випадку, коли поверхня нагрівання з боку димових газів (F_d) дорівнює поверхні нагрівання з боку повітря (F_n).

Якщо ці поверхні не однакові ($F_n < F_d$ або $F_n > F_d$), то рівняння (2.44) буде мати вигляд:

$$t_{cr} = t_n + \frac{t_d - t_n}{1 + \frac{\alpha_n F_n}{\alpha_d F_d}}. \quad (2.46)$$

У високотемпературних радіаційних рекуператорах при визначенні максимальної температури стінки елементів рекуператора додатково варто враховувати випромінювання передрекуператорного простору на перші елементи рекуператора.

Для наближеного розрахунку можна рекомендувати збільшити середнє значення коефіцієнта тепловіддачі випромінюванням, отримане при визначенні випромінювання тільки об'єму газів у межах внутрішнього циліндра рекуператора, на величину, наведену в додатку в табл. 2.

Дані табл. 2 отримані шляхом розрахунку випромінювання передрекуператорного простору за методом визначення втрат теплоти випромінюванням із вікон нагрівальних печей. За вікно приймають вхідний перетин димового каналу рекуператора з подальшим коректуванням отриманих величин за практичними даними окремим досліджень радіаційних щільних рекуператорів.

Більш точні методи розрахунку випромінювання передрекуператорного простору наведені, наприклад, у роботах [29; 30].

2.3. Аеродинамічний розрахунок

Загальна втрата тиску в рекуператорній установці за повітряним і газовим трактами може бути виражена наступною формулою:

$$\sum h = h_{тр} + h_m + h_{геом}, \quad (2.47)$$

де $\sum h$ — загальна втрата тиску або сума опорів, Па;

$h_{тр}$ — опір тертя, Па;

h_m — втрати тиску внаслідок місцевих опорів, Па;

$h_{геом}$ — геометричний напір, Па.

Опір тертя

Опір тертя при русі повітря або газу трубами або каналами визначають, Па, за формулою:

$$h_{тр} = \mu \frac{w_0^2}{2} \rho_0 (1 + \alpha t) \frac{L}{d}, \quad (2.48)$$

де μ — коефіцієнт тертя;

w_0 — середня швидкість повітря (газу), м/с;

ρ_0 — густина газу за нормальних умов, Н/м³;

$(1 + \alpha t)$ — біном розширення;

L — довжина каналу, м;

d — діаметр каналу, м.

У випадках, якщо канали, якими рухається газ, не круглого перетину, то як $d_{\text{екв}}$ приймають еквівалентний діаметр, який визначається за формулами (2.17) або (2.18).

Для ламінарного потоку ($Re < 2300$)

$$\mu = \frac{64}{Re}; \quad (2.49)$$

турбулентного потоку

$$\mu \approx \frac{A}{Re^n}, \quad (2.50)$$

де для цегельної стінки $A = 0,175$, $n = 0,12$;

для гладкої металевої стінки $A = 0,32$, $n = 0,25$;

для шорсткої металевої стінки $A = 0,129$, $n = 0,12$.

У формулах (2.49) і (2.50) при визначенні Re коефіцієнт кінематичної в'язкості вибирають у залежності від температури стінки каналу.

Для наближених розрахунків опору тертя можна приймати: для гладких металевих поверхонь $\mu = 0,03$; для цегельних стінок $\mu = 0,05$.

Місцеві опори

До місцевих опорів відносяться різкі зміни перетину, які обумовлюють різкі зміни швидкості на шляху руху газу, плавні і різкі повороти, розгалуження трубопроводу і тощо.

Втрату тиску від місцевих опорів визначають, Па, за формулою:

$$h_m = \zeta \frac{w_0^2}{2} \rho_0 (1 + \alpha t), \quad (2.51)$$

де ζ — коефіцієнт місцевого опору.

Значення коефіцієнтів місцевих опорів для випадків, що найбільш часто зустрічаються при розрахунках рекуператорів, наведені в додатку в табл. 3.

Геометричний напір

Геометричний напір визначається різницею густин атмосферного повітря і газу в даному газоході, а також висотою газового об'єму.

Геометричний напір, Па, визначають за формулою:

$$h_{\text{геом}} = H(\rho_n - \rho_r), \quad (2.52)$$

де H — різниця між верхнім і нижнім рівнями газоходу, м;

ρ_n — густина зовнішнього (холодного) повітря при його температурі, Н/м^3 ;

ρ_r — густина газу або повітря в газоході при їхній температурі, Н/м^3 .

Густина газу ρ_r приймають при середній температурі газу між розрахунковими рівнями (різниця між якими дорівнює H).

Якщо газ або нагріте повітря рухаються в каналі зверху вниз, то $h_{\text{геом}}$ входить у формулу (2.47) зі знаком «плюс». Якщо газ або повітря рухаються знизу догори, то $h_{\text{геом}}$ входить у формулу зі знаком «мінус», оскільки геометричний напір у цьому випадку сприяє рухові газу і загальний опір зменшують на його величину.

Аеродинамічний опір пучків труб при зовнішньому обтіканні

Аеродинамічний опір пучків труб (зовнішнє обтікання, Па) може бути визначений за допомогою номограм, представлених у додатку на рис. 15, рис. 16 у відповідності з рекомендаціями [8].

При шаховому розташуванні труб

$$h = C_s C_d \Delta h (z_r + 1), \quad (2.53)$$

де z_r — число рядів труб у напрямку руху димових газів;

$\Delta h, C_s, C_d$ — визначаються за рис. 15 дод., причому швидкість потоку (w) приймають у вузькому перетині пучка труб при середній температурі потоку.

При коридорному розташуванні труб аеродинамічний опір визначають за формулами (2.51), причому коефіцієнт місцевого опору обчислюють за формулами

$$\zeta = C_s C_{Re} \zeta_{\text{тр}} z_r \text{ при } \frac{S_1}{d} > \frac{S_2}{d} \quad (2.54)$$

і

$$\zeta = C_s \cdot \zeta_{\text{тр}} \cdot z_r \text{ при } \frac{S_1}{d} \leq \frac{S_2}{d}, \quad (2.55)$$

де z_r — число рядів труб у напрямку руху димових газів;

$C_s, C_{Re}, \zeta_{\text{тр}}$ — визначається за рис. 16 дод.

2.4. Особливості теплового й аеродинамічного розрахунку голчастих рекуператорів

Для голчастих рекуператорів залежність критерія Нуссельта від числа Рейнольдса, а також залежності коефіцієнта тепловіддачі, Вт/(м²·К), від швидкості газових середовищ (w , м/с), визначаються за наступними емпіричними формулами:

$$Nu = A \cdot Re^n; \quad (2.56)$$

$$\alpha = B \cdot w^n. \quad (2.57)$$

Значення A, B і n у цих формулах наведені в додатку (табл. 4).

Треба відзначити, що дослідження тепловіддачі проводили при максимальній температурі димових газів, що входять у рекуператор, яка дорівнюється 800–900°C, і середній температурі їх у рекуператорі 600–650°C. Коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням при цих температурах складає не більше 7–8 % коефіцієнта тепловіддачі конвекцією.

Забруднення поверхні голчастих труб впливає не тільки на зниження величини коефіцієнта тепловіддачі, але й на зміну характеру функцій $Nu = A \cdot Re^n$ і $\alpha = B \cdot w^n$, оскільки показник ступеня n при засміченні поверхні змінюється. Наприклад, після експлуатації голчастого рекуператора з труб типу 17,5 протягом 6-ти місяців на печі, опалюваній міським газом, було встановлено, що засмічення димової поверхні труб привело не тільки до зменшення коефіцієнта тепловіддачі на димовій стороні на 45–50 %, але і до зменшення показника ступеня n у формулі (2.56) від 0,755 до 0,6. Останню

обставину можна пояснити меншим впливом зміни швидкості на турбулізацію через засмічення голок, тому що внаслідок зростання їхнього опору значення середньої швидкості в зоні голок знизилася.

Аеродинамічний опір голчастої труби, Pa , визначається за наступною формулою:

$$h_b = A \omega_0^2 T / 273, \quad (2.58)$$

де h_b — аеродинамічний опір голчастої труби за шляхом руху повітря (всередині), Pa ;

w_0 — приведена швидкість повітря в трубі, m/s ;

T — середня температура повітря в трубі, K ;

A — коефіцієнт, що залежить від довжини труби.

У табл. 2.2 наводяться значення цього коефіцієнта.

Таблиця 2.2

Довжина труби, мм	880	1135	1365	1640
Коефіцієнт A при: h_b , Pa	2,06	2,40	2,75	3,10

При розрахунках рекуператорів величину аеродинамічного опору, знайдену за формулою (2.58), варто збільшити на 25–30 %, з огляду на неточність лиття і можливе відхилення розмірів голок від проектних, а також підвищення шорсткості голок від корозії при транспортуванні труб від заводу, що виготовляє, до місця збирання.

Для визначення аеродинамічного опору зовнішньої (димової) поверхні голчастих труб усіх трьох типів можна використовувати наступну емпіричну формулу:

$$h_d = a (n + m) T \cdot w_0^2 \cdot 10^{-4}, \quad (2.59)$$

де h_d — аеродинамічний опір зовнішньої (димової) поверхні голчастих труб, Pa ;

n — число рядів труб у напрямку руху димових газів;

m — число секцій (ходів) рекуператора в напрямку руху димових газів;

T — середня температура димових газів, K ;

a — коефіцієнт, що залежить від типу труб, наведено в табл. 2.3.

Таблиця 2.3

Коефіцієнт a при h_d	Pa
Труби типу 17,5	6,0
Труби типу 28	5,4
Труби з гладкою зовнішньою поверхнею	1,6

Установлено, що потік газу всередині голчастої труби вирівнюється на довжині 900–1000 мм, після чого на іншій ділянці встановлюється постійний профіль швидкостей, при якому коефіцієнт опору одиниці довжини труби

виходить менше, ніж початкової ділянки. Тому, якщо при конструюванні рекуператорів видається можливість вибирати довжину голчастих труб, то рекомендується застосовувати більш довгі труби.

На основі вимірювань перепаду температур між вершиною і основою голки на димовій стороні голчастої труби рекомендується для визначення максимальної температури металу розрахункову максимальну температуру стінки за формулою (2.40) збільшувати на Δt у залежності від температури димових газів (t_d), ця залежність наведена в табл. 2.4.

Таблиця 2.4

t_d °C	400–500	500–550	650–750	750–650	850–900
Δt °C	80	100	110	130	140

Приклад розрахунку рекуператора з гладких сталевих труб

Завдання. Розрахувати чотириходовий трубчастий рекуператор для печей середнього розміру. Його характеристика наступна:

- Об'ємна витрата повітря, що нагрівається, (при вході в рекуператор), м³/год.....4200
- Об'ємна витрата димових газів (при вході в рекуператор), м³/год...5300
- Температура підігріву повітря (у печі), °C.....500
- Початкова температура повітря, °C.....20
- Температура димових газів перед рекуператором, °C.....1100
- Середня теплоємність димових газів, кДж/(м³·K).....1,55
- Можуть бути застосовані труби з жароміцної сталі, що зберігає свої властивості при температурі, °C800–900.

Тепловий розрахунок і визначення розмірів рекуператора

$$V_{\text{п}} = \frac{4200}{3600} = 1,17 \text{ м}^3/\text{с};$$

$$V_{\text{д}} = \frac{5300}{3600} = 1,47 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Приймаємо падіння температури у повітропроводі від рекуператора до пальників $\Delta t = 50$ °C; тоді необхідна температура підігріву повітря дорівнює:

$$t_{\text{п}}'' = t_{\text{задан}} + \Delta t = 500 + 50 = 550 \text{ °C}.$$

Середня об'ємна теплоємність повітря [37]:

$$c_{\text{п}} = 1,35 \text{ кДж}/(\text{м}^3 \cdot \text{K}).$$

Тепловий потік, що сприймається повітрям:

$$Q_{\text{п}} = V_{\text{п}} c_{\text{п}} (t_{\text{п}}'' - t_{\text{п}}') = 1,17 \cdot 1,35 \cdot (550 - 20) = 835000 \text{ Вт}.$$

Приймаємо втрати теплоти рекуператором до навколишнього середовища рівними 10 %. Теплову потужність, яку димові гази повинні передати в рекуператорі

$$Q_{\text{перед}} = \frac{835000}{0,9} = 928000 \text{ , Вт}.$$

Теплова потужність потоку димових газів, які входять до рекуператора:

$$Q'_d = V_d \cdot C_d \cdot t'_d = 1,47 \cdot 1,55 \cdot 1100 = 2510000 \text{ Вт}$$

Теплова потужність димових газів, що йдуть із рекуператора:

$$Q''_d = Q'_d - Q_{\text{перед}} = 2510000 - 928000 = 1582000 \text{ Вт.}$$

Приймаємо об'ємну теплоємність димових газів, що йдуть із рекуператора (попередньо приймаючи $t'' = 700^\circ\text{C}$), $c_o = 1,51 \text{ кДж}/(\text{м}^3 \cdot \text{К})$.

Температура димових газів, що йдуть із рекуператора:

$$t''_d = \frac{Q''_d}{V_d \cdot C''_d} = \frac{1582000}{1,47 \cdot 1,51} = 710^\circ\text{C}.$$

Приймаємо в рекуператорі схему протитечії:

$$t''_n = 20^\circ\text{C} \xrightarrow{\text{повітря}} t''_n = 550^\circ\text{C},$$

$$t''_d = 710^\circ\text{C} \xleftarrow{\text{димові гази}} t'_d = 1100^\circ\text{C},$$

$$\Delta t'_m = t'_d - t''_n = 550^\circ\text{C},$$

$$\Delta t'_b = t'_d - t''_d = 710 - 20 = 690^\circ\text{C}.$$

Середня логарифмічна різниця температур (за номограмою рис. 13 дод.) $T_{\text{ср}} = 619^\circ\text{C}$. Приймаємо швидкість димових газів і повітря в рекуператорі:

$$\bar{w}_d = 3 \text{ м/с}; \quad \bar{w}_n = 8 \text{ м/с}.$$

Загальний переріз каналів для проходження повітря повинний бути:

$$f_n = \frac{V_n}{\bar{w}} = \frac{1,17}{8,0} = 0,146 \text{ м}^2.$$

Загальний переріз каналів для проходження димових газів:

$$f_d = \frac{V_d}{\bar{w}_d} = \frac{1,47}{3,0} = 0,49 \text{ м}^2.$$

Приймаємо, що димові гази йдуть усередині труб, а повітря обтікає труби зовні. Вибираємо для рекуператора труби перерізом 53/60 мм, тобто такі, що мають внутрішній діаметр $d=53\text{мм}$ і товщину стінки 3,5 мм.

Живий переріз однієї труби (у світлі)

$$f = 0,785 \cdot d^2 = 0,785 \cdot 0,053^2 = 0,0022 \text{ м}^2.$$

Число труб (каналів) на шляху руху димових газів повинно бути:

$$n = \frac{0,49}{0,0022} \approx 220.$$

Приймаємо розташування труб шахове і у плані труби розташовуємо по прямокутнику: по потоку повітря 18 рядів і в напрямку, поперечному течії повітря — 12 рядів. Загальне число труб

$$n = 12 \cdot 18 = 216.$$

Дійсна площа проходження димових газів:

$$f_d = 216 \cdot 0,0022 = 0,475 \text{ м}^2.$$

Дійсна швидкість димових газів:

$$\bar{w}_d = \frac{1,47}{0,475} = 3,1 \text{ м/с}.$$

Крок труб у напрямку руху потоку повітря і поперек його приймаємо:

$$S_1 = S_2 = 1,5d = 1,5 \cdot 60 = 90 \text{ мм}; \quad \frac{S_1}{d} = \frac{S_2}{d} = 1,5.$$

Ширина повітряних каналів у вузькому перетині $a = 0,03$ м. Висота каналів одного ходу повітря

$$b = \frac{0,146}{0,03 \cdot 12} \approx 0,4 \text{ м.}$$

Визначимо коефіцієнт теплопередачі в рекуператорі

Середня температура повітря в рекуператорі

$$t_{\text{в}}^{\text{ср}} = \frac{20 + 550}{2} = 285^{\circ}\text{C}.$$

Фактична швидкість повітря при температурі 285°C

$$w_{B(t)} = w_0(1 + \alpha t) = 8,0 \cdot \left(1 + \frac{285}{273}\right) = 16,4 \text{ м/с.}$$

За номограмою рис. 11 [49] $\alpha_n = 87 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$.

Поправочні коефіцієнти:

$$C_{P2} = 1,0; C_s = 1,0; C_{\phi} = 0,8;$$

$$\alpha_n = \alpha_n C_{P2} C_s C_{\phi} = 87 \cdot 1,0 \cdot 1,0 \cdot 0,88 = 76,7 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Середня температура димових газів у рекуператорі:

$$t_{\text{д}}^{\text{ср}} = \frac{1100 + 710}{2} = 905^{\circ}\text{C}.$$

Фактична швидкість димових газів при 905°C

$$\bar{w}_{\text{д}(t)} = 3,1 \left(1 + \frac{905}{273}\right) = 13,4 \text{ м/с.}$$

Коефіцієнт кінематичної в'язкості:

$$\nu = 153,6 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с.}$$

Критерій Рейнольдса:

$$Re = \frac{\bar{w} \cdot d}{\nu} = \frac{13,4 \cdot 0,053}{153,6 \cdot 10^{-6}} = 4630.$$

Таким чином, режим потоку — перехідний. Значення $\alpha_{\text{д}}^{\text{кін}}$ визначають за графіком (рис. 6 дод.).

Для значень $\bar{w}_{\text{д}} = 13,4 \text{ м/с}$ і $t_{\text{д}}^{\text{кін}} = 905^{\circ}\text{C}$

$$\alpha_{\text{д}}^{\text{кін}} = 25,8 K_2, \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)},$$

де $K_2 = 1,03$ (за графіком рис. 6 дод.). Звідси

$$\alpha_{\text{д}}^{\text{кін}} = 25,8 \cdot 1,03 = 26,6 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Знайдемо коефіцієнт тепловіддачі від димових газів випромінюванням. Приймаємо, що в димових газах міститься 8,5 % CO_2 і 16 % H_2O (продукти згоряння природного газу).

Визначаємо ефективну товщину випромінюючого шару:

$$S_{\text{еф}} = 0,9d = 0,9 \cdot 0,053 = 0,0477 \text{ м.}$$

Тоді одержуємо для CO_2

$$P_{\text{CO}_2} \cdot S_{\text{еф}} = 0,085 \cdot 0,0477 = 0,405 \text{ кПа}$$

і для водяної пари

$$P_{\text{H}_2\text{O}} \cdot S_{\text{эф}} = 0,165 \cdot 0,0477 = 0,787 \text{ кПа.}$$

За цими даними і середньою температурою димових газів 905 °С із графіків, зображених на рис. 2–4 дод., знаходимо:

$$\varepsilon_{\text{CO}_2} = 0,0278; \quad \varepsilon_{\text{H}_2\text{O}} = 0,015; \quad \beta_{\text{H}_2\text{O}} = 1,129;$$

$$\varepsilon_{\text{H}_2\text{O}} = \varepsilon'_{\text{H}_2\text{O}}; \quad \beta = 0,015 \cdot 1,129 = 0,0169.$$

Середню температуру стінки приймаємо рівною 400 °С.

За графіком на рис. 1 дод. знаходимо $M = 162$ (за середньою температурою димових газів між входом і виходом).

Коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням:

$$\alpha_{\text{д}} = 1,163(\varepsilon_{\text{CO}_2} + \varepsilon_{\text{H}_2\text{O}})M = 1,163(0,0278 + 0,0169)162 = 8,43 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Коефіцієнт тепловіддачі димових газів:

$$\alpha_{\text{д}} = \alpha_{\text{д}}^{\text{кін}} + \alpha_{\text{д}}^{\text{ноч}} = 26,6 + 8,43 = 35,03 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Коефіцієнт теплопередачі в рекуператорі:

$$K = \frac{\alpha'_{\text{в}} \cdot \alpha_{\text{д}}}{\alpha'_{\text{в}} + \alpha_{\text{д}}} = \frac{76,7 \cdot 35,03}{76,7 + 35,03} = 24 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Необхідна поверхня нагрівання рекуператора:

$$F = \frac{Q_{\text{п}}}{k \cdot \Delta t} = \frac{835000}{24,0 \cdot 619} = 56,2 \text{ м}^2.$$

Середній діаметр труб:

$$d_{\text{сеп}} = \frac{d_{\text{зов}} + d_{\text{вн}}}{2} = \frac{0,06 + 0,053}{2} = 0,0565 \text{ м.}$$

Довжина труб повинна бути:

$$L_{\text{т}} = \frac{F}{\pi \cdot d_{\text{сеп}} \cdot n} = \frac{56,2}{3,14 \cdot 0,0565 \cdot 216} = 1,47 \text{ м.}$$

Вище було визначено, що висота одного ходу повітря повинна складати 0,4 м.

Приймаємо в рекуператорі за потоком повітря чотири основних і два додаткових хода у верхній частині рекуператора. Висоту каналів одного додаткового ходу приймаємо рівною 200 мм.

Довжина труб виходить рівною:

$$L_{\text{т}} = 4,0 - 2,0 = 2,0 \text{ м.}$$

З огляду на компенсатор і трубні дошки, довжину труб приймаємо рівною 2,2 м (висота рекуператора).

У плані габарити рекуператора наступні:

ширина $0,09 \cdot 12 \approx 1,1$; довжина $0,09 \cdot 18 \approx 1,62$ м.

Максимальна температура стінки рекуператора:

Маємо

$$\alpha_{\text{п}} = 76,7 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К});$$

$$\alpha_{\text{д}} = 35,03 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Відношення

$$\frac{\alpha_{\text{п}}}{\alpha_{\text{д}}} = \frac{76,3}{35,03} = 2,19.$$

За графіком, зображеним на рис. 2.7, одержуємо

$$\frac{t_{ст} - t_n''}{t_n' - t_n''} = 0,35 = \frac{t_{ст} - 550}{1100 - 550}.$$

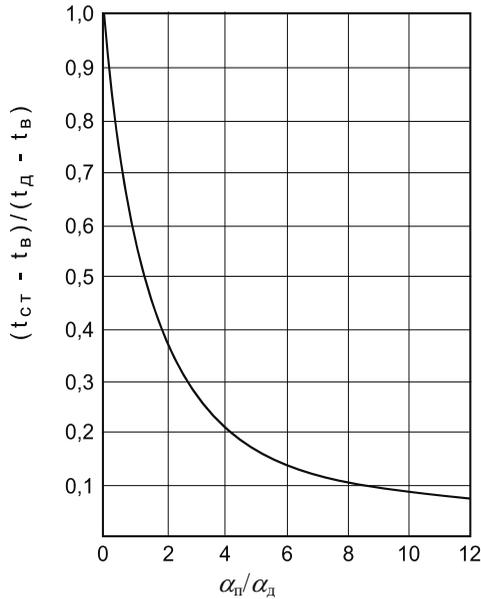


Рис. 2.7. Графік для визначення середньої температури стінки рекуператора

Звідси, максимальна температура стінки $t_{ст} = 742 \text{ }^\circ\text{C}$.

Таким чином, максимальна температура стінки є припустимою для матеріалу труб даного рекуператора ($t_{доп}^{max} = 800 \text{ }^\circ\text{C}$).

Варто звернути увагу на те, що внаслідок додаткового випромінювання передрекуператорного простору і можливих коливань співвідношення повітря і димових газів при експлуатації рекуператора температура стінки трохи вище від визначеної аналітичним розрахунком і значення її наблизиться до максимально припустимого (у цьому випадку) для даного матеріалу труб рекуператора.

Втрати тиску в рекуператорі на повітряному шляху

Визначимо опір рекуператорних труб.

Фактична швидкість повітря у вузькому перетині при $t_n^{ср} = 285 \text{ }^\circ\text{C}$,

$$\bar{w}_n = 16,4 \text{ м/с}, \quad \frac{S_1}{d} = \frac{S_2}{d} = 1,5; \quad d = 0,06 \text{ м}.$$

Загальне число рядів труб (4 ходи) $Z_2 = 4 \cdot 18 = 72$.

За цими даним відповідно до номограми, зображеної на рис. 15 дод. одержуємо:

$$C_s = 1,4; \quad C_d = 0,84; \quad \Delta h = 2,25,$$

$$h_1 = 9,81 \cdot C_s \cdot C_d \cdot \Delta h (Z_2 + 1) = 9,81 \cdot 1,4 \cdot 0,84 \cdot 2,25 (72 + 1) = 1900 \text{ Па}.$$

Визначимо втрати тиску на повороти в перехідних повітряних коробках на 180° .

Швидкість повітря в перехідних коробках приймаємо $\bar{w}_n = 6,0$ м/с. З огляду на наявність направляючих перегородок і закруглень зовнішніх стінок коробок приймаємо коефіцієнт опору при повороті на 90° у коробці $\xi = 1,0$. У нашому рекуператорі всього три коробки, причому в кожній із них струмінь повітря повертається на 180° .

Загальний коефіцієнт опору для всіх трьох коробок складе:

$$\xi_2 = 1,0 \cdot 2 \cdot 3 = 6,0;$$

$$t_n^{\text{ср}} = 285^\circ\text{C}; \quad \rho = 1,293 \text{ кг/м}^3;$$

$$h_2 = \xi_2 \frac{\bar{w}_n^2}{2} \rho (1 + \alpha t) = 6,0 \frac{6,0^2}{2} 1,293 \left(1 + \frac{285}{273} \right) = 285,4 \text{ Па.}$$

Визначимо втрати тиску в підвідній повітряній коробці (дифузори). Швидкість повітря в підвідному повітропроводі приймаємо рівною $\bar{w}_n = 10,0$ м/с.

Відношення перерізів підвідного повітропроводу у найбільш широкому перерізі приймаємо $F_1/F_2 = 0,1$. Кут розкриття $\alpha = 40^\circ$. При цьому відношення F_1/F_2 коефіцієнт опору $\xi_3 = 0,81$ (за табл. 3 дод., рис. 2), а поправочний коефіцієнт $K = 1,0$.

Для дифузора $\xi_3 = \xi' \cdot K$; $\xi_3 = 0,81 \cdot 1,0 = 0,81$; $t_n = 20^\circ\text{C}$;

$$h_3 = \xi_3 \frac{\bar{w}_n^2}{2} \rho (1 + \alpha t) = 0,81 \frac{10,0^2}{2} 1,293 \left(1 + \frac{20}{273} \right) = 55,4 \text{ Па.}$$

Визначимо втрату тиску у відвідній повітряній коробці (конфузори). Як і для підвідної повітряної коробки приймаємо

$F_1/F_2 = 0,1$; $\bar{w}_n = 10,0$ м/с; кут розкриття $\alpha = 40^\circ$.

За табл. 3 рис. 1 дод. $\xi_4 = 0,47$.

Температура повітря при виході з рекуператора $t = 550^\circ\text{C}$.

$$h_4 = \xi_4 \frac{\bar{w}_n^2}{2} \rho (1 + \alpha t) = 0,47 \frac{10,0^2}{2} 1,293 \left(1 + \frac{550}{273} \right) = 19,6 \text{ Па.}$$

Сума втрат тиску на шляху повітря в рекуператорі:

$$\sum h = h_1 + h_2 + h_3 + h_4 = 1900 + 286,4 + 55,4 + 19,6 = 2261,4 \text{ Па.}$$

Втрата тиску в рекуператорі на шляху димових газів

Визначимо втрату тиску від тертя в димових каналах.

Критерій Рейнольдса $Re = 4630$.

Коефіцієнт тертя $\mu = A/Re^n$.

Для шорсткої металеві стінки $A = 0,129$; $n = 0,12$;

$$\mu = \frac{0,129}{Re^{0,12}} = \frac{0,129}{4630^{0,12}} = 0,047.$$

Для димового каналу ($L = 2,2$ м; $d_{\text{вн}} = 0,053$ м).

$$t_0^{\text{ср}} = 905^\circ\text{C}; \quad \rho_{10} = 1,34 \text{ кг/м}^3; \quad \bar{w}_n = 3,1 \text{ м/с},$$

$$h_1 = \mu \frac{\bar{w}_n^{-2}}{2} \rho_{10} (1 + \alpha t) \frac{L}{d_{\text{вн}}} = 0,047 \frac{3,1^2}{2} 1,34 \left(1 + \frac{905}{273} \right) \frac{2,2}{0,053} = 54,0 \text{ Па.}$$

Визначимо втрату тиску при вході димових газів у труби рекуператора.
За табл. 3 дод. рис. 7 приймаємо $\xi = 3,5$; $\bar{w}_n = 3,1$ м/с; $t = 1100$ °С.

$$h_2 = \mu \frac{\bar{w}_n^{-2}}{2} \rho_{10} (1 + \alpha t) \frac{L}{d_{\text{вн}}} = 3,5 \frac{3,1^2}{2} 1,34 \left(1 + \frac{1100}{273} \right) = 112,8 \text{ Па.}$$

Визначимо втрату тиску при виході димових газів з труб рекуператора.
За рис. 6 табл. 3 дод. $\xi = 1,0$ (вихід із каналу): $w_d = 3,1$ м/с; $t'' = 710$ °С.

$$h_3 = \mu \frac{\bar{w}_n^{-2}}{2} \rho_{10} (1 + \alpha t) \frac{L}{d_{\text{вн}}} = 1,0 \frac{3,1^2}{2} 1,34 \left(1 + \frac{710}{273} \right) = 23,2 \text{ Па.}$$

Розраховуємо геометричний напір.

Середня температура димових газів $t_n = 905$ °С. Температура навколишнього повітря $t_n = 20$ °С. Висота підйому газу (довжина труб) $H = L = 2,2$ м.

Густина повітря при 20 °С:

$$\rho_n = \frac{\rho_n}{1 + \alpha t} = \frac{1,293}{1 + \frac{20}{273}} = 1,205 \text{ кг/м}^3.$$

Густина димових газів при 905 °С

$$\rho_n = \frac{\rho_n}{1 + \alpha t} = \frac{1,34}{1 + \frac{905}{273}} = 0,311 \text{ кг/м}^3.$$

Напрямок геометричного напору протилежний напрямку руху димових газів, тому в сумі втрат тиску геометричний напір увійде зі знаком «плюс».

Сума втрат тиску на димовому шляху

$$\sum h = 54,0 + 112,8 + 23,2 + 19,4 = 209,4 \text{ Па.}$$

Контрольні питання

1. Зниження виходу ВЕР установкою рекуператорів.
2. Типи рекуператорів.
3. Переваги металевих рекуператорів.
4. Особливості керамічних рекуператорів.
5. Розрахунок економії палива.
6. Методика теплового розрахунку рекуператора.
7. Розрахунок коефіцієнта теплопередачі рекуператора.
8. Розрахунок коефіцієнта тепловіддачі випромінювань рекуператора.
9. Розрахунок тепловіддачі конвекцією рекуператора.
10. Середня логарифмічна різниця температур рекуператора.
11. Визначення температури стінок рекуператора.
12. Аеродинамічний опір рекуператора.
13. Особливості теплового розрахунку голчастих рекуператорів.
14. Розрахунок повітропідігрівачів котельних установок.

Глава 3 Зниження виходу ВЕР

3.1. Установка повітропідігрівників котельних установок

Установка повітропідігрівників як основної хвостової поверхні котельних установок обумовлюється їх потужністю, видом палива (деревні відходи, торф, малосірчисті, високовологе буре вугілля), а також конструкцією топкових пристроїв (шарові, камерні).

Разом водяні економайзери і повітропідігрівники встановлюються тоді, коли при встановленні хвостової поверхні тільки одного типу не вдається знизити температуру відхідних газів нижче 250 °С.

У котельних установках із шаровим спалюванням палива повітря підігрівається до 150–250 °С у залежності від вологості палива і вмісту легких речовин, а в котельних установках із камерними топками до 300–400 °С у залежності від виду палива. Температура газів при вході в повітропідігрівник, щоб не було короблення трубних дошок, не повинна перевищувати 500–550 °С.

Температура повітря при вході в повітропідігрівник для запобігання корозії його стінок повинна бути вище від температури точки роси. Значення температури повітря при вході в повітропідігрівник можна прийняти за даними табл. 3.1.

Таблиця 3.1

Значення температури повітря на вході до повітропідігрівника

Паливо	Температура повітря, °С
Сухе, $W^n \leq 2\%$	30
Вологе, $W^n = 5 - 20\%$	45–55
Дуже вологе, $W^n > 25\%$	60–65

При спалюванні сірчистих палив ($S^n = 0,25 + 2\%$) сталеві повітропідігрівники встановлювати не можна.

В опалювально-виробничих котельнях варто встановлювати лише трубчасті повітропідігрівники. Трубчасті повітропідігрівники монтують зі сталевих тонкостінних труб діаметром 51/46 або краще 40/37 мм, кінці яких вварюють у трубні дошки. Труби повітропідігрівника частіше розташовують у шахматному порядку.

Швидкість руху димових газів повинна бути в межах $V = 10-12$ м/с, але не менше 8 м/с, для запобігання забруднення поверхонь труб.

Через дуже компактне розташування труб для зниження опору повітропідігрівника з повітряної сторони швидкість руху повітря рекомендується приймати в два рази нижче від швидкості руху газів.

Теплова потужність трубчастих повітропідігрівників розраховується за рівнянням, кВт:

$$Q = (\alpha_r - 0,1) V_o \cdot c \cdot B_p(t'' - t'), \quad (3.1)$$

де α_r — значення коефіцієнта надлишку повітря в топці;

V_o — теоретично необхідна кількість повітря, м³/кг;
 c — теплоємність повітря в межах температур від 0 до 200 °С, кДж/м³·К;
 B_p — витрата палива, кг/с;
 $0,1$ — коефіцієнт, який ураховує присоси повітря в топку;
 t' і t'' — температури повітря до і після повітропідігрівника, значення яких задаються.

Основні рівняння при розрахунку конвективного теплообміну в повітропідігрівнику:

рівняння теплопередачі:

$$Q_T = k \cdot F \cdot \Delta t_{\text{сер}}; \quad (3.2)$$

рівняння теплового потоку, переданого поверхні нагрівання в результаті зміни ентальпії газів у повітропідігрівнику:

$$Q_6 = B_p \cdot \varphi (H' - H'' + \Delta H_n). \quad (3.3)$$

Розрахунок вважається завершеним, коли обидва рівняння перетворюються в рівність (при перевірочному розрахунку):

$$k \cdot F \cdot \Delta t_{\text{сер}} = B_{\text{сер}} \cdot \varphi (H' - H'' + \Delta H_n), \quad (3.4)$$

де φ — значення коефіцієнта збереження теплового потоку, що враховує втрати теплового потоку до навколишнього середовища;

ΔH_n — зміна ентальпії повітря внаслідок присмокування до газозводу;

F — поверхня нагріву повітропідігрівника, м²;

k — значення коефіцієнта теплопередачі, Вт/(м²·К);

$\Delta t_{\text{сер}}$ — середня логарифмічна різниця температур, °С;

H' і H'' — ентальпії газів до і після повітропідігрівника, кДж/кг.

Середня логарифмічна різниця температур розраховується в залежності від схеми руху теплоносіїв. У випадку прямиотечії або протитечії:

$$\Delta t_{\text{сер}} = \frac{g' - g''}{\ln \frac{g' - t_{\text{сер}}}{g'' - t_{\text{сер}}}} \quad (3.5)$$

або

$$\Delta t_{\text{сер}} = \frac{g' + g''}{2} - \frac{t' + t''}{2}, \quad (3.6)$$

де g' і g'' — відповідні температури газів;

$t_{\text{сер}}$ — середня температура повітря в повітропідігрівнику.

Значення температурного напору як середньоарифметичну різницю температур (3.6) можна використовувати в тих випадках, коли

$$\frac{\Delta t_6}{\Delta t_m} \leq 1,7, \quad (3.7)$$

де Δt_6 — різниця температур між теплоносіями у тому кінці поверхні нагріву, де вона більше, °С;

Δt_m — різниця температур на іншому кінці поверхні нагріву.

Значення коефіцієнту збереження теплоти:

$$\varphi = 1 - \frac{q_5}{\eta_{\text{ка}} + q_5}, \quad (3.8)$$

де q_5 — втрати теплоти до навколишнього середовища;
 $\eta_{ка}$ — коефіцієнт корисної дії котлоагрегату.

Поверхня нагріву повітропідігрівника в m^2

$$F = n\pi dl, \quad (3.9)$$

де n — число труб із зовнішнім діаметром d , м, що входять у повітропідігрівник, шт;
 l — довжина труби, що дорівнює довжині або висоті повітропідігрівника, м.

Значення розрахункового коефіцієнта теплопередачі трубчастих повітропідігрівників визначається за формулою:

$$k = 0,7 \frac{\alpha_k \alpha_r}{\alpha_k + \alpha_r}, \quad (3.10)$$

де 0,7 — коефіцієнт використання поверхні теплообміну;
 α_k^* — значення коефіцієнта тепловіддачі від газів до стінки за рахунок конвекції;
 α_r^* — значення коефіцієнта тепловіддачі від стінки до повітря.

Примітка. * — значення коефіцієнтів тепловіддачі визначають за номограмами [49; 17].

3.2. Установка водяних економайзерів

Економайзер (від англ. *economizer* — підігрівач) — теплообмінник для попереднього підігріву води, яка подається в паровий котел за рахунок теплоти відхідних газів.

Водяні економайзери встановлюють для зниження температури відхідних газів, а отже, для підвищення величини коефіцієнта корисної дії котельної установки. У парових котельних водяні економайзери встановлюють як на живильній, так і на мережевій воді; проте в останньому випадку необхідно забезпечити їх постійне сезонне (для опалювальних котельних) або цілорічне (для виробничих котельних) завантаження. У водогрійних котельних економайзери встановлюють на мережевій воді.

Економайзери бувають індивідуальні і групові. Як правило, слід встановлювати *індивідуальні* економайзери, оскільки вони працюють більш рівномірно і з меншим надлишком повітря. *Групові* економайзери можна встановлювати в котельних установках із постійним або малозмінним тепловим навантаженням, із котлами, конструктивні особливості яких створюють утруднення для установок індивідуальних економайзерів, і, нарешті, з котлами паропродуктивністю менше 2,5 т/год.

Водяні економайзери виготовляють чавунні і сталеві. *Чавунні* економайзери складають із окремих типових елементів ребристих труб і встановлюють до котлів, що працюють із тиском до 2,4 МПа. *Сталеві* економайзери зварюють із сталевих труб діаметром 28...38 мм у вигляді змійовиків, комплектують в окремі пакети і встановлюють до котлів з будь-яким тиском.

Залежно від кількості труб економайзери встановлюють різним способом, але, подібно до котлів, або обмуровують цегляною кладкою, або постачають у вигляді транспортабельних, зібраних на заводі, блоків.

Типові конструкції сталевих водяних економайзерів виготовляють за кресленнями, що спеціально розробляються. У сталевих змійовикових економайзерах розташування труб приймається шахове з поперечним кроком $2-2,5d$ і поздовжнім — $1,5d$. Обмивання труб димовими газами виконується тільки поперечно. У кожному пакеті за висотою не повинно бути більше 25 рядів, а висота не повинна перевищувати 1,5 м. Між пакетами передбачають розриви заввишки 550–600 мм для розміщення обдувних пристроїв.

Усі індивідуальні водяні економайзери приєднують до газоповітряного тракту котла без обвідних лежаків, обвідні лежаки застосовують лише при групових економайзерах; у цьому випадку на обвідних газоходах установлюють послідовно обов'язково два заслони, щоб уникнути перетікання газу повз поверхні нагріву. Швидкості переміщення газів економайзерами приймають у межах $w = 6...9$ м/с, але не менше 3 м/с.

Швидкість води в трубах економайзера може змінюватися в межах $0,3...1,5$ м/с. Щоб краще видаляти повітря з води, що нагрівається в економайзерах, вона повинна переміщуватися знизу доверху. Рух же газів доцільно прийняти за принципом протитечії.

Температура води на вході до економайзера будь-якого типу повинна бути на $5...10$ °С вище за температуру точки роси.

Основні рівняння при розрахунку конвективного теплообміну в економайзері наступні:

рівняння теплопередачі

$$Q_{\tau} = kF\Delta t_{cep}; \quad (3.11)$$

рівняння теплового потоку, переданого поверхні нагріву в результаті зміни ентальпій газів до входу в економайзер і після виходу з нього:

$$Q = B_p \varphi (H'_I - H''_I + \Delta H_B). \quad (3.12)$$

Розрахунок вважається завершеним, коли обидва рівняння перетворюються на рівність

$$kF\Delta t_{cep} = B_p \varphi (H'_I - H''_I + \Delta H_B), \quad (3.13)$$

де B_p — витрата палива, кг/с;

φ — значення коефіцієнту збереження теплоти, що враховує втрати теплоти в навколишнє середовище. Визначається за формулою (3.8);

$H'_I = (\Sigma V \cdot c) \vartheta'$ і $H''_I = (\Sigma V \cdot c) \vartheta''$ — ентальпії газів до і після економайзера;

$\Delta H_B = \Delta \alpha \cdot V_c \cdot c_{\Pi} \cdot t_{\Pi}$ — ентальпія повітря, яке присмоктується до економайзера (значення c_{Π} може дорівнювати $0,927$ кДж/м³);

t_n при розрахунку типових конструкцій дорівнює 30 °С (при розрахунку конкретних об'єктів її слід приймати залежно від місцевих умов);

$\Delta \alpha = \alpha'' - \alpha'$ — приріст значення коефіцієнта надлишку повітря в економайзері (який ураховує присоси повітря до економайзера);

k — значення коефіцієнта теплопередачі від газів до води, Вт/(м²·К);

F — поверхня нагріву економайзера, м²;

$\Delta t_{\text{сер}}$ — середня логарифмічна різниця температур рівна

$$\Delta t_{\text{сер}} = \frac{g' - g''}{\ln \frac{g' - t_n}{g'' - t_n}}, \quad (3.14)$$

де g' , g'' — відповідні температури газів; t_n — температура насиченої пари, відповідна вибраному розрахунковому тиску пари °С.

Теплова потужність, кВт, яка сприймається водою в економайзері, визначається за формулою

$$Q = D_{\text{кот}} (h'' - h'), \quad (3.15)$$

де $D_{\text{кот}}$ — витрата води, кг/с;

h' , h'' — ентальпії води при вході і виході з економайзера (зазвичай одна з них заздалегідь визначається, а інша задається), кДж/кг.

Середню різницю температур із достатнім ступенем точності можна визначити за рівнянням:

$$\Delta t_{\text{сер}} = \frac{g' + g''}{2} - \frac{t' + t''}{2}, \quad (3.16)$$

де g' , g'' — відповідні температури газів;

t' , t'' — відповідні температури повітря.

Величину коефіцієнта теплопередачі чавунних ребристих водяних економайзерів знаходять за дод. рис. 26 залежно від швидкості руху газів, яка в свою чергу визначається за рівнянням:

$$\omega_c = \frac{B_p V_r (g + 273)}{f \cdot 273}, \quad (3.17)$$

де V_r — питомий об'єм димових газів при нормальних умовах, м³/кг;

f — площа живого перерізу газоходу, м².

Величину коефіцієнта теплопередачі, Вт/(м²·К), сталевих економайзерів визначити за формулою:

$$K = \frac{\omega \alpha_k + \alpha_{\text{вип}}}{1 + \varepsilon (\omega \alpha_k + \alpha_{\text{вип}})}, \quad (3.18)$$

де ω — значення величини коефіцієнта омивання або ступінь заповнення газоходу, для більшості існуючих конструкцій складає 0,9–1,0;

ε — значення коефіцієнта забруднення, залежить від роду спалюваного палива, швидкості переміщення димових газів, діаметру труб і їх розташування; приймається за табл. 5 дод.;

α_k — значення коефіцієнта тепловіддачі конвекцією від газів до стінки в Вт/(м²·К), залежить від швидкості і температур газового потоку, діаметра і розташування труб (шахове, коридорне) і характеру їх омивання (поздовжнє, поперечне);

$\alpha_{\text{вип}}$ — значення коефіцієнта тепловіддачі випромінюванням продуктів згорання у Вт/(м²·К), (ураховується при середній температурі газів більше 300 °С); за-

лежить від температури газів, товщини випромінюючого шару і парціального тиску трьохатомних сухих газів і водяної пари.

Значення коефіцієнта тепловіддачі конвекцією у Вт/(м²·К) при поперечному омиванні коридорних гладкотрубних пучків визначається за формулою

$$\alpha_k = 0,177 C_s C_z \frac{\lambda}{d} \left(\frac{wd}{\nu} \right)^{0,65}, \quad (3.19)$$

де C_s — поправка, яка враховує крок труб;

C_z — поправка на число поперечних рядів труб;

λ — значення коефіцієнта теплопровідності при середній температурі потоку, Вт/(м²·К);

ν — значення коефіцієнта кінематичної в'язкості при середній температурі потоку, м²/с;

w — швидкість газів, м/с;

d — зовнішній діаметр труб.

Значення коефіцієнта тепловіддачі конвекцією при поперечному омиванні шахових гладкотрубних пучків визначається за формулою:

$$\alpha_k = 0,27 C_s C_z \frac{\lambda}{d} \left(\frac{wd}{\nu} \right)^{0,6}. \quad (3.20)$$

Контрольні питання

1. Призначення повітропідігрівників.
2. Умови застосування водяних економайзерів і повітропідігрівників.
3. Умови запобігання корозії стінок повітропідігрівників.
4. Чи можна встановлювати сталеві повітропідігрівники при спалюванні сірчистих палив?
5. Співвідношення між швидкістю газів і повітря в повітропідігрівниках.
6. Умови запобігання забруднення поверхонь труб.
7. Основні рівняння при розрахунку конвективного теплообміну в повітропідігрівнику.
8. Способи визначення коефіцієнтів тепловіддачі для повітропідігрівників.
9. Призначення водяних економайзерів.
10. Які бувають економайзери?
11. Умови обмивання труб економайзерів димовими газами.
12. Межі зміни швидкості води в економайзерах.
13. Основні рівняння для розрахунку конвективного теплообміну в економайзері.

Глава 4

Утилізація теплоти стисненого повітря

Утилізація теплоти стисненого повітря застосовується в компресорних станціях промислових підприємств і служить для збільшення загального ККД процесу вироблення стисненого повітря на 10–12 %, а також для підвищення якості цього повітря.

Включення утилізатора теплоти в компресорну установку дозволяє вдвічі зменшити витрату води, що охолоджує в кінцевому холодильнику і зменшити витрату тиску стисненого повітря в процесі його осушення.

4.1. Тепловий розрахунок утилізатора

Метою теплового розрахунку є підбір підігрівача, в якому здійснюється максимально можливе підвищення температури на вході у повітрозбірник — t_2'' і максимально можливе зниження температури на вході в кінцевий холодильник — t_1'' .

Температуру t_2'' і t_1'' можна визначити, знаючи температуру на вході з компресора — t_1' і на виході з кінцевого холодильника t_2' та скориставшись співвідношеннями [26]:

$$t_2'' = t_2' + (t_1' - t_2') \frac{G_1 c_1}{G_2 c_2}; \quad (4.1)$$

$$t_1'' = t_1' + (t_1' - t_2') z, \quad (4.2)$$

де $z = f\left(\frac{kF}{G_1 c_1}; \frac{G_1 c_1}{G_2 c_2}\right)$ — параметр, залежний від площі поверхні теплообміну і умов теплообміну, приймається за дод. табл. 6;

G_1, G_2 — масові витрати гріючого і такого, що нагрівається, повітря.
 $G_1 = G_2$, кг/с;

c_1 і c_2 — середня теплоємність, кДж/(кг·К);

$k = f(Re_1; Re_2)$ — коефіцієнт тепловіддачі теплообмінника Вт/(м²·К);

F — площа поверхні теплообміну, м²;

$Re_1; Re_2$ — відповідні критерії Рейнольдса.

Послідовність теплового розрахунку підігрівача

Вибираємо підігрівач, що серійно випускається і таким чином маємо всі геометричні характеристики теплообмінника.

Задаємося температурами і визначаємо усереднені теплофізичні властивості для температурних інтервалів гріючого і такого, що нагрівається повітря.

Знаючи масову витрату, визначаємо критерій Re_1, Re_2 ; потім, скориставшись критеріальним рівнянням для конвективного теплообміну в газах $Nu = 0,016 Re^{0,8}$ визначаємо критерій Нуссельта (Nu_1, Nu_2), коефіцієнт тепловіддачі α_1

і $\alpha_2 \left\{ \alpha = \frac{Nu\lambda}{l} \right\}$, де λ — коефіцієнт теплопровідності повітря, Вт/(м·К); l — характерний лінійний розмір, м.

Коефіцієнт теплопередачі теплообмінника:

$$K = \left(-\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} \right). \quad (4.3)$$

За таблицею 6 дод. визначаємо $z = f\left(\frac{kF}{G_1 G_2}\right)$ і за формулами (4.1), (4.2) знаходимо t''_1, t''_2 . При значній розбіжності заданих і знайдених температур t''_1, t''_2 вибираємо інший номер підігрівника і повторюємо розрахунки доти, доки не досягнемо відповідності між заданими і знайденими температурами t''_1, t''_2 .

При виборі підігрівника варто мати на увазі, що необхідно надавати перевагу двом підігрівникам, установленим на кожен компресор і підключеним до потоку повітря, що гріє, оскільки в цьому випадку сумарна площа перетину трубок двох підігрівників приблизно дорівнює площі перетину міжтрубного простору підігрівника. Ця обставина має важливе значення, тому що практично однакові умови теплообміну на зовнішній і внутрішній поверхні трубок підігрівника забезпечують найбільш ефективну роботу утилізатора теплоти.

Використання двох підігрівників як утилізатора теплоти стисненого повітря дозволяє знизити температуру повітря на вході в кінцевий холодильник зі 127 °С до 82 °С та підвищити температуру на вході в повітрозбірник із 37 °С до 82 °С.

4.2. Аеродинамічний розрахунок утилізатора теплоти

Метою аеродинамічного розрахунку є визначення втрат тиску стисненого повітря, викликаних установкою підігрівників, а також зіставлення цих втрат із приростом тиску, обумовленим підвищенням температури стисненого повітря, що надходить у ресивер.

Розрахунок полягає у визначенні втрат у тракці гріючого повітря і повітря, що нагрівається, з наступним їхнім підсумовуванням. Втрати тиску по тракту гріючого повітря складаються із втрат тиску на тертя в трубках, втрати тиску при гальмуванні потоку (неізотермічна течія) і втрати тиску на місцевих опорах (дифузори на вході в підігрівник, раптове звуження на вході в трубки, раптове розширення на виході з трубок, конфузори на виході з підігрівника); з аналогічних складових складаються й втрати тиску при прискоренні потоку, а місцеві опори є останніми бічними отворами.

Розрахунок аеродинамічного опору виконується за відомими методиками, наприклад, за наведеними у літературі [26].

4.3. Підігрів стисненого повітря перед споживачем

Підігрів стисненого повітря перед споживачами забезпечує «суху», без випадання вологи, роботу установок і збільшує його ентальпію. Це дозволяє зменшити витрату повітря при постійній споживаній потужності. Так у циліндрах поршневих машин (молотів, тралєбуючих машин тощо), де витрачається незмінна за обсягом кількість повітря в піскоструминних і дробеструминних апаратах, соплах для обдування, при виитоках, коли повітря минає через отвори постійного перетину при незмінному протитиску, економія при підігріві його від -40°C до $+100^{\circ}\text{C}$ у першому випадку складе 37,5 %, а в другому — 21,3 % [21; 22].

Одним із основних факторів економії енергії при виробленні і споживанні стисненого повітря є правильний вибір тиску з можливим допустимим, за технологією, зниженням тиску повітря у споживачів.

Ефективним методом зниження витрати стисненого повітря є його підігрів. Оскільки підігрів повітря здійснюється в магістралі, то можна вважати, що $V_2/V_1 = T_2/T_1$. У пневматичних пристроях має місце об'ємна витрата, тобто витрачається незмінна за об'ємом кількість повітря V , $\text{м}^3/\text{с}$.

Користуючись співвідношенням $m = V/v$, можна отримати відношення масової витрати повітря m_1 до нагрівання до масової витрати після нагрівання m_2 :

$$m_1/m_2 = v_2/v_1 = T_2/T_1,$$

звідки $m_2 = T_1/T_2 \cdot m_1$, а зменшення витрати повітря при його підігріванні

$$\Delta m = m_1 - m_2 = m_1(1 - T_1/T_2),$$

де m_1, m_2 — масові витрати повітря;

T_1, T_2 — абсолютна температура повітря до і після підігріву, К.

При витіканні повітря із сопел і форсунок масова витрата m , кг/с повітря

$$m = 0,68\mu f \sqrt{\frac{p_1}{v_2}},$$

де μ — коефіцієнт витрати;

p_1 — тиск повітря, Па;

v_1 і v_2 — питомий об'єм повітря до і після його підігрівання, $\text{м}^3/\text{кг}$;

f — площа вузького перетину, м^2 .

Співвідношення масових витрат до і після підігрівання:

$$m_1/m_2 = \frac{\sqrt{v_2}}{\sqrt{v_1}} = \frac{\sqrt{T_2}}{\sqrt{T_1}},$$

звідки зменшення витрати підігрітого повітря при струминному витіканні

$$\Delta m = m_1 - m_2 = m_1 \left(1 - \frac{\sqrt{T_2}}{\sqrt{T_1}} \right), \text{ кг.}$$

Так, при підігріванні повітря від 25°C до 185°C витрата повітря при об'ємному його використанні зменшиться і складатиме

$$\Delta m = 100 \left(1 - \frac{T_2}{T_1} \right) = 100 \left(1 - \frac{298}{458} \right) = 35\%,$$

а при витіканні із сопел

$$\Delta m = 100 \left(1 - \sqrt{\frac{298}{458}} \right) = 20\%.$$

Криві, які характеризують економію стисненого повітря при об'ємній його витраті при витіканні (пунктирна лінія) в залежності від його початкової температури (0; 20 і 40 °С) і кінцевої при його нагріванні, наведені на рис. 4.1.

Особливо вигідно для підігрівання стисненого повітря використовувати теплоту відхідних газів печей та інших тепловикористовуючих пристроїв.

Для підігрівання стисненого повітря може бути використане тепловиділення від трубопроводів, які транспортують нагріті середовища, наприклад, тепловиділення від паропроводів. Для цього паропровід і трубопровід стисненого повітря прокладають поруч у спільній ізоляції.

Схема установки повітропідігрівача в лежку промислової печі наведена на рис. 4.2.

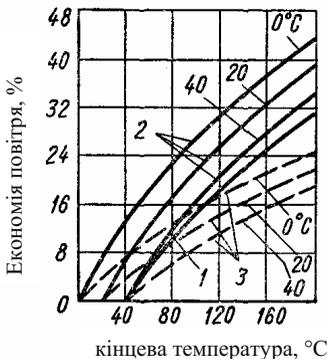


Рис. 4.1. Криві, які характеризують економію стисненого повітря в залежності від ступеня підігріву:

1 — середня витрата; 2 — корисна витрата; 3 — втрата

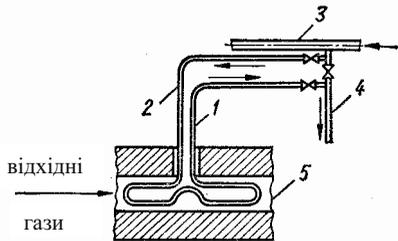


Рис. 4.2. Схема установки повітропідігрівача в лежку печі:

1 — трубопровід підігрітого повітря; 2 — трубопровід холодного повітря; 3 — трубопровід стисненого повітря; 4 — трубопровід до споживачів; 5 — лежка

Стиснене повітря перед споживачами характеризується температурою $t_{пс}$, тиском $P_{пс}$ і вологовмістом $d_{пс}$. Для забезпечення розширення «сухого» повітря споживачем необхідною умовою є сталість вологовмісту в будь-якій точці процесу:

$$d = d_{пс} = const. \quad (4.4)$$

Виконання умови (4.4) можливо в тому випадку, якщо температура повітря споживача не досягає точки насичення його парю (відносна вологість $\varphi < 1$).

Якщо припустити, що насичення повітря паром відбудеться у кінцевій точці процесу розширення, і використовувати умову (4.4), то тиск насичення визначається за виразом:

$$P_n = \frac{d_{nc} \cdot P_{zc}}{622 + d_{nc}}, \quad (4.5)$$

де P_{zn} — тиск повітря наприкінці процесу розширення у споживача.

Температура повітря наприкінці процесу розширення t_3 визначається за тиском насичення водяної пари:

$$d = 622 \frac{P_n}{P_{сар} - P_n}.$$

Мінімальне значення температури перед споживанням (при заданих значеннях P_{nc} , d_{nc} і P_{zc}), коли можливий процес розширення повітря споживачем без випадання вологи, розраховуємо за формулою:

$$T_{nc}^{\min} = T_{zc} \left(\frac{P_{nc}}{P_{zc}} \right)^{\frac{n-1}{n}}. \quad (4.6)$$

де n — показник розширення повітря споживачем (показник політропи).

Таким чином, при значеннях температури повітря перед споживачем $T_{nc} < T_{nc}^{\min}$ буде відбуватися випадання вологи.

Для усунення цієї умови необхідно підігріти стиснене повітря, для цього доцільно використовувати тепло відхідних газів, або відпрацьовану пару. Підігрів стисненого повітря приводить до підвищення його якості, що дозволяє в більшості випадків відмовитися від застосування установок осушення стисненого повітря.

Показник політропи визначається за формулою:

$$n = \frac{1}{1 - \frac{\lg \left\{ \left[\left(\frac{P_{zc}}{P_{nc}} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \eta_{\text{вн}} + 1 \right\}}{\lg \frac{P_{zc}}{P_{nc}}}}}. \quad (4.7)$$

де k — показник адіабати;

$\eta_{\text{вн}}$ — внутрішній ККД пневмоприймача.

Підігрів стисненого повітря, що надходило в пневматичні приймачі, є простим і разом із тим досить ефективним засобом зменшення його витрати. Підігрів збільшує питомий об'єм повітря і зменшує його масову витрату.

Розрахунок теплообмінників для підігріву стисненого повітря здійснюється за діючими методиками і тому не наводиться.

Величину підігріву стисненого повітря варто погоджувати з особливостями споживача. Так, якщо стиснене повітря використовується для роботи пневмоінструменту, температура його підігріву за умовами техніки безпеки не повинна перевищувати 40 °С.

Перед споживанням із технологічних міркувань іноді доцільно підігрівати не стиснене повітря, а насичену пару [41].

Контрольні питання

1. Призначення утилізаторів теплоти стисненого повітря.
2. Мета теплового розрахунку утилізатора стисненого повітря.
3. Послідовність теплового розрахунку утилізатора теплоти стисненого повітря.
4. Умови найбільш ефективної роботи утилізатора теплоти стисненого повітря.
5. Мета аеродинамічного розрахунку утилізаторів теплоти стисненого повітря.
6. Послідовність аеродинамічного розрахунку теплоти стисненого повітря.
7. Мета підігріву стисненого повітря перед споживачем.
8. Якими параметрами характеризується стиснене повітря перед споживачем?
9. Температура точки роси.
10. Умови, за яких забезпечується мінімальне значення температури перед споживачем.
11. Умови, які забезпечують зменшення витрат стисненого повітря.
12. Температурні обмеження при використанні стисненого повітря для роботи пневмоінструменту.

Глава 5

Використання відхідних газів котлів і печей

5.1. Вироблення пари в котлах-утилізаторах

Котли-утилізатори доцільно встановлювати після печей, якщо температура газів, що надходять, не нижче 400–600 °С.

Найбільш досконалими є утилізаційні котли з багаторазовою примусовою циркуляцією.

Котли-утилізатори випускаються з пропускною здатністю по газах 5–125 тис. м³/год і проектною продуктивністю від 2 до 12,4 т/год пари. У зв'язку з цим їх доцільно встановлювати за окремою, порівняно великої потужності і безупинно працюючою пічню. У деяких випадках котел-утилізатор може бути встановлений за групою нагрівальних термічних печей, що працюють на один великий боров.

Тепловий розрахунок утилізаційного котла починається з визначення потужності (теоретичного енергоресурсу газів) теплового потоку, підведеного до котла від енергетичної установки [10]:

$$Q = V_T \cdot c_v \cdot (t_1 - t_0), \quad (5.1)$$

де V_T — витрата димових газів, м³/с;

c_v — теплоємність газів, кДж/(м³·К);

t_1 — температура газів перед входом до утилізаційного котла, °С;

t_0 — температура зовнішнього середовища, °С.

Корисно використана теплота (дійсний енергетичний ресурс газів):

$$Q_1 = V_T \cdot c_v \cdot (t_1 - t_2). \quad (5.2)$$

Температура газів, що відходять з установки:

$$t_2 = t_n + 50 \text{ °С}, \quad (5.3)$$

де t_n — температура насичення при тиску у котлі.

Поверхня нагріву котла:

$$H = \frac{Q}{k \cdot \Delta t_{\text{сер}}}, \quad (5.4)$$

де $\Delta t_{\text{сер}}$ — середня логарифмічна різниця температур, К;

k — коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м²·К).

Прийнявши тип котла і знаючи його поверхню нагріву, приймають за прототипом основні його розміри і складають ескіз котла.

