

МІНІСТЕРСТВО АГРАРНОЇ ПОЛІТИКИ УКРАЇНИ
УМАНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ САДІВНИЦТВА

ТЕПЛОТЕХНІКА

курс лекцій

для студентів з напрямку підготовки:
1001 „Техніка та енергетика аграрного виробництва” та 051701 – Харчові
технології і інженерія

Умань – 2010

УДК 621.1

Кепко О.І., Федоров В.Г., Виноградов-Салтиков В.О.

Теплотехніка. Курс лекцій. Умань, Вид-во УНУС., – 2010. 127 с.

За редакцією доктора технічних наук, професора В.Г. Федорова

Рецензенти: Пушка О.С. к.т.н., Уманський національний університет садівництва.

Відповідальний за випуск:

завідувач кафедри прикладної інженерії – к.т.н., доцент **Кепко О.І.**

Конспект лекцій розглянуто і узгоджено на засіданні методичної комісії інженерно-технологічного факультету, протокол № 4 від 27.04. 2010 р.

© Кепко О.І.
Федоров В.Г.
Виноградов-Салтиков В.О.

ЗМІСТ

ВСТУП	4
ЛЕКЦІЯ 1. ТЕХНІЧНА ТЕРМОДИНАМІКА. ОСНОВНІ ПОНЯТТЯ ТА ЗАКОНИ.....	5
ЛЕКЦІЯ 2. ТЕРМОДИНАМІКА ГАЗІВ.....	10
ЛЕКЦІЯ 3. ТЕРМОДИНАМІКА ВОДИ І ПАРИ	18
ЛЕКЦІЯ 4. ТЕПЛОМАСООБМІН.....	27
ЛЕКЦІЯ 5. КОНВЕКТИВНИЙ ТЕПЛОМАСООБМІН.....	34
ЛЕКЦІЯ 6. ПРОМЕНИСТИЙ ТА СКЛАДНИЙ ТЕПЛООБМІН	42
ЛЕКЦІЯ 7. ОСНОВИ РОЗРАХУНКУ ТЕПЛООБМІННИХ ПРОЦЕСІВ ТА АПАРАТІВ.....	49
ЛЕКЦІЯ 8. ТЕПЛОЕНЕРГЕТИЧНІ УСТАНОВКИ.....	57
ЛЕКЦІЯ 9. ТОПКОВІ ПРИСТРОЇ.....	65
ЛЕКЦІЯ 10. КОТЕЛЬНІ УСТАНОВКИ. ПАРОВІ КОТЛИ.....	73
ЛЕКЦІЯ 11. ВОДОГРІЙНІ КОТЛИ І ТЕПЛОГЕНЕРАТОРИ.....	81
ЛЕКЦІЯ 12. ВОДОПІДГОТОВКА	89
ЛЕКЦІЯ 15. ПОНОВЛЮВАЛЬНІ ТО ВТОРИННІ РЕСУРСИ В АПК.	112
ЛЕКЦІЯ 16. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ДОВКІЛЛЯ В ТЕПЛОТЕХНІЦІ.	120
ЛІТЕРАТУРА.....	128

ВСТУП

Теплотехніка вивчає процеси вироблення та використання теплової енергії, відповідно складається з *теплоенергетики* і *теплотехнології*. До першої відносять енергетичні установки та енергопостачання, до другої – усі процеси і апарати теплової та холодильної обробки різноманітних продуктів і матеріалів, які вивчають у спецкурсах.

Обидві частини теплотехніки мають загальні *теоретичні основи*. До них входять *технічна термодинаміка*, *тепломасообмін* та *гідравліка* (цю останню вивчають окремим курсом або в курсі «процеси і апарати»)

Цей курс лекцій призначено для технологів та інших споживачів теплової енергії, що мають спілкуватися або керувати енергетичними установками чи системами енерго– та холодопостачання. Тому першу половину курсу присвячено детальному вивченню технічної термодинаміки і тепломасообміну, а другу – ознайомленню з усіма розділами теплоенергетики.

Таким чином, цей курс допоможе спеціалістам агропромислових, харчових, хімічних виробництв у питаннях енерго– та ресурсозбереження, а також охорони природного середовища.

ЛЕКЦІЯ 1. ТЕХНІЧНА ТЕРМОДИНАМІКА. ОСНОВНІ ПОНЯТТЯ ТА ЗАКОНИ

Технічна термодинаміка – це розділ фізики, що вивчає взаємоперетворення теплової та механічної енергії. Для потреб споживачів енергії будемо розглядати також теплові процеси, які відбуваються у різних технологіях.

Основні поняття та закони цієї науки є відомими студентам з курсу фізики, тож лише нагадаємо їх, а деякі поняття наблизимо до практичних потреб.

Термодинамічна система – частина речовини (робоче тіло, теплоносій, холодоагент), що відокремлена, наприклад до замкненої посудини – далі «система».

Термодинамічний процес – змінення стану системи внаслідок взаємодії із довкіллям або з іншими системами ("процес").

Параметри стану системи поділяють на термічні та калоричні. До *термічних*, або *основних* параметрів відносять тиск, питомий об'єм і температуру. **Тиск** p , Н/м^2 – це частка від ділення інтенсивної величини (сили) на екстенсивну (площу поверхні прикладення сили) і тому є інтенсивним параметром робочого тіла. **Питомий об'єм** v $\text{м}^3/\text{кг}$ є часткою від ділення двох екстенсивних (тобто залежних від кількості речовини) величин, відповідно об'єму на масу, і таким чином набуває властивість інтенсивних характеристик. **Температура** T , K та t , $^{\circ}\text{C}$ – типowo інтенсивна величина, виміряти її можна тільки на підставі зв'язку із якоюсь екстенсивною величиною (висота стовпчика у рідинних термометрах, електрорушійна сила у термопарах тощо). Навіть прийняті визначення температури як міри нагрітості тіла годяться тільки для ідеального газу – наприклад, пара є більш нагрітою ніж вода, з якої вона утворена, але температура пари і води однакова. Нагадаємо, що температура за шкалою Цельсія вимірюється в градусах, але одиницею шкали залишається кельвін, тобто відстань від 20°C до 21°C складає один кельвін ($1 K$). Термічних параметрів робочого тіла є теж три. **Внутрішня енергія** U , Дж – екстенсивний параметр, для ідеальних газів, це сума

кінетичних енергій поступального, обертального руху молекул та енергія внутрішньомолекулярних коливань. Ця сума визначається температурою та родом газу. Для реальних газів та рідин додається потенціальна енергія від сил зчеплення між молекулами, що залежить від питомого об'єму.

Ентальпія $H=U+pV$, Дж, є також параметром, оскільки є комбінацією параметрів стану. Для простішого уявлення про ентальпію та **ентропію** S , Дж/К звернемося до взаємодії системи з іншою системою або довкіллям. З великої кількості взаємодій – механічних, теплових, хімічних, електричних, магнітних тощо – в подальших лекціях будемо розглядати тільки перші дві. Кількісним виразом механічної взаємодії є **робота** L , Дж, розширення (додатня) або стискування (від'ємна); теплової – **теплота** Q , Дж – додатня, якщо тепла енергія підводиться до тіла, та від'ємна якщо навпаки. Зауважимо, що робота і теплота не є параметрами стану, вони завжди починаються від нуля, щойно починається взаємодія. Таким чином, ентальпію H можна уявити, як суму внутрішньої енергії U та роботи розширення $L=p(V-0)$ системи в ізобарному процесі від нульового об'єму до V , тобто максимальну кількість енергії системи.

Для зрозуміння ентропії звернемося до поняття *узагальненої роботи* та метода аналогій. Узагальнена робота – це кількісний вираз різних згаданих вище взаємодій. Для елементарної роботи dL можна записати

$$dL=Ydx. \quad (1.1)$$

Тут dx – зміна під час взаємодії екстенсивної характеристики системи. Для механічного переміщення це саме переміщення, для розширення тіла – змінення його об'єму, для роботи електричних сил – елементарний заряд, що пройшов через контрольну поверхню, для хімічної реакції – змінення маси реагенту тощо. Загальна назва x – узагальнений заряд системи.

Величина Y – інтенсивна характеристика системи, для згаданих взаємодій це сила, тиск, електричний та хімічний потенціал. Це рушійна сила взаємодії, її узагальнений потенціал.

Теплова взаємодія – це різновид узагальненої роботи, за аналогією до інших взаємодій можна використати (1.1). За потенціал взаємодії тут править абсолютна

температура T , тому можна записати:

$$dQ = TdS. \quad (1.2)$$

Отже, *ентропія* Дж/К – екстенсивний параметр системи, змінення якого під час теплової взаємодії, помножене на температуру, визначає кількість теплоти.

Незважаючи на деяку штучність поняття ентальпія та ентропія, вони виявилися дуже зручними у практичних термодинамічних розрахунках.

Щоб розібратись ще в двох важливих характеристиках речовини, згадаймо основні начала (закони) термодинаміки.

З *першим началом* знайомлять ще в школі. Це принцип еквівалентності різних видів енергії, окремий випадок загального закону збереження. Аналітичний запис першого начала:

$$Q = \Delta U + L. \quad (1.3)$$

Тобто підведена до системи теплота витрачається на змінення внутрішньої енергії та виконання зовнішньої роботи.

Якщо перший закон встановлює кількісний зв'язок між окремими видами енергії, то *другий* – якісну різницю між ними. Одне з формулювань цього начала "Немає можливості усю теплоту, що підводять до системи, перетворити на механічну роботу". Аналітичний вираз для оборотних процесів (тобто таких, які у будь-який момент можуть йти у зворотному напрямку без якихось залишкових змін) – це формула (1.2), для необоротних процесів $dQ > TdS$.

Третє начало ("Досягти абсолютного нуля неможливо" – це висновок з цього закону) в теплотехніці практичного значення не має.

З'ясувалося, що до цих законів треба додати ще один – "Встановлення рівноваги систем є можливим". Оскільки це начало лежить в основі решти трьох законів, його назвали "Нульовий закон термодинаміки".

Будемо розглядати тільки рівноважні системи, в яких має місце термічна рівновага (температура в усіх точках системи однакова) і механічна рівновага (тиск в усіх точках однаковий). Система при цьому знаходиться у макрофізичному спокої, елементарні частинки, звичайно, не зупиняються. Так

само процесу розглядаємо не тільки оборотні, але й рівноважні.

Дуже важливою характеристикою речовини є **теплоємність** C , Дж/К. Її визначають як відношення підведеної до системи теплоти Q та різниці температур на початку та наприкінці процесу $t_2 - t_1$

$$C \equiv \frac{Q}{t_2 - t_1} . \quad (1.4)$$

Із (1.4) витікає, що теплоємність залежить від процесу підведення Q . В ізотермічному процесі $t_2 = t_1$, отже $C \rightarrow \infty$, в адіабатному $Q=0$, $C=0$, в обох випадках це поняття втрачає сенс. Для газів актуальними є теплоємності в ізохорному та ізобарному C_p процесах, для рідких і твердих тіл $C_p \approx C_v$, тому користуються тільки C_p .

Теплоємність може залежати не тільки від роду речовини та характеру процесу, а ще й від температури, тому (1.4) – це визначення середньої в інтервалі $t_1 \dots t_2$ теплоємності. Для визначення істинної теплоємності $t_2 \rightarrow t_1$:

$$C \equiv \frac{dQ}{dt} \quad (1.5)$$

Для практичних обрахунків відносять теплоємність до 1 кг $c=C/m$ – масова теплоємність, Дж/(кг·К), або до 1 м³ речовини за нормальних умов, $c'=C/V_o$, Дж/(м³К) – об'ємна теплоємність.

Нагадаємо: нормальні умови – це підтримання умовних параметрів: $p = 760$ мм рт. ст $= 1$ атф (атмосфера фізична) $= 101,3$ кПа, $t=0$ °С. Інколи для зручності змінюють умовну температуру, так для газуватих палив беруть $t_H = 15$ °С, в розрахунках з термохімії $t_H = 25$ °С.

Частка енергетичних витрат у будь-якому технологічному процесі АПК або інших виробництв щорічно зростає, тому з метою енергозбереження крім матеріального та теплового балансів все частіше складають **ексергетичні баланси**. Якщо тепловий баланс дає кількісну уяву про енерговитрати, то ексергетичний баланс дозволяє оцінити якість енергії, що витрачається на процес, а також енергетичний рівень "готової продукції". Для оцінки беруть стан

теплоносіїв, холодоагентів, матеріалів та продуктів при температурі оточуючого середовища T_o .

Розрізняють три види ексергії Ex :

– ексергія нерухомої системи $Ex = U - U_o + p_o(V - V_o) - T_o(S - S_o)$;

– ексергія робочого тіла в потоці $Ex' = H - H_o - T_o(S - S_o)$;

– ексергія теплоти $E_x^q = Q / (1 - T_o / T)$.

Для кожного теплоносія або продукту усі три види ексергії залежать тільки від двох температур – системи та довкілля, тому для складання ексергетичних таблиць треба вивчати основні калоричні параметри енергоносіїв та продуктів, що беруть участь у технологічному процесі. Для зручності складання таблиць, а також для будь-яких теплових розрахунків усі калоричні параметри, роботу та теплоту відносять до 1 кг речовини та позначають малими літерами q, l, u, h, s, ex . Усі вони мають однакові одиниці $Дж/кг$, крім ентропії $Дж/(кг \cdot K)$.

До основних понять термодинаміки належать також **газова стала** речовини $R, Дж/(кг \cdot K)$ – це коефіцієнт пропорційності в рівнянні стану речовини, для ідеального газу $pV = RT$. Добуток μR (μ – молекулярна маса речовини, $кмоль/кг$) є однаковим для всіх газів $\mu R = R_\mu = 8314 Дж/(кмоль \cdot K)$ тому його називають **універсальною газовою сталою**.

ЛЕКЦІЯ 2. ТЕРМОДИНАМІКА ГАЗІВ

Основні процеси

Технологічні процеси АПК та інших виробництв є політропними, тобто супроводжуються змінюванням усіх основних параметрів. Але в переважній більшості їх можна вважати ізобарними. Відомо, що рух продуктів згорання теплицею або газоходом котла супроводжується зменшенням тиску (тобто потенціальної енергії, яка витрачається на додання гідравлічного опору), але це зменшення складає міліметри водяного стовпчика, а самий тиск – біля 10 м. Лише під час розрахунків компресорів і теплових двигунів використовують закономірності інших процесів, здебільшого ізотермічного і адіабатного.

В p - v - діаграмі (рис. 2.1.) площа під лінією процесу – це робота 1 кг речовини, для ізобарного процесу $\ell = p(v_2 - v_1)$.

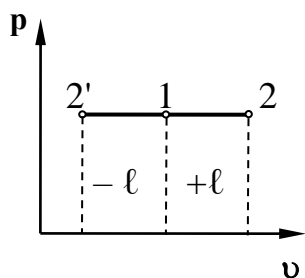


Рис. 2.1

Теплота, що додається до 1 кг $q = c_p(t_2 - t_1)$. Виразимо це рівняння через різницю ентальпій, для чого продиференціюємо вираз для h :

$$h = u + pv; \quad dh = du + pdv + vdp; \quad p = const; \quad vdp = 0.$$

Отже, для ізобарного процесу $dh = du + pdv = dq$.

Інтегруючи, отримаємо:

$$q_p = h_2 - h_1. \quad (2.1)$$

Ця формула годиться не тільки для газів, але й для будь-яких рідин чи продуктів. Її перевага перед $q = c_p(t_2 - t_1)$ в тому, що під час технологічного процесу можуть відбуватися фазові перетворення окремих компонентів продукту чи матеріалу, теплоту цих перетворень не можна виразити через теплоємність c_p , бо температура компонентів при цьому не змінюється. Для різних речовин будують таблиці h залежно від температури та складу речовини. Оскільки для підрахунку q треба знати не абсолютні значення h , а їх різницю, задають $h=0$ при якійсь t_0 . Для газів $t_0 = 0$ °С, а наприклад для м'яса $t_0 = -25$ °С – починають процес обробки умовно від цієї температури замороженого м'яса.

Термодинаміка компресорів

Розглянемо роботу одноступінчатого поршневого компресора (рис. 2.2).

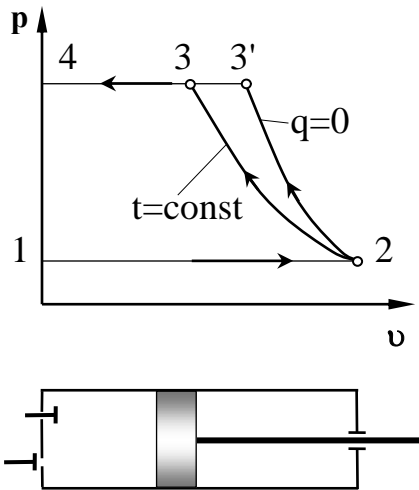


Рис. 2.2

Лінія 1–2 відповідає всмоктуванню газу (повітря) в циліндр компресора. Верхній клапан при цьому відкрито, нижній – закрито. Лінія 2–3 – це ізотермічне стискування газу (обидва клапани закрито). В точці 3 відкривають нижній клапан, лінія 3–4 – це випуск стисненого газу. Щоб умовно замкнути цикл, служить лінія 4–1. Площа циклу відповідає роботі ℓ_t , Дж/кг, на стиснення 1 кг газу:

$$\ell_t = p_2 v_2 \ln \frac{p_3}{p_2}. \quad (2.2.)$$

Для забезпечення ізотермічності процесу стискання газу треба відводити від нього тепло, для чого роблять навколо циліндру компресора водяну сорочку. Якщо цього не робити, процес стискання буде наближеним до адіабатного (лінія 2–3'), робота стискання:

$$\ell_{q=0} = h_{3'} - h_2 \quad (2.3.)$$

З рис. 2.2 видно, що $\ell_{q=0} > \ell_{t=const}$, тому охолодження циліндра компресора є доцільним. До того ж, на компресорних станціях витрати води достатньо високі для використання гарячої води з метою обігрівання теплиць.

Коли треба стискати газ до великих тисків, використовують багатоступінчаті компресори – вони мають два або кілька циліндрів. Між ними встановлюють теплообмінники (холодильники) для додаткового охолодження газу після кожного ступеню, оскільки ізотермічного стискання в циліндрах високого тиску досягти дуже складно.

Витікання і дроселювання газів

Для підвищення швидкості потоку газу, тобто для перетворення його потенціальної енергії на кінетичну служать *сопла*. Якщо ж треба, навпаки, збільшити тиск, застосовують *дифузори*. Ці пристрої є елементами теплових двигунів та інших апаратів. Якщо швидкість потоку не перевищує швидкості звуку в ньому, у соплах переріз зменшується по всій його довжині, а в дифузорах

– збільшується. Вважають, що теплообміном між потоком й стінками каналу можна нехтувати. Для сопла можна також нехтувати швидкістю потоку на вході w_1 , тоді швидкість на виході з сопла визначається так:

$$w_2 = \sqrt{2 \cdot (h_1 - h_2)} \quad (2.4.)$$

Для одержання надзвукової швидкості роблять сопла, що спочатку звужуються, а потім розширюються (сопла Лавалю, рис. 2.3). Для розрахунку такого сопла можна користуватися формулою (2.4.), тільки замість h_2 треба ставити $h_{кр}$ – ентальпію газу в критичному

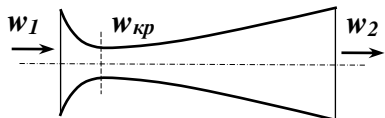


Рис. 2.3

перерізі, де швидкість є критичною.

Дроселювання – це необоротний процес зменшення тиску, якщо потік газу долає якийсь гідравлічний опір. Якщо це місцеве звуження, вентиль тощо, тиск поступово знов збільшується. В побутових компресійних холодильниках знижують тиск холодагента від компресора до випарника за допомогою тонкої довгої трубочки, яка відіграє роль дроселя. Вважають, що процес дроселювання є ізоентальпійним, тобто ентальпії газу до дроселя та після нього є однаковими, $h_1=h_2$.

Термодинаміка газових теплових двигунів.

Двигуни внутрішнього згорання (ДВЗ). Поршневі ДВЗ умовно поділяють на три групи, з підведенням теплоти при $v=const$, $p=const$ та комбінованим підведенням (рис. 2.4, **а**, **б** та **в**).

Варіант **а**: лінія 0–1 – всмоктування готової горючої суміші, 1–2 – її стискування. В точці 2 (фактично трохи раніше) на свічу в голівці циліндра подається висока напруга, виникає іскра, що запалює суміш. Температура і тиск продуктів згорання різко (теоретично $v=const$) зростають. Лінія 3–4 – розширювання газів (робочій хід двигуна) теоретично при $s=const$; 4–1 – випуск відпрацьованих газів. ККД двигуна η_t залежить від ступеня стискування $\varepsilon=v_1/v_2$:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}, \text{ де } k = c_p/c_v. \quad (2.5)$$

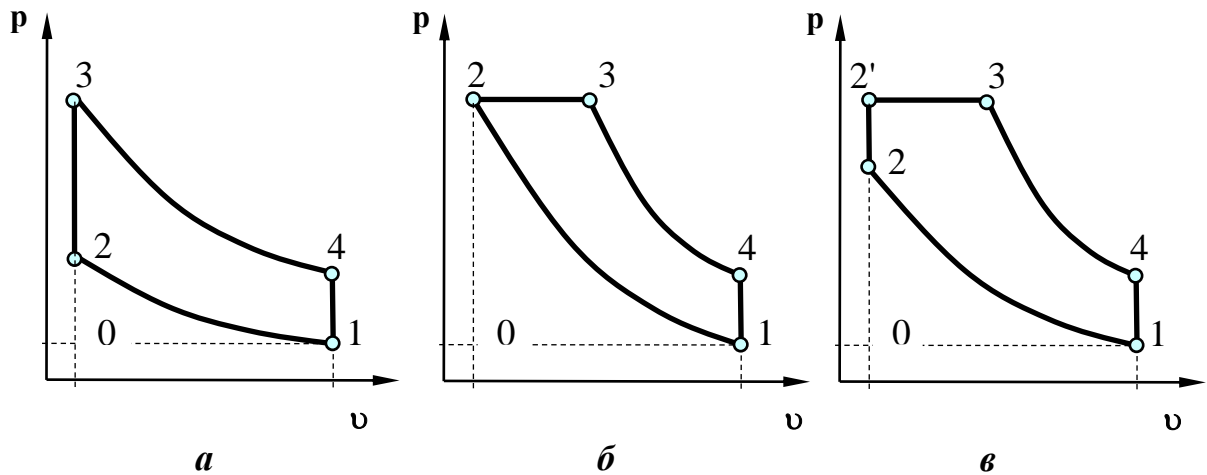


Рис. 2.4

З побоювання самовспалаху суміші задовго до точки 2 (це погрожує втратою потужності або навіть поломкою) беруть $\varepsilon = 6 \dots 7$. У варіанті **б** всмоктується (0–1) та стискується (1–2) повітря, тому можна брати $\varepsilon = 12 \dots 20$. В точці 2 до голівки циліндру впорскують паливо, яке під дією високої температури загоряється та поступово згоряє (лінія 2–3), а потім продукт розширяється (3–4). Крім ε , на ККД впливає також *ступінь попереднього розширення* $\rho = v_1/v_2$:

$$\eta_t = 1 - \frac{\rho^k - 1}{k \cdot \varepsilon^{k-1} (\rho - 1)} \quad (2.6)$$

У варіанті **в** комбінують **а** та **б**, щоб одержати найбільший η_t . Крім того, якщо для розпалу палива стиснути повітря, у варіанті **б** потрібен спеціальний компресор, то в варіанті **в** для розпилу достатньо паливного насоса та форсунки.