Після цього визначають дійсну кількість теплоти, що при даних його конструктивних розмірах буде віддано воді, кВт:

$$Q'_1 = H \cdot k \cdot \Delta t_{\text{сер}} \quad (5.5)$$

Коефіцієнт використання теплоти:

$$\sigma = \frac{Q'_1}{Q'_{\text{НВ}}} 100, \quad (5.6)$$

де $Q'_{\text{НВ}}$ — наявна теплота, кДж/кг або кДж/м³;

B — витрата палива, що надходить до котельного агрегату, кг/с або м³/с.

Паропродуктивність, кг/с:

$$D = \frac{Q'_i}{H - h}, \quad (5.7)$$

де H — ентальпія пари, кДж/кг;

h — ентальпія живильної води, кДж/кг.

Більш детальний тепловий розрахунок утилізаційних котлів наведено в [11; 20; 24].

5.2. Використання відхідних газів котлів і печей для підігріву води в контактному економайзері

Контактні економайзери призначені для нагрівання води відхідними газами котлів і печей, що працюють на природному газі, шляхом безпосереднього зіткнення теплоносіїв у шарі керамічної насадки.

Загальний вид контактного економайзера наведено на рис. 5.1.

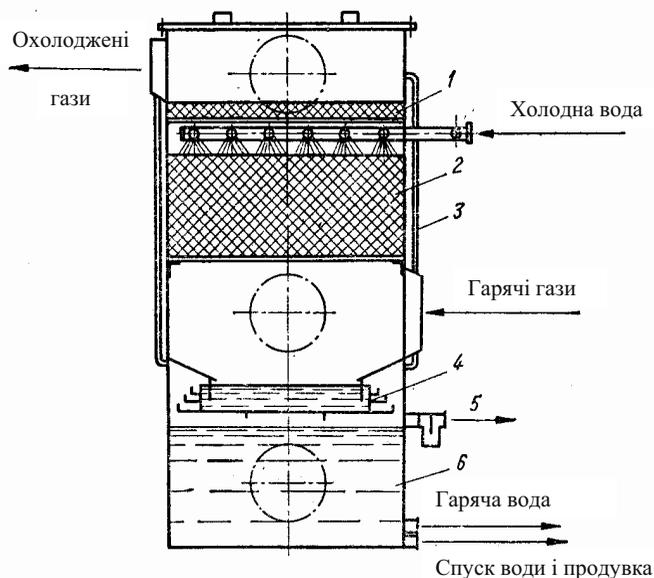


Рис. 5.1. Загальний вид контактної економайзера:

- 1 — краплеуловлювач; 2 — насадка з керамічних кілець; 3 — газівідвідна труба;
- 4 — каскадний дегазатор із гідралічним затвором; 5 — переливна трубка з гідралічним затвором; 6 — корпус економайзера

Контактні економайзери при наявності в котлах хвостових поверхонь нагріву встановлюють за ними. Якщо в водяних економайзерах, які використовують як хвостові поверхні нагріву, воду підігріти до температури, близької до

початкової температури відхідних газів на вході в економайзер, то в контактних економайзерах, які працюють при тиску нижче 0,1 МПа, підігрів води можливий тільки до температури мокрого термометра. Так, у контактному економайзері, який встановлено після хвостової поверхні парогенератора, тобто там, де температура відхідних газів 120...180 °С, можна отримувати гарячу воду з температурою 55...60 °С. При цьому температура відхідних газів буде знижена до 30...40 °С. Але з метою зменшення випарювання води її слід недогрівати в контактному економайзері на 2...3 °С до температури мокрого термометра.

Найбільш широко застосовуються протитечійні контактні економайзери насадкового типу, в яких забезпечується розвинута поверхня контакту між відхідними газами і стікаючою в насадці водою, що гарантує високу інтенсивність теплообміну при невеликому опорі газового тракту.

Крім істотної економії палива, такі економайзери дають економію металу, оскільки в них немає металевої поверхні нагрівання.

Контакти економайзери вигідно відрізняються від поверхневих водонагрівачів високою інтенсивністю теплообміну, великою поверхнею теплообміну до одиниці об'єму, можливістю глибокого охолодження продуктів згоряння природного газу і конденсації 70–80 % водяної пари, що утримується в димових газах.

Найважливішим фактором, що істотно впливає на способи подальшого використання води, нагрітої шляхом безпосереднього контакту з продуктами згоряння природного газу, є її якість. Як показує досвід, якість води в процесі нагрівання її в контактному економайзері не погіршується. Тому вона по санітарно-гігієнічним властивостям відповідає вимогам, запропонованим до води на промислових підприємствах і може бути використана для систем гарячої водопостачання і для готування живильної води теплових мереж [7].

Нагріта в контактному економайзері вода може також використовуватися для повного або часткового нагрівання припливного повітря та інших цілей.

5.3. Розрахунок контактного економайзера

Теплопотужність контактного економайзера, кВт, визначається за формулою:

$$Q_{ек} = \frac{\rho_n (0,135 + 1,132\alpha') \cdot Q}{\left(1 + \frac{d_1}{1000}\right) \cdot 10^{-3} \cdot \eta} \cdot \left[\left(c'_{cz} + \frac{c'_n \cdot d_1}{1000} \right) t_1 - \left(c''_{cz} + \frac{c''_n \cdot d_{yx}}{1000} \right) t_{yx} + \frac{d_1 - d_{yx}}{1000} (595 - \Theta_2) \right] = \quad (5.8)$$

$$= W(\Theta_2 - \Theta_1)$$

де ρ_n — густина відхідних газів на вході в економайзер, кг/м³;

α' — коефіцієнт надлишку повітря;

Q — тепла потужність агрегату (котлоагрегату або печі), кВт;

η — ККД теплового агрегату (котлоагрегату або печі);

$d_1, d_{відх}$ — початковий і кінцевий вологовміст відхідних газів, г/кг;

c'_{cr}, c''_{cr} — середня масова теплоємність сухих відхідних газів при їх температурі на вході і виході в контактних економайзерах, кДж/(кг·К);

$t_1, t_{відх}$ — початкова і кінцева температура відхідних газів, °С;

$c'_{н}, c''_{н}$ — середня масова теплоємність водяної пари в відхідних газах на вході і виході в контактних економайзерах, кДж/(кг·К);

W — витрата води на вході в економайзер, кг/год;

Θ_1, Θ_2 — початкова і кінцева температура води, °С.

Параметри відхідних газів з економайзера при заданих значеннях параметрів газів на вході в економайзер, початкової і кінцевої температури води визначаються за $H-d$ діаграмою для відхідних газів наведеною в додатку на рис. 24 [40]. Докладна методика побудови процесу контактної взаємодії газу і води в $H-d$ діаграмі наведена в літературі [7, 6].

Знаючи теплотужність контактного економайзера, можна розрахувати його основні розміри. Необхідний об'єм V , м³ контактної камери визначається за формулою:

$$V = \frac{Q_p}{K_v \cdot \Delta t \cdot \varphi}, \text{ м}^3 \quad (5.9)$$

де Q_p — розрахункова тепла потужність, Вт;

K_v — об'ємний коефіцієнт теплообміну, Вт/(м³·К);

Δt — середній температурний напір, К;

φ — коефіцієнт змоченої насадки (як правило, насадки підбирають таким чином, щоб $\varphi = 1$).

При розрахунку теплообмінників із шаром насадки замість об'ємного коефіцієнта теплопередачі використовують коефіцієнт теплопередачі, віднесений до поверхні насадки. У цьому випадку:

$$K_v = K \cdot S, \quad (5.10)$$

де S — поверхня насадки в одиниці об'єму, м²/м³. Поверхня насадки визначається за табл. 7 дод.

З урахуванням виразу (5.10) формула (5.9) набуває вигляду:

$$V = \frac{Q_p}{K \cdot S \cdot \Delta t \cdot \varphi}. \quad (5.11)$$

Під розрахунковою тепловою потужністю розуміється

$$Q_p = Q_{ек} + G_{cr} \cdot \Delta d, \quad (5.12)$$

де G_{cr} — витрата сухих газів;

Δd — збільшення вологовмісту газів у процесі часткового випарювання води.

Під середнім температурним напором Δt розуміється середнє для контактного економайзера значення різниці температур обох середовищ. Для визначення середньої різниці температур необхідно процес взаємодії відхідних газів із водою розбити на ділянки, в яких зміна температури газів порівняно не велика. Наприклад, для першої ділянки середня різниця температур має вигляд

$$\Delta t_1 = \frac{(t_1 - \Theta_2) + (t_1 - \Theta_1)}{2}, \quad (5.13)$$

де t_1, Θ_1 — температура відхідних газів і води на першій ділянці взаємодії.

Визначивши середню різницю температур на кожній ділянці, можна визначити середню різницю температур для економайзера в цілому:

$$\Delta t = \frac{1}{\sum_{i=1}^n \frac{1}{\Delta t_i}}, \quad (5.14)$$

де n — кількість ділянок.

Значення коефіцієнта теплопередачі визначаються за емпіричними даними у залежності від швидкості газів w_0 , щільності зрошення контактної камери водою H_w , типу і висоти насадки та інших факторів.

Для газів із невеликим вологовмістом тепловіддача визначається за критеріальною залежністю:

$$Ki = 0,01 \cdot Re_r^{0,7} \cdot Re_p^{0,7} \cdot Pr^{0,33}. \quad (5.15)$$

Критерій Кірпічова визначається за виразом:

$$Ki = \frac{k_f \cdot d_e}{\lambda}, \quad (5.16)$$

де k_f — коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м²·К);
 d_e — еквівалентний діаметр насадки, м;
 λ — коефіцієнт теплопровідності газу, Вт/(м·К).

Критерій Рейнольдса має вигляд:

для газу

$$Re_e = 4 \frac{w_0}{v_z \cdot S}; \quad (5.17)$$

для рідини

$$Re_p = \frac{H \cdot d_e}{3600 \cdot v_p},$$

де w_0 — швидкість газу по незаповненому перетину насадки, м/с (приймають $w_0 = 0,8 \dots 2$ м/с);

v_z — кінематична в'язкість газу, м²/с;

v_p — кінематична в'язкість рідини, м²/с;

S — поверхня насадки в одиниці об'єму, м²/м³;

H — густина зрошення скрубера, м³/(м²·год).

Густина зрошення в м³/(м²·с) розраховується за формулою:

$$H = w \cdot f, \quad (5.18)$$

де w — витрата рідини в скрубері, кг/с;

f — площа вільного перетину скрубера, м².

Для значного вологовмісту газів критеріальна залежність для визначення коефіцієнта теплопередачі має вигляд:

$$K_i = 0,17 \cdot Re_r^{0,7} \cdot Re_p^{0,7} \cdot Pr^{0,33} \cdot r_{H_2O}^{1,15}, \quad (5.19)$$

де r_{H_2O} — середня у контактній камері об'ємна частка водяної пари в газі, що в установках, працюючих при атмосферному тиску r_{H_2O} , чисельно дорівнює парціальному тиску водяної пари.

Коефіцієнти теплопередачі від газу до води в шарі насадки з керамічних кілець можна визначити також за табл. 8 дод.

Значення швидкості газів, щільності зрошення та інших факторів, що впливають на інтенсивність теплообміну приймаються з урахуванням забезпечення надійного гідравлічного режиму насадки контактного економайзера.

Контрольні питання

1. Особливості конструкції контактних економайзерів.
2. Переваги контактних економайзерів порівняно з поверхневими водонагрівачами.
3. Вплив підігріву води в контактному економайзері на її якість.
4. Методика розрахунку контактного економайзера.
5. Вибір швидкостей газу в контактному економайзері.
6. Середній температурний натиск у контактному економайзері.
7. Умови встановлення котлів-утилізаторів після печей.
8. Методика теплового розрахунку утилізаційного котла.
9. Коефіцієнт використання теплоти.
10. Визначення теплової потужності, теплового потоку, підведеного до котла-утилізатора від енергетичної установки.

Глава 6

Утилізація теплоти відпрацьованої і вторинної пари та конденсату

6.1. Використання відпрацьованої пари після пресів і молотів

Відпрацьована пара використовується для потреб теплоспоживання і вироблення холоду (опалення, вентиляція, гаряче водопостачання, технологічні споживачі, абсорбційні холодильні установки). Вироблення холоду з використанням відпрацьованої пари доцільне, оскільки влітку спостерігається велика потреба в холоді, і всі надлишки відпрацьованої пари, що, звичайно, є в цю пору року, можна застосувати для роботи холодильних установок.

У ряді випадків ефективність установок використання відпрацьованої пари може бути підвищена за рахунок одночасного використання вторинної пари і води, що охолоджує устаткування.

При організації використання відпрацьованої пари у залежності від вимог споживачів може знадобитися зміна, у відомих межах, протитиску пари за агрегатами (молотами, пресами). Це, у свою чергу, призведе до підвищення тиску і збільшення витрати свіжої пари, що при досить повному використанні відпрацьованої пари підвищить загальну економічність тепловикористання на підприємстві в цілому.

Вибір схеми виконується з урахуванням параметрів, кількості, забруднення відпрацьованої пари, характеру і взаємного розташування споживачів та джерел відпрацьованої пари, необхідного виду теплоносія й інших місцевих умов. У деяких випадках може виявитися раціональним застосування комбінацій окремих схем.

У багатьох випадках головною перешкодою для використання відпрацьованої пари є забруднення її мастилом і волокнами набивання. При використанні відпрацьованої пари молотів та агрегатів очищення пари й конденсату має істотне значення. При надходженні в тепловикористовуючі апарати і прилади замащеної відпрацьованої пари без попереднього очищення забруднюються поверхні нагрівання, що призводить до зниження теплопередачі.

У відпрацьованій парі вміст мастила доходить до 200 мг/кг і більше, припустимий вміст мастила в парі, що надходить в опалювально-вентиляційні системи і поверхневі теплообмінники для підігріву води, що йде на гаряче водопостачання виробничих і комунальних потреб тощо, повинен бути не вище 10 мг/кг.

Застосування поагрегатних очисних пристроїв нераціональне. Відпрацьовану пару окремих агрегатів варто збирати в загальні колектори і направляти на очищення в нейтралізуючі установки. Якщо використання відпрацьованої пари виконується цілодобово протягом усього року, то апарати мастилоочистки повинні дублюватися, і кожен із них повинен бути розрахований на пропуск усієї відпрацьованої пари. Це дозволить відключати їх для очищення.

6.2. Плівкові перемішуючі підігрівачі

Плівкові перемішуючі підігрівачі використовуються для нагрівання води за рахунок теплоти сконденсованої відпрацьованої або вторинної пари.

Особливістю підігрівника є наявність вертикальних концентричних поверхонь, що розділяють потік води, яка нагрівається. Істотною перевагою конструкції є простота, надійність у роботі та компактність.

Поверхня теплообміну підігрівача, м²:

$$F = \frac{G[(t_n - 1) - t_1]}{k \cdot \Delta t_{\text{сер}}}, \quad (6.1)$$

де G — витрата води, що надходить у підігрівач, кг/с;

t_1 — температура води, що надходить у підігрівач, °С;

t_n — температура насичення гріючої пари в апараті, °С;

k — коефіцієнт теплопередачі, що приймається, в середньому, рівним 8600 Вт/(м²·К);

$\Delta t_{\text{сер}}$ — середньологарифмічна різниця температур пари в апараті та води, що підігрівається, °С.

Середньологарифмічна різниця температур, °С:

$$\Delta t_{\text{сер}} = \frac{\Delta t_{\text{б}} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln \frac{\Delta t_{\text{б}}}{\Delta t_{\text{м}}}}, \quad (6.2)$$

де $\Delta t_{\text{б}}$, $\Delta t_{\text{м}}$ — більша й менша різниця температур пари в апараті і води, що підігрівається, °С.

Діаметр вихідного перерізу сопла, (мм), через яке подається вода, визначається за формулою:

$$d = 1,69 \sqrt{\frac{G}{\Delta P}}, \quad (6.3)$$

де ΔP — заданий перепад тиску в соплі, який, як правило, має значення (2...5)·10⁴ Па.

6.3. Струминні перемішуючі підігрівачі

Струменні перемішуючі підігрівачі можуть працювати при незначному тиску пари, оскільки в них тиск води вище, ніж тиск пари, і вода в ньому закипяти не може.

Перевагою струминних перемішуючих підігрівачів є їхня простота, компактність і незмінний режим нагрівання води при постійній її витраті.

Недоліками даних апаратів є потрапляння в воду, яка нагрівається, мастил та інших домішок відпрацьованої або вторинної пари, тобто такі ж, як і в плівкових.

Розрахунок струминного перемішуючого підігрівача

Теплова потужність підігрівача, кВт, визначається за формулою

$$Q = D(h_n - C_{p2} \cdot t_2), \quad (6.4)$$

де D — витрата пари, яка сконденсувалася в підігрівачі, кг/с;
 h_n — ентальпія пари, яка надходить у підігрівач, кДж/кг;
 C_{p2} — теплоємність води на виході з підігрівача, кДж/(кг·К);
 t_2 — температура води на виході з підігрівача, °С.

Витрата води, що нагрівається, кг/с:

$$G = \frac{Q}{C_{p2}t_2 - C_{p1}t_1}, \quad (6.5)$$

де C_{p1} — теплоємність води на вході в підігрівач, кДж/(кг·К);
 t_1 — температура води на вході в підігрівач, °С.

Через малі розміри підігрівача втрати теплоти в навколишнє середовище не враховуються.

Діаметр вихідного перерізу сопла визначається за формулою:

$$d_2 = 1,13 \sqrt{\frac{G}{\rho \cdot w \cdot 3600}}, \quad (6.6)$$

де ρ — густина води, що нагрівається, кг/м³;
 w — швидкість води на виході з сопла (повинна прийматися в межах 8...15 м/с).

Задаючи визначене значення недогріву води в апараті до температури насичення пари, що конденсується, Δt і швидкість води на виході із сопла за табл. 6.1, знаходять орієнтовну величину відношення f_3/f_2 , де f_3 — площа камери змішення, f_2 — площа вихідного перерізу сопла.

Діаметр вхідного патрубку d_1 визначають для швидкості води 2...2,5 м/с.

Діаметр камери змішування, м:

$$d_3 = d_2 \sqrt{\frac{f_3}{f_2}}. \quad (6.7)$$

Втрата напору в соплі, Па:

$$\Delta H_c = P_p - P_n = \frac{w^2}{2g\varphi^2}, \quad (6.8)$$

де P_p, P_n — тиск води перед і за соплом, Па;
 g — прискорення сили тяжіння, 9,81 м/с²;
 φ — коефіцієнт швидкості сопла (приймається 0,85...0,9).

Таблиця 6.1

Величини недогріву і відновленого напору води в дифузорі струминних змішуючих підігрівників

f_3/f_2	$\Delta t, ^\circ\text{C}$ при $w, \text{ м/с}$		$H = p_c - p_n, \text{ Па}$ при $w, \text{ м/с}$	
	10	15	10	15
1,6	31,5	50,0	75,537	127,53
2,0	26,0	47,0	66,708	103,005
2,5	21,0	43,0	52,974	78,48
3,0	17,5	38,5	41,202	64,746
3,5	14,5	34,5	33,354	52,974
4,0	11,5	30,0	27,468	46,107

Тиск води за соплом, Па :

$$P_n = P_p - \Delta H_c. \quad (6.9)$$

За табл. 6.1 приблизно визначається величина відновленого в дифузори напору води $H = P_c - P_n$, де P_c — тиск на виході із апарата.

Втрата напору у всьому апараті, Па :

$$H_a = P_p - P_c. \quad (6.10)$$

6.4. Пароструминні компресори (термокомпресори)

Термокомпресори не вимагають кваліфікованого обслуговування та є дешевими і простими апаратами, витрати на їхнє встановлення відшкодовуються в дуже короткий термін.

Застосування термокомпресорів при використанні відпрацьованої або вторинної пари в опалювально-вентиляційних системах, сушильних пристроях, нагрівальних апаратах тощо скорочує витрату свіжої пари в 2–2,5 рази.

Основним показником, що характеризує ефективність пароструминного компресора, є коефіцієнт інжекції U , він дорівнює відношенню витрат пари, що інжектуються, низького тиску D_n і свіжої робочої пари D_p , тобто

$$U = \frac{D_n}{D_p}. \quad (6.11)$$

Знаючи коефіцієнт інжекції U і кількість пари, яка інжектуються (D_n), або стисненої (D_c) пари, можна визначити витрату робочої пари, кг/с:

$$D_p = \frac{D_n}{U}, \text{ або } D_p = \frac{D_c}{1+U}. \quad (6.12)$$

На рис. 17 дод. наведені залежності розрахункового коефіцієнта інжекції U термокомпресорів від ступеня розширення свіжої робочої пари (p_p/p_n) і ступеня стиснення відпрацьованої або вторинної пари (p_c/p_n).

Термокомпресор працює з максимальною ефективністю тільки при розрахунковому режимі, для якого розміри апарата є оптимальними.

В умовах перемінного режиму, коли параметри робочої пари, яка інжектуються, або стисненої пари відрізняються від розрахункових, ефективність термокомпресорів при відсутності штучного регулювання різко падає.

На практиці часто має місце перемінна витрата стисненої пари, що надходить від термокомпресорів. У цьому випадку найбільш простим рішенням питання регулювання є встановлення замість одного термокомпресора декількох паралельних апаратів. Вибір числа термокомпресорів визначається умовою, коли при вимиканні частини апаратів навантаження кожного із залишених в роботі зберігається постійним. Включення окремих термокомпресорів виконуються вручну або автоматично.

6.5. Пароводяні акумулятори

Акумулятор (від лат. *accumulator* — збирач) — пристрій для накопичення енергії з метою її наступного використання.

Для рівномірної подачі і згладжування пульсацій виходу відпрацьованої пари молотів, пресів та інших аналогічних агрегатів у системі тепlopостачання використовуються акумулятори. Особливо важлива установка акумуляторів при нерівномірному виході відпрацьованої пари від невеликого числа (до 5–8) джерел відпрацьованої пари.

При різких коливаннях пари для збереження постійної паропродуктивності котлів застосовують теплові акумулятори, за наявності яких у періоди, коли споживачі не забирають усієї пари, її надлишки направляються в акумулятори, а в період підвищеної витрати пари споживачами її недостатня кількість компенсується парою, яка надходить із акумуляторів.

Використання теплових акумуляторів на виробництвах має наступні переваги:

- усуваються коливання навантаження на котли, що дає можливість підвищити ККД котельної, яка буде працювати з навантаженням, близьким до розрахункового;
- відпадає необхідність установлення додаткового котла для покриття пікового навантаження;
- забезпечується необхідний режим роботи теплоспоживаючого обладнання.

Акумуляююча здатність теплового акумулятора визначається кількістю пари, яка може надійти до нього із котельної зверху нормальної паропродуктивності котлів при постійному режимі роботи їх топок.

За принципом роботи акумулятори тепла підрозділяються на акумулятори змінного і постійного тиску. У наш час перевагу надають акумулятором змінного тиску. Схема найбільш розповсюдженого акумулятора наведена на рис. 6.1.

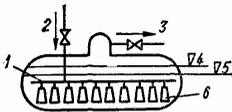


Рис. 6.1. Схема акумулятора тепло-ти:

1 — колектор із насадками; 2 — заряджаюча пара; 3 — пара, яка відводиться; 4 — вищий рівень води; 5 — нижчий рівень води; 6 — ежектуючий пристрій

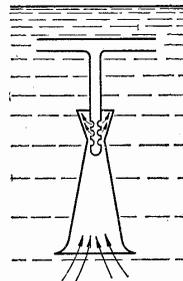


Рис. 6.2 . Схема роботи ежектуючого пристрою

Акумулятор — це циліндрична посудина зі сферичним днищем, забезпечена сухопарником. У робочому стані акумулятор на 90 % свого вмісту заповнюється водою.

Коли на підприємстві зменшується споживання пари, то його надлишки надходять через колектор в ежектуючі пристрої, розташовані нижче рівня води в акумуляторі (рис. 6.2). Пар із колектора в ежектуючі пристрої випускається через сопла, випускні отвори яких спрямовані догори. Під впливом ежектуючої властивості струменів пари у верхній частині ежектуючого пристрою виникає розрідження і туди надходить вода із нижньої частини акумулятора, що забезпечує її ефективне перемішування з паром. Пара конденсується, і рівень води в акумуляторі підвищується за рахунок конденсату.

При підвищенні витрати пари її тиск у мережі, яка з'єднана з акумулятором, а отже і в самому акумуляторі знижується. Тепломісткість води стає вище від тепломісткості, яка відповідає зниженому тиску пари. Під дією надлишкового тепловмісту виникає процес пароутворення. Пара, яка утворюється по паровій мережі, надходить до споживача. Рівень води в акумуляторі падає.

При визначенні об'єму акумулятора [16] необхідно знати його акумулюючу здатність. Об'єм водяного простору акумулятора:

$$V_1 = \frac{L}{\sigma},$$

де L — акумулююча здатність;

σ — питома акумулююча здатність акумулятора, $\text{кг}/\text{м}^3$, визначається за номограмою, наведеною на рис. 6.3, де p_1 та p_2 — тиск пари в акумуляторі на початку і в кінці його зарядки.

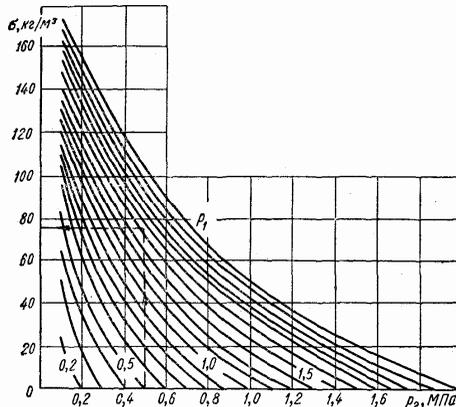


Рис. 6.3. Номограма для визначення питомої акумулюючої здатності

Повний об'єм акумулятора (якщо не враховувати втрати теплоти через стінки акумулятора в навколишнє середовище) визначається за формулою:

$$V = kV_1,$$

де $k = 1,1 \dots 1,15$ — коефіцієнт, який ураховує об'єм акумулятора, зайнятий паром.

Використання чисто парових акумуляторів (звичайні закриті баки) постійного або перемінного тиску недоцільне, оскільки в цьому випадку будуть потрібні досить великі об'єми цих акумуляторів.

Промисловістю пароводяні акумулятори серійно не випускаються, їх виготовляють власними силами.

Визначення основних розмірів пароводяних акумуляторів залежить від питомої акумулюючої здатності. Питома акумулююча здатність σ , кг/м³, тобто кількість пари, що може бути отримана з акумулятора при заданому перепаді тисків на 1 м³ його водяного об'єму [27], може також бути визначена аналітичним шляхом за рівнянням:

$$\sigma = \rho \frac{h_1' - h_2'}{h_1'' - h_2''}, \quad (6.13)$$

де ρ — густина води при тиску на початку розрядки, кг/м³;

h_1' — ентальпія води на початку розрядки, кДж/кг;

h_2' — ентальпія води в кінці розрядки, кДж/кг;

h_1'' — ентальпія відібраної пари на початку розрядки, кДж/кг.

При оптимальному відношенні довжини акумулятора l до його діаметра d , рівному 3,5...4,5, можна за об'ємом акумулятора V визначити його основні розміри.

Найвигідніші конструктивні розміри акумулятора визначаються при даному об'ємі таким співвідношенням довжини барабану l_6 до його діаметра D_6 , при якому маса акумулятора і втрати теплоти ним через стінки мають найменше значення. Величина найвигіднішого співвідношення збільшується зі збільшенням p_1 . Для невеликих акумуляторів із конструктивних міркувань приймають $D_6 = 2,5 \dots 4$ м і $l_6/D_6 = 4 \dots 5$, а для великих акумуляторів найвигіднішим вважають $D_6 = 4 \dots 5$ м [14].

Щоб зменшити витрати теплоти в навколишнє середовище, акумулятори зовні покривають тепловою ізоляцією. ККД акумулятора зазвичай дорівнює 0,98...0,99. При розрядці акумулятора отримуємо тільки насичену пару. Тому при його зарядці перегрітою паром він під час розрядки видає більше насиченої пари, ніж отримав перегрітої. У таких випадках рівень води в акумуляторі буде знижуватися. Як наслідок, необхідно підживлювати його водою. При зарядці акумулятора насиченою паром рівень води в ньому по мірі повторення циклів зарядки і розрядки буде підвищуватися.

Вплив часу зарядки акумулятора теплоти на його параметри розглянуто в [43].

Паровий акумулятор вмикається між двома паровими мережами, які мають постійний, різний за величиною тиск, з яким він з'єднується за допомогою двох (зарядного і розрядного) автоматичних клапанів. Його задачею є вирівнювання тисків у споживача і в котлах.

Найбільш вигідною областю застосування парового акумулятора є його установка між двома паровими котлами, оскільки в цьому випадку його вирівнююча здатність буде вищою, ніж у силових установках. Варіанти розташування акумулятора між котельнею і споживачем пари наведені на рис. 6.4.

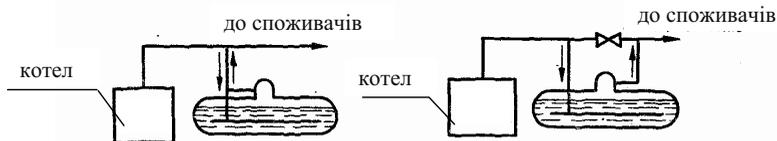


Рис. 6.4. Варіанти розташування акумулятора між котельнею і споживачем пари

У силових установках розрізняють декілька способів підключення акумуляторів. Перший спосіб використовується в установках із протитиском (рис. 6.5, *a*) для збалансування теплового і електричного навантаження, невідповідність між якими ускладнює роботу двигунів із протитиском. При роботі такої турбіни без акумулятора за тепловим графіком вона не в змозі задовольнити електричний графік, оскільки її потужність визначається тепловим навантаженням. При наявності акумулятора турбіна буде працювати за електричним графіком, а тепловий графік буде вирівнюватися за допомогою акумулятора, який заряджається в період великого електричного навантаження й малого теплоспоживання, а в період малого електричного навантаження і великого теплоспоживання недостача пари з протитиску компенсується за рахунок акумулятора. Проте вирівнювати навантаження котельної за цією схемою неможливо, оскільки вона визначається тільки електричним споживанням.

Навантаження котельної може бути вирівняним у тому випадку, якщо акумулятор буде включений між котельнею і мережею протитиску (рис. 6.5, *б*).

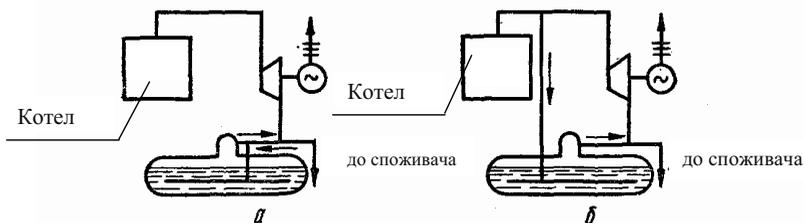


Рис. 6.5. Варіанти включення акумулятора при турбіні з протитиском

Другий спосіб — використання — при турбіні з проміжним відбором пари. Із метою зниження різких коливань споживання пари акумулятор слід вмикати у відповідності зі схемами, наведеними на рис. 6.6 [14].

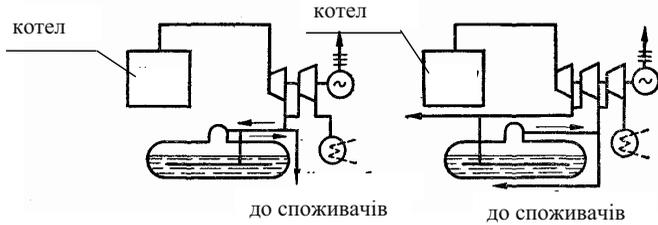


Рис. 6.6. Варіанти схем включення акумулятора при турбіні з проміжним відбором пари

6.6. Сепаратори

Сепаратор (від лат. *separator* — відокремлювач) — апарат для сепарації, принцип дії якого базується на відмінності фізичних властивостей компонентів суміші.

Сепаратори (розширювальні бачки) призначені для виділення з води пари вторинного кипіння.

Об'єм парового простору сепаратора, m^3 , визначається за формулою

$$V_n = \frac{D_{вв} \cdot \chi}{\rho \cdot q_v}, \tag{6.14}$$

де $D_{вв}$ — витрата пари вторинного кипіння, kg/s ;

ρ — густина сухої пари вторинного кипіння при тиску в сепараторі, kg/m^3 ;

χ — ступінь сухості пари вторинного кипіння (приймається 0,95...0,97);

q_v — теплова напруга парового простору сепаратора, для чистої води (конденсату) приймається $0,556 m^3/(m^3 \cdot c)$, для забрудненої (продувочної) — $0,194...0,278 m^3/(m^3 \cdot c)$.

Повний об'єм сепаратора з урахуванням об'єму водяного простору, m^3 , дорівнює

$$V_c = 1,3V_n. \tag{6.15}$$

Швидкість пари в корпусі сепаратора w не повинна перевищувати $2 m/s$, тобто

$$w = \frac{D_{вв} \cdot \chi}{\rho \cdot 0,785d_{вн}^2} \leq 2, \tag{6.16}$$

де $d_{вн}$ — внутрішній діаметр сепаратора, m .

У тому випадку, коли у воді утримується значна кількість пролітної пари, тобто частина гріючої пари, не використаної в теплоспоживаючому апараті або приладі через несправну роботу конденсатовідвідників, її кількість $D_{пт}$ повинна бути додана до величини пари вторинного кипіння. Таким чином, у

формули (6.14) і (6.16) замість величини $D_{\text{вв}}$ повинна бути підставлена кількість, $\text{м}^3/\text{с}$, D_n

$$D_n = D_{\text{вв}} + D_{\text{тл}}. \quad (6.17)$$

Із метою скорочення тепловтрат і запобігання зіткнення обслуговуючого персоналу з гарячими (вище $50\text{ }^\circ\text{C}$) поверхнями розглянутого вище устаткування (підігрівники, охолоджувачі конденсату, термокомпресори, акумулятори, сепаратори тощо) вони повинні бути покриті тепловою ізоляцією. Зовнішня поверхня ізоляції повинна мати температуру не вище $50\text{ }^\circ\text{C}$.

Контрольні питання

1. Можливості споживання відпрацьованої пари.
2. Головна перешкода при використанні відпрацьованої пари.
3. Особливість плівкових перемішуючих підігрівників.
4. Особливість струминних перемішуючих підігрівників.
5. Розрахунок поверхні теплообміну плівкового підігрівника.
6. Розрахунок діаметра вихідного перерізу сопла плівкового підігрівника.
7. Визначення теплової потужності струминного підігрівника.
8. Розрахунок діаметра вихідного перерізу сопла струминного підігрівника.
9. Мета застосування пароструминних компресорів (термокомпресорів).
10. Коефіцієнт інжекції.
11. Мета застосування пароводяних акумуляторів.
12. Конструктивні особливості пароводяних акумуляторів.
13. Призначення сепараторів пари.

Глава 7

Використання теплоти вентиляційних викидів для підігріву припливного повітря

Найбільш реальний спосіб використання низькопотенційних теплових ВЕР — регенерація теплоти повітря, що викидається в атмосферу вентиляційними системами, яке варто розглядати як головне джерело зниження експлуатаційних витрат на теплову обробку зовнішнього припливного повітря в системах опалення, вентиляції і кондиціонування повітря виробничих приміщень.

На сьогодні існують технічні рішення за чотирма видами устаткування для використання теплоти вентиляційних викидів:

- обертові регенеративні теплообмінники, яким притаманна високий ступінь регенерації, але вони потребують додаткового підведення енергії на обертання ротора;
- теплообмінники з проміжним теплоносієм, що можуть бути використані при роз'єднаних потоках витяжки повітря та його припливу;
- пластинчасті теплообмінники з розвинутою поверхнею теплообміну;
- теплообмінники з теплових труб, що є варіантом теплообмінників із проміжним теплоносієм, в яких не витрачається електроенергія на перекачування проміжного теплоносія.

7.1. Обертові регенеративні теплообмінники

Зразок регенератора нам дала природа в органах дихання (ніс, а також гортань і бронхи людини та вищих тварин) [51]. Узимку за рахунок того, що видихуване повітря віддає теплоту до стінок дихального тракту, воно не тільки запобігає сильному охолодженню носа і бронхів, але й свіже повітря, яке надходить під час вдиху, попередньо підігривається, відбираючи теплоту у цих стінок. Такий регенеративний теплообмін між свіжим і видихуваним повітрям використовує певну акумулюючу здатність стінок дихального тракту. Правда на це явище накладається також інтенсивний безперервний теплопровід із кров'ю, яка циркулює в носі та інших органах дихання. Проблема переключення регенератора природа вирішила ідеальним способом: без вентилів і тому подібних пристроїв шляхом, приєднання до періодичного процесу дихання.

Обертовий регенератор (який іноді називають тепловим колесом) є одним із ефективних пристроїв для утилізації вентиляційної теплоти. Конструктивно це система: гофрований або плетений матеріал, який розташований у середині колеса. Матеріал поглинає теплоту, коли через нього проходить потік нагрітого повітря, потім при повороті теплообмінника на півоберта він віддає накопичену теплоту потоку холодного повітря.

Для полегшення монтажу пристрою канали для забирання і витяжки повітря слід розташовувати поруч. Акумулюючий матеріал може бути насичений

осушувачами для поглинання захованої теплоти і зменшення кількості вологи, яка виноситься з потоком повітря (інколи до 0,4 %) [52].

Ефективність теплопередачі за допомогою обортових теплообмінників звичай складає 60...85 % у залежності від конструкції устаткування, виду теплообмінного середовища і швидкості повітряного потоку.

На машинобудівних підприємствах використовують різні типи теплообмінників, у тому числі обортовий регенеративний теплообмінник (ОРТ-2) (рис. 7.1). Потік повітря при температурі +24 °С, який відводиться із цеху витяжним вентилятором, віддає теплоту акумулюючій насадці ротора обортового регенеративного теплообмінника ОРТ-2 (рис. 7.2).

Нагріта теплоакumuлююча насадка віддає придбану теплоту потоку зовнішнього повітря, яке проходить через неї, нагріваючи його від -9 до +16 °С. Таким чином, 80...85 % викидної теплоти повертається з припливним повітрям.

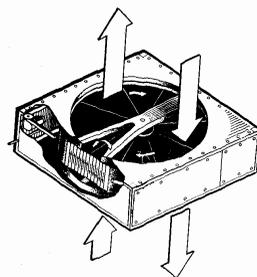
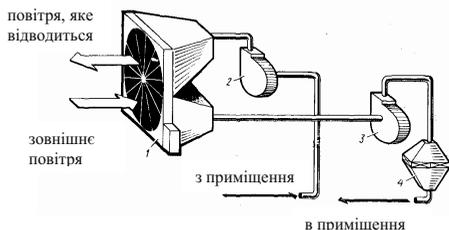


Рис. 7.1. Принципова схема установки ОРТ-2: 1 — теплообмінник; 2 — витяжний вентилятор; 3 — припливний вентилятор; 4 — калорифер-доводчик

Рис. 7.2. Регенеративний теплообмінник типу «повітря-повітря»

Використання обортових регенеративних теплообмінників найбільш доцільне за умови, якщо

- у прямооточних системах, в яких за санітарно-гігієнічними вимогами не допускається обладнання рециркуляції повітря;
- не потрібна попередня пилогазоочистка вентиляційних викидів;
- розміщення теплоутилізаційних установок можливе на вільних площах, без додаткових загальнобудівельних робіт;
- відстань від теплоутилізаційної установки до місця підключення її до вентиляційних систем (по витяжці і припливові) не повинна перевищувати 10 м.

При цьому досвід упровадження і експлуатації устаткування для утилізації теплоти вентиляційних викидів на підприємствах суднобудівної галузі показав економічну доцільність навіть при однозмінній роботі в південній кліматичній зоні при мінімальній тривалості роботи устаткування в рік і з

урахуванням однозмінної їхньої роботи (1000 годин), а також порівняно низькою температурою вентиляційних викидів.

Наявність взаємного перетоку повітряних потоків при обертанні теплопередаючої насадки і через нещільності апарата (0,2...5 % від витрати повітря) обмежує можливості використання обертових регенеративних теплообмінників.

Для приміщень, у повітря яких виділяються шкідливі речовини, допускається застосування обертових регенеративних теплообмінників за умови, що концентрація шкідливих речовин у припливному повітрі після теплообмінника з урахуванням перетікання через нещільності не перевищить 30 % гранично допустимих, установлених для повітря приміщень за ДСТ 2.1.005-76.

Для нагрівання (охолодження) припливного повітря в обертовому регенераторі не допускається:

а) використовувати повітря загальнообмінної і місцевої вентиляції;

б) використовувати повітря з приміщень виробничих категорій А, Б або Е, а також з приміщень, які мають місцеві відсмоктувачі для виробництв інших категорій і містять вибухонебезпечні або легкозаймисті речовини, пальні гази або пари;

в) використовувати повітря, що містить осаджуючі або конденсуючі на поверхнях теплообміну теплоутилізаторів шкідливі речовини 1, 2 і 3 класу небезпеки;

г) використовувати повітря, що містить хвороботворні бактерії, віруси, грибки або мають різко виражені неприємні запахи.

Системи вентиляції, кондиціонування повітря і повітряного опалення, проєктовані для роботи в холодний період року з використанням обертових регенераторів, варто розраховувати на параметри зовнішнього повітря, зазначені в п. 4.9 глави СНіП П-33-75*, за винятком систем загальнообмінної припливної вентиляції (п. 4.9 а), для яких допускається розраховувати на параметри зовнішнього повітря Б.

Якщо на час ремонту або технічного обслуговування обертового регенератора не може бути скорочена теплова потужність споживачів або джерелом утилізованої теплоти є технологічне устаткування, що працює періодично, то варто передбачати резервування теплової потужності систем. Резервування теплової потужності варто передбачати шляхом збільшення подачі теплоносія в калорифери або приєднанням до інших джерел теплоти.

В обертових регенераторах передача теплоти забезпечується за рахунок постійного обертання теплоакумуючої насадки, що сприймає тепло більш нагрітого повітря й віддає його холодному повітрю.

Обертові регенератори можуть виготовлятися з насадкою з негіроскопічних корозієстійких матеріалів, що утворюють чарункову, щілинну або сітчасту структуру з товщиною листів 0,07...0,2 мм (перемінні гладкі й гофровані листи металеві фольги, пластмасові або металеві сітки та стружки, скловолокно, полімерні плівки, папір і картон, просочені водостійкими покриттями).

Як насадки з гігроскопічних матеріалів можуть використовуватися папір, азбестовий картон, пористі мілпластові пластини та інші матеріали, просочені розчином хлористого літію або іншим водопоглинаючим складом.

Теплоакumuлююча насадка може бути регулярної і нерегулярної структури.

При проектуванні систем вентиляції і кондиціонування з обертовими регенераторами варто забезпечувати приблизну рівність витрат припливного повітря і повітря, що видаляється, через регенератор. Допускається нерівність витрат припливного і повітря, що видаляється, у межах 30 %.

При проектуванні вентиляційних систем варто передбачати прокладку припливних і витяжних повітропроводів у безпосередній близькості від основного вентиляційного устаткування для зручності їхнього приєднання до обертових регенераторів.

Приєднання припливних і витяжних повітропроводів повинне забезпечувати протитечійний рух повітряних потоків через обертовий регенератор.

Приєднувальні повітропроводи до регенераторів повинні бути оснащені об'ємними лючками для очищення поверхні насадки від пилу.

При великій кількості витяжних систем малої повітропродуктивності рекомендується їхнє укрупнення шляхом об'єднання у повітропроводах або камерах статичного тиску, що забезпечують аеродинамічну стійкість і зручність підключення до обертових регенераторів.

Допускається установка витяжних і припливних вентиляторів, що забезпечують одночасно розрідження або підпір у регенераторі, але при цьому в сполучних повітропроводах повинний підтримуватися перепад статичних тисків не менше 40...100 Па, щоб перетік був спрямований із припливного повітря в те, що видаляється.

У зимовий період при негативних температурах необхідно за допомогою графіка, наведеного в додатку на рис. 18, оцінити небезпеку обмерзання поверхні насадки обертового регенератора. Умови обмерзання насадки характеризуються мінімальною температурою насадки t_{n1} і часткою сухої поверхні D , що являє собою відношення сухої частини поверхні F_C до теплообмінної поверхні насадки, омиваної гарячим повітрям. Якщо точка, що характеризується значеннями t_{n1} і D , розташована вище граничної лінії вищевказаного графіка, то обмерзання не відбувається. Якщо нижче, то варто передбачити заходи щодо запобігання обмерзання насадки шляхом зміни продуктивності регенератора за рахунок зміни частоти обертання насадки (дод. рис. 19), підігріву частини зовнішнього або повітря, що видаляється, при перепуску частини зовнішнього повітря повз регенератор.

7.2. Розрахунок обертового регенеративного теплообмінника

При виконанні теплових розрахунків обертових регенераторів необхідно враховувати наступні особливості їхньої роботи:

поверхні насадки, у гарячому потоці F_T і холодному потоці F_X , омиваються повітрям по обидва боки, тому в розрахунках оперують двосторонньою поверхнею листів, що утворюють насадку;

унаслідок зіткнення* листів один з одним поверхня насадки, омивана повітрям, менше поверхні, що фактично міститься в об'ємі насадки; не бере участь у теплообміні також частина насадки, що знаходиться під радіальними ущільненнями;

при температурі насадки нижче $-2\text{ }^{\circ}\text{C}$ можливе замерзання конденсату, що випадає, якщо інтенсивність утворення льоду (інію) перевищує інтенсивність її випару в потоці зовнішнього повітря, що надходить. Якщо інтенсивність утворення льоду і його випарів однакові, то обмерзання не відбувається і лінії процесів зміни стану повітря в регенераторі на $H-d$ (діаграмі не перетинають лінії насичення над льодом $\phi = 100\%$).

Вихідні дані для проектування.

Витрата повітря, що видається з приміщення, L_r . Параметри повітря, що видається: температура t_{r1} , вологовміст d_{r1} , температура точки роси t_{rp} . Витрата зовнішнього повітря L_x . Параметри зовнішнього повітря: температура t_{x1} , вологовміст d_{x1} , барометричний тиск B . Температура припливного повітря $t_{пр}$. Конструктивні характеристики обертового регенератора: товщина фольги σ , еквівалентний діаметр каналів d_e , показник контактності теплообмінної поверхні ϕ , відношення живого перерізу каналів до загального фронтального w , діаметр ротора d_p , глибина насадки по ходу повітря l , живий переріз для проходу повітря $f_{ж}$, поверхня теплообміну двостороння F , частота обертання n . Фізичні параметри повітря при середній температурі: густина $\rho_{ср}$, кінематична в'язкість $\nu_{ср}$, коефіцієнт теплопровідності $\lambda_{ср}$. Фізичні властивості насадки ротора: теплоємність $c_{нас}$, густина $\rho_{нас}$.

Методика перевірконого розрахунку обертового регенератора

Швидкості повітря при русі через насадку, м/с, визначаються:

$$\begin{aligned} v_r &= \frac{L_r}{f_{жр}}; \\ v_x &= \frac{L_x}{f_{жх}}. \end{aligned} \tag{7.1}$$

Розраховується критерій Рейнольда:

$$\begin{aligned} Re_r &= \frac{v_r \cdot d_e}{\nu_{ср}}; \\ Re_x &= \frac{v_x \cdot d_e}{\nu_{ср}}. \end{aligned} \tag{7.2}$$

Критерій Нуссельта визначається за дод. рис. 20 або за формулами:

$$\begin{aligned} Nu_r &= 0,2 \cdot Re_r^{0,45}; \\ Nu_x &= 0,2 \cdot Re_x^{0,45}. \end{aligned} \tag{7.3}$$

Коефіцієнт тепловіддачі, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, в гарячому і холодному потоці визначається за формулами:

* Якщо насадка у вигляді трикутних каналів із плоских і гофрованих листів, то витрати поверхні в місцях зіткнення гофр та плоских листів складають від 10...28%.

$$\alpha_r = \frac{Nu_r \cdot \lambda_{\text{cep}}}{d_e};$$

$$\alpha_x = \frac{Nu_x \cdot \lambda_{\text{cep}}}{d_e}.$$
(7.4)

Водяні еквіваленти повітряних потоків, кДж/(с·К):

$$W_z = L_z \cdot \rho_{\text{cep}} \cdot c_p;$$

$$W_x = L_x \cdot \rho_{\text{cep}} \cdot c_p.$$
(7.5)

Визначаються найменший водяний еквівалент W_{\min} співвідношення водяних еквівалентів:

$$\frac{W_{\min}}{W_{\max}}.$$
(7.6)

Число одиниць переносу явної теплоти в регенераторі визначається за формулою:

$$N_0 = \frac{1}{W_{\min}} \cdot \left(\frac{1}{\frac{1}{\alpha_z \cdot f_z} + \frac{1}{\alpha_x \cdot f_x}} \right).$$
(7.7)

Маса насадки, що бере участь у теплообміні, кг:

$$G_{\text{нас}} = \frac{\pi \cdot (d_p)^2 \cdot l}{4} \cdot \varphi \cdot \delta \cdot \rho_{\text{нас}}.$$
(7.8)

Співвідношення водяного еквівалента насадки і мінімального водяного еквівалента повітря:

$$\frac{W_{\text{нас}}}{W_{\min}} = \frac{G_{\text{нас}} \cdot c_{\text{нас}} \cdot n}{W_{\min} \cdot 60}.$$
(7.9)

Поправочний коефіцієнт Π , який урахує вплив обертання на ефективність теплообмінника, визначається за формулою:

$$\Pi = 1 - \frac{1}{8,3 \left(\frac{W_{\text{нас}}}{W_{\min}} \right)^2}.$$
(7.10)

Ефективність регенератора визначається:

а) при сухому теплообміні і нерівності водяних еквівалентів повітряних потоків:

$$E = \frac{1 - e^{-N_0 \left(1 - \frac{W_{\min}}{W_{\max}} \right)}}{1 - \frac{W_{\min}}{W_{\max}} \cdot e^{-N_0 \left(1 - \frac{W_{\min}}{W_{\max}} \right)}};$$
(7.11)

б) при сухому теплообміні і рівності водяних еквівалентів повітряних потоків:

$$E = \frac{N_0}{1 + N_0} \cdot \Pi;$$
(7.12)

в) при спільному тепло- і масообміні і нерівності водяних еквівалентів повітряних потоків:

$$E_n = \frac{W_{\min}}{W_{\min}^H} \cdot \frac{1 - e^{-N_{on} \left(1 - \frac{W_{\min}}{W_{\max}}\right)}}{1 - \frac{W_{\min}}{W_{\max}} \cdot e^{-N_0 \left(1 - \frac{W_{\min}}{W_{\max}}\right)}} \cdot \Pi, \quad (7.13)$$

де W_{\min}^H — найменше з добутків $\xi_r^n \cdot W_r$ та $\xi_x^n \cdot W_x$; ξ_r^n ; ξ_x^n — коефіцієнти співвідношень повної теплоти відповідно в гарячому і холодному потоках для ідеального регенератора;

N_{on} — число одиниць переносу теплоти при спільному тепло- і масообміні.

Число одиниць переносу N_{on} визначається за формулою:

$$N_{on} = \frac{1}{W_{\min}} \cdot \left(\frac{1}{\frac{1}{\xi_r \cdot \alpha_r \cdot f_r} + \frac{1}{\xi_x \cdot \alpha_x \cdot f_x}} \right), \quad (7.14)$$

де ξ_r , ξ_x — коефіцієнти співвідношень повної теплоти відповідно в гарячому і холодному потоках для реального теплообмінника.

г) при спільному тепло- і масообміні і рівності водяних еквівалентів повітряних потоків:

$$E_n = \frac{W}{W^n} \cdot \frac{N_{on}}{1 + N_0} \cdot \Pi. \quad (7.15)$$

Температура гарячого і холодного потоків із регенератора:

$$\begin{aligned} t_{r_2} &= t_{r_1} - E(t_{r_1} - t_{x_1}); \\ t_{x_2} &= t_{x_1} + E \cdot \frac{W_{\min}}{W_{\max}} (t_{r_1} - t_{x_1}). \end{aligned} \quad (7.16)$$

Температура поверхні на вході холодного і гарячого повітря визначається за формулами:

$$\begin{aligned} t_{III} &= \frac{\alpha_r \cdot t_{r_2} + \alpha_x \cdot t_{x_1}}{\alpha_r + \alpha_x}; \\ t_{II} &= \frac{\alpha_r \cdot t_{r_1} + \alpha_x \cdot t_{x_2}}{\alpha_r + \alpha_x}. \end{aligned} \quad (7.17)$$

Оцінюється небезпека обмерзання насадки, для цього попередньо оцінюється частка сухої поверхні насадки:

а) при однакових витратах гарячого і холодного повітря:

$$D = \frac{1}{N_r \cdot \Pi} \cdot \left\{ \Theta_p (N_p + 1) - \frac{1}{A} [1 + N_r (1 - n)] \right\}; \quad (7.18)$$

б) при різних витратах гарячого і холодного повітря:

$$D = -\frac{1}{N_r (1 - B)} \cdot \ln \left\{ \frac{\frac{A}{1 - B} \cdot [\Theta_p - \Theta_p \cdot B \cdot e^{-N_r (1 - B)} - \Pi] - \frac{(1 - \Pi)(2 - B)}{1 - B}}{\Pi \left[1 - \frac{A}{(1 - B)} \right]} \right\}, \quad (7.19)$$

де $N_r = \frac{\alpha_0 \cdot F_r}{W_r}$ — число одиниць переносу теплоти з боку гарячого потоку повітря;

$B = \frac{W_r}{W_x}$ — співвідношення водяних еквівалентів гарячого і холодного повітря;

$\Theta = \frac{t_{r1} - t_p}{t_{r1} - t_{x1}}$ — температурний критерій, що враховує можливість випадання конденсату в насадці регенератора в залежності від температури точки роси гарячого повітря t_p ;

$A = \frac{\alpha_r}{\alpha_0}$ — співвідношення коефіцієнтів тепловіддачі з боку гарячого повітря та загального коефіцієнта тепловіддачі регенератора.

Оцінка небезпеки обмерзання здійснюється за допомогою рис. 18 дод. Якщо точка з координатами t_{n1} і D знаходиться нижче граничної лінії, то відбудеться обмерзання регенератора. Для запобігання обмерзання можна застосувати попередній підігрів зовнішнього повітря або байпасування зовнішнього повітря. Із того ж рисунка визначається мінімальне значення D , при якому не спостерігається обмерзання у випадку використання методу попереднього підігріву зовнішнього повітря. Для цього з точки з координатами t_{n1} і D проводять лінію еквідистантно кривим попереднього підігріву до перетину з граничною кривою. У точці перетину (або трохи вище неї, якщо необхідно забезпечити запас теплової потужності) знаходять мінімальне значення D і обчислюється температура, до якої необхідно підігріти зовнішнє повітря:

$$t_n = t_r - \frac{(t_{r1} - t_p) \cdot [1 - B \cdot e^{-N_r(1-B)}]}{1 + \left[\frac{(1-B)}{A} - 1 \right] \cdot e^{-N_r(1-B) \cdot D}} \quad (7.20)$$

Якщо для запобігання обмерзання застосувати байпасування; 30 % зовнішнього повітря в обхід регенератора, то витрата холодного повітря складе:

$$L_x = 0,7 \cdot L_x \quad (7.21)$$

При цій витраті з вище наведених формул визначаються нові значення наступних розрахункових величин:

$$W_x; \nu_x; Nu_x; \alpha_x; \alpha_0; N_0; \frac{W_{\min}}{W_{\max}}; E; t_{r2}; t_{n1}; N_r; B; \Theta_p; A.$$

Розраховується нове значення частки сухої поверхні регенератора D і знову оцінюють імовірність обмерзання.

Однак, з огляду на те, що спосіб попереднього підігріву частини зовнішнього повітря є більш надійним, його, як правило, приймають як засіб проти обмерзання.

Тоді, з врахуванням того, що $t_{x1} = t_n$ за вищенаведеними рівняннями уточнюють температуру гарячого і холодного потоків на виході з регенератора t_{r2} і t_{x2} .

Уточнюються температури поверхні насадки $t_{\Pi 1}$ і $t_{\Pi 2}$. Якщо $t_{\Pi 1}$ і $t_{\Pi 2}$ більше температури точки роси t_p , то розрахунок закінчують. Якщо $t_{\Pi 1}$ або $t_{\Pi 2} < t_p$, то це свідчить про конденсацію вологи в регенераторі.

Значення ентальпії повітряного шару, що безпосередньо прилягає до поверхні насадки $H_{\Pi 1}$ і $H_{\Pi 2}$ визначаються за формулами:

$$H_{\Pi 1} = 1,005 \cdot t_{\Pi 1} + \frac{(2500 + 1,8t_{\Pi 1}) \cdot d_n}{1000}; \quad (7.22)$$

$$H_{\Pi 2} = 1,005 \cdot t_{\Pi 2} + \frac{(2500 + 1,8t_{\Pi 2}) \cdot d_p}{1000}, \quad (7.23)$$

де d_n і d_p — відповідно вологовміст насиченого повітря при температурі поверхні і при температурі точки роси; $d_p = d_{r1}$, г/кг.

Здійснюється побудова в $H-d$ діаграмі процесів зміни станів повітря при проходженні через регенератор (дод. рис. 21). Відрізок між значеннями $H_{\Pi 1}$ і $H_{\Pi 2}$ у $H-d$ діаграмі поділяють на шість рівних ділянок, а відрізок між значеннями температур t_{r1} і t_{r2} поділяють на сім рівних частин. З'єднують точку І (стан гарячого повітря, що видаляється,) із точкою А (параметри повітряного шару поверхні) прямою лінією. Ця пряма перетне лінію $t = \text{const}$ першої ділянки в точці 2, з якої проводиться нова пряма до точки Б і т.д. Побудувавши в такий спосіб ламану лінію 1–2–3–4–5–6–7–8, що характеризує зміну стану повітря, яке видаляється, при проходженні його через регенератор, знаходиться в точці перетину її з лінією t_{r2} (точка 8) значення d_{r2} і H_{r2} . З'єднавши точку 1 із точкою 8 пунктирною прямою, одержують умовне позначення процесу охолодження повітря. Будується процес обробки зовнішнього повітря: із точки Н проводиться вертикальна лінія до точки Л, що характеризує попередній підігрів зовнішнього повітря від t_n до t_n , потім із точки Л проводиться пряма, паралельна пунктирній прямій 1–8, до перетину з лінією t_{x2} у точці М та визначаються значення d_{r2} і H_{r2} . із точки М проводиться вертикальна лінія, що характеризує підігрів зовнішнього повітря після регенератора в калорифері, до перетину з лінією t_{np} у точці П, що відповідає параметрам припливного повітря.

У першому наближенні, задавшись витратою повітря (до 30 % зовнішнього повітря), приймається калорифер, який у наступному уточнюється розрахунком.

Задавши масову швидкість $v \cdot \rho = 8 \text{ кг}/(\text{с} \cdot \text{м}^2)$, розраховується витрата зовнішнього повітря через калорифер:

$$G_k = f_{\text{ж}} \cdot v \cdot \rho. \quad (7.24)$$

Витрата зовнішнього повітря через регенератор:

$$G_n = G_x - G_k. \quad (7.25)$$

Розраховується температура підігріву зовнішнього повітря в калорифері t_n , з урахуванням того, що після змішання з невідігрітим повітрям t_n , температура його перед регенератором дорівнює $t_{x1} = t_n$:

$$t_n = \frac{t_{x1}(G_n + G_k) - t_n \cdot G_n}{G_k}. \quad (7.26)$$

Теплове навантаження на калорифер:

$$Q_{\kappa} = G_{\kappa} \cdot c_p (t_n - t_n) . \quad (7.27)$$

Витрата гарячої води через калорифер при температурах на вході $t_{\text{вх}}$ і виході $t_{\text{вих}}$:

$$G_w = \frac{Q_{\kappa}}{c_p (t_{\text{вх}} - t_{\text{вих}})} . \quad (7.28)$$

Швидкість руху води в трубках калорифера:

$$v_w = \frac{G_w}{\rho_{\text{рт}} \cdot \rho_w} . \quad (7.29)$$

Коефіцієнт теплопередачі калорифера, Вт/(м²·К):

$$K = 16,6(v \cdot \rho)^{0,456} \cdot v_w^{0,14} \cdot 1,163 . \quad (7.30)$$

Визначається необхідна поверхня нагрівання калорифера, м²:

$$F = \frac{Q_{\kappa}}{K \left(\frac{t_{\text{вх}} - t_{\text{вих}}}{2} + \frac{t_{\text{п}} - t_{\text{н}}}{2} \right)} . \quad (7.31)$$

Потім підбираються калорифери для підігріву всього потоку зовнішнього повітря після обертового регенеративного теплообмінника від температури $t_{\text{х1}}$ (точка М на рис. 21 дод.) до температури $t_{\text{пр}}$ (точка П), користуючись відомими методами.

Аеродинамічний опір обертового регенератора ΔP варто розраховувати як суму втрат тиску на подолання сил тертя в каналах насадки $\Delta P_{\text{н}}$ і втрат на вході в неї $\Delta P_{\text{вх}}$.

Втрати тиску, Па, у насадці розраховують за формулою:

$$\Delta P_{\text{н}} = \xi_{\text{тр}} \cdot \frac{1}{d_c} \cdot \frac{\rho \cdot v^2}{2} . \quad (7.32)$$

Втрати тиску на вході, Па:

$$\Delta P_{\text{вх}} = \frac{\rho \cdot v^2}{2} \cdot (1 - w^2 + K_{\text{вх}}) , \quad (7.33)$$

де $\xi_{\text{тр}}$ — коефіцієнт тертя для даного типу каналів насадки, визначають з дод. рис. 15;

l — довжина каналів, м;

d_c — еквівалентний діаметр каналів, м;

v — швидкість повітря, м/с;

w — відношення живого перерізу до фронтального перерізу насадки;

$K_{\text{вх}}$ — коефіцієнт, який враховує втрати тиску на вході в насадку, визначається за дод. рис. 22.

Приклад розрахунку утилізатора теплоти вентиляційних викидів

Вихідні дані:

Витрата повітря, що видаляється з приміщення $L_T = 3,886 \text{ м}^3/\text{с}$, температура $t_{\text{r1}} = +20 \text{ }^\circ\text{C}$, вологовміст $d_{\text{r1}} = 4,3 \text{ г/кг}$, температура точки роси $t_p = +2 \text{ }^\circ\text{C}$.

Витрата навколишнього повітря $L_X = 4,444 \text{ м}^3/\text{с}$, температура $t_{\text{х1}} = -22 \text{ }^\circ\text{C}$, вологовміст $d_{\text{х1}} = 0,4 \text{ г/кг}$, барометричний тиск $B = 101324 \text{ Па}$. Температура припливного повітря $t_{\text{пр}} = +18 \text{ }^\circ\text{C}$.

Розв'язання

Якості утилізатор приймають обертовий регенератор конструкції ТашЗНП-ЕП з насадкою із алюмінієвої фольги. Знаючи витрати повітря $L_r = 3,888 \text{ м}^3/\text{с}$ та $L_x = 4,444 \text{ м}^3/\text{с}$, приймаємо теплообмінник типу ВТР-2, оскільки аеродинамічні опори при таких витратах не перевищують 200 Па ($\Delta p_r = 130 \text{ Па}$ та $\Delta p_x = 140 \text{ Па}$).

Конструктивні характеристики обертового регенератора наступні: товщина фольги $\delta = 0,08 \text{ мм}$; еквівалентний діаметр каналів $d_e = 1,7 \text{ мм}$; показник компактної теплообмінної поверхні $\psi = 2058 \text{ м}^2/\text{м}^3$; відношення живого перерізу каналів до загального фронтального $\omega = 0,898$; діаметр ротора $d_p = 2 \text{ м}$; глибина насадки по ходу повітря $l = 0,24 \text{ м}$; живий переріз для проходження повітря $f_{\text{жг}} = f_{\text{жх}} = 1,27 \text{ м}^2$; частота обертання 10 хв^{-1} .

Фізичні властивості повітря при середній температурі $^{\circ}\text{C}$: густина $\rho = 1,293 \text{ кг}/\text{м}^3$; в'язкість $\nu = 13,28 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$; коефіцієнт теплопровідності $\lambda = 2,44 \cdot 10^{-2} \text{ Вт}/\text{м}\cdot\text{К}$; теплоємність $c_p = 1,005 \text{ кДж}/\text{кг}\cdot\text{К}$.

Фізичні властивості алюмінієвої фольги: теплоємність $c_{\text{нас}} = 0,87 \text{ кДж}/\text{кг}\cdot\text{К}$; густина $\rho_{\text{нас}} = 2500 \text{ кг}/\text{м}^3$.

Знаходять швидкість повітря під час руху через насадку:

$$v_r = \frac{L_r}{f_{\text{жг}}} = \frac{3,888}{1,27} = 3,06 \text{ м}/\text{с};$$

$$v_x = \frac{L_x}{f_{\text{жх}}} = \frac{4,444}{1,27} = 3,5 \text{ м}/\text{с}.$$

Розраховують критерії Рейнольдса та Нусельта для повітряних потоків за допомогою графіків (рис. 20 дод.) або за формулами

$$\text{Re}_r = \frac{v_r \cdot d_e}{\nu} = \frac{3,06 \cdot 0,0017}{13,28 \cdot 10^{-6}} = 393;$$

$$\text{Re}_x = \frac{v_x \cdot d_e}{\nu} = \frac{3,5 \cdot 0,0017}{13,28 \cdot 10^{-6}} = 448;$$

$$\text{Nu}_r = 0,2 \cdot \text{Re}_r^{0,45} = 0,2 \cdot 392^{0,45} = 2,938;$$

$$\text{Nu}_x = 0,2 \cdot \text{Re}_x^{0,45} = 0,2 \cdot 448^{0,45} = 3,119.$$

Визначають коефіцієнти тепловіддачі в гарячому та холодному потоці:

$$\alpha_r = \frac{\text{Nu}_r \cdot \lambda}{d_e} = \frac{2,938 \cdot 2,44 \cdot 10^{-2}}{0,0017} = 42,17 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К});$$

$$\alpha_x = \frac{\text{Nu}_x \cdot \lambda}{d_e} = \frac{3,119 \cdot 2,44 \cdot 10^{-2}}{0,0017} = 44,76 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К}).$$

Водяні еквіваленти повітряних потоків:

$$W_r = L_r \cdot \rho_r \cdot c_p = 3,888 \cdot 1,293 \cdot 1,005 = 5,052 \text{ кДж}/(\text{сК}) \text{ або } 5052 \text{ Вт}/\text{К}$$

$$W_x = L_x \cdot \rho_x \cdot c_p = 4,444 \cdot 1,293 \cdot 1,005 = 5,775 \text{ кДж}/(\text{сК}) \text{ або } 5775 \text{ Вт}/\text{К}.$$

Найменший водяний еквівалент $W_{\text{min}} = W_r = 5052 \text{ Вт}/\text{К}$.

Співвідношення водяних еквівалентів $\frac{W_{\text{min}}}{W_{\text{max}}} = \frac{5052}{5775} = 0,875$.

Визначають число одиниць переносу явного тепла в регенераторі:

$$N_0 = \frac{1}{W_{\min}} \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\Gamma} \cdot F_{\Gamma}} + \frac{1}{\alpha_X \cdot F_X}} = \frac{1}{5052} \frac{1}{\frac{1}{42,15 \cdot 715} + \frac{1}{42,17 \cdot 715}} = 3,078.$$

Розраховують масу насадки, яка бере участь у теплообміні:

$$G_{\text{нас}} = \frac{\pi (D_p)^2 \cdot l}{4} \cdot \frac{\psi \cdot \delta \cdot \rho_{\text{нас}}}{2} = \frac{3,14 \cdot 2^2 \cdot 0,24}{4} \cdot \frac{2058 \cdot 0,00008 \cdot 2500}{2} = 155 \text{ кг.}$$

Співвідношення водяного еквіваленту насадки і мінімального водяного еквіваленту повітря

$$\frac{W_{\text{нас}}}{W_{\min}} = \frac{G_{\text{нас}} \cdot c_{\text{нас}} \cdot n}{W_{\min} \cdot 60} = \frac{1555 \cdot 0,87 \cdot 10}{5,052 \cdot 60} = 4,45.$$

Знаходимо коефіцієнт Π , який ураховує вплив часу на ефективність теплообміну E

$$\Pi = 1 - \frac{1}{8,3 \left(\frac{W_{\text{нас}}}{W_{\min}} \right)^2} = 1 - \frac{1}{8,3 \cdot 4,45^2} = 0,994.$$

Знаходимо ефективність E за формулою (7.13):

$$E = \frac{1 - e^{-N_0 \left(1 - \frac{W_{\min}}{W_{\max}} \right)}}{1 - \frac{W_{\min}}{W_{\max}} \cdot e^{-N_0 \left(1 - \frac{W_{\min}}{W_{\max}} \right)}} \cdot \Pi = \frac{1 - e^{-3,018(1-0,875)}}{1 - 0,875 \cdot e^{-3,018(1-0,875)}} \cdot 0,994 = 0,785.$$

Примітка: Ефективність теплообміну E можна знайти також іншим способом. Розраховують E для мінімальної витрати повітря для випадку рівних водяних еквівалентів:

$$E = \frac{N_0}{1 + N_0} \cdot \Pi = \frac{3,078}{1 + 3,078} \cdot 0,994 = 0,75.$$

Знаходять співвідношення $\frac{W_{\max}}{W_{\min}} = \frac{5775}{5052} = 1,143.$

Розраховують температуру гарячого і холодного струменів із регенератора:

$$t_{\Gamma 2} = t_{\Gamma 1} - E(t_{\Gamma 1} - t_{X1}) = 20 - 0,785(20 + 22) = -13,0 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$t_{X2} = t_{X1} + E \frac{W_{\min}}{W_{\max}} (t_{\Gamma 1} - t_{X1}) = -22 + 0,785 \cdot 0,875(20 + 22) = 6,85 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Визначають температуру поверхні на вході холодного і гарячого повітря:

$$t_{\Pi 1} = \frac{\alpha_{\Gamma} \cdot t_{\Gamma 2} + \alpha_X \cdot t_{X1}}{\alpha_{\Gamma} + \alpha_X} = \frac{42,17 \cdot (-13) + 44,76 \cdot (-22)}{42,17 + 44,76} = -17,6 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$t_{\Pi 2} = \frac{\alpha_{\Gamma} \cdot t_{\Gamma 1} + \alpha_X \cdot t_{X2}}{\alpha_{\Gamma} + \alpha_X} = \frac{42,17 \cdot 20 + 44,76 \cdot 6,85}{42,17 + 44,76} = 13,2 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Оскільки $t_{\Pi 1} = -17,6 \text{ } ^\circ\text{C} < -2 \text{ } ^\circ\text{C} < t_p = 2 \text{ } ^\circ\text{C}$, то необхідно оцінити небезпеку обмерзання насадки за дод. рис. 18.

Заздалегідь розраховують значення:

$$\alpha = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\Gamma}} + \frac{1}{\alpha_X}} = \frac{1}{\frac{1}{42,17} + \frac{1}{44,76}} = 21,71 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К});$$

$$N_{\Gamma} = \frac{\alpha_0 \cdot F_{\Gamma}}{W_{\Gamma}} = \frac{21,71 \cdot 715}{5052} = 3,072;$$

$$B = \frac{W_{\Gamma}}{W_B} = \frac{5052}{5775} = 0,875;$$

$$\Theta_p = \frac{t_{\Gamma 1} - t_p}{t_{\Gamma 1} - t_{x1}} = \frac{20 - 2}{20 + 22} = 0,4286;$$

$$A = \frac{\alpha_{\Gamma}}{\alpha_0} = \frac{42,17}{21,71} = 1,942.$$

та знаходять частку сухої поверхні насадки:

$$D = -\frac{1}{N_{\Gamma}(1-B)} \ln \left\{ \frac{\frac{A}{(1-B)} [\Theta_p - \Theta_p B e^{-N_{\Gamma}(1-B)} - \Pi]}{\Pi \left[1 - \frac{A}{(1-B)} \right]} \right\} = -\frac{1}{3,072(1-0,875)} \times$$

$$\times \ln \left\{ \frac{\frac{1,942}{(1-0,875)} [0,4285 - 0,4285 \cdot 0,875 \cdot e^{-3,072(1-0,875)} - 0,994] - \frac{(1-0,994)(2-0,875)}{(1-0,875)}}{0,994 \left[1 - \frac{1,942}{(1-0,875)} \right]} \right\} =$$

$$= 0,314.$$

За дод. рис. 18 визначають, що точка з координатами $t_{\text{пн}} = -17,6^{\circ}\text{C}$ і $D = 0,314$ знаходиться нижче граничної лінії, отже, відбудеться обмерзання регенератора.

Для запобігання обмерзання можна застосувати попередній підігрів частини зовнішнього повітря або байпасувати зовнішнє повітря.

Знаходять мінімальне значення D за дод. рис. 18, при якому не спостерігається обмерзання у випадку використання попереднього підігріву зовнішнього повітря. Для цього із точки з координатами $t_{\text{пн}} = -17,6^{\circ}\text{C}$ і $D = 0,314$ проводять лінію, еквідистантну кривим попереднього підігріву, до перетинання з граничною кривою. У точці перетину (або трохи вище неї, якщо необхідно забезпечити запас теплової потужності) знаходять нове значення $D = 0,495$ і розраховують температуру, до якої необхідно підігріти зовнішнє повітря:

$$t_{\text{пн}} = t_{\Gamma 1} - \frac{(t_{\Gamma 1} - t_p) [1 - B e^{-N_{\Gamma}(1-B)}]}{1 + \left[\frac{(1-B)}{A} - 1 \right] \cdot e^{-N_{\Gamma}(1-B)D}} = 20 - \frac{(20-2) [1 - 0,875 \cdot e^{-3,072(1-0,875)}]}{1 + \left[\frac{(1-0,875)}{1,942} - 1 \right] \cdot e^{-3,072(1-0,875)0,495}} = -12,1^{\circ}\text{C}.$$

Якщо для запобігання обмерзання використовувати байпасування 30 % зовнішнього повітря, мінаючи регенератор, то витрата холодного повітря складає.

$$L_X = 4,444 \cdot 0,7 = 3,1108 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Відповідно водяний еквівалент холодного повітря буде.

$$W_X = L_X \cdot \rho \cdot c_p = 3,1108 \cdot 1,293 \cdot 1,005 = 4,042 \text{ кДж/с}\cdot\text{C або } 4042 \text{ Вт/К}.$$

Водяний еквівалент гарячого повітря залишається попереднім

$$W_r = 5,052 \text{ кДж/(сК)} \text{ або } 5052 \text{ Вт/К.}$$

За цими умовами нові значення розрахункових величин будуть наступними:

$$v_x = 2,45 \text{ м/с}; Nu_x = 2,655; \alpha_x = 38,1 \text{ Вт/(м}^2\text{К)};$$

$$\alpha_0 = 20,01 \text{ Вт/(м}^2\text{К)}; N_0 = 3,54; \frac{W_{\min}}{W_{\max}} = 0,8;$$

$$E = 0,832; t_{r2} = -7,95 \text{ }^\circ\text{C}; N_r = 3,072; B = 1,25;$$

$$\Theta_p = 0,4285; A = 2,107; t_{\text{III}} = -14,6 \text{ }^\circ\text{C.}$$

Для сухої поверхні D за виразом (7.19) складе.

$$D = -\frac{1}{3,0724(1-1,25)} \cdot \ln \left\{ \frac{\frac{2,107}{1-1,25} \cdot [0,4285 - 0,4285 \cdot 1,25 \cdot e^{-3,072(1-0,994)}] - \frac{(1-0,994)(2-1,25)}{1-1,25}}{0,994 \left[1 - \frac{2,107}{(1-1,25)} \right]} \right\} = 0,569.$$

За дод. рис. 18 визначають, що точка з координатами $t_{\text{III}} = -14,6 \text{ }^\circ\text{C}$ і $D = 0,569$ знаходиться дещо вище від граничної лінії, отже, застосувавши байпасування 30 % зовнішнього повітря, можна також попередити обмерзання апарата. Проте, враховуючи, що спосіб попереднього підігріву частини зовнішнього повітря є більш надійним, приймають його як засіб проти обмерзання.

Тоді, маючи на увазі, що $t_{X1} = t_{\text{II}} = -12,1 \text{ }^\circ\text{C}$, визначають:

$$t_{r2} = t_{r1} - E(t_{r1} - t_{X1}) = 20 - 0,785(20 + 12,1) = -5,2 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$t_{X2} = t_{X1} + E \frac{W_{\min}}{W_{\max}} (t_{r1} - t_{X1}) = -12,1 + 0,785 \cdot 0,875(20 + 12,1) = 9,95 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$H_{\text{III}} = 1,005t_{\text{III}} + (2500 + 1,8t_{\text{III}})d_{\text{H}} / 1000 = 1,005(-8,75) + 2500 + 1,8(-8,75) \times \\ \times 1,78 / 1000 = 4,37 \text{ кДж/кг.}$$

Маючи на увазі, що $d_p = d_{r1} = 4,3 \text{ г/кг}$, знаходять

$$H_{\text{II2}} = 1,005t_{\text{II2}} + (2500 + 1,8t_{\text{II2}})d_{\text{H}} / 1000 = 1,005 \cdot 14,8 + (2500 + 1,8 \cdot 14,8) \times \\ \times 4,3 / 1000 = 25,74 \text{ кДж/кг.}$$

Відрізок між значеннями $H_{\text{III}} = -4,37 \text{ кДж/кг}$ та $H_{\text{II2}} = 25,74 \text{ кДж/кг}$ в H -діаграмі розділяють на шість, а відрізок між значеннями температур $t_{r1} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ та $t_{r2} = -5,2 \text{ }^\circ\text{C}$ розділяють на сім рівних частин (рис. 21 дод.). Наносять точки стану повітря над сухою поверхнею насадки (точки А, Б, В на перетині ліній $\phi_{\text{л}} = 4,3 \text{ г/кг}$ та $H_{\text{II}} = \text{const}$) і над змоченою поверхнею (точки Г, Д, Е, Ж на перетині ліній $\phi_{\text{л}} = 100 \%$ та $H_{\text{II}} = \text{const}$). З'єднують точку 1 (стан гарячого повітря, яке видаляється) з точкою А (параметри повітряного шару біля поверхні) прямою лінією. Ця пряма перетне лінію $t = \text{const}$ першого відрізка в точці 2, з якої проводять нову пряму до точки Б і т.д. Побудувавши ламану лінію 1-2-3-4-5-6-7-8, що характеризує зміну стану повітря, яке видаляється, при проходженні через регенератор, знаходять в точці перетину її з лінією $t_{r2} = -5,2 \text{ }^\circ\text{C}$ (точка 8) значення $d_{r2} = 2,36 \text{ г/кг}$ та $H_{r2} = 0,65 \text{ кДж/кг}$. З'єднавши точку 1 з точкою 8 пунктирною прямою, отримують умовне зображення процесу охолодження повітря, що видаляється.

Будують процес обробки навколишнього повітря: з точки Н проводять вертикальну пряму до точки Д, що характеризує попередній підігрів зовнішнього повітря від $t_H = -22\text{ }^\circ\text{C}$ до $t_D = -12\text{ }^\circ\text{C}$; потім і точки Л проводять пряму, паралельну пунктирній прямій 1–8, до перетину з лінією $t_{X2} = +9,95\text{ }^\circ\text{C}$ у точці М і отримують значення $d_{Г2} = 1,93\text{ г/кг}$ і $H_{Г2} = 14,86\text{ кДж/кг}$.

Із точки М проводять вертикальну лінію, яка характеризує підігрів зовнішнього повітря після регенератора в калорифері.

За рівнянням (7.17) знаходимо

$$t_{II1} = \frac{\alpha_z \cdot t_{z2} + \alpha_x \cdot t_{x1}}{\alpha_z + \alpha_x} = \frac{42,17(-5,2) + 44,76(-12,1)}{42,17 + 44,76} = -8,75\text{ }^\circ\text{C};$$

$$t_{II2} = \frac{\alpha_z \cdot t_{z1} + \alpha_x \cdot t_{x2}}{\alpha_z + \alpha_x} = \frac{42,17 \cdot 20 + 44,76 \cdot 9,55}{42,17 + 44,76} = 14,8\text{ }^\circ\text{C}.$$

Оскільки $t_{II1} = -8,75\text{ }^\circ\text{C} < t_P = +2\text{ }^\circ\text{C}$, то на частині поверхні насадки буде конденсуватися волога.

Якщо використати Н-d діаграму, в якій область негативних температур побудована за значеннями парціальних тисків насиченого повітря над переохолодженою водою, то на неї наносять лінію $\phi_L = 100\%$, побудовану за значеннями парціальних тисків насиченого повітря над льодом P_L (див. табл. 14 дода.). Для цього розраховують вологовміст і ентальпію для температур від $0\text{ }^\circ\text{C}$ до $-15\text{ }^\circ\text{C}$ з інтервалом $1 \dots 5\text{ }^\circ\text{C}$ при $t = 0\text{ }^\circ\text{C}$:

$$d = 622 \cdot \frac{P_L}{B - P_L} = \frac{622 \cdot 610,5}{101324 - 610,5} = 3,77\text{ г/кг};$$

$$H = 1,005t + (2500 + 1,8t) \frac{d}{1000} = 1,005 \cdot 0 + (2500 + 1,8 \cdot 0) \cdot \frac{3,77}{1000} = 9,425\text{ кДж/кг}$$

при $t = -5\text{ }^\circ\text{C} \rightarrow d = 2,47\text{ г/кг}$, $H = 1,127\text{ кДж/кг}$;

при $t = -15\text{ }^\circ\text{C} \rightarrow d = 1,01\text{ г/кг}$, $H = -12,57\text{ кДж/кг}$.

Розраховують ентальпію повітряного шару над поверхнею льоду при температурі насадки $t_{II1} = -8,75\text{ }^\circ\text{C}$.

Попередньо для цієї температури за табл. 14 дод. інтерполяцією знаходять $P_L = 298,8\text{ Па}$ потім

$$d_H = 622 \cdot \frac{P_L}{B - P_L} = \frac{622 \cdot 2898}{101324 - 289,8} = 1,78\text{ г/кг}$$

і розраховують параметри приточного повітря, які знаходять на перетині з лінією $t_{II1} = +18\text{ }^\circ\text{C}$ у точці П.

Підбирають калорифер для попереднього підігріву частини зовнішнього повітря. Приймають найменшу модель калорифера $K_{СК} 3-6-01$ Костромського калориферного заводу з наступними технічними характеристиками: поверхня теплопередачі $F = 10,85\text{ м}^2$; живий переріз для проходження холодного теплоносія $f_{жх} = 0,111\text{ м}^2$; живий переріз для проходження гарячого теплоносія $f_{жг} = 0,00085\text{ м}^2$.

Задаючись масовою швидкістю $v \cdot \rho = 8\text{ кг/(с} \cdot \text{м}^2)$, визначають витрату зовнішнього повітря через калорифер:

$$G_x = f_{жх} \cdot v \cdot \rho = 0,111 \cdot 8 = 0,888\text{ кг/с}.$$

витрату зовнішнього повітря, яке проходить повз калорифер.

$$G_H = G_L - G_x = 1,293 \cdot 4,44 - 0,888 = 4,858\text{ кг/с}.$$

Розраховують температуру підігріву зовнішнього повітря в калорифері t_n , з урахуванням того, щоб після змішування з невідігрітим повітрям t_H , температура його перед регенератором була $t_{x1} = -12,1$ °С:

$$t_B = \frac{t_{x1}(G_H + G_X) - t_H G_H}{G_X} = \frac{(-12,1)(4,858 + 0,888) - (-22) \cdot 4,858}{0,888} = 42 \text{ °С.}$$

Теплове навантаження на калорифер:

$$Q_K = G_X \cdot c_p (t_H - t_B) = 0,888 \cdot 1,005(42 + 22) = 57,116 \text{ Вт.}$$

Розраховуємо витрату води через калорифер при температурі на вході $t_{BX} = 150$ °С і виході $t_0 = 70$ °С:

$$G_W = \frac{Q_K}{c_W (t_{BX} - t_0)} = \frac{57,116}{4,19 \cdot (150 - 70)} = 0,1704 \text{ кг/с,}$$

де $c_W = 4,19$ кДж/(кг·К) — питома теплоємність води.

Швидкість руху води в трубках калорифера.

$$v_W = \frac{G_W}{f_{жс} \cdot \rho_W} = \frac{0,1704}{0,00085 \cdot 1000} = 0,2 \text{ м/с.}$$

Коефіцієнт теплопередачі калорифера складає:

$$K = 16,6 \cdot (\nu\rho)^{0,435} \cdot \nu_W^{0,14} \cdot 1,163 = 16,6 \cdot 8^{0,435} \cdot 0,2^{0,14} \cdot 1,163 = 39,7 \text{ Вт/(м}^2\text{К).}$$

Необхідна поверхня нагріву

$$F_H = \frac{Q_K}{K \left(\frac{t_{BX} - t_0}{2} + \frac{t_B - t_H}{2} \right)} = \frac{57,116}{39,7 \left(\frac{150 - 70}{2} + \frac{42 + 22}{2} \right)} = 20 \text{ м}^2.$$

Установлюють послідовно два калорифера $K_{ск}$ 3-6-01 із загальною поверхнею нагріву $F = 2 \cdot 10,85 = 21,7$ м².

Потім підбирають і розраховують калорифери для підігріву всього потоку зовнішнього повітря після обертового регенератора від температури $t_{x2} = 9,95$ °С (точка М на рис. 21 дод.) до $t_{ГР} = +18$ °С, користуючись відомими методиками.

Компонують приточну камеру з обертовим регенератором, виходячи з конструктивних, планувальних, технологічних та інших вимог.

Розраховують аеродинамічний опір насадки регенератора за тим повітрям, що видаляється, і припливним повітрям. При $Re_{Г} = 392$ і $Re_{X} = 448$ за рис. 20 дод. визначають коефіцієнти опору $\xi_{ГР,Г} = 0,15$ і $\xi_{ГР,Х} = 0,12$, тоді

$$\Delta P_{ГР} = \frac{\xi_{ГР,Г} \cdot l_{Г} \cdot \rho_{Г} \cdot v_{Г}^2}{2d_e} = \frac{0,15 \cdot 0,24 \cdot 1,293 \cdot (3,06)^2}{2 \cdot 0,0017} = 128 \text{ Па;}$$

$$\Delta P_{ГХ} = \frac{\xi_{ГР,Х} \cdot l_{Х} \cdot \rho_{Х} \cdot v_{Х}^2}{2d_e} = \frac{0,12 \cdot 0,24 \cdot 1,293 \cdot (3,5)^2}{2 \cdot 0,0017} = 134 \text{ Па.}$$

Втрати на вході для трикутних каналів розраховують за рис.22 дод., за яким при $w = 0,898$ і ламінарному потоці ($Re_{Г} < Re_{Х} < 2200$) знаходять $K_{ВХ,Г} = K_{ВХ,Х} = 0,91$.

Тоді

$$\Delta P_{ВХ,Г} = \frac{\rho_{Г} \cdot v_{Г}^2}{2} (1 - \omega^2 + K_{ВХ,Г}) = \frac{1,293 \cdot (3,06)^2}{2} \cdot (1 - 0,898^2 + 0,91) = 6,1 \text{ Па;}$$

$$\Delta P_{\text{ВХ.Х}} = \frac{\rho_X \cdot v_X^2}{2} (1 - w^2 + K_{\text{ВХ.Х}}) = \frac{1,293 \cdot (3.5)^2}{2} \cdot (1 - 0,898^2 + 0,91) = 8,7 \text{ Па.}$$

Загальні втрати тиску при проходженні повітря через регенератор

$$\Delta P_{\text{Г}} = \Delta P_{\text{НГ}} + \Delta P_{\text{ВХ.Г}} = 128 + 6,1 = 134,1 \text{ Па;}$$

$$\Delta P_{\text{Х}} = \Delta P_{\text{НХ}} + \Delta P_{\text{ВХ.Х}} = 134 + 8,7 = 142,7 \text{ Па.}$$

Виконують аеродинамічні розрахунки приточної та витяжної систем.

7.3. Використання теплообмінників із проміжним теплоносієм

Системи утилізації з проміжним теплоносієм складаються з теплоутилізаторів, розташованих у каналах витяжного і припливного повітря, з'єднаних замкнутим циркуляційним контуром, заповненим проміжним теплоносієм. Циркуляція теплоносія здійснюється за допомогою насосів. Повітря, що витягується, передає своє тепло проміжному теплоносію, який нагріває припливне повітря.

Установки утилізації варто забезпечувати засобами контролю й автоматичного регулювання.

Перевагами системи утилізації теплоти з проміжним теплоносієм є:

- повна аеродинамічна ізоляція потоків припливного і витяжного повітря, що виключає можливість переносу запахів, бактерій і інших забруднень із повітря, що видаляється;
- можливість установлювати системи утилізації при розміщенні припливних і витяжних установок на значній відстані одна від іншої;
- можливість поєднувати в одну систему різну кількість припливних і витяжних установок і різним тепловим потенціалом повітря, що видаляється;
- можливість застосування водяних повітрянагрівачів, що серійно випускаються промисловістю;
- можливість установлювати системи утилізації на діючих підприємствах.

До недоліків систем утилізації теплоти з проміжним теплоносієм варто віднести збільшення теплообмінної поверхні і металоємності системи.

У системах утилізації з проміжним теплоносієм можуть застосовуватися теплообмінники, які серійно випускаються: повітрянагрівальники пластинчасті КВС, КВБ; повітрянагрівальники (калорифери) біметалічні з накатним оребрінням КСК; повітрянагрівальники центральних кондиціонерів.

Для забезпечення циркуляції проміжного теплоносія застосовуються відцентрові насоси загального призначення.

Як проміжний теплоносій можуть застосовуватися незамерзаючі розчини солей і гліколів, а також вода.

Із незамерзаючих розчинів рекомендується застосовувати 28 відсотковий розчин нітриту натрію. Розчин виготовляється за масовим співвідношенням. Контроль за концентрацією розчину виконується 2 рази протягом опалювального сезону.

Якщо температура проміжного теплоносія в розрахунковому режимі не знижується нижче 5 °С, то як проміжний теплоносіє застосовується вода. Вода, яка використовується як теплоносіє, повинна відповідати вимогам, висунутим до води теплових мереж із температурою 45 °С і вище в закритих контурах циркуляції. Вода з температурою нижче 45 °С у закритих контурах циркуляції повинна мати РН = 6,5...8,5 і містити (не більше): розчинений кисень 0,1 мг/л; зважені речовини 10 мг/л; карбонатна жорсткість 3 мг-екв/л.

Розрізняють наступні системи утилізації теплоти з проміжним теплоносієм:

- система утилізації теплоти з проміжним теплоносієм при негативних початкових температурах припливного повітря і з перемінною витратою теплоносія;
- система утилізації теплоти з проміжним теплоносієм у системах із позитивними початковими температурами припливного повітря;
- система утилізації теплоти з проміжним теплоносієм у системах із негативними початковими температурами припливного повітря і підігрівом теплоносія.

Розрахунок системи утилізації теплоти з проміжним теплоносієм при негативних початкових температурах припливного повітря і перемінною витратою теплоносія

Вихідними даними для розрахунку є:

- витрата витяжного і припливного повітря L_{Γ} і L_X , кг/с;
- початкова температура витяжного повітря t_{Γ} , °С;
- початкова температура припливного повітря, t_X , °С;
- початкова ентальпія витяжного повітря H_{Γ} , кДж/кг.

Визначається необхідний живий переріз по повітрю теплообмінників у витяжному і припливному каналах, м²:

$$f_1 = \frac{L_{\Gamma}}{v \cdot \rho_1}; \quad f_2 = \frac{L_X}{v \cdot \rho_2}, \quad (7.34)$$

де v , ρ — масова швидкість руху повітря в живому перерізі теплообмінників, приймають 4...8 кг/(м²·с).

Вибирається тип і кількість теплообмінників, установлюваних паралельно по ходу руху повітря, і визначається їхня теплообмінна поверхня $F_{\text{об}}$ в м².

$$\begin{aligned} F_{\text{фр1}} &= F_1 \cdot m; \\ F_{\text{фр2}} &= F_2 \cdot m, \end{aligned} \quad (7.35)$$

де F_1 , F_2 — площа теплообміну кожного теплообмінника, м²;

m — кількість теплообмінників.

Знаходиться фактична площа живого перерізу по повітрю для обраних теплообмінників ($f_{\text{нф1}}$, $f_{\text{нф2}}$).

Обчислюється фактична масова швидкість руху повітря в кг/(м²·с):

$$v \cdot \rho_{\text{ф1}} = \frac{L_{\Gamma}}{f_{\text{нф1}}}, \quad v \cdot \rho_{\text{ф2}} = \frac{L_X}{f_{\text{нф2}}}. \quad (7.36)$$

Визначається витрата проміжного теплоносія G_p у кг/с:

$$G_p = \frac{w_6 \cdot G_{66} \cdot c_{II}}{c_p} \quad (7.37)$$

Значення відношення водяних еквівалентів w_6 для каналу з великою витратою повітря визначається за табл. 7.1.

Таблиця 7.1

Значення відношень водяних еквівалентів

Початкова температура припливного повітря t_x , °C	Відношення водяних еквівалентів при значеннях F_6	
	менше 1,7	більше 1,71
< 20	1	1
Від 20,1 до 25	1	2
> 25,1	2	за рис. 38 дод.

Значення безрозмірних параметрів приймається як рівне двом ($F_{o1}=F_{o2}=2$), що відповідає оптимальним значенням температурної ефективності установки і 9–12 рядам трубок за глибиною для теплообмінників, що випускаються промисловістю.

Прийняті відношення водяних еквівалентів w_6 визначають максимальну витрату теплоносія, необхідну для запобігання обмерзання конденсату на теплообмінниках витяжного каналу. Циркуляція максимальної витрати теплоносія забезпечується паралельною роботою двох насосів при $w_6 = 2$ або роботою одного насоса при $w_6 = 1$.

При початкових температурах припливного повітря, що виключають можливість обмерзання теплообмінників, витрата циркуляційного теплоносія скорочується в 2 рази шляхом відключення одного з насосів.

Обчислюється значення w_n для установки в каналі з меншою витратою повітря:

$$w_n = \frac{G_p \cdot c_p}{L_n \cdot c_n} \quad (7.38)$$

Швидкість руху проміжного теплоносія в трубках теплообмінників у витяжному і припливному каналах w , м/с, визначається за формулою:

$$w_1 = \frac{G_p}{\rho_p \cdot f_1};$$

$$w_2 = \frac{G_p}{\rho_p \cdot f_2} \quad (7.39)$$

Швидкість руху теплоносія в трубках теплообмінника повинна бути в межах 0,5...2 м/с.

За обчисленим значенням фактичної масової швидкості і швидкості руху проміжного теплоносія з рис. 23, 24, 25 за дод. визначаються коефіцієнти тепlopередачі K_1 і K_2 для кожного каналу.

Уточнюються коефіцієнти тепlopередачі $K_{\phi 1}$, Вт/(м²·К), з урахуванням температурної поправки:

$$K_{\phi 1} = K_1 \cdot \varepsilon \quad \text{і} \quad K_{\phi 2} = K_2 \cdot \varepsilon \quad (7.40)$$

Величина температурної поправки ε , що враховує залежність коефіцієнта теплопередачі від температури, приймається рівною.

$$\begin{aligned} \text{при } t_{cp} = \frac{t_{x1} + t_{r1}}{2} = -5 \dots -10 \text{ } ^\circ\text{C}; & \quad \varepsilon = 0,9 \\ \text{при } t_{cp} = -4,9 \dots +4,9 \text{ } ^\circ\text{C}; & \quad \varepsilon = 1,0 \\ \text{при } t_{cp} = 5 \dots 15 \text{ } ^\circ\text{C}. & \quad \varepsilon = 1,1 \\ \text{при } t_{cp} > 15^\circ\text{C} & \quad - \quad \varepsilon = 1,15 \end{aligned}$$

Визначається необхідна загальна теплообмінна поверхня повітрянагрівачів або повітроохолоджувачів $F_{заг}$, M^2 ;

$$\begin{aligned} F_{заг1} &= \frac{F_{01} \cdot L_r \cdot c_n}{K_{\phi1}}; \\ F_{заг2} &= \frac{F_{02} \cdot L_x \cdot c_n}{K_{\phi2}}, \end{aligned} \quad (7.41)$$

де F_{01} , F_{02} — безрозмірний параметр поверхні.

Визначається необхідна кількість теплообмінників у шт., установлених послідовно по ходу руху повітря:

$$\begin{aligned} n_1 &= \frac{F_{заг1}}{F_{\phi p1}}; \\ n_2 &= \frac{F_{заг2}}{F_{\phi p2}}. \end{aligned} \quad (7.42)$$

Приймаються найближчі бажані значення n , величина яких може бути менше розрахункової не більше ніж на 10 %.

Обчислюється фактична загальна теплообмінна поверхня $F_{заг.ф}$, M^2 :

$$\begin{aligned} F_{заг.ф1} &= n_1 \cdot F_{\phi p1}; \\ F_{заг.ф2} &= n_2 \cdot F_{\phi p2}. \end{aligned} \quad (7.43)$$

Визначаються фактичні значення безрозмірних параметрів:

$$F_{оф1} = \frac{K_{\phi1} \cdot F_{заг.ф1}}{L_r \cdot c_n}; \quad F_{оф2} = \frac{K_{\phi2} \cdot F_{заг.ф2}}{L_x \cdot c_n}. \quad (7.44)$$

Якщо отримане значення $F_{оф2}$ відрізняється від прийнятого F_{02} більше, ніж на 25 %, то величина w_6 уточнюється за рис. 38 дод., і розрахунок повторюється за формулами (7.37...7.44).

Визначаються температурні ефективності теплообмінників витяжного ($\theta_{тр}$) і припливного ($\theta_{тх}$) каналів за рис. 27 дод.з урахуванням $F_{оф1}$, w_1 і $F_{оф2}$, w_2 .

Знаходиться загальна температурна ефективність установки по припливному каналу

$$\theta_{t_{заг}} = \frac{1}{\frac{1}{\theta_{t1}} + \frac{1}{\theta_{t2}} \cdot \frac{L_x}{L_r} - \frac{1}{L_x}} \cdot \frac{L_r}{L_x} \cdot \xi, \quad (7.45)$$

де ξ — поправочний коефіцієнт, що враховує збільшення теплового потоку за рахунок випадання конденсату на поверхні повітроохолоджувача.

У залежності від початкової температури припливного повітря і відносної вологості повітря, що видаляється, поправочний коефіцієнт приймається:

при $-25^{\circ}\text{C} \leq t_{x1} < 0^{\circ}\text{C}$ $\zeta = \zeta_T - 0,0285(\zeta_T - 1)(25 + t_{x1})$
 при $t_{x1} < -25^{\circ}\text{C}$ $\zeta = \zeta_T$
 Значення коефіцієнту ζ_T визначаються за табл. 7.2.

Таблиця 7.2

Значення коефіцієнту ζ_T

Відносна вологість повітря, що видаляється, %	60	40	≤ 30
коефіцієнт	1,1	1,04	1,0

Обчислюється температура повітря t_{x2} у $^{\circ}\text{C}$, нагрітого за рахунок утилізованої теплоти :

$$t_{x2} = \theta_{ax} \cdot (t_{x1} - t_{x2}) + t_{x2} \cdot \quad (7.46)$$

Визначається кінцева ентальпія витяжного повітря H_{x2} , кДж/кг

$$H_{x2} = H_{x1} - \frac{(t_{x2} - t_{r2})L_x \cdot c_n}{L_r} \quad (7.47)$$

За $H - d$ діаграмою при H_{r2} і $\varphi = 100\%$ визначається кінцева температура витяжного повітря.

Знаходиться температура проміжного теплоносія на вході в повітрянагрівальник припливного каналу, що забезпечує кінцеву температуру припливного повітря:

$$t_{p,n.2} = \frac{(t_{x2} - t_{r2}) + \theta_{t2} \cdot t_{r2}}{\theta_{t2}} \quad (7.48)$$

Визначається температура проміжного теплоносія для повітропідігрівника припливного повітря в $^{\circ}\text{C}$:

$$t_{p,k.2} = \theta_{t2} \cdot \frac{1}{W_2} (t_{r2} - t_{p,n.2}) + t_{p,n.2} \quad (7.49)$$

Якщо температура $t_{p,k.2}$ більше 5°C , то як проміжний теплоносієм може застосовуватися вода. У цьому випадку варто провести перевірочний розрахунок $t_{p,k.2}$ при за вищенаведеними формулами.

Визначається утилізована теплова потужність у Вт при розрахунковій початковій температурі припливного повітря.

$$Q_y = L_x \cdot c_n \cdot (t_{x2} - t_{x2}) \quad (7.50)$$

Розрахунок системи утилізації теплоти з проміжним теплоносієм у системах із позитивними температурами припливного повітря

Розрахунок проводиться з урахуванням того, що значення w_6 приймається рівним одиниці. А у формулі (7.45) значення ζ приймається рівним одиниці.

Розрахунок системи утилізації теплоти з проміжним теплоносієм у системах із негативними початковими температурами припливного повітря і підігрівом теплоносія

Вихідними даними для розрахунку є:

– витрата витяжного і припливного повітря L_T і L_x , кг/с;

- початкова температура витяжного повітря t_{r1} , °C;
- початкова ентальпія витяжного повітря H_{r1} , кДж/кг;
- початкова температура припливного повітря t_{x1} , °C;
- кінцева температура припливного повітря t_{x2} , °C.

Розрахунок виконується за формулами (7.34...7.44), як і попередній, при цьому відношення водяних еквівалентів приймається $W_6 = 1$.

Визначається температурна ефективність установки, розташованої в припливному каналі за рис. 27 дод. з урахуванням значень $F_{\text{оф}2}$, w_2 .

Визначається температура проміжного теплоносія на вході в повітрянагрівальник припливного каналу:

$$t_{p.n.2} = \frac{(t_{x2} - t_{x1}) + \theta_{t2} \cdot t_{x2}}{\theta_{t2}}. \quad (7.51)$$

Визначається температура проміжного теплоносія на виході з повітрянагрівальнику припливного каналу:

$$t_{p.k.2} = \theta_{t2} \cdot \frac{1}{w_2} (t_{r2} - t_{p.n.2}) + t_{p.n.2}. \quad (7.52)$$

За значеннями $t_{p.n.1}$ і $F_{\text{о}1}$ ($t_{p.n.1} < t_{p.k.1}$) визначається режим роботи повітроохолоджувача: лівіше «границі сухого теплообміну» — режим конденсації, правіше — режим сухого теплообміну (див. рис. 28 дод.).

За наявності конденсації знаходиться $\theta_{H1}^{\text{кон}}$ за графіком, (рис. 28, дод.) при сухому теплообміні — θ_{t1} за графіком, (рис. 27 дод.). За значеннями $\theta_{H1}^{\text{кон}}$ й θ_{t1} обчислюється кінцева температура t_{r2} :

$$H_{r2} = H_{r1} - \theta_{H1}^{\text{кон}} [H_{r1} - (A + B \cdot t_{p.n.1})], \quad (7.53)$$

де A , B — коефіцієнти, що враховують залежність ентальпії насиченого повітря від температури, (приймаються з табл. 10 дод.).

$$t_{r2} = t_{r1} - \theta_{t1} (t_{r1} - t_{p.n.1}). \quad (7.54)$$

Визначається умовний коефіцієнт теплопередача Вт/(м²·К), що враховує тепло- і вологоперенесення в умовах наявності конденсату на поверхні повітроохолоджувача:

$$K_1^{\text{ум}} = \frac{1}{\frac{\psi}{\alpha_{\text{вн}}} + \frac{c_n}{\alpha_{\text{зов}} \cdot B}}, \quad (7.55)$$

де ψ — коефіцієнт обрешення, (для повітропідігрівачів КТЦ $\psi = 13$, для повітропідігрівачів КВС і КВБ $\psi = 14,4$, для повітропідігрівачів КСК $\psi = 13,5$);

$\alpha_{\text{вн}}$, $\alpha_{\text{зов}}$ — коефіцієнти внутрішнього та зовнішнього теплообміну теплообмінників (приймаються з дод. рис. 29, 30).

При наявності конденсації визначається температура поверхні повітроохолоджувача в °C наприкінці його по ходу руху повітря й оцінюється небезпека замерзання конденсату:

$$t_{\text{нов}1} = \left(\frac{H_{r2}}{B} + \frac{A}{B} \right) - \frac{c_n \cdot K_1^{\text{ум}}}{B \cdot \alpha_{\text{зов}}} \left(\frac{H_{r2}}{B} + \frac{A}{B} - t_{p.n.1} \right). \quad (7.56)$$

Якщо $t_{\text{нов}1}$ менше -1°C , то необхідно передбачити захист повітроохолоджувача засобами автоматичного регулювання.

Визначається температура проміжного теплоносія на виході з повітроохолоджувача $t_{pк1}$, °C

при наявності конденсації за формулою:

$$t_{pк1} = \frac{1}{w_1 \cdot c_n} (H_{z1} - H_{z2}) + t_{p.n.2}; \quad (7.57)$$

при сухому теплообміні за формулою:

$$t_{pк1} = t_{p.n.1} + \frac{1}{W_1} (t_{z1} - t_{z2}). \quad (7.58)$$

Визначається необхідний перепад температур підігрівача проміжного теплоносія в °C:

$$\Delta t = t_{p.n.2} - t_{pк1}. \quad (7.59)$$

Розрахунок підігрівника для підігріву проміжного теплоносія виконується за діючими методиками.

Гідравлічний розрахунок

Виконується розрахунок гідравлічного опору теплообмінників і трубопроводів циркуляційного контуру.

Для систем, у яких як проміжний теплоносієм використовується 28 відсотковий розчин нітриту натрію, втрати тиску від тертя в трубопроводах приймається за з табл.11 дод. Гідравлічний опір теплообмінників у Па/м² визначається за формулою:

$$\Delta P = C \cdot \omega^2, \quad (7.60)$$

де C — коефіцієнт, (Па·с²)/м⁴, що приймається за, табл. 12 дод.

У системі з негативними початковими температурами припливного повітря і перемінною витратою теплоносія до установки варто приймати два однакових циркуляційних насоси. Продуктивність кожного з них повинна відповідати 50 % розрахункової максимальної витрати теплоносія з урахуванням забезпечення цієї витрати при паралельній роботі насосів.

7.4. Пластинчаті теплообмінники з розвинутою поверхнею теплообміну

На сьогодні широкого поширення набули пластинчаті теплообмінники. Для них характерний стаціонарний стан процесу тепловіддачі між двома теплоносіями, відгородженими стінкою. Пластинчаті теплообмінники широко використовуються в системах кондиціонування і вентиляції; і можуть бути виготовлені з паперу, металу, пластмаси, кераміки й скла. Вони, як правило, мають розвинуту поверхню і турбулізацію потоку, що приводить до інтенсифікації теплообміну.

До недоліків пластинчатих теплообмінників варто віднести те, що вони мають великий гідравлічний опір, порівняно малооефективний процес теплопередачі і вони важко очищуються від забруднень під час експлуатації.

На рис. 7.3 зображені пластинчаті штамповані теплообмінники, які можуть бути використані як повітропідігрівачі. Канали теплообмінника утворені

штампованими сталевими листами: переріз одного із каналів — хвилеподібний (заштрихований на рис. 7.3, а), іншого — перехресно-овальний. Торці листів зварені попарно. Пакети стягують болтами, які сприймають тиск теплоносіїв (рис. 7.3, б).

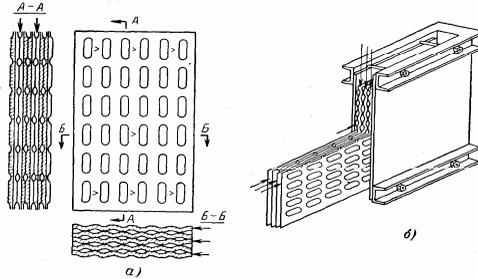


Рис. 7.3. Пластинчаті штамповані теплообмінники:
а — хвилеподібні; б — перехресно-овальні

Розрахунок пластинчастих теплообмінників як перевірочний, так і конструктивний заснований на використанні рівняння теплопередачі та рівняння теплового балансу:

$$\begin{cases} dq_1 = \pm G_1 \cdot c_{p1} \cdot dt_1 = \pm G_2 c_{p2} dt_2 \\ dq_2 = K(t_1 - t_2) dF, \end{cases} \quad (7.61)$$

де dq — ефективна теплова потужність, що передається від гарячого теплоносія через стінку холодному;

G_1, G_2 — масові витрати теплоносіїв;

c_{p1}, c_{p2} — питома теплоємність теплоносіїв;

K — коефіцієнт теплопередачі.

У стаціонарному режимі:

$$\begin{aligned} dq_1 &= dq_2; \\ dq &= \pm G_1 \cdot c_{p1} \cdot dt_1 = \pm G_2 \cdot c_{p2} dt_2 = K(t_1 - t_2) df. \end{aligned} \quad (7.62)$$

Основна розрахункова формула теплопередачі має вигляд.

$$Q = \bar{K} \cdot \bar{\Delta t} \cdot F, \quad (7.63)$$

де $\bar{\Delta t}$ — осереднена по поверхні різниця температур;

F — поверхня теплообміну;

\bar{K} — осереднений по поверхні коефіцієнт теплопередачі.

$$\bar{K} = \frac{F_1 K_1 + F_2 K_2 + \dots + F_n K_n}{F_1 + F_2 + \dots + F_n} \quad (7.64)$$

i

$$\bar{\Delta t} = \frac{1}{F} \int_0^F \Delta t \cdot dF. \quad (7.65)$$

Теплофізичний розрахунок теплообмінників зводиться до визначення поверхні теплообміну та величини гідравлічного опору. Задають величини теп-

лового потоку, параметри теплоносія, тип теплообмінного апарата і напрямки потоку теплоносіїв.

7.5. Теплообмінники з теплових труб (ТТ)

Теплова труба — випарювально-конденсаційний герметичний пристрій із використанням капілярних сил, який служить для передачі теплоти і працює за замкнутим циклом згідно [15].

Особливість ТТ полягає в тому, що вона здатна передавати великі теплові потужності при малих перепадах температур.

У ТТ теплота від середовища, яке охолоджується, забирається в зоні випарювання рідиною, яка тут випаровується, і з потоком пари, яка при цьому утворюється переноситься на значну відстань у зону охолодження, де передається стінці труби при конденсації. Конденсат, який при цьому утворюється, повертається в зону випарювання. У залежності від природи сил, які повертають теплоносій із зони конденсації в зону випарювання, теплові труби підрозділяють на: фітільні, або капілярні (рис. 7.4, а); гравітаційні, або термосифонні (рис. 7.4, б); відцентрові (рис. 7.4, в).

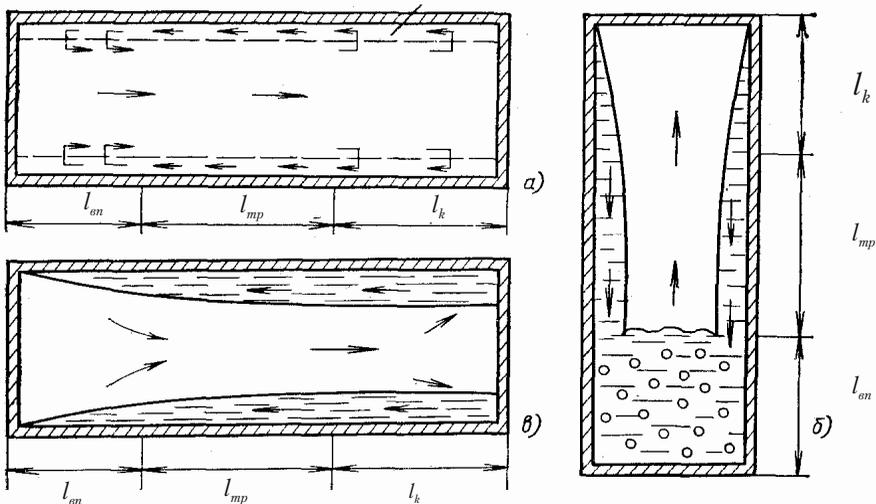


Рис. 7.4. Принципові схеми теплових труб:

а — фітільні, або капілярні; б — гравітаційні або термосифонні; в — відцентрові;
 l_{en} — довжина зони випарювання; l_k — довжина зони конденсації; l_{mp} — довжина зони транспортування.

Основною перевагою теплової труби порівняно зі звичайними тепло- передаючими пристроями є простота конструкції, відсутність нагнітачів і, як на-

слідок, витрат енергії на переміщення теплоносія в середині ТТ; герметичність, яка дозволяє як теплоносії використовувати будь-які, в тому числі й агресивні, рідини [34]; легкість регулювання за рахунок зміни співвідношення між зонами випарювання і конденсації [1] та за рахунок зміни живого перерізу як в зоні випарювання, так і в зоні конденсації [2]; висока теплопровідність, яка перевищує в сотні раз самі теплопровідні матеріали.

Теплообмінники, поверхню нагріву яких утворюють ТТ (із теплотрубними поверхнями нагріву), можуть бути використані для того, щоб зібрати теплоту від джерел великої протяжності і передати її теплоприймачу невеликих розмірів або, навпаки, розсіяти теплоту від малого джерела на велику площу.

Використання теплообмінника складеної конструкції [4, 3 стр.] підвищує його експлуатаційну надійність, а також спрощує технологію виготовлення і ремонту. Запропоноване технічне рішення дозволяє для кожної із складових частин теплопередаючого елемента підбирати матеріали в залежності від властивостей теплоносіїв.

На рис. 7.5, а — зображено теплотрубний теплообмінник газ-рідина, а на рис. 7.5, б — газ-газ.

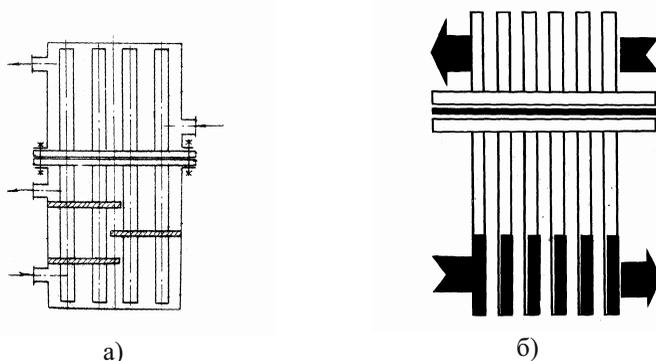


Рис. 7.5. Теплообмінники з теплотрубними поверхнями нагріву

При проектуванні теплотрубних теплообмінників слід приділяти особливу увагу визначенню температури робочої рідини в ТТ як при різноманітних способах підведення і відведення теплоти [28], так із урахуванням інших експлуатаційних факторів [42].

Теплообмінник із ТТ для утилізації теплоти вентиляційних викидів являє собою пакет із трубок, заповнених робочою речовиною з низькою температурою кипіння. Одна половина пакета знаходиться в потоці теплого повітря, друга — в зоні холодного повітря. У зоні теплого повітря відбувається підведення теплоти до трубки рідини, що заповнює, і вона випаровується. Пара переміщується всередині трубки в зону холодного повітря, де конденсується, віддаючи тепло конденсації на нагрівання припливного повітря. Циркуляція робочої речовини відбувається за рахунок сил гравітації шляхом розташування зони конденсації вище зони випару. На сьогодні розроблена конструкція і

виготовлена партія трьохрядного модуля теплообмінника з теплових трубок. Конструктивно трьохрядний модуль виконаний у такий спосіб: алюмінієві пластини насаджені з кроком 2,25 мм на мідні трубки діаметром 15 мм; при глибині модуля в три ряди за ходом повітря утвориться суцільне пластинчасте ребро; у кожному ряду трубки з'єднані послідовно калачами і їхній внутрішній об'єм на 25 % заповнений рідким хладагентом-22; після заповнення крайня трубка кожного ряду запаюється для забезпечення герметичності.

Оцінка ефективності теплообмінника за нагріванням припливного повітря теплом витяжного повітря виконується за допомогою виразу:

$$E_t^{TT} = \frac{t_{x2} - t_{x1}}{t_{r1} - t_{x1}}, \quad (7.66)$$

де t_{x2} , t_{x1} — температура припливного повітря на вході та виході в теплообмінник;

t_{r1} — температура видаляемого повітря на вході в теплообмінник.

Збільшення теплової ефективності утилізації теплоти повітря що видаляється, рекомендується здійснювати шляхом збільшення рядності модулів по ходу повітряних потоків. У додатку на рис. 31 показана зміна показника E_t^{TT} при зміні рядності в теплообміннику. Графік отриманий при швидкостях повітря в живому перерізі теплообмінника 4...5 кг/(м²·с).

Аеродинамічний опір теплообмінника збільшується прямопропорційно числу рядів. Із метою одержання оптимальних показників економії енергії при використанні теплоти повітря, що видаляється, раціонально обмежити глибину теплообмінників із теплових трубок у 6...9 рядів.

Облік співвідношення витрат припливного і витяжного повітря та їхніх теплових еквівалентів виконується за допомогою безрозмірного показника, який визначається за формулою:

$$B = \frac{L_x}{L_x \xi}, \quad (7.67)$$

де L_x — витрати припливного повітря, кг/с;

$L_x \xi$ — витрати повітря, що видаляється, кг/с.

ξ — коефіцієнт вологовипадіння з повітря, що видаляється, представлений в додатку на рис. 31 (дані розраховані для випадку $B = 1$. При інших чисельних значеннях B значення E_t^{TT} знаходять за рис.32 дод.).

Розрахунок теплообмінника з теплових трубок

Вихідними даними для підбору теплообмінника з теплових трубок є:

– технічні характеристики і конструктивні показники модулів теплообмінників із теплових трубок;

– початкові параметри і витрата припливного повітря t_{x1} , H_{x1} , L_x ;

– початкові параметри і витрата повітря, що видаляється, t_{r1} , H_{r1} , L_r ;

– необхідна температура припливного повітря t_{x2} .

Необхідна кількість застосовуваних модулів теплообмінників із теплових трубок у шт. обчислюється [23] за формулою:

$$III = L_x/5. \quad (7.68)$$

Якщо $L_r > L_x$, необхідна кількість модулів розраховується з підставкою L_r замість L_x .

Отримане значення III округлюється до цілого числа й обчислюється дійсне значення масової швидкості припливного повітря в живому перерізі теплообмінника в $\text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$:

$$(\vartheta \cdot \rho)_{\text{ж.п.}} = \frac{L_x}{III \cdot f_{\text{ж.п.}}}. \quad (7.69)$$

Задавши число рядів теплових трубок Z за глибиною, за графіком на рис. 31 дод. визначається номінальне значення показника E_t^{TT} .

Визначається досяжна температура нагріву припливного повітря:

$$t_{x_2}^D = E_t^{TT} (t_{r1} - t_{x1}) + t_{x1}. \quad (7.70)$$

Як правило, досяжна температура нагрівання припливного повітря менше від необхідної температури припливного повітря ($t_{x_2}^D < t_{x2}$). Якщо $t_{x_2}^D > t_{x2}$, то приймається $t_{x_2}^D = t_{x2}$ і перераховується значення показника E_t^{TT} .

Розраховується витрата теплоти на нагрівання припливного повітря:

$$Q = L_x \cdot c_p (t_{x2} - t_{x1}). \quad (7.71)$$

При сталому стаціонарному режимі роботи утилізаційного устаткування та незначних втратах у навколишнє середовище будуть мати місце баланси теплоти між зонами випару і конденсації:

$$\begin{aligned} Q_x &= Q_r; \\ L_x c_p (t_{x2} - t_{x1}) &= L_r (H_{r1} - H_{r2}). \end{aligned} \quad (7.72)$$

Із урахуванням цього кінцева ентальпія повітря, що видаляється, визначається за формулою:

$$H_{r2} = H_{r1} - \frac{L_x c_p (t_{x2} - t_{x1})}{L_r}. \quad (7.73)$$

За умовами запобігання від обмерзання отримане значення H_{r2} повинно дорівнювати або бути $> 16,4$ кДж/кг.

Якщо величина H_{r2} менше від зазначеної величини, то необхідно зменшити число рядів теплових трубок за глибиною теплообмінника.

Побудуванням на $H - d$ діаграмі визначаються за умови відбирання теплоти від витяжного повітря при обчисленому значенні $H_{r2} \geq 17,6$ кДж/кг.

На $H - d$ діаграму (рис.33 дод.) наносяться початкові параметри повітря, що видаляється (точка Y_1) і припливного повітря (точка X_1). Із точки Y_1 опускається перпендикуляр до перетинання з кривою $\varphi = 100\%$ і знаходиться температура та ентальпія точки роси t_{pr1} і H_{pr1} .

Для випадку $H_{pr1} > H_{r1}$ процес охолодження викидного повітря відбувається з одночасним його підсушуванням. Приймається φ_{r2} з урахуванням наступних рекомендацій: при $\varphi_{r1} > 70\%$ $\varphi_{r2} = 98\%$; при φ_{r1} від 50 до 70% $\varphi_{r2} = 93\%$; при φ_{r1} від 30 до 50% $\varphi_{r2} = 88\%$.

У місці перетину H_{r2} із прийнятим φ_{r2} визначається точка Y_2 для якої знаходяться інші параметри повітря, що видаляється, t_{r2} , d_{r2} .

Якщо процес охолодження витяжного повітря відбувається без його осушення, то кінцеві параметри знаходяться на лінії постійного початкового вологовмісту.

Обчислюється коефіцієнт вологовиділення з витяжного повітря:

$$\xi_{\text{r}} = \frac{H_{\text{r}1} - H_{\text{r}2}}{0,24(t_{\text{r}1} - t_{\text{r}2})}, \quad (7.74)$$

де $H_{\text{r}1}, H_{\text{r}2}$ — початкова і кінцева ентальпія витяжного повітря.

За виразом (7.67) обчислюється співвідношення теплових еквівалентів потоків B .