За варіантом **а** працюють бензинові двигуни, паливом для **б** слугує дизпаливо, **в** – солярове масло або важкі моторні палива. Загальна назва **б** та **в** – дизелі.

Газова турбіна – ротаційний двигун, що використовує кінетичну енергію продуктів згорання палива для обертання ротора. Розповсюджені турбіни із підведенням теплоти при $p = const$ (рис. 2.5).

Цифри на схемі відповідають цифрам на циклі. Лінія 1–2 – це адіабатне стискання повітря у компресорі. 2–3 – ізобарне розширення продуктів згорання

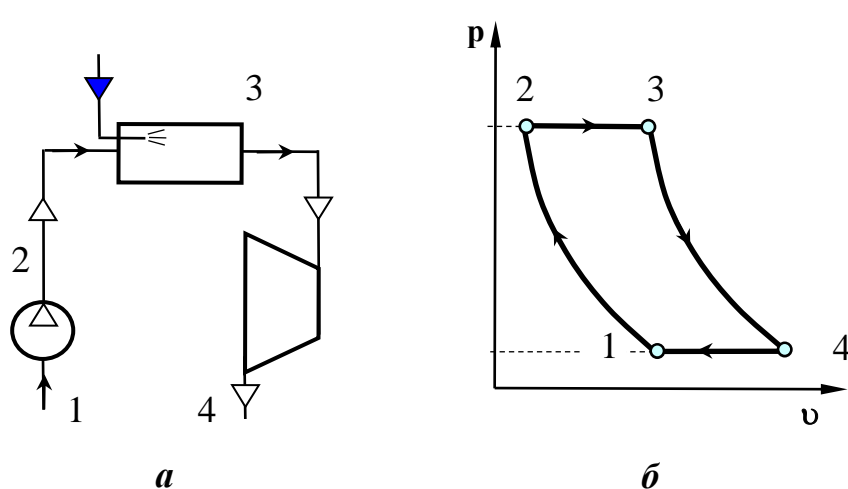


Рис. 2.5. Схема газової турбіни (а) та її циклу в р-υ - діаграмі (б).

рідкого або газуватого палива, яке подається в камеру згоряння. Звідти газу потрапляють до соплового апарату турбіни, де їх потенціальна енергія перетворюється на кінетичну, яка в свою чергу – на механічну енергію обертання

ротора, що відбувається у криволінійних каналах між лопатками, які насаджені на ротор (лінія 3–4). Випуску відпрацьованих газів умовно відповідає лінія 4–1, яка замикає цикл. Термічний ККД цієї турбіни визначається за (2.5).

Переваги газової турбіни перед поршневим ДВЗ: відсутність деталей з зворотно-поступовим рухом, а також менша металоємність. Розробка матеріалів з високою термостійкістю для лопаток ротора дозволяє газовим турбінам конкурувати із ДВЗ на транспорті та з паровими турбінами на електростанціях.

Термодинаміка вологого повітря

Основні поняття. Вологе повітря – ця суміш сухого повітря і водяної пари – є дуже розповсюдженою в природі, сільському господарстві і техніці речовиною. Найчастіше водяна пара знаходиться в суміші у перегрітому стані, тому суміш вважають ідеальним газом. При досить високих температурах, наприклад в циклах теплових двигунів, що розглянуті вище, взагалі нехтують наявністю у повітрі пари, при розрахунках користуються властивостями сухого повітря. Для робочих процесів АПК та інших технологій це привело б до значних помилок. Тому розглядають *три температури* повітря:

- температура сухого термометра t_c (власне температура суміші);
- температура мокрого термометра t_m – її показує термометр, голівка якого обгорнута тонким волокнистим матеріалом, що весь час змочується;

– точка роси t_p – це температура, коли пара стає насиченою без змінення її кількості у повітрі.

Тисків теж три:

– абсолютний тиск суміші $p_{\text{абс}}$, найчастіше у технології – це атмосферний тиск – p_b ;

– парціальний тиск пари p_p – це тиск, який чинила б пара на стінки тієї ж посудини, де знаходиться та за тієї ж температури, якби сухе повітря з неї видалити;

– парціальний тиск сухого повітря $p_{\text{с.п}}$.

За законом Дальтона $p_b = p_{\text{с.п}} + p_p$.

Мір співвідношення повітря та пари – також три:

– абсолютна вологість – це маса пари в 1 м^3 суміші, вона дорівнює густині пари ρ_p , $\text{кг}/\text{м}^3$ при її парціальному тиску p_p та t_c ;

– вологовміст – це маса пари в г, що припадає на 1 кг сухого повітря, d $\text{г}/\text{кг}_{\text{с.п}}$;

– відносна вологість ϕ – це відношення абсолютної вологості ρ_p до абсолютної вологості $\rho_{\text{п.н}}$, коли пара стає насиченою при тих самих t_c і p . Почасту $\phi = \rho_p / \rho_{\text{п.н}} \cdot 100\%$.

Ентальпія вологого повітря розраховується на $1\text{ кг}_{\text{с.п}}$, тобто:

$$H = H_{\text{с.п}} + h_p (d/1000), \text{ кДж}/\text{кг}_{\text{с.п}}, \quad (2.7)$$

де $H_{\text{с.п}}$ та h_p – ентальпії сухого повітря та пари, $\text{кДж}/\text{кг}$ відповідно, *сухого повітря та пари*.

$H-d$ – діаграма вологого повітря. Ентальпія H і вологовміст d – це основні властивості повітря, потрібні для теплових розрахунків робочих процесів – сушіння, нагрівання, зволоження тощо. Їх відносять до 1 кг сухого повітря, тому що маса та об'єм повітря здебільшого змінюються під час цих процесів, а маса сухого повітря залишається сталою. Аналогічно під час консервування або іншої теплової обробки харчових продуктів технологічні обрахунки ведуть на 1 кг сухої речовини.

Для зручності розрахунків користуються діаграмою $H-d$. Якщо взяти прямокутні координати (рис. 2.6), лінія $\phi = 100\%$ відокремить маленьку робочу

область А. Щоб збільшити цю область, беруть косокутні координати, а саме вісь d

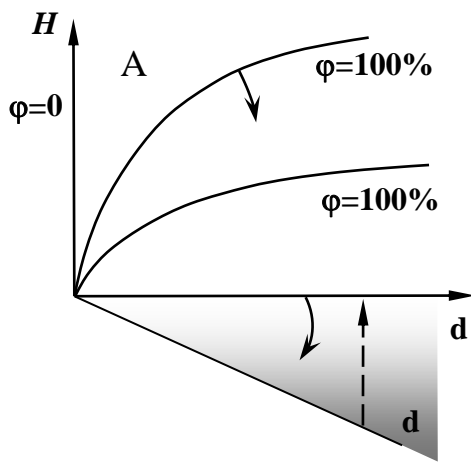


Рис. 2.6. Побудова $H-d$ – діаграми.

опускають на 45° , так що лінії $H=const$ стають під кутом 135° до горизонту. Значення d піднімають не горизонтальну вісь, а нижній сектор відкидають.

$H-d$ – діаграми будують для різних атмосферних тисків, наприклад для середньорічного на Україні $p_6 = 99,3$ кПа = 745 мм рт. ст. Фактичний тиск p_6 відрізняється від 745 мм, але на

результати обрахунків це практично не впливає. На $H-d$ – діаграму наносять лінії (рис. 2.7):

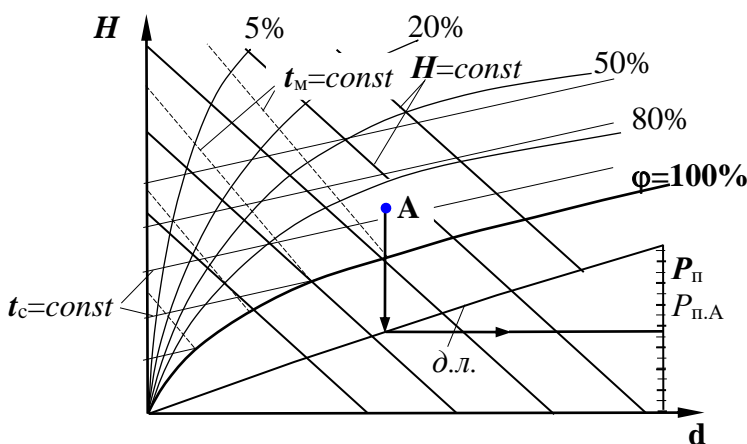


Рис. 2.7. Основні лінії $H-d$ – діаграми

Є шкала p_{II} , щоб нею скористуватися, треба з точки А, що характеризує стан повітря, вертикально опуститися на допоміжну лінію $d.l.$, потім праворуч до шкали p_{II} . Шкали $p_{c,II}$ немає – якщо треба, обчислюють як $p_{c,II} = p_6 - p_{II}$. Спеціальної шкали для t_M теж нема – треба йти лінією $t_M = const$ до $\phi = 100\%$ і там дивитися значення t_c : при $\phi = 100\%$ $t_c = t_M$.

Для визначення точки роси t_p треба опуститися до $\phi = 100\%$. В цій точці $t_c = t_p$.

Процес нагрівання повітря (прилади для цього називають калориферами)

$H = const$ під кутом 135° ;

$d = const$ – вертикальна;

$\phi = const$ – між $d = 0$ ($\phi = 0$) та $\phi = 100\%$;

$t_c = const$ – суцільні слабо похилені прямі;

$t_M = const$ – штрихові прямі, трохи менш похилі за $H = const$.

відбувається без змінення d , тому в $H-d$ – діаграмі це вертикальна лінія 1–2 (рис. 2.8), кількість теплоти на нагрівання (в розрахунку на 1 кг сухого повітря)

$$q = H_1 - H_2. \quad (2.8)$$

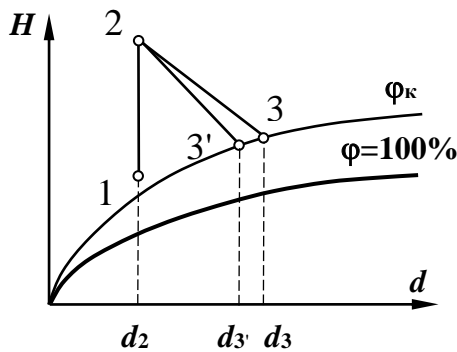


Рис. 2.8. Основні процеси вологого повітря

Охолодження – зворотній процес 2–1. В ідеальній сушарці теплота від гарячого повітря витрачається на випаровування вологи з продукту і повертається до повітря разом з внутрішньою енергією пари. Таким чином, ідеальне сушіння – це лінія 2–3 ($H=const$). В реальній сушарці частина ентальпії повітря витрачається на

тепловтрати через стінки сушарки, отже $H_{3'} < H_3$, знижується сушильна здатність повітря $d_3 - d_2 > d_{3'} - d_2$.

Охолодження повітря нижче точки роси.

Усушка та боротьба з нею.

Якщо харчовий продукт або взагалі вологий матеріал зберігається чи обробляється холоднішим від нього повітрям, повітря, спочатку охолоджується по вертикалі 1–2 рис. 2.9. Перейти лінію $\phi = 100\%$ не можна, далі охолодження проходить по лінії 2–3, пара з повітря частково конденсується та відкладається у

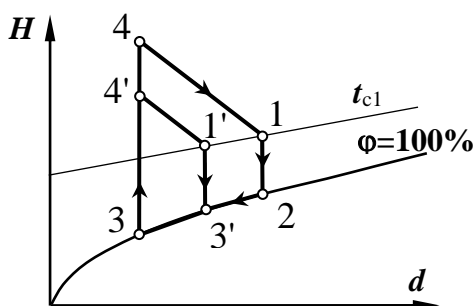


Рис. 2.9

вигляді інею або води на охолоджуючій поверхні (2–3). Через різні теплоприпливи (через огороження, шпарини в дверях, електролампи тощо) повітря нагрівається, для простоти візьмемо $d_3 = d_4$. В точці 4 тепле повітря торкається продукту, відбувається небажане випаровування з його поверхні 4–1 –

усушка. Утворюється своєрідний цикл охолоджуючого повітря, волога "перекачується" з продукту на охолоджуючу поверхню.

Для боротьби з усушкою треба якомога зменшувати теплоприпливи до

повітря. Герметична упаковка допомагає частково (іній осідає на внутрішній поверхні упаковки).

ЛЕКЦІЯ 3. ТЕРМОДИНАМІКА ВОДИ І ПАРИ

Властивості води. Незважаючи на просту хімічну формулу, вода має властивості, деякі з яких досі не мають однозначного пояснення. Це по-перше, здатність до структуризації, заряджання та пам'яті. Чудова структура сніжинок добре відома, але з'явилися публікації з фотографіями, що вказують на різну форму сніжинок залежно від роду музики, яка супроводжує їх утворення. Під час танення структура сніжинок частково зберігається, тому вважають талу воду дуже корисною. Доведено, що у рідкому стані молекули води є дуже маленькими електромагнітами: киснева частина кожної молекули має негативний заряд, воднева – позитивний. Тому різні спроби магнітної обробки або “заряджання” води не позбавлені теоретичного підґрунтя.

Вода – основа всього живого, це підтверджують усі її термодинамічні властивості. Якби під час перетворення на лід вода не розширювалася (майже на 11%), усі водойми взимку промерзли б до дна, життя у водоймах, а тим паче його зародження, було б неможливе. Цьому ж сприяє відома інверсія – найбільшу густину вода має при $+4^{\circ}\text{C}$ (до цього ми повернемося у розділі «Тепломасообмін»).

Теплоємність води, тобто здатність накопичувати і зберігати теплову енергію, приблизно в 10 разів більше, ніж у порід, що складають земну кору. Протистояти зовнішнім тепловим збуренням допомагає також значно більша, ніж у інших рідин, теплота перетворення на пару (будемо позначати літерою r , кДж/кг).

Згадаємо також величезний поверхневий натяг, завдяки якому в ґрунті накопичується так звана підвішена вода, яка не стікає донизу та забезпечує рослини вологою.

Поверхневий натяг та змочування дозволяє воді всупереч силі тяжіння підніматися по тонких порах–капілярах на 10...12 м.

Великі значення c та r , а також розповсюдження води стали причиною того, що вода та пара є основними робочими тілами і теплоносіями в теплоенергетиці і теплотехнології.

Визначення термодинамічних властивостей реальних речовин.

Відомо, що для реальних газів, твердих та рідких речовин рівняння стану є значно складнішим ніж $p\nu=RT$ ідеальних газів. Так, для води і пари воно складає кілька сторінок у книжці. Тому як термічні, так і калоричні параметри, а також теплоємність та ексергію визначають дослідним шляхом. Зв'язок між ними виражають у вигляді діаграм, за аргумент та функцію можуть служити термічні, калоричні або термічний та калоричний параметри. Інший спосіб – складання таблиць. Таблиці дають більш точну інформацію, але на діаграмах можна зображувати різні практичні процеси, що робить їх більш наочними.

Діаграма $p-\nu$ - для води і пари (рис. 3.1). Візьмемо 1 кг води при $0\text{ }^\circ\text{C}$ та якомусь p_a , нехай в $p-\nu$ діаграмі відповідає точка a_0 . Будемо нагрівати воду при $p=\text{const}$ (саме це відбувається в парових котлах), питомий об'єм ν_a буде потроху зростати, поки вода не почне кипіти (точка a'). В надто чистій воді можливий перегрів води, але будемо розглядати технічно чисту воду, для якої кожному p відповідає певна температура насичення t_n .

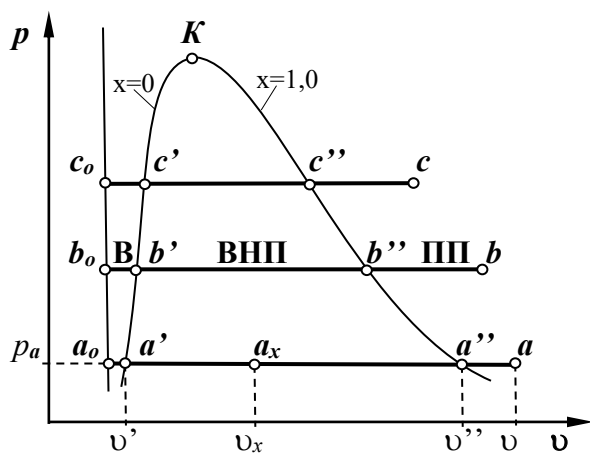


Рис. 3.1

Подальше підведення теплоти до води викликає кипіння – утворюється волога насичена пара, тобто суміш води та пари або навіть кипляча вода та пара над нею. Питомий об'єм пари значно більший, ніж води, тому ν суміші швидко зростає. Важлива характеристика вологої насиченої пари – *ступінь сухості* x

$$x = m_n / (m_n + m_B) \quad (3.1)$$

Коли остання краплина води перетворюється на пару, $m_B=0$, $x=1,0$ – суха насичена пара (точка a''). Зауважимо, що процес $a'-a''$ є одночасно ізобарним та ізотермічним, це для ідеальних газів є неможливим.

Якщо далі підводити теплоту до пари, вона стає *перегрітою* (точка a), $t_a > t_n$.

Збільшуючи тиск, отримаємо лінії $b_0 - b' - b'' - b$, $c_0 - c' - c'' - c$. Поступово нижня гранична крива $a'b'c'$... зближується з верхньою граничною кривою $a''b''c''$..., вони мають загальну критичну точку K . Для води $p_K=22,5$ МПа, при $p > p_K$ зникає різниця між рідкою та газуватою фазами.

Граничні криві поділяють $p-v$ - діаграму на три області – води **В**, вологої насиченої пари **ВНП** та перегрітої пари **ПП** (рис. 3.1). В технологічних розрахунках цією діаграмою користуються рідко, але вона допомагає зрозуміти, чому в сучасних парових котлах намагаються мати одночасно якнайменшу кількість води. Якщо при великому тиску відбудеться розгерметизація котла, тиск впаде, велика кількість води миттєво перетвориться на пару, відбудеться справжній вибух.

З цієї діаграми стає також зрозумілою формула для v_x (властивість адитивності)

$$v_x = xv'' + (1-x)v' \quad \text{м}^3/\text{кг} \quad (3.2),$$

або, оскільки $v'' > v'$, $v_x \approx xv''$. Це дає можливість підраховувати v_x , користуючись таблицями для v' та v'' (для v_x таблиці були б занадто громіздкими).

В теплотехнології частіше проводять теплові розрахунки, тому користуються $T-s$ - діаграмою (рис. 3.2). Справа в тому, що в цій діаграмі площа під лінією будь-якого процесу дорівнює теплоті q , що підводиться до 1 кг води чи пари. Це випливає з (1.2), для 1 кг:

$$q = \int T ds \quad (3.3)$$

Для ізотермічного процесу маємо $q = T(s_2 - s_1)$. Таким чином, для практичних розрахунків треба знати не абсолютні значення s , а лише її змінення. Тому, як і для ентальпії (лекція 2), умовно беруть $s_0 = h_0 = 0$ при 0°C .

Отже точки a_0 , b_0 , c_0 , тощо збігаються в діаграмі $T-s$. В процесі $a_0 - a'$ –

зростають T та s . Цього разу критична точка K для води відповідає $T_K=647\text{ K}$, $t_K=374\text{ }^\circ\text{C}$. Ізобари $a_0 a'$, $b_0 b'$ тощо лежать трохи вище за нижню граничну криву $a'K$, але в реальному масштабі вони збігаються.

Площа під лінією $a_0 a'$ є $q' = c_v(t_n - 0) = c_v \cdot t_n = h' - h_0 = h'$; (c_v – теплоємність води, $\text{кДж}/(\text{кг}\cdot\text{K})$); під лінією $a' a''$ $q_r = r$; тобто

$$q'' = q' + r = h' + r = h'' \quad (3.4)$$

Для вологої насиченої пари (точка a_x), як видно з рис.3.2

$$h_x = h' + rx \quad (3.5)$$

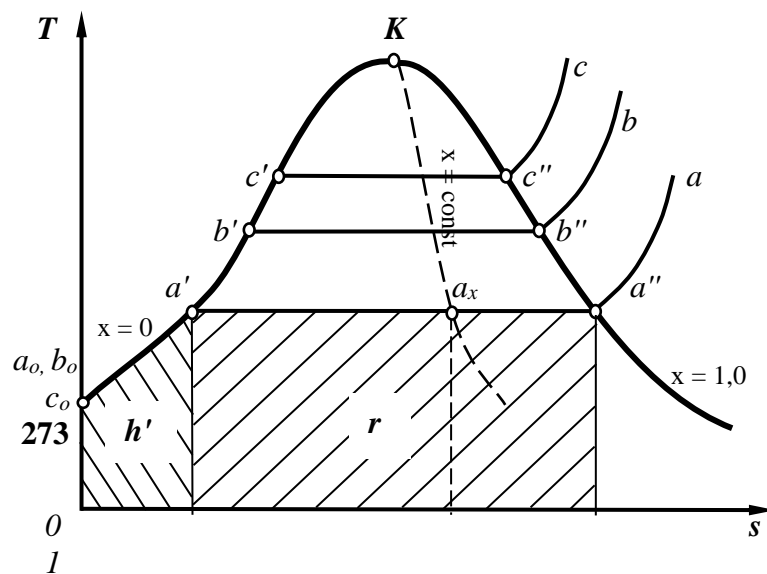


Рис. 3.2

Ця формула потрібна під час розрахунків, оскільки для h_x (як і для v_x) таблиць немає. Для перегрітої пари

$$h_a = h_{\text{пар}} = h' + h'' + c_{p\text{пар}}(t_{\text{пл}} - t_n) \quad (3.6),$$

де $c_{p\text{пар}}$ – ізобарна теплоємність, $t_{\text{пар}}$ – температура перегрітої пари.

Найбільш зручною для технологічних розрахунків є $h-s$ - діаграма, оскільки з неї безпосередньо визначають ентальпії пари та їх змінення (рис.3.3). Тому розберемо її більш детально. Точки a_0 , b_0 , c_0 збігаються у початку координат. Лінії $a' a''$, $b' b''$ стають похилими прямими (із збільшенням x зростають пропорційно s та h). Критична точка K «сповзає» вліво – для значної ділянки верхньої граничної кривої $h'' > h_K$. На лінії $x=1,0$ ізотерми та ізобари сильно розходяться, ізотерми йдуть вправо і поступово стають майже горизонтальними.

Ентальпію води на лінії насичення h' легко знайти з таблиць, вологою

насиченою парою у технологічних процесах користуються рідко, до того ж в лівій частині $h-s$ - діаграми ізолінії усіх параметрів є дуже загущеними. Тому для практичного використання друкують тільки праву верхню частину діаграми (рис. 3.3).

На робочій $h-s$ - діаграмі (рис.3.4) нанесені такі лінії. Лінія $x=1,0$ (суха насичена пара) поділяє діаграму на дві області – вологу насичену пару (зліва внизу) та перегріту пару. Зрозуміло, що решта ліній $x=const$ лежить в першій зоні. Лінії $p=const$ в цій зоні збігаються із лініями $t=const$. Між тиском пари p та температурою насичення t_n зв'язок є однозначним, але не пропорційно «круглим», тому в області вологої пари є тільки цифрові позначення тиску. Аби визначити температуру пари в точці А, треба вести пряму, паралельну найближчій ізобарі, до лінії $x=1,0$, і дивитися t_a по найближчій ізотермі перегрітої пари.