При відомих B і E , за графіком (рис. 32 дод.) визначається дійсне значення E_t^{TT} , якщо воно відрізняється від попередньо знайденого, то виконується уточнення кінцевих параметрів припливного і витяжного повітря.

Аеродинамічний опір модуля теплообмінника, зібраного з z рядів трубок, у P_a визначається за формулою:

$$\Delta P_{\text{xz}} = \Delta P_{\text{x}} \frac{z}{3}, \quad (7.75)$$

де ΔP_{x} — аеродинамічний опір модуля визначається за рис. 34 дод.

Аеродинамічний опір теплообмінника, зібраного з z рядів трубок, для проходу витяжного повітря, з якого конденсується волога, визначається:

$$\Delta P_{\text{zz}} = \Delta P_{\text{xz}} \cdot 1,8. \quad (7.76)$$

Поправка 1,8 ураховує збільшення опору при конденсації вологи.

Приклад розрахунку економічної ефективності від упровадження однієї умовної одиниці (0,15 ГВт) теплоутилізатора типу ВРТ або ТСН для умов південної кліматичної зони

Визначення одноразових капітальних витрат на впровадження і пуск в експлуатацію теплоутилізаційного устаткування

Вартість теплообмінника за даними заводів-виробників дрібносерійного виробництва приймається 2200 у.о.

Транспортні витрати складають 7 % вартості теплообмінника і складають 154 у.о.

Вартість монтажу теплообмінника визначається за ціною на монтаж устаткування та приймається рівним 80 у.о.

Вартість обв'язки теплообмінника за цінником складає 400 у.о.

Витрати на пуск і регулювання теплоутилізатора складають 2,5 % від кошторисної вартості та дорівнюють 70 у.о.

Річні експлуатаційні витрати (C_e) на електроенергію при установці обертового регенератора — близько 40 у.о. (без урахування витрат на доплату до заробітної плати персоналу, який обслуговуватиме теплоутилізатор).

Витрати на загальнобудівельні роботи (потрібна прибудова площею 36 м²) для розміщення венткамери з теплоутилізатором при вартості спорудження 80 у.о. на 1 м² складають 1600 у.о.

Разом одноразові капіталовкладення на впровадження однієї умовної одиниці теплоутилізаційного устаткування — 4524 у.о.

Вартість проектно-кошторисної документації

Вартість огляду існуючих цехів підприємства з метою виявлення об'єктів упровадження теплоутилізаційного устаткування складає близько 200 у.о.

Роботи із обмірювання будівельних конструкцій складають 100 у.о. Вартість підготовки вихідних даних із питань загальнобудівельних робіт, підключення до електро- і тепломереж тощо. складає 200 у.о.

Вартість перевірочних аеродинамічних розрахунків вентиляційних систем і вентобладнання — 200 у.о.

Вартість виконання креслень і оформлення проектно-кошторисної документації складає 1900 у.о.

Витрати на відрядження — 400 у.о.

Разом витрати на розробку проектно-кошторисної документації — 3000 у.о.

Капітальні витрати на впровадження утилізаційного устаткування складають

$$K = 4524 + 3000 = 7524 \text{ у.о.}$$

Річна економія коштів при комерційній вартості 1 Гкал — 15 у.о. і роботи теплоутилізатора 1000 год. на рік складатиме

$$C = 1000 \cdot 1,5 \cdot 0,86 \cdot 15 = 1935 \text{ у.о.}$$

Річний економічний ефект складає

$$E = C - C_e - 0,15 \cdot K = 1935 - 40 - 0,15 \cdot 7504 = 769,4 \text{ у.о.}$$

Строк окупності

$$T = K/C = 7524/1935 = 3,89 \text{ року.}$$

7.6. Використання охолодної води устаткування для підігріву припливного повітря

Перспективним об'єктом споживання низькопотенційних вторинних енергоресурсів є теплопостачання і вентиляція.

У цьому підрозділі наведені методики розрахунку устаткування, що використовують як теплоносій воду низькотемпературного потенціалу. Це устаткування розроблялося протягом декількох років Науково-дослідним інститутом санітарної техніки й устаткування будинків і споруджень Мінбудматеріалів (НДІСТ) м. Києва. Теплоутилізатори пройшли дослідно-промислово перевірку, на них є повна технічна документація і нормативні документи.

Контактні теплообмінні апарати плівкового типу призначені для нагрівання і зволоження припливного вентиляційного повітря низькопотенційним теплом охолодної води з температурою до 60 °С [5] .

У залежності від продуктивності вентиляційних установок рекомендується застосовувати наступне устаткування:

- для установок продуктивністю 10...20 тис. м³/год по повітрю — опалювально-вентиляційні агрегати типу ОВА і спіральний плівково-контактний вентиляційний агрегат типу АСК;
- для установок продуктивністю 20...120 тис. м³/год по повітрю — плівково-контактні установки з плоскопаралельної і хвилястопаралельної насадками та камера з вібруючою насадкою.

Температуру повітря перед насадкою (t_r), щоб уникнути обмерзання останньої, рекомендується приймати не нижче — 20 °С. При більш низьких значеннях температури варто застосовувати попередній підігрів повітря в калориферах.

Якщо в приміщеннях, що обслуговуються, відсутні вологонадлишки, вологовміст припливного повітря відповідно до санітарно-технічних норм повинен знаходитися в межах 6...8 г/кг сухого повітря (при розрахунковій температурі в приміщеннях 16...18 °С). Для забезпечення зазначеного вологовмісту температура повітря, що залишає насадку (t_k), повинна складати 8...10 °С.

Конструктивно теплообмінними насадками є набір вертикальних пластин, що утворюють канали, по яких рівномірною плівкою стікає тепла вода. У горизонтальному напрямку в каналах рухається повітря, що, вступаючи в контакт із плівкою води, нагрівається і зволожується.

Шириною каналів для проходу повітря і поперечними розмірами насадки варто задаватися, виходячи з конструктивних та гідравлічних міркувань. При цьому ширину каналів рекомендується приймати в наступних межах:

- для хвилястопаралельної насадки — 12...14 мм;
- для плівково-контактної касети — 8...10 мм;
- для вібруючої плоско-паралельної насадки — 7...10 мм.

Оптимальні масові швидкості повітря в насадках повітропідігрівників відповідно до техніко-економічних розрахунків, проведеним у НДІСТ, повинні прийматися в наступних межах:

- для насадки з кілець Рашига — 2,1...2,3 кг/(м²·с);
- для хвилястопаралельної насадки — 7,0...7,7 кг/(м²·с);
- для вібруючої плоско-паралельної насадки — 7,5...7,7 кг/(м²·с).

Основним розрахунковим рівнянням повітропідігрівників є рівняння теплового балансу, яке можна записати у формі.

$$G_n(H_k - H_n) = G_B(H'_n - H'_k), \tag{7.77}$$

де G_n — продуктивність апарата за повітрям;

G_B — витрата води, необхідної для підігріву повітря;

H_n, H_k — ентальпія повітря на вході в апарат і на його виході;

H'_n, H'_k — ентальпія води на вході в апарат і на виході з нього.

Із даного співвідношення легко визначити або витрати води на підігрів повітря (G_B), або за відомою витратою води її параметри на виході (t'_k, H'_k).

Вихідні дані для розрахунку

Як вихідні параметри для розрахунку повітропідігрівників приймаються.

- продуктивність апарата за повітрям — G_n , кг/с;
- параметри повітря (температура і ентальпія) перед апаратом — $t_n, ^\circ\text{C}$ і H_n , Дж/кг;
- параметри повітря (температура і ентальпія) за апаратом — $t_k, ^\circ\text{C}$ і H_k , Дж/кг;

- початкові параметри води (температура і ентальпія) перед апаратом — $t'_n, ^\circ\text{C}$ і $H'_n, \text{Дж/кг}$;
- кінцеві параметри води (температура і ентальпія) за апаратом — $t'_k, ^\circ\text{C}$ і $H'_k, \text{Дж/кг}$, або витрата води на нагрівання повітря — $G_B, \text{кг/с}$.

Методика розрахунку зрошувально-вентиляційного агрегату

Принцип дії агрегату полягає в двоступінчастому нагріванні і зволоженні повітря при контакті його з водяною плівкою. Повітря надходить у зрошувальну насадку з керамічних кілець, перед входом у яку проходить попереднє нагрівання і зволоження стікаючою зі зрошувального шару водою (перший ступінь). Потім у калорифері повітря досягає розрахункових параметрів (другий ступінь).

Для даного агрегату наводимо розрахунок тільки теплообмінної насадки, що складається з дощового простору, насадкового і сепаруючого шарів з кілець Рашига.

Розрахунок калорифера і вентилятора здійснюється за відомими формулами [45].

Визначається теплопродуктивність насадки в кВт:

$$Q_k = G_n(H_k - H_n). \quad (7.78)$$

Розраховується витрата води, необхідна для нагрівання повітря в камері, у кг/с:

$$G_o = \frac{Q_k}{H'_n - H'_k}. \quad (7.79)$$

Задавши щільність зрошення (повинна бути не більше $3,5 \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{год})$), визначаємо площу поперечного перерізу насадки, м^2 :

$$F_k = \frac{G_o \cdot \rho}{N}, \quad (7.80)$$

де N — щільність зрошення, $\text{м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{год})$; ρ — густина води, кг/м^3 .

Масова швидкість у перетині зрошувальної насадки, у $\text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$:

$$(v \cdot \rho) = \frac{G_n}{F_k}. \quad (7.81)$$

Щоб уникнути «захльбування» зрошувальної насадки, масова швидкість не повинна перевищувати $3,5 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$.

Об'ємний коефіцієнт теплообміну у $\text{Вт}/(\text{м}^3 \cdot \text{К})$ при оптимальній товщині насадкового шару з кілець Рашига $H_M = 0,15 \text{ м}$ визначається за формулою.

$$K_v = 1861(v \cdot \rho)^{0,75} \cdot N^{0,75}. \quad (7.82)$$

Середньологарифмічна різниця температур, К:

$$\overline{\Delta T} = \frac{(\Delta T_o - \Delta T_M)}{\ln \frac{\Delta T_o}{\Delta T_M}}. \quad (7.83)$$

Визначається об'єм насадки, м^3 :

$$V_n = \frac{Q_k}{K_v \cdot \overline{\Delta T}}; \quad (7.84)$$

висота контактної камери, м:

$$H_n = \frac{V_n}{F_k}; \quad (7.85)$$

висота дощового простору насадки, м;

$$H_d = H_k - H_n. \quad (7.86)$$

Коефіцієнт зрошення, кг_{вода}/кг_{пов.}:

$$B = \frac{G_B}{G_n}. \quad (7.87)$$

Аеродинамічний опір контактної насадки, Па, що складається з опору насад очного, шаруючи товщиною 0,15 м, і опору шару, що сепарує товщиною 0,05 м, визначаємо за формулою:

$$\Delta P = 186 \cdot (v \cdot \rho)^{1,55} \cdot B^{0,28}. \quad (7.88)$$

Методика розрахунку спірального плівково-контактного теплообмінника

У теплообміннику канали для проходу повітря утворені набором спіральних розташованих пластин, по яких рівномірно стікає нагріта вода. Теплообмінник здійснює нагрівання, охолодження, зволоження й очищення повітря.

Визначаємо теплову потужність, необхідну для нагрівання і зволоження повітря, кВт [33]:

$$Q_x = G_n \cdot (H_k - H_n). \quad (7.89)$$

Теплова потужність тільки на нагрівання повітря, Вт:

$$\dot{Q}_x = G_n \cdot c_{pm} \cdot (T_k - T_n). \quad (7.90)$$

Витрата води повинна забезпечити мінімальну щільність зрошення кг/(м·с), яке визначається, за формулою:

$$\Gamma_v = 1,69 \cdot \left(\frac{H_t \cdot \rho_t}{g} \right)^{0,2} [\sigma \cdot (1 - \cos \theta)]^{0,6}, \quad (7.91)$$

де σ — коефіцієнт поверхневого натягу пластин, Дж/м², між рідиною і матеріалом;

θ — кут змочування рідиною матеріалу пластин, град;

ρ_t - густина рідини, кг/м³;

μ_t — коефіцієнт кінематичної в'язкості рідини, м²/с.

Як видно з формули (7.91), мінімальна щільність зрошення не залежить від конструкції або розмірів апарата, а є функцією роду рідини і матеріалу насадки. Необхідна витрата води в кг/с визначається за формулою;

$$G_v = \frac{Q_x}{H'_n - H'_k}. \quad (7.92)$$

Сумарна довжина каналів, м, визначиться як

$$\sum_1^m l_k = \frac{G_B}{\Gamma_v}, \quad (7.93)$$

де m — число каналів теплообмінника.

Висота каналів, м, визначається при заданій швидкості входу повітря (швидкість входу повітря $v_{вх}$ приймається в межах 8...10 м/с):

$$h = d_{\text{вн}} = 1,13 \sqrt{\frac{G_n}{v_{\text{ax}} \rho_n}}. \quad (7.94)$$

Поверхня теплообміну, м²:

$$F = h \sum_1^m l_k. \quad (7.95)$$

Середній температурний напір, К, визначається за формулою Позина-Бермана:

$$\overline{\Delta T} = \frac{T'_n - T'_k}{\ln \frac{T'_k - T_n}{T'_n - T_k}} - 0,5 \cdot (T_k - T_n). \quad (7.96)$$

Значення ширини каналу, м може бути визначене (за результатами оптимізації) як:

$$b = \frac{h}{100}. \quad (7.97)$$

Середній радіус кривизни каналу в м є функцією геометричних параметрів багатозаходної спіралі:

$$R = 0,2825 \cdot \left(\sqrt{\frac{G_n}{v_{\text{ax}} \cdot \rho_n}} + \sqrt{\frac{G_n}{v_{\text{ax}} \cdot \rho_n}} + b \sum_1^m l_k \right). \quad (7.98)$$

Необхідний коефіцієнт теплообміну, Вт/(м²·К):

$$\alpha_{\text{тр}} = \frac{Q_n}{F \cdot \Delta T}. \quad (7.99)$$

Подальший розрахунок ведеться методом послідовних наближень, варіюючи величиною m .

Довжина каналу насадки, м:

$$l_k = \frac{\sum_1^m l_k}{m}. \quad (7.100)$$

Швидкість повітря (м/с) у каналі:

$$v_n = \frac{G_n}{\rho_n \cdot b \cdot h \cdot m}. \quad (7.101)$$

Фактичний коефіцієнт теплообміну, Вт/(м²·К):

$$\alpha_{\text{факт}} = 33,164 \cdot \frac{v_n^{0,62} \cdot \theta^{0,09} \cdot \Gamma_v^{0,47}}{h^{0,12} \cdot R^{0,35}}. \quad (7.102)$$

Відхил фактичного і необхідного значень коефіцієнта теплообміну не повинний перевищувати 5 %:

$$\frac{\alpha_{\text{факт}}}{\alpha_{\text{необ}}} \cdot 100 \leq 5. \quad (7.103)$$

Якщо умова не виконується, розрахунок повторюють, змінивши m .

Зовнішній діаметр теплообмінника, м:

$$d_{\text{зов}} = 4 \cdot R - d_{\text{вн}}. \quad (7.104)$$

Число обертів каналу:

$$n = \frac{d_{\text{зов}} - d_{\text{вн}}}{2 \cdot b \cdot m}. \quad (7.105)$$

Аеродинамічний опір теплообмінника, Па:

$$\Delta P = 0,25 \cdot v_n^2 \cdot \rho_n \cdot \frac{l_k}{b} (\rho_n \cdot b \cdot \Gamma_v - 1,24 \cdot v_n^2 \cdot b^2 + 0,25 \cdot v_n \cdot b + 0,0105) \times \\ \times \left(1 + 4,15 \frac{b}{R} \right) \left(1 + 29,7 \frac{b}{h} - 370,6 \frac{b^2}{h^2} \right). \quad (7.106)$$

Методика розрахунку плівково-контактної касети

Принцип роботи касети полягає в одноступінчатому нагріванні і зволоженні повітря при контакті з плівкою води, що утвориться на пластинах. Рух повітря і води відбувається за принципом перехресного струму.

Визначаємо теплову потужність касети в кВт:

$$Q_k = G_n \cdot (H_k - H_n). \quad (7.107)$$

Витрата води, кг/с, яка необхідна для нагрівання і зволоження повітря:

$$G_B = \frac{Q_k}{(H'_n - H'_k)}. \quad (7.108)$$

Коефіцієнт теплообміну, Вт/(м²·К), вибираємо в наступних межах: K = 20...25.

Середньологарифмічний температурний напір, К:

$$\Delta T = \frac{T'_n - T'_k}{\ln \frac{T'_n - T'_k}{T'_k - T'_n}} - 0,5(T_k - T_n). \quad (7.109)$$

Необхідна поверхня нагрівання, м²:

$$F = \frac{Q_k}{K \cdot \Delta T}. \quad (7.110)$$

При оптимальному співвідношенні довжини і висоти касети $h = 0,5l$, визначаємо плівко-несучу поверхню касети (кількість листів, що формують поверхню), задавши l :

$$n = \frac{F}{(h \cdot l) \cdot 2} = \frac{F}{l^2}. \quad (7.111)$$

Визначаємо ширину касети, м, при оптимальній ширині каналу для проходу повітря, рівної 8...10 мм:

$$B = n \cdot (b + \delta), \quad (7.112)$$

де δ — товщина листів матеріалу касети в м.

Визначаємо живий переріз касети за повітрям, м²:

$$f_{ж} = \frac{B \cdot h}{\left(1 + \frac{\delta}{b}\right)}. \quad (7.113)$$

Масова швидкість повітря в каналах касети, кг/(м²·с):

$$\overline{G \cdot \rho} = \frac{G_n}{f_{ж}}. \quad (7.114)$$

Аеродинамічний опір касети, Па:

$$\Delta P = 0,026 \cdot (G \cdot \rho)^2 \frac{l}{F}, \quad (7.115)$$

де F — поверхнева щільність зволоження касети, кг/м².

Методика розрахунку камери з хвилястопаралельною зрошуваною насадкою

Принцип роботи камери полягає в наступному: оброблюване повітря рухається в горизонтальному напрямку по хвилеподібним щілевидним каналам, утвореними стінками листів, вступаючи при цьому в контакт із водою, що стікає по стінках каналів у піддон.

Визначаємо теплову потужність камери, кВт:

$$Q_{\kappa} = G_n \cdot (H_{\kappa} - H_n). \quad (7.116)$$

Визначаємо коефіцієнт повної масовіддачі у каналах хвилястої насадки шириною 12–14 мм, кг/(м²·с):

$$\sigma = 0,014(\varrho\rho)_{opt}^{0,8}, \quad (7.117)$$

де $(\varrho \cdot \rho)_{opt}$ — оптимальна масова швидкість повітряного потоку.

Середній ентальпійний напір у камері з хвилястопаралельною насадкою, Дж/кг:

$$\overline{\Delta H} = \frac{H'_n - H'_\kappa}{\ln \frac{H'_n - \delta \cdot H' - H_n}{H'_\kappa - \delta \cdot H' - H_n}} - 0,5 \cdot (H_{\kappa} - H_n), \quad (7.118)$$

де $\delta H'$ — поправка на нелінійність функції визначаються за виразом:

$$\delta H' = \frac{H'_n + H'_\kappa - 2 \cdot \overline{H'}}{4}. \quad (7.119)$$

Величини H'_n , H'_κ , H' з метою врахування термічного опору стінки приймаються відповідно при температурах: $(t'_n - 2)$, $(t'_\kappa - 2)$ і $[0,5(t'_n + t'_\kappa) - 2]$.

Визначаємо необхідну поверхню нагрівання хвилястопаралельної насадки, м²:

$$F = \frac{Q_{\kappa}}{\sigma \cdot \overline{\Delta H}}. \quad (7.120)$$

Живий перетин каналів насадки для проходу повітря, м²:

$$f_{ж} = \frac{G_n}{(\nu \cdot \rho)_{opt}}. \quad (7.121)$$

Загальний поперечний переріз хвилястопаралельної насадки, м²:

$$f_{заг} = f_{ж} \left(1 + \frac{\delta}{b}\right), \quad (7.122)$$

де b — ширина каналу, м;

δ — товщина матеріалу, формуючого насадку, м.

Задаючи на підставі конструктивних міркувань повну робочу висоту насадки H , визначаємо ширину насадки, м:

$$B = \frac{f_{заг}}{H}. \quad (7.123)$$

Кількість листів, що формують насадку:

$$n = \frac{B}{b + \delta}. \quad (7.124)$$

Визначаємо сумарну висоту всіх листів насадки, м:

$$\sum_1^n H = nH. \quad (7.125)$$

Довжина хвилястопаралельної насадки за ходом повітря, м:

$$L = \frac{F}{2 \sum_1^n H}. \quad (7.126)$$

Визначаємо аеродинамічний опір насадки, Па, за формулою:

$$\Delta P = 0,68m(\varrho\rho)^{1,55}_{omm}, \quad (7.127)$$

де m — число хвиль за ходом повітря.

Витрата води, кг/с, необхідна для нагрівання повітря в насадці:

$$G_B = \frac{Q_\kappa}{(H'_n - H'_\kappa)}. \quad (7.128)$$

Методика розрахунку камери з віброуючою насадкою

Принцип роботи камери наступний: повітря проходить через канали камери, де вступає в контакт із плівкою води, що стікає по пластинах, які формують насадку. Для інтенсифікації процесу теплообміну насадка приводиться в коливальний рух від вібратора. Частота коливань 50 Гц.

Визначаємо теплову потужність камери, кВт:

$$Q_K = G_H (H_\kappa - H_n). \quad (7.129)$$

Щільність теплового потоку у каналах плоскопаралельної віброуючої насадки (при ширині каналів від 7 до 10 мм, частоті коливань насадки 50 Гц і амплітуді коливань від 0,5 до 1,5 мм):

$$\sigma = C(\varrho\rho)_{omm}^{0,7} (\bar{H} / \bar{H}')^{0,5}, \quad (7.130)$$

де C — чисельний коефіцієнт, який залежить від амплітуди коливання насадки (А): при $A_{\min}=0,5$ мм, $C = 0,0184$, а при $A_{\max} = 1,5$ мм, $C = 0,0212$; $(\varrho\rho)_{omm}^{0,7}$ — оптимальна масова швидкість повітря у каналах віброуючої насадки, кг/м²с; \bar{H} / \bar{H}' — відношення середньої ентальпії обробленого повітря до ентальпії насиченого повітря, взятої при середній температурі води. $\bar{H} = 0,5(H_n + H_\kappa)$, а \bar{H}' відповідає $t' = 0,5(t'_n + t'_\kappa)$ і $\varphi = 100\%$ за H - d діаграмою (рис.21 дод.).

Середній ентальпійний напір у камері з віброуючою насадкою, кДж/кг:

$$\overline{\Delta H} = \frac{H'_n - H'_\kappa}{\ln \frac{H'_n - \delta \cdot H' - H_n}{H'_\kappa - \delta \cdot H' - H_\kappa}} - 0,5 \cdot (H_\kappa - H_n), \quad (7.131)$$

де $\delta H'$ — поправка на нелінійність функції $H=f(t')$:

$$\delta H' = \frac{H'_n + H'_\kappa + 2\bar{H}'}{4}. \quad (7.132)$$

Величини H'_n , H'_κ і \bar{H}' з метою врахування термічного опору плівки приймаються відповідно при температурах: $(t'_n - 2)$, $(t'_\kappa - 2)$ і $[0,5(t'_n + t'_\kappa) - 2]$.

Необхідна поверхня нагрівання камери, м², визначається за формулою

$$F = \frac{Q_\kappa}{\sigma \cdot \Delta H}. \quad (7.133)$$

Живий поперечний перетин каналів віброуючої насадки, м², необхідний для проходження повітря:

$$f_{ж} = \frac{G_n}{(g \cdot \rho)_{омм}}. \quad (7.134)$$

Загальний поперечний перетин насадки, м², (з урахуванням захарашення його матеріалом насадки):

$$f_{заг} = f_{ж} \left(1 + \frac{\delta}{b}\right). \quad (7.135)$$

На підставі конструктивних міркувань задаємося робочою висотою вібруючої насадки H , а за значеннями $f_{заг}$ і H визначаємо ширину насадки, м:

$$B = \frac{f_{заг}}{H}. \quad (7.136)$$

Число листів, що формують насадку, визначаємо за формулою:

$$n = \frac{B}{b + \delta}. \quad (7.137)$$

Сумарна висота всіх листів насадки, м:

$$\sum_1^n H = H \cdot n. \quad (7.138)$$

Довжину насадки в м знаходять за формулою:

$$L = \frac{F}{2 \sum_1^n H}. \quad (7.139)$$

Витрата води, кг/с, необхідна для нагрівання повітря в насадці:

$$G_B = \frac{Q_{\kappa}}{(H'_n - H'_\kappa)}. \quad (7.140)$$

Контрольні питання

1. Регенерація теплоти повітря, що викидається в атмосферу вентиляційними системами.
2. Види устаткування для використання теплоти вентиляційних викидів (ВВ).
3. Регенеративні теплообмінники, що обертаються для використання теплоти ВВ.
4. Методика перевірного розрахунку регенератора ВВ, що обертається.
5. Системи утилізації теплоти ВВ теплообмінниками з проміжними теплоносіями.
6. Методика розрахунку теплоти з проміжним теплоносієм при негативних початкових температурах припливного повітря.
7. Методика розрахунку систем утилізації теплоти з проміжним теплоносієм при позитивних температурах припливного повітря.
8. Пластинчасті теплообмінники з розвиненою поверхнею теплообміну системи утилізації теплоти ВВ.
9. Теплообмінники з теплових труб системи утилізації теплоти ВВ.
10. Методика розрахунку теплообмінників з теплових труб систем утилізації теплоти ВВ.
11. Використання охолоджуючої води обладнання в системах утилізації теплоти.
12. Методика розрахунку зрошувально-вентиляційного агрегату.
13. Методика розрахунку спірального плівково-контактного теплообмінника.
14. Методика розрахунку камери з хвилястопаралельною зрошуваною насадкою.
15. Методика розрахунку камери з вібруючою насадкою.

Глава 8

Використання низькопотенційної теплоти в теплонасосних і абсорбційних установках

8.1. Теплонасосні установки

Теплонасосні установки (ТНУ) останнім часом набули широкого використання при утилізації низькопотенційної теплоти (температурний рівень $t = 10 \dots 50 \text{ }^\circ\text{C}$) [5].

ТНУ для систем утилізації низькопотенційної теплоти використовують за двома напрямками: для централізованого теплопостачання проектують крупні парокompресорні ТНУ і водогрійні котли; для децентралізованого теплопостачання доцільно використовувати ТНУ малої потужності парокompресорного і термоелектричного типів. Такі установки застосовують у промисловості, в житлово-побутовому секторі, а також у сільському господарстві.

За принципом дії найбільшого поширення набули трансформатори теплоти термомеханічного типу, в яких використовують процеси підвищення і зниження тиску робочого тіла. Ці установки підрозділяються на компресорні, сорбційні і струминні.

Компресорні установки можуть бути паро- (або газо-) рідинні і газові в залежності від характеру зміни стану робочого тіла. У паро- і газо рідинних установках стиснення робочого тіла здійснюється при температурах нижче від критичної, в газових — при температурах вище від критичної. Для процесу стиснення в компресорних установках зазвичай використовують електричну або механічну енергію.

У *сорбційних установках* (вони можуть бути як абсорбційними, так і адсорбційними) тиск робочого тіла підвищується в результаті послідовно здійснюваних процесів поглинання робочого агенту сорбентом, які супроводжуються відведенням теплоти, і подальшого виділення робочого агенту за допомогою підведення теплоти (десорбція). Як носій енергії в установках сорбційного типу використовують пару, гарячу воду або гази.

Струминні установки засновані на використанні кінетичної енергії робочого тіла для підвищення тиску стисненого агенту. Струміння робочої пари або газу, який виходить з великою швидкістю із сопла, ежектує стиснений потік (всмоктування), потім відбувається стиснення суміші в дифузорі.

Як показники ефективності ідеальних трансформаторів теплоти використовують коефіцієнти, які представляють собою відношення позитивного ефекту, створюваного установкою q_v , до затрати енергії на її роботу l . Тоді коефіцієнт трансформації

$$\varphi = \frac{q_v}{l} = \frac{T_n}{(T_v - T_n)}, \quad (8.1)$$

де T_v — верхній температурний рівень, на якому теплота відводиться;
 T_n — нижній температурний рівень, на якому теплота підводиться.

Для централізованого теплопостачання проектується крупні теплонасні станції (ТНС). Електрична потужність ТНУ на таких станціях досягає 20...30 МВт, а тепла потужність 400...450 гДж/год. При порівнянні з традиційними котельнями економія палива на таких ТНУ складає 20...30 % [36]. При цьому суттєво знижується забруднення повітряного басейну.

Децентралізоване теплопостачання характеризується високими питомими витратами палива, капітало-вкладами і трудовими затратами. Тому застосування ТНУ в цьому випадку дозволяє на 10...20 % економити паливо в порівнянні з малими котельнями.

Використання ТНУ — один із важливих напрямків дослідження і розробок в галузі енергозбереження.

Використання ТНУ у відкритих системах теплопостачання дозволяє отримати відчутну економію палива. На схемі рис. 8.1 показана принципова схема ТНУ для відкритої системи теплопостачання [36]. Теплонасна установка, яка складається із випаровувача 1, компресора 2, конденсатора 3, переохолоджувача 4 і дроселя 5, призначена для підігріву мережевої води від температури τ_1 до $\tau_{ТНУ}$. Остаточний нагрів мережевої води до температури τ_2 здійснюється в піковій водогрійній котельній 8. Живильна вода нагрівається в переохолоджувачі 4, проходить хімоводоочистку 6 і деаерацію в деаераторі 7 та змішується з водою із зворотної лінії

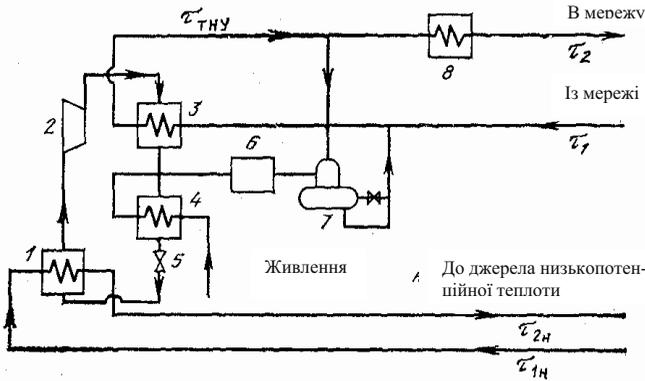


Рис. 8.1. Принципова схема ТНУ для відкритої системи теплопостачання

Із графіка на рис. 8.2 [36] видно економію палива, яку отримуємо при використанні ТНС. Величина ΔB визначається як різниця витрат палива котельної (B_K) і ТНС ($B_{ТНС}$) при однаковому тепловому навантаженні споживача. Значення ΔB , %, віднесені до витрати палива котельної, представлені на графіку в залежності від температури, до якої мережева вода нагрівається в конденсаторах ТНУ ($\tau_{ТНУ \max}$). Розрахунки ΔB виконувалися що до крупних уста-

новок із річним виробництвом теплоти 4,19 млн. ГДж і розрахунковим тепловим навантаженням близько 350 МДж/с.

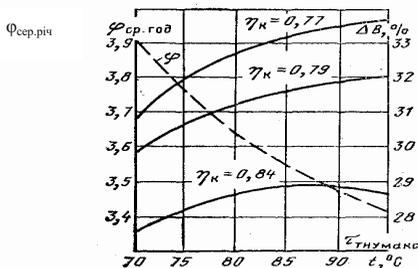


Рис. 8.2. Економія палива при використанні ТНС

Вплив $\tau_{\text{ТНУmax}}$ на економію палива залежить від ККД котельні η_k , що заміщається. При $\eta_k = 0,77$ і $\eta_k = 0,79$ економія палива з ростом $\tau_{\text{ТНУmax}}$ помітно зростає, а при $\eta_k = 0,84$ в діапазоні $\tau_{\text{ТНУmax}} = 70 \dots 95 \text{ } ^\circ\text{C}$ значення ΔB практично не змінюється.

Значення коефіцієнту перетворення $\phi_{\text{сер.р/ч}}$ у залежності від $\tau_{\text{ТНУmax}}$ визначається штриховою кривою на рис. 8.2.

Аналіз показників використання ТНС для потреб централізованого опалення показує, що при температурі джерела низькопотенційної води більше $10 \text{ } ^\circ\text{C}$ використання ТНС забезпечує економію палива біля 20%. До джерел такої води відносяться як підземні геотермальні води, так і очищена скидна вода крупних міських станцій аерації або охолоджуюча вода на промислових підприємствах.

На базі ТНУ створюються також комплексні установки теплохолодопостачання будівель. Установка, схема якої показана на рис. 8.3, створена в Грузинському політехнічному інституті, забезпечує зимове опалення і літнє охолодження будівель [9]. У зимовому режимі вода низького потенціалу (морська, річна або з промислових стоків) насосом Н прокачується через випарювач ТНУ (В), охолоджується на $5 \dots 8 \text{ } ^\circ\text{C}$, а пари фреону-12, що утворилися стискаються в компресорі КМ і далі направляються в конденсатор КН, де нагрівають мережеву воду до $50 \dots 60 \text{ } ^\circ\text{C}$. Нагріта мережева вода циркуляційним насосом ЦН прокачується через калорифери кондиціонера КД, нагріваючи повітря приміщень. Охолоджена мережева вода при температурі біля $40 \text{ } ^\circ\text{C}$ поступає в конденсатор і цикл повторюється. В цьому режимі засувки 1, 5, 4, 8 відкриті, засувки 2, 6, 3, 7 закриті. В літньому режимі вода, яка використовується в кондиціонерах, охолоджується у випарнику, а вода низького потенціалу подається в конденсатор для відведення теплоти від холодоагенту. Засувки 2, 6, 3, 7, відкриті, засувки 1, 5, 4, 8 закриті.

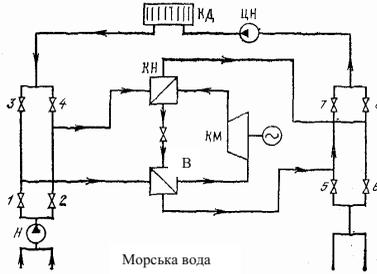


Рис. 8.3. Тепло насосна установка, яка працює по комбінованій схемі

Установки подібного типу використовують в санаторіях і торгових центрах на Чорноморському побережжі Кавказу. В якості теплового насосу використані серійні холодильні машини ХМ-Ф-У80, які працюють на фреоні-12.

На рис. 8.4 показана залежність коефіцієнта перетворення ϕ_d при різноманітних режимах роботи системи теплохолодопостачання. Середнє значення величини ϕ за опалювальний сезон складає ≈ 4 .

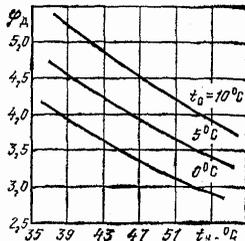


Рис 8.4 Залежність коефіцієнту перетворення ϕ_d від температур випарювання і конденсації

Перспективний ряд типорозмірів паракompресорних ТНУ для централізованого теплопостачання, який планується створити на основі холодильних машин, що серійно випускаються, представлено в табл. 8.1. Робоче тіло в установках — фреон-12 [36].

Таблиця 8.1

Типорозміри ТНУ на основі серійних холодильних машин

Тип теплового насосу	Режим роботи, °С		Теплова потужність, МВт	Споживана потужність, кВт	Базова холодильна машина
	t_0	t_K			
ТН-2,5	5	70	3,1	750	ТХМВ-2000
ТН-5,0	5	70	5,8	1500	ТХМВ-4000
ТН-10/1	5	85	11,6	3500	АТП5-5/3
ТН-10/2	20	85	11,6	3200	ТХМВ-8000
ТН-25	20	85	29,0	8100	АТП5-5/3

8.2. Абсорбційні холодильні установки

Одним із способів утилізації низькопотенційних ВЕР є їхнє використання для отримання холоду в абсорбційних холодильних установках (АХУ), який, зокрема, необхідний для потреб кондиціонування повітря, щоб підтримувати нормальні умови роботи обслуговуючого персоналу й устаткування.

Істотною перевагою АХУ у порівнянні з компресорними холодильними машинами є їхня гнучкість щодо використовуваних енергоносіїв. АХУ можуть застосовуватися при наявності на підприємствах невикористаних ВЕР — відбирання пари турбін ТЕЦ, пари промислових котелень та інших джерел теплоти.

Дія АХУ заснована на застосуванні бінарних сумішей, що складаються з компонентів, які суттєво відрізняються температурою кипіння при однаковому тиску. Один із компонентів є холодильним агентом, інший — абсорбентом (поглиначем).

Найбільшого поширення набули такі суміші: водоаміачний розчин і водний розчин солі бромистого літію. За назвами цих бінарних сумішей розрізняють відповідні холодильні установки: водоаміачні (АВХУ) і бромистолітєві (АБХУ).

Одним із варіантів застосування абсорбційних машин є охолодження припливного повітря з застосуванням розчинів рідких сорбентів, де для регенерації сорбенту використовується низькопотенційна теплота.

Принцип роботи установки полягає в наступному: оброблюване повітря проходить через осушувальну камеру, де, контактуючи з розчином хлористого літію, охолоджується й осушується; Потім воно зволожується при постійній ентальпії, проходячи через камеру адіабатичного зволоження, де контактує з безупинно циркулюючою водою; Для регенерації розчин підігрівається в теплообміннику джерелом низькотемпературної теплоти (відпрацьована пара, вода, що охолоджує устаткування, конденсат тощо) і відновлює концентрацію в камері регенерації.

Методика розрахунку

Розрахунок камери охолодження

Теплова потужність у камері охолодження за рахунок явної, повної та прихованої теплоти визначається за формулами, кВт:

$$Q_{я} = Gc_p(t_{c1} - t_{c2}). \quad (8.1)$$

$$Q_n = G(H_1 - H_2); \quad (8.2)$$

$$Q_{прих} = Q_n - Q_{я}, \quad (8.3)$$

де t_{c1} у °С; H_1 у кДж/кг;

t_{c2} у °С; H_2 у кДж/кг — початкові і кінцеві параметри повітря;

C_p — теплоємність повітря, кДж/(кг·К);

G — масова витрата повітря, кг/с.

Поверхня, необхідна для відведення явної теплоти, м²:

$$F = \frac{1,15 \cdot Q_{я}}{K \cdot \Delta t_{cp}}, \quad (8.4)$$

де Δt_{cp} — середньоарифмічна різниця температур повітря і розчину, °С;

K — коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м²·К).

Прихована теплота випару води в повітрі, кДж/кг, визначається за формулою

$$Q_{прих} = r = 2500 - 0,55 \cdot t_{cp}^e. \quad (8.5)$$

Перепад парціальних тисків, Па, обчислюється за формулою:

$$P_{ср} = \bar{P}_a - \bar{P}_{розч}. \quad (8.6)$$

Необхідний середній парціальний тиск водяної пари над розчином, Па, визначається:

$$P_{розч} = \bar{P}_0 - P_{ср}. \quad (8.7)$$

За P — ε діаграмою (у дод. рис. 35) визначаємо середню концентрацію розчину в охолоджувальній камері.

Кількість розчину в кг обчислюється за формулою:

$$G'_{розч} = \frac{G \cdot \Delta H}{c_{розч} \cdot \Delta t_{розч}}. \quad (8.8)$$

Визначення кількості хлористого літію в розчині в кг:

$$G = G'_{розч} \varepsilon_1. \quad (8.9)$$

Кінцева масова кількість розчину після поглинання ним водяної пари з повітря в кг визначається за формулою:

$$G_{розч} = G'_{розч} \cdot \omega = G'_{розч} \cdot G \frac{\Delta d}{1000}. \quad (8.10)$$

Уточнені величини кінцевої і середньої концентрацій хлористого літію, %:

$$\varepsilon_K = \frac{G_d}{G'_{розч}} \cdot 100, \quad (8.11)$$

$$\varepsilon_{cp} = \frac{G_d \cdot 2}{G'_{розч} + G''_{розч}} \cdot 100. \quad (8.12)$$

Розрахунок камери регенерації

Через камеру регенерації пропускається відпрацьоване охолоджене й осушене повітря з приміщення, що має початкові параметри $t_c'' \cdot \varphi_1'' \cdot d_1'' \cdot H_1'' \cdot p_1''$.

Кінцевий вологовміст повітря після камери регенерації, г/кг:

$$d_2' = d_1'' + \frac{\omega \cdot 1000}{G} \quad (8.13)$$

і за $H-d$ діаграмою визначається парціальний тиск водяної пари, що відповідає d_1'' .

Кінцевий парціальний тиск водяної пари над поверхнею розчину, Па, визначається за формулою:

$$P_{2\text{розч}}'' = P_2'' + 18. \quad (8.14)$$

За $p-\varepsilon$ діаграмою (у дод. рис. 35) визначається температура розчину, що відповідає $P_{2\text{розч}}''$.

Величину поверхні камери регенерації величини коефіцієнтів тепло- і масовіддачі приймають рівною поверхні камери охолодження.

Початковий парціальний тиск водяної пари над поверхнею розчину визначається за рівнянням

$$G \left(\frac{d_1 - d_2}{1000} \right) = F \cdot \beta \left(\frac{P_{1\text{розч}}' + P_{2\text{розч}}''}{2} - \frac{P_1' + P_2''}{2} \right). \quad (8.15)$$

За тиском $P_{1\text{розч}}'$ і ε за $P-\varepsilon$ діаграмі (у додатку рис. 35) визначається початкова температура розчину.

Кінцева температура повітря визначається за рівнянням теплового балансу:

$$G_{\text{сп}} (t_{c2}'' - t_{c1}') = F \alpha_n \left(\frac{t_{\text{розч}1} + t_{\text{розч}2}}{2} - \frac{t_{c1} + t_{c2}}{2} \right) \quad (8.16)$$

Ентальпія повітря, кДж/кг, визначається за формулою:

$$H_2'' = H_{\text{нов}} + \frac{H_n}{1000}, \quad (8.17)$$

де $H_{\text{нов}} = c_{\text{нов}} t_{c2}^0 = t_{c2}^0$ — ентальпія 1 кг сухого повітря.

За $H-d$ діаграмою знаходиться величина φ_2'' .

$H_n = 2500 + 1,93 t_{c2}''$ — ентальпія водяної пари.

Тоді

$$H_2'' = t_{c2}^0 + 0,001(2500 + 1,93 t_{c2}'').$$

Контрольні питання

1. Використання низькопотенційної теплоти для отримання холоду в абсорбційних холодильних машинах (АХМ).
2. Розрахунок камери охолодження АХМ.
3. Розрахунок камери регенерації АХМ.

Глава 9

Використання горючих відходів

9.1. Спалювання твердих горючих відходів

Горючі відходи мають різний фракційний склад, починаючи від дрібних включень у суміші до особливо великих, що в значній мірі ускладнює задачу створення універсального топкового пристрою для їхнього спалювання. [35, 38]

При відповідній підготовці, у циклонних топках можна спалювати відходи, без сажистих виділень. Таке рішення викликане тим, що застосування циклонного принципу спалювання палива є одним з найбільш ефективних методів інтенсифікації процесів горіння. Циклонні топки мають наступні позитивні властивості: простота і надійність у роботі, можливість максимальної механізації й автоматизації, високі теплонапруги.

У циклонному процесі транспорт дрібно- і крупнодробленого пального здійснюється газоповітряним потоком. У топці цього типу паливна суміш у кусковому вигляді циркулює по спеціально організованому обтічному контуру стільки, скільки необхідно для її згорання.

Час перебування й інтенсивність обдування часток газоповітряним потоком практично не обмежені.

Температура запалення твердих горючих відходів у циклонній камері забезпечується роботою мазутної форсунки (після розпалу мазутну форсунку повинно бути відключено).

Розрахунок горіння твердих горючих відходів

Склад робочої маси горючих відходів визначається за табл.13. дод.

Теоретична кількість сухого повітря при коефіцієнті надлишку повітря $\alpha = 1$, м³/кг:

$$V_n^0 = 0,0889 \cdot (C^r + 0,375S^r) + 0,265H^r - 0,0333O^r. \quad (9.1)$$

Теоретичний об'єм продуктів згорання ($\alpha = 1$), м³/кг:

$$\text{а) } V_{N_2}^0 = 0,79V_H^0 + \frac{0,8N^r}{100}; \quad (9.2)$$

$$\text{б) } V_{RO_2}^0 = 1,866 \frac{C^r + 0,375S^r}{100}; \quad (9.3)$$

$$\text{в) } V_{H_2O}^0 = 0,111H^r + 0,0124W^r + 0,016V_n^0. \quad (9.4)$$

Об'єм водяної пари, м³/кг, при надлишку повітря $\alpha > 1$:

$$V_{H_2O} = V_{H_2O}^0 + 0,0161V^0(\alpha - 1). \quad (9.5)$$

Повний об'єм димових газів, м³/кг, ($\alpha > 1$):

$$V_\Sigma = V_{RO_2} + V_{N_2}^0 + V_{H_2O}^0 + V_n^0(\alpha - 1)0,0161. \quad (9.6)$$

Калориметрична температура, °С, визначається:

$$t_{\text{кал}} = \frac{Q_i^r + H_{\text{нал}} + H_{\text{пов}}}{V_{RO_2} \cdot c_{RO_2} + V_{N_2}^0 c_{N_2} + V_{H_2O} c_{H_2O} + (\alpha - 1)V_n^0 c_n}, \quad (9.7)$$

де Q_i^r — нижча теплота згоряння робочої маси відходів, кДж/кг;
 c_{RO_2} , c_{N_2} , c_{H_2O} , c_{II} — теплоємності продуктів згоряння, відповідно RO_2 , N_2 , H_2O , повітря, кДж/(кг·К);

$H_{\text{пал}}$ — ентальпія палива, кДж/кг, визначається за формулою:

$$H_{\text{пал}} = c_{\text{пал}} \cdot t_{\text{пал}}; \quad (9.8)$$

$H_{\text{пов}}$ — ентальпія повітря, кДж/кг, визначається за формулою:

$$H_{\text{пов}} = V_{\text{II}}^0 \alpha c_{\text{II}} t_{\text{II}}.$$

Теоретична температура згоряння не відрізняється від калориметричної через малу дисоціацію H_2O , і CO_2 .

Дійсна температура згоряння, °С:

$$t_a = t_{\text{кал}} \left(1 - \frac{q_5}{100}\right) (1 - \sigma), \quad (9.9)$$

де σ — коефіцієнт, який ураховує пряму віддачу і дорівнює 0,15;

q_5 — коефіцієнт, який ураховує втрати в навколишнє середовище, %.

Кількість сухого повітря необхідного для горіння 1 кг горючих відходів (беручи до уваги вміст у повітрі 23 % кисню за масою), кг:

$$L_{\text{II}}^0 = 0,115C^r + 0,342H^r + 0,043(S^r - O^r). \quad (9.10)$$

Вища теплота згоряння горючих відходів, кДж/кг:

$$Q_S^r = Q_i^r + 25(9H^r + W^r). \quad (9.11)$$

Теплоємність горючих відходів, кДж/(кг·К):

$$C_{г.в.} = C^r C_c + H^r C_n + O^r C_0 + W^r C_w. \quad (9.12)$$

Маса сухих газів, кг/кг:

$$G_{c.z} = 1 + \alpha L_{\text{II}}^0 - \frac{A^r + 9H^r + W^r}{100}. \quad (9.13)$$

Маса водяної пари, кг/кг:

$$G_{a.n} = \frac{9H^r + W_0^r}{100} + \frac{\alpha \cdot L_{\text{II}}^0 \cdot d_0}{1000}, \quad (9.14)$$

де d_0 — вологовміст, приймаємо 8–10 г/кг.

Вологовміст газів на виході з топки, г/кг, сухих газів:

$$d = \sum 1000 \frac{G_{a.n}}{G_{c.z}}. \quad (9.15)$$

Розрахунок топкового пристрою

Вибір конструктивних характеристик циклонної камери.

Площа перерізу камери, м²:

$$F_k = \frac{B \cdot Q_i^r}{q_F}, \quad (9.16)$$

де B — витрата палива, кг/с;

q_F — теплонапряга перерізу циклону, залежить від виду палива і лежить в межах від $69 \cdot 10^2$ до $180 \cdot 10^2$ кДж/(м²·с).

Діаметр циклонної камери, м:

$$D_k = \sqrt{\frac{4F_k}{3,14}}. \quad (9.17)$$

Відношення довжини циклонної камери до діаметра приймається

$$L/D = 2,5.$$

Об'ємна витрата суміші повітря і палива, м³/с:

$$V_{cm} = V_n^0 \cdot \alpha \cdot B + \frac{B}{\rho}, \quad (9.18)$$

де ρ — густина палива, кг/м³.

Переріз сопла на вході в циклонну камеру, м²:

$$f_c = \frac{V_{cm}}{\omega_{ax}}, \quad (9.19)$$

де ω_{ax} — швидкість суміші на вході в циклонну камеру, приймається 30...60 м/с.

Діаметр патрубку для виходу димових газів, м:

$$D_{вих} = \sqrt{\frac{4F_{вих}}{3,14}}. \quad (9.20)$$

Прохідним перерізом для виходу димових газів варто задаватися і надалі перевіряти за втратою тиску.

Розрахунок втрат тиску в циклонній камері

Втрати тиску на вході в циклонну камеру, Па:

$$\Delta P_v = \xi \frac{\rho_0}{2} \omega_{вих}^2, \quad (9.21)$$

де ξ — коефіцієнт опору входу;

$\omega_{вих}^2$ — швидкість виходу повітря із сопла, м/с ($\omega_{вих} = \omega_{ax}$ — швидкість входу в циклонну камеру);

ρ_0 — густина повітря, кг/м³.

Об'ємна витрата димових газів, що утворюються при згорянні горючих відходів, м³/с:

$$V_R = V_{\Sigma} \cdot B \frac{T}{273}. \quad (9.22)$$

Втрати тиску на виході з циклона, Па:

$$\Delta P_u = \frac{\rho}{2} \left(\frac{V_R}{\mu \cdot F_{вих}} \right)^2, \quad (9.23)$$

де $\mu = 0,85$ — коефіцієнт випаровування;

$F_{вих}$ — переріз вихідного отвору, м²;

ρ — густина димових газів, кг/м³.

Втрати тиску на утворення вихру, Па:

$$\Delta F_w = \frac{\omega_0^2 \cdot \rho}{2} \left[\frac{D_k}{D_{вих}} - 1 \right], \quad (9.24)$$

де ω_0^2 — колова швидкість, м/с.

Колова швидкість визначається за формулою.

$$w_0 = \sqrt{\frac{2 \cdot \rho_0 \cdot V_{II} \cdot \Delta P_v}{\rho \cdot V_R + \frac{B}{g}}}, \quad (9.25)$$

де V_{II} — об'ємна витрата повітря, м³/с:

$$V_{II} = V_{II}^0 \cdot \alpha \cdot B, \quad (9.26)$$

де B — масова витрата горючих відходів, кг/с;
 g — прискорення вільного падіння, м/с².

Втрати тиску в циклонній камері, Па:

$$\Delta P = \Delta P_u + \Delta P_w + \Delta P_v. \quad (9.27)$$

Тепловий розрахунок циклонної камери

Витрата повітря, яка потрібна для розведення димових газів до необхідної температури, за умови їхнього використання для сушіння матеріалів, м³/с:

$$V_2 = V_{II}^0 (\alpha - \alpha_T) B \frac{T}{273}, \quad (9.28)$$

де α — коефіцієнт надлишку повітря, який потрібен для отримання необхідної температури на виході із циклонної камери;

α_T — коефіцієнт надлишку повітря необхідний для горіння.

Витрати димових газів і повітря, м³/с, що йдуть на сушіння:

$$V = [V_{\Sigma} B + V_{II}^0 (\alpha - \alpha_T) B] \frac{T}{273}. \quad (9.29)$$

Швидкість повітря в кільцевому зазорі між обичайною циклонної камери і камери розведення приймається.

$$w_{клз} = 12 \text{ м/с.}$$

Критерій Рейнольдса

$$Re_n = \frac{w_{клз} \cdot d_e}{\nu_n}, \quad (9.30)$$

де ν_n — коефіцієнт кінематичної в'язкості повітря, м²/с.

Коефіцієнт тепловіддачі конвекцією для повітря, Вт/(м²·К):

$$\alpha_n = 0,023 \frac{\lambda}{d_e} Re^{0,6} Pr^{0,4}. \quad (9.31)$$

Конвективний коефіцієнт тепловіддачі в циклонній камері, Вт/(м²·К):

$$\alpha_k = 0,023 \frac{\lambda}{d_e} Re_r^{0,8} \cdot Pr^{0,4}. \quad (9.32)$$

Критерій Рейнольдса, що входить у формулу (9.32), визначається як

$$Re = \frac{w_0 \cdot d_e}{\nu_r}, \quad (9.33)$$

де ν_r — коефіцієнт кінематичної в'язкості газів, м²/с.

Значення коефіцієнта тепловіддачі випромінюванням, Вт/(м²·К)

$$\alpha_{\text{вип}} = C \cdot \varepsilon_c \cdot \varepsilon_{\Gamma} \frac{\left[\left(\frac{T_{\Gamma}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{\text{ст}}}{100} \right)^4 \right]}{t_{\Gamma} - t_{\text{ст}}}, \quad (9.34)$$

де ε_c — ступінь чорноти стінки;

ε_r — приведений ступінь чорноти газів:

$$\varepsilon_r = 1 - e^{-k \frac{\sum P_n}{P_0} S}. \quad (9.35)$$

Коефіцієнт ослаблення променів газовим середовищем

$$K = 1,6 \frac{T_r}{1000} - 0,5. \quad (9.36)$$

Парціальний тиск трьохатомних газів:

$$\frac{\sum P_n}{P_0} = \frac{V_{CO_2}}{V_r} + \frac{V_{H_2O}}{V_r}. \quad (9.37)$$

Ефективна товщина випромінюючого шару, м:

$$S = 3,6 \frac{V_k}{F_{cm}}, \quad (9.38)$$

де $V_k = F_k \cdot L$ — об'єм камери згоряння циклону, м³;

$F_{cm} = \pi \cdot D_k \cdot L + 2 \cdot F_k - F_{вих}$ — внутрішня поверхня циклонної камери, м²;

$F_{вих}$ — площа вихідного перерізу, м².

Коефіцієнт тепловіддачі від газів до стінки конвекцією і випромінюванням:

$$\alpha_r = \alpha_k + \alpha_{вип}. \quad (9.39)$$

Поверхнева щільність теплового потоку, що проходить через стінку, Вт/м²:

$$q = \frac{t_r - t_{II}}{\frac{1}{\alpha_r} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{II}}}. \quad (9.40)$$

Зовнішня поверхня циклонної камери, м²:

$$F_3 = 2 \frac{\pi \cdot D^2}{4} + \pi \cdot D \cdot L - F_{вих}. \quad (9.41)$$

Теплова потужність віддана повітрю, Вт:

$$Q = q \cdot F_3. \quad (9.42)$$

Температура підігрітого повітря, °C:

$$t'_{II} = t_{II} + \frac{Q}{c_{II} \cdot V_2}, \quad (9.43)$$

де V_2 — кількість повітря, що йде на розбавлення димових газів, м³/с.

9.2. Розрахунок процесу сушіння димовими газами

Продуктивність установки за кінцевою кількістю матеріалу, що отримують після сушки, кг/с:

$$G_2 = G_1 \frac{100 - W_1}{100 + W_2}, \quad (9.44)$$

де G_1 — початкова витрата матеріалу, що надходить на сушку, кг/с;

W_1 — початковий вологовміст матеріалу, %;

W_2 — кінцевий вологовміст матеріалу, %;

Витрата випаруваної вологи, кг/с:

$$W = G_1 \frac{W_1 - W_2}{100 + W_1} = G_2 \frac{W_1 - W_2}{100 + W_2}. \quad (9.45)$$

Параметри повітря, що йде на розведення димових газів, приймаються за умовами експлуатації.

Параметри димових газів на вході в сушарку приймаються за умовами сушіння матеріалу.

Внутрішній тепловий баланс сушарки, кДж/кг:

$$\Delta = c_m \cdot t_m'' - (Q_3 - Q_5), \quad (9.46)$$

де c_m — теплоємність матеріалу, кДж/(кг·К);

t_m'' — кінцева температура матеріалу, °С;

Q_3 — витрата теплоти на нагрівання матеріалу, кДж/кг;

Q_5 — абсолютна втрата теплоти в навколишнє середовище, кДж/кг

За умови, що сушіння проходить з постійною швидкістю, температуру сушіння на виході приймаємо рівній температурі мокрого термометра..

Визначаємо елементарний склад матеріалу на робочу масу при кінцевому вологовмісті (W^r , C^r , H^r , N^r , O^r).

Теплоємність матеріалу при кінцевому вологовмісті димових газів d_2 , кДж/(кг·К):

$$c_m = \frac{W^r c_w + C^r c_c + H^r c_H + N^r c_N + O^r c_o}{100}. \quad (9.47)$$

Витрата теплоти на нагрівання матеріалу, кДж/кг:

$$Q_3 = \frac{G_2}{W} c_m (t_m'' - t_m'), \quad (9.48)$$

де t_m'' , t_m' — кінцева і початкова температура матеріалу, °С.

Величину Q_5 визначаємо орієнтовно [31].

Будуємо процес сушіння на $H - d$ діаграмі (рис. 21 дод.), знаходимо вологовміст сухих газів d_2' г/кг с.г. і його ентальпію, H_2' , кДж/кг.

Питома витрата димових газів, кг с.г./кг в.п.:

$$l' = \frac{1000}{d_2' - d_1'} = \frac{G}{W}, \quad (9.49)$$

де G — масова витрата димових газів, кг/с.

Витрата теплоносія, кг с.г./с :

$$L' = l' \cdot W. \quad (9.50)$$

Витрата палива на сушіння, кг/с :

$$B' = \frac{L'}{G_{c.z.}}$$

де $G_{c.z.}$ — кількість топочних газів при згорянні 1 кг палива, кг/(кг палива).

9.3. Спалювання рідких горючих відходів

Одним із головних джерел забруднення навколишнього середовища є рідкі горючі відходи. Рідкі горючі відходи — продукти переважно вуглеводневого складу, що відпрацювали в технологічному циклі, з погіршеними внаслідок цього фізико-хімічними властивостями, яким притаманна текучість при нормальній або підвищеній температурі і здатність горіти самостійно або в суміші з додатковим паливом.

Частина цих відходів, наприклад мастил, може бути регенерована, інша частина за своїм складом регенерації не підлягає і повинна бути знешкоджена.

У залежності від кількості і фізико-хімічних властивостей відходів, не придатних для регенерації, застосовуються різні методи їхньої обробки: механічні, фізичні, хімічні, термічні, біологічні, а також комбіновані. Одним із найбільш ефективних способів ліквідації рідких горючих відходів є термічні способи їхнього знищення в печах і пальниках різної конструкції.

Для спалювання рідких горючих відходів, непридатних до регенерації, використовуються наступні установки: печі з киплячим шаром, циклонні топки, барабанні і багатоподові печі, камерні печі, печі поверхневого (надшарового) спалювання.

Найбільшого поширення на підприємствах суднобудівної галузі може бути турбобарботажний спосіб спалювання в установках типу «Вихор».

Для роботи цієї установки характерні такі особливості:

- горіння відбувається у відносно вузькій кільцевій або циліндричній камері будь-якого необхідного діаметра;
- газифікацію відходів роблять у тонкому шарі, що поліпшує умови його прогріву, закипання, газифікації і перемішування, полегшує вигорання твердих домішок;
- подачу первинного повітря через шар відходів у кільцевій барботажній ванні здійснюють розосереджено й односторонньо-направлено, так що відходи одержують обертальний рух на плоскому дніщі, що забезпечує виникнення відцентрової сили. Остання дозволяє без застосування допоміжних механічних пристроїв за допомогою тільки енергії первинного повітря здійснювати вивантаження попелу, коксу і механічних домішок до периферії дніща, а відтіля з печі;
- барботажні елементи поєднуються в мінімальне число блоків (8...6 для печі продуктивністю 3...5 т/год), які можна вставляти в передбачені в дніщі гнізда і витягати для очищення;
- подача рідких відходів на дніще розосереджена по колу між барботажними блоками;
- вторинне повітря подають у камеру згоряння тангенціально внутрішній і зовнішній стінкам кільцевої камери згоряння, при цьому воно перетинає весь робочий переріз камери;
- подача вторинного повітря виконується поярусно зі зміною напрямку обертання від ярусу до ярусу на протилежне.

При турбобарботажному способі спалювання відходів первинне повітря, вийшовши із шару, прагне зберегти доданий йому тангенціальний рух, і краплі, що утворюються при руйнуванні осередків піни і шару, рухаються не нагору від поверхні барботажа, а по складній траєкторії, що наближається до гвинтової. Вони дробляться, стикаючись з потоками вторинного повітря, збільшуючи тим самим поверхню випару. Краплі, що не роздрібнилися, повертаються, назад у шар або на розпечені стінки печі, де випаровуються, а не летять вертикально нагору, обумовлюючи механічне недопалювання пального.

Рухаючись по замкнутому контуру і змінюючи напрямок обертання в ярусах на взаємно протилежний, продукти газифікації добре перемішуються повітрям і подовжують свій шлях до камери згоряння.

Зміна напрямку руху повітря сприяє дробленню крапель згоряння, не дозволяє їм сепаруватися на стінки камери, збільшує поверхню рідких відходів, що газифікуються.

У результаті вихрового обертання стовпа газоповітряної суміші всередині камери згоряння виникає відцентрова сила під дією якої холодне повітря відокремлюється від гарячих продуктів згоряння, стінки печі прохолоджуються та їхня температура стає нижче від температури основної маси газів у камері згоряння.

На сьогодні установки «Вихор» для бездимного спалювання обводнених горючих відходів усе більш використовуються на промислових підприємствах для локального знищення обводнених органічних відходів, що містять до 65 % води.

Розроблені наступні варіанти установок: пересувна, продуктивністю близько 200 кг/год; стаціонарна, продуктивністю від 3 до 10 т/год; плаваюча, продуктивністю 3 т/год.

9.4. Допалювання пари розчинників

У сушильній установці для лакофарбових покриттів з очищенням відкидного повітря від пари розчинника сушило не має спеціальних очисних пристроїв. На відміну від існуючих схем очищення процес термічного допалювання пари розчинника вписаний у технологічну схему обігріву установки [47].

Сушило має дві зони: радіаційну і конвективну. Пофарбовані вироби надходять спочатку в радіаційну зону, де вздовж стін камери встановлені терморадіаційні панелі газового обігріву. Температура на поверхні випромінювання панелей автоматично підтримується постійною — у середньому 300 °С. У радіаційній зоні відбувається нагрівання виробу до 130...150 °С. Швидкий розігрів виробу сприяє інтенсивному випаровуванню розчинника із лакофарбової плівки протягом перших 2...3 хвилин виділяється понад 90 % усієї кількості розчинника.

Для підтримки заданої концентрації пари розчинника повітря з радіаційної зони сушила відсмоктується вентилятором, а на його місце через проріз на вході в сушило надходить свіже.

Після цього відкидне повітря з температурою 130...140 °С подається в газопальниковий пристрій, де служить як окислювач для горіння газу, що йде на обігрів сушила. Пальники встановлені в нижній топковій зоні терморадіаційних панелей. Режим спалювання газу підібраний так, що попутно допалюються і пари розчинника, що є у відкидному повітрі.

Температура в топковій зоні панелі складає 850...900 °С. Продукти спалювання піднімаються нагору, обігрівають стінки панелей і з температурою 350...400 °С відсмоктуються димососом. Перед входом у димосос димові гази змішуються з рециркулятором конвективної зони сушила і підігрівають його з 120 до 150 °С. Суміш частково надходить на обдув виробів у цій зоні камери, а інша викидається в атмосферу. Дослідження надійності процесу допалювання парів розчинника супутно зі спалюванням газу в терморадіаційних панелях показує, що коефіцієнт витрати повітря може досягати 2,2.

Подача в топку відкидного повітря з температурою 130...140 °С значно підвищує надійність допалювання. Необхідність спалювання газу в топкових пристроях сушил із підвищеним коефіцієнтом витрати повітря викликається тим, що кількість відкидного повітря зазвичай більше, ніж потрібно для горіння газу з мінімальним α . Так, аналіз технічних характеристик сушил показує, що для горіння газу з $\alpha = 1,8$ необхідна кількість повітря складає 40–70 % відкидного при припустимій концентрації розчинника $C_p = 0,004 \text{ кг/м}^3$. Однак, робота топкового пристрою з підвищеним α за даною схемою не знижує ККД сушила в цілому, що визначається кількістю відкидного повітря, що залежить у свою чергу від витрати фарби і припустимого вмісту пари розчинника в повітрі. Підвищення концентрації пари розчинника дозволяє підвищити частку теплоти, одержувану при допалюванні. Наприклад, при спалюванні 1 м^3 газу з $\alpha = 1,8$ у відкидному повітрі утримується 0,170 кг розчинника у вигляді пари при $C_p = 0,010 \text{ кг/м}^3$. При спалюванні цієї кількості розчинника виділяється, приблизно, 7123 кДж теплоти. Економія газу від використання цієї теплоти складе — 20 %. Крім того, відкидне повітря має температуру порядку 130...140 °С, що дозволяє додатково заощаджувати 10 % теплоти. У тепловому балансі заводу стаття приходу теплоти від допалювання парів розчинника може скласти 2–3 %.

Спосіб каталітичного допалювання парів розчинника в сушильних установках газового обігріву варто застосовувати лише для відкидного повітря, не використаного з економічних міркувань для горіння технологічного газу.

У таких установках відкидні гази очищаються термокatalітичним способом, а відпрацьований розчинник використовується як джерело додаткового палива [44].

Відмінною рисою конструкції є топка, де спалюється технологічне паливо, яка використовується як очисний пристрій для термічного допалювання розрахункової кількості пари розчинника, що відробив, і як теплообмінник для підігріву надлишкової частини викидів до температури початку каталітичного окислювання.

Використання таких установок запобігає забрудненню атмосферного повітря, знижує пожежо- і вибухонебезпечність, зменшує витрату природного газу на 25 % від споживаного на сушіння.

Контрольні питання

1. Спалювання твердих горючих відходів.
2. Розрахунок горіння твердих горючих відходів.
3. Розрахунок процесу сушки димовими газами, одержаними при згорянні горючих відходів.
4. Допалювання пари розчинника в сушилах з використанням одержаної теплоти.
5. Методика розрахунку спалюючого пристрою.
6. Розрахунок втрат тиску в циклонній камері.
7. Тепловий розрахунок циклонної камери.
8. Спалювання рідких горючих відходів.

Глава 10

Використання силових ВЕР

10.1. Способи випробовування суднових електростанцій

Для оцінки працездатності і перевірки відповідності суднової електростанції (СЕС) вимогам Регістра генераторні агрегати випробовуються в статичних і динамічних режимах при одиночній та паралельній роботі.

Набули поширення наступні способи випробування генераторів СЕС:

- за допомогою навантажувальних пристроїв. Метод здебільшого поширений через свою простоту, а також у зв'язку з тим, що розроблено типовий ряд навантажувальних пристроїв і налагоджений їхній випуск. Методу притаманні ряд істотних недоліків, у першу чергу таких, як велика витрата прісної води і скидання гарячих вод в акваторію підприємств;
- випробування безпосередньо на механізми судна з електроприводом. Достоїнства методу в простоті одержання навантаження, реалізації режиму скидання і накиду навантаження. До недоліків належать труднощі одержання номінального і перевантажувального режимів (більшість механізмів судна при випробуваннях працюють тільки в режимі холостого ходу), а також збільшення тривалості випробувань (до випробувань необхідно виконати монтаж і налагодження головного розподільного щита (ГРЩ), розподільчих мереж, апаратури пуску та захисту);
- «випробування з використанням промислової мережі як навантаження СЕС». Достоїнство методу в тому, що електроенергія, яка виробляється генераторами СЕС, корисно застосовується через розподільчі мережі заводу або енергосистеми.

При роботі СЕС на берегову мережу потрібно дотримуватися ряду умов. Відповідно до ДСТ 13109-67 допускається відхилення напруги берегової електричної мережі в межах від -5 до $+10$ % від номінального і коливання частоти в нормальному режимі $\pm 0,1$ Гц. Потужність берегової мережі повинна бути більше від потужності випробуваної СЕС.

Припустимий реактивний опір кабельної траси від СЕС до берегової мережі визначається з урахуванням запасу системи збудження генераторного агрегату, можливою зміною напруги берегової мережі і коефіцієнтом потужності навантаження, що віддається.

Припустимий індуктивний і активний опір може бути визначено за виразом:

$$E_d = I_r \frac{(x_d + x_{c\Sigma})(x_q - x_{c\Sigma}) + (r_a + r_{c\Sigma})^2}{\sqrt{(x_q + x_{c\Sigma}) + (r_a + r_{c\Sigma})^2}} + U_m \cos \theta_r, \quad (10.1)$$

де I_r — струм генератора;

x_d, x_q — опір генератора по повздовжній і поперечній осі;

$x_{c\Sigma}, r_{c\Sigma}$ — сумарний активний і індуктивний опір мережі;

r_a — активний опір генератору;

θ_r — кут між напругою та електрорушійною силою навантаженого генератору;

U_m — напруга мережі;

$x_{d\Sigma}; x_{q\Sigma}$ — сумарний опір по повздовжній і поперечній осі генератора;

$r_{c\Sigma}$ — сумарний активний опір генератору.

Максимально припустиму активну потужність генератора, передану в берегову мережу, можна визначити за виразом

$$P = \frac{2 \cdot U_m \cdot E_d \cdot x_{q\Sigma} \cdot \sin \theta + U_m \cdot (x_d + x_q) \cdot \sin 2\theta}{2 \cdot x_{d\Sigma} \cdot x_{q\Sigma} - r_{c\Sigma} \cdot (x_d - x_q) \cdot \sin 2\theta}. \quad (10.2)$$

Для випробування берегова мережа повинна задовольняти наступні умови: берегова мережа повинна мати можливість прийняти вироблену електроенергію СЕС; падіння напруги в кабелі від СЕС до берегової мережі повинно бути мінімальним при номінальному навантаженні.

Створення необхідної величини навантаження для забезпечення всіх режимів випробувань є однією з основних умов забезпечення випробувань судових генераторних агрегатів.

10.2. Методи із створення навантажень СЕС

Останнім часом технічними рішеннями щодо створення навантаження, що використовуються на підприємствах суднобудівної галузі є:

- метод центрального науково-дослідного інституту судової електротехніки (ЦНДІСЕТ);
- метод Ленінградського електротехнічного інституту (ЛЕТІ);
- метод із застосуванням тиристорних пристроїв.

Сутність методу ЦНДІСЕТ полягає в тому, що при випробуваннях генераторних агрегатів використовується берегова мережа як навантаження.

У статичних режимах генераторні агрегати працюють паралельно з береговими джерелами електроенергії, а в динамічних режимах використовуються або споживачі судна, або заводські споживачі.

Використання як навантаження берегової електричної мережі підприємства дозволяє досягти не тільки високої техніко-економічної ефективності за рахунок: виключення спец. навантажувальних пристроїв; економії електроенергії, палива; скорочення термінів проведення випробувань; технологічності при виконанні режимів випробувань, але і виключити споживання великої кількості прісної води, скидання в акваторію підприємств гарячих стічних вод.

Крім того, при використанні як навантаження промислової електричної мережі можливість плавної зміни активного і реактивного навантажень (у тому числі й в окремих фазах лінії щита живлення з берега) істотно спрощує налаштування й випробування засобів автоматики, виключає необхідність у роз'єднанні і наступній зборці генераторних та розподільних секцій головного розподільного щита. Незалежність навантаження генераторів від режимів ро-

боти штатних споживачів дозволяє сполучити регульовально-здавальні роботи всього електроустаткування судна.

Використання нової системи електропостачання судна дозволяє керувати напругою на судні, підвищити якість випробування, зменшити пожежонебезпеку.

Як технологічне оснащення ЦНДІСЕТом розроблені пульт і блок дистанційного управління, що призначені для

- напівавтоматичної синхронізації генераторів з береговою мережею;
- дистанційного керування комутаційною апаратурою ГРЩ і береговими автоматами;
- регулювання частоти обертання і напруги генераторів;
- контролю перевантаження трансформаторів берегових підстанцій за допомогою додаткового приладу.

Для забезпечення проведення випробувань первинних двигунів у тривалих режимах на заводах-виробниках інститутом розроблена система автоматичної стабілізації та захисту, що дозволяє автоматично підтримувати задані параметри генераторних агрегатів, а також здійснювати захист генератора від перевантажень і зворотної потужності.

Розроблена інститутом енергозберігаюча технологія випробувань генераторних агрегатів схвалена Регістром і використовується рядом підприємств галузі.

Метод, розроблений ЛЕТИ при статичних режимах випробування СЕС, власне не відрізняється від методу ЦНДІСЕТ.

Цей метод досить простий та економічний не вимагає великих капітальних витрат. Особливо просто здійснюється на судах із великими споживачами електроенергії, наприклад, на морських плавучих кранах, що мають єдину електроенергетичну систему.

Розходження названих методів полягає в тому, що при випробуванні методом ЛЕТИ та судова електростанція підключається до заводської розподільної мережі (ЗРМ) безпосередньо. При цьому «прилагоджування» напруги ЗРМ до напруги СЕС здійснюється зміною установок понижуючих трансформаторів у заводській мережі. Найбільша відмінність полягає в організації динамічних режимів випробувань.

Накиди навантажень на синхронні генератори досягаються при синхронізації їх із ЗРМ при швидкості обертання генераторів вище від синхронної і з випереджальними кутами електрорушійної сили (ЕРС) агрегатів, що підключаються. При синхронізації з випереджальним кутом і підвищеною швидкістю обертання за рахунок надлишку кінетичної енергії кут випередження Е.Д.С. на першому етапі буде збільшуватися, отже генератор перевантажується активною потужністю. На наступному етапі можливі два варіанти: генератор після декількох хитань входить у синхронізацію і за мірою вступу в дію регулятора частоти обертання приймає на себе активне навантаження; кут випередження Е.Д.С. стає більше свого критичного значення, генератор випадає із синхронізації і визначений час знаходиться в режимі короткого замикання.

Другий випадок можливий, коли надлишкова кінетична енергія вища від критичної; агрегат оснащений швидкодіючим регулятором швидкості; повний опір зв'язку до шин нескінченної потужності досить високий.

Ураховуючи, що повний опір визначається не тільки власним опором статорної обмотки генератора й опором короткого замикання трансформатора ЗРМ, але також величиною і характером навантаження, що несе в момент синхронізації берегова підстанція, то визначити його точно в кожному конкретному випадку неможливо, проте бажано, оскільки саме повний опір зв'язку визначає критичну величину надлишкової кінетичної енергії. Це означає, що досягти повторюваності результатів без відключення споживачів заводу практично неможливо.

Метод рекомендується застосовувати на підприємствах, де є можливості підтримки напруги на шинах ЗРМ у суворій відповідності вимогам, пропонованим при випробуваннях СЕС, а також підготовка фахівців, які проводять випробування, достатня для того, щоб обробляти інформацію від випробувань, неадекватну природним процесам, що відбуваються при випробуваннях, і коли представники Замовника та Регістра не заперечують проти непрямих методів випробувань.

Тиристорний навантажувальний пристрій (ТНТ), розроблений ДП «Електропроект», є одним із найбільш досконалих технічних рішень, що дозволяють забезпечити випробування генератора СЕС незалежно від частоти, напруги і роду струму останніх. Вони можуть служити джерелами електроенергії регульованої частоти, постійного струму, застосовуватися для налагодження й випробувань частотно-регульованих приводів і суднових споживачів непромислової частоти. Однак тиристорним навантажувальним пристроям властиві недоліки: порівняно висока вартість, генерація високочастотних складових струму і напруги як у судову мережу, так і в розподільчі мережі заводу, що приймає утилізаційну електроенергію, небезпеку перекидання інвертора в аварійних ситуаціях.

Незважаючи на відзначені недоліки, у ряді конкретних випадків застосування ТНП є одним із найефективніших технічних рішень. Це, у першу чергу, стосується заводів, що будують судна з електростанціями постійного і змінного струму непромислової частоти.

Контрольні питання

1. Цілі та умови випробування суднових електростанцій.
2. Способи випробування генераторів СЕС.
3. Умови роботи СЕС на берегову мережу.
4. Допустимий реактивний опір кабельної траси від СЕС до берегової мережі.
5. Допустимий індуктивний і активний опір.
6. Технічні рішення щодо створення навантаження, яке використовується на підприємствах суднобудівної галузі.
7. Переваги використання як навантаження берегової електричної мережі.
8. Призначення технологічного оснащення при випробуваннях.
9. Переваги та недоліки тиристорних навантажувальних пристроїв.

ЛІТЕРАТУРА для І частини

1. А.с. 1101661 СССР. Теплообменник / В.С. Самохвалов, В.А. Мирешниченко, А.А. Торлопов, В.В. Черникова, Г.Ф. Цедрик, Е.Д. Шихмантер (СССР). — 3599699/24-06; Заявлено 03.06.83; Оpubл. 07.07.84. Бюл. № 25. 1984 — 4 с.
2. А.с. 1160223 СССР. Теплообменник / В.С. Самохвалов, В.П. Шостак, М.П. Зуб, В.К. Нарченко, Е.Д. Шихмантер, Ю.Г. Бабийчук (СССР). — 3693761/24-06; Заявлено 31.01.84; Оpubл. 07.06.85. Бюл. № 12. 1985 — 2 с.
3. А.с. 1242702 СССР. Теплообменник / В.Б. Дервояд, Б.Н. Лапуховский, Е.Д. Шихмантер, В.С. Самохвалов(СССР). — 3820558/24-06; Заявлено 06.12.84; Оpubл. 07.07.86 Бюл. № 25 1986 — 2 с.
4. А.с. 987355 СССР. Теплообменник / В.С. Самохвалов, Н.И. Медушевский, А.М. Бабийчук(СССР). — 3313007-24-06; Заявлено 03.07.81; Оpubл. 07.01.83. Бюл. № 1 1983 — 3 с.
5. *Андреев А.А., Калиніченко І.В., Гладунець В.В., Смагін Д.М.* Автономне теплопостачання навчально-адміністративної будівлі Херсонської філії НУК на базі теплового насосу // Отопление. Водоснабжение. Вентиляция + кондиционеры. — 2006. № 1.
6. *Аронов И.З.* Контактные газовые экономайзеры. К.: Техника, 1964.
7. *Аронов И.З.* Контактный нагрев воды продуктами сгорания природного газа. Л.: Недра, 1978.
8. *Аэродинамический расчет котельных установок (нормативный метод)* Под ред. С.И. Мочана. Изд. 3-е.- Л.: Энергия, 1977.
9. *Бродов Ю.М.* Эффективность применения профильных витых труб в теплообменных аппаратах турбоустановок. Теплоэнергетика. — 1982. № 12.
10. *Бузник В.М.* Судовые паровые котлы. — Л.: Судостроение, 1964.
11. *Воинов А.П., Куперман Л.И., Сушон С.П.* Паровые котлы на отходящих газах. К.: Вища школа, 1983.
12. *Временные рекомендации по проектированию систем утилизации тепла удаляемого воздуха (системы с промежуточным теплоносителем).* — М.: Центральный институт типового проектирования Госстроя СССР, 1981.
13. *Гандин Б.Д., Максимов Ю.Н., Серебряков Л.И.* Новый способ испытаний судовых электростанций, Судостроение. 1973. № 12.
14. *Гаряжа В.Т., Матвиенко П.С., Фесик В.А.* Использование вторичных энергоресурсов пищевых производств. — К.: Техніка, 1982. — 183 с.
15. ГОСТ 23073-78. Трубы тепловые. Термины, определения и буквенные обозначения; — М.: Издательство стандартов, 1985 — 20 с.
16. *Гуревич М.С., Федоров П.Д.* Теплосиловое хозяйство сахарных заводов. К.: Гостехиздат УССР, 1962. — 379 с
17. *Гусев Ю.П.* Основы проектирования котельных установок. — М.: Стройиздат, 1973.
18. ДСТУ 2420-94. Енергоощадливість. Терміни та визначення;
19. ДСТУ 3818-98. Вторинні енергетичні ресурси. Терміни та визначення;

20. *Сніфанов О.А.* Тепловий розрахунок котельних агрегатів малої потужності: Навч. посібник. — Миколаїв: НУК, 2004.
21. *Калашиник О.В., Пилипчук В.И.* Осушка сжатого воздуха на судостроительных заводах. «Вопросы судостроения». Серия «Промышленная энергетика, охрана окружающей среды и энергоснабжение судов», Вып. I. 1978.
22. *Карабин А.И.* Сжатый воздух. М.: Машиностроение, 1964.
23. *Кокорин О.Я.* Нагрев приточного воздуха теплом вытяжного воздуха в теплообменниках-утилизаторах из тепловых трубок. // Водоснабжение и санитарная техника, — 1981. — № 11.
24. Котлы-утилизаторы и энерготехнологические агрегаты / А.П.Воинов, В.А. Зайцев, Л.И. Куперман, Л.Н. Сидельковский; Под ред.Л.Н. Сидельковского. — М.: Энергомашиздат, 1989.
25. *Кутателадзе С.С.* Теплопередача и гидродинамические сопротивления: Справочное пособие. — М.: Энергоатомиздат, 1990. — 367 с.: ил.
26. *Лебедев П.Д.* Теплообменные сушильные и холодильные установки, М.: Энергия, 1972.
27. *Левин И.С.* Использование отработавшего и вторичного пара и конденсата. М.: Энергия, 1971.
28. *Лецинер Ю.Л.* Определение температуры рабочей жидкости в тепловых трубах при различных способах подвода и отвода теплоты, Судовое энергомашиностроение: Сб. науч. тр. Николаев: НКИ, 1981.
29. *Медиокритский Е.Л.* Кузнечно-штамповочное производство, 1972. № 5.
30. *Медиокритский Е.Л., Золотарева Т.А.* Кузнечно-штамповочное производство, 1973. № 4.
31. *Михайлов В.И.* Вопросы сушки топлива на электростанциях, М.: Госэнергоиздат, 1967
32. *Михеев М.А., Михеева И.М.* Основы теплопередачи, М.: Энергия, 1973.
33. *Нестеренко А.В.* Основы термодинамических расчетов вентиляции и кондиционирования воздуха. К.: 1965.
34. *Повстяной М.В., Самохвалов В.С.* Аппарат с тепловыми трубами. «Химия и жизнь». - 1984. № 11.
35. Промышленная теплоэнергетика и теплотехника: Справочник / Под общ. ред. В.А. Григорьева, В.М. Зорина. — 2-е изд., перераб. — М.: Энергоатомиздат, 1991. — 588 с.: ил. — (Теплоэнергетика и теплотехника. Кн. 4).
36. Промышленные тепломассообменные процессы и установки: Учебник для вузов/ А.М. Бакластов, В.А. Горбенко, О.Л. Данилов и др.; Под ред. А.М. Бакластова. — М.: Энергоатомиздат, 1986. — 328 с.: ил.
37. *Рабинович О.М.* Сборник задач по технической термодинамике. М., Машиностроение, 1973. — 344 с
38. *Разнощик В.В.* Совместное сжигание бытовых и некоторых промышленных отходов. Науч. тр. МАКХ. Санитарная очистка городов. 1972. Вып. 85.

39. Рекомендации по проектированию систем вентиляции и кондиционирования воздуха с вращающимися регенераторами. Ташкент: ТашЗНИИ-ЭП. 1982.
40. Руководящие технические материалы и методические положения по расчету оборудования комплектующего схемы использования энергетических ресурсов, //Под общей редакцией Мальченко В.М., Николаев: Минсудпром. 1983.
41. *Самохвалов В.С., Торлопов А.А., Зуб М.П.* Эксплуатация пароперегревателя за стекловаренной печью // Стекло и керамика. 1991. № 10.
42. *Самохвалов В.С.* Определение температуры рабочей жидкости термосифонов с учетом внешних вибрационных воздействий в судовых энергетических установках // Судовое энергомашиностроение: Сб. науч. тр. Николаев, НКИ, 1986.
43. *Самохвалов В.С., Повстаной М.В., Мирошниченко В.А.* Влияние времени зарядки аккумулятора тепла на его параметры: Материалы III Всесоюзной научной конференции «Современные машины и аппараты химических производств — Химтехника — 83». г. Навои, 1983.
44. *Сенькевич Э.В., Клаз И.М., Строчкин М.И.* Дожигание паров растворителя в сушилах с использованием полученного тепла. Промышленная энергетика. — 1971. № 6.
45. *Староверов И.Г.* Внутренние санитарно-технические устройства. Справочник проектировщика. 1970.
46. *Сумятов В.А.* Сушка и увлажнение лубоволокнистых материалов. — М.: Легкая индустрия. 1980. — 336 с.
47. Сушильная установка с дожиганием паров растворителя. — Минск. Полярня. 1978.
48. *Тебеньков Б.П.* Рекуператоры для промышленных печей М.: Metallургия. 1975.
49. Тепловой расчет котельных агрегатов (нормативный метод). Под редакцией Н.В.Кузнецова и др., М.: Энергия., 1973.
50. *Филитов В.И., Сумароков И.В.* Термические способы обработки и уничтожения жидких горючих отходов промышленных предприятий. М.: Стройиздат. 1976.
51. *Хаузен Хельмут.* Теплопередача при противотоке, прямотоке и перекрестном токе: Пер. с нем. — М.: Энергоиздат, 1981.
52. Экономия энергетических ресурсов в машиностроении / Д.И. Поляков, З.И. Квасенкова, А.Е. Бирюков, Ю.М. Ковальчук. — М.: Машиностроение, 1982. — 223 с., ил. — (Экономия топлива и электроэнергии).
53. *Эстеркин Р.И.* Промышленные котельные установки: Учебник для техникумов. — 2-е изд., перераб. и доп. — Л.: Энергоатомиздат. Ленингр. отд-ние, 1985. — 400 с.: ил.

ЧАСТИНА II

ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ

Глава 11

Загальні питання енергозбереження

У навчальному посібнику вивчається енергозберігаюча політика України та методи її реалізації в різних сферах людської діяльності, а також наведені приклади, які дозволяють ознайомитися з методикою оцінки техніко-економічної ефективності енергозберігаючих заходів в умовах економічної самостійності підприємств.

При вивченні основних принципів державної політики енергозбереження необхідно звернути увагу на її економічний механізм, а також на адміністративні заходи із реалізації енергозберігаючої політики уряду.

Вибір найбільш доцільного варіанту рішення технічної задачі здійснюється на основі розрахунку порівняльної економічної ефективності капіталовкладень, яка визначається в результаті комплексного аналізу вартісних і натуральних показників. До останніх належать продуктивність праці, витрата даного виду сировини, металу, матеріалів, палива і т.п.; рівень безвідходності; простота експлуатації; санітарно-гігієнічні умови праці тощо.

Таким чином, енергозбереження слід розглядати як складову частину економічної політики розвитку промисловості і господарської діяльності в цілому.

Під час розгляду питань, пов'язаних з оптимізацією енергетичного господарства промислових об'єктів, повинен бути використаний системний підхід до вибору рішень, при якому об'єкт розглядається як складна система, що має безліч елементів і робота кожного елементу оптимізується з урахуванням його зв'язку з іншими елементами та вплив на роботу об'єкта в цілому.

При вивченні даної глави необхідно звернути увагу на терміни та визначення, які повинні застосовуватися згідно із державними стандартами України [5].

11.1. Загальні терміни енергозбереження

Енергозбереження — діяльність (організаційна, наукова, практична, інформаційна), яка направлена на раціональне використання та економне витрачання первинної й перетвореної енергії і природних енергетичних ресурсів у національному господарстві та яка реалізується з використанням технічних, економічних і правових методів.

Енергозберігаюча політика — адміністративно-правова та фінансово-економічна регуляція процесів добування, переробки, транспортування, зберігання, вироблення, розподілу та використання паливо-енергетичних ресурсів із метою їх раціонального використання та економного витрачання.

Паливно-енергетичні ресурси — сукупність усіх природних та перетворених видів палива та енергії, які використовуються в національному господарстві.

Раціональне використання паливно-енергетичних ресурсів — досягнення максимальної ефективності використання паливно-енергетичних ресурсів при існуючому рівні розвитку техніки та технології і відносному зниженні техногенного впливу на навколишнє природне середовище.

Економія паливно-енергетичних ресурсів — відносне скорочення витрат паливно-енергетичних ресурсів, яке виявляється в зниженні їх питомих витрат на виробництво продукції, виконання робіт і надання послуг установленої якості.

Енергозберігаюча технологія — метод виробництва продукції з раціональним використанням енергії, який дає можливість одночасно зменшувати енергетичне навантаження на оточуюче природне середовище і кількість енергетичних відходів, отриманих при виробництві та експлуатації виробленого продукту.

Раціональне використання енергії — використання енергії споживачами найбільш ефективним шляхом з економічної точки зору з урахуванням соціальних, політичних, фінансових обмежень, вимог до охорони навколишнього середовища і тощо. Термін не рівнозначний терміну «економія енергії».

Економія енергії — результати реалізації дій, спрямованих на зниження невиробничих витрат палива, електроенергії, теплоти механічної енергії. Дії можуть носити пасивний (наприклад, заміна теплоізоляції), активний (утилізація теплоти викидів) або організаційний (заміна одного виду транспорту іншим, більш ефективним в енергетивному відношенні) характер.

Енергоємність — кількість енергії, яка була використана (прямо або непрямо) при виробленні продукції або виконанні роботи (вимірюється відповідно в місцях випуску продукції і виконання роботи).

Примітка:

1. Кількість енергії визначається в розрахунку на одиницю виготовленої продукції (машини, тони матеріалу і т.д.) або виконаної роботи.

2. Термін «енергоємність» усе ширше використовується в як показник питомої витрати енергії в розрахунку на грошову одиницю (національного прибутку, вартості випущеної продукції і тощо).

Енергетичний ланцюг характеризує потік енергії від видобутку (вироблення) первинного енергоресурсу до кінцевого використання енергії. Перетворення однієї форми енергії в іншу включає в себе одну або декілька ланок енергетичного ланцюга. У літературі частіше використовують термін *енергетичний потік*, який визначається як рух енергоресурсів в енергетичному господарстві в напрямку від джерела до користувачів енергії; стадії цього руху характеризують переміщення і зберігання енергетичних ресурсів, зміну їх кількості та (або) якісного складу. Усе ширше використовується також термін *енергетичний каскад*, який визначається як енергетичний потік, що використовується постійно в двох або більшому числі технологічних процесів таким чином, що остаточна енергія після завершення одного технологічного процесу поступає для використання в наступному процесі або процесах із метою досягнення оптимальної ефективності використання енергії. У тому випадку

дку, коли мова йде про теплоту, в кожному технологічному процесі збільшення ентропії енергії, що надходить відповідає зменшенню її ентальпії.

Питомі витрати на економію енергії — витрати, які необхідні для реалізації дій щодо економії одиниці енергії в рік без небажаної зміни кількості або якості продукції, що випускається. Термін використовується, наприклад, при розрахунках прибутку.

11.2. Пасивна економія енергії

Теплоізоляція — захист житлових і громадських споруд, теплових промислових установок, трубопроводів від небажаного теплового обміну з оточуючим середовищем для зниження втрат теплоти. Термін «теплоізоляція» може бути застосованим також у випадку, коли теплоізолюючі матеріали використовуються для попередження втрат холоду із холодильних камер або, що те ж саме, надходження теплоти до них.

Із збільшенням товщини шару теплової ізоляції δ зменшуються втрати теплоти у зовнішнє середовище й унаслідок цього збільшується економія теплоносія, який передається по трубопроводу. Одночасно зі збільшенням товщини шару ізоляції підвищуються затрати, пов'язані з її нанесенням. Тому найбільш вигідна така товщина ізоляції, за якої сумарна величина затрат на ізоляцію і затрат, пов'язаних із втратами теплоти у зовнішнє середовище, мінімальна.

Енергоекономічна споруда — споруда, яка спроектована таким чином, щоб її енергетичне споживання з метою опалення, кондиціонування повітря, освітлення і гаряче водопостачання задовольнялося при мінімальному використанні покупної енергії, тобто споруда, яка може експлуатуватися при мінімальних затратах на енергоносії. Існує велика кількість типів «енергоекономічних споруд».

Розглянемо приклад пасивної економії енергії.

Визначення оптимальної товщини шару теплової ізоляції трубопроводів, яка забезпечує мінімальні фінансові витрати [11].

Річні експлуатаційні витрати

$$\sum C = C_i + C_o, \quad (11.1)$$

де C_i — питома вартість річних затрат на ізоляцію, у.о./м на рік);

C_o — питома річна вартість теплових втрат, у.о./м на рік) :

$$C_i = aC'_i, \quad (11.2)$$

де C'_i — вартість ізоляції, розрахована на 1 м довжини трубопроводу, який ізолюють, у.о./м;

a — величина амортизаційних відрахувань, 1/рік, $a = 1/n$ (n — число років експлуатації ізоляції);

$$C'_i = C''_i V, \quad (11.3)$$

де C''_i — вартість ізоляції, у.о./м³;

V — об'єм ізоляції, м³, який розраховується за формулою:

$$V = \frac{\pi \left[(d + 2\delta)^2 - d^2 \right] l}{4} = \pi \delta (d + \delta) l, \quad (11.4)$$

де l — одинична довжина ізоляції, $l = 1$ м;
 d — зовнішній діаметр трубопроводу, м;
 δ — товща шару ізоляції, м;

$$C_a = C_a'' \cdot \tau \frac{q}{r} 3600, \quad (11.5)$$

де C_a'' — вартість пари, у.о./кг;

τ — кількість годин роботи ізоляції протягом року;

q — теплові втрати через ізоляцію, Вт або Дж/с;

r — теплота конденсації пари, Дж/кг;

$$q = K \Delta t F, \quad (11.6)$$

де K — загальний коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м²·К);

Δt — різниця температур між парою й повітрям;

F — площа поверхні трубопроводу довжиною один метр, м²;

$$F = \pi d l; \quad (11.7)$$

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\frac{\lambda}{\delta} \cdot \frac{D_{cp}}{d}} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot \frac{D}{d}}}, \quad (11.8)$$

де α_1 — коефіцієнт тепловіддачі від пари, що конденсується, до стінки, Вт/(м²·К), оскільки $1/\alpha_1$ невеликий порівняно з двома іншими доданками знаменника, то його величиною можна не враховувати;

δ і λ — товща і коефіцієнт теплопровідності ізоляції;

D — зовнішній діаметр ізоляції

$$D = d + 2\delta; \quad (11.9)$$

D_{cp} — середньологарифмічний діаметр шару ізоляції

$$D_{cp} = \frac{D - d}{\ln \frac{D}{d}} = \frac{2\delta}{\ln \left(1 + \frac{2\delta}{d} \right)}. \quad (11.10)$$

Величинами $\frac{D_{cp}}{d}$ і $\frac{D}{d}$ ураховується вплив товщі шару ізоляції на процес теплопередачі;

α_2 — коефіцієнт тепловіддачі від поверхні ізоляції в навколишнє середовище:

$$\alpha_2 = C \left(\frac{\Delta t'}{D} \right)^{0.25}, \quad (11.11)$$

де $\Delta t'$ — різниця температур поверхні ізоляції t_i та навколишнього середовища (повітря) t_n :

$$\Delta t' = t_i - t_n; \quad (11.12)$$

C — коефіцієнт, залежний від середньої температури поверхні ізоляції t_i й повітря, який можна визначити по таблиці 11.1;

t_{cp} — середня температура поверхні ізоляції t_i і повітря t_n , °С:

$$t_{cp} = \frac{t_i - t_n}{2}. \quad (11.13)$$

Таблиця 11.1

Вибір коефіцієнта C до рівняння (2.11)

$t_{ср}$	0	50	100	200	300	400	500
C	1,22	1,14	1,10	1,05	0,95	0,85	0,70

Згідно із правилами техніки безпеки й охорони праці, товщина ізоляційного шару має забезпечувати на поверхні ізоляції температуру t_i не > 50 °С. Товщина ізоляції при цьому зазвичай не перевищує 150 мм.

При розрахунку оптимальної товщини шару ізоляції задаються рядом значень товщини ізоляції й за рівнянням (11.1) з урахуванням рівнянь (11.2)–(11.13) розраховують значення річних експлуатаційних витрат $\sum C$. Мінімальним сумарним річним витратам відповідає оптимальна товщина ізоляції.

Графічно розрахунок оптимальної товщини шару ізоляції показано на рис. 11.1. У координатах із горизонтальною віссю δ , на якій відкладено C_i , C_v і $\sum C$, будують криві C_i та C_v . Додавши координати кривих C_i і C_v , отримуємо криву $\sum C$, яка має мінімум, відповідний найменшим сумарним річним витратам.

Опустивши з точки $\sum C_{min}$ перпендикуляр на вісь δ , отримуємо значення оптимальної товщини ізоляції δ_{opt} .

Для скорочення програми розрахунку необхідно зменшити кількість вихідних даних і перетворити розрахункові рівняння. Зробимо це на конкретному прикладі.

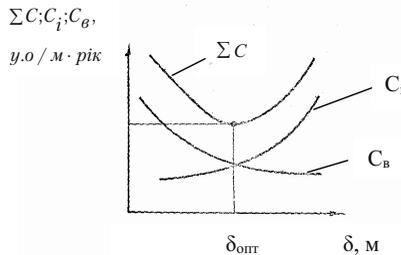


Рис. 11.1. Графічне визначення мінімуму функції $\sum C = f(\delta)$

Приклад. Визначити оптимальну товщину шару теплоізоляції δ труби діаметром $d = 0,1$ м, якщо температура теплоносія всередині труби $t_n = 120$ °С, ціна теплоносія $C_n = 0,005$ у.о./кг, теплота конденсації теплоносія $r = 2207 \cdot 10^3$ Дж/кг, ціна 1 м^3 ізоляції $C_i' = 175$ у.о./ м^3 , тривалість роботи трубопроводу про-

тягом року $\tau = 8600$ год/рік, коефіцієнт теплопровідності ізоляції $\lambda = 0,065$ Вт/(м·К), термін роботи ізоляції $n = 8$ років.

Річну вартість капітальних затрат на ізоляцію визначимо за рівняннями (2.2)–(2.4):

$$C_i = \frac{1}{n} C_i = \frac{1}{n} C_i^n \pi \delta (d + \delta) l = \frac{1}{8} 175 \pi \delta (0,1 + \delta) = 68,7 \delta .$$

За рівнянням (11.5) річна вартість теплових втрат

$$C_a = C_a^n - \tau \frac{q}{r} 3600 = 0,005 \cdot 8600 \cdot \frac{q}{2207000} \cdot 3600 = 70,14 \cdot 10^{-3} q .$$

За рівнянням (11.6) маємо:

$$q = K \Delta t F ;$$

$$F = \pi d l = \pi \cdot 0,1 \cdot 1,0 = 0,314 \text{ м}^2 / \text{м} \cdot \text{довжини};$$

$$\Delta t = t_n - t_B = 120 - 20 = 100^\circ \text{C};$$

$$\alpha_i = \frac{\lambda}{\delta} = \frac{0,065}{\delta} .$$

Зовнішній і середній діаметри ізоляції

$$D = d + 2\delta = 0,1 + 2\delta;$$

$$D_{\text{сеп}} = \frac{2\delta}{\ln(1 + \frac{2\delta}{d})} = \frac{2\delta}{\ln(1 + \frac{2\delta}{0,1})} .$$

Коефіцієнт тепловіддачі ізоляції в повітря

$$\alpha_2 = C \left(\frac{\Delta t'}{D} \right)^{0,25} .$$

Для визначення коефіцієнта C необхідно задатися температурою на поверхні ізоляції. Прийемо її рівною, тоді

$$t_{\text{сеп}} = \frac{t_i + t_B}{2} = \frac{40 + 20}{2} = 30^\circ \text{C} .$$

За значеннями табл. 11.1 знаходимо, що $C = 1,17$. Оскільки оптимальна температура поверхні ізоляції зазнає незначних змін, то коефіцієнт C приблизно будемо вважати постійною величиною:

$$\Delta t' = t_i + t_B = 40 - 20 = 20^\circ \text{C} .$$

Тоді

$$\alpha_2 = 1,17 \left(\frac{20}{d + 2\delta} \right)^{0,25} = 1,17 \left(\frac{20}{0,1 + 2\delta} \right)^{0,25} .$$

Нехтуючи величиною α_1 за рівнянням (11.8), отримуємо величину, обернену коефіцієнту теплопередачі:

$$\begin{aligned} \frac{1}{K} &= \frac{1}{\lambda \cdot \frac{D_{\text{сеп}}}{d}} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot \frac{D}{d}} = \frac{1}{0,065 \cdot \frac{2\delta}{\ln(1 + \frac{2\delta}{0,1})} \cdot 0,1} + \frac{1}{1,17 \left(\frac{20}{0,1 + 2\delta} \right)^{0,25} \left(\frac{0,1 + 2\delta}{0,1} \right)} = \\ &= \frac{\ln(1 + 20\delta)}{1,3} + \frac{1}{1,17 \left(\frac{20}{0,1 + 2\delta} \right)^{0,25} (1 + 20\delta)} . \end{aligned} \quad (2.14)$$

Річна вартість теплових втрат

$$C_e = 70,14 \cdot 10^{-3} q = 70,14 \cdot 10^{-3} \cdot K \Delta t F = 70,14 \cdot 10^{-3} \frac{100 \cdot 0,314}{\ln(1+20\delta)} \cdot \frac{1}{1,3 \cdot 1,17 \left(\frac{20}{0,1+2\delta} \right)^{0,25} (1+2\delta)} =$$

$$= \frac{2,2}{\frac{\ln(1+2\delta)}{1,3} + \frac{1}{1,17 \left(\frac{20}{0,1+2\delta} \right)^{0,25} (1+2\delta)}}.$$

Сумарні річні витрати

$$\Sigma C = C_i + C_e = 68,7\delta(0,1+\delta) + \frac{2,2}{\frac{\ln(1+20\delta)}{1,3} + \frac{1}{1,17 \left(\frac{20}{0,1+2\delta} \right)^{0,25} (1+2\delta)}}.$$

Залежно від заданої мети й наявності попередніх даних про характер зміни функції $\Sigma C = f(\delta)$ програма розрахунку мінімального значення ΣC за цим рівнянням може бути складена у кількох варіантах.

Якщо інформація про характер і межі зміни величин C_i , C_e і ΣC недостатня, й необхідно мати повну картину їх змін при різних, то програму розрахунку складаємо так, щоб задаючи вручну послідовно ряд значень δ , розрахувати за цими рівняннями значення C_i , C_e і ΣC , які запишемо в таблицю і використаємо для побудови функцій $\Sigma C = f(\delta)$ (див. рис. 11.1). Логічна структурна схема розрахунків має лінійну структуру й не наводиться.

Початкове значення товщини ізоляції приймаємо δ_n рівним 0,01 м, передбачивши, що шар ізоляції буде більший від цієї величини. Крок зміни δ приймаємо рівним 0,01 м. За необхідності збільшення точності крок має бути зменшеним.

11.3. Активна економія енергії

Активна економія енергії застосовується до діючого енергетичного та енергоспоживаючого обладнання й досягається за рахунок запрограмованого управління опаленням і кондиціонуванням повітрям. *Запрограмоване управління опаленням і кондиціонуванням повітря* — автоматичне управління системою опалення та кондиціонування повітря в будівлі у відповідності до програми, яка заздалегідь розроблена таким чином, щоб люди в приміщенні знаходилися в необхідних комфортних умовах при мінімальних енергетичних затратах, а під час відсутності людей у приміщенні навантаження на установки із опалення і кондиціонування повітря автоматично знижувалися.

Активна економія енергії також може досягатися за допомогою додаткових елементів обладнання, яке використовує вторинну сировину, а також ути-

лізує ВЕР на діючому енергетичному й енергоспоживаючому обладнанні. Прикладами цього є:

регенерація енергії — використання залишкової енергії після завершення конкретного процесу в тому ж самому або іншому процесі;

регенерація викидної теплоти — утилізація тієї частини теплоти, яка була вироблена для конкретного процесу, але не була використана в ньому, залишилася при цьому корисною теплою;

регенерація механічної енергії — перетворення в корисну форму енергії невикористаної частини механічної енергії, тобто тієї її частини, яка без прийняття спеціальних заходів була б втрачена. Прикладом регенерації механічної енергії є установка на магістральних газопроводах і розподільчих газових мережах турбодетандерів замість редуційних клапанів.

Одним із найпоширеніших пристроїв, за допомогою яких здійснюється активна економія енергії, є *теплообмінний апарат* — вид обладнання, призначений для передачі теплоти від середовища з більш високою температурою (гріюче тіло — теплоносій) до середовища з більш низькою температурою (тіло, яке нагрівається). Теплообмінники поділяються на *рекуперативні, регенеративні і змішуючі*.

Приклади активної економії енергії розглянуто в першій частині навчального посібника.

При цьому доцільно скористатися [4], в якому наведені методи визначення економічної ефективності заходів із енергозбереження.

Контрольні питання

1. Що таке енергозбереження?
2. Основні принципи державної політики енергозбереження.
3. Стимулювання енергозберігаючих заходів.
4. Що таке енергозберігаюча технологія?
5. Що таке пасивна економія енергії?
6. Якими засобами досягається активна економія енергії.

Глава 12

Закон України «Про енергозбереження»

Закон України «Про енергозбереження» [7] був прийнятий Верховною Радою України 1 липня 1994 року. Він визначає правові, економічні, соціальні й екологічні основи енергозбереження для всіх підприємств, об'єднань та організацій, розташованих на території України, а також для громадян.

Метою законодавства про енергозбереження є регулювання відносин між господарськими суб'єктами, а також між державою та юридичними і фізичними особами у сфері енергозбереження, пов'язаної з видобуванням, переробкою, транспортуванням, зберіганням, виробленням та використанням паливно-енергетичних ресурсів; забезпечення зацікавленості підприємств, організацій та громадян в енергозбереженні, впровадженні енергозберігаючих технологій, розробці і виробництві менш енергоємних машин та технологічного обладнання; закріплення відповідальності юридичних і фізичних осіб у сфері енергозбереження.

Основними принципами державної політики у сфері енергозбереження є:

- 1) створення державою економічних, правових умов зацікавленості в енергозбереженні юридичних та фізичних осіб;
- 2) здійснення державного регулювання діяльності у сфері енергозбереження на основі застосування економічних, нормативно-технічних заходів управління;
- 3) пріоритетність вимог енергозбереження при здійсненні господарської, управлінської або іншої діяльності, пов'язаної з видобуванням, переробкою, транспортуванням, зберіганням, виробленням та використанням паливно-енергетичних ресурсів;
- 4) наукове обґрунтування стандартизації у сфері енергозбереження та нормування використання паливно-енергетичних ресурсів, необхідність дотримання енергетичних стандартів і нормативів при використанні палива та енергоносіїв;
- 5) створення енергозберігаючої структури матеріального виробництва на основі комплексного вирішення питань економії та енергозбереження з урахуванням екологічних вимог, широкого впровадження новітніх технологій;
- 6) обов'язковість енергетичної експертизи;
- 7) популяризація економічних, екологічних та соціальних переваг енергозбереження, підвищення громадського освітнього рівня у цій сфері;
- 8) поєднання методів економічного стимулювання й фінансової відповідальності з метою раціонального використання та економічного витрачання паливно-енергетичних ресурсів;
- 9) установа плати за прямі втрати і нераціональне використання паливно-енергетичних ресурсів;
- 10) вирішення проблем енергозбереження у поєднанні з реалізацією енергетичної програми України, а також на основі широкого міждержавного співробітництва.

Для досягнення мети цього законодавства та реалізації принципів державної політики з енергозбереження Законом України «Про енергозбереження» розроблений економічний механізм енергозбереження, в якому передбачають:

1) комплексне застосування економічних важелів та стимулів для орієнтації управлінської, науково-технічної і господарської діяльності підприємств, установ та організацій на раціональне використання й економію паливно-енергетичних ресурсів;

2) визначення джерел і напрямів фінансування енергозбереження;

3) творення бази для реалізації економічних кодів управління енергозбереженням у вигляді системи державних стандартів, які містять показники питомих витрат паливно-енергетичних ресурсів для основних і енергоємних видів продукції та технологічних процесів у всіх галузях народного господарства;

4) використання системи державних стандартів у сфері енергозбереження при визначенні розмірів надання економічних пільг та застосування економічних санкцій;

5) введення відрахувань від вартості фактично використаних підприємствами паливно-енергетичних ресурсів;

6) введення плати за нераціональне використання паливно-енергетичних ресурсів у вигляді надбавок до діючих цін та тарифів залежно від перевитрат паливно-енергетичних ресурсів щодо витрат, встановлених стандартами;

7) застосування економічних санкцій за марнотратне витрачання палива та енергії внаслідок безгосподарної або некомпетентної діяльності працюючих;

8) надання юридичним і фізичним особам субсидій, дотацій, податкових, кредитних та інших пільг для стимулювання розробок, впровадження патентних винаходів та використання енергозберігаючих технологій, обладнання і матеріалів;

9) матеріальне стимулювання колективів та окремих робітників за ефективне використання та економію паливно-енергетичних ресурсів, впровадження розробок, захищених патентом.

Фінансування цих заходів, спрямованих на раціональне використання паливно-енергетичних ресурсів, ускладнюється тим, що до цього часу не розроблені підзаконні акти, якими повинні користуватися податківці, банки та інші як державні, так і не державні структури. Але на місцевому рівні виконавчі органи в межах своєї компетенції в змозі стимулювати енергозберігаючі заходи свого регіону із коштів місцевих бюджетів.

Контрольні питання

1. Основні принципи державної політики енергозбереження.
2. Закон України «Про енергозбереження».
3. Стимулювання енергозберігаючих заходів.
4. Взаємна економічна відповідальність постачальників і споживачів паливо-енергетичних ресурсів.
5. Контроль у сфері енергозбереження та відповідальність за порушення Закону України «Про енергозбереження».
6. Місце енергозбереження в економічній політиці розвитку промисловості і господарської діяльності в цілому.

Глава 13

Визначення економічної ефективності енергозберігаючих заходів

13.1. Економічна ефективність заходів із енергозбереження

Найважливішим завданням сучасного життя є вирішення проблеми раціонального використання паливно-енергетичних ресурсів. Ця загальна проблема тісно пов'язана з необхідністю впроваджувати заходи із енергозбереження та регулювання енергопостачання/енергоспоживання.

Широке використання енергії та присутність вартості енергії у вартості товарів та послуг робить енергетичну проблему актуальною для всіх без виключення галузей господарства. При умовах зростання долі вартості енергії у собівартості товарів та послуг ця проблема набуває ще більшої гостроти, враховуючи необхідність створення на ринку товарів та послуг конкурентоспроможної продукції.

Проблема енергозбереження та регулювання енерговитратами не є суто технічною або економічною. Вона має також і своє політичне, соціальне та загально-екологічне значення. Зменшення енерговитрат приводить до зменшення собівартості продукції, а отже впливає на соціальний добробут. Розуміння важливості енергозбереження неодмінно формує свідомість того, що необхідно приділяти особливу увагу збереженню екології оточуючого середовища та умовами проживання. Загальноновизнаним є факт, що енергозберігаючі заходи є найбільш ефективним шляхом до зменшення техногенного тиску на довкілля.

Для впровадження на діючих підприємствах (об'єднаннях) заходів щодо енергозбереження у ряді випадків необхідні значні капіталовкладення та експлуатаційні витрати, які є елементами суспільно необхідних витрат і в цілому сприяють зростанню ефективності суспільного виробництва.

Для порівняння поточних економічних показників діяльності підприємств до та після реалізації заходів щодо енергозбереження використовується метод виділення із загальної величини прибутку, що залишається у розпорядженні підприємств, тієї її частини, зміна якої безпосередньо зумовлена впровадженням енергозберігаючих заходів:

$$\Delta\Pi_t = \Pi_t - \Pi_{ot}, \quad (13.1)$$

де Π_t , Π_{ot} — показники прибутку підприємства у t -му році з реалізацією та без реалізації енергозберігаючого заходу, що розглядається.

У загальному випадку збільшення прибутку, що залишається у розпорядженні підприємства, у році t за рахунок реалізації заходів щодо енергозбереження визначається за формулою

$$\Delta\Pi_t = \Pi_t^m \Delta B_t^m + \Pi_t^u \Delta Q_t^u + \Pi_t^e \Delta W_t^e + \Delta\Pi_t^{opr} - (U_t^{me} + eK_t^{me}) + \Delta I_t, \quad (13.2)$$

де Π_t^m — ціна заощадженого умовного палива за діючими тарифами у році t ;

ΔB_t^m — зменшення поставок умовного палива на підприємство у році t у результаті реалізації заходу щодо енергозбереження;

Π_t^u — тариф на покупну теплову енергію у році t ;

ΔQ_t^u — скорочення споживання тепла зовні у році t за рахунок реалізації заходів щодо енергозбереження;

Π_t^e — тариф на електроенергію, яку одержують від енергосистеми, у році t ;

ΔW_t^e — скорочення споживання електроенергії від енергосистеми у році t за рахунок реалізації заходів щодо енергозбереження;

Π_t^{exp} — скорочення платежів підприємства за забруднення навколишнього середовища у році t , зумовлене впровадженням заходів щодо енергозбереження;

U_t^{me}, K_t^{me} — поточні витрати у році t та капіталовкладення, пов'язані з експлуатацією, придбанням та установкою енергозберігаючого устаткування;

e — внутрішня норма ефективності;

ΔL_t — зменшення експлуатаційних витрат на підприємстві у році t , зумовили реалізацію заходу щодо енергозбереження, крім витрат на обслуговування енергозберігаючого обладнання.

Показник скорочення платежів підприємства за забруднення навколишнього середовища, що входить у формулу (13.2), обчислюється як сума скорочення виплат підприємства за викиди шкідливих речовин в атмосферу, скиди в гідросферу та розміщення твердих відходів з урахуванням установлених для підприємства у році t лімітів на викиди, скиди та розміщення відходів. Розрахунок виконується відповідно до «Методики визначення тимчасових нормативів плати та платежів за забруднення природного середовища України»; — К., 1992.

Зміна величини плати підприємства за викиди шкідливих речовин в атмосферу у році t ($\Delta \Pi_t^{(ac)}$) у результаті реалізації заходу щодо енергозбереження обчислюється за формулою

$$\Delta \Pi_t^{(ac)} = \sum [(H_i^{(x)} \cdot \Delta M_{ii}^{(x)}) + (K_n^{(a)} H_i^{(x)} \cdot \Delta M_{ii}^{(nx)})] K_m^{(a)}, \quad (13.3)$$

де $H_i^{(x)}$ — норматив плати за викиди в атмосферу 1 т i -ї шкідливої речовини у межах установленого ліміту;

$\Delta M_{ii}^{(x)}$ — зменшення маси викиду i -ї шкідливої речовини в атмосферу у році t у межах ліміту за рахунок упровадження енергозберігаючого заходу;

$K_n^{(a)}$ — коефіцієнт кратності платежу за понадлімітний викид в атмосферу шкідливих речовин (установлюється в межах від 1 до 5);

$\Delta M_{ii}^{(nx)}$ — скорочення у році t маси понадлімітного викиду в атмосферу i -ї шкідливої речовини за рахунок упровадження енергозберігаючого заходу;

$K_m^{(a)}$ — коефіцієнт, що враховує територіальні, екологічні та соціально-економічні особливості*.

Зміна величини плати підприємства за скиди шкідливих речовин у поверхневій воді, територіальні та внутрішні морські води, підземні, водні горизонти у році t ($\Delta \Pi_t^{(ac)}$) у результаті реалізації заходу щодо енергозбереження обчислюється за аналогічною формулою

* Методика визначення тимчасових нормативів плати та платежів за забруднення навколишнього природного середовища України. — К., 1992.

$$\Delta\Pi_t^{(e)} = \sum [(H_j^{(x)} \cdot \Delta M_{ij}^{(x)}) + (K_n^{(e)} H_j^{(x)} \cdot \Delta M_{ij}^{(nx)})] \cdot K_T^{(e)}, \quad (13.4)$$

де $H_j^{(x)}$ — норматив плати за скид 1 т j -ї шкідливої речовини у межах ліміту;
 $\Delta M_{ij}^{(x)}$ — зниження маси скиду j -ї шкідливої речовини в гідросферу в році t у межах ліміту за рахунок упровадження енергозберігаючого заходу;

$K_n^{(e)}$ — коефіцієнт кратності платежу за понадлімітний скид у гідросферу шкідливих речовин (від 1 до 5);

$\Delta M_{ij}^{(nx)}$ — скорочення у році t маси понадлімітного скиду у гідросферу j -ї шкідливої речовини, зумовлене впровадженням енергозберігаючого заходу;
 $K_T^{(e)}$ — регіональний (басейновий) коефіцієнт, що враховує територіальні екологічні особливості, а також еколого-економічні умови функціонування водного господарства.

Зміна величини плати підприємства за розміщення твердих (та рідких) відходів у навколишньому середовищі у році t ($\Delta\Pi_t^{(e)}$) у результаті реалізації заходу щодо енергозбереження обчислюється за формулою

$$\Delta\Pi_t^{(e)} = \sum [(H_s^{(x)} \cdot \Delta M_{is}^{(x)}) + (K_n^{(e)} H_s^{(x)} \cdot \Delta M_{is}^{(nx)})] \cdot K_M \cdot K_0, \quad (13.5)$$

де $H_s^{(x)}$ — норматив плати за розміщення 1 т відходів s -го класу токсичності у межах ліміту;

$\Delta M_{is}^{(x)}$ — скорочення у році t маси відходів s -го класу токсичності (що підлягають зберіганню у межах ліміту) за рахунок реалізації енергозберігаючого заходу;

$K_n^{(e)}$ — коефіцієнт кратності плати за понадлімітне розміщення відходів у навколишньому середовищі;

$\Delta M_{is}^{(nx)}$ — скорочення у році t маси понадлімітного розміщення відходів s -го класу токсичності, зумовлене впровадженням енергозберігаючого заходу;

K_M — коефіцієнт, який враховує особливості розташування місця (зони) розміщення відходів;

K_0 — коефіцієнт, який враховує характер облаштування місця, розміщення відходів.

Сумарний показник скорочення економічних платежів підприємства в році t за рахунок упровадження заходів щодо енергозбереження (Π_t^{oxp}) розраховується за формулою

$$\Pi_t^{oxp} = \Delta\Pi_t^{(ac)} + \Delta\Pi_t^{(e)} + \Delta\Pi_t^{(o)}. \quad (13.6)$$

Для оцінки ефективності заходів із технологічного енергозбереження за весь період експлуатації енергозберігаючого обладнання використовується показник інтегрального дисконтованого прибутку розрахункової зміни, що розраховується за формулою

$$\Delta\Pi = \sum_{t=t_n}^{t_n} \Delta\Pi_t (1+e)^{t_p-t}, \quad (13.7)$$

де e — внутрішня норма ефективності або максимальна величина банківського проценту (залікової ставки), при якій кредит банку на впровадження енергозберігаючого заходу може бути погашений за строк його реалізації;

t_p — розрахунковий рік приведення затрат і результатів, зумовлених упровадженням енергозберігаючих заходів.

Із метою аналізу ефективності одночасних затрат, які фінансуються підприємством із власних чи позикових джерел, щодо енергозберігаючого заходу, який розглядається, може бути використаний показник внутрішньої ефективності одночасних затрат (e), який розраховується за співвідношенням

$$\sum_{t=t_n}^{t_p} (P_t - I_t - K_t)(1+e)^{t_p-t} = 0, \quad (13.8)$$

де P_t — виручка від реалізації продукції в році t ;

I_t, K_t — відповідно поточні затрати при виробництві продукції (без урахування амортизаційних відрахувань на реновацію) і одночасні затрати в році t .

При цьому повинна виконуватися умова $e \leq E_n$, де E_n — нормативний коефіцієнт ефективності капіталовкладень.

Із метою стимулювання розробки, впровадження і використання енергозберігаючих технологій, енергозберігаючого обладнання й матеріалів та інших заходів із раціонального використання й економії паливо-енергетичних ресурсів необхідно надавати підприємствам і організаціям субсидії, дотації, податкові, кредитні та інші пільги, а також застосовувати економічні санкції при безгосподарному використанні ВЕР та при виробництві енергетично неефективного обладнання і матеріалів, що повинно знайти відображення в спеціальних законодавчих актах із енергозбереження.

Приклад

Визначення економічної ефективності утилізації ВЕР завдяки установці котлів-утилізаторів (КУ)

У виробництві сірчаної кислоти печі для випалу колчедану є джерелами виходу ВЕР. Необхідно визначити економічну ефективність заходів щодо використання ВЕР печей киплячого шару для випалу колчедану за таких умов:

продуктивність печі — 200 т/на добу;

температура киплячого шару — 830 °С;

температура газів на виході з печі — 820 °С;

температура газів на виході з котлів-утилізаторів — 400 °С;

кількість теплоти, що відводиться від киплячого шару — 15,7 ГДж/год;

кількість годин роботи печі в році — 8000 год/рік.

Проведені теплотехнічні розрахунки показали, що як теплоутилізаційна установка, яка використовує теплоту газів печі та теплоту пилу колчедану (що виноситься з відхідними тазами), може бути прийнятий утилізаційний котел типу КС-200-ВТКУ БілКАЗ, що виробляє пару технологічних параметрів. При цьому можливе вироблення теплоти у котлі-утилізаторі за рік складає 245000 ГДж.

Замінюваним джерелом теплопостачання є котельня підприємства, що працює на природному газі при середньому ККД роботи котлів $\eta_{\text{злм}} = 0,89$.

Рішення

1.1. Установка утилізаційного котла КС–200–ВТКУ БілКАЗ за пиччу випалу колчедану дозволяє значно скоротити вироблення пари технологічних параметрів у котельній і тим самим знизити витрати природного газу на енергетичні потреби підприємства.

1.2. Розрахунки виконуються у порівняльних цінах 1 кв. 1992 р. При виконанні економічних розрахунків не враховується фактор часу, оскільки монтаж та введення в експлуатацію КУ за пиччу випалу колчедану здійснюється протягом 1,2 року.