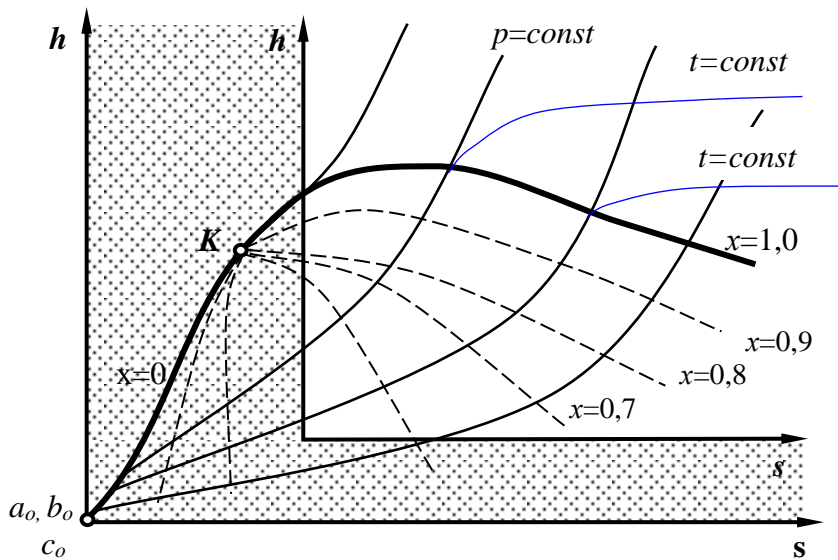


Рис. 3.3

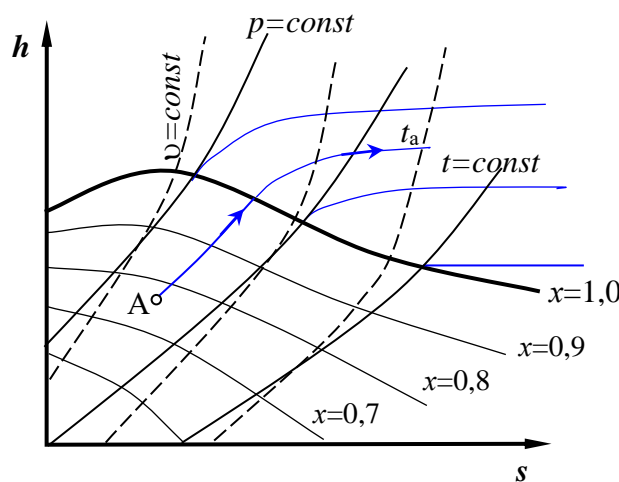


Рис. 3.4. Робоча $h-s$ - діаграма

На діаграмі $h-s$ нанесені теж ізохори $v=const$, на одноколірових це штрихові, на двоколірових – червоні лінії. Вони розташовані трохи крутіше, ніж ізобари.

Таблиці термодинамічних властивостей води та пари. Таких таблиць є три типи, два з них – для води в стані насичення та сухої насиченої пари, тобто для граничних кривих. В першій за аргумент править тиск:

p	t_H	v'	h'	s'	r	v''	h''	s''

Друга має такий самий набір інформації, але за аргумент править температура. Це викликано вищезгаданою непропорційністю зв'язку між p і t_H , t і p_H . Коли у вихідних даних розрахунку або проекту заданий тиск, наприклад, гріючої пари, користуються першою таблицею. Якщо ж за технологічним регламентом фіксованою є температура води в системі обігрівання теплиць тощо, зручніше користуватися другою таблицею.

t	p_1			p_2			
	$t_H=$			$t_H=$			
	$v'=$	$v''=$		$v'=$	$v''=$		
	$h'=$	$h''=$		$h'=$	$h''=$		
	$s'=$	$s''=$		$s'=$	$s''=$		
	v	h	s	v	h	s	
0			
10			
20			
...	-----			...			
...	...			-----			
150			
160			
...			

Третя таблиця – для води до стану насичення (область В на рис.3.1) та перегрітої пари (ПП). В обох зонах немає однозначного зв'язку між p і t , тому за

аргумент беруть p (інколи t), за параметр $-t$, і в кожній клітинці розміщують відповідні v , h та s :

Оскільки в одній таблиці розміщені властивості води та пари, вони для зручності розділені жирною ламаною лінією.

Термодинаміка парових двигунів.

В *парових машинах* водяна пара під час розширення в циліндрі рухає поршень, а той передає механічну енергію на маховик. На відмову від двигунів внутрішнього згорання, впуск та випуск пари відбувається не клапанами, а так званим золотником, що відкриває та закриває потрібні отвори у циліндрі. Парові машини надійні у роботі, витримують значні перевантаження, прості в експлуатації. Але громіздкість, наявність деталей, що рухаються зворотно-поступово та мала ефективність призвели до того, що їх витіснили парові турбіни. Все ж запасовий живильний насос, яким подають воду в паровий котел, якщо електроенергію до котельні перестають подавати, має як привод саме парову машину. У сільському господарстві збереглися так звані локомотиви – стаціонарні потужністю до 125 кінських сил, та пересувні вп'ятеро слабші. Вони мають паровий котел, парову машину, трансмісію для передачі механічної енергії, а також електрогенератор, тобто можуть постачати механічну, електричну енергію, пару та гарячу воду.

Парова турбіна є аналогом газової турбіни, але займає значно більше місце в теплоенергетиці. В основі роботи паротурбінних установок лежить цикл Ренкіна (рис. 3.5). Вода за допомогою насоса (точка 1) подається до парового котла, де нагрівається до насичення та перетворюється на суху насичену пару (2–3). Далі в пароперегрівнику (3–4, фактично він знаходиться в корпусі котла, на схемі позначається окремою «блискавкою») пара перетворюється на перегріту (3–4). Процес адіабатного розширення 4–5 відбувається власне в турбіні, при цьому потенціальна енергія перетворюється в кінетичну, а ця – в механічну енергію ротора, потім в електрогенераторі – на електричну енергію. Відпрацьована пара потрапляє до конденсатора, де віддає теплоту до холодної води, що циркулює по

трубах (5–6). Утворений конденсат потрапляє до живильного насосу, але збільшення тиску (6–1) в $T-s$ - діаграмі є надто малий майже вертикальний відрізок, тому 6 та 1 – та сама точка.

З курсу фізики відомо, що найвищий ККД у заданому інтервалі температур підведення T_1 та відведення від робочого тіла T_2 теплоти має цикл Карно, що складається з двох ізотерм і двох адіабат. Як бачимо з рис 3.5 б, ідеальний цикл Ренкіна має повну ізотерму 5–6 відведення теплоти q_2 , значну частину ізотермічного підведення теплоти q_1 2–3 та адіабату розширення пари 4–5. Як для будь-якого двигуна, його ККД η_{tr} є відношення корисної роботи ℓ (вона є пропорційною площі, замкнутої циклом 1–2–3–4–5–6) до підведеної теплоти q_1 :

$$\eta_{tr} = \ell/q_1 = (q_1 - q_2)/q_1 = (h_4 - h_5)/(h_4 - h_6). \quad (3.7)$$

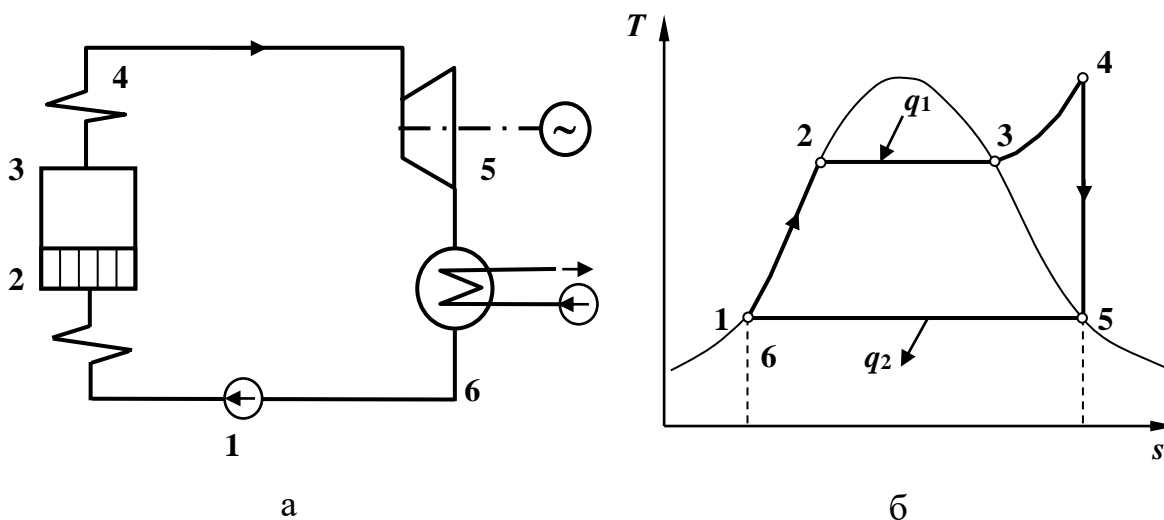


Рис.3.5. Схема (а) та $T-s$ - діаграма циклу Ренкіна (б)

Для збільшення η_{tr} , тобто площі, замкнутої циклом, на великих електростанціях встановлюють так звані проміжні пароперегрівники – після часткового розширення в турбіні пара повертається до котла без конденсації, набуває додаткової теплоти для перегрівання і знов подається до турбіни.

Термодинамічні основи теплофікації та когенерації.

За описаним вище циклом працюють теплові електричні станції ТЕС. Теплота q_2 відводиться до так званої циркуляційної води. Вона нагрівається

усього на кілька кельвінів, але для повторного використання її треба охолоджувати повітрям у градирнях – високих циліндричних спорудах перемінного перерізу. В нижній частині градирні розбризкують воду, велика висота потрібна для утворення природної тяги повітря. Таким чином теплота q_2 відводиться у довкілля. Для її зменшення на ТЕС знижують температуру конденсації, лінія 5–6 опускається (q_2 – це площа під цією лінією), конденсація відбувається в умовах глибокого вакууму.

Теплофікація – це використання теплоти конденсації пари на цукрових заводах, нагрівання води для опалення будівель і теплиць тощо. Теплофікаційні електростанції мають назву теплоелектроцентралі ТЕЦ. Якщо на ТЕС точка 5 (рис.3.5, б) може опускатися в зону вологої насиченої пари (для цього встановлюють спеціальні турбіни насиченої пари), для ТЕЦ її доводиться тримати досить високо, аби забезпечити виробничі потреби. ККД для ТЕЦ може бути меншим, ніж для ТЕС, але окрім ККД ефективність роботи ТЕЦ характеризують ще два показники: коефіцієнт використання теплоти

$$\eta^* = (\ell + q_2) / q_1 \quad (\text{теоретично } \eta^* = 1, \text{ фактично } \eta^* = 0,7-0,8),$$

та питоме вироблення електроенергії

$$\varepsilon = \ell / q_2,$$

ця величина може бути різною для різних виробництв.

ЛЕКЦІЯ 4. ТЕПЛОМАСООБМІН

Основні поняття. Теплообмін вивчає явища перенесення теплоти та речовини під дією різниці температур або концентрацій, тобто має справу з нерівноважними системами.

Різниця температур є основною *рушійною силою* для перенесення теплоти, концентрацій – речовини. В окремих випадках стають відчутними так звані *перехресні ефекти*, наприклад: перенесення компонентів суміші за рахунок різниці температур (*термодифузія*) або теплоти за рахунок різниці концентрацій (*дифузійний термoeфект*), але в теплотехніці ці процеси великого значення не мають.

Перенесення теплоти може відбуватися трьома способами:

Теплопровідність – передавання внутрішньої енергії в напрямку зменшення температури. Зазвичай це відбувається на молекулярному рівні, але інколи носії енергії є меншими за молекули (іони, електрони), а то й взагалі є квазічастинками (фонони).

Щоб утворити чисту теплопровідність в газах або краплинних рідинах, треба тонкий горизонтальний шар речовини нагрівати зверху, тоді не будуть утворюватися конвективні потоки (виняток складає вода в інтервалі $0...+4$ °C). Для газів ще треба уникнути перенесення енергії випроміненням. В газах молекули вільно рухаються (в атмосферному повітрі їх швидкість сягає 500 м/с), в рідинах – лише коливаються відносно середнього положення.

В аморфних твердих тілах, як в рідинах, енергія переноситься молекулами, в кристалічних – фононами, тобто квантами пружних коливань атомів або іонів кристалу. У металів превалює електронна провідність (вільними електронами).

Конвекція – перенесення енергії рухомим середовищем, наприклад повітряним потоком. У теплотехніці найчастіше є перенесення енергії від потоку до твердої стінки, або навпаки. Знов необхідною умовою є різниця температур тепер між стінкою та рідиною, отже між окремими шарами рідини або газу. Тому конвекція супроводжується теплопровідністю, спільний процес зветься

конвективним теплообміном, або тепловіддачею.

Вільна, або природна конвекція виникає за рахунок внутрішніх сил, а саме коли рідина має в різних місцях різну густину внаслідок різниці температур або інколи різниці концентрації якогось компонента суміші.

Вимушений, або примусовий рух виникає за рахунок зовнішніх сил, тобто в результаті роботи вітру, насосів, вентиляторів тощо.

Специфічних рис набуває конвективний теплообмін, якщо рідина при цьому має фазові перетворення (кипіння, конденсація) за рахунок виразного впливу масообміну.

Теплопровідність і конвективний теплообмін мають загальну назву *теплообмін зіткненням*, оскільки носії енергії стикаються між собою під час її передавання.

Іншу природу має **променистий теплообмін**, оскільки джерело енергії може бути на дуже великій відстані від приймача. Долати цю відстань енергія може завдяки перетворенню з теплової на променисту в поверхневих шарах з твердого чи рідкого джерела або в надрах гарячого газу. На поверхні приймача відбувається зворотне перетворення.

В чистому вигляді такий теплообмін відбувається, тільки якщо джерело відділяє від приймача абсолютний вакуум, в усіх інших випадках має місце **складний теплообмін**.

Найчастіше в теплотехніці мають справу із перенесенням теплоти від однієї рідини (газ – теж рідина, тільки стислива) до іншої через тверду стінку, що їх поділяє. Такий складний теплообмін має назву **теплопередача**.

На відміну від теплоти маса передається двома способами – *дифузією* та *конвекцією*.

Дифузія – переміщення речовини під впливом різниці концентрацій. Опір цьому процесу здійснює інша речовина – молекули, молекулярні сита, клітини рослин тощо.

Перенесення речовини (конвекцію) лише за рахунок різниці тисків вивчають в курсі гідравліки. Наявність різниці концентрацій веде до

конвективного масообміну або масовіддачі.

Перенесення речовини на великі відстані без постійного контакту з середовищем, що її оточує, хоч і має наукову назву *телепортація*, але не має наукового обґрунтування.

Стаціонарна теплопровідність і дифузія.

Аналогія процесів перенесення теплоти, речовини та електрики.

Розглянемо найпростіші рівняння перенесення цих субстанцій, коли рушійні сили та відповідні опори не змінюються з часом. Такі процеси називають *усталеними*, або *стаціонарними*.

Якщо до кінця провідника першого роду прикласти різницю потенціалів ΔU , то незважаючи на його електричний опір R , через нього потече струм силою I

$$I = \Delta U / R \quad (4.1)$$

Рушійною силою перенесення теплоти є різниця температур в різних місцях тіла Δt . Перенесенню цього разу чинить тепловий або *термічний опір* R_t . Аналогом струму є густина теплового потоку $q = Q/F$; $Вт/м^2$

$$q = \Delta t / R_t \quad (4.2)$$

Тут $Q, Вт$ – *тепловий потік*, кількість теплоти, що передається за одиницю часу, $F, м^2$ – площа поверхні, через яку передається Q .

За аналогією можна записати для густини потоку маси $j = m/F$, $кг/(м^2 \cdot с)$

$$j = \Delta c / R_c \quad (4.3)$$

Тут $m, кг/с$ – маса речовини, що дифундує через масообмінну поверхню $F, м^2$ за одиницю часу $\tau, с$; $c, кг/м^3$ – концентрація речовини, яка дифундує.

Наявність аналогії між різними процесами використовується у вивченні, наприклад, дифузії на моделі, через яку пропускають електричний струм, а також під час практичних розрахунків. Якщо теплота переходить через стінку, виконану з трьох шарів різного опору, за аналогією і законом Ома (4.1) для обчислення q з рівняння (4.2) треба у знаменнику поставити суму трьох опорів.

Основні закони теплопровідності та дифузії

Сукупність миттєвих значень температури у всіх точках тіла називається *температурним полем*. Якщо з'єднати точки тіла з однаковою температурою,

одержимо *ізотермічну поверхню* або *ізотерму* (інше поняття ніж у термодинаміці!). Будь-яка точка може мати тільки одну температуру, тому ізотерми не перетинаються.

Найпростіший вигляд ізотерми мають у так званій *плоскій стінці*. Два виміри цієї стінки набагато більші за третій, у напрямку якого відбувається перенесення теплоти. Обидві поверхні такої стінки є ізотермами, отже будь-яка площина, паралельна поверхням, теж є ізотермою (рис.4.1).

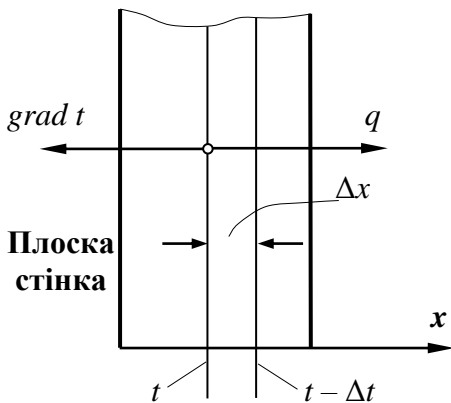


Рис. 4.1

Напруженість поля характеризується *градієнтом температури*. Це вектор, спрямований по нормалі до ізотерми у бік збільшення температури. Він має довжину, що дорівнює похідній від функції (температури) в даній точці. Для плоскої стінки відповідно до рис. 4.1

$$\text{grad } t = x_0 \lim_{\Delta x \rightarrow 0} \frac{\Delta t}{\Delta x} = x_0 \frac{dt}{dx}, \quad K/m. \quad (4.4)$$

Тут Δx – відстань між двома ізотермами, температура яких відрізняється на Δt ; x_0 – одиничний вектор, що надає скалярній похідній dt/dx властивості вектора. Для температурного поля довільної форми замість x_0 та x треба ставити n_0 та n .

Основним законом теплопровідності є твердження Фур'є, що густина теплового потоку пропорційна градієнту температури в тій самій точці

$$q = -\lambda \text{ grad } t. \quad (4.5)$$

Коефіцієнт пропорційності λ – це *теплопровідність* тіла, тобто здатність його пропускати через себе теплоту під дією різниці температур. З (4.5) маємо, що одиницею λ є $Vm/(m \cdot K)$. Теплопровідність – інтенсивна властивість речовини, вона не підлягає закономірності адитивності, тобто якщо відомі λ компонентів суміші, не можна підрахувати λ суміші. Так, λ вологої цегли може бути більшою, ніж λ сухої цегли або води. Діапазон λ є дуже великим – від 10^{-3} для газів та ізоляційних матеріалів до 10^2 для металів, а діамант має λ порядку $10^3 \text{ } Vm/(m \cdot K)$.

Аналогом закону Фур'є щодо дифузії є закон Фіка:

$$j = -D \operatorname{grad} c, \quad (4.6)$$

де $\operatorname{grad} c$ – градієнт концентрації, $\text{кг}/\text{м}^4$, D – коефіцієнт дифузії, $\text{м}^2/\text{с}$.

Якщо λ – характеристика однієї речовини, то D – двох: тієї, що дифундує, та тієї, через яку відбувається дифузія. Наприклад, якщо водень дифундує крізь повітря, $D = 6 \cdot 10^{-5}$, крізь воду – $5 \cdot 10^{-9} \text{ м}^2/\text{с}$, тобто на чотири порядки нижчий.

Умови однозначності. Закони Фур'є та Фіка є диференціальними рівняннями, тобто описують безліч подібних явищ. Для отримання однозначних рішень цих рівнянь треба мати додаткову інформацію щодо конкретного явища, яка називається **умови однозначності**. Вони складаються з геометричних, фізичних та крайових умов. Перші дві – інформація про форму і розміри, а також фізичні параметри λ , c , ρ та інші тіла, в якому відбувається процес.

Крайові умови – це часові (для неусталених режимів) та межева інформація. Межові умови розділяють на чотири роди:

1-го дають інформацію про розподіл потенціалу по поверхні тіла, для плоскої стінки це температури на обох поверхнях;

2-го інформують про розподіл потоків по поверхнях, для плоскої стінки $q = \text{const}$;

3-го задають потенціал перенесення в оточуючому тіло середовищі та інтенсивність взаємодії між тілом та середовищем;

4-го припускають можливість ідеального контакту між сусідніми тілами, тобто однакової температури цих тіл в місці контакту.

Найбільш поширені в практичних розрахунках теплообміну межові **умови третього роду** виражають у вигляді рівнянь

$$q = \alpha (t_c - t_p); \quad j = \beta (c_c - c_p). \quad (4.7)$$

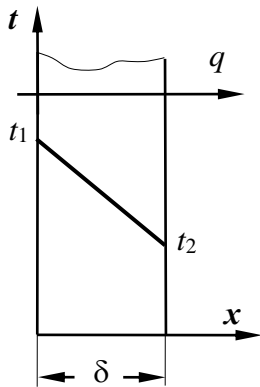
Індекси „с” та „р” відносять потенціали t та c до поверхні стінки та рідини за межами так званого *пристінного шару*, в межах якого потенціал змінюється від t_c або c_c до t_p або c_p .

Коефіцієнти пропорційності в (4.7) α , $\text{Вт}/(\text{м}^2\text{К})$ та β , $\text{м}^2/\text{с}$ називають

коефіцієнтами тепло – та масовіддачі.

Теплопровідність та дифузія плоскої стінки.

Застосовуємо *межові умови першого роду* для теплопровідності через плоску стінку (рис. 4.2) завтовшки δ . Запишемо (4.5) в скалярній формі та



розділимо змінні:

$$dt = -\frac{q}{\lambda} dx \quad (4.8)$$

Нехай температури на поверхнях стінки складають t_1 та t_2 , а λ стінки в межах $t_1 \dots t_2$ не залежить від t та x . Тоді маємо лінійну залежність між x та t :

$$t = -\frac{q}{\lambda} x + C \quad (4.9)$$

Рис. 4.2

Якщо $x = 0$, то $t_1 = C$, якщо $x = \delta$, то

$$t_2 = -\frac{q}{\lambda} \delta + t_1 \quad (4.10)$$

Отже, розрахункове рівняння

$$q = \frac{\lambda}{\delta} (t_1 - t_2) = \frac{\lambda}{\delta} \Delta t = \frac{\Delta t}{\delta/\lambda} = \frac{\Delta t}{R}. \quad (4.11)$$

Таким чином, термічний опір плоскої стінки дорівнює δ/λ і вимірюється у $\text{м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$.

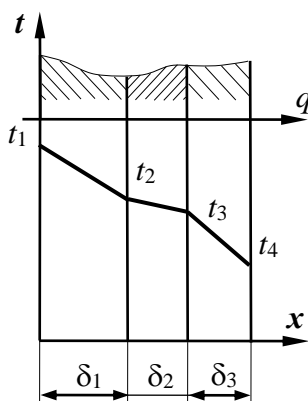


Рис. 4.3. Теплопровідність багат шарової стінки.

Аналогічні викладки для закону Фіка показують, що дифузійний опір плоскої стінки дорівнює δ/D і вимірюється у $\text{с}/\text{м}$.

Коли стінка складається з декількох (наприклад трьох) різних шарів завтовшки $\delta_1, \delta_2, \delta_3$ (рис. 4.3), то крім *межових умов першого роду* (t_1 та t_4), треба задати *умови четвертого роду* для спільних поверхонь тіл 1 та 2, 2 та 3. Тоді за аналогією і законом Ома:

$$q = \frac{(t_1 - t_4)}{\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3}} = \frac{\Delta t}{\sum \frac{\delta_i}{\lambda_i}} = \frac{\Delta t}{R}. \quad (4.12)$$

Нахил ліній $t(x)$ тим більше, чим менше λ відповідної стінки, що впливає з формули (4.8).

Теплообмінні елементи в теплотехніці часто бувають циліндричними. Якщо труба відносно тонка, можна користуватися (4.12).

Теплопередача

Якщо замінити умови на зовнішніх поверхнях стінки на межові умови третього роду то одержимо **теплопередачу** – перенесення тепла від гарячої

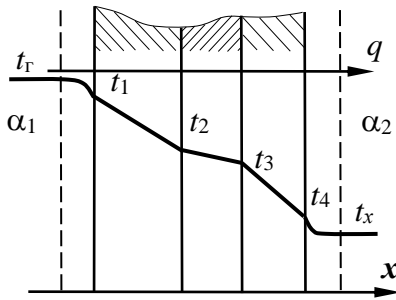


Рис. 4.4. Теплопередача

рідини до холодної через стінку, що їх поділяє (рис. 4.4). Штрихові лінії показують товщини пристінних шарів з обох боків стінки. Термічний опір теплопередачі збільшується на $1/\alpha_1$, та $1/\alpha_2$, де α_1, α_2 – коефіцієнт тепловіддачі з гарячої та холодної сторони. Вираз для q ускладнюється:

$$q = \frac{(t_\Gamma - t_x)}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{\Delta t}{R}. \quad (4.13)$$

Різниця температур гарячої t_Γ та холодної t_x рідини $t_\Gamma - t_x$ має назву **температурний напір**. Формулу (4.13) звичайно записують у вигляді першого з рівнянь (4.7)

$$q = k \Delta t, \quad (4.14),$$

де $k, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ – коефіцієнт теплопередачі.

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{R}. \quad (4.15).$$

Що до **масопередачі**, то цей термін часто вживають для неусталеного перенесення речовини з твердого тіла до рідини, тобто замість **масовіддачі**.

Для циліндричних поверхонь зазвичай користуються формулою (4.13), але

густину теплового потоку q визначають так:

$$q = \frac{Q}{F} = \frac{Q}{\pi d_x L}. \quad (4.16)$$

Тут d_x , м – розрахунковий діаметр труби, L , м – її довжина. Значення d_x беруть залежно від співвідношення α_1 та α_2 . Якщо тепловий потік спрямовано з середини труби, внутрішній діаметр якої d_1 , зовнішній d_2 , то загальне правило вибору d_x таке:

1. $\alpha_1 \gg \alpha_2$; $d_x = d_2$;
2. $\alpha_1 \ll \alpha_2$; $d_x = d_1$;
3. $\alpha_1 \approx \alpha_2$; $d_x = 0,5 (d_1 + d_2)$.

Рівнянням (4.13) можна користуватися при обчисленні теплопередачі крізь кульову стінку, але при цьому

$$q = \frac{Q}{\sqrt{F_1 \cdot F_2}}, \quad (4.17)$$

де F_1 та F_2 – внутрішня та зовнішня поверхні кульової стінки.

ЛЕКЦІЯ 5. КОНВЕКТИВНИЙ ТЕПЛОМАСООБМІН

Основні поняття теорії подібності. Згадані в лекції 4 коефіцієнти тепло- та масовіддачі α і β є функціями великої кількості факторів, до них належать швидкість рідини w , її теплопровідність λ , теплоємність c , густина ρ , в'язкість ν , форма каналу, а інколи рушійна сила Δt або Δc , або результати їх дії – потоки q та j .

Визначити α або β вдається *аналітичним шляхом*, тобто розв'язанням системи рівнянь, що описують процес, але при цьому доводиться нехтувати впливом багатьох факторів, тому точність визначення α і β є невисокою.

Інший шлях – *дослідний*, для визначення α треба виміряти t_c і t_p , а також

q , тоді $\alpha \equiv q/\Delta t$. Проте, якщо **термометрія**, що об'єднує засоби вимірювання температур, є досить розвиненою галуззю експериментальної фізики, то наука про вимірювання густини теплового потоку – **теплометрія** – ще зовсім молода, хоча вона вже добре зарекомендувала себе у вивченні фізичних процесів. Цим шляхом не можна дізнатися, які коефіцієнти α або β будуть в апаратах, що лише проектуються.

Поєднати переваги обох шляхів, наприклад дати змогу поширювати результати, одержані на одному апараті або навіть *моделі*, на інші апарати та зразки можна за допомогою методів **теорії подібності**.

Розглянемо найпростіший приклад застосування цих методів. Відомо, що для визначення висоти гори або дерева досить побудувати два подібних трикутника (рис. 5.1), в одному з яких шуканий розмір є катетом H . Перехід від

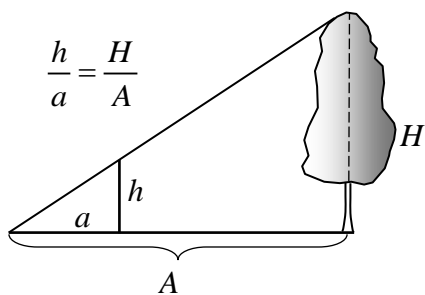


Рис. 5.1

малого трикутника, обидва катети легко виміряти та який є моделлю, до великого (зразок або апарат) відбувається за безрозмірним відношенням катетів.

Крім **геометричної подібності**, існують різні форми **фізичної подібності**: гідродинамічна, часова, теплова, подібність полів потенціалів, умов

однозначності тощо. Для кожного виду можна визначити безрозмірний комплекс характеристик, що не змінюється за величиною при переході від одного явища чи процесу до йому подібного. Ці комплекси називають **числами подібності** або не завжди вірно *критеріями*.

Число теплової подібності для конвекції можна визначити, якщо порівняти густину теплового потоку, що виходить зі стінки $q = -\lambda dt/dn$ та переходить до рідини $q = \alpha \Delta t$

$$\alpha \Delta t = -\lambda dt/dn . \quad (5.1)$$

Розглянувши (5.1) для моделі та зразка, доходимо висновку, що комплекс $\alpha \cdot \ell \cdot \lambda^{-1}$, де ℓ – товщина пристінного шару, зберігає одне і те ж значення при переході від моделі до подібного їй зразка, тобто

$$\frac{\alpha_M \ell_M}{\lambda_M} = \frac{\alpha_Z \ell_Z}{\lambda_Z} . \quad (5.2)$$

Цьому комплексу надано ім'я німецького дослідника В. Нуссельта. Звичайно числа подібності позначають першими літерами (латинськими) прізвища дослідника, отже

$$\text{Nu} = \alpha \ell / \lambda . \quad (5.3)$$

Товщину пристінного шару важко виміряти, тому замість неї беруть інший, відомий геометричний розмір, пропорційний цій товщині хоча б якоюсь мірою. Цей розмір має назву *визначального розміру* системи. Теплопровідність λ_M та λ_Z рідин, що протікають у моделі та зразку, беруть при певній *визначальній температурі* . Ця температура може бути різною для моделі та зразка, але правило її визначення має бути одним.

Число Нуссельта Nu є *визначуваним*, оскільки він містить шуканий коефіцієнт α , його залежність від *визначальних чисел*, які містять тільки відомі характеристики процесу, зветься *рівнянням подібності*. Наприклад, для конвективного теплообміну між повітрям та стінкою труби діаметром d в якій воно протікає, *визначальним числом* подібності (цього разу його можна назвати *критерієм*) є число Рейнольда $\text{Re} = wd/\nu$, рівняння подібності є:

$$\text{Nu} = f(\text{Re}) \quad (5.4)$$

Вигляд цієї функції найчастіше беруть степеневим, він є найбільш ймовірним у різних галузях науки та техніки.

Тепловіддача під час вільної конвекції.

Цей різновид конвективного теплообміну зустрічається в будь-якому апараті, будівлі або навіть біля кожної рослини, бо температура поверхні листа відрізняється від довкілля. Тому основним визначальним числом є число гідродинамічної подібності Грасгофа, бо воно містить рушійну силу конвекції Δt :

$$\text{Gr} = \frac{g \ell^3}{\nu^2} \beta \Delta t \quad (5.5),$$

де β – коефіцієнт об'ємного розширення, $1/\text{м}$,

$g = 9,81 \text{ м/с}^2$. Значення ℓ для вертикальних стінок дорівнює їх висоті, для горизонтальних труб діаметру. Визначальною температурою є температура рідини $t=t_p$ або середня температура пристінного шару $t = 0,5 (t_p + t_c)$.

Товщина пристінного шару може залежати від взаємного впливу швидкостей та температур у ньому, тому визначальних чисел належить також число Прандтля

$$Pr = \frac{\nu}{a} \quad (5.6)$$

де $a = \lambda (cp)^{-1}$, $\text{м}^2/\text{с}$, – *температуропровідність* рідини.

Ця характеристика відповідає за розподіл температури, а кінематична в'язкість $\nu \text{ м}^2/\text{с}$ – за розподіл швидкості у пристінному шарі. Рівняння подібності за цих умов має вигляд

$$Nu = C \cdot Gr^n \cdot Pr^m \quad (5.7)$$

При дуже малих Δt $n=m=0$, тобто $Nu=const$ – руху немає, теплота передається лише теплопровідністю. Із збільшенням Δt та Gr $n=m=1/8=0,125$, рідина рухається ламінарно, тобто без перемішування. Для переважної більшості технічних процесів $C=0,5$, $n=m=1/4=0,25$.

Для газів $Pr \approx 1$, і це число випадає з рівняння подібності.

Якщо конвекція відбувається у щілинах, розрахунок q ведуть як для твердої стінки, але до λ вносять поправку ε_k на конвекцію $\lambda_\varepsilon = \lambda \cdot \varepsilon_k$. Цю поправку визначають з формули

$$\varepsilon_k = 0,18 \cdot (Gr \cdot Pr)^{1/4}, \quad (5.8)$$

де для Gr беруть $\Delta t = t_1 - t_2$, тобто різницю температур між поверхнями щілини.

Тепловіддача під час вимушеної конвекції

Цей вид теплообміну розділяють на два підвиди:

- 1) рідина тече в каналах чи трубах (*внутрішня задача*);
- 2) рідина обтікає труби чи їх пучки (*зовнішня задача*).

Внутрішня задача. Розподіл швидкостей для внутрішньої задачі (рис.

5.2. *а*) має вигляд правильної параболи (суцільна лінія), якщо режим течії є ламінарним, тобто окремі прошарки рідини не перемішуються, та зрізаної

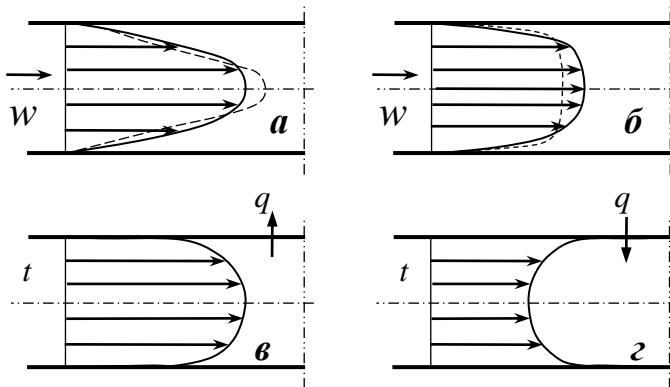


Рис. 5.2

параболи (рис. 5.2. б) при турбулентній течії. Якщо течія супроводжується теплообміном, епюри швидкостей спотворюються. За умови $t_p > t_c$ (рис. 5.2. в), коли теплота йде від рідини до стінки, епюр швидкості витягується (штрихова лінія на рис. 5.2. а), а за

умови $t_p < t_c$ (рис. 5.2. г) навпаки, стискується (штрихова лінія на рис. 5.2. б)

Основним визначальним числом подібності для цієї задачі є число Рейнольдса $Re = wd/\nu$, для краплинних рідин ще треба враховувати число Прандтля $Pr = \nu/a$, загальний вигляд рівняння подібності

$$Nu = C Re^n \cdot Pr^m \cdot \varepsilon_q \cdot \varepsilon_{в,к} \cdot \varepsilon_L \cdot \varepsilon_R \quad (5.9)$$

Тут ε_q – поправка на напрям теплового потоку (до рідини чи від неї), $\varepsilon_q = (Pr_p/Pr_c)^{1/4}$, де Pr_p береться при середній температурі рідини, Pr_c – при температурі стінки (тобто це число Pr рідини, але при t_c), для газів $\varepsilon_q = 1$. Поправка на вільну конвекцію для ламінарного режиму ($Re \leq 2 \cdot 10^3$) обчислюється як $\varepsilon_{в,к} = Gr^{0,1}$, для перехідного та турбулентного ($Re \geq 10^4$) $\varepsilon_{в,к} = 1$.

Поправка на довжину труби ε_L пов'язана із тим, що на початку труби локальний коефіцієнт тепловіддачі α може бути більшим за середній по довжині L за рахунок тонкішого пристінного шару. Знаходять ε_L за таблицями, але якщо $L/d \geq 50$, то $\varepsilon_L = 1$.

Якщо трубу скрутити у змійовик, на рідину діятиме відцентрова сила, додаткову турбулізацію потоку враховує поправка ε_R

$$\varepsilon_R = 1 + 1,77 d/R, \quad (5.10)$$

де R – радіус змійовика чи повороту труби.

Показник m можна брати $m=0,42$, $n=0,33$ для ламінарного, $n=0,9$ для

перехідного та $n=0,8$ для турбулентного режиму. Таким чином, теплообмінник треба проектувати та експлуатувати так, щоб течія мала перехідний або турбулентний режим – це підвищує вплив швидкості на теплообмін.

Для визначення числа Re треба брати середню витратну швидкість $w=V/f$, де $V, m^3/c$ – витрата рідини, f, m^2 – площа перерізу труби.

За визначальну температуру беруть t_p .

Зовнішня задача. Якщо рідина обтікає циліндр або пучок труб (рис. 5.3),

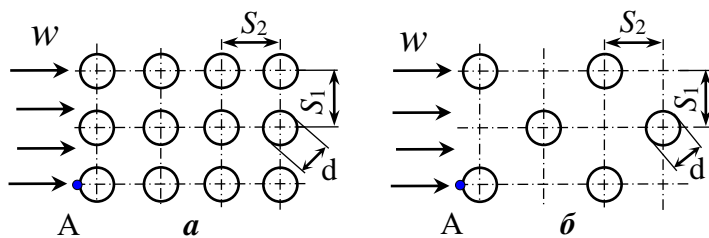


Рис. 5.3

пристінний шар починає формуватися в лобовій точці А – спочатку ламінарний, потім вихровий, а далі може відриватися від поверхні труби, утворюючи циркуляційну зону. На другий ряд

пучка потрапляє вже деформований потік рідин. В коридорних пучках (рис. 5.3 а) залишається вільний прохід рідини, в шахових пучках перемішування потоку є кращим, але в експлуатації вони можуть бути менш зручними під час очищення.

Загальний вигляд рівняння подібності для зовнішньої задачі:

$$Nu = C Re^n \cdot Pr^m \cdot \epsilon_q \cdot \epsilon_\psi \cdot \epsilon_S \cdot \epsilon_N \quad (5.11)$$

Нові поправки: ϵ_ψ – на так званий кут атаки. Найвищий α буде при $\psi=90^\circ$, тобто при чисто поперечному обтіканні, найнижчий при $\psi = 0$.

Поправка ϵ_S на вплив кроків пучка – поперечного S_1 (рис. 5.3) та повздовжнього S_2 , визначають з таблиць для кожного типу теплообмінників. Поправка на номер ряду N враховує турбулізацію попередніх рядів, починаючи із $N=3$ вважають $\epsilon_N=1$.

Показник n плавно зростає з ростом Re від 0,1 до 0,8, беруть m та n з таблиць.

Теплообмін під час кипіння.

Кипіння – це пароутворення всередині рідкої фази. Для його початку треба, щоб температура рідини була більшою від температури насичення t_H за

даного тиску, і щоб були умови для створення *центрів пароутворення – зародків*. Це можуть бути різні шорсткості на поверхні стінки – западини чи опуклості, а також газові бульбашки, що утворюються біля стінки внаслідок зменшення розчинності газів при нагріванні рідини. Різниця тисків між рівною та кривою поверхнею (та сама різниця, що є рушійною силою у капілярних явищах) призводить до того, що молекули рідини із найбільшою енергією збираються біля зародка – утворюється пара.

Бульбашка пари зростає досить швидко і відривається від поверхні, коли підймальна сила, що пропорційна кубу її діаметра d^3 , перевищить сили поверхневого натягу та змочування, які є пропорційними d^2 . Бульбашка рухається догори разом з деякою кількістю рідини за рахунок ежекції та переходить в парову або газувату фазу. Якщо густина теплового потоку є невеликою ($q < 10^3 \text{ Вт/м}^2$), кількість центрів пароутворення є невеликим, відбувається *нерозвинене бульбашкове кипіння*. Із зростанням q кількість центрів зростає, під час зростання, відриву та підймання бульбашки активно перемішують рідку фазу, коефіцієнт тепловіддачі α швидко збільшується – це режим *розвинутого бульбашкового кипіння*.

Коли центрів стає забагато, бульбашки починають зливатися, α знижується – *перехідний режим*. Кінець кінцем утворюється суцільна парова плівка на стінці, що заважає надходженню теплоти – *плівковий режим*.

В усіх галузях теплотехніки актуальним є розвинений бульбашковий режим кипіння. Існує багато рівнянь подібності для нього, але усі вони є досить складними і дають невелику точність в обчисленні α . Тому при розрахунках кипіння використовують більш прості, хоч і не такі універсальні *розрахункові* рівняння типу:

$$\alpha = A q^{0,7} \cdot p^{0,15}; \quad \alpha = B \Delta t^{2,33} \cdot p^{0,5}, \quad (5.12)$$

де A та B беруть з таблиць чи номограм для даних рідин і типів апаратів.

Масообмін під час кипіння однозначно пов'язаний з теплообміном;

$$q = j \cdot r \quad \text{або} \quad q = j \Delta h, \quad (5.13)$$

де j кг/(м²с), – густина потоку маси, r , кДж/кг – теплота пароутворення; Δh – різниця ентальпій пари та води, з якої вона утворюється.

Тепломасообмін під час конденсації пари.

Щоб у конденсаторі або так званій *паровій сорочці* теплообмінного апарата (рис. 5.4) успішно відбувалася конденсація, треба:

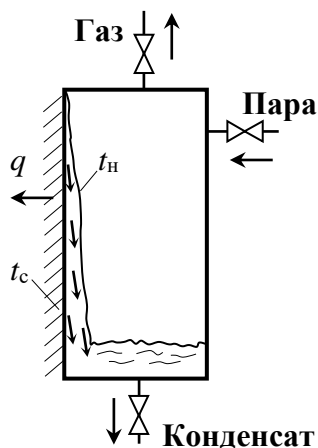


Рис. 5.4

- конденсат має змочувати стінку;
- температура стінки має бути меншою за температуру насичення $t_c < t_n$;
- конденсат, що стікає по стінці, треба відводити за допомогою конденсатовідвідників, інакше він заповнить сорочку;
- в парі є незначна кількість газів (головним чином повітря), які не конденсуються, їх треба відводити з верхньої точки, інакше вони заповнять сорочку і конденсація припиниться.

Якщо плівка стікає по стінці у ламінарному режимі, теплота крізь неї передається лише теплопровідністю. Обчислити α можна, якщо визначити товщину плівки ℓ , оскільки $R=1/\alpha=\ell/\lambda$, де λ – теплопровідність плівки. Цю роботу виконав В. Нуссельт, а П.Л. Капица ввів поправку на хвильовий режим течії, С.С. Кутателадзе звів їх аналітичне рішення до рівняння подібності

$$Nu = 1,13(Ga \cdot Pr \cdot Ku)^{0,25} \quad (5.14)$$

Тут $Ga = gh^3/\nu^2$ – число Галілея, що характеризує рух рідини лише під дією сили тяжіння, h – висота стінки; $Ku = r/(c \cdot \Delta t)$ – число Кутателадзе, що враховує охолодження конденсату проти t_n , $\Delta t = t_n - t_c$, та теплоємність c конденсату.

Для вихрової течії ($Re_k > 100$).

$$Nu = \frac{0,16 Re_k (Ga \cdot Pr)^{0,33}}{Re_k - 100 + 63 \cdot Pr^{0,33}} \quad (5.15)$$

Тут $Re_k = wh/\nu$ – число Рейнольда при конденсації;

$$w_k = \frac{q}{r\rho}, \text{ м/с} - \text{ умовна швидкість конденсації};$$

$\rho, \text{ кг/м}^3$ – густина конденсату.

Для горизонтальних труб формули (5.14) та (5.15) мають вигляд

$$\text{Nu} = 0,72(\text{Ga} \cdot \text{Pr} \cdot \text{Ku})^{0,25}, \text{ Nu} = 0,16(\text{Ga} \cdot \text{Pr})^{0,33} \quad (5.16),$$

вихрова течія тут настає при $\text{Re}_k \geq 50$, визначальним розміром є діаметр труби d . За визначальну температуру у (5.14) ... (5.16) беруть середню температуру плівки $t = 0,5(t_n + t_p)$ і тільки для теплоти конденсації r беруть t_n .

Температура t_c є невідомою, тому доводиться вдаватися до ітераційних розрахунків.

ЛЕКЦІЯ 6. ПРОМЕНИСТИЙ ТА СКЛАДНИЙ ТЕПЛОБМІН .

Конвективний масообмін.

Основні поняття та закони теплового випромінювання.

Із багатьох видів випромінювання, що відрізняються довжиною хвилі, в теплотехніці розглядають тільки **теплове випромінювання**, до якого відносять інфрачервоний, видимий та почасти ультрафіолетовий діапазони. За винятком газів з малою кількістю атомів у молекулі, усі тіла випромінюють та поглинають енергію. Наслідком взаємних перетворень теплової та променистої енергії є **променистий теплообмін**. Потік променистої енергії, як і теплової, можна позначити Q , Вт.

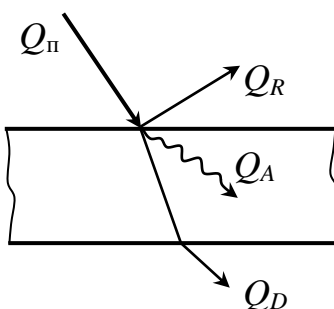


Рис. 6.1

Нагадаємо відомі з курсу фізики *пасивні характеристики* тіла щодо променистого потоку Q_p , що падає на нього (рис. 6.1). Частина Q_A поглинається тілом, отже $A = Q_A / Q_p$ – **поглинальна здатність** тіла.

Частина Q_R відбивається, решта Q_D проходить крізь тіло, отже

$$Q_A + Q_R + Q_D = Q_{\text{п}}; \quad A + R + D = 1, \quad (6.1)$$

де R – *відбивальна здатність*, D – *діатермічність* тіла.

Якщо $R=D=0$, $A=1$ – маємо *абсолютно чорне тіло* АЧТ. Більшість рослин, технічних матеріалів та продуктів має $A=0,8\dots0,95$. Коли $R=1$ – це *абсолютно дзеркальне* тіло, якщо його поверхня відбиває промені за законами геометричної оптики, і *абсолютно біле*, якщо промені відбиваються у різні боки. Поліруванням золотих, мідних або алюмінієвих поверхонь можна досягти $R=0,96\dots0,98$. У випадку $D=1$ тіло має назву *прозоре* або *діатермічне* тіло. Шар повітря товщиною у кілька метрів можна вважати прозорим. Кварц є добре прозорим для ультрафіолетових, віконне скло для видимих променів. Поліетилен добре пропускає видимі та інфрачервоні промені, тому застосовується для огорожень парників і теплиць.