2. При виробленні теплоти в КУ 245000 ГДж/рік та її повному використанні на технологічні та виробничо-опалювальні потреби підприємства річна економія палива становитиме:

$$\Delta B_t^T = \frac{0,0342}{h_{зм}} Q_T = \frac{0,0342}{0,89} 245000 = 9400 \text{ тон умовного палива (т.у.п.)/рік} .$$

3. Збільшення прибутку, що залишається у розпорядженні підприємства, за рахунок скорочення споживання природного газу у котельній при установці КУ за пиччу випалу обчислюється за формулою

$$\Delta \Pi_t^e = \Pi_t^T \Delta B_t^T = 2000 \cdot 9400 = 18800 \text{ тис. крб./рік} ,$$

де $\Pi_t^T = 2000$ крб./т.у.п. — середня ціна природного газу в I кв. 1992 р.

4. Оскільки установка КУ не впливає на зміну експлуатаційних технологічних параметрів печі для випалу колчедану, значення $\Delta t = 0^\circ\text{C}$, бо експлуатаційні витрати на підприємстві (окрім витрат на обслуговування утилізаційного обладнання) не змінюються.

5. Екологічні результати на підприємстві, що зумовлені установкою КУ та безпосередньо впливають на прибуток, полягають у зниженні:

1) теплового впливу на атмосферне повітря відхідних газів печі для випалу колчедану в результаті зниження їх температурного потенціалу з 820 до 400 °С;

2) викидів оксиду азоту в атмосферу в результаті заміщення вироблення пари у котельних агрегатах, що працюють на природному газі виробленням пари аналогічних параметрів у КУ;

3) викидів пилу з відхідними газами під час випалу сірчаного колчедану в результаті його часткового осідання на поверхні нагріву КУ.

5.1. Оскільки методикою* не передбачаються виплати підприємств за теплове забруднення навколишнього природного середовища, то в цьому розрахунку припускається, що проведення заходів, пов'язаних зі зниженням теплового впливу на середовище, не впливає на збільшення прибутку підприємства.

5.2. Під час роботи котельної заводу на природному газі викиди оксидів азоту в атмосферу складають $mNO_x = 1,40$ кг/т.у.п. Зниження викидів оксиду азоту за рік в результаті установки КУ обчислюється за формулою

* Методика визначення тимчасових нормативів плати та платежів за забруднення навколишнього природного середовища України. Київ, 1992.

$$\Delta M_t^{NO_x} = mNO_x \cdot \Delta B_t^T \cdot 10^{-3} = 1,40 \cdot 9400 \cdot 10^{-3} = 13,16 \text{ т/рік.}$$

5.3.1. Оскільки викиди оксидів азоту (як і пилу сірчаного колчедану) в атмосферне повітря перевищує ліміти, які встановлені для підприємств регіональними органами Мінприроди, скорочення платежів підприємств при зниженні викидів оксидів азоту розраховується за формулою

$$\Delta \Pi_t^{NO_x} = K_n^{NO_x} \cdot H_t^{NO_x} \cdot \Delta M_t^{NO_x} \cdot K_T^{(a)} = 4 \cdot 495 \cdot 13,16 \cdot 0,75 = 19,54 \text{ тис.крб./рік,}$$

де $K_n^{NO_x}$ — коефіцієнт кратності плати за надлімітний викид в атмосферу оксидів азоту, який встановлюється місцевими територіальними органами управління в розмірі від 1 до 5, приймається в розрахунку $K_n^{NO_x} = 4$;

$H_t^{NO_x}$ — норматив плати за викиди в атмосферу 1 т оксидів азоту в межах установленого ліміту, $H_t^{NO_x} = 495$ крб./т ;

$\Delta M_t^{NO_x}$ — скорочення маси надлімітного річного викиду в атмосферу оксидів азоту за рахунок установки котла-утилізатора (КУ);

$K_T^{(a)}$ — коефіцієнт, який урахує територіальні екологічні і соціально-економічні умови та особливості в районі розміщення підприємства. При розташуванні підприємства в місті з чисельністю населення 300 тис. людей коефіцієнт $K_T^{(a)} = 0,75$.

5.3.2. При відкладанні на поверхні нагріву КУ пилу сірчаного колчедану в кількості $m_n = 1,7$ кг/ГДж річне скорочення викиду пилу в атмосферу складатиме:

$$\Delta M_t^n = m_n \cdot Q_t \cdot 10^{-3} = 1,7 \cdot 245000 \cdot 10^{-3} = 416,5 \text{ т/рік.}$$

5.3.3. Скорочення платежів підприємством за рахунок зниження викидів в атмосферу пилу сірчаного колчедану розраховується аналогічно до випадку скорочення викидів NO_x :

$$\Delta \Pi_t^n = K_n^n \cdot H_t^n \cdot \Delta M_t^n \cdot K_T^{(a)} = 4 \cdot 280 \cdot 416,5 \cdot 0,75 \cdot 10^{-3} = 349,86 \text{ тис. крб./рік.}$$

5.3.4. Сумарне скорочення платежів підприємством за забруднення атмосфери в результаті установки КУ буде складати:

$$\Delta \Pi_t^{exp} = \Delta \Pi_t^{NO_x} + \Delta \Pi_t^n = 19,54 + 349,86 = 369,4 \text{ тис. крб./рік.}$$

6. За цінами 1992 р. капіталовкладення в утилізаційну установку $K_{v,y.} = 13700$ крб., експлуатаційні витрати, пов'язані з виробкою в КУ утилізаційної пари, складають приблизно $U_{v,y.} = 17,0$ крб./ГДж. При максимальній величині банківського проценту на кредит, взятого підприємством для придбання й установки КУ, $e = 25$ %, річний ефект для підприємства, зумовлений утилізацією відхідних газів печі випалювання сірчаного колчедану згідно з формулою (13.2):

$$\Delta \Pi = 18800 + 369,4 - (17,0 \cdot 245 + 0,25 \cdot 13700) = 11579,4 \text{ тис. крб./рік.}$$

7. Якщо навіть вважати, що одночасні витрати підприємства на придбання і установки утилізаційного обладнання повинні повністю окупитися в перший же рік експлуатації КУ, то і в цьому випадку значення $\Delta \Pi_t > 0$:

$$\Delta \Pi_t = 18800 + 369,4 - (17,0 \cdot 245 + 13700) = 1304,4 \text{ тис. крб./рік.}$$

Таким чином, уже при сучасних цінах на газ і утилізаційне обладнання проведені розрахунки вказують на високу ефективність утилізації тепла відхі-

дних газів обпалювальної печі. Більшість заходів щодо утилізації ВЕР буде залишатись економічно ефективним для промислових підприємств навіть в умовах відсутності спеціальних законодавчих актів із енергозбереження, передбачаючи використання додаткових економічних заходів впливу на підприємство з метою його зацікавленості в економії і раціональному використанні паливно-енергетичних ресурсів.

13.2. Застосування енергетичного менеджменту при оцінці використання ВЕР

При вирішенні проблеми заощадження паливно-енергетичних ресурсів у процесі переходу України до ринкових відносин, коли центр економічної діяльності переміщається до основної ланки економіки — підприємства, енергетичний менеджмент дозволяє, для суднобудівельної галузі, вирішувати задачі ефективного використання енергоресурсів.

Як показали теплові розрахунки систем вентиляції технологічних приміщень, велика кількість низкопотенційного тепла відводиться повітрям, яке видається в навколишнє середовище. У зимовий час, із пониженням температури зовнішнього повітря, потенціал теплоти, який виділяється, підвищується і з'являється можливість використання його для підігріву повітря, що подається в приміщення.

Аналіз теплоенергетичних характеристик систем вентиляції машинно-котельного відділення суден проектів 15966 і 15990, а також системи мікроклімату міжбаштового простору доку проекту 13560 (ЦКБ «Ізумруд») показав доцільність розробки систем утилізації вентиляційних викидів для цих проектів [14].

У даному випадку основними чинниками, що збільшують прибуток, є: зниження споживання палива, зниження витрат на придбання повітронагрівачів як за рахунок зменшення їх числа, так і заміни трьохсекційних на дво- та односекційні, зменшення вартості котлів (зниження паропродуктивності).

До зменшення прибутку приводять витрати на придбання теплообмінних апаратів (регенеративних або рекуперативних), а також вартість матеріалів, виготовлення і монтаж системи утилізації.

Прийняття технічного рішення щодо до використання системи вентиляційних викидів для суден і доків проводиться за методикою [4] виділення із загальної величини прибутку, що залишається у розпорядженні підприємства, тієї її частини, зміна якої безпосередньо обумовлена використанням системи вентиляційних викидів як енергозберігаючого заходу.

$$\Delta\Pi_t = \Pi_t - \Pi_{ot} \quad (13.9)$$

де Π_t , Π_{ot} — показники прибутку підприємства в t -му році при реалізації і без реалізації даного енергозберігаючого заходу.

На стадії проектування суден, в яких використовується утилізація вентиляційних викидів, вибір оптимального варіанту здійснюється на основі вартісного показника — приведених витрат [1; 3].

Вартісні показники енергозберігаючих заходів характеризуються приведеними витратами B , загальна формула яких має вигляд

$$B = E_n K + S, \quad (13.10)$$

де E_n — нормативний коефіцієнт порівняльної ефективності, 1/рік;

K — одноразові вкладення, умовні одиниці (у. о.);

S — річні експлуатаційні витрати (щорічні витрати), у. о./рік.

Формула (13.10) справедлива для випадків, коли капіталовкладення на енергозберігаючі заходи здійснюються в один рік, а щорічні витрати постійні в часі. Якщо капіталовкладення і щорічні витрати змінюються за роками розрахункового періоду T , то приведені витрати визначаються за формулою

$$B = \sum_{i=1}^T (E_n K_i + \Delta S_i) (1 + E_{н.п})^{\tau_n - i}, \quad (13.11)$$

де K_i — капітальні вкладення в i -й рік даного розрахункового періоду T , у.о.;

$\Delta S_i = S_i - S_{i-1}$ — різниця річних експлуатаційних витрат в i -й і попередній рік, у.о./рік;

τ_n — термін (рік), до якого приводяться витрати;

$E_{н.п}$ — нормативний коефіцієнт приведення різночасних витрат.

Капіталовкладення включають у себе витрати на проектні, будівельні роботи, устаткування і монтаж, а також у ряді випадків — на геологорозвідувальні, дослідницькі та підготовчі роботи для створення основних виробничих фондів об'єкту енергозбереження. Капіталовкладення за кожним роком визначаються з урахуванням поворотних сум, що виключають вартість споруд і устаткування, які передаються іншим відомствам та організаціям для постійної експлуатації.

При виборі оптимального варіанту складу системи використовувався різницький метод розрахунку, який полягає у визначенні різниці приведених витрат, за порівняльними варіантах, та який урахує тільки ті приведені витрати, за якими відрізняються порівнювані варіанти [1].

Для випадку, коли капіталовкладення в енергозберігаючі заходи здійснюються в один рік, а щорічні витрати постійні в часі, економічний ефект E , за умовами застосування формули (13.10), визначається по виразу:

$$E = B_1 - B_2 = E_n (K_1 - K_2) + S_1 - S_2 \quad (13.12)$$

або

$$E = E_n \Delta K + \varphi_t \Delta B + \varphi_e \Delta W + \Delta C, \quad (13.13)$$

де φ_t — замикаючі витрати на паливо, у.о./т;

$\Delta B = B_1 - B_2$ — економія палива у другому варіанті у порівнянні з першим, т/рік;

φ_e — замикаючі витрати на електроенергію, у.о./(МВт·год);

$\Delta W = W_1 - W_2$ — різниця споживання електроенергії в порівнюваних варіантах, (МВт·год)/рік;

ΔC — різниця умовно-постійних витрат у варіантах, у.о./рік.

Аналогічно для випадку різночасових витрат відповідно (13.11)

$$E = \sum_{i=1}^T (E_n \Delta K_i + \Delta S_i) (1 + E_{н.п})^{\tau_n - i} \quad (13.14)$$

де $\Delta K_i = K_{1i} - K_{2i}$ — різниця капіталовкладень за варіантами енергозберігаючих заходів 1 і 2 в i -й рік, у.о.;

$\Delta S_i = \Delta S_{1i} - \Delta S_{2i}$ — різниця приростів річних експлуатаційних витрат за варіантами 1 і 2 в i -й рік, у.о./рік.

Як показали розрахунки, визначальним чинником, що впливає на експлуатаційні витрати, є зниження витрати пари на парові повітропідігрівачі за рахунок використання теплоти вентиляційних викидів.

У вартісному вираженні для варіантів, які розглядаються, зниження витрат на паливо з урахуванням нормалізованих параметрів енергоносіїв доку проекту 13560 (ЦКБ «Ізумруд») визначається залежністю:

$$\Delta B = 1,5 \cdot 10^{-6} \cdot (t_g - t_n) \cdot Q_n \cdot \eta_T \tau, \quad (13.15)$$

де Q_n — витрата повітря, яке видаляється, м³/год;

t_g, t_n — температура повітря, яке видаляється і подається, відповідно, °С;

η_T — ККД теплообмінника системи вентиляційних викидів;

τ — час використання енергозберігаючого заходу за рік, год.

Розрахунок утилізації теплоти повітря, що видаляється, системи мікроклімату міжбаштового простору доку проекту 13560, для різних варіантів температур зовнішнього повітря і повітря, що видаляється, при використанні оборотних регенеративних або рекуперативних теплообмінників показав, що максимальний ефект складає $E = 200\,000$ у.о. на один док у рік.

Як показали розрахунки, використання теплоти системи утилізації вентиляційних викидів машинно-котельного відділення проектів суден 15966 і 15990, доцільне при експлуатації їх на лініях, розташованих в помірних і північних широтах.

Доцільність використання системи утилізації вентиляційних викидів рекуперативними теплообмінниками визначається умовою:

$$\tau \cdot (t_g - t_n) \geq 4,6 \cdot 10^4. \quad (13.16)$$

Особливо важливе застосування системи утилізації вентиляційних викидів для доку проекту 13650, коли з'являється можливість очистити воду від частинок радіоактивного забруднення, і подальше її оборотне використання в системі зволоження повітря [12].

На прибуток підприємства, яке займається енергозберігаючими заходами, також впливає скорочення платежів за забруднення навколишнього середовища, оскільки впровадження енергозберігаючих заходів завжди приводить до зниження витрат палива і, як наслідок, до скорочення шкідливих викидів в атмосферу і гідросферу.

13.3. Економічна ефективність заміни енергетичного устаткування

На сьогодні загальноприйнятим є економічне порівняння варіантів методом приведених витрат.

Визначення ефективності заміни енергетичного устаткування за інших рівних умов проводиться порівнянням варіантів; вирішальним при цьому є економічні показники. Оптимальним із числа даних варіантів вважається варіант із мінімальною величиною приведених витрат (критерій: економічна ефективність варіанту).

Приведені витрати за кожним варіантом є сумою поточних витрат і капіталовкладень, приведених до однакової розмірності відповідно до нормативного коефіцієнта ефективності. Приведені витрати при установці нового устаткування визначаються за формулою

$$B_H = I_H + E_H K_H, \quad (13.17)$$

а приведені витрати на заміну устаткування — за формулою

$$B_C = I_C + E_C K_C, \quad (13.18)$$

де I_H — щорічні витрати виробництва при нормальній експлуатації, включаючи відрахування на реновацію після заміни застарілого устаткування;

I_C — те ж при експлуатації старого устаткування;

E_H — нормативний коефіцієнт економічної ефективності;

K_H — одноразові капіталовкладення, пов'язані із заміною устаткування;

K_C — те ж при експлуатації старого устаткування.

Розглянемо кожен елемент витрат.

1. Щорічні витрати виробництва при експлуатації будь-якого енергетичного устаткування

$$I = I_{en} + I_{zn} + I_a + I_{n,p} + I_{en} + I_{in}, \quad (13.19)$$

де I_{en} — річні витрати на споживання палива, електроенергії, стисле повітря та інші енергоносії;

I_{zn} — заробітна плата обслуговуючого персоналу;

I_a — амортизаційні відрахування;

$I_{n,p}$ — річні витрати на поточний і капітальний ремонт;

I_{en} — річні витрати на власні потреби;

I_{in} — інші витрати.

Кожна складова витрат виробництва може бути визначена таким чином.

Витрати на спожитий енергоносіє. Під енергоносієм розуміється той вид енергії, в якому вона визначається, наприклад: електрична енергія, або той матеріальний носій, з яким передається енергія, наприклад: природний газ, мазут, вугілля, гаряча вода і т.д. Витрати на енергоносіє

$$I_{en} = S_e W_r \quad (13.20)$$

де S_e — питома вартість виду палива, що заміщається, для даного економічного району; франко-споживач;

W_r — річна витрата енергоносія.

Річна витрата енергоносія визначається за фактичною витратою даного виду палива або енергії на підприємстві на підставі вимірів і показань приладів обліку:

$$W_r = bE_r, \quad (13.21)$$

де E_r — кількість виробленої енергії (пари, гарячої води, стислого повітря, холоду тощо);

b — питома витрата енергоносія на виробництво одиниці енергії.

У практиці роботи промислових підприємств можливі три випадки:

підприємство отримує зовні тільки паливо, а всі види енергії, необхідні для виробництва, виробляються на енергоустановках підприємства; в цьому випадку питома витрата розраховується як кількість палива, необхідна для виробництва одиниці тепла (пари і гарячої води), повітря і т.п.;

підприємство отримує всі види енергії зовні; питома витрата визначається за середньовиваженою для даного економічного району;

підприємство отримує енергію зовні і перетворює її на власних енергоустановках; питома витрата вважається як середньовиважена питома витрата даного району та питома витрата споживаючої установок.

Питома витрата енергоносія для даної енергетичної установки береться на підставі даних випробувань, фактичних, звітних і паспортних даних на розглядувані види устаткування.

Таким чином, витрати на спожитий енергоносіє

$$I_{en} = S_{en} b E_r. \quad (13.22)$$

Заробітна плата обслуговуючого персоналу

$$I_{en} = \sum n_m \Phi_m, \quad (13.23)$$

де n — число обслуговуючих працівників однієї спеціальності і одного розряду, чол.;

Φ — річний фонд заробітної плати однієї людини даної спеціальності і даного розряду;

m — число спеціальностей або розрядів.

Річні амортизаційні відрахування

$$I_a = \sum p_m B_m, \quad (13.24)$$

де p — частка амортизаційних відрахувань за групою основних фондів;

B — балансова вартість визначеної групи основних фондів;

m — число груп основних фондів.

Річні витрати на поточний і капітальний ремонт

$$I_{mp} = I_a p_{np}, \quad (13.25)$$

де p_{np} — коефіцієнт, що враховує частку відрахувань на ремонт.

Річні витрати на власні потреби складаються з оплати електроенергії, палива, тепла, повітря, витрачених на власні потреби:

$$I_{BII} = I_E + I_B + I_T + \dots + I_{in} \quad (13.26)$$

де I_E — витрати на електроенергію, витрачену на власні потреби, у.о.;

I_B — витрати на воду, витрачену на власні потреби, у.о.;

I_T — витрати на паливо, витрачене на власні потреби, у.о.;

I_{in} — інші витрати на власні потреби, у.о.

Із перерахованих елементів витрат виробництва можна виділити витрати, безпосередньо залежні від продуктивності даного обладнання, такі, як $I_{ен}$, $I_{ін}$; витрати, не залежні від продуктивності даного обладнання, такі, як заробітна плата, амортизаційні відрахування, витрати на ремонт:

$$P_{осм} = I_{зн} + I_a + I_{нр} . \quad (13.27)$$

Інші витрати визначаються за фактичними витратами на дане енергообладнання. У разі відсутності даних інші витрати можна визначити як частку постійних витрат на дане устаткування:

$$I_{ін} = R_{ін} I_{носм} , \quad (13.28)$$

де $R_{ін}$ — коефіцієнт інших витрат, що обчислюються в залежності від постійних витрат.

Капіталовкладення.

1. При заміні зношеного енергетичного устаткування

$$K_n = K_o + K_{нр} , \quad (13.29)$$

де K_o — витрати на устаткування, монтаж, проектування і наладку даної установки;

$K_{нр}$ — витрати на розширення і реконструкцію будівлі, приміщення у зв'язку з установкою нового устаткування.

2. При експлуатації старого устаткування

$$K_c = K_{вюд} + K_{нр} , \quad (13.30)$$

де $K_{вюд}$ — капіталовкладення на видобуток або виробництво енергоносія, перевитраченого застарілим енергоустаткуванням;

$K_{нр}$ — капітальні витрати на транспортування енергоносія, перевитраченого застарілим енергоустаткуванням.

Капіталовкладення у виробництво (видобуток) енергоносія

$$K_{вюд} = \rho_\delta (b_c - b_n) = \rho_\delta (b_c E_z - b_n E_z) = \rho_\delta (b_c - b_n) E_z = \rho_\delta \Delta b E_z , \quad (13.31)$$

де ρ_δ — питома вартість капітальних вкладень в здобич (виробництво) палива, що замикає паливно-енергетичний баланс даного району;

Δb — різниця в питомих витратах старого і нового устаткування.

$$K_{нр} = \rho_{нр} (b_c - b_n) = \rho_{нр} \Delta b E_z , \quad (13.32)$$

де $\rho_{нр}$ — питома капітальні вкладення в транспортування палива, що замикає паливно-енергетичний баланс даного району.

Тоді

$$K_o + K_{нр} = \rho_\delta \Delta b E_z + \rho_{нр} \Delta b E_z = (\rho_\delta + \rho_{нр}) \Delta b E_z \quad (13.33)$$

Умовою економічної ефективності впровадження нового устаткування є дотримання нерівності

$$B_c - B_n = I_c + E_H K_c - (I_n + E_H K_n) = (I_c - I_n) - E_H (K_n - K_c) = \Delta I - E_H \Delta K > 0. \quad (13.34)$$

Перетворена таким чином формула розрахунку приведених витрат, за якими порівнюється економічна ефективність варіантів, дає можливість звести весь розрахунок до знаходження економії експлуатаційних витрат (ΔI) і додаткових капіталовкладень (ΔK), пов'язаних із впровадженням нового енергоустаткування.

Підставляючи значення капіталовкладень, отриманих у формулах (13.29) і (13.33), отримуємо

$$\Delta K = K_0 + K_{np} - \Delta b E_r (\rho_d + \rho_{mp}). \quad (13.35)$$

Якщо $Z_c - Z_n$ позначити через ΔZ , отримуємо

$$\Delta B = \Delta I - E_n [K_{об} + K_{зд} - \Delta b E_r (p_u + p_{mp})]. \quad (13.36)$$

Для визначення економії експлуатаційних витрат знаходимо ΔI підставляючи значення експлуатаційних витрат для обох варіантів:

$$\begin{aligned} \Delta I &= I_c - I_n = (I_{zn}^c + I_{zn}^n + I_a^c + I_{mp}^c + I_{cn}^c + I_{np}^c) - \\ & (I_{zn}^n + I_{zn}^n + I_a^n + I_{mp}^n + I_{cn}^n + I_{np}^n) = \\ & (I_{en}^c - I_{zn}^n) + (I_{zn}^c - I_{zn}^n) + (I_a^c - I_a^n) + \\ & (I_{mp}^c - I_{mp}^n) + (I_{cn}^c - I_{cn}^n) + (I_{np}^c - I_{np}^n) = \\ & \Delta I_{zn} + \Delta I_{zn} + \Delta I_a + \Delta I_{mp} + \Delta I_{np} \end{aligned} \quad (13.37)$$

Таким чином, розрахунок ΔI зводиться до визначення різниці окремих статей експлуатаційних витрат старого і нового устаткування. Розглянемо детальніше кожну з складових формули (13.37):

$$\Delta I_{zn} = b^c \rho_e E_r - b^n \rho_e E_r = (b^c - b^n) \rho_e E_r = \Delta b \rho_e E_r, \quad (13.38)$$

де Δb — питома перевитрата енергоносія старим обладнанням у порівнянні з новим.

Величина витрат на енергоносії залежить тільки від різниці питомих витрат енергоносія старого і нового устаткування:

$$\Delta I_{зп} = [\sum n_m \Phi_m]_c - [\sum n_m \Phi_m]_n = \sum \Delta n_m \Phi_m. \quad (13.39)$$

Величина витрат на заробітну плату залежить від скорочення персоналу, обслуговуючого дану установку. Якщо замінюють одну або дві енергетичні установки в котельній або компресорній станції, то, як правило, це не впливає на кількість обслуговуючого персоналу всієї котельної або компресорної, і в цьому випадку $\Delta I_{зп} \approx 0$. Те ж саме можна сказати і про річні експлуатаційні витрати на власні потреби (ΔI_{ch} , витратах на поточний і капітальний ремонт (ΔI_{mp}), амортизаційних відрахуваннях (ΔI_a) і інших витратах (ΔI_{np}); величина їх незначна, тому вони взаємно компенсуються. У передпроектних розрахунках величиною цих витрат можна нехтувати, а при детальних розрахунках враховувати їх: іто-фактичній величині. Таким чином, економія експлуатаційних витрат унаслідок заміни зношеного устаткування

$$\Delta I = \Delta I_{zn} = \Delta b \rho_e E_r. \quad (13.40)$$

Після перетворень, підставляючи набуті значення у формулу (13.36), отримаємо

$$\Delta B = \Delta b \rho_e E_r - E_n [K_H - \Delta b E_r (\rho_d + \rho_{TP})] > 0 \quad (13.41)$$

Отримана таким чином формула (13.41) відображає народногосподарський економічний ефект, пов'язаний із заміною енергоустаткування (з урахуванням зв'язаних витрат). При заміні устаткування важливий економічний

ефект, що відшкодовує витрати, проведені на даному підприємстві на заміну устаткування, або необхідне обґрунтування на отримання позик Держбанку на цю заміну. Розрахунок у цьому випадку проводиться без урахування зв'язаних витрат за формулою

$$\Delta B = \Delta b \rho_e E_T - E_H (K_0 - K_{np}) > 0. \quad (13.42)$$

Розрахунок економічного ефекту впровадження нового устаткування для підприємств проводиться при цьому за фактичною вартістю енергоносія для даного підприємства, яка складається з відпускних цін на різні види палива та енергії для даного економічного району і витрат підприємств, пов'язаних з їх транспортуванням, зберіганням та перетворенням (франко-вживання).

Контрольні питання

1. Методи визначення економічної ефективності заходів по енергозбереженню.
2. Зв'язок енергозберігаючих заходів і скорочення платежів підприємств за забруднення навколишнього середовища.
3. Сумарний показник скорочення економічних платежів підприємства в році t за рахунок упровадження заходів із енергозбереження.
4. Показник інтегрального дисконтованого розрахунку зміни прибутку за весь період експлуатації енергозберігаючого обладнання.
5. Показник внутрішньої ефективності одночасних затрат при фінансуванні енергозберігаючих заходів.

Глава 14

Стратегія енергозбереження

14.1. Стратегія управління енерговикористанням

Україна належить до енергодефіцитних країн у силу декількох чинників, основний з яких — задоволення своїх паливно-енергетичних потреб за рахунок власних ресурсів менше, ніж на 40 %. Енергоємність валового внутрішнього продукту в Україні на сьогодні вдвічі (а за низкою технологій у чотири — шість разів!) вище від енергоємності такого ж продукту в промислово розвинутих країнах, і цей розрив продовжує зростати.

Авторитетні організації й енергетичні кризи в інших країнах дають однозначну відповідь на те, що й у якій послідовності необхідно робити з питань енерговикористання. Ключ до майбутнього успіху — у правильному упорядкуванні та реалізації короткострокових і довгострокових стратегій управління енерговикористанням. Слід звернути увагу на те, що енергозбереження не має нічого спільного з відключеннями споживачів опахальним методом, як це мало місце в перші роки незалежності. Це явище слід класифікувати як обмеження енергоспоживання. При цьому, замість того, щоб робити правильні висновки про усунення причин, в Україні розгорнута «ефективна» боротьба проти наслідків — вимикання, обмеження лімітів, підвищення ціни на електроенергію, вдосконалення системи автоматичного частотного розвантаження (САЧР), створення моделей критичних ситуацій. Опис останніх може мати негативні наслідки, наприклад: при раптовому падінні частоти нижче від критичної межі для атомних станцій — 49 Гц і відмові САЧР вимикаються атомні станції, відбувається знеструмлення міст, збої на магістральних газопроводах, у газовій мережі, припинення системи водопостачання і каналізації, вибухи на хімічних заводах, катастрофічні uszkodження металургійних комбінатів і т.д.

На сьогодні майже у всіх регіонах і областях України вже починаються непевні, але такі необхідні заходи для створення ефективної системи управління економікою через контроль та обґрунтування цін і тарифів, створення умов раціонального ресурсного забезпечення — вдосконалення і реалізація економічного механізму стимулювання енергозбереження, відновлення нормального функціонування енергетичного, машинобудівного, нафтопереробного й товаровиробничого комплексів за рахунок упровадження наукоємних, малоенергоємних, матеріалозберігаючих та екологічно чистих технологій.

Аналіз свідчить, що в створеній ситуації в Україні доцільно дотримуватися такої стратегії управління енерговикористанням, при розгляданні якої стане зрозумілим, що є її короткостроковою складовою, а що довгостроковою [8].

1. Проведення енергоаудиту. Він складається із: збору інформації й оцінки енергостану, впорядкування енергобалансів, пошуку резервів, розрахунку ефективності варіантів, розробки рекомендацій наступних дій. Енергоаудит доцільно проводити як рейтинг ефективності заходів щодо економії електроенергії, теплової енергії, освітлення, стисненого повітря, холодовикористання тощо.

Ефективне виконання цього пункту можливе тільки при встановленні лічильників усіх енергій та енергоносіїв (природного газу, води, тепла, електроенергії тощо).

Деякі практичні рекомендації таких аудиторських перевірок в апіорі відомі: прокладання заздалегідь ізольованих трубопроводів і заміна старих тепломереж, встановлення котлів на дахах для опалення та гарячого водопостачання в будинках, заміна старих вікон і балконних дверей на пластикові й металопластикові зі склопакетами, використання труб із пенополіуретановою ізоляцією й емальованими трубами, заміна старих опалювальних котлів та силових електричних трансформаторів, введення зонних тарифів від часу доби для освітлення вулиць, заміна високопотужних світильників на економічні лампи і деякі інші.

2. Проведення заходів щодо оптимізації енергетичного менеджменту в галузях раціонального варіювання видами палива, підвищення ефективності і коефіцієнта потужності енергетичних установок, систем опалення, вентиляції і кондиціонування повітря для кожного конкретного регіону й області України. Для здійснення цього необхідно для конкретного підприємства скласти паливно-енергетичний баланс (рис. 14.1) і баланс щодо споживаної потужності (рис. 14.2).

Після їхнього впорядкування необхідно на підставі чинних ставок і тарифів на різноманітні види палива й енергії розглянути можливість їхнього варіювання у межах підприємства. Таке варіювання видами палива здійснюється з використанням таблиці перерахунку енергетичних одиниць рис. 14.3.

Таким чином, варіюючи обсяги постачань і види палива, виходячи з реальних технічних можливостей підприємства, розраховуються витрати на одиницю МДж, а потім приймається економічно виправданий варіант рішення

3. Вибір пріоритетних напрямків щодо створення нових технологій. При цьому необхідно відкинути старі стереотипи, щоб вирішити нові задачі у сформованій ситуації. Аналіз показує, що необхідно розраховувати тільки на свої сили, тому створювати малі, які не потребують великих інвестицій, виробництва, що мають швидку окупність; переваги надавати технологіям, виходячи з їхньої окупності і капіталоємності (питомих капіталовкладень). За цими показниками картина така:

устаткування, засноване на принципі дискретно-імпульсного запровадження енергії, окупається за 0,8 року (використовується при управлінні теплопроцесами). Для економії однієї умовної тонни (у.т.) палива необхідні вкладення у розмірі 150–190 грн;

удосконалення сушильних технологій — 1,4 року (використовується від сушіння корпусів великогабаритних машин до сушіння хліба). Зараз сушарки працюють із дуже низьким коефіцієнтом використання теплоти - у кращому випадку — 35–40 %, а як правило — 20–25 %, усе інше вилітає буквально «у повітря»). Це особливо актуально для аграрних областей України, оскільки вирішується питання заощадження сільськогосподарської продукції. Сьогодні майже половина її губиться, а сушіння картоплі, овочей, фруктів, грибів дозволяє ефективно зберігати цю продукцію. Конкуренція на ринку змушує робити це. Більше того, можна прогнозувати «бум» у цьому напрямку найближчим часом. Для економії однієї у.т. палива необхідно вкласти 180–200 грн;

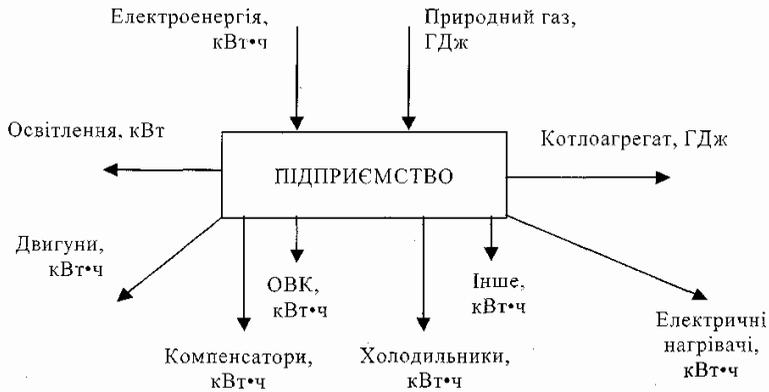


Рис.14.1. Паливно-енергетичний баланс підприємства

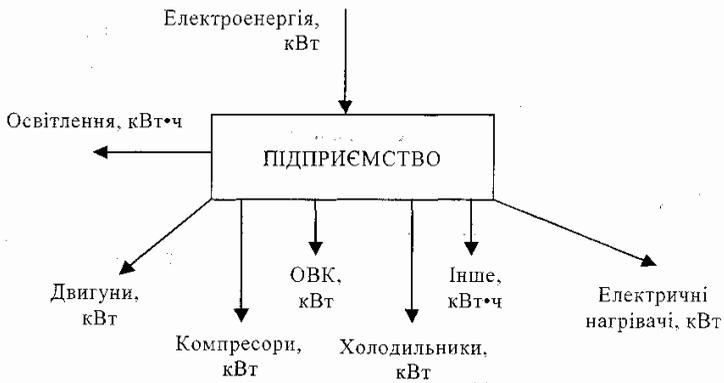


Рис. 14.2. Баланс підприємства щодо споживаної потужності

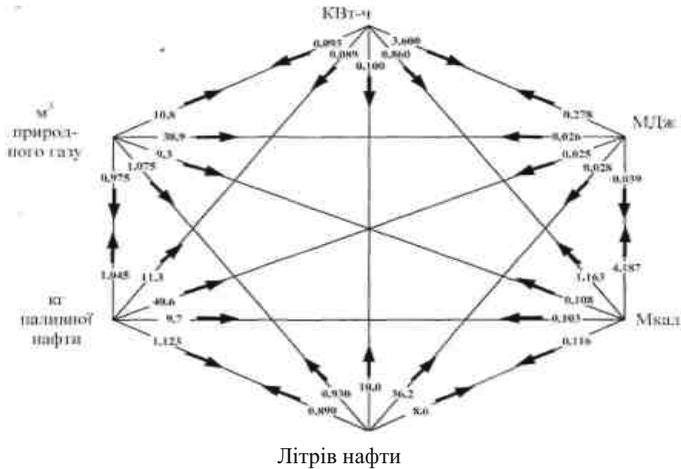


Рис. 14.3. Таблиця перерахунку енергетичних одиниць.

мала енергетика — трохи більше двох років (тільки в Херсонській області декілька тисяч об'єктів малої енергетики). Якщо із загального числа котельно-грубого палива велика електроенергетика споживає $\approx 20\%$, то мала і промислова енергетика — до 70% . При цьому ККД перших $90\text{--}95\%$, а других, як правило, — $20\text{--}30\%$, до того ж, чим менше установки, тим дорожче паливо вони споживають. Для економії однієї у.т. палива необхідно вкласти $400\text{--}430$ грн;

геотермальні установки — трохи більше чотирьох років. Для економії однієї умовної у.т. палива необхідні вкладення в розмірі $400\text{--}450$ грн;

вітрові установки — $4\text{--}5$ років. Зараз вони широко рекламуються (їхня ціна від 600 до 4000 у.о. Мають істотний недолік: погано синхронізуються і нестабільні). Вони — у перспективі.

сонячні установки (у майбутньому вийти на ціну 5000 у.о. на кВт установленої потужності, але залежить від отримання нових більш дешевих матеріалів). Цей етап уже здійснюється в багатьох країнах світу. Так, в Ізраїлі жоден будинок не здається у експлуатацію, якщо на ньому немає сонячного колектора. Активно використовуються «сонячні дахи» у США, Австрії, Німеччині та у деяких інших країнах.

Для стабільної роботи при малій енергетиці, геотермальних, вітрових і сонячних установках вироблену енергію необхідно стабілізувати та накопичувати. Ця задача, у більшості випадків, вирішується використанням накопичувачів енергії на батареях; у великій енергетиці немає таких нових технологій із терміном менше $10\text{--}15$ років (ні атомна енергетика, ні теплова енергетика, ні перехід на парогазовий цикл або на киплячий шар і т.д.). Капіталоємність тут у багато разів більша (для киплячого шару, що циркулює — більш $1400\text{--}1500$ у.о., парогазовий цикл — біля 1500 у.о., в атомній енергетиці — $4000\text{--}5000$ у.о.).

Необхідно жорстко проводити економію й оптимальне використання енергоресурсів на заводах, у технологіях, будинках, системах управління, елект-

ричних двигунах і звичайних лампочках. Причиною—наслідковий зв'язок тут простий: використовуєш недосконале, неекономічне устаткування, побутові прилади — сплачуєш за високими тарифами. Наочний приклад тут такий: у США впроваджені нові освітлювальні прилади, і підраховано, що в 500 (!) разів дешевше побудувати сучасний завод для випуску таких лампочок, а ніж вартість електроенергії для старих, неекономічних лампочок.

Необхідно надавати перевагу тим проектам, де передбачена можливість повторного використання гарячих теплоносіїв; підприємствам, що встановлюють газотурбінні установки, що дозволяють спрямувати теплову енергію (вже використану) на виробництво додаткової електричної енергії.

Потрібно у найкоротші терміни переглянути підходи до вирішення проблем витрат теплової енергії (особливо для знову побудованих об'єктів). Американські стандарти, що регламентують розмір теплового опору (спроможність пропускати тепло) будівельних конструкцій, у 4 рази жорсткіше українських. Вартість палива обходиться в десятки разів (!) дорожче, ніж вартість на будівництво досконалих у теплоізоляційному відношенні об'єктів.

При цьому необхідно враховувати сформовані світові стандарти з питань ефективності систем освітлення, вентиляції і кондиціонування повітря:

Ефективне освітлення залежить від таких чинників: кількість необхідного світла, коефіцієнт корисної дії енергії, світловий потік ламп і світильників у люменах, передача кольору — індекс передачі кольору (CRI), колірна температура, типи джерел світла, якість освітлення.

Із метою економії при освітленні необхідно правильно вибрати потужність і тип освітлювальних приладів. Вибір потужності здійснюється на підставі необхідних значень освітленості, розмірів освітленого помешкання площі, кількості світильників та їхнього розташування. Виділяють наступні типи освітлювальних приладів (джерел світла): лампа накалювання, вольфрамово-галогідні лампи, ртутні лампи, люмінесцентні лампи, метало-галогенні лампи, натрієві лампи високого тиску, натрієві лампи низького тиску. Вибір проводиться на підставі їхньої ціни і значень світлової віддачі. Для кожного об'єкта необхідно розглянути можливість використання одного з таких методів управління освітленням: щигликовий кімнатний вимикач живлення, реле часу і системи управління, напівпровідникові регулятори світла, регулювальні електронні баластові схеми, датчики присутності, датчики денної освітленості. Крім того, потрібно робити модернізацію світильників, що використовуються.

Ефективні вентиляція і кондиціонування (разом з опаленням) забезпечують показники середовища, в якому в бажаних межах підтримуються такі чотири показники: температура, вологість, розподіл повітря та якість повітря (типові проектні умови: температура — 23 °С, відносна вологість — 50 %, рух повітря зі швидкістю — 0,15–0,25 м/с, вміст CO₂ — 1000 млн⁻¹ і т.д.). В остаточному виді параметри комфортного оточуючого середовища визначаються за психрометричною діаграмою. Передові країни, надаючи перевагу таким пріоритетам, вирішили свої енергетичні проблеми і досягли значних результатів. Зараз на одиницю продукції, що виробляється, в цих країнах витрачається в середньому в 7 разів (!) менше енергії, ніж в Україні. У всіх випадках вирі-

шення енергетичних проблем починалися з підготовки і перепідготовки кадрів. Для забезпечення цього необхідна підготовка висококваліфікованих спеціалістів у сфері енергозбереження, енергетичного менеджменту й комп'ютеризованих систем управління на всіх стадіях вироблення, передачі, розподілення та споживання енергії. Такі спеціалісти повинні мати фундаментальну, інженерно-наукову і практичну підготовку, глибокі знання засад теплоенергетики, електроенергетики та нетрадиційної енергетики; володіти вміннями приймати оптимальні управлінські рішення щодо ефективного енерговикористання, застосовувати прогресивні методи прогнозування, планування, врахування, контролю й аналізу енерговикористання виробничих систем; здійснювати консалтингові послуги з питань розробки і застосування програм енергозбереження та запуску системи енергетичного менеджменту; вміннями проводити інспекторську перевірку, експертизу й енергетичний аудит виробничих систем із питань енергетичної ефективності, комплексного вивчення енергетичного ринку, оцінки і формування енергетичної політики; володіти основами ринкової економіки й економічної стратегії, економічним мисленням, спроможністю до ділового спілкування.

14.2. Енергозбереження як фактор поліпшення екологічної ситуації

Ресурсо- і енергозбереження та оздоровлення навколишнього природного середовища — це дві сторони єдиного процесу досягнення еколого-економічної збалансованості у функціонуванні національної економіки. Заходи економії паливно енергетичних ресурсів (ПЕР) характеризуються тією перевагою, що дозволяють зменшити викиди всіх шкідливих речовин. Слід зазначити, що за допомогою інших природоохоронних заходів викиди однієї речовини можуть замінятися викидами іншої речовини. Захист навколишнього середовища за допомогою енергозбереження не пов'язаний із додатковими витратами енергії, тоді як інші природоохоронні методи часто передбачають суттєве збільшення енергоспоживання.

Екологічний (природоохоронний) ефект енергозбереження обмежується не лише сферою використання енергії. Кожна заощаджена кіловат-година електроенергії дозволяють також забезпечити значний природоохоронний ефект на всіх попередніх енергетичних стадіях, пов'язаних із видобуванням палива, його збагаченням, переробкою та транспортуванням; виробництвом, транспортуванням електричної та теплової енергії до споживача та її розподілом.

Упровадження заходів з енергозбереження надає більш широкі можливості для виконання міжнародних обов'язків України, зокрема «Концепції про транскордонне забруднення повітря на великі відстані», яку наша держава ратифікувала у 1980 р. Так, згідно з Другим Протоколом відносно подальшого скорочення викидів сірки (Україна підписала у червні 1994 р. у м. Осло) наша держава взяла на себе зобов'язання скоротити викиди сірки на 40 % у 2010 р. по відношенню до викидів у 1980 р. У жовтні 1988 р. у м. Софії Україна під-

писала «Протокол про скорочення викидів оксидів азоту або їх транскордонних потоків», за яким передбачалася стабілізація викидів оксидів азоту до 1995 р. на рівні 1987 р. та подальша розробка заходів щодо їх зменшення.

Заходи з природоохоронної діяльності повинні скоротити обсяги викидів шкідливих речовин в атмосферу, стабілізувати обсяги води, яка споживається, суттєво збільшити масштаби використання відходів попелу та шлаків. Наприклад, кожна заощаджена тисяча кіловат-годин електроенергії запобігає у середньому викиду в атмосферу 4,2 кг твердих часток, 5,65 кг оксидів сірки, 1,76 кг оксидів азоту, а заощаджена гігакалорія теплоти — 2,2 кг твердих часток, понад 3 кг оксидів сірки та близько 1 кг викидів оксидів азоту.

Для захисту атмосфери від шкідливих викидів ТЕС перспективним є: спалювання вугілля у киплячому шарі з додаванням вапняку; дво- та трьохстадійне спалювання газу; відновлення оксидів азоту в топці котла та по ходу димових газів; попередня газифікація вугілля з очисткою газу від сірки; застосування напівсухої та мокрої пилоочистки; зволоження палива; зонне регулювання процесу спалювання; попередня газифікація високосірчистих мазутів під тиском із наступною очисткою отриманого газу. До перспективних технологій можна віднести плазмо-хімічну переробку газу, створення нових комплексних методів внутрішньоциклової очистки палива, спалювання низькосортного вугілля у киплячому шарі.

Одним із шляхів захисту навколишнього середовища є утилізація відходів на основі розробки та впровадження в енергетичних господарствах безвідхідних технологій. Як приклад можна навести використання тепло насосних установок для ліквідації «термічних звалищ». Ліквідація малих неекономічних котельень — також один із шляхів зменшення забруднення атмосферного повітря в містах, густонаселених районах.

У зв'язку з несприятливим екологічним станом у районах розміщення великих ТЕС необхідні радикальні заходи із оздоровлення повітряних та водних басейнів цих регіонів:

- застосування ефективних установок сіркоочистки та азотоочистки на діючих енергоблоках та при введенні нових потужностей;
- використання парогазової технології при новому будівництві та реконструкції ТЕС;
- попереднє збагачення твердого та рідкого палива зі значним вмістом сірки та золи, що дозволить покращити економічність режимів спалювання;
- розробка та впровадження на ТЕС нового котельного оснащення з новими технологіями спалювання твердого палива, в першу чергу технології на основі циркулюючого киплячого шару;
- упровадження малостічних та безстічних технологічних систем на всіх ТЕС;
- утилізація золошлакових відходів ТЕС для використання їх у будівельній промисловості;
- впровадження нових технологій спалювання низькосортного вугілля з внутрішньоцикловою газифікацією вугілля та використання генераторного газу.

Усі надії на підвищення ефективності попільоуловлювачів пов'язані зі створенням більш досконалих систем очищення димових газів і попелу. По-перше мова йде про збільшення висоти електродів та кількості полів електрофільтрів, використання знакозмінних джерел живлення, систем кондиціонування димових газів.

Заходами боротьби з викидами CO_2 є: підвищення ефективності енергоспоживання у всіх ланках від видобування палива до кінцевого споживання електроенергії; зростання використання палива з меншим питомим виходом CO_2 , тобто природного газу замість вугілля та рідкого палива (питомі викиди CO_2 на 1 т у.п. зменшуються відповідно в 1,64 та 1,45 рази); розвиток атомної енергетики та гідроенергетики; використання нетрадиційних джерел енергії (НДЕ).

Для підвищення екологічної безпеки в районах розташування АЕС важливим є створення надійних атомних реакторів, які б відповідали міжнародним стандартам, а також модернізація та реконструкція АЕС із метою підвищення їх надійності та безпеки.

При формуванні ціни на ПЕР доцільно враховувати економічні втрати, які будуть обумовлені деформацією навколишнього середовища (наприклад, затоплення земель, вирубка лісів тощо). Це буде не тільки стимулювати раціональне використання ресурсів, але й визначить економічну межу необхідності їх видобування.

При плануванні обсягів капіталовкладень на будівництво енергопідприємств необхідно ввести норматив коштів на заходи із охорони навколишнього природного середовища.

Концепція екологізації промислових підприємств з урахуванням енергоефективності базується на використанні ВЕР, у тому числі теплових викидів в атмосферу, та поетапному впровадженні ефективних технологій енергозбереження й утилізації теплоти, локальній оптимізації енергоустановок, використанні ефективного обладнання та засобів очищення викидів. Можуть бути визначені такі етапи екологізації промислових підприємств:

1) підвищення екологічності та енергетичної ефективності основного обладнання за рахунок проведення сучасного регламентного обслуговування, впровадження технологій утилізації низькопотенціальної енергії;

2) удосконалення режимів роботи, модернізація та оптимізація параметрів роботи обладнання;

3) розробка та впровадження ефективних засобів і технологій, спрямованих на інтенсивне енергозбереження;

4) розробка та впровадження ефективних засобів і технологій захисту навколишнього природного середовища.

Методологія поетапної екологізації може бути успішно використана на більшості типів промислових підприємств.

Екологічна ефективність заходів з енергозбереження буде обумовлюватися зменшенням обсягів спалювання органічного палива і шкідливих викидів у навколишнє середовище, перш за все парникових газів (CO_2 , CH_4 , N_2O), окислів сірки SO_2 , окислів азоту NO_x , окису вуглецю CO , золи і шлаків, теплового забруднення, нераціональних витрат водних та земельних ресурсів. У 2010 р.

буде досягнуто значного зменшення викидів парникових газів (CO₂, CH₄, N₂O), оксидів сірки SO₂, оксидів азоту NO_x, окису вуглецю CO, золи і шлаків. У цілому обсяги шкідливих викидів повинні зменшитися у 2010 р. — на 132,5 млн т. Заощадження витрат на ліквідацію забруднення довкілля, яких буде можливо запобігти внаслідок проведення енергозберігаючої політики, орієнтовно становить у 2010 р. — 28,64 млрд грн.

Відвернені втрати від зменшення забруднення навколишнього середовища за рахунок реалізації заходів цієї програми приблизно складатимуть у 2010 р. — 28640 млн грн. Тут враховано лише прямий вплив шкідливого забруднення на погіршення екологічної ситуації (не враховувалися вплив техногенних факторів на здоров'я людей, зниження врожайності тощо).

14.3. Норми споживання ПЕР і стратегія енергозбереження

Поняття норми енергоспоживання

Важливість розробки та застосування науково обґрунтованої системи норм і нормативів енергоспоживання для економії ПЕР підкреслена в [8]. Норми енергоживання класифікуються тут як індивідуальні, групові, технологічні і загальнопромислові. Так, під виробничими розуміється норма споживання ПЕР основними і допоміжними учасниками випуску даного виду продукції з урахуванням розігріву агрегатів після простою та енерговтрат. Величину повних енергозатрат на виробництво продукції, роботи чи послуги пропонується розглядати в міру фізичної реалізації технологічних процесів та узагальненого критерію ефективності виробництва.

Становить інтерес інформація [13] про досить неоднозначне тлумачення терміна «норма» як такого. Згідно із Малою Радянською Енциклопедією це «середня або обмежена кількість чого-небудь». Велика Радянська Енциклопедія стверджує: «Норма — мінімальна обмежена кількість чого-небудь, допущена правилом, планом», а Енциклопедичний словник: «Норма—установлена міра, середня величина чого-небудь». Аналогічна незгодженість спостерігається і в правилах, присвячених енергетичним додаткам, включаючи нормативні джерела.

Доцільно використовувати наступне формулювання: «Норма витрат ПЕР — це науково, технічно та економічно обґрунтована міра споживання чи витрат цих ресурсів на одиницю продукції (роботи, послуги), певної якості, що забезпечує мінімум витрат на випуск згаданої продукції (виконання роботи, надання послуги) з урахуванням специфіки, особливостей, а іноді реальних можливостей виробництва в справжніх і запланованих (у залежності від поставленої задачі) його умовах».

При цьому підкреслюється, що норма енергоспоживання індивідуальна для кожного об'єкта, оскільки превалюючий вплив на них здійснює специфіка конкретних умов експлуатації. Під поняттям «норматив витрат» розуміють питому витрату матеріальних ресурсів на одиницю маси, площі і т.д.

Як основний метод розробки норм споживання ПЕР в більшості спеціальних видань рекомендується розрахунково-аналітичний з орієнтацією на прогресивні показники використання ресурсів. Мається на увазі безпосереднє визначення вказаних норм прямим розрахунком чи дотичне — за вимірюванням нормативних складових енергоспоживання в плановому році в порівнянні з базисним. Треба враховувати, що реалізація даного методу дуже ускладнюється, якщо на витрати ПЕР здійснюють вплив погано формалізовані фактори, наприклад: погодні умови чи непроєктно низька загрузка потужностей.

У країнах із стабільною економікою переважають розрахунково-статистичні підходи до визначення норм споживання ПЕР, використовуючи дані за минулий період експлуатації кожного конкретного об'єкта. На думку більшості спеціалістів, в Україні на поточний період умови для цього відсутні. Пропонується навіть, тимчасово відмовившись від нормування, зробити ставку на кількісну оцінку рівня порівняльної ефективності використання ПЕР спорідненими в технологічному відношенні підприємствами [10].

Відмітимо, що для більшої реалістичності нормативів споживання ПЕР використовують підвищувальні коефіцієнти, які враховують об'єктивні фактори, що не виділяються без проведення радикальних заходів.

Засоби енергоаудиту

Початковим етапом будь-яких досліджень у сфері, що розглядається є збір і систематизація вихідних даних. Рівень його реалізації багато в чому визначає ефективність вирішення задач, пов'язаних із виявленням напрямів і заходів із економії ПЕР. До них відносяться: застосування нових технологічних процесів, модернізація обладнання, раціоналізація використання енергоносіїв, вирівнювання графіків навантаження енергосистем і т. д.

Складання та аналіз енергетичних балансів промислових об'єктів являє собою один з найбільш важливих елементів в комплексі робіт по економії ПЕР. Даний підхід орієнтований на рішення наступних задач:

- оцінка стану й ефективності енергоспоживання, виявлення причин виникнення і визначення втрат ПЕР;
- установлення резервів економії ПЕР і розробка технічних рішень, пов'язаних з їх практичною реалізацією;
- покращення режимів роботи технологічного і в першу чергу енергетичного обладнання;
- визначення раціональних об'ємів енергоспоживання у виробничих процесах і установках.

Раціональний енергобаланс відображає рівень споживання ПЕР з урахуванням заходів щодо їх економії, що не потребують реконструкції основного обладнання. Нормалізований енергобаланс відповідає науково обґрунтованим нормам споживання ПЕР.

Ексергетичний метод полягає в оцінці всіх матеріальних і енергетичних потоків з точки зору максимально корисної роботи, яку вони можуть виконати, тобто ексергії. Говорячи по-іншому, не будь-яка енергія придатна для

практичної реалізації, і тільки ексергія визначає технологічну цінність різних видів енергії. Основними задачами ексергетичного аналізу є:

- оцінка різних видів ресурсів і енергоносіїв, в тому числі ВЕР, у районі одного технологічного процесу, виробничої ділянки, підприємства і т.д.
- установлення ступеня термодинамічного вдосконалення технологічних систем із проектних і експлуатаційних даних із визначенням енергетичних втрат на всіх етапах виробничого процесу;
- проведення термодинамічної оптимізації технологічних систем, окремих установок та їхніх елементів.

Треба взяти до уваги складність ексергетичного аналізу, що потребує залучення до його проведення висококваліфікованих спеціалістів, практичних рекомендацій щодо встановлення резервів енергозбереження порівняно малозатратними засобами.

Дуже важлива і наступна обставина. Абстрактне, в деякому розумінні, дослідження конкретного підприємства за допомогою енергетичного, ексергетичного аналізу чи яким-небудь іншим способом, який адекватний до ситуації, що розглядається, дозволяє розробити комплекс заходів, направлених на як найбільше підвищення його енергоекономічності, навіть до рівня кращих світових стандартів. Проводячи додатково до цього розрахунки, що необхідні для введення витрат, можна побудувати графічну залежність виду (рис. 14.4.).

Функція $\epsilon(V)$ з легко зрозумілою умовністю інтерпретується, наприклад, такими ділянками: I — введення заходів режимного характеру і малозатратне видалення грубих порушень; II — використання додаткових резервів без ефективних нововведень; III — радикальна реконструкція виробництва; IV — повне технічне переоснащення з переходом на прогресивні технології; V — освоєння суперсучасних технологій при адекватному технічному оснащенні.

ϵ — зекономлена енергія в приведених одиницях; V —відповідні витрати, в грошовому вираженні.

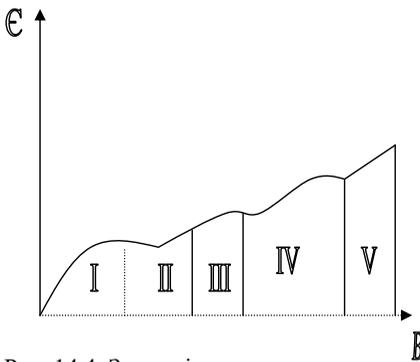


Рис. 14.4. Залежність енергоекономічності від витрат при комплексному впровадженні енергозберігаючих заходів.

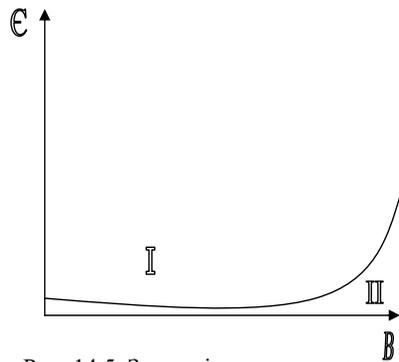


Рис. 14.5. Залежність енергоекономічності від витрат на навчання персоналу і закупівлі обладнання.

Отже, замість традиційного пошуку шляхів економії заздалегідь визначеного об'єму ПЕР, інакше кажучи, задоволення відповідних норм їх споживання, пропонується виконати більш розгорнуте дослідження із гіпотетичного виведення об'єкта, розглядається, на рівень світових зразків. Як виявилось, це дає можливість подолати негативний фактор взаємозалежності норм споживання ПЕР і заходів щодо їх практичної реалізації.

Механізм вида діяльності

Спочатку конкретне підприємство детально аналізується на предмет побудовання обговореної залежності $E(B)$. Норми споживання ПЕР, як правило, встановлюються за умовами виконання в реальні строки маловитратних підприємств (ділянка I на рис. 14.4). Разом із іншим в обов'язковому порядку повинні вводитися технічні рішення, що характеризуються підвищеною ефективністю, показником якої є можливість сучасного обслуговування і повернення банківських кредитів.

Проте залежність $E(B)$ може мати зовсім інший вигляд, наприклад типу, показаного на рис. 2.

I — авчання персоналу і закупівля обладнання;

II — ого практичне освоєння з виходом на номінальні режими роботи.

Зрозуміло, що, якщо витрати на проведення підготовчого етапу (ділянки I) для відповідного підприємства не по силі, воно на поточний період у принципі не здатне займатися підвищенням власної енергоекономічності. Тимчасові норми для подібних підприємств, за нашою думкою, повинні встановлюватися на рівні їх фактичного споживання ПЕР, безвідносно до прецедентів чи, навпаки, масовим виявленням більш високої економічності в аналогічних умовах.

У реалізацію регіональної і державної стратегії енергозбереження можуть бути залученні всі без виключення суб'єкти виробничо-підприємницької діяльності. Важливо вести обов'язкове відрахування кожним із них в розмірі до 10 % вартості вживаних ПЕР на рахунки банків, структур Держжоменергозбереження України для комунікування і використання в напрямках, найбільш пріоритетних з точки зору технічно-економічної ефективності.

Розмір указаних відрахувань слід по зв'язати з показником неекономічності витрат ПЕР, в якості якої може виступити, наприклад, відношення затрат на актуальні енергозберігаючі заходи до вартості продукції, що випускається. Відмітимо, що відрахування повинні зтягуватися в формі підвищення вартості видів енергії і, головне, мати форму кредиту, відсоткова ставка якого давала б розумний дисконт, будучи нижчепрактикуючої приватними банками. Крім того, необхідний облік коефіцієнта інфляції.

У весь обсяг коштів повинен підтягати терміновому поверненню і використанню на введення актуальних енергозберігаючих заходів, як тільки конкретний суб'єкт матиме можливість до них приступити. Відповідальність за якість і строки виконання етапів відповідних робіт зазвичай стимулюють раціональною системою штрафів, які аналогічно відрахуванням направляються в

формі кредитів на ті ж банківські рахунки, але помітно з меншою процентною ставкою.

Як видно, лише динамічні моделі поміченого типу здатні реально допомагати в питаннях енергозбереження, груба установка на виконання нормативів непродуктивна за цілим рядом причин і в тому числі через принципову складність рознесення затрат комплексних виробництв на види продукції (класичним прикладом є суперечка, що продовжується десятки років навколо ТЕЦ).

Припустимо, що для підприємства визначений увесь спектр заходів, що підвищують його енергоефективність, які, очевидно, відрізняються за працезатратністю, строками, а головне — за технічно-економічною ефективністю. Останній показник характеризує важливість його введення. Тобто, якщо за узгоджений з банком період кредитування T із відсотковою ставкою e приведення до початку робіт витрати будуть покриватися прибутком від пониження енергоємкості, відповідний проект є приватно цікавим. Зрозуміло, що як розмір кредиту, так і значення e можуть залежати від важливості продукції даного підприємства для регіону і т.п. факторів, являючи собою засіб регулювання зі сторони власних структур.

Базовими показниками комерційної привабливості проекту є чистий дисконтований прибуток [9].

$$\text{ЧЧП} = \sum_{t=1}^T (PP_t - K_t - I_{0t}) \cdot (1 + i)^{-t}, \quad (14.1)$$

де PP_t , K_t — розмір відповідного прибутку або кредиту (чи інвестицій), грн;
 I_{0t} — виробничі витрати, грн — за рік t ;
 i — коефіцієнт дисконтування, який неважко виразити через e .