З *активних характеристик* згадаємо *випромінювальну здатність* E , $\text{Вт}/\text{м}^2$ – сумарну кількість енергії, що випромінюється з одиниці поверхні за одиницю часу (аналог густини теплового потоку q). Для абсолютно чорного тіла E_0 пропорційна T^4 (закон Стефана – Больцмана):

$$E_0 = \sigma \cdot T^4. \quad (6.2)$$

Тут σ – константа Стефана – Больцмана, $\sigma = 5,7 \cdot 10^{-8}$, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}^4)$

Вираз (6.2) можна використати для визначення сірого тіла

$$E = \varepsilon \sigma T^4, \quad (6.3)$$

де ε – відносна випромінювальна здатність, або *ступінь чорноти* тіла.

З інших законів випромінювання нагадаємо закон Кірхгофа для сірих тіл:

$$\frac{E}{A} = E_0; \quad \frac{E}{E_0} = \varepsilon \Rightarrow \varepsilon = A \quad (6.4)$$

Променистий теплообмін між тілами в діатермічному середовищі.

Це дуже поширений вид теплообміну в агропромислових та технологічних процесах, де прозорим середовищем є повітря. У найпростішому випадку тверді тіла мають плоскі паралельні поверхні, такі великі, що кожний промінь з одного тіла падає на друге тіло (рис. 6.2).

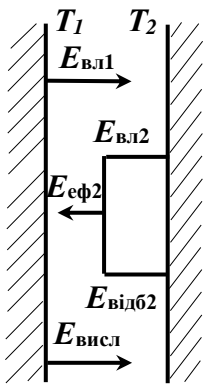


Рис. 6.2

За (6.3) кожне тіло випромінює *власне* випромінювання $E_{вл}$. Відбитий від іншого тіла потік $E_{відб}$ разом з його $E_{вл}$ становить *ефективне* випромінювання $E_{эф}$ цього тіла (його вимірюють за допомогою радіометрів чи пірометрів). Різниця між $E_{эф1}$ та $E_{эф2}$ становить *вислідний* потік $E_{висл}$ чи $q_{1,2}$. Якщо $T_1 > T_2$, $D_1 = D_2 = 0$, то

$$E_{висл} = q_{1,2} = \varepsilon_{зв} \sigma (T_1^4 - T_2^4). \quad (6.5)$$

Тут $\varepsilon_{зв}$ – **зведений ступінь чорноти** системи тіл 1 та 2

$$\varepsilon_{зв} = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1}. \quad (6.6)$$

Більш поширений є випадок, коли тіло 1 з поверхнею F_1 розміщене у порожнині тіла 2 з поверхнею F_2 : трубопроводи з паром, гарячою водою чи холодоносієм у приміщеннях, опалювальні або охолодні батареї тощо. Цього разу можна користуватися (6.5), аби F_1 не була угнутою, але $\varepsilon_{зв}$ дещо змінюється:

$$\varepsilon_{зв} = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{F_1}{F_2} \left(\frac{1}{\varepsilon_2} - 1 \right)}. \quad (6.7)$$

Дуже часто $F_1 \ll F_2$, тоді $\varepsilon_{зв} = \varepsilon_1$.

У загальному випадку довільного розміщення тіл 1 та 2 розрахунки здійснюють за допомогою кутових коефіцієнтів та взаємних поверхонь опромінення, для яких складено таблиці та номограми.

Якщо треба зменшити променистий теплообмін, застосовують екрани. Якщо ступінь чорноти екрана $\varepsilon_e = \varepsilon_1 = \varepsilon_2$, то один екран зменшує $q_{1,2}$ в два рази, два – у три рази і так далі.

Променистий теплообмін між газом та оболонкою.

Якщо гази мають складові з трьома та більш атомами у молекулі (найчастіше це CO_2 та H_2O) або домішки рідких чи твердих частинок, то такі суміші можуть мати істотні значення A та ε . Їх умовно поділяють на чотири групи:

1. Несвітні гази – більшість технологічних газових суміш.

2. Напівсвітні гази та полум'я – полум'я антрацитів або газового пальника, якщо газ добре перемішується з повітрям до нього.

3. Світні гази та полум'я – полум'я деревини, торфу, мазуту.

4. Запилені газові потоки та полум'я – факел пиловугільних топок.

Вислідний потік від гарячого несвітного або напівсвітного газу до сірих стінок оболонки (топки) $q_{г,о}$ можна обчислювати так:

$$q_{г,о} = \varepsilon_c' \sigma (\varepsilon_r T_r^4 - A_r T_c^4). \quad (6.8)$$

Тут ε_c' – ефективний ступінь чорноти стінки, $\varepsilon_c' = 0,5(\varepsilon + 1)$.

Ступінь чорноти газу ε_r обчислюють як суму ε_i кожного компонента (CO_2 , H_2O та інш.), які знаходять за номограмами як функції парціального тиску, середньої товщини шару газу та T_r . Поглинальна здатність газу A_r знаходиться при температурі T_c за такою ж методикою, що й ε_r , але за іншими номограмами.

Складний теплообмін – це перенесення теплоти різними способами. Коли обчислюють перенесення теплоти через ізоляційні, зернисті, сипкі матеріали, то замість того, щоб враховувати окремо теплопровідність каркасу матеріалу, конвекцію та випромінювання в порах, використовують рівняння теплопровідності, але замість λ каркасу, заповнювача тощо ставлять еквівалентне значення $\lambda_{\text{екв}}$.

Дуже поширений променисто–конвективний теплообмін обчислюють двома способами. Якщо превалує променистий теплообмін, то частку конвективного враховують збільшенням ефективного ступеня чорного газу ε_r у (6.8). Частіше зводять такий складний теплообмін до конвективного збільшенням коефіцієнта тепловіддачі α :

$$q = q_k + q_{\text{пр}} = \alpha (t_r - t_c); \quad \alpha = \alpha_k + \alpha_{\text{пр}}, \quad (6.9)$$

де α – ефективний, або сумарний коефіцієнт тепловіддачі; α_k – конвективного теплообміну; $\alpha_{\text{пр}}$ – умовний α за рахунок променистого теплообміну. Умовність $\alpha_{\text{пр}}$ у тому, що $q_{\text{пр}}$ пропорційна різниці четвертих ступенів температури, а $\alpha_{\text{пр}}$ зводить цю пропорційність до різниці температур у першому степені. Проте ця

методика дає змогу обчислювати вислідний потік енергії за єдиним алгоритмом $q=\Delta t/R$. Особливо корисною методика стає, коли обчислюють коефіцієнт теплопередачі:

$$k = \frac{I}{\frac{I}{\alpha_{1к} + \alpha_{1пр}} + \sum \frac{\delta}{\lambda} + \frac{I}{\alpha_{2к} + \alpha_{2пр}}} . \quad (6.10)$$

Теплота передається також за рахунок масообміну, особливо коли відбувається випаровування з поверхні тіла (теплота переходить до газу) або конденсація на поверхні, цього разу теплота переходить до тіла. Інколи цей компонент q_m може мати той самий порядок, що й q_k та $q_{пр}$.

Аналогія процесів конвективного теплообміну та масообміну.

Потрійна аналогія. В лекції №4 було розглянуто аналогію між теплопровідністю, дифузією та електричним струмом в провідниках першого роду. В розділі „Умови однозначності” тієї ж лекції показано, що межові умови третього роду (4.7) для конвективного тепло– та масообміну теж мають аналогічну форму. Числа подібності та рівняння подібності (лекція 5) для масовіддачі є теж аналогічними:

$$Nu_m = \frac{\beta \ell}{D} ; \quad Pr_m = \frac{v}{D} ; \quad Nu_m = f(Re, Gr, Pr_m) . \quad (6.11)$$

Мірою аналогії між тепло– та масовіддачею є відношення $Pr_m/Pr=a/D=Le$ – число Льюїса. Якщо $a=D$, $Le=1$, то виконується *потрійна аналогія* перенесення теплоти, маси та кількості руху (імпульсу), що була запропонована А.А.Гухманом:

$$Pr=Pr_m=Le=1; \quad a=D=v. \quad (6.12)$$

За умови, що при виконанні (6.12) рівняння подібності тепло– та масовіддачі теж є аналогічними, маємо :

$$Nu = Nu_m; \quad \frac{\alpha}{\lambda} = \frac{\beta}{a} \Rightarrow \beta = \frac{\alpha \cdot \lambda}{\lambda \cdot c \cdot \rho} = \frac{\alpha}{c\rho} . \quad (6.13)$$

Останнє співвідношення має назву рівняння Льюїса. Для газів це рівняння

виконується в тій чи іншій мірі залежно від гідродинамічних умов тепло–масообміну.

Взаємний вплив теплообміну та масообміну.

Для встановлення міри впливу масообміну на теплообмін в поруватих будівельних конструкціях, коли разом з перенесенням теплоти відбувається інфільтрація вологого повітря, О.В. Ликов запропонував число подібності $Lu = 1/Le = D/a$. Цим впливом можна нехтувати лише за умови $Lu \ll 1$, тобто коефіцієнт дифузії водяної пари через повітря є значно меншим, ніж температуропровідність повітря.

Щодо взаємного впливу під час випаровування рідини з вільної поверхні, маємо суперечні дані. Випаровування, сублімація, десорбція мають знижувати α за рахунок „сухої” конвекції, тому що це збільшує товщину пристінного шару. Конденсація та сорбція на поверхні, навпаки, призводять до збільшення α . О.В. Ликов підрахував, що потрібний температурний перепад $\Delta t = t_c - t_r \geq 260$ К, щоби змінення α становило в обох випадках 10%, тобто в реальних умовах цим впливом можна нехтувати.

Інші дослідні дані показують, що під час випаровування α зростає на 4...20%. Це можна пояснити тим, що зросла фактична поверхня тепломасообміну за рахунок краплин, які зависали у пристінному шарі повітря.

За допомогою засобів теплотерії, що були згадані у лекції 5, була доведена незалежність „сухого” α від інтенсивності випаровування води з поверхні капілярно–поруватих тіл.

Тепломасообмін між краплиною та газом.

Цей тип конвективного тепломасообміну зустрічається у форсунках (пристроях для розбрикування рідини) для зволоження, кондиціонування повітря, сушіння, очищення продуктів згоряння за допомогою скрубєрів тощо. Ренз та Маршалл досліджували тепло– та масовіддачу від краплини рідини, що утворювалася на кінці бюретки, до сухого повітря з температурою 200°C у примусовому режимі. Число Рейнольда змінювали в інтервалі $Re = 0...10^3$, за

визначальний розмір брали діаметр краплини $d=0,61-1,1$ мм, температура краплини $t = t_m$.

За цих умов аналогія була витримана повністю, оскільки рівняння подібності збігаються повністю:

$$Nu = 2,0 + 0,6 Re^{0,5} Pr^{0,33} \quad (6.14)$$

$$Nu_m = 2,0 + 0,6 Re^{0,5} Pr_m^{0,33}. \quad (6.15)$$

Тепломасообмін з горизонтальної відкритої поверхні.

А.В.Нестеренко провів дослідження тепло- та масовіддачі під час випаровування води з горизонтальної поверхні за умов примусової та вільної конвекції. Температура води була вище за t_m , повітря $t_c = 40-60$ °С, $\varphi > 0$. Для вимушеного руху повітря було одержано рівняння подібності:

$$Nu = 2,0 + C_1 Re^{n_1} Pr^{0,33} Gu^{0,175} \quad (6.16)$$

$$Nu_m = 2,0 + C_2 Re^{n_2} Pr_m^{0,33} Gu^{0,135} \quad (6.17)$$

Число Гухмана $Gu = (T_c - T_m)$ або відносна психометрична різниця температур, характеризує термодинамічні властивості вологого газу (в даних дослідах – повітря). Визначальний розмір обчислювався як $\ell = \sqrt{F}$, де F – поверхня випаровування, визначальна температура дорівнювала температурі цій поверхні.

Із зростанням Re показники C_1 та C_2 зменшувалися, а n_1 та n_2 – зростали майже однаково, тобто повної аналогії за цих умов досягнуто не було.

Обробка дослідних даних з вільної конвекції за тих самих умов дала рівняння подібності:

$$Nu = 4,0 (Pr \cdot Ar)^{0,108} \quad (6.18)$$

$$Nu = 0,665 (Pr_m \cdot Ar)^{0,248} \quad (6.19)$$

Тут число Архімеда $Ar = \frac{g l^3}{\nu^2} \cdot \frac{\rho_c - \rho_p}{\rho_c}$ – аналог числа Грасгофа, оскільки

$\beta \Delta t = \frac{\rho_c - \rho_p}{\rho_c}$, але Ar застосовується, коли різниця густини рідини (цього разу

вологого повітря) у поверхні ρ_c та за межами пристінного шару ρ_p викликана не

обов'язково різницею температур, а наприклад різницею концентрацій пари у повітрі.

Як бачимо, повної аналогії між тепло – та масовіддачею немає і в умовах вільної конвекції.

ЛЕКЦІЯ 7. ОСНОВИ РОЗРАХУНКУ ТЕПЛООБМІННИХ ПРОЦЕСІВ ТА АПАРАТІВ.

Класифікація теплових процесів та апаратів.

Технологічні процеси агропромислових, харчових, хімічних виробництв звичайно поділяють на чотири групи – *механічні, гідродинамічні, теплові та фізико-хімічні (масообмінні)*, але ця класифікація є умовною. Більшість процесів відбувається за умови одночасного впливу перепадів тиску, температури та концентрації.

Будемо називати *термічними*, або тепловими, процеси, в яких визначальною рушійною силою є перепад температур, масообмін може істотно впливати на їхній перебіг, а впливом перепаду тисків можна нехтувати.

Апарати, в яких проходять ці процеси, називають теплообмінними апаратами чи *теплообмінниками*. Їх ділять на дві групи. Перша група має поверхні нагрівання чи охолодження, тому їх називають *поверхневими теплообмінниками*. З цієї групи найбільш розповсюджені *рекуперативні апарати*, в яких реалізується теплопередача, тобто постійне перенесення теплоти через тверду стінку. До неї ж належать *регенеративні* апарати, в яких тверда стінка або так звана *насадка* по черзі стикається із гарячою або холодною рідиною.

Друга група – *контактні апарати*, в яких гаряча та холодна рідина або продукт контактують між собою, а поверхня нагріву відсутня. Звичайно до цієї групи відносять *теплообмінники змішування*: барботери, інжектори, апарати для стерилізації соків чи молока перегрітою парою тощо. За межами класифікації

лишаються апарати, в яких немає ані змішування, ані поверхні нагрівання. Власне, за цю поверхню править поверхня матеріалу чи продукту, що обробляється: напівтуші м'яса, що охолоджується, тістової заготовки у печінні хліба, ґрунту, субстрату та ін. Такі апарати (інколи власне апарату немає, є тільки процес) треба віднести до другої групи – апаратів контактного оброблення.

Розрахунок рекуперативних теплообмінних апаратів.

Тепловий розрахунок теплообмінників буває двох типів. *Перевірний розрахунок* провадять, якщо є готовий апарат чи якийсь типорозмір з каталогу, тобто відома поверхня теплообміну F , m^2 . Метою розрахунку є перевірка, чи задовольнить цей апарат вимоги технологічного регламенту, тобто чи має він потрібну масову видатність m , $кг/с$ або чи забезпечить нагрівання (охолодження) рідини до визначеної температури t_k .

Проектний розрахунок має місце, коли створюється новий апарат і треба знати F , якщо задані m та t_k .

Обидва типи розрахунку базуються на двох рівняннях теплової продуктивності апарата (теплогового потоку), Q , $Вт$ – *теплогового балансу* та *теплопередачі*. У найпростішому випадку

$$Q = m \cdot c \cdot \Delta t, \quad (7.1)$$

$$Q = k \cdot F \cdot \Delta t. \quad (7.2)$$

Перше рівняння вказує на баланс, тобто на рівність теплових потоків, що віддає гаряча та одержує холодна рідина, яка нагрівається при цьому на $\Delta t = t_{x2} - t_{x1}$, (якщо нехтувати тепловтратами). Друге рівняння показує, що потрібним температурним напором є Δt – різниця середніх значень температур гарячої та холодної рідини. Якщо обидві рідини не змінюють фазового стану, то (7.1) можна знайти так:

$$Q_r = Q_x = m_r c_r \Delta t_r = m_x c_x \Delta t_x. \quad (7.3)$$

У випадку коли гаряча рідина – то пара, що конденсується, а холодна – то рідина, яка кипить

$$Q_r = Q_x = m_r \Delta h_r = m_x \Delta h_x, \quad (7.4)$$

де Δh_r , Δh_x – змінення ентальпій рідин.

Тепловтрати $Q_{\text{ТВ}}$ апаратів враховують один з двох способів

$$Q_{\Gamma} = Q_x + Q_{\text{ТВ}}; \quad \eta Q_{\Gamma} = Q_x, \quad (7.5)$$

де η – коефіцієнт утримання теплоти, для різних апаратів він становить від 0,8 до 0,99.

Під час підрахунку Δt треба враховувати схему взаємного руху рідини. Якщо рідини течуть в одному напрямку, то це буде **прямотокова схема** (рис. 7.1, а), якщо у протилежному – **протитокова** (б). Зустрічаються також перехресна (в) та змішана (г) схеми. Зміну температури уздовж поверхні нагріву для прямого та протитоків показано на рис. 7.2, а та б.

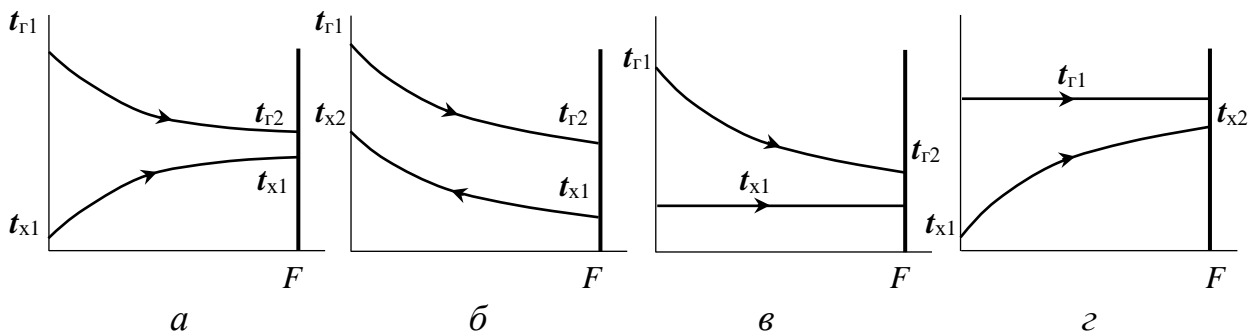


Рис. 7.1

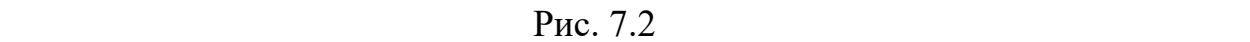


Рис. 7.2

В обох випадках температурні криві мають логарифмічну закономірність, тому середнє значення Δt має назву **середнього логарифмічного температурного напору** і визначається за формулою

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{\text{б}} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln(\Delta t_{\text{б}}/\Delta t_{\text{м}})}, \quad (7.6)$$

де $\Delta t_{\text{б}}$, $\Delta t_{\text{м}}$ – найбільший та найменший напори, вони є обов'язково на кінцях поверхні, але для протитоків $\Delta t_{\text{б}}$ може дорівнювати як $t_{\text{r1}} - t_{\text{x2}}$, так і $t_{\text{r2}} - t_{\text{x1}}$. За однаковим t_{r1} та t_{x1} , для протитоків (7.6) дає більший Δt , отож з уваги на (7.1) та (7.2) – більші Q та m . Ця перевага зникає, якщо холодна рідина кипить (рис. 7.2 в) або гаряча конденсується (7.2 г).

Протитокова схема має ще одну перевагу – можна нагріти холодну рідину до температури t_{x2} , вищої за t_{r1} (рис. 7.2 б), це важливо у разі використання

низькопотенціальних джерел теплоти для теплиць тощо.

Якщо $\Delta t_m > 0,6\Delta t_6$, то заміна (7.6) на середньоарифметичний напір $\Delta t = 0,5(\Delta t_6 + \Delta t_m)$ дає похибку у плюсовий бік не більше ніж 3%.

Для перехресних і змішаних схем Δt обчислюють за (7.6), а потім помножують його на $\varepsilon_{\Delta t}$. Ця поправка визначається за номограмами для кожного типу апаратів як функція параметрів $P = \delta t_x / \Delta t_6$ та $R = \delta t_r / \delta t_x$.

У перевірних розрахунках часто буває потрібно одночасно визначити продуктивність m , а також кінцеві температури t_{r2} та t_{x2} . Для цього роблять два наближення. Підраховують коефіцієнт теплопередачі k , визначаючи α_1 та α_2 при температурі t_{r1} та t_{x1} (замість середніх t_r та t_x). Кінцеві температури визначають з теплового балансу (7.1), обчисливши Q з (7.2)

$$t_{r2} = t_{r1} - Q/(m_r c_r); \quad t_{x2} = t_{x1} + Q/(m_x c_x). \quad (7.7)$$

Для визначення m_r або m_x (7.3) теплове навантаження Q обчислюють за умови лінійної зміни t_r та t_x вздовж поверхні F (друге наближення):

$$Q = \frac{t_{r1} - t_{x1}}{\frac{1}{kF} + \frac{1}{2m_r c_r} + \frac{1}{2m_x c_x}}. \quad (7.8)$$

Інтенсифікація та гальмування теплопередачі.

Для збільшення k треба збільшувати менший α : ставити вентилятори, мішалки тощо. Якщо це не дуже допомагає або дорого коштує, з боку меншого α збільшують F – роблять *оребріння*. За умови, що меншим є α_2 , маємо

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{F_1}{F_2} \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (7.9)$$

де F_1/F_2 – коефіцієнт оребріння. Площина ребра має бути паралельною руху рідини, для вільної конвекції – завжди вертикальною.

Для гальмування теплопередачі стінку вкривають теплоізоляційним матеріалом. При цьому треба запобігати його зволоженню – вода заміщує газ в порах матеріалу, теплопровідність його зростає в кільканадцять разів.

Основи розрахунку регенеративних апаратів.

Дуже поширеним побутовим регенеративним теплообмінником є „руська” піч, стінки та черинь якої нагріваються під час згоряння палива, а потім стають джерелом теплоти для випікання хліба та готування їжі. До речі, в цій печі, як і в узбецькому тандирі, що працює за тим же принципом, хлібобулочні вироби виходять смачніше, а упік меншим, ніж у механізованих печах.

Енергетична та економічна ситуація в Україні примушує уважно вивчати ці апарати. Особливо придатними вони стануть під час використання вторинних джерел теплоти – газуватих продуктів згоряння після котлів, дизелів, хлібопекарних печей тощо, не побоюючись корозії, оскільки за тверду стінку можна використовувати дешеві інертні матеріали (бій цегли тощо).

Перенесення теплоти у регенераторах є неусталеним, проте деяка аналогія з рекуператорами дає можливість виконувати їхній наближений розрахунок, зміну температур гарячої t_r та холодної t_x рідини, а також стінки t_{c1} , t_{c2} зображено на рис. 7.3.

Протягом τ_1 стінка нагрівається, τ_2 – охолоджується. Середня температура за τ_1 буде t_{c1} , а за τ_2 – t_{c2} . Це дає можливість побудувати розрахункову формулу для кількості теплоти Q , Дж/цикл, що передається від гарячої до холодної рідини за $\tau_1 + \tau_2$:

$$Q_{ц} = k_{ц} F(t_c - t_x) \quad (7.10).$$

Коефіцієнт теплопередачі $k_{ц}$, Дж/(м²·К) за цикл

$$k_{ц} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 \tau_1} + \frac{1}{\alpha_2 \tau_2}} \varepsilon_t, \quad (7.11)$$

ε_t – поправка на усередненість температур рідин та стінки

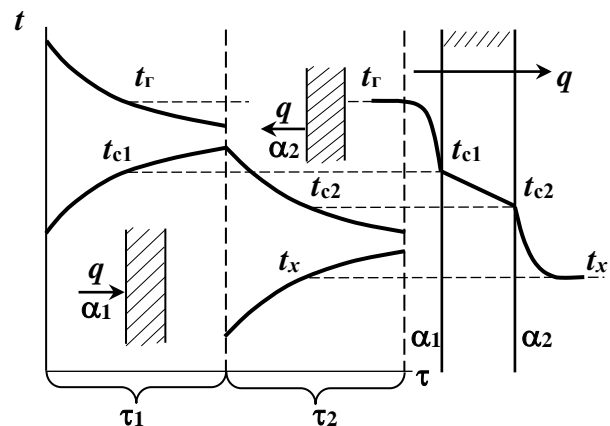


Рис. 7.3

$$\varepsilon_t = 1 - \frac{t_{c1} - t_{c2}}{t_r - t_x} . \quad (7.12)$$

Зазвичайно $\varepsilon_t \approx 0,8$. Величини α_1 і α_2 розраховуємо за методиками лекцій 5 та 6.

Основи розрахунку апаратів контактної обробки .

Для розрахунків апаратів змішування користуються нормами допустимого теплового навантаження на одиницю об'єму апарата, одержаними з практики, та рівнянням теплового балансу (7.3) або (7.4), оскільки поверхню взаємодії F між рідинами визначити дуже важко.

Загальної теорії апаратів або процесів контактної обробки теж немає. Якщо при термічній обробці продукту чи іншого матеріалу фазових перетворень нема або можна ними нехтувати, то для розрахунку придатні методи неусталеної теплопровідності та теорії подібності.

Розглянемо плоску стінку (пластину), що має початкову температуру $t_{п}$. Цю стінку раптово розміщують у середовищі із температурою t_0 (рис. 7.4). З

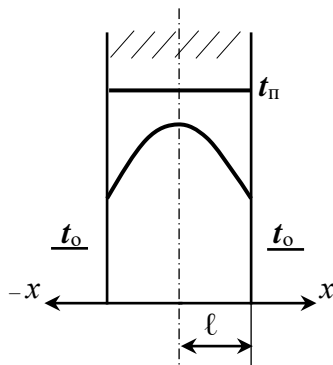


Рис. 7.4

теоретичних міркувань температура t в будь-якій точці пластини є функцією параметрів

$$t = f(t_0; t_{п}; x; \ell; \alpha; a; \lambda; \tau) \quad (7.13)$$

де ℓ – півтовщина пластини (визначальний розмір); λ та a – її тепло – та температуропровідність; α – сумарний коефіцієнт тепловіддачі з її поверхні. Зформуємо числа подібності, починаючи з геометрії. Крім загального

обмеження форми тіла як нескінченної плоскої стінки маємо що симплекс x/ℓ або відносну координату точки

$$\Gamma = x/\ell . \quad (7.14)$$

Часову подібність процесів може характеризувати безрозмірний комплекс, що має назву числа Фур'є

$$Fo = a\tau/\ell^2 , \quad (7.15)$$

де ℓ^2/a можна вважати масштабом поточного часу τ . Тому число Fo називають

відносним часом.

З рівняння (7.13) можна визначити ще один комплекс – безрозмірний коефіцієнт тепловіддачі або число Біо

$$Bi = \alpha \ell / \lambda . \quad (7.16)$$

За формою Bi збігається із Nu (лекція 5), але вони зовсім різні. Якщо ℓ для Nu є визначальним розміром рідини у пристінному шарі, то для Bi – це визначальний розмір стінки (для пластини півтовщина, для циліндра та кулі – радіус). До Nu входить λ рідини, до Bi – твердого тіла. Навіть α є різні: у Nu це лише коефіцієнт конвективного теплообміну α_k , а у Bi – це може бути $\alpha = \alpha_k + \alpha_{пр}$, а інколи $\alpha = \alpha_k + \alpha_{пр} + \alpha_m$ (лекція №5). Нарешті, Nu визначає число (коли обчислюють α_k), Bi – визначальне число (α є заданим).

Визначуваним числом цього разу є *температурний критерій*, або відносна надлишкова температура

$$\theta = \frac{t - t_o}{t_n - t_o} = \frac{\vartheta}{\vartheta_o} \quad (7.17).$$

де ϑ та ϑ_o – поточна та початкова надлишкова температури.

Таким чином, залежність (7.13), аналітичний розв’язок якої є дуже складним, зведена до функції θ від трьох чисел подібності Γ , Fo та Bi . Для полегшення номографування цієї функції, задають $\Gamma=0$ чи $\Gamma=1$, тобто для центра та поверхні пластини. Для інженерних обчислень цього буває цілком досить. Наприклад, якщо харчовий продукт охолоджується у вигляді плоского блоку, то при симетричному відведенні теплоти процес треба закінчити, коли регламентна температура буде досягнута в центрі пластини, або навіть раніше, оскільки під час зберігання за рахунок перерозподілу енергії в блоці можна якусь частину її заощадити. Але якщо за регламентом продукт не можна підморозити, тоді треба контролювати температуру на поверхні блоку.

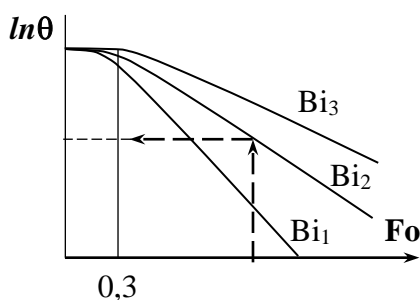


Рис. 7.5

температура буде досягнута в центрі пластини, або навіть раніше, оскільки під час зберігання за рахунок перерозподілу енергії в блоці можна якусь частину її заощадити. Але якщо за регламентом продукт не можна підморозити, тоді треба контролювати температуру на поверхні блоку.

Будують по дві номограми (для $\Gamma=0$ та $\Gamma=1$)

для „класичних” тіл (пластина, куля, циліндр), для яких є аналітичний розв’язок (7.13). Як аргумент беруть Bi або частіше Fo , бо за умови $Fo \geq 0,3$ встановлюється так званий *регулярний режим*, за яким залежність $\ln \theta = f(Fo)$ стає лінійною (рис.7.5), для кожного значення Bi маємо лінійний графік $\theta = f(Fo)$. Ці прямі можуть перетинати вісь абсцис, бо початок ординат є довільним. В багатьох довідниках ці прямі мають злами, які свідчать про зміну масштабу абсциси.

Використання цих номограм дає можливість відповісти на два практичних запитання:

1) Яка температура буде у тій чи іншій точці тіла після термічної обробки протягом τ . Для цього визначають Fo та Bi , за номограмою відшуковують θ (штрихова на рис. 7.5), а з неї – t .

2) Який час потрібен щоб досягти потрібної t . Обчислення йде у зворотному напрямку – визначають θ та Bi , і опускаються на вісь Fo , а з нього знаходять τ .

Для добору потрібної потужності нагрівача, чи холодильної машини, кількості потрібного палива тощо треба відповісти на третє питання: яку кількість теплоти треба підвести або відвести протягом τ , щоб задовольнити вимоги регламенту. Для кожного класичного тіла будують ще по одній діаграмі на підставі того, що шукана кількість теплоти $Q = mc(t_{\text{п}} - \bar{t})$, де \bar{t} – середня температура тіла на заданий час процесу, пов’язана із загальною кількістю теплоти $Q_3 = mc(t_{\text{п}} - t_0)$ пропорцією

$$\frac{Q}{Q_3} = \frac{t_{\text{п}} - \bar{t}}{t_{\text{п}} - t_0} = 1 - \frac{\bar{t} - t_0}{t_{\text{п}} - t_0} = 1 - \bar{\theta} \quad (7.18)$$

Для середньої відносної надлишкової температури $\bar{\theta}$, як для будь-якої θ ,

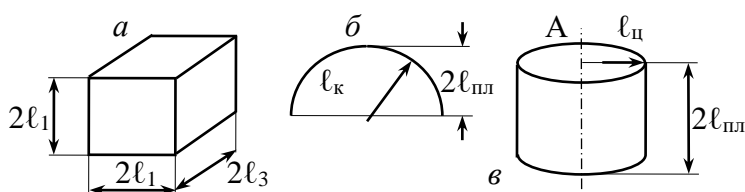


Рис. 7.6

маємо функціональну залежність $\theta = f(Fo, Bi)$, тобто ще три номограми – для пластини, циліндра та кулі.

Продукти та матеріали, які

підлягають термічній обробці, за формою рідко відповідають класичним тілам. Значно частіше їх можна уявити як переріз двох чи трьох перпендикулярних до себе класичних тіл. Так, формову хлібину, що остигає після випікання (рис. 7.6 а) можна уявити як переріз трьох пластин, а череневу (б) – кулі із ℓ_k та пластини із $\ell_{пл}$; тушковане м'ясо у бляшаній банці (в) – циліндра із ℓ_c та пластини із $\ell_{пл}$.

Величину θ для кожного із цих тіл визначають як добуток θ для класичних тіл, які „беруть участь” у формуванні даного тіла:

$$\theta_{фх} = \theta_{пл1} \cdot \theta_{пл2} \cdot \theta_{пл3} ; \theta_{чх} = \theta_k \cdot \theta_{пл} ; \theta_{тм} = \theta_c \cdot \theta_{пл} \quad (7.19)$$

де індекс „фх” значить „формовий хліб”, „чх” – череневий хліб, „тм” – тушковане м'ясо, „пл” – пластина, „к” – куля, „ц” – циліндр.

Під час користування формулами типу (7.19) треба уважно дивитися, яка номограма потрібна. Так, точка А на рис. 7.6 має для циліндра $\Gamma=0$, для пластини $\Gamma=1$. Треба також брати відповідні ℓ , тобто числа V_i та F_0 можуть мати різні значення для кожного з класичних тіл, що утворюють дане тіло. Тому відповіді на друге питання можна лише, якщо ℓ для кожного з класичних тіл є однаковим (центр куба, циліндр з однаковими висотою та діаметром).

ЛЕКЦІЯ 8. ТЕПЛОЕНЕРГЕТИЧНІ УСТАНОВКИ

Паливо та процеси горіння

Традиційне паливо - це речовина зазвичай органічного походження, яка легко окислюється із виділенням великої кількості теплоти. Радіоактивні елементи U^{235} , U^{238} , Pu^{239} , під час розпаду атомних ядер яких виділяється величезна (порівняно із традиційними процесами горіння) кількість теплоти, називають *ядерним паливом*, але в АПК та взагалі у малій енергетиці воно не застосовується.

За фазовим станом розрізняють *рідке*, *тверде* та *газувате* паливо, за походженням – *природне* та *похідне* (продукти фізико–хімічної або біологічної

переробки природного палива). Розрізняють *відновлюване* і *не відновлюване* паливо, тобто за віком його утворення.

До твердих природних відновлюваних видів палива належать дрова, торф та відходи сільського господарства, до невідновлюваних – буре та кам'яне вугілля, горючі сланці, антрацит.

Нафта є природним невідновлюваним рідким паливом, більшість похідних палив є продуктами її переробки: бензин, лігроїн, гас, соляріві масла, дизпаливо, пічне побутове паливо, мазути. Інколи рідке паливо виробляють з торфу або бурого вугілля (штучний гас).

Природний газ є основним газуватим паливом, до похідних належать нафтовий, напівкоксний та коксовий, генераторний, доменний газ, газ підземної газифікації, а також біогаз.

Склад палива. Тверде та рідке паливо складається із вуглецю C (це не хімічний символ, але масова частка вуглецю у відсотках), водню H , горючої органічної S_o та колчеданової S_k сірки, кисню O та азоту N , це *горюча маса* палива:

$$C^r + H^r + S_{o+k}^r + O^r + N^r = 100\% \quad (8.1)$$

Кисень O та азот N є *внутрішнім баластом* палива: кисень можна брати з повітря, а згоряння азоту є небажаним через шкідливість його окислів.

До *робочої маси* входить також *зовнішній баласт* – зольність A та вологість W :

$$C^p + H^p + S_{o+k}^p + O^p + N^p + A^p + W^p = 100\% \quad (8.2)$$

У довідниках наводять дані про суху масу палива:

$$C^c + H^c + S_{o+k}^c + O^c + N^c + A^c = 100\% \quad (8.3)$$

Перерахунки з однієї маси на іншу роблять за простими формулами, наприклад

$$C^p = C^c (100 - A^p - W^p) / 100 \quad (8.4)$$

Визначення складу палива. Для аналізу твердого палива видаляють *зовнішню вологу*, яку частинки набрали поверхневим зволоженням та заповненням капілярів, при $t=50$ °C протягом 2–3 годин, залишається

гігроскопічна вологість, наважка палива має назву *аналітична проба*. У сушильній шафі подрібнену пробу звільняють від гігроскопічної вологи при $t = 105...110$ °C. Вологість рідкого палива визначають відстоюванням вологи протягом доби при $t = 40$ °C та її зважуванням.

Далі наважку поміщають у порцеляновий тигель та поступово нагрівають без доступу повітря до $650...850$ °C. При цьому з неї видаляють *леткі горючі речовини* – водень, CO, вуглеводні тощо.

По досягненні умов постійної маси у наважці залишається *кокс*. Додають повітря, кокс згоряє – залишається *зола* – суміш Al_2O_3 , SiO_3 , SiO_2 , FeO , Fe_2O_3 тощо. Якщо золу переплавити, вона перетворюється на *шлак*.

Теплота згоряння палива – це кількість теплоти, що виділяється під час повного та завершеного згоряння 1 кг або $1m^3_n$ (для газу) палива. Завершене – значить увесь вуглець згорів до CO_2 . Разом з тим, теплота згоряння азоту до цієї величини не входить.

Розрізняють вищу Q_v та нижчу Q_n теплоту згоряння :

$$Q_n^p = Q_v^p - 25,1 \cdot (9H^p + W^p), \quad \text{кДж /кг.} \quad (8.5)$$

$9H^p$ – це кількість води, що утворюється під час згоряння водню у 1 кг палива, $25,1 = 2510/100$, 2510 кДж /кг - теплота конденсації водяної пари за умов аналізу. Таким чином у Q_n^p не входить теплота конденсації пари, що утворилася під час згоряння палива.

Теплоту згоряння газуватого палива визначають у газовому калориметрі, нагріваючи при цьому певну кількість води. Для твердого і рідкого палива використовують калориметричну бомбу – спалювання відбувається під великим тиском в атмосфері кисню.

Для порівняння різних палив служить “умовне паливо”, воно має $Q_n^p = 29,35$ МДж/кг (7000 ккал /кг), для переведення маси реального палива в умовне його Q_n^p поділяють на $29,35$.

Під час обрахунків потрібної витрати палива з таблиць беруть Q_n^p , оскільки водяну пару в газуватих продуктах згоряння не конденсують, побоюючись корозії металевих труб сірчаною кислотою, яка утворюється шляхом перетворення SO_2 у

присутності рідкої води на SO_3 , а потім на H_2SO_4 . Існує кілька шляхів використання Q^p , деякі з них вже реалізовано (про них в наступних лекціях).

Характеристика окремих видів палива

Тверде паливо. У побуті, особливо у лісових районах, використовують дрова та відходи деревини. *Дрова* – паливо малозольне, не містить сірки. Вихід летких горючих дуже високий ($V^r = 85...90\%$), наявність мікроелементів (*Na, Mg* тощо) створює яскраве пофарбоване полум'я. Внаслідок високої вологості деревина має невисоку $Q^p_n = 10 - 15$ МДж/кг. Деревина є сировиною для вироблення деревного вугілля, живиці, скипидару тощо.

Торф утворюється під час повного розкладання залишків дерев та інших рослин в болотах без доступу кисню. Більш дешевим є *фрезерний торф*, який добувають за допомогою фрезерних машин, більш дорогим – *гідроторф*: розмивають потужним струменем води поклади торфу, а утворену пульпу висушують. Торф має $W^p = 30...50\%$, $Q^p_n = 10 - 15$ МДж/кг, тому його підсушують та формують у вигляді брикетів.

Буре вугілля є найбільш молодим вугіллям. Українське землисте буре вугілля має велику зольність $A = 20...40\%$, залежно від вологості їх поділяють на Б1 ($W^p > 40\%$), Б2 ($W^p = 30...40\%$) та Б3 ($W^p < 30\%$), відповідно Q^p_n змінюється від 10 до 17 МДж/кг. Україна має великі поклади бурого вугілля, які можна розробляти дешевим відкритим способом. Це паливо також доцільно брикетувати. До цієї групи належать також *лігніти*, в яких збереглася структура викопних дерев.

Кам'яне вугілля має $Q^p_n = 21...27$ МДж/кг та залежно від віку утворення V^r від 9 до 40% (чим старіше вугілля, тим менше воно має летких горючих), його поділяють на марки ($V^r, \%$):

Довгополуменева	Д	>37 %
Газове	Г	> 35 %
Газове жирне	ГЖ	27 – 35 %
Жирне	Ж	27 – 35 %
Коксове жирне	КЖ	18 – 27 %

Слабоспiкливе	СС	17 – 25 %
Опiснене спiкливе	ОС	14 – 22 %
Пiчне	Т	9 – 14 %

До цієї групи примикають пiвантрацити ПА, вони мають $V^r < 9\%$.

Антрацити – найстаріше вугілля із $V^r = 2 - 9\%$, $Q^p_n = 25-27$ МДж/кг. Як і кам'яне вугілля, їх поділяють на класи за розміром (у мм) :

Антрацит	Плита	АП	> 100
	Кулак	АК	50 ... 100
	Горіх	АО	25 ... 50
	Мілкий	АМ	13 ... 25
	Сім'ячко	АС	6 ... 13
	Штиб	АШ	< 6
	Рядовий	АР	< 100

Якщо вугілля є сумішшю класів, його позначають, наприклад, АРШ – антрацит рядовий зі штибом.

Пiдраховано, що за добу людство споживає викопного палива бiльше, нiж його утворюється протягом тисячi рокiв. В Донбасi розробляють пласти товщиною до 30 см на глибинi бiльше кiлометра, в умовах небезпеки, тому треба придiляти велику увагу вiдходам АПК: лузга гречана та рисова, стебла та лушпиння соняшника, солома, костриця тощо. За складом та теплоотою згорання вони близькi до деревини. Деякi з цих палив дослiджено в НУХТ у 2006 роцi :

Паливо		$W^p, \%$	$A^p, \%$	$Q^p_n, \text{МДж/кг}$
Лузга	Гречана	8 – 10	1 – 2	18 – 18,5
	Рисова	11 – 13	15 – 20	14 – 15
	Вiвсяна	8 – 9	8 – 10	15 – 16
Лушпиння соняшника		11 – 13	8 – 10	16 – 21

Рiдке паливо. Нафта складається з рiзних вуглеводнiв з домишками кисневих, азотних та сiрчистих сполук, як паливо її не використовують. Пiд час крекiнг-процесу при $200\text{ }^\circ\text{C}$ вiдбирають бензин, $220\text{ }^\circ\text{C}$ – лiгроїн , $300\text{ }^\circ\text{C}$ – гас, $380\text{ }^\circ\text{C}$ – соляр, далi йде дизпаливо, пiчне паливо, рiзні мастила, залишком є

мазут. Він є основним паливом для підприємств АПК.

Будь-яке рідке паливо згоряє лише у газуватому вигляді, тобто складається з цілком летких горючих речовин. Під час згорання деяких з вуглеводнів виділяють сажистий вуглець, розжарені частки якого надають факелові світний характер. Дуже важливою характеристикою рідких палив з точки зору небезпеки є температура спалаху та займання (тобто продовження процесу горіння не менше 5 секунд після віддалення полум'я). Для мазуту перша складає всього 80...125 °С, друга більша на 10 – 30 К. Це накладає великі вимоги на схов и транспорт мазуту.

Мазут має високу $Q_p^p=38-41$ МДж/кг. Залежно від в'язкості, яку виражають у градусах умовної в'язкості °ВУ, його поділяють на М20, М40, М60, М80, М100. Під час транспортування по трубах для зниження в'язкості мазут підігрівають до 4...5 °ВУ, для чого М40 нагрівають до 95 °С, М80 до 110 °С.

Газувате паливо. Природний газ складається на 85 – 98 % з метану CH_4 , решта – інші вуглеводні, азот, CO_2 та H_2S , теплота згорання $Q_p^p=33-37$ МДж/м³_н, густина 0,77 – 0,88 кг/м³_н, тобто природній газ – паливо з найвищою Q_p^p . В основному Україна використовує газ з різних російських та туркменських родовищ.

Зріджений газ одержують із суміші пропану C_3H_8 та бутану C_4H_{10} під тиском 0,6 – 1,2 МН/м².

З похідних газуватих палив (коксовий, доменний, колошниковий тощо) в АПК застосовується *генераторний газ*, який одержують перегонкою твердого палива (деревини, торфу, вугілля) за допомогою повітря з домішкою кисню та водяної пари, інколи CO_2 . Теплота згорання від 5 до 6 МДж /м³_н.

Біогаз здобувають метановим зброджуванням гною або відходів сільського господарства. Вміст метану в ньому сягає 60 % , решта - CO_2 , H_2S .

Реакції горіння. Горіння - це процес інтенсивного хімічного сполучення горючих речовин палива та кисню окислювача з виділенням великої кількості теплоти та різким підвищенням температури. Для підприємств АПК окислювачем є атмосферне повітря.

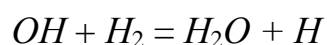
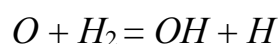
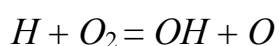
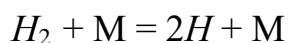
Щоб почалося згорання, треба до палива додати деяку кількість теплоти для

руйнування внутрішньо молекулярних зв'язків – енергію активації. Вона є різною для різних палив, тому температура займання змінюється від 225 °С для торфу до 700 °С для антрациту, а для метану лежить в межах 650 – 750 °С.

Стехіометричні реакції горіння:



Звідси видно, що водень має найвищу теплоту згорання. Насправді горіння відбувається за більш складними схемами. Так, молекула H_2 під час стикання за якоюсь активною молекулою M , розкладається на два атоми. Послідовність реакцій є такою :



Таким чином кожний вільний атом водню породжує три нових вільних атомів водню – ця ланцюгова реакція проходить майже вибухово, але загальна швидкість реакції горіння визначається найчастіше сумішоутворенням, тобто швидкістю доступу окислювача до горючого елемента.

Витрата повітря на згорання палива. Із стехіометричних реакцій горіння виходить, що для спалювання 1 кг вуглецю потрібно 2,67 кг кисню, 1 кг водню – 8 кг кисню, 1 кг сірки – 1 кг кисню. Фактично на процес згорання витрачають кисню більше, ніж ці теоретичні величини. Це потрібно для більш повного спалювання усіх горючих компонентів. Відношення дійсної витрати повітря V_d до теоретичної V^o має назву *коефіцієнт надлишку повітря*:

$$\alpha = V_d / V^o \quad (8.6)$$

Що легше перемішати окислювач з паливом, то α беруть меншим: для газу $\alpha = 1,05 - 1,10$, мазуту 1,05 – 1,2, пиловидного твердого палива 1,2 – 1,25, для

механізованих топок 1,3 – 1,4 , для топок з ручним обслуговуванням 1,4 – 1,6.