Концептуальні положення

1) Стратегія енергозбереження в перспективі, що розглядається, повинна базуватися на створенні умов для пошуку кожним конкретним суб'єктом виробничо-підприємницької діяльності паритету між двома діаметрально протилежними варіантами проведення: з одної сторони — підвищення власної енергоекономічності шляхом введення адекватних нововведень, з іншої — кредитування в установленому розмірі банків, структур Держенергозбереження України, задачею якої є фінансування пріоритетних проектів.

2) При цьому факторами стимулювання для підприємств, що займаються введенням енергозберігаючих заходів, і структур виконавчої влади стануть відповідно штрафні санкції за порушення в ході виконання етапів робіт і необхідність забезпечення комерційної ефективності акумулюючих фінансових ресурсів.

3) Як основний критерій для встановлення норм енергоспоживання конкретного підприємства на поточний період доцільно прийняти можливість погашення кредиту комерційного банку, взятого на введення енергозберігаючих заходів. Для такого роду оцінки важливе значення має виробництво широкого спектру технічних рішень: від усунення грубих дефектів порівняно елемента-

рними заходами до гіпотетичного виведення суб'єкта на рівень світових стандартів.

4) Нерозвиненість ринкової інфраструктури виноситься на передній план стратегії енергозбереження, по відношенню до якої норми споживання ПЕР, що принципово не піддаються стандартизації в умовах існуючих реалій, вторинні.

5) Пропонований механізм, дозволяє раціонально концентрувати фінансові ресурси в найважливіших напрямках, що приводить в кінці до підвищення енергоефективності всіх етапів виробництва і використання ПЕР. У зв'язку із цим ідеалістичним було б намагання займатися енергозбереженням на всіх об'єктах без виключення з максимально можливою інтенсивністю.

6) Прогресивні в залежності від енергоекономічності суб'єктів розміри відррахувань-кредитів при оптимальній відсотковій ставці, а також гарантіях своєчасного повернення виконують дві взаємодоповнюючі функції: створення умов для реалізації великомасштабних проектів енергозбереження; часткове «заморожування» фінансових ресурсів у сферах неекономного використання ПЕР.

7) Заміна існуючої на сьогодні «фондової» моделі стимуляції енергозбереження на запропоновану нами — «кредитну», без сумніву, сприяла б згладженню відомих суперечок між підприємством, регіоном і центром відносно пропорцій проведених підприємствами відррахувань у фонди енергозбереження кожного із вказаних суб'єктів. Із цієї точки зору, максимум відсоткової ставки кредиту можна визначити за умови втрати даними сторонами комерційної зацікавленості в акумулюванні фінансових ресурсів.

Висновки

В умовах нерозвинутості ринкової інфраструктури та економічної нестабільності норми споживання ПЕР не піддаються якій-небудь важливій стандартизації чи уніфікації. Вони можуть носити лише тимчасовий характер, визначаючись перш за все технологічними особливостями і технічним станом конкретного об'єкта.

При цьому важливу роль має стратегія енергозбереження, механізмом практичної реалізації якої є:

1) на конкретному підприємстві проводиться енергоаудит із визначенням комплексу енергозберігаючих заходів, навіть до забезпечуючих гіпотетичний вихід на рівень світових стандартів;

2) із них належать оперативному введенню силами підприємства режимні і в цілому малозатратні технічні рішення, а також ті, окупленість яких забезпечується на умовах банківського кредиту. Це служить для встановлення тимчасових норм споживання ПЕР;

3) відповідно до своєї неекономічності підприємство кредитує банк, структури Держенергозбереження України в розмірі, наприклад, до 10 % вартості споживаних ПЕР. Введення критерію неекономічності, як і призначення раціональної відсоткової ставки вказаного кредиту, не викликає труднощів;

4) акумулюючі фінансові ресурси в тісному контакті з облдержінспекціями із енергозбереження, а також профільними організаціями використовуються частіше за все на глобальні проекти напрямку, що розглядається, пріоритетними з точки зору комерційної вигоди;

5) підприємство має право в будь-який час отримати в банку накопичені кошти і використати їх винятково на заплановані заходи із енергозбереження. За неефективність їх реалізації передбачаються штрафи, що стягуються також за кредитною схемою, але з меншою відсотковою ставкою.

Контрольні питання

1. Забезпеченість України власними енергетичними ресурсами.
2. Стратегія короткострокових і довготривалих заходів із енергозбереження.
3. Сутність енергоефективних систем управління.
4. Що таке енергетичний аудит?
5. Що таке енергетичний менеджмент?
6. Паливно-енергетичний баланс підприємства.
7. Нові технології енергозбереження.
8. Роль нетрадиційної енергетики в енергозбереженні.
9. Шляхи реалізації енергозбереження при забезпеченні мікроклімату приміщень.
10. Зв'язок енергозбереження з екологічними явищами.
11. Поняття про норми енергоспоживання.
12. Концептуальні положення норм енергозбереження.
13. Критерії, які покладено в основу норм енергоспоживання.

Рекомендована література до II частини

1. *Аракелов В.Е., Кремер А.И.* Методические вопросы экономии энергоресурсов. — М.: Энергоатомиздат, 1990. — 192 с.
2. *Аркадьев В.Ю.* Стратегія управління енерговикористанням в Україні / Автоматика, автоматизация, электротехнические комплексы и системы. — 2001.— № 1 (8). — С. 97–104.
3. *Винников В.В.* Экономика предприятия морского транспорта: Ученик для вузов водного транспорта. — Одеса: РИЦ ХЭТК Морьяк: ОКФА, 1999. — 352 с.
4. ДСТУ 2155-93. Держстандарт України. Енергозбереження. Методи визначення економічної ефективності заходів по енергозбереженню. — 1994. — 20 с.
5. ДСТУ 2420-94. Енергоощадливість. Терміни та визначення;
6. Енергетичні розрахункитехнічних систем: довідковий посібник / під редакцією А.А.Долинського. — К. 1991.
7. Закон України «Про енергозбереження».
8. *Ковалко М.П.* Енергозбереження — досвід, проблеми, перспективи / держкоменергозбереження України. — К., 1997.
9. *Лисочкіна Т.В.* Джерела фінансування і оцінка ефективності проектів в енергетиці // Електричні станції. — 1995.— № 11. — с. 31–34.
10. *Находов В.Ф.* Оцінка порівняльної ефективності використання ТЕР як основа енергозбереження/Ефективність систем електроенергетики: Матеріали міжнародної науково-практичної конференції. — К., 1996. — Ч. I. — с. 32–33.
11. Процессы и аппараты пищевых производств / Николаев А.П. и др.. Примеры и задачи. 1992 г.
12. *Руденко Л.И., Скляр В.Я., Хан В.Е.* Очистка сточных вод спецрабочных от радиоактивного загрязнения / Экотехнологии и ресурсосбережение, 2001. — № 1. — с. 33–36.
13. *Торчинський Я.М.* Нормування витрат газу для опалювальних котельнь.- Л., 1991.
14. *Цвиклис В.С., Смагин Д.Н., Самохвалов В.С.* Определение экономической эффективности системы утилизации вентиляционных выбросов на судах / Автоматика, автоматизация, электротехнические комплексы и системы. — 2001. — № 1 (8). — с. 153–155.

ДОДАТКИ

Таблиця 1
Обсяг теоретично необхідної кількості повітря і продуктів згоряння природного газу при різних коефіцієнтах надлишку повітря

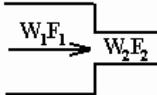
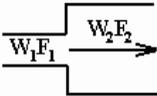
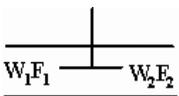
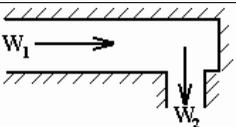
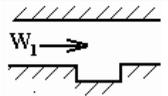
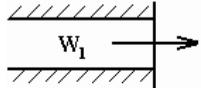
Родовища	V^{CO_2}		V^{N_2}		V^{O_2}		V^{H_2O}		$V^{назв. дог.}$		$V^{ст}$		V^c						
	6=1,0	6=1,5	6=2,0	6=1,0	6=1,5	6=2,0	6=1,0	6=1,5	6=2,0	6=1,0	6=1,5	6=2,0	6=1,0	6=1,5	6=2,0				
Природні газу чисто газових родовищ																			
Ухтинське	8,83	0,94	7,07	10,55	14,04	—	0,92	1,85	1,98	2,05	2,12	—	4,41	8,83	12,42	16,84	9,99	14,47	18,96
Бугурусланське	9,01	0,93	7,27	10,83	14,39	—	0,94	1,89	1,97	2,04	2,11	—	4,50	9,01	12,75	17,26	10,22	14,79	19,37
Курдюмське	8,94	0,94	7,13	10,67	14,20	—	0,94	1,88	2,02	2,09	2,16	—	4,47	8,94	12,53	17,01	10,09	14,62	19,17
Саратовське	9,51	1,01	7,54	11,30	15,05	—	1,0	2,0	2,11	2,18	2,26	—	4,67	9,34	13,05	17,72	10,49	15,23	19,98
Мелітопольське	9,34	0,98	7,40	11,09	14,77	—	0,98	1,96	2,11	2,18	2,26	—	4,67	9,34	13,05	17,72	10,49	15,23	19,98
Дашавське	9,48	1,0	7,50	11,25	14,98	—	0,99	1,98	2,14	2,21	2,29	—	4,74	9,48	13,24	17,98	10,64	15,45	20,27
Ставропольське	9,44	0,99	7,47	11,20	14,93	—	0,99	1,98	2,14	2,21	2,29	—	4,72	9,44	13,18	17,90	10,60	15,39	20,17
Шебелінське	9,40	1,01	7,47	11,19	14,90	—	0,99	1,97	2,11	2,18	2,26	—	4,70	9,40	13,17	17,90	10,58	15,35	20,13
Комі АРСР	9,09	0,97	7,27	10,86	14,45	—	0,95	1,90	2,02	2,09	2,16	—	4,54	9,09	12,73	17,33	10,26	14,87	19,49
Бухарське (Газдинське)	9,90	1,04	7,82	11,73	15,64	—	1,04	2,08	2,21	2,29	2,37	—	4,95	9,90	12,31	18,76	10,94	16,10	21,13
Волгоградське	9,57	0,99	7,58	11,36	15,14	—	1,01	2,01	2,12	2,19	2,27	—	4,79	9,57	12,36	18,14	10,68	15,55	20,48
Астраханське	9,75	1,05	7,70	11,55	15,40	—	1,02	2,04	2,16	2,27	2,31	—	4,87	9,75	13,62	18,50	10,91	15,86	20,81
Полугні газу нафтових родовищ																			
Волгоградське	10,50	1,19	8,31	12,45	16,60	—	1,10	2,20	2,20	2,41	2,49	—	5,25	10,50	14,74	19,99	11,83	17,15	22,48
Комі АРСР	10,80	1,20	8,59	12,77	17,12	—	1,13	2,26	2,26	2,42	2,50	—	5,40	10,80	15,10	20,58	12,12	17,52	23,08
Сагайдаське	9,38	0,99	7,43	11,18	14,84	—	0,98	1,97	1,97	2,21	2,29	—	4,69	9,38	13,15	17,80	10,56	15,36	20,09
Татарської РСР	13,34	1,55	10,76	16,0	21,28	—	1,45	2,90	2,90	2,59	2,68	—	6,67	13,34	19,0	25,73	14,80	21,59	28,41

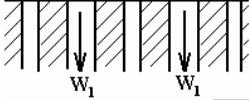
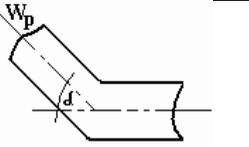
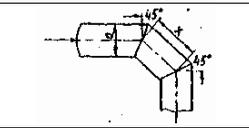
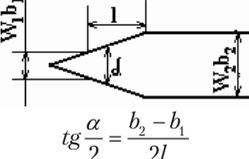
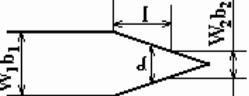
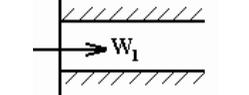
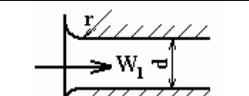
Таблиця 2
Величина, на яку варто збільшувати коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням для урахування випромінювання перекреператорного простору

Відношення H/D	Величина перевищення (%) для рекуператора				Величина перевищення (%) для рекуператора			
	діаметром, м		діаметром, м		діаметром, м		діаметром, м	
	0,5	1,5	0,5	1,5	0,5	1,5	0,5	1,5
2	$t_{г1} = 1000^{\circ}C$	$t_{г1} = 1300^{\circ}C$	$t_{г1} = 1000^{\circ}C$	$t_{г1} = 1300^{\circ}C$	$t_{г1} = 1000^{\circ}C$	$t_{г1} = 1300^{\circ}C$	$t_{г1} = 1000^{\circ}C$	$t_{г1} = 1300^{\circ}C$
	20	30	40	60	10	15	20	30
3	15	25	30	40	5	10	15	20

Таблиця 3

Коефіцієнти місцевих опорів

Тип місцевого опору		ξ		До якої швидкості
Найменування	Рисунок		ξ	
1. Раптове звуження каналу		F_2/F_1	ξ	W_2
		0,1	0,47	
		0,2	0,42	
		0,3	0,38	
		0,4	0,34	
		0,5	0,39	
		0,6	0,24	
		0,7	0,18	
		0,8	0,13	
		0,9	0,06	
2. Раптове розширення каналу		F_1/F_2	ξ	W_1
		0,1	0,81	
		0,2	0,64	
		0,3	0,50	
		0,4	0,36	
		0,5	0,25	
		0,6	0,16	
		0,7	0,09	
		0,8	0,04	
		0,9	0,01	
3. Частково відкритий шибер або заслінка		Ступінь відкриття шибера, %	ξ	W_1
		10	230	
		20	40	
		30	16,7	
		40	7,5	
		50	4	
		60	2	
		70	1	
		80	0,5	
		90	0,22	
100	0,1			
4. Пряме коліно під кутом 90° з нішею при $W_1 = W_2$		$\xi = 2$	W_1	
5. Ніша на шляху руху газу по каналу		ξ від 0,1 до 1 збільшується зі збільшенням ніші	W_1	
6. Вихід з каналу		$\xi = 1,0$	W_1	

Тип місцевого опору		ξ					До якої швидкості		
Найменування	Рисунок								
7. Вхід у систему каналів		Квадратні отвори, $\xi = 2,0 - 2,5$ Круглі отвори, $\xi = 2,5 - 3,5$ Прямокутні отвори, $\xi = 1,5 - 2,0$					W_1		
8. Просте кільце		Перетин каналу	Коефіцієнт	Кут α , град					
		Коло	ξ	20	40	60	80	100	
		Квадрат	ξ	0,05	0,20	0,5	0,9	1,2	
9. Складне кільце		Перетин каналу	Коефіцієнт	Відношення π/d					
		Коло		1	2	3	4	5	6
10. Дифузор у прямому каналі	 $\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} = \frac{b_2 - b_1}{2l}$ <p>При прямокутному перетині в двосторонньому розкритті дифузора розмір приймають за діагоналю перетину</p>	Величина ξ за рис. 2 помножується на коефіцієнт К					W_1		
		Кут розкриття дифузора, град	К						
11. Конфузор у прямому каналі		при $\alpha \leq 20^\circ$ $\xi = 0^\circ$ при $\alpha = 20^\circ \dots 40^\circ$ $\xi = 0,1$ при $\alpha > 45^\circ$ величину вибирають за рис. 1					W_2		
12. Вхід в отвір з гострими краями		$\xi = 0,5$					W_1		
13. Вхід в отвір із заокругленими краями		при $r/d = 0,1$ $\xi = 0,12$ при $r/d = 0,2$ $\xi = 0,02$ Як у рівень зі стінкою, так і при виступаючих краях					W_1		

Тип місцевого опору		ξ	До якої швидкості
Найменування	Рисунок		
14. Вхід у круглу трубу з конічним розтрубом		Як у рівень зі стінкою, так і при виступаючих краях $\xi = 0,15$	W_1
15. Вхід у канал з виступаючими краями		при $\sigma/d \geq 0,25$ $\xi = 0,75$ при $\sigma/d \approx 0,25$ $\xi = 1,0$ при $\sigma/d \geq 0,05$ $\xi = 0,5$	W_1

Таблиця 4

Значення A , B і n для голчастих труб різного типу

Поверхня	A		B		n	Критерій $Re \cdot 10^{-2}$
	Умовна поверхня	Дійсна поверхня	Умовна поверхня	Дійсна поверхня		
Внутрішня поверхня голчастих труб усіх типів	0,0215	0,065	41,2	12,5	1,03	6 – 25
Зовнішня поверхня труб						
Типу 17,5	0,475	0,085	118,5	22,1	0,755	1,0 – 4,0
Типу 28	0,358	0,088	69,0	17,9	0,74	1,0 – 4,0
Без голок	0,121	0,075	17,0	10,7	0,72	3,0 – 13,0

Таблиця 5

Значення коефіцієнта забруднення (e)

Вид палива	Коефіцієнт e	
	Для гладкотрубних пучків	Для чавунного економайзера
Тверде паливо	0,015 – 0,02	0,03
Мазут	0,015	0,025
Деревина	0,01	0,02
Природний газ	0,005	0,01

Таблиця 6

Значення функції Z у рівняннях (1) і (2)

$G_1 c_1 / G_2 c_2$	$KF / G_1 c_1$							
	0,033	0,1	0,33	0,5	1	2	3	
0	0,033	0,1	0,28	0,39	0,63	0,86	0,95	1,0
0,01	0,033	0,1	0,28	0,39	0,63	0,86	0,95	1,0
0,05	0,033	0,1	0,28	0,39	0,62	0,86	0,94	1,0
0,1	0,033	0,1	0,28	0,38	0,61	0,85	0,94	1,0
0,2	0,033	0,1	0,28	0,38	0,6	0,83	0,93	1,0
0,5	0,033	0,1	0,26	0,36	0,57	0,78	0,89	1,0
1,0	0,033	0,1	0,25	0,34	0,51	0,68	0,77	1,0
2,0	0,033	0,09	0,23	0,29	0,39	0,46	0,49	0,5
5,0	0,032	0,08	0,16	0,18	0,2	0,2	0,2	0,2
10,0	0,028	0,06	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1
20	0,024	0,04	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05
50	0,016	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02
100	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01

Таблиця 7

Характеристика застосовуваних насадок економайзера

Насадка	Поверхня насадки в одиницю об'єму, $\text{м}^2/\text{м}^3$	Вільний об'єм $V_{\text{вільн}}, \text{м}^3/\text{м}^3$	Об'ємна вага, $\text{кг}/\text{м}^3$	Гідрравлічний діаметр $d_r = \frac{4V_{\text{вільн}}}{S}, \text{мм}$
Кільця Рашига керамічні (безладно лежачі)				
25*25*3 мм	200	0,74	530	15,0
35*35*4 мм	140	0,78	505	22,0
50*50*5 мм	90	0,785	530	35,0
Кільця Рашига керамічні (правильно укладені)				
50*50*3 мм	110	0,73	650	27,0
80*80*8 мм	80	0,72	670	36,0
100*100*10 мм	60	0,72	670	48,0
Дерев'яні рейки при відстані між рейками 100*10 мм				
10 мм	100	0,55	210	22,0
20 мм	65	0,68	145	42,0
30 мм	48	0,78	110	65,0

Таблиця 8

Орієнтовне значення коефіцієнта теплопередачі від димових газів до води в шарі насадки з керамічних кілець 35x35x4мм за даними дослідів НДІСТ УРСР

Швидкість димових газів у вільному перетині w_0 , м/сек					
0,75			1,0		
HW , м ³ /м ² ·год	K , Вт/м ² ·К	K , Вт/м ² ·К	HW , м ³ /м ² ·год	K , Вт/м ² ·К	K , Вт/м ² ·К
5	60 – 65	8000 – 17500	5	70 – 75	9800 – 15000
10	70 – 75	9800 – 15000	10	80 – 90	9800 – 15000
20	80 – 85	11600 – 17500	20	90 – 100	12800 – 19800
Швидкість димових газів у вільному перетині w_0 , м/сек					
1,25			1,50		
HW , м ³ /м ² ·год	K , Вт/м ² ·К	K , Вт/м ² ·К	HW , м ³ /м ² ·год	K , Вт/м ² ·К	K , Вт/м ² ·К
5	80 – 90	11600 – 17500	5	90 – 100	12800 – 19800
10	95 – 100	12800 – 19800	10	105 – 110	14500 – 22000
20	105 – 110	14500 – 22000	20	115 – 130	16300 – 25600

Таблиця 9

Основні фізичні властивості теплоносіїв, що рекомендуються

Теплоносій	t , °С	c , кДж/(кг·К)	ρ , кг/м ³	λ , Вт/(м·К)	$\mu \cdot 10^4$ (Н·с)/м ²	$\nu \cdot 10^6$ м ² /с	$d \cdot 10^6$ м ² /с	Pr
28 % нітриту натрію	0	3,5	1214	0,5815	32,96	2,71	0,137	19,78
Вода	70	4,19	977,8	0,66	39,82	0,415	0,161	2,58
	0	4,21	999,9	0,56	7,49	1,789	0,132	13,5

Таблиця 10

Значення коефіцієнтів А і В, що апроксимують залежність ентальпії насиченого повітря від температури

$\frac{t_{ж.к.2} + t_{в.н.1}}{2}$	А, кДж/кг	В, кДж/кг·К
-20 ... -15	4,216	1,13
-15 ... -10	5,99	1,235
-10 ... -5	7,61	1,377
-5 ... 0	10,145	1,708
0 ... 7	9,85	1,798
7 ... 15	5,87	2,3
15 ... 20	-6,9	3,14
20 ... 25	-11,7	3,52

Таблиця 11

Втрати тиску від тертя в трубопроводах на 1м, Па/м²

Швидкість руху теплоносія, м/с	Діаметр трубопроводу D, мм					
	32	40	50	70	102	150
0,5	200	119,1	110,17	72,3	46,1	26,8
0,7	373,9	277,2	204,2	133,4	84,6	50,6
1	725	535,9	404,9	259,5	163,7	99,3
1,2	1018,3	750	548,8	367,5	231,5	140
1,5	1527,4	1155,6	844	555	354,3	209,9
2	2639	1965	1476,8	952,7	607,3	365,2

Таблиця 12

Значення коефіцієнтів C для розрахунку гідравлічного опору теплообмінників, (Па·с)²/м⁴

Номер	Калорифери				Повітрянагрівачі кондиціонерів		
	Модель				Тип кондиціонера	Кількість рядів трубок	
	KBC	KVB	KCK3	KCK4		1	2
1	9908	10349			КД10А	10653	13371
2	10732	11174			КД20А	14538	17265
3	11556	11997			КТЦ базові теплообмінники		
4	12125	12822			1-метровий	14538	17265
5	14028	14469			1,5-метровий	22347	25064
6	10349	11095	16451	17501	2-метровий	30146	32873
7	11174	11919	17618	18708			
8	11997	12743	18786	19875			
9	12822	13557	19943	21033			
10	14469	15215	22268	23367			
11	17070	18246	25996	26487			
12	18629	17864	25996	26487			

Таблиця 13

Властивості найпоширеніших видів промислових відходів

Горючі компоненти промислових відходів	Робоча маса (елементарний склад), %								Q _i ^r , кДж/кг
	W ^r	C ^r	H ^r	O ^r	N ^r	S ^r	A ^r	V ^r	
Папір	25,0	37,2	4,55	29,0	0,14	0,06	4,05	76,04	15170
Деревина	20,0	40,5	4,8	33,4	0,5	-	0,8	77,5	16130
Резина, шкіра	5,0	65,0	4,98	12,6	0,21	0,61	11,6	49,0	26700
Відпрацьоване масло	10,0	-	-	-	-	1,4	1,5	-	41060
Масляна емульсія	17,5	-	-	-	-	0,3	1,3	-	31260
Шлам масел (фуз)	30,0	-	-	-	-	1,5-5,5	40,0	-	9000
Відстій	3,5	-	-	-	-	0,6	53,0	-	16130
Відходи деревини	3,0	-	-	-	-	-	15,0	-	12570

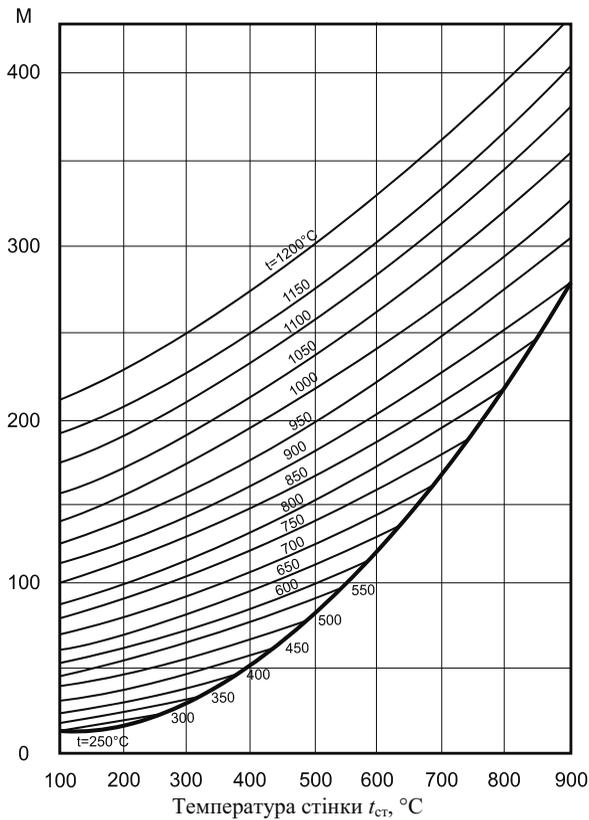
Таблиця 14

Парціальний тиск насиченої пари над льодом (за таблицями Г. Бонгарда)

Температура, °C	0	-1	-2	-3	-4	-5
Тиск, Па	610,5	562,1	517,1	475,4	436,8	401,0
Тиск, мм. рт. ст.	4,579	4,216	3,879	3,566	3,276	3,008

-6	-7	-8	-9	-10	-11	-12	-13	-14
368,1	337,6	309,4	283,3	259,4	273,3	216,9	198,1	180,9
2,761	2,532	2,321	2,125	1,946	1,780	1,627	1,486	1,357

-15	-16	-17	-18	-19	-20	-25	-30	-35
165,0	150,0	136,9	124,6	113,3	102,9	62,79	37,33	22,26
1,238	1,125	1,027	0,935	0,850	0,772	0,471	0,280	0,167

Рис. 1. Залежність величини множника M від температури димових газів (t_d) і стінки рекуператора ($t_{ст}$)

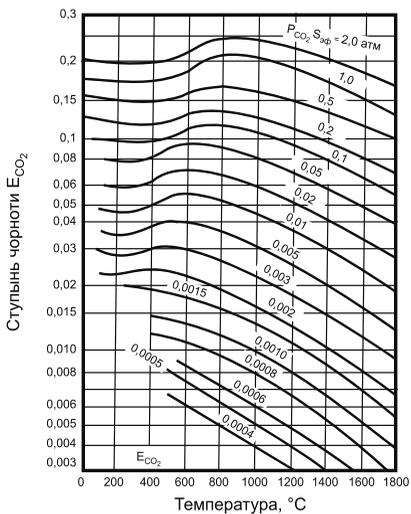


Рис. 2. Ступінь чорноти випромінювання CO_2 (за даними В.Н. Тимофєєва і Е.С. Карасиной)

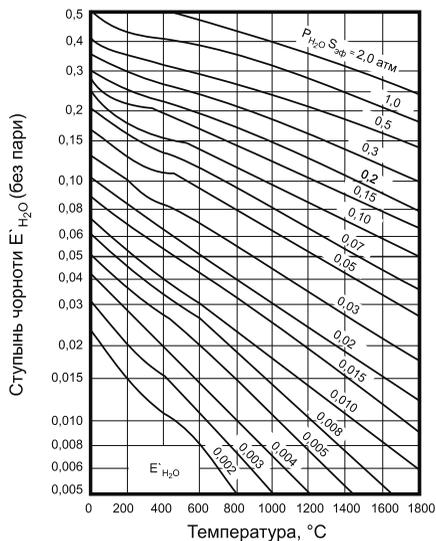


Рис. 3. Умовний ступінь чорноти випромінювання водяної пари без поправки на її парціальний тиск

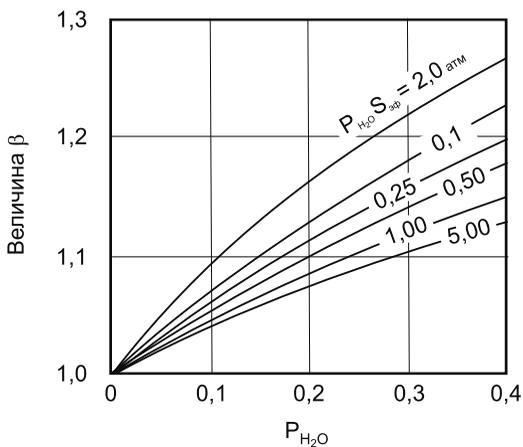
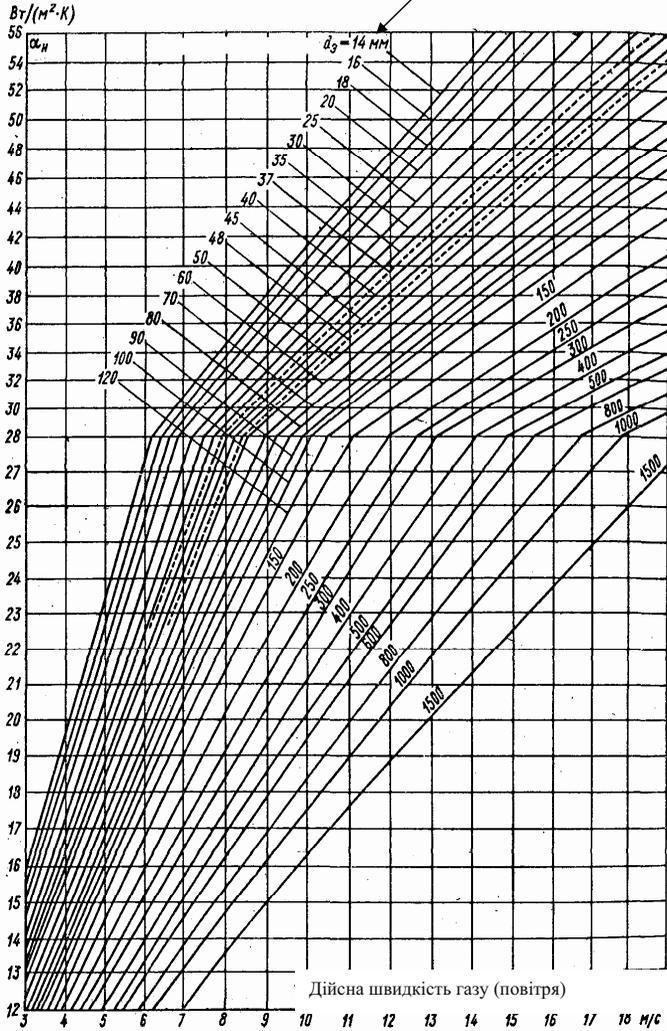


Рис. 4. Поправочний множник β для отримання ступеня чорноти водяної пари ($\epsilon_{H_2O} = \beta \epsilon'_{H_2O}$)
Примітка: 1 атм = 0,1 МПа

Еквівалентний діаметр $d_e = 14 \text{ мм}$



a

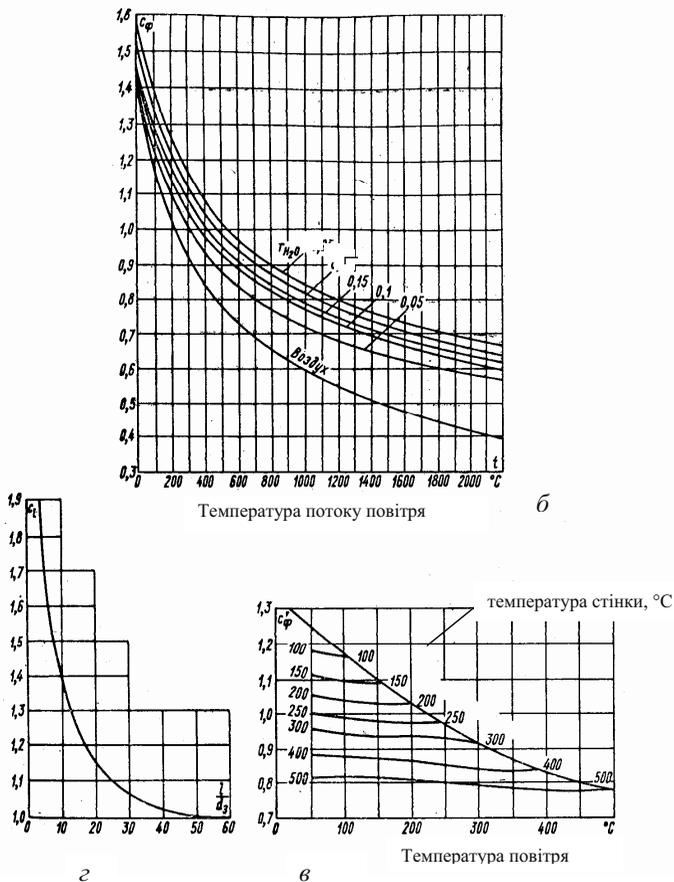


Рис. 5. Коефіцієнт тепловіддачі конвекцією при примусовому русі повітря і димових газів в трубі або біля плоскої стінки при турбулентному режимі

a – залежність коефіцієнта тепловіддачі α від дійсної (при даній температурі швидкості газу ω);

б – залежність температурної поправки c_ϕ від середньої температури газу t ;

в – залежність температурної поправки c'_ϕ від середньої температури газу t і температури стінки t_{cm} ;

z – залежність поправки на початкову ділянку c_l від відношення довжини початкової ділянки l до приведенного діаметра d_e

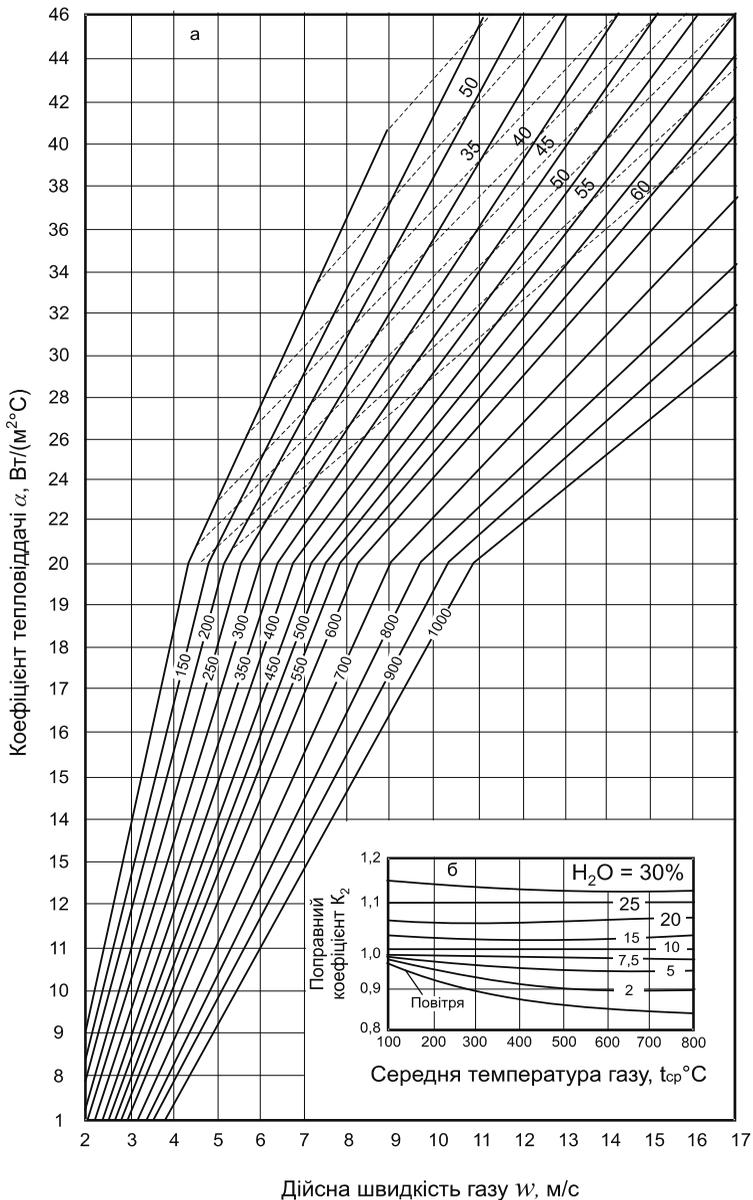
K_2 .

Рис. 6. Коефіцієнт тепловіддачі конвекцією при примусовому русі повітря та димових газів в трубі або навколо плоскої стінки при перехідному режимі:
a – коефіцієнт тепловіддачі; *b* – поправний коефіцієнт

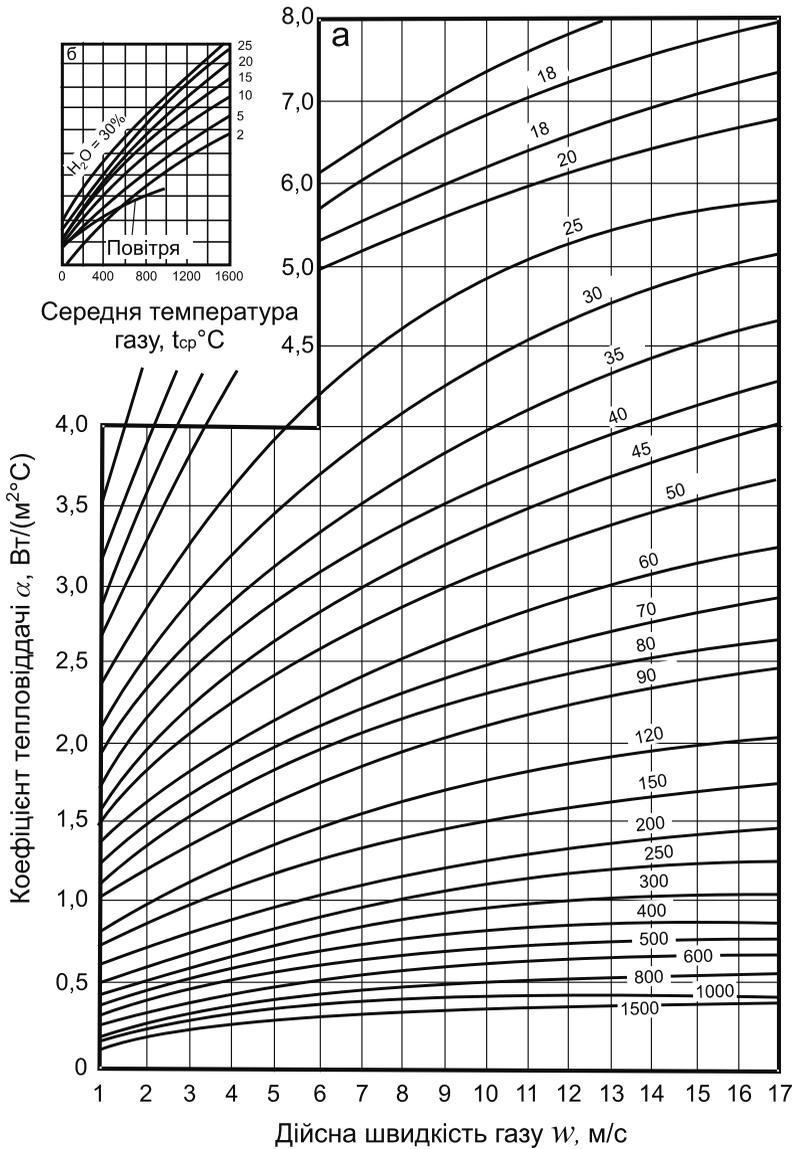


Рис. 7. Коефіцієнт тепловіддачі конвекцією при примусовому русі повітря і димових газів в трубі біля плоскої стінки при ламінарному режимі
 a – коефіцієнт тепловіддачі α ; b – поправка на температуру c'_ϕ .

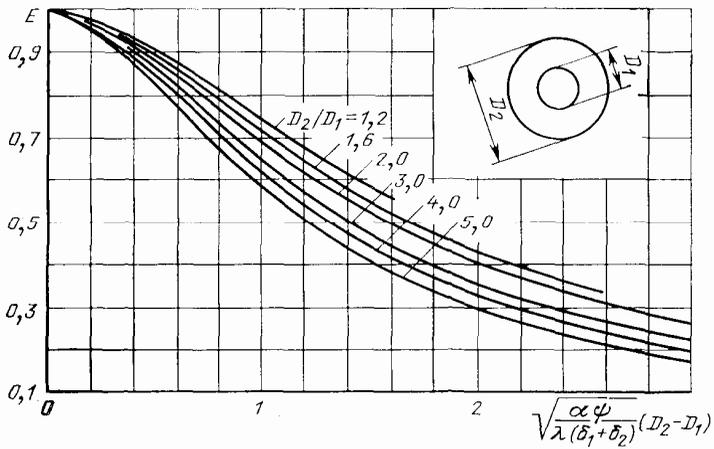


Рис. 8. Коэффициент эффективности круглых ребер из цилиндрической основой

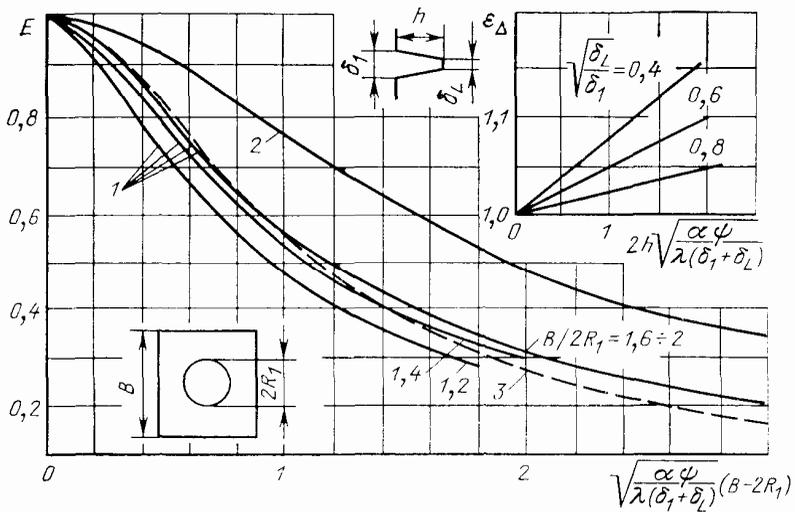


Рис. 9. Коэффициент эффективности квадратных ребер из цилиндрической (1) и прямой основой (2)

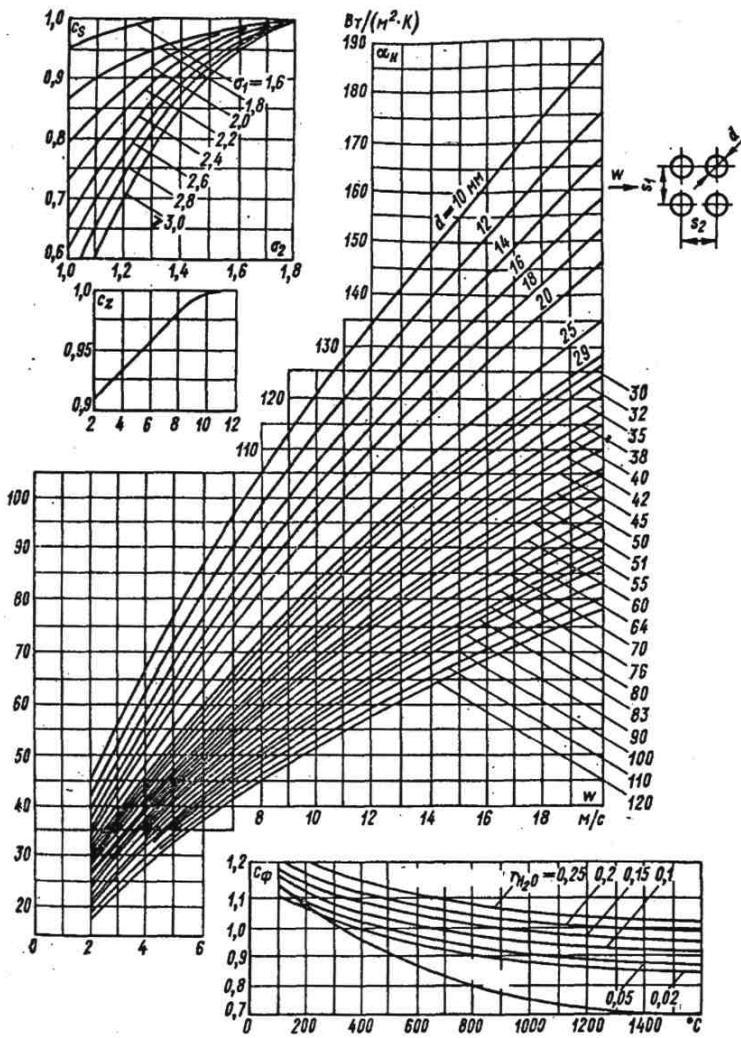
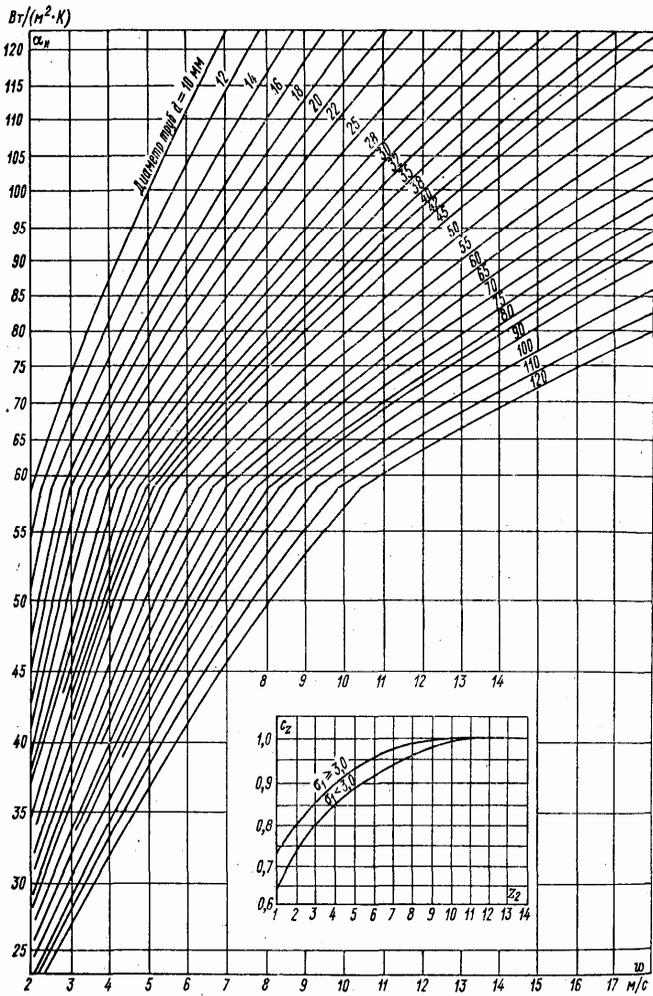
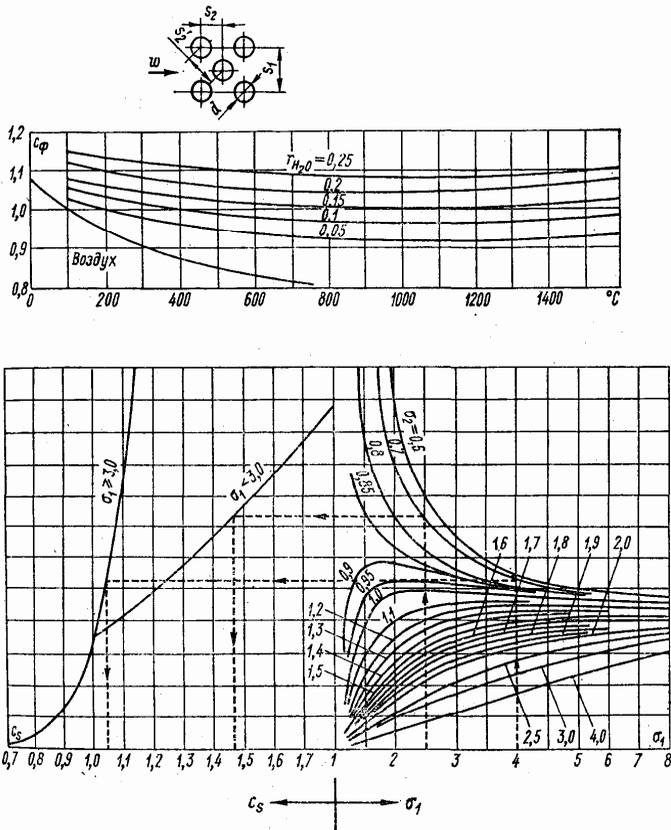


Рис. 10. Коефіцієнт тепловіддачі конвекцією при поперечному обмиванні коридорних гладкотрубних пучків



a



б

Рис. 11. Коэффициент тепловіддачі конвекцією при поперечному обмиванні шахових гладкотрубних пучків:

а – залежність коефіцієнту тепловіддачі від швидкості газів та визначення поправки на число рядів труб за ходом продуктів згоряння c_z ;

б – визначення поправки на геометричну компоновку пучка c_s та коефіцієнта, який враховує вплив зміни фізичних параметрів потоку c_ϕ ;

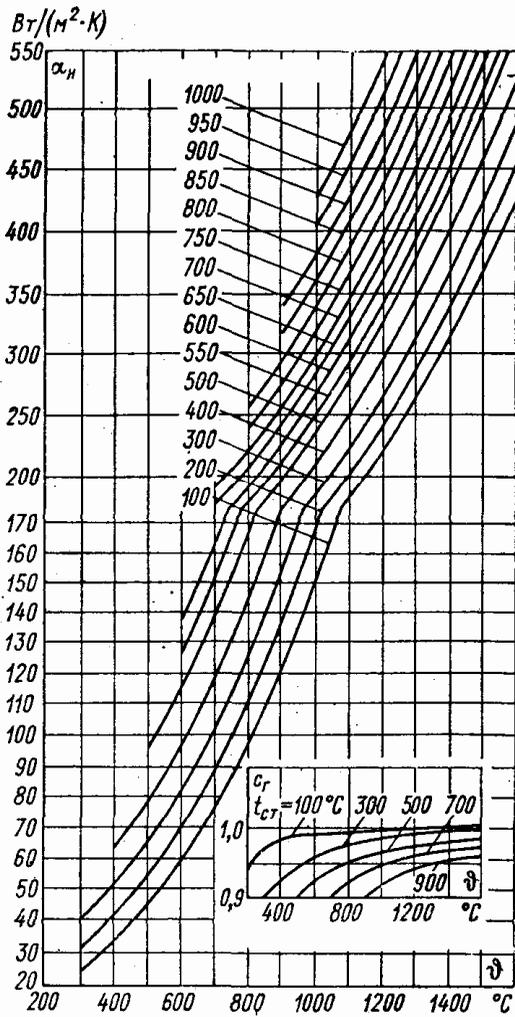


Рис. 12. Коэффициент тепловіддачі випромінюванням

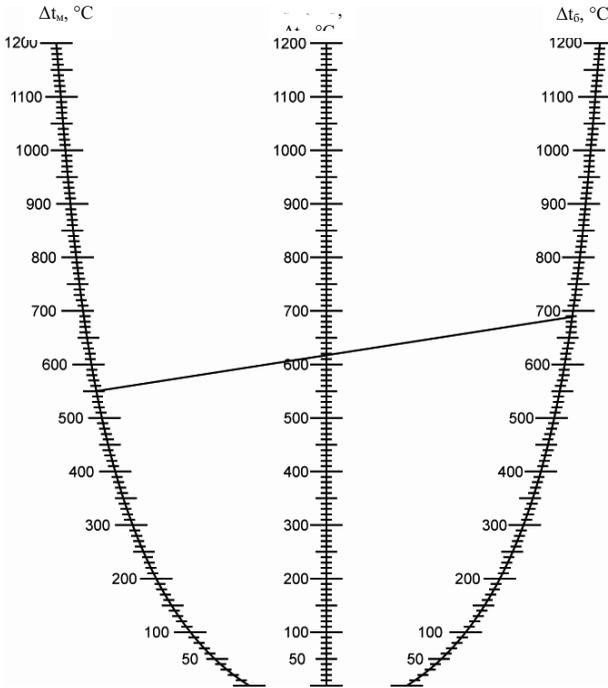


Рис. 13. Номограма для визначення Δt_e

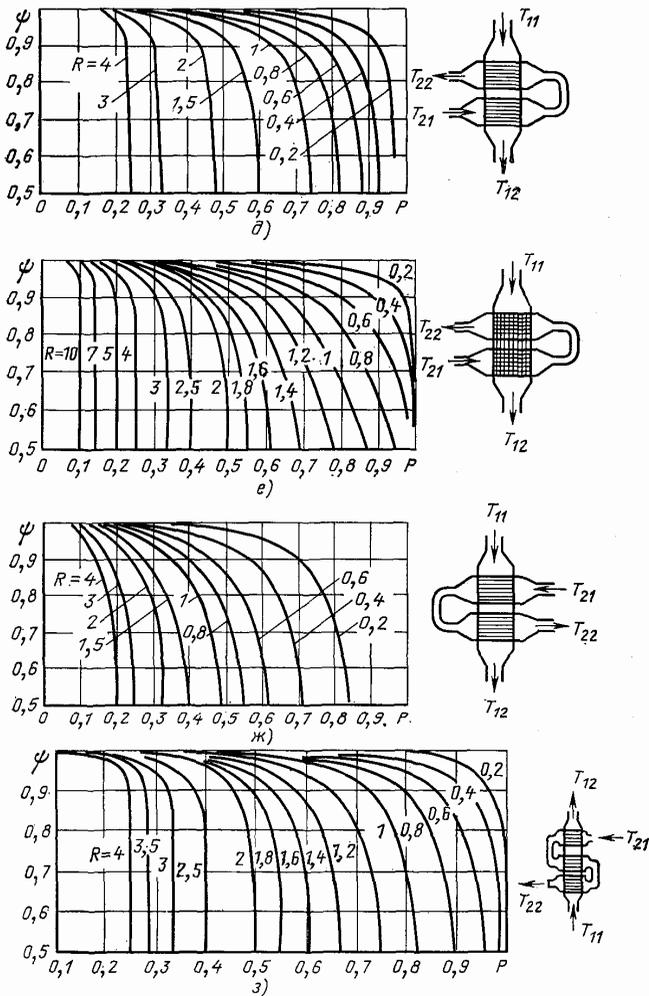
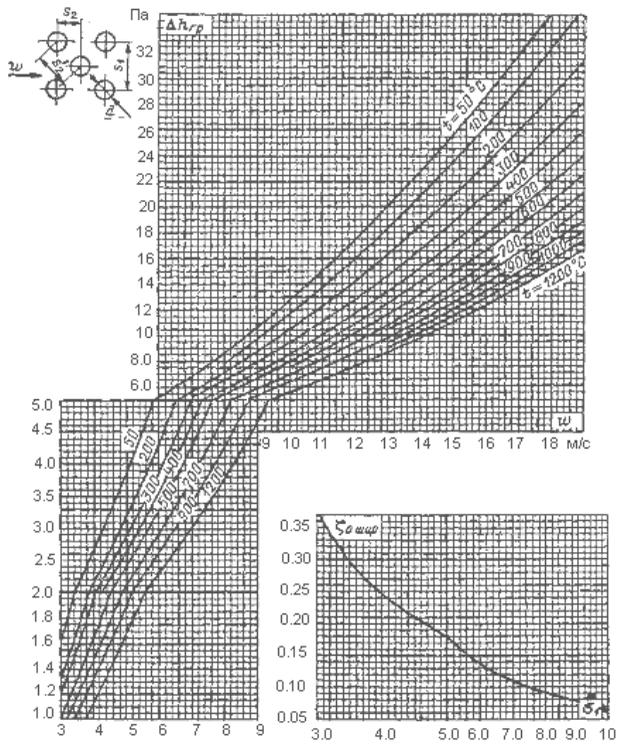
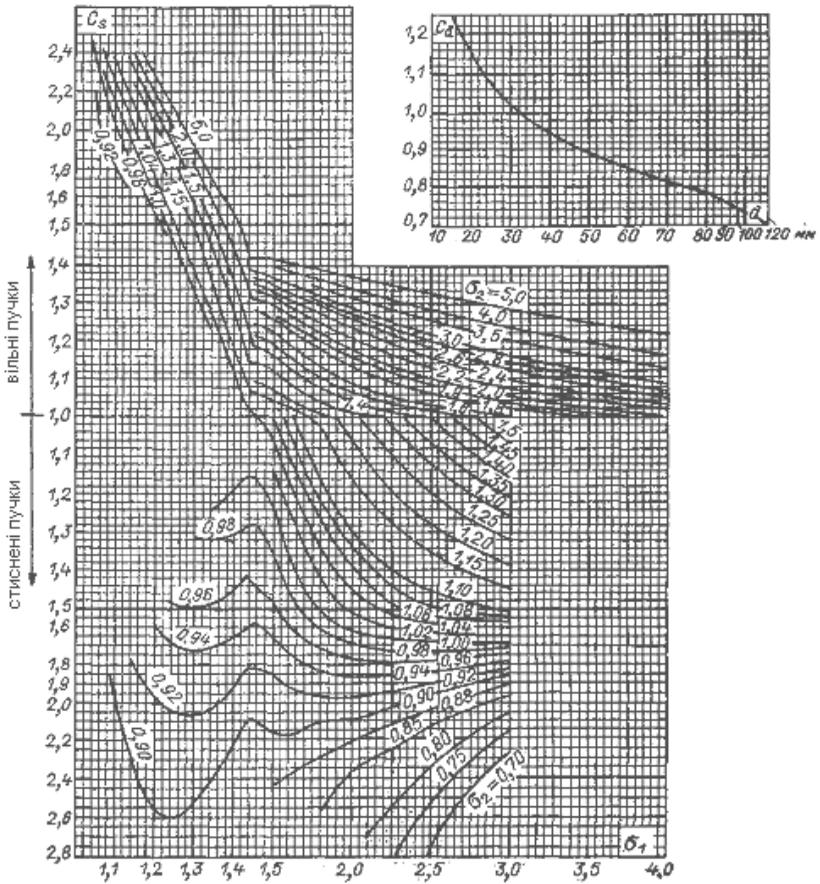


Рис. 14. Коэффициент ψ для схем однократного (а, б, в) и двократного (г) перехресного току: а – обидва середовища не перемішуються; б, в – перемішуються одне середовище; в – обидва середовища перемішуються, двократного (д, е, ж) і трьохкратного (з) перехресного току: д, з – одне середовище перемішується безперервно, інше тільки між ходами; е – одне середовище не перемішується, друге перемішується тільки між ходами; ж – те ж, що і д, але при загальному прямотоці



a



б

Рис.15. Опір шахових гладкотрубних пучків при поперечному омиванні:

При $0,1 < \varphi < 1,7$, а також при $\sigma_1 \leq 3,0$ і $1,7 \leq \varphi \leq 6,5$ $\Delta h = \Delta h_0(z_2 + 1) = C_s C_d \Delta h_{гр}(z_2 + 1)$;

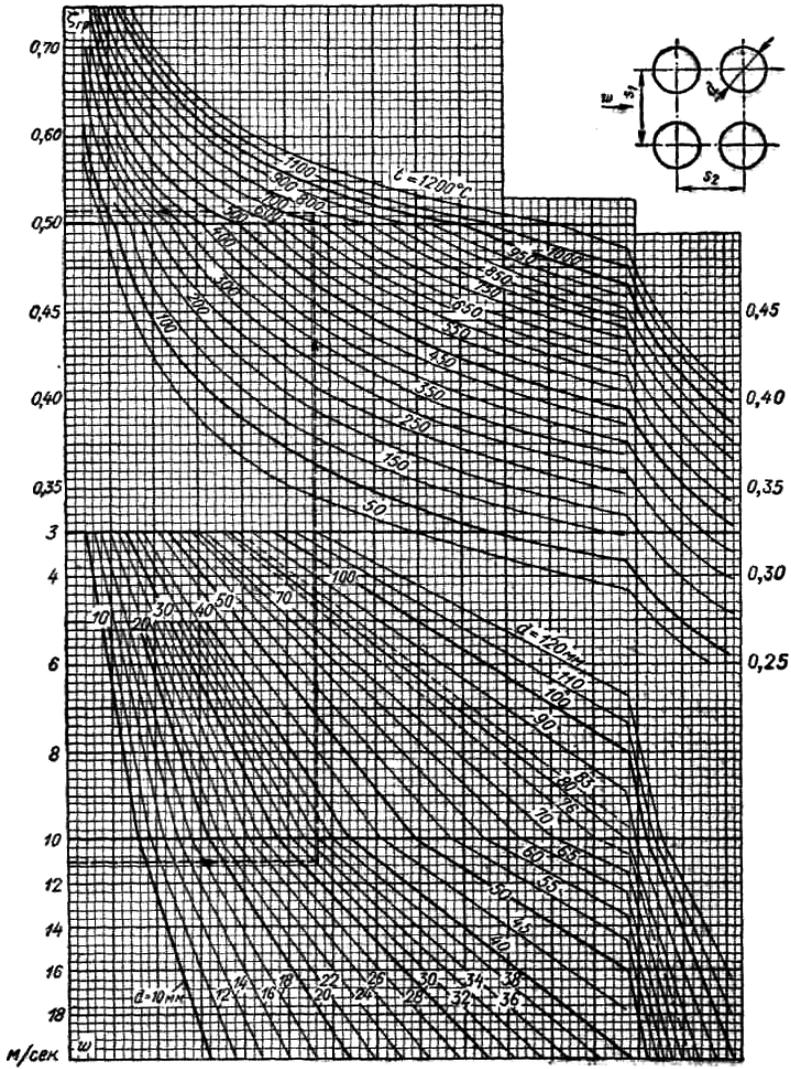
Формула перерахунку: $\Delta h_2 = \Delta h_1 \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^{1,73}$, при $\varphi > 1,7$ і $3,0 < \sigma_1 \leq 10$ $\Delta h = \xi_0 \text{ шир} \frac{\omega^2}{2} \rho(z_2 + 1)$;

де $\sigma_1 = S_1 / d$; $\sigma_2 = S_2 / d$; $\varphi = \frac{S_1 - d}{S_2 - d}$; C_s – коефіцієнт форми шахового пучка, який

залежить від відношення l / d ; C_d – коефіцієнт, який враховує діаметр труб, що утворюють шаховий пучок.

a – опір одного ряду шахових пучків Δh ;

b – знаходження коефіцієнтів C_s та C_d .



a

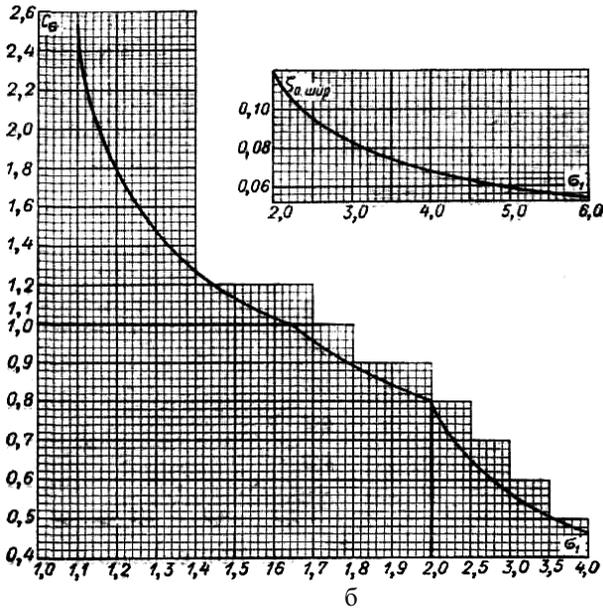
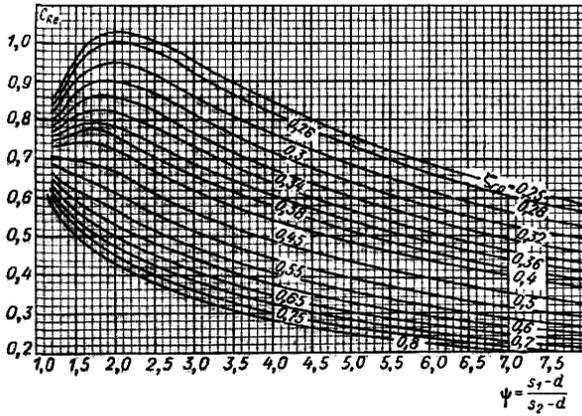


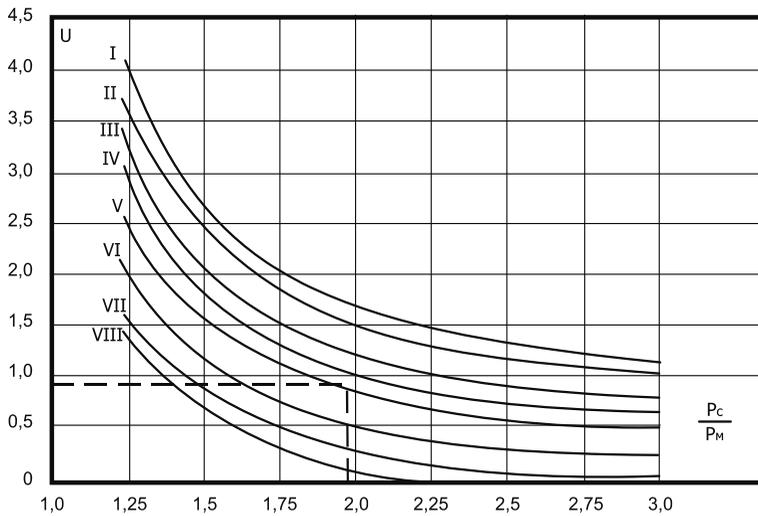
Рис. 16. Коефіцієнт опору коридорних гладко трубних пучків при поперечному омиванні.