З реакцій горіння виходить, що на 1 кг палива теоретично треба витратити кисню (за лишком вільного кисню у паливі) $0,01(8/3 \cdot C^p + 8H^p + S^p - O^p)$ кг/кг. Множник 22,4/32 переводить одиниці у $м^3_{н}/кг$, а 100/21 – у потрібну кількість повітря. Враховуючи незначні відхилення реальних реакцій від стехіометричних, маємо:

$$V^o = 0,0889(C^p + 0,375S^p_{o+k}) + 0,256H^p - 0,0333O^p, \quad м^3_{н}/кг \quad (8.7)$$

Для газуватих палив з аналогічних міркувань маємо

$$V^o = 0,0476 [0,5CO + 0,5H_2 + 2CH_4 + \sum(m+n/4)C_mH_n + 1,5H_2S - O_2], \quad м^3_{н}/м^3. \quad (8.8)$$

Потрібну витрату повітря V_d знаходять з (8.6). Величину V_d визначають під час проектування приладів опалювання – печей, конвекторів, котлів.

Газуваті продукти згорання. Їх витрату треба визначити під час проектування та експлуатації опалювальних установок – для вибору димососів – вентиляторів, що подають продукти згорання до димаря або теплиці.

Окремо визначають об'ємну витрату сухих газів $V_{c.g.}$ та водяної пари V_{H_2O} . Дійсна витрата $V_{c.g.}$ є сумою об'ємів CO_2 та SO_2 , азоту з палива та повітря, що віддав кисень на згорання, а також з надлишкового повітря:

$$V_{c.g.} = 0,0187(C^p + S^p) + 0,08M^p + 0,79V^o + (\alpha - 1)V^o \quad (8.9)$$

Витрата водяної пари складається від згорання водню, вологи палива та повітря для твердих чи рідких палив:

$$V_{H_2O} = 0,111H^p + 0,0124W^p + 0,0161V^o; \quad (8.10)$$

та газуватих палив:

$$V_{H_2O} = 0,01 \cdot (H_2 + H_2S + n/2 \cdot C_m H_n + 0,124 \cdot d_{\Gamma}) + 0,0161 \cdot V^o. \quad (8.11)$$

Приймають вологовміст у повітрі – $d = 10$ г/кг_{c.n.}, та вологовміст в газовому паливі $d_{\Gamma} = 10$ г/м³.

Загальна витрата газуватих продуктів згорання :

$$V_{\Gamma} = V_{c.g.} + V_{H_2O}. \quad (8.12)$$

ЛЕКЦІЯ 9. ТОПКОВІ ПРИСТРОЇ.

Топкові пристрої або *топки* призначені для спалювання палива, відведення теплоти, що виділяється, з газуватими продуктами згоряння та теплообміном через огороження топки. Під час спалювання твердого палива топка є також сепараційним пристроєм, бо в ній відокремлюється більша частина золи з палива. Зазвичай топка є частиною котла або печі.

Крім топок для твердого рідкого або газуватого палива є пристрої для одночасного спалювання твердого з рідким або газуватим, рідкого з газуватим.

Топки для твердого палива бувають *шарові* та *камерні*. В перших паливо розташовують нерухомим або рухомим шаром на колосникових решітках з отворами для проходження повітря крізь шар. Камерні топки поділяють на факельні, в яких пиловидне паливо згорає у потоці повітря, рухаючись з майже тією швидкістю, що й повітря, та вихрові, де подрібнене паливо багаторазово обертається у вихорі, що утворюється потужним струменем повітря.

Розглянемо фази згоряння кускового твердого палива на нерухомій решітці з верхнім завантаженням. Топковий простір можна умовно поділити на п'ять зон (рис.9.1)

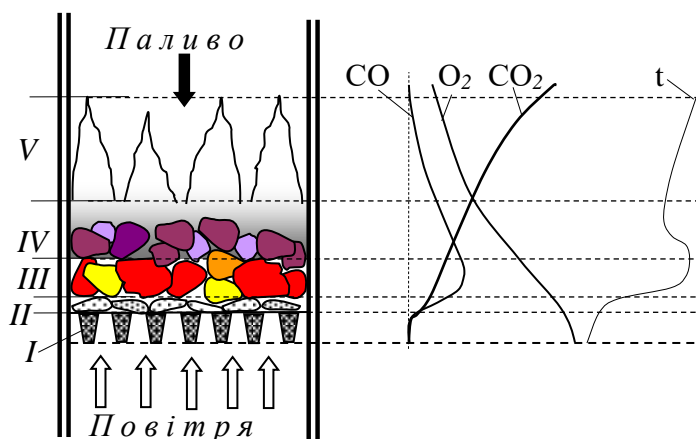


Рис. 9.1

I – чавунна колосникова решітка. Повітря проходить крізь отвори, охолоджує решітку, а само починає прогріватися.

II – зона розжареного (але незаплавленого) шлаку. Повітря запобігає

плавленню шлаку та випалює з нього рештки горючих речовин.

III – зона розпеченого коксу. Кисень з повітря не встигає на завершити згоряння вуглецю, тому значна частина останнього перетворюється на CO .

IV – зона підсушування та термічного розкладання свіжого палива. Водяна пара і леткі горючі змішуються з повітрям та підіймаються догори.

V – зона полум'я – вигоряння летких горючих.

Справа від перерізу топки показано змінення температури, вмісту O_2 та CO у повітрі – продуктах згоряння. Температура зростає у I–III зонах, а в IV зоні дещо знижується, частина внутрішньої енергії продуктів згоряння витрачається на випаровування вологи та розкладання палива. В V зоні t знов зростає – додається енергія від спалювання летких горючих. Вміст O_2 починає знижуватись в II зоні, він втрачається в зонах III–V до мінімуму. Вміст CO зростає в II – III зонах, а в V зоні спадає, бажано до нуля.

Верхнє завантаження кускового палива є раціональним для його спалювання, зміна зон згоряння відбувається найбільш природно, в механізованих топках почасти роблять бокове завантаження. Під час камерного спалювання кожна частинка твердого палива проходить усі стадії навісу: підсихає, виділяє леткі горючі, кокс згоряє і перетворюється на золу або шлак.

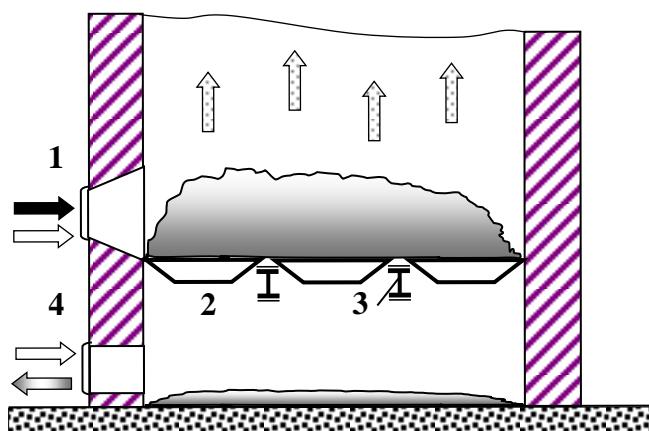






Рис. 9.2

-  – паливо
-  – повітря
-  – зола, шлак
-  – продукти згоряння

Конструкції топок для твердого палива. В топці з ручним обслуговуванням та нерухомою решіткою (рис 9.2) паливо проходить через отвір 1 на колосники 2, які укладені на колосникові балки 3. Повітря подається через отвір 4. Зони згоряння відповідають рис 9.1. Коли на решітці накопичується досить велика кількість золи та шлаку, решту палива та коксу згрібають на дальній

кут решітки, а шлак і золу вигрібають «на себе». Розпечений кокс та рештки

палива розподіляють по всій решітці та починають закидати нове паливо. Щоб уникнути нерівномірності у роботі топки, решітку роблять з поворотними колосниками РПК (рис 9.3). За допомогою важеля 1 колосники повертаються на деякий кут, між ними утворюються шпарини, через які шлак просипається до шлакового бункеру 2. Своєю вагою шлак відкриває затвор 3 та потрапляє до

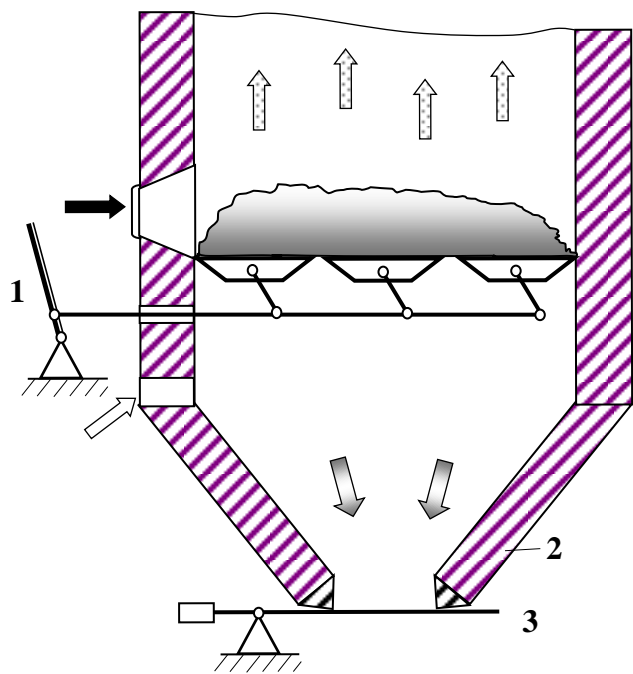


Рис. 9.3

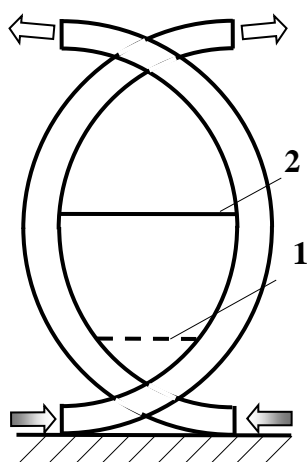


Рис. 9.4

вагонетки.

Більш повного згоряння палива можна досягти при двостадійному спалюванні твердого палива. Прикладом є піч канадських лісорубів „Булер’ян”, яку виготовляють в Україні та рекомендують для опалення різних приміщень і теплиць. Корпус печі складається із зігнутих труб діаметром 50–60 мм, в яких повітря нагрівається та виходить з великою швидкістю у приміщення (рис.9.4). Всередині печі

встановлено колосникову решітку 1 та суцільну перегородку 2, яка на кілька сантиметрів не доходить до дверцят. На решітку завантажують дрова або різні відходи, з якими відбувається термічне розкладання. Газуваті продукти догорають у верхній частині топки.

В топках з ручним обслуговуванням відсутня механізація праці, їх глибина не більше 2–2,2 м, дія нерівномірна, коефіцієнт надлишку повітря є завеликим. Але вони мають істотні переваги: дешевина, можливість спалювання різноманітних

палив, необмежений час перебування палива в топці, стійке займання палива знизу.

В топках з похилою колосниковою решіткою (рис. 9.5) та швидкісних

топках системи В.В. Померанцева (рис. 9.6) паливо в міру згоряння сповзає в нижню частину топки, відкриває місце для свіжого палива. Ці топки призначені для відходів АПК, торфу, тріски та інших палив із великою кількістю летких горючих. Для механізації завантаження палива використовують механічні лопати, на горизонтальному валу закріплюють лопаті, під час обертання вала лопаті зсипають паливо, яке на них потрапляє, до топки.

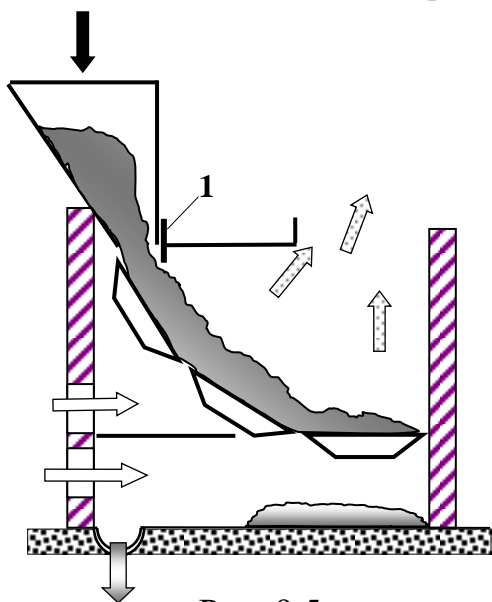


Рис. 9.5

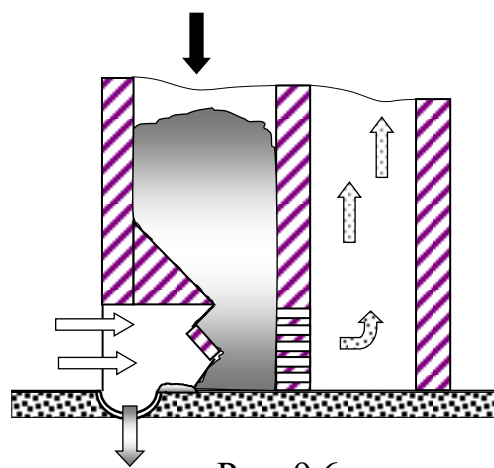


Рис. 9.6

1 – регулятор товщини шару палива

При цьому крупні куски летять далі, а мілкі падають на решітку біля завантажувального опору. Під час використання струменя повітря для завантаження палива, навпаки, мілкі фракції летять далі.

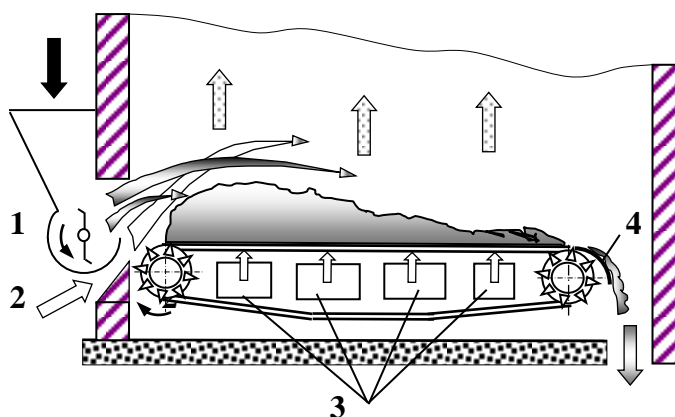


Рис. 9.7

- 1 – механічна лопата;
- 2 – повітря із швидкістю 75–85 м/с;
- 3 – повітря на згоряння;
- 4 – ніж для зрізання шлаку.

завантаження палива, навпаки, мілкі фракції летять далі. Тому ці принципи комбінують у пневмомеханічних закидачах ПМЗ.

У котельнях великих підприємств АПК можна використовувати топку з рухомою решіткою. Для цього фасонні колосники закріплюються на кінцях на ланки нескінченних ланцюгів, які

рухаються за допомогою зірочок, що закріплені на двох валах. На рис. 9.7 наведено таку топку з ПМЗ.

Топки з механічною ланцюговою решіткою розраховані на сортоване паливо – вугілля з розміром кусків 20–40 мм, з виходом летких горючих 10 – 25% на горючу масу, а також на антрацит або півантрацит.

Камерні топки. Факельні топки вимагають громіздкого обладнання для підготовки пилу: млини, сепаратори пилу тощо. Тому їх встановлюють переважно під потужними паровими котлами ТЕЦ. Розмелювання, наприклад, антрациту відбувається в горизонтальних барабанних млинах діаметром 1,6–4 м та довжиною 2,5–10 м, які на 15–25 % об'єму наповнюються чавунними кулями. Барабан обертається зі швидкістю 16–23 об/хв, паливо роздрібнюється кулями до залишку у 6–7% на ситі з розміром отворів 0,09 мм.

На підприємствах АПК для спалювання бурого вугілля та інших палив з досить великим V_T підходять факельні топки з шахтним молотковим млином (рис.9.8). Подрібнене паливо потрапляє на біла ротора 3 та розбивається ними, одночасно під дією гарячого первинного повітря 1 підсушується. Шахта відіграє роль сепаратора: більш крупні частинки палива повертаються до ротора, а готовий пил через амбразуру 5 потрапляє до топки 4.

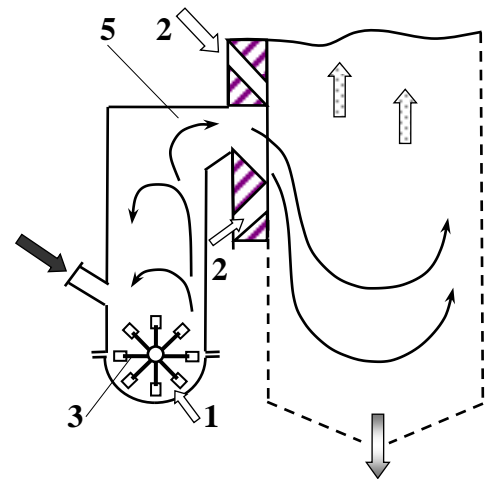


Рис.9.8

- 1 – первинне повітря;
- 2 – вторинне повітря;
- 3 – млин;
- 4 – топка

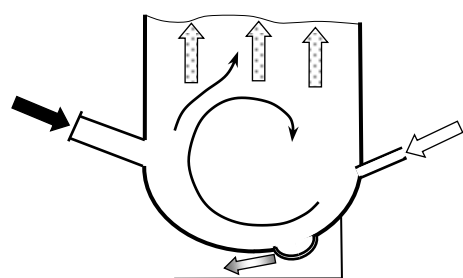


Рис. 9.9

За допомогою вторинного повітря 2 утворюється факел, в якому паливо згоряє нависом. Перевагою молоткових млинів є компактність, простота експлуатації, гнучкість регулювання продуктивності, мала витрата електроенергії.

З вихрових топок треба згадати та впроваджувати пневматичну топку Шершньова, для фрезерного торфу (рис. 9.9). Паливо потрапляє до топки під власною вагою, де зустрічним потоком повітря

закручується у вихор. Для подачі повітря зі швидкістю 80–100 м/с потрібний компресор. У вихорі проходять усі фази підготовки та згоряння палива. Найбільші куски торфу подають на колосники, де догоряють. Цю топку можна рекомендувати для спалювання різноманітних відходів сільськогосподарського виробництва.

Форсунки для рідкого палива. На підприємствах АПК найчастіше використовують пристрої для розпилювання рідкого палива – механічні та парові (форсунки). Розпилювати паливо треба для того, щоб до максимуму збільшити поверхню випаровування.

Форсунка з механічним розпилюванням (рис. 9.10) має трубку 1, на голівці якої за допомогою накидної гайки закріплені, розподільний 3, завихривальний 4, та розпилювальний диски.

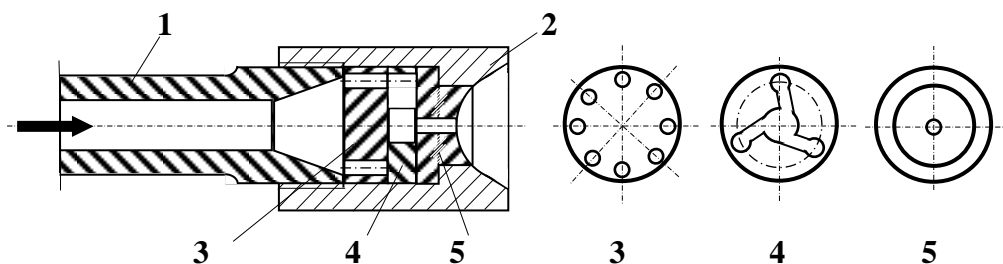


Рис.9.10

до голівки, де розділяється по периферії, потім в диску 4 повертається до осі, набираючи тангенціальної швидкості, за рахунок чого виходить через диск 5 у топковий простір у вигляді мілкодисперсного факелу. Повітря до топки подається окремо, через реєстри що дозволяють закручувати його.

Недоліки форсунки: обмежена можливість регулювання продуктивності в діапазоні 80– 100 %, небезпека залипання отвору у диску 5 за рахунок коксування

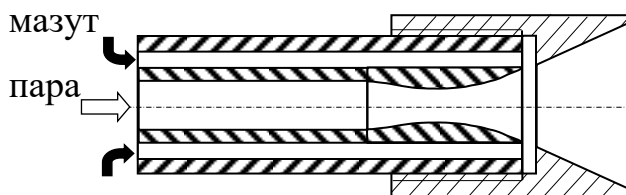


Рис. 9.11

мазуту.

У паровій форсунці по внутрішній трубці (рис. 9.11) подається водяна пара під тиском 0,4 – 0,6 МН/м². Сопло на кінці трубки дозволяє перетворювати потенціальну

енергію пари на кінетичну, швидкість її різко збільшується (до 100 м/с), за рахунок ежекції пара витягує мазут із зовнішньої трубки та розпилює його в топку. Змінюючи витрату пари, можна регулювати продуктивність форсунки в межах 20–100%. Недоліки – потреба у парі (її ентальпія уходить разом з продуктами згоряння), а також чималий шум у роботі.

Форсунки обох типів можна виготовлювати у майстерні підприємства. З метою розширювання діапазону регулювання можна робити паро-механічну форсунку, що дозволяє знижати продуктивність до 10% номіналу без погіршення розпилення мазуту.

У великих котельнях застосовують також ротаційні форсунки, в яких мазут розпилюється з внутрішньої поверхні стакану, що обертається зі швидкістю 5–7 об/хв., та пневматичні, де роль розпилювача виконує повітря, яке у форсунці закручується та витягує мазут у топку за рахунок ежекції.

Газові пальники. Газувате паливо найлегше спалювати, оскільки паливо та окислювач мають однаковий газуватий стан, отже їх легко перемішати на відміну від гетерогенного згоряння твердого палива, в даному випадку процес є гомогенним. Температура займання газу перевищує 530 °С.

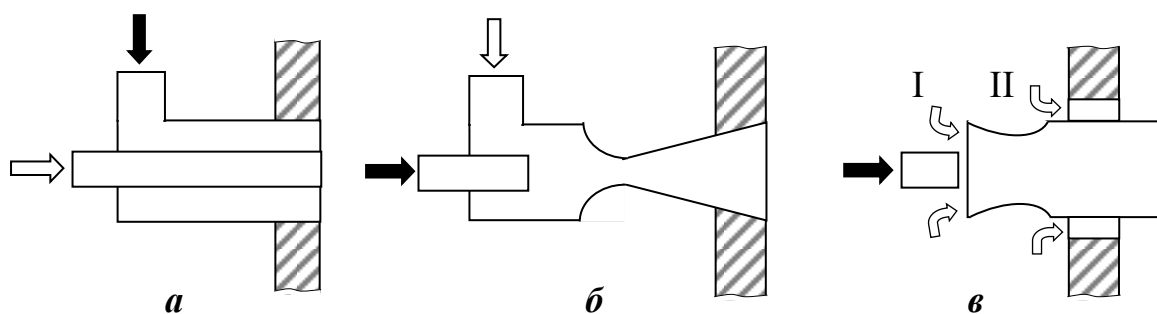


Рис. 9.12

Газові пальники поділяють на 3 групи (рис. 9.12):

- а) із змішуванням компонентів у топці,
- б) із попереднім змішуванням газу та повітря,
- в) змішаного типу.

У пальниках **a** горіння відбувається у дифузійній області, коли швидкість

згоряння визначається швидкістю дифузії молекул окислювача до горючих елементів. Факел при цьому є досить довгим та пофарбованим за рахунок розжарювання малої частини вуглецю, що відновлюється за цих умов.

Факел пальників **б**, навпаки, є коротким та майже прозорим – це кінетична область горіння, швидкість горіння визначається швидкістю самої хімічної реакції, відновлення вуглецю майже не відбувається.

Горіння у пальниках **в** відбувається у проміжній зоні – перемішування газу з первинним повітрям I (рис. 9.12, **в**) відбувається до топки, а із вторинним II – вже в топці.