При $\sigma_1 \leq \sigma_2$ $\xi = \xi_0 z_2 = C_\sigma \xi_{гр} z_2$; Формула перерахунку: $\xi_2 = \xi_1 \left(\frac{w_2}{w_1} \right)^{-0.2}$, $\sigma_1 \leq \sigma_2$ і $1 < \phi \leq 8$ $\xi = \xi_0$

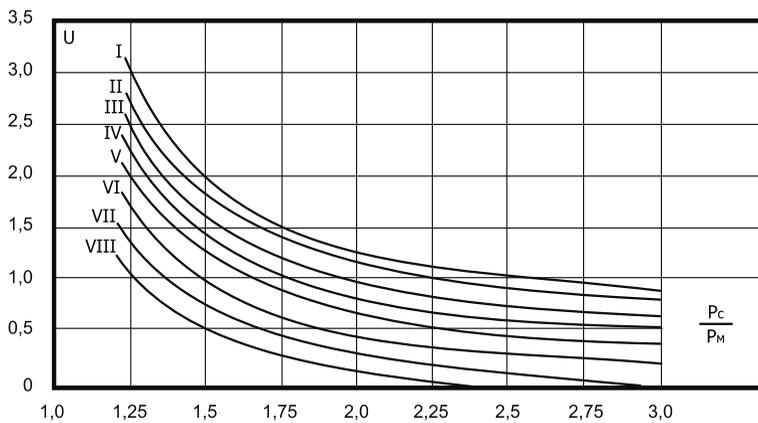
$z_2 = C_\sigma C_{Re} \xi_{гр} z_2$

Формула перерахунку $\xi_2 = \xi_1 \left(\frac{w_2}{w_1} \right)^{-0.2}$; при $\sigma_1 \leq \sigma_2$ і $8 < \phi \leq 15$; $\xi = \xi_{0шпр} z_2$

a – визначення коефіцієнта опору $\xi_{гр}$; b – визначення коефіцієнтів C_{Re} , C_σ



а



б

Рис. 17. Залежність коефіцієнта інжекції пароструминного компресора від ступеня стиснення: *а* – для сухої насиченої пари; *б* – для перегрітої пари

Значення p_c/p_n для кривих: I–75; II–50; III–25; VI–15; V–15; VI–6; VII–4; VIII–3,2

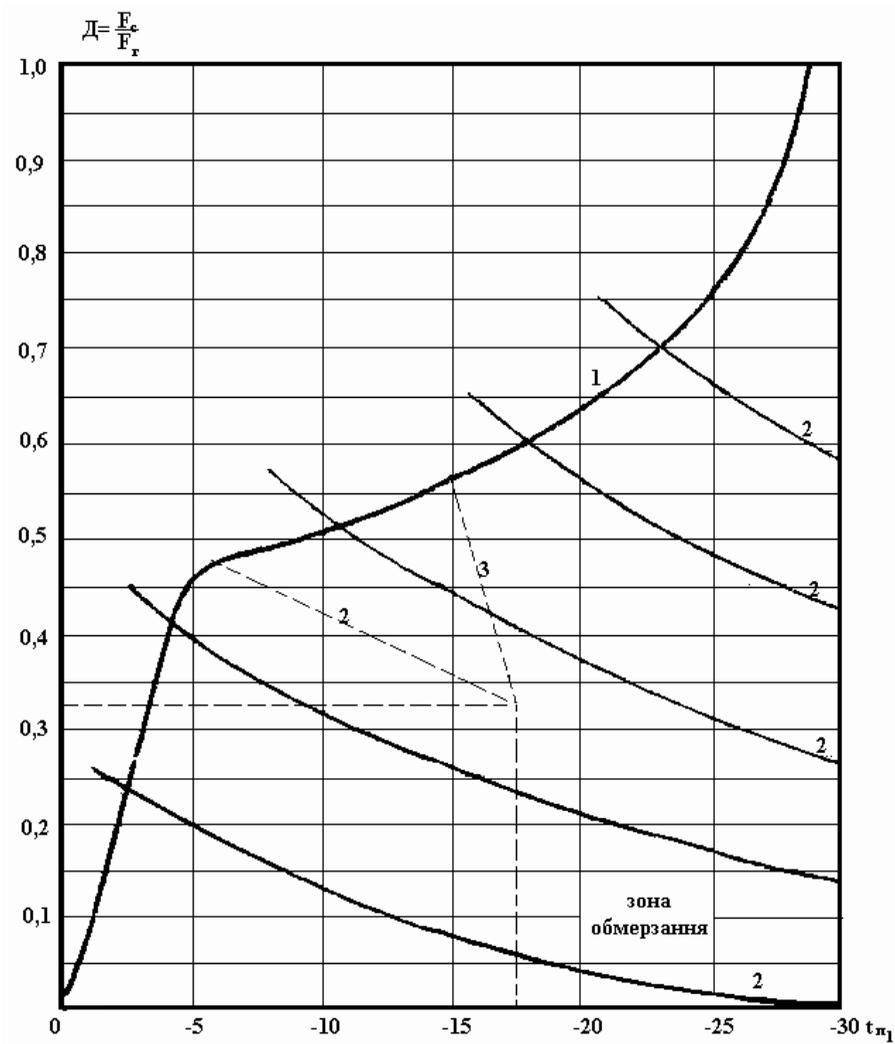


Рис. 18. Графік оцінки небезпеки обмерзання обертаючого регенератора з негігроскопічною насадкою:

1 – гранична лінія; 2 – лінії попереднього підігріву зовнішнього повітря; 3 – лінія балансування зовнішнього повітря

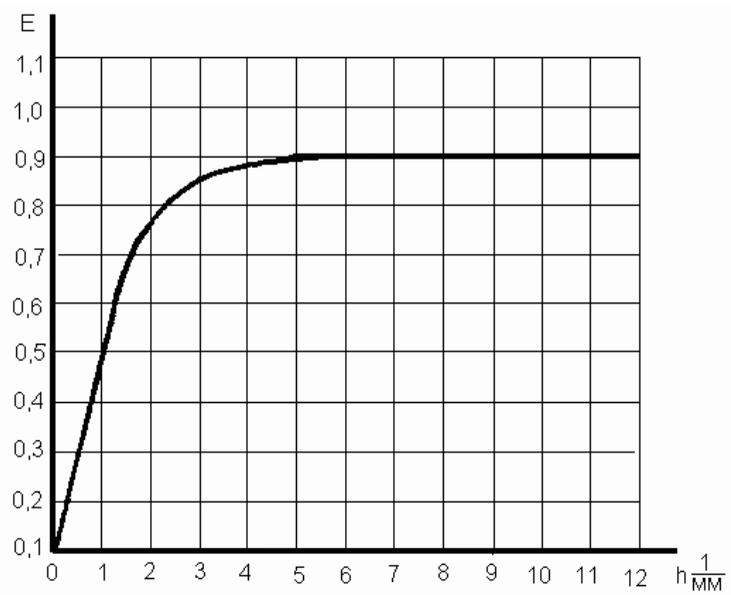
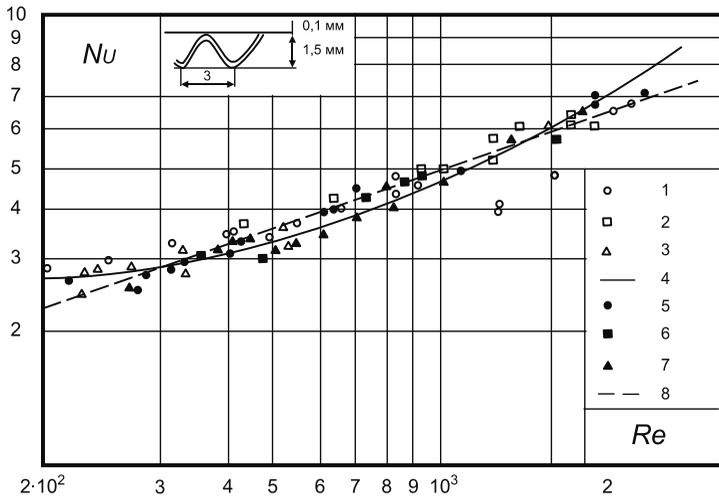
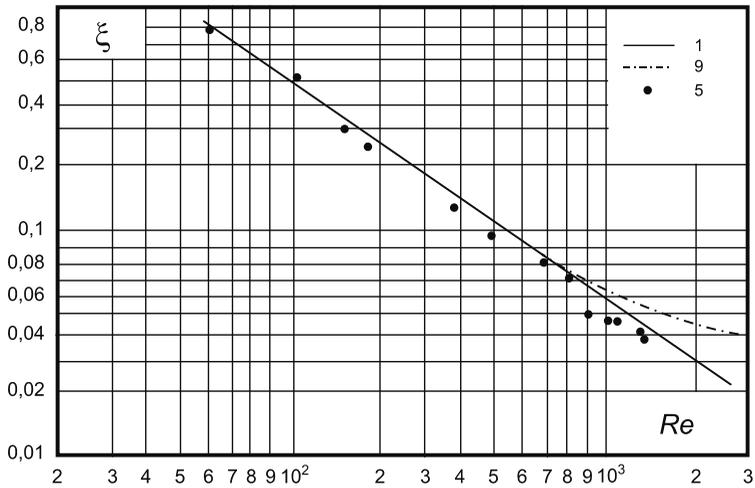


Рис. 19. Вплив частоти обертання насадки регенератора ВРТ-2 на величину теплової ефективності E



а



б

Рис. 20. Тепловіддача (а) і коефіцієнт опору (б) трикутних каналів за даними різних авторів: 1 – В.К. Мігай; 2 – Л.Н. Ільїн; 3 – М. Кокс і Р. Стівен; 4 – узагальнена крива за З.Б.Семілету; 5– 7 – В.М. Бузнiк та інш. (5– $d = 1,29\text{мм}$; 6– $d = 1,04\text{мм}$; 7– $d = 1,36\text{мм}$); 8 – О.О. Крeмнєв; 9 – В.М. Кейс і А.Л. Лондон

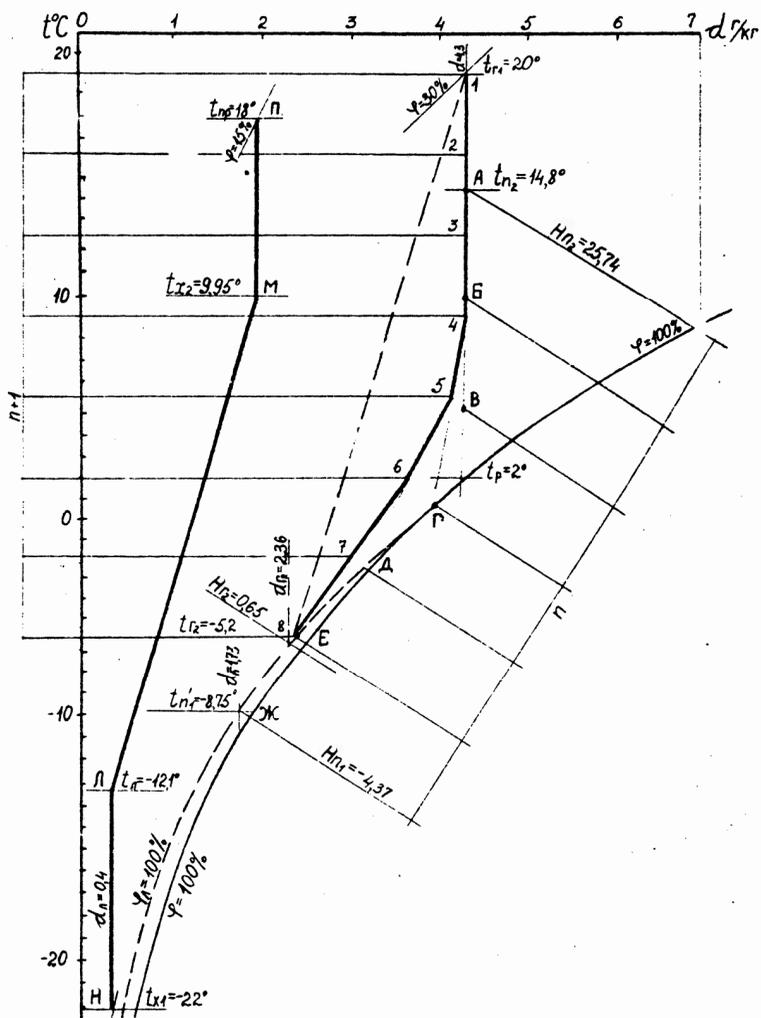


Рис. 21. Процеси обробки повітря в системі вентиляції з обортовим регенератором на діаграмі $H-d$:

1–2–3–4–5–6–7–8 – охолодження повітря, що видаляється, в регенераторі; А–Б–В–Г–Д–Е–Ж – стан повітряного шару над поверхнею насадки; 1–8 – лінія умовного охолодження повітря, що видаляється; Н–Л – попередній підігрів зовнішнього повітря; 3–1 – підігрівши і зволоження зовнішнього повітря в регенераторі; М–П – підігрів повітря в калорифері

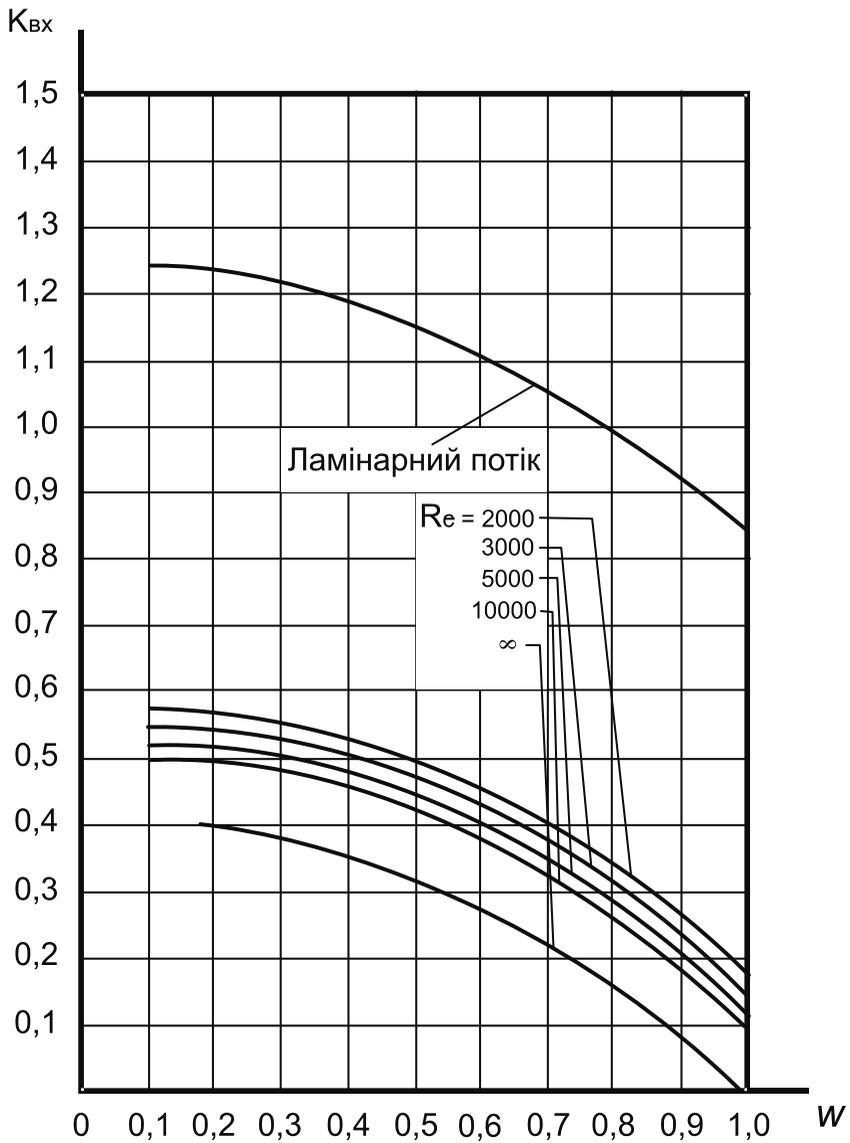


Рис. 22. Графік для обчислення коефіцієнта, що враховує втрати тиску на вході в регенератор

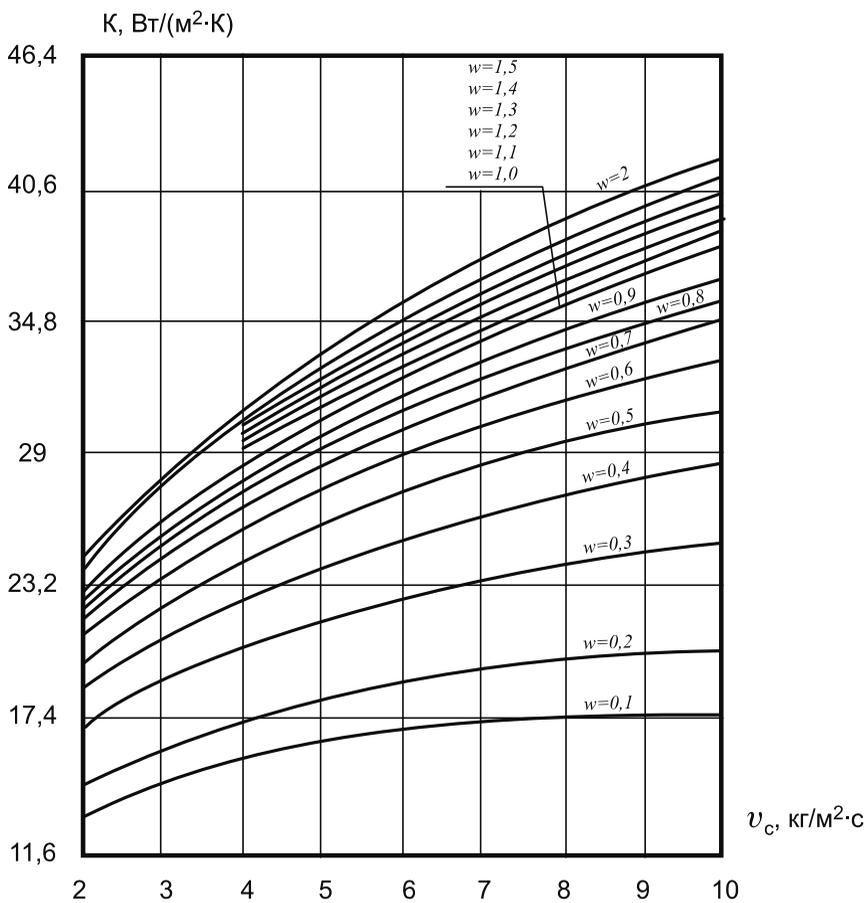


Рис. 23. Коэффициенты теплопередачи калориферов пластинчатых КВС, КВБ

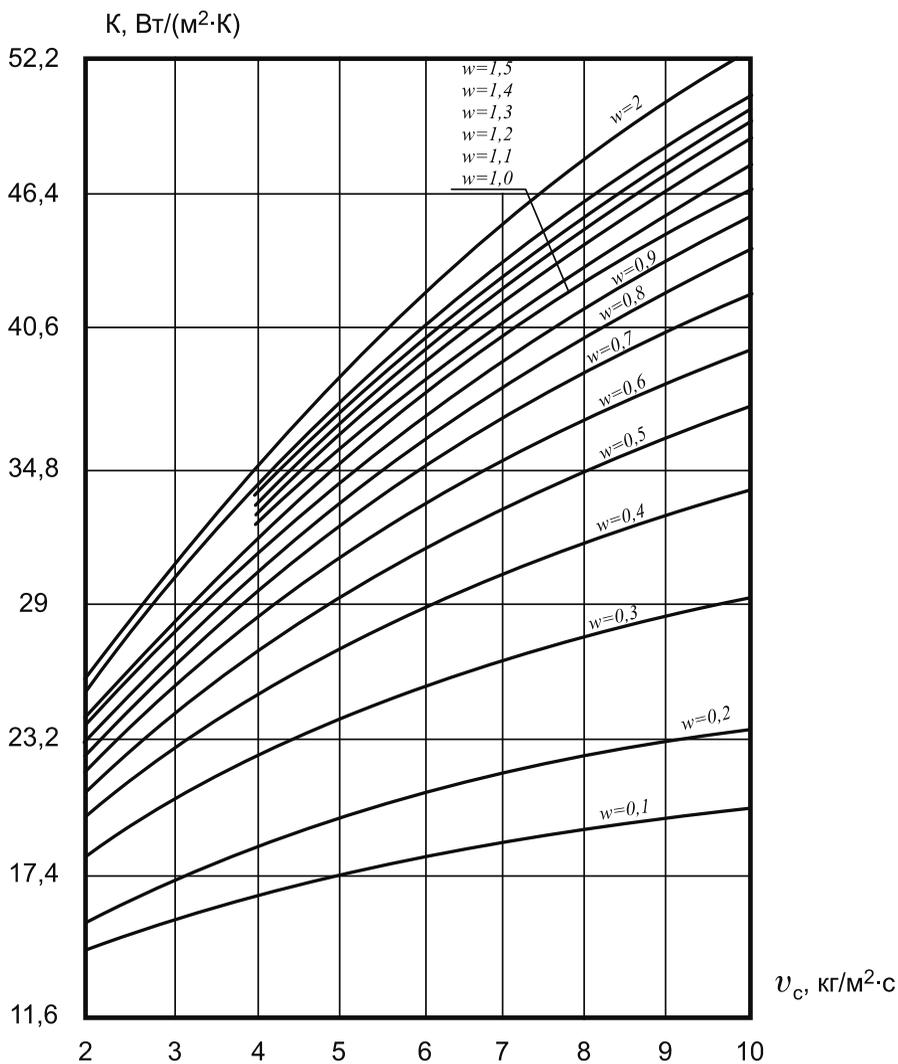


Рис. 24. Коэффициенты теплопередачи calorиферів біметалічних із накатним оребренням КСК

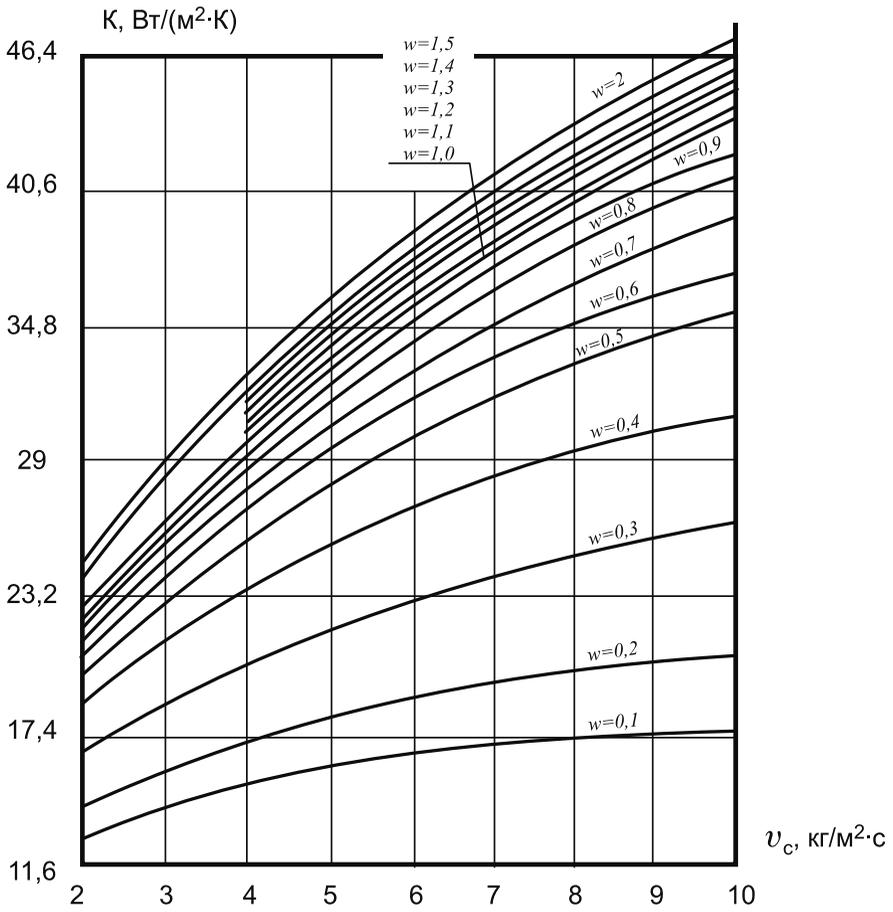


Рис. 25. Коефіцієнти теплопередачі повітропідігрівачів центральних кондиціонерів КТЦ

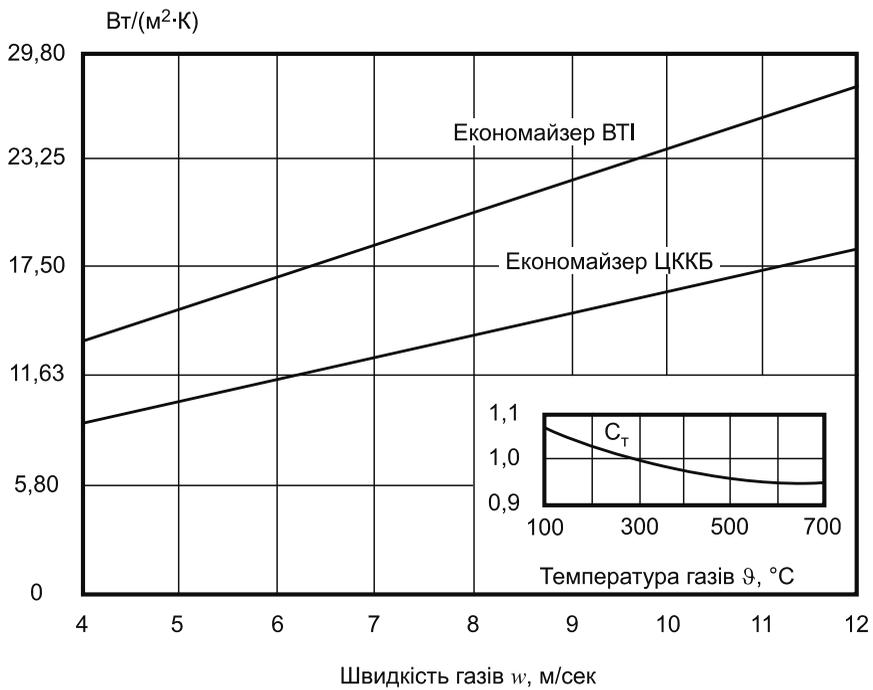


Рис.26. Графік для визначення коефіцієнта теплопередачі чавунних економайзерів

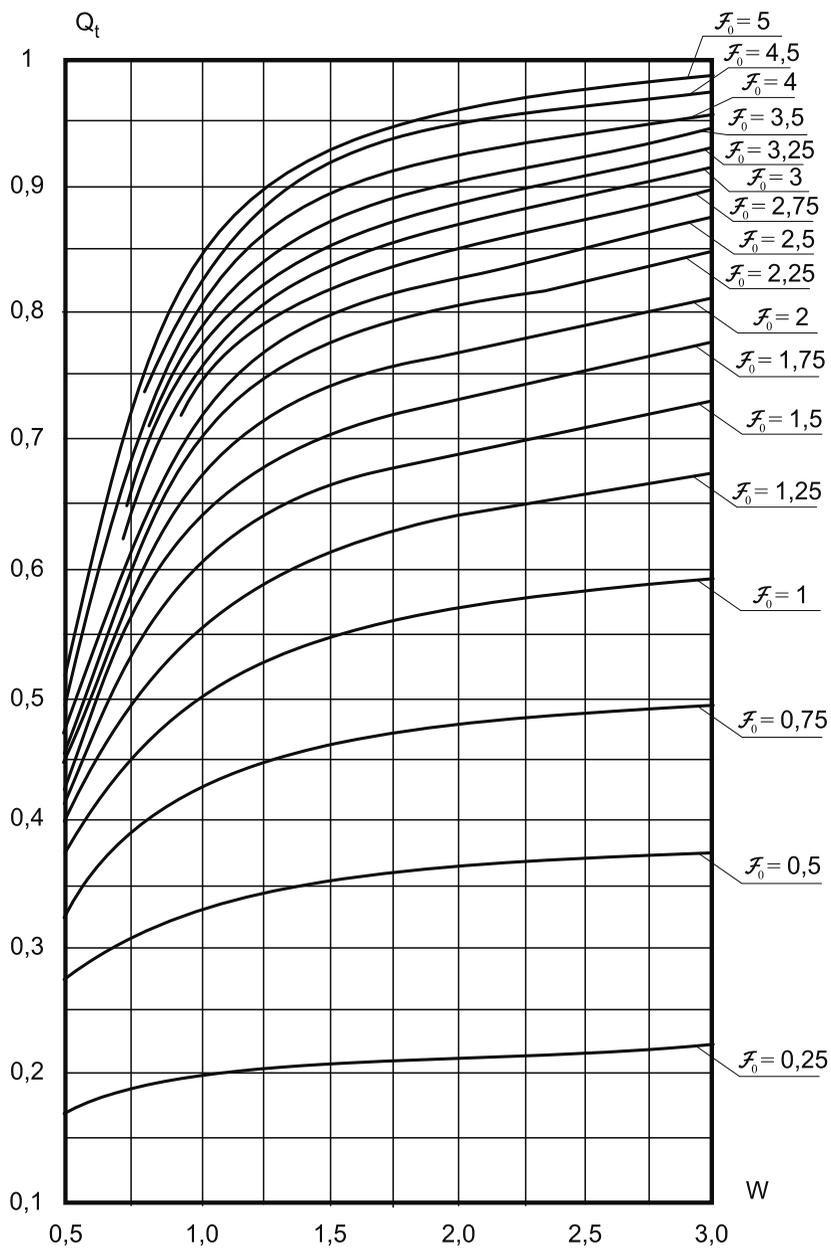


Рис.27. Температурна ефективність теплообмінників

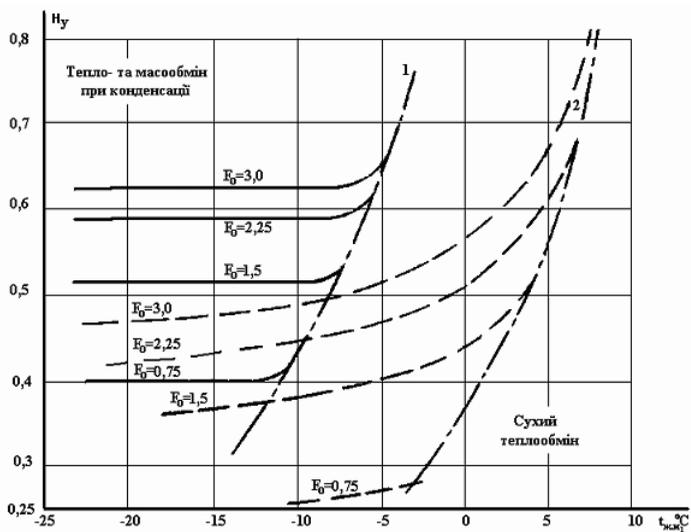


Рис.28. Ентальпійна ефективність повітроохолоджувачів витяжного каналу при $W = 0,8 \dots 1,8$:
 1 – межа сухого теплообміну для $\psi_{в,н.1} = 20 \%$;
 2 – межа сухого теплообміну для $\psi_{в,н.1} = 40 \%$

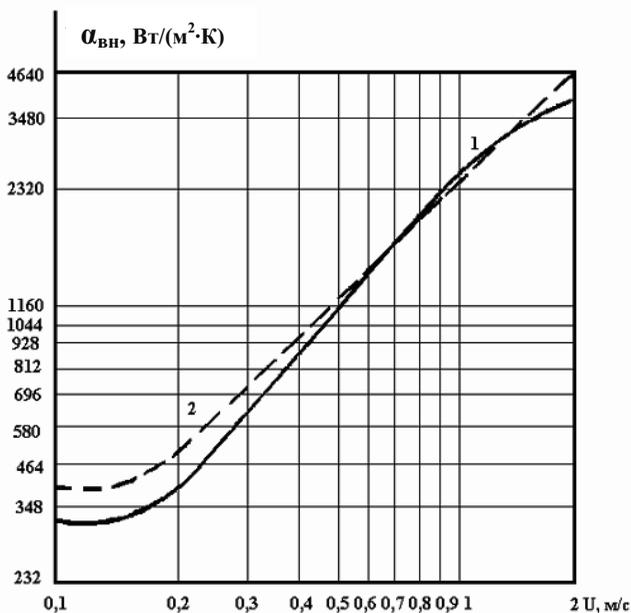


Рис. 29. Коефіцієнт внутрішнього теплообміну теплообмінників:
 1 - КНЦ; 2 - КВС; КВБ; КСК

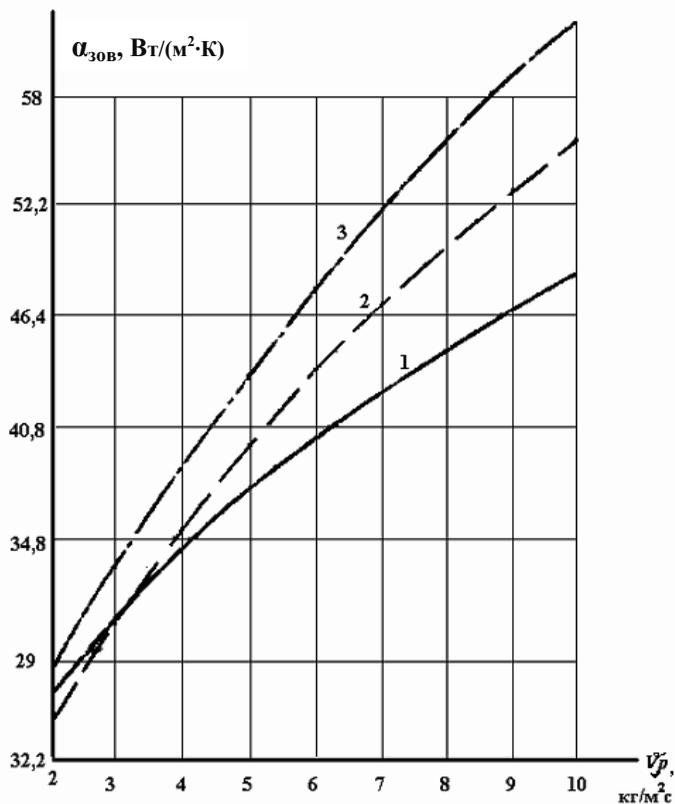


Рис. 30. Коэффициенты внешнего теплообмена теплообменников:
1 – КВС, КВБ; 2 – КТЦ; 3 – КСК

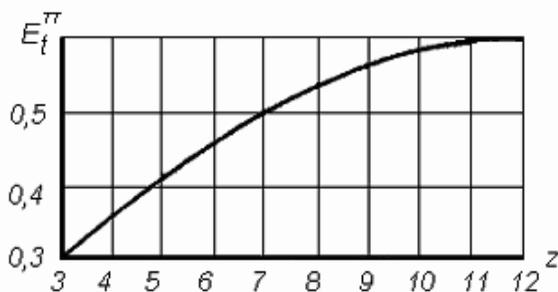


Рис. 31. Зміна показника E_t^{π} при різному числі рядів теплових труб у теплообміннику-утилізаторі, зібраних із трьохрядних модулів.

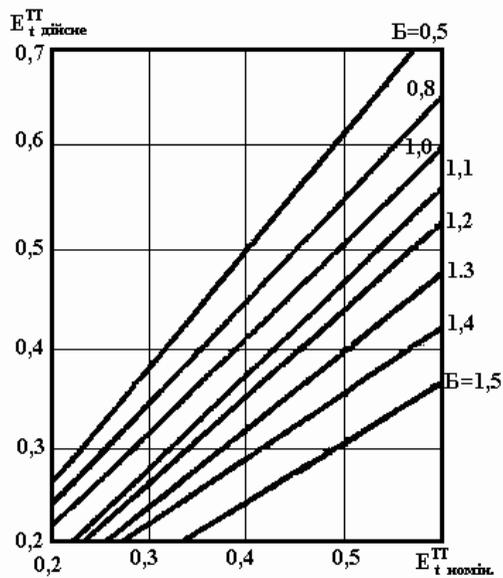


Рис. 32. Знаходження дійсного значення показника E_t^{TT} при різних значеннях показника B

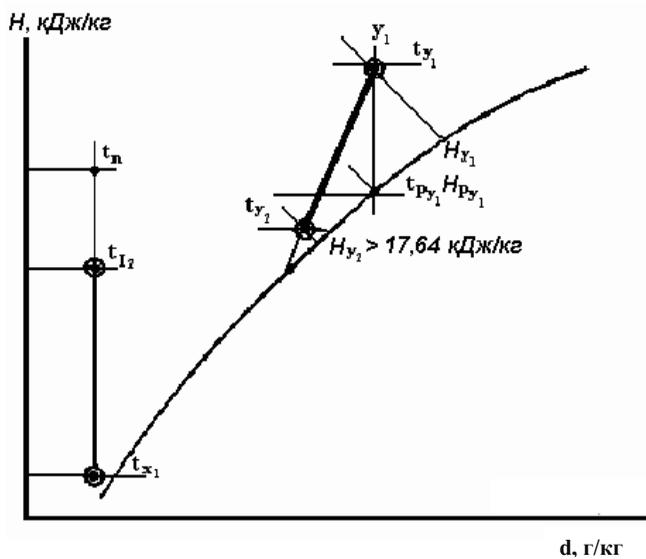


Рис. 33. Процес обробки повітря в теплообміннику з теплових труб $H-d$ діаграмі

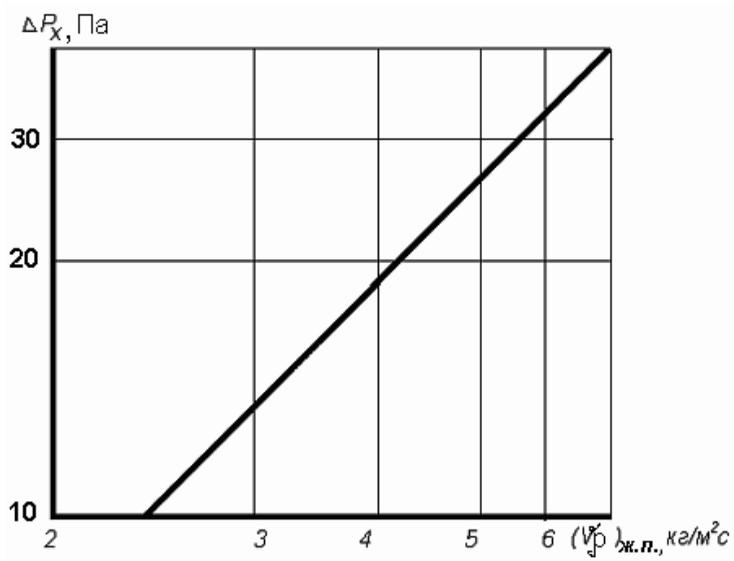


Рис. 34. Аеродинамічний опір у трьохрядному модулі із теплових труб без конденсації вологи

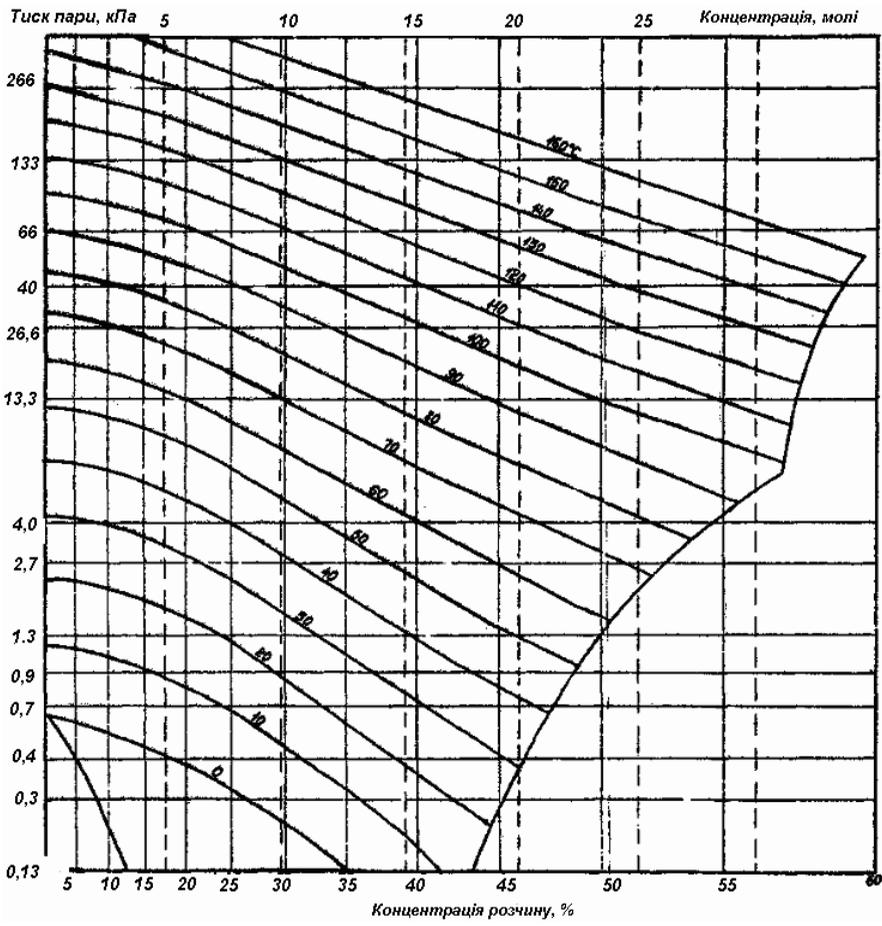


Рис. 35. Діаграма $p - e$ для розчину Li Cl

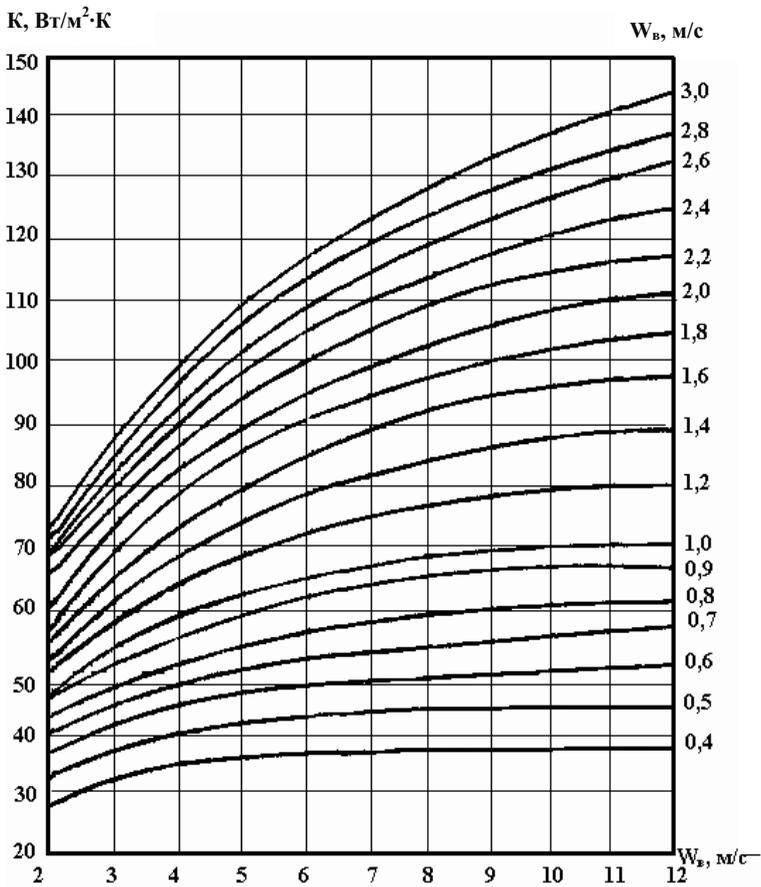


Рис. 36. Загальний коефіцієнт теплопередачі для голчатих труб типу 28

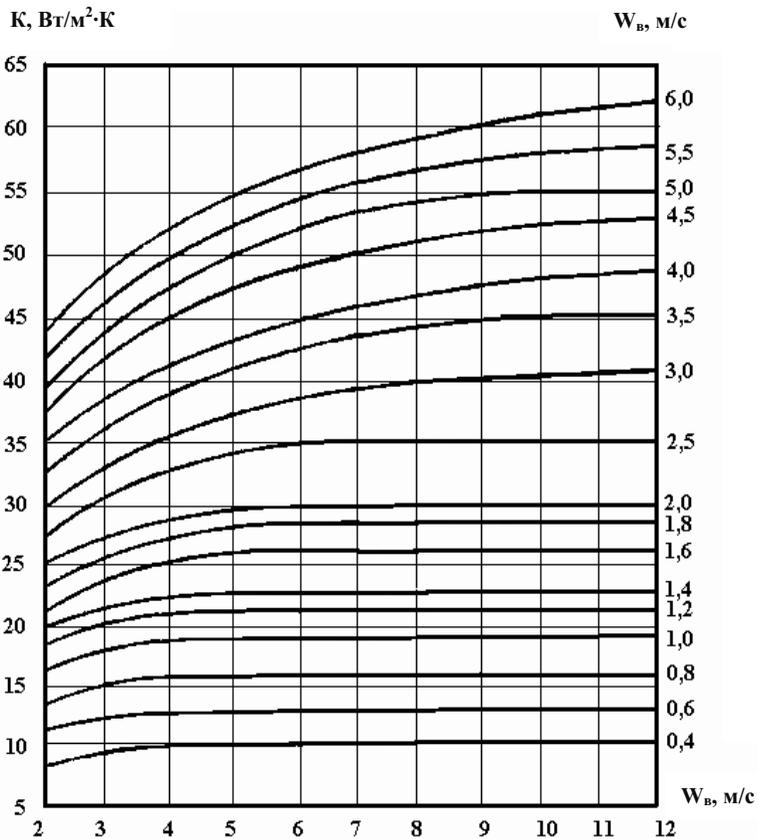


Рис. 37. Загальний коефіцієнт теплопередачі для голчатих труб без зовнішніх голок

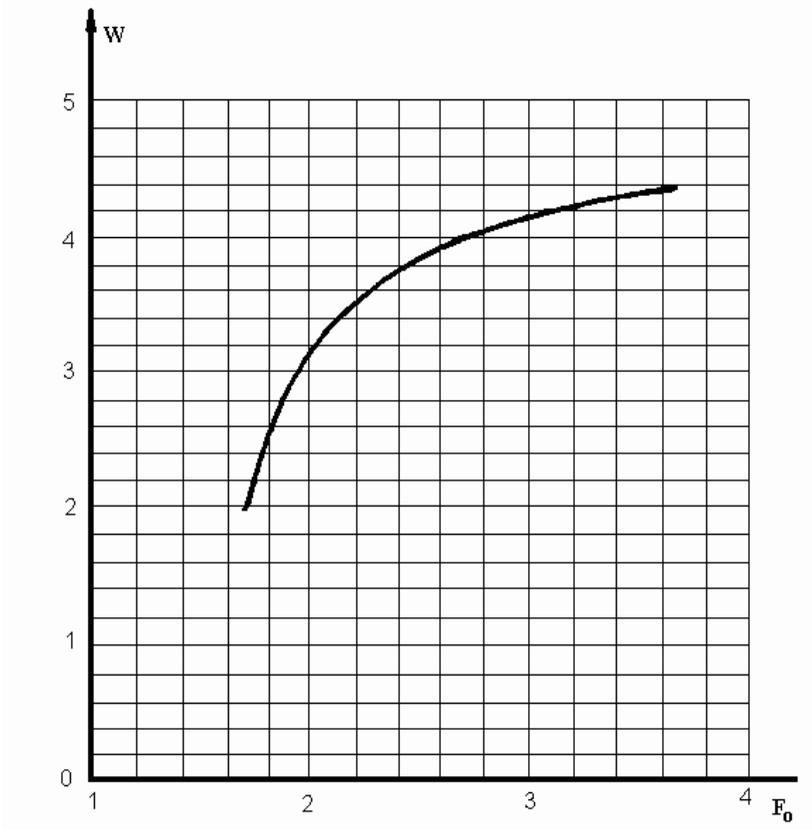


Рис. 38. Відношення водяних еквівалентів при початковій температурі приточного повітря нижче $-25\text{ }^{\circ}\text{C}$

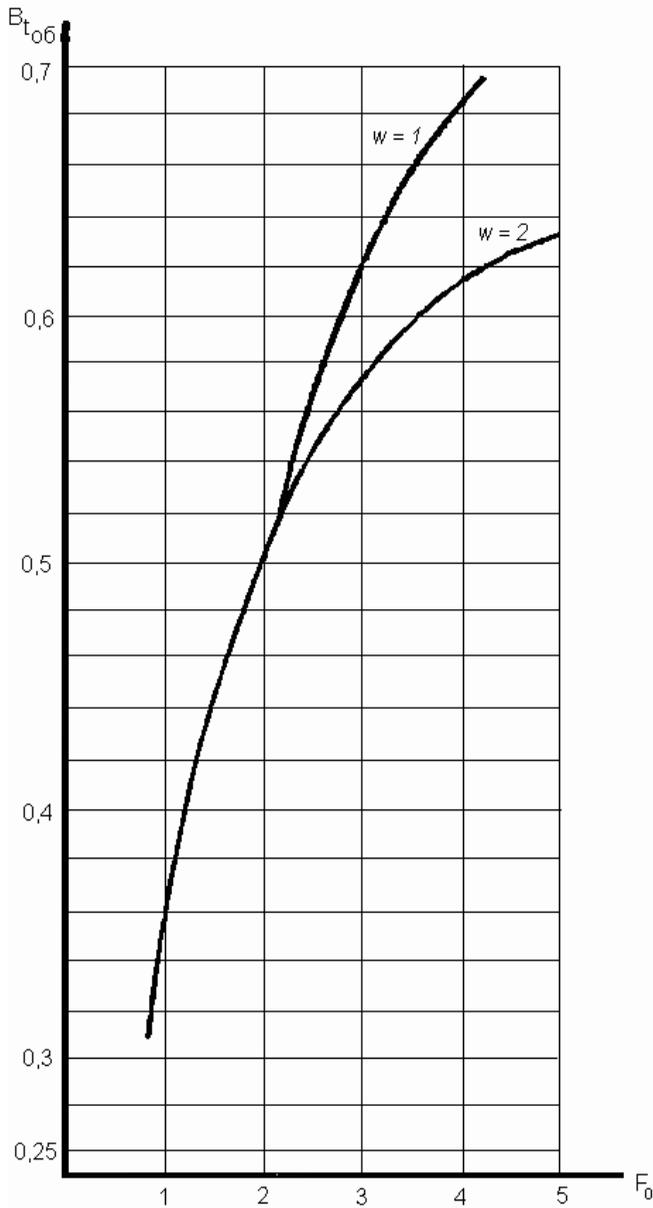


Рис. 39. Загальна температурна ефективність установки, що працює в режимі сухого теплообміну

ЗМІСТ

ПЕРЕДМОВА	3
ВІД АВТОРА	4
ЧАСТИНА I. ВТОРИННІ ЕНЕРГЕТИЧНІ РЕСУРСИ	5
Глава 1. Загальні відомості про вторинні енергоресурси	5
1.1. Схеми комплексного використання ВЕР	7
1.2. Напрямки використання ВЕР	11
1.3. Загальні вказівки щодо складання і розрахунку схем використання ВЕР... ..	14
Контрольні питання	15
Глава 2. Розрахунок рекуператорів	16
2.1. Розрахунок економії палива	18
2.2. Тепловий розрахунок рекуператора	21
2.3. Аеродинамічний розрахунок	33
2.4. Особливості теплового й аеродинамічного розрахунку голчастих рекуператорів	35
Контрольні питання	43
Глава 3. Зниження виходу ВЕР	44
3.1. Установак повітропідігрівників котельних установок	44
3.2. Установак водяних економайзерів	46
Контрольні питання	49
Глава 4. Утилізація теплоти стисненого повітря	50
4.1. Тепловий розрахунок утилізатора	50
4.2. Аеродинамічний розрахунок утилізатора теплоти	51
4.3. Підігрів стисненого повітря перед споживачем	52
Контрольні питання	55
Глава 5. Використання відхідних газів котлів і печей	56
5.1. Вироблення пари в котлах-утилізаторах	56
5.2. Використання відхідних газів котлів і печей для підігріву води в контактному економайзері	57
5.3. Розрахунок контактного економайзера	58
Контрольні питання	61
Глава 6. Утилізація теплоти відпрацьованої і вторинної пари та конденсату ..	62
6.1. Використання відпрацьованої пари після пресів і молотів	62
6.2. Плівкові перемішуючі підігрівачі	63
6.3. Струминні перемішуючі підігрівачі	63
6.4. Пароструминні компресори (термокомпресори)	65
6.5. Пароводяні акумулятори	66
6.6. Сепаратори	70
Контрольні питання	71
Глава 7. Використання теплоти вентиляційних викидів для підігріву припливного повітря	72
7.1. Обертові регенеративні теплообмінники	72
7.2. Розрахунок обертового регенеративного теплообмінника	75

7.3. Використання теплообмінників із проміжним теплоносієм.....	88
7.4. Пластинчаті теплообмінники з розвинутою поверхнею теплообміну	94
7.5. Теплообмінники з теплових труб (ТТ).....	96
7.6. Використання охолодної води устаткування для підігріву припливного повітря.....	101
<i>Контрольні питання</i>	110
<i>Глава 8. Використання низькопотенційної теплоти в теплонасосних і абсорбційних установках</i>	111
8.1. Теплонасосні установки	111
8.2. Абсорбційні холодильні установки.....	115
<i>Контрольні питання</i>	117
<i>Глава 9. Використання горючих відходів</i>	118
9.1. Спалювання твердих горючих відходів.....	166
9.2. Розрахунок процесу сушіння димовими газами	122
9.3. Спалювання рідких горючих відходів	124
9.4. Допалювання пари розчинників	125
<i>Контрольні питання</i>	127
<i>Глава 10. Використання силових ВЕР</i>	128
10.1. Способи випробовування СЕС	128
10.2. Методи по створенню навантажень СЕС	129
<i>Контрольні питання</i>	131
Рекомендована література для I частини.....	132
ЧАСТИНА II. ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ	135
<i>Глава 11. Загальні питання енергозбереження</i>	135
11.1. Загальні терміни енергозбереження.....	135
11.2. Пасивна економія електроенергії	137
11.3. Активна економія електроенергії.....	141
<i>Контрольні питання</i>	142
<i>Глава 12. Закон України «Про енергозбереження»</i>	143
<i>Контрольні питання</i>	145
<i>Глава 13. Визначення економічної ефективності енергозберігаючих заходів</i> ...146	
13.1. Економічна ефективність заходів із енергозбереження.....	146
13.2. Застосування енергетичного менеджменту при оцінці використання ВЕР....	152
13.3. Економічна ефективність заміни енергетичного устаткування	155
<i>Контрольні питання</i>	159
<i>Глава 14. Стратегія енергозбереження</i>	160
14.1. Стратегія управління енерговикористанням	160
14.2. Енергозбереження як фактор поліпшення екологічної ситуації.....	165
14.3. Норми споживання ПЕР і стратегія енергозбереження	168
<i>Контрольні питання</i>	174
Рекомендована література до II частини	175
ДОДАТКИ.....	177

НАВЧАЛЬНЕ ВИДАННЯ

Віктор Сергійович САМОХВАЛОВ

**ВТОРИННІ
ЕНЕРГЕТИЧНІ
РЕСУРСИ ТА
ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ**

Навчальний посібник

Керівник видавничих проектів – *Б.А.Сладкевич*
Друкується в авторській редакції

Підписано до друку 20.05.2008. Формат 60x84 1/16.
Друк офсетний. Гарнітура PetersburgC.
Умовн. друк. арк. 12,6.
Наклад 500 прим.

Видавництво “Центр учбової літератури”
вул. Електриків, 23
м. Київ, 04176
тел./факс 425-01-34, тел. 451-65-95, 425-04-47, 425-20-63
8-800-501-68-00 (безкоштовно в межах України)
e-mail: office@uabook.com
сайт: WWW.CUL.COM.UA

Свідоцтво ДК № 2458 від 30.03.2006