Для спалювання природного газу в котлах та печах АПК часто застосовують найпростіші череневі пальники (рис. 9.13), це трубки з отворами в топці. Такі

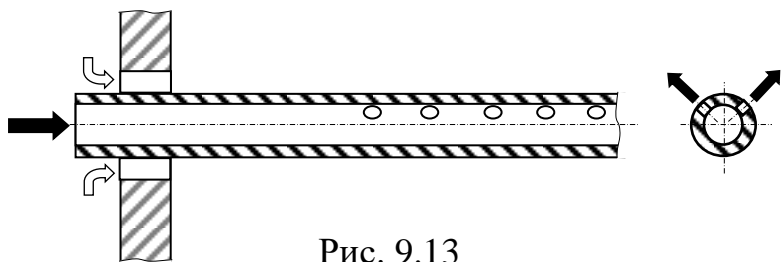


Рис. 9.13

трубки стоять у духовках побутових газових плит. У топках котлів часто виникає потреба у збільшенні променистого теплообміну. Для

цього черинь топки роблять у вигляді каналів для кожного пальника з

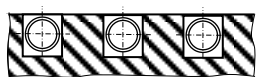


Рис. 9.14

вогнетривкої цегли (рис. 9.14). Теплота від продуктів згоряння розжарює стінки каналів, які випромінюють енергію на теплообмінні поверхні в топці. У топках великих котлів з

цією метою ставлять комбінований газо–мазутні або пилогазові пальники.

ЛЕКЦІЯ 10. КОТЕЛЬНІ УСТАНОВКИ. ПАРОВІ КОТЛИ.

Котельні установки служать для виробництва водяної пари або гарячої води. Продуктивність установки (котла) визначається у тоннах *пари/год* або *МВт*.

Парова котельна установка складається з основних елементів (рис. 10.1)

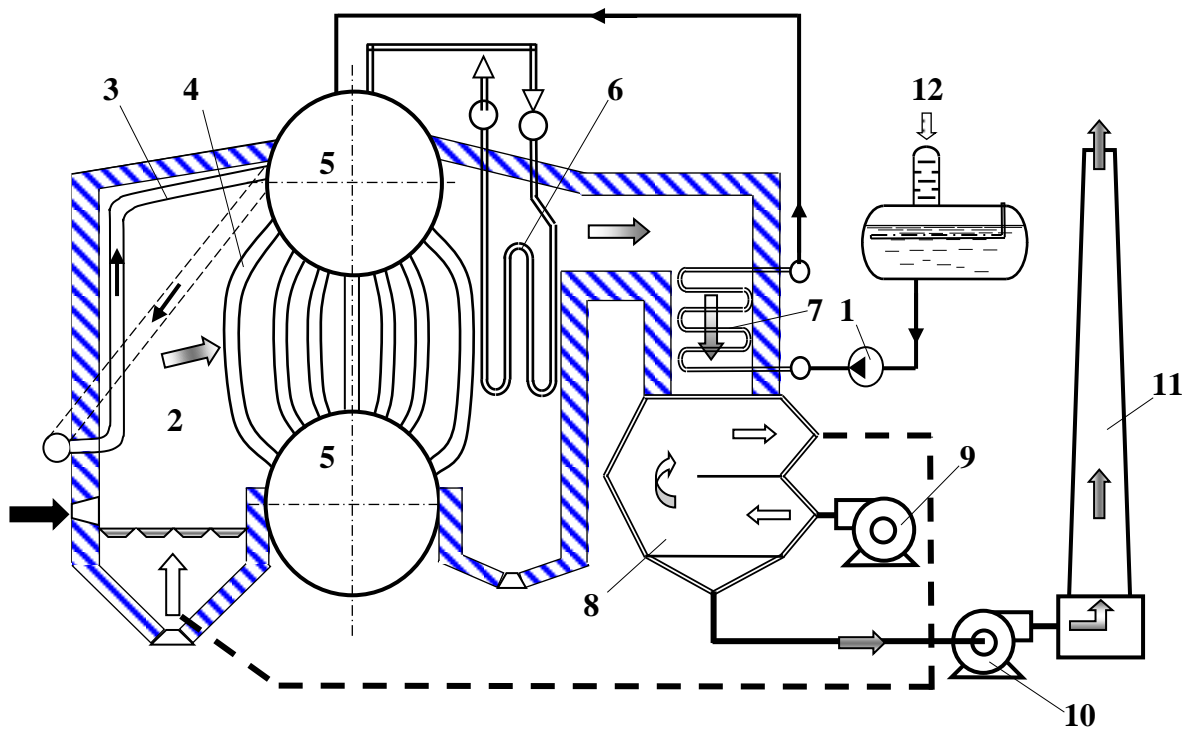


Рис. 10.1

1 – живильний насос; 2 – топка; 3 – екранні труби; 4 – кип'ятильні труби; 5 – барабани котла; 6 – пароперегрівник; 7 – економайзер; 8 – повітропідігрівник; 9 – вентилятор; 10 – димосос; 11 – димар; 12 – деаератор.

Можна виділити два *тракти* цієї установки: **водо-паровий** та **повітряно-газовий**.

До живильного насосу 1 вода потрапляє з деаератору 12, куди надходить конденсат з теплових установок, бойлерів та технологічних теплообмінників, а також вода після хімічного очищення, і де воду позбавляють розчинених газів.

Насос 1 створює напір, достатній для подолання робочого тиску в економайзері 7, де вона підігрівається, та в котлі. Вода з верхнього барабану потрапляє до нижнього по *опускних* кип'ятильних трубах 4, що знаходяться в останніх рядах по ходу продуктів згоряння (на рис. 10.1 праворуч). При цьому

вода частково перетворюється на пару, з нижнього барабану до верхнього піднімається ця суміш, в якій поступово збільшується частка пари. У верхньому барабані є *сепараційний пристрій*. Насичена пара йде до пароперегрівника 6, звідки до парового двигуна або іншого споживача, вода – до нижнього барабану. Таким чином утворюється *циркуляційний контур*. Циркуляція або багаторазове проходження рідиною тим самим шляхом є необхідною умовою роботи не лише котлів, але й практично усіх теплообмінних апаратів АПК. Зупинка рідини може викликати серйозні неполадки, цього разу – перегрів кип'ятильної трубки та її прогорання. Екранні труби 3 разом з похилими живильними трубами (на рис.10.1 штриховими лініями) утворюють другий циркуляційний контур.

Повітряно–газовий контур починається з того, що потрібне для згорання повітря нагнітається вентилятором 9 до повітропідігрівника 8, де воно нагрівається відхідними продуктами згорання. Це потрібно у разі спалювання вологих та високозольних палив, а також для збільшення ККД котла. Повітропроводами повітря надходить до топки 2, де більшою частиною витрачає кисень на згорання палива, а рештою, разом з продуктами згорання утворюючи факел. За рахунок високої температури факела відбувається інтенсивна передача променистої енергії до екранних труб, внаслідок чого факел охолоджується з $1600\text{--}1800^{\circ}\text{C}$ до $1000\text{--}1100^{\circ}\text{C}$. З кип'ятильними трубами відбувається конвективно–променистий теплообмін, перед пароперегрівником температура газів $650\text{--}850^{\circ}\text{C}$, після нього $450\text{--}500^{\circ}\text{C}$. В *опускній шахті* димові гази віддають теплоту економайзеру та повітропідігрівникам, в основному конвективним способом, охолоджуючись при цьому до $150\text{--}200^{\circ}\text{C}$, далі за допомогою *димососу* (це вентилятор, лопаті якого захищені від ерозії твердими частинками *леткої золи*) потрапляють до димаря 11.

Арматура – це прилади, що встановлюють на котлі, щоб забезпечити його економічну та безпечну експлуатацію:

- манометри для контролю тиску пари, один з них – виносний на пульт управління;
- тягомір для контролю розрідження в топці;

Зниження t газів на 1 K приводить до нагріву повітря на $1,2-1,5\text{ K}$.

що завальцьовані в короба. По трубах проходять газ, між ними – повітря. *Плоєтронідіргівніки* роблять завичай із сталевих труб діаметром 100 мм , перетворюються на пару, вони під'єднуються до котла без проміжної арматури.

У *сталевих гладкотрубних економайзерях* до 20% води може допускатися.

ребрами, які утворюють суцільні канали – димові газ. Кипіння води в них не *Міа* ставлять *чагунні редусті економайзери* – у трубах проходять вода, а між живильної води на 1 K температура газів спадає на $2-3\text{ K}$. До робочого тиску $2,2$ *економайзер* – майже необхідний елемент парового котла. Під час нагрівання суцільнотягнутах труб діаметром $28-42\text{ мм}$ за вимогою замовника котла. *Водяний Діоміжні поверхні нагріву*. *Паронегривніки* роблять зі сталевих

– шибери-заслінки для регулювання тяги.

– затвори шлакових и золових бункерів:

– кришки люків барабанів;

палива на колосниках :

– завантажувальні та шурувальні дверцята (останні для розпушення шару

нагладу, ремонту тощо:

Гарнітура – це пристрої, що встановлюються на котлі для зручного

пари у живильний насос, якщо тиск в останньому буде менше аніж в котлі;

– живильний вентиль із зворотним клапаном, щоб не допустити вибросу

великим вмістом шламу (солей, що не утворюють накипу);

– продувочний вентиль у нижньому барабані для випуску частини води з

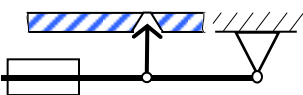
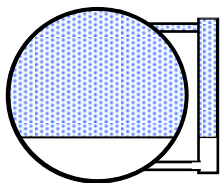
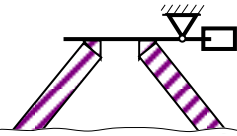
– паровий вентиль для випуску пари споживачу;

– водопробні крани;

– водомірні скла (на верхньому барабані):

тиску випуском частини пари:

– запобіжні клапани для автоматичного зниження



Допоміжні механізми та устрої:

- обладнання для розвантаження, зберігання, подачі до котла палива;
- обладнання для роздрібнювання та сушіння палива;
- живильні насоси, деаератор;
- вентилятор;
- димосос;
- пристрої для очищення відхідних газів та поверхонь нагріву;
- пристрої для видалення золи та шлаку.

Тепловий баланс та ККД котла

Тепловий баланс вказує на розподіл енергії, що надходить під час згоряння палива, а також з підігрітим повітрям, між корисним компонентом та різними тепловтратами, $\kappaДж$ на 1 $кг$ або на 1 $м^3_n$ палива:

$$Q_P^P = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6 ; \quad (10.1)$$

$$Q_P^P \text{ – прихід тепла, якщо повітря не підігрівають, то } Q_P^P = Q_n^P ; \quad (10.2)$$

Q_1 – корисно витрачене тепло

$$Q_1 = \frac{D(h_2 - h_1)}{B} , \quad (10.3)$$

D , $кг/с$ – продуктивність котла,

h_1 та h_2 , $\kappaДж/кг$ – ентальпія води на вході до котла та на виході з нього (для парового котла – пари),

B , $кг/с$ – витрата палива;

Q_2 – втрати теплоти з відхідними газами, залежать від їх температури та коефіцієнту надлишку повітря;

Q_3 – теж з хімічним недопалом (вуглець згоряє до CO або відкладається у вигляді сажі);

Q_4 – втрати із механічним недопалом (частина палива не окислюється зовсім);

Q_5 – втрати через огородження котла у довкілля;

Q_6 – втрата зі шлаками, що видаляються із топки – виключно для твердого палива.

Тепловий баланс у відсотках:

$$\frac{Q_1}{Q_P^P} = q_1, \dots \quad (10.4)$$
$$q_1 + q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6 = 100\%$$

ККД котла

$$\eta_k = q_1 = \frac{D(h_2 - h_1)}{B Q_P^P}. \quad (10.5)$$

Сучасні конструкції котлів та матеріали на їх виготовлення дозволяють мати дуже маленьку суму втрат $q_2 + q_3 + q_4 + q_5$, до того ж використовують теплоту конденсації пари, що виходить із димовими газами, тому виходить $\eta_k > 100\%$, але цього парадоксу легко уникнути, якщо до (10.2) ставити Q_g^P , а не Q_n^P .

Конструкції парових котлів.

Газотрубні котли мають всередині трубок продукти згоряння, назовні – воду та пару, у **водотрубних** – навпаки.

Якщо топка розташована всередині барабана котла, його називають **жаротрубним**, якщо димові гази з такої топки проходять всередині димогарних трубок у тому ж барабані – це **жаротрубно–газотрубний** котел, скорочено – **газотрубний** котел.

Газотрубні котли не потребують вогнетривкого обмурку, їх топки на 100% екрановані, вони є простими у експлуатації. Велика кількість води, що знаходиться у котлі, – це значна акумуляційна здатність котла, яка дозволяє збільшити на короткий час продуктивність котла на 15–20% за рахунок додаткового скипання під час зниження тиску у котлі. Це важливо при змінній

потребі у парі на підприємствах АПК.

Газотрубні котли були поширені у першій половині ХХ сторіччя, але потім майже перестали випускатись через велику металоемність та небезпечність вибуху за умов розгерметизації та миттєвого скипання великої кількості води.

Сучасні технології виготовлення котлів, попередження накипу на трубках, автоматизація експлуатації призвели до широкого повернення цього типу котлів. Їх поділяють на *вертикальні* та *горизонтальні* котли.

Вертикальний газотрубний котел ВК (рис. 10.2) має сталеву циліндричну

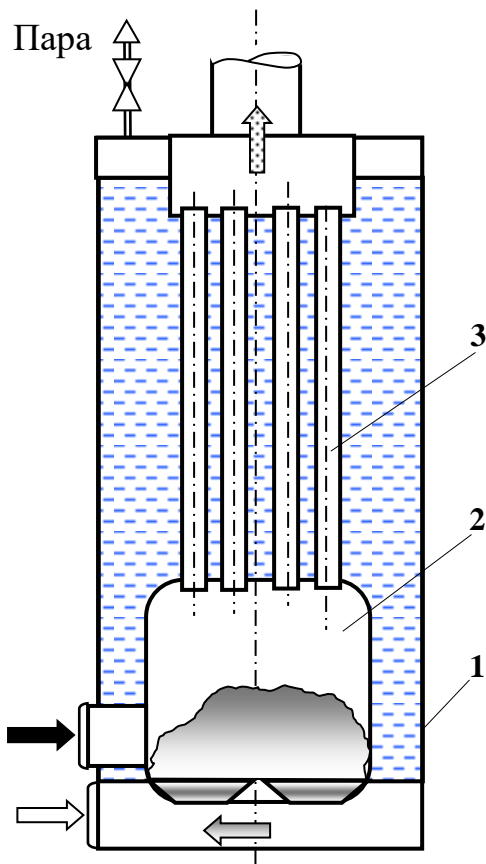


Рис. 10.2

обичайку 1, в якій змонтовано топку 2 та димогарні трубки 3, та до якої подають воду. Котли такого типу мають продуктивність по насиченій парі 0,2 –1,0 т/год. Вони займають мало місця, що є важливим для багатьох виробництв. Для збільшення поверхні нагріву у топочному об'єму розміщують трубки, по яких циркулює вода, як це було зроблено в вертикальному циліндричному котлі Шухова ще на початку ХХ сторіччя (рис.10.3). У зовнішній обичайці проти пучка трубок зроблено лючки 1 для очищення трубок від накипу.

Для малої продуктивності (від 50 до 500

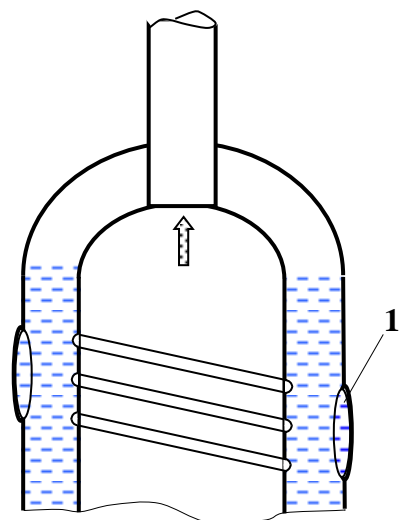


Рис. 10.3

кг/год.) вертикальні котли тепер роблять жаротрубними (без трубок), тобто збільшеними самоварами із нижньою подачею палива до топки. Такі котли із тиском пари до 1 МПа поставляє в Україну, наприклад, фірма «Авогадро» з Італії. До

речі, на замовлення топка може бути пристосована до спалювання лузги рису, лушпіння соняшника або відходів деревини.

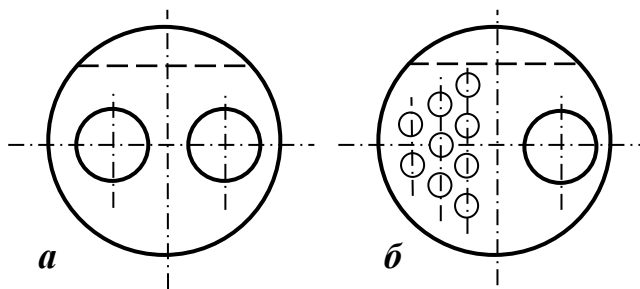


Рис. 10.4

Горизонтальні котли мають дві (рис. 104, *a*) або частіше одну (*б*) жарову трубу, цього разу її розташовують асиметрично для покращення циркуляції в обичайці, а в останніх конструкціях ще й

розміщення в зворотньому порядку димогарних трубок (*б*). Насичену пару відбирають з верхньої частини барабану, в перших конструкціях зверху на барабані встановлювали *сухопарник*, в якому пара підсушувалась, а інколи навіть трохи перегрівалась. Пізніше для одержання перегрітої пари стали встановлювати трубчасті пароперегрівники, як в деяких *локобельних котлах*, що досі експлуатуються на підприємствах АПК (рис. 10.5): 1 – топка, 2 – сухопарник, 3 – пароперегрівник.

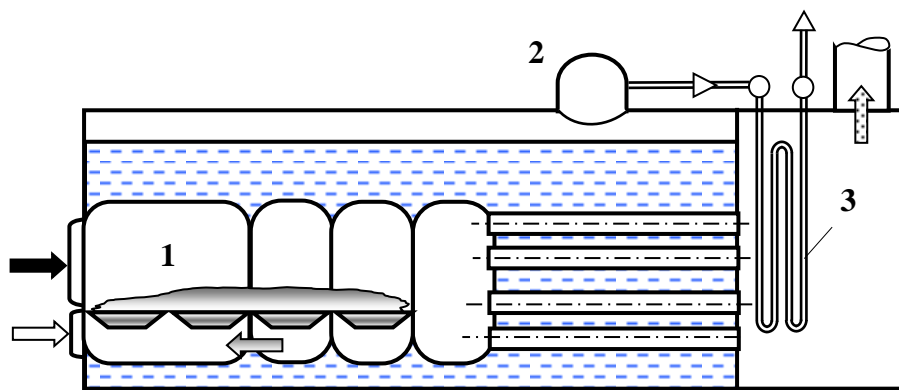


Рис. 10.5

Жарову трубу роблять гофрованою для компенсації розширення під час запуску котла.

В сучасних газотрубних котлах частина

теплообмінних поверхонь відводиться для водяного економайзера з нержавіючих або оцинкованих труб, тобто такі котли є газотрубно-водотрубними. **Водотрубні котли** досі є пріоритетними для великих електростанцій, але у значній кількості також експлуатуються на підприємствах АПК і виготовляються невеликої та середньої продуктивності. Їх перевагами є мала металоємність та водоемність.

До розвитку електрозварювання котли робили горизонтально-водотрубними: до горизонтального барабану під'єднували дві плоскі камери,

сполучені між собою слабо похилими прямими трубками. Продукти згоряння омивають ці трубки кількоразово завдяки поперечним перегородкам. Недоліки таких котлів – металоємність, термічна жорсткість (велика напруженість в місцях кріплення трубок до камер під час пуску котла), недостатня циркуляція і пов’язані з цим перепали трубок – призвели до повної заміни їх вертикально-водотрубними котлами. **Вертикально-водотрубні котли (ВВК)** мають нахил трубок до горизонту більше за 50° , що значно покращує циркуляцію пароводяної суміші. Винахід *шарошки* з гнучким приводом для очищення трубок зсередини від накипу привів до розвитку котлів з гнутими трубками (рис.10.1), які закріплюють герметично в барабанах електрозварюванням або розвальцюванням.

З великої кількості конструкцій ВВК, що були розроблені та впроваджені на підприємствах АПК (ВВД, КРШ, ТС, ТМ тощо) перемогу одержав котел ЦКТІ, який послідовно мав марки ДКВ, ДКВр, ДЕ, КЕ, Е і досі випускається в Україні Монастирищінським машинобудівним заводом.

Усі котли цього виду мають два барабани, з’єднані пучком кип’ятильних труб та екрановану топку, але залежно від року випуску та продуктивності конфігурація їх дещо змінюється. В котлах ДКВр (двобарабанний котел водотрубний реконструйований) продуктивністю 2,5; 4; 6; та 10 *t пари на годину*, верхній барабан є більш довгим і в передній частині під ним розташовується топка (рис. 10.6, *а*), а в котлах ДЕ та Е (єдина серія або «Енергетик» - назва фірми)

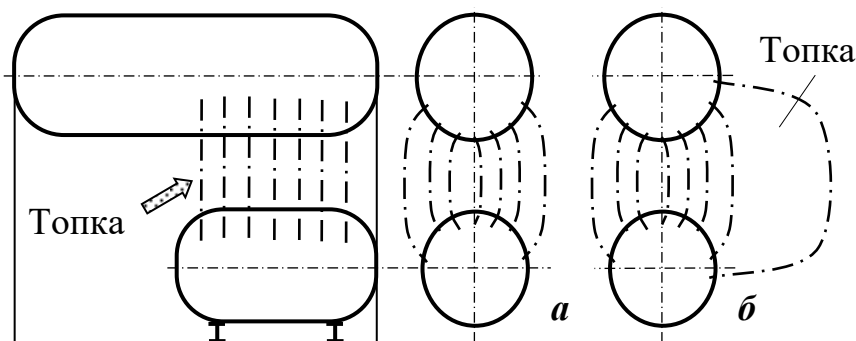


Рис. 10.6

розташовується з одного боку однакових по довжині барабанів (рис. 10.6, *б*).

Димові гази (рис.10.6, *а*) роблять три повороти на 180° в плані завдяки поперечним

перегородкам, а в котлах (*б*) – один такий поворот в кінці топки, що йде вздовж барабанів, так, що подача палива та газовий короб відбору продуктів згоряння

знаходиться з фронту котла .

Фірма «Енергетик» поставляє на підприємства АПК котли Е продуктивність 1,0; 1,6 та 2,5 *m/год*, насиченої пари з тиском 0,8 МПа для роботи на газу, мазуті, дизпаливі та вугіллі. До комплексу поставки входять пальниковий пристрій, димосос, вентилятор, відцентровий живильний насос, мікропроцесорна система керування та захисту, прилади контролю тощо.

Усі котли ДКВр – КЕ – Е є транспортабельними, але для продуктивності більш за 2,5 *m/год* завод–виготовник поставляє тільки металеву основу без обмурку, а котли Е–1, Е–1,6 та Е–2,5 з обмурком та обшивкою.

Фірма «Енергетик» поставляє також транспортабельні котельні установки ТКУ продуктивністю 0,7; 1,8; та 3,6 *m/год* насиченої пари, в яких зроблено монтаж не тільки котла, але й усього допоміжного обладнання, включно із блоком підготовки води та баком живильної води.

ЛЕКЦІЯ 11. ВОДОГРІЙНІ КОТЛИ І ТЕПЛОГЕНЕРАТОРИ

Назви цих апаратів ще не стандартизовано. Будемо називати *водогрійними котлами* пристрої для нагрівання води за рахунок хімічної енергії палива, які за незначної доробки можна використовувати для вироблення насиченої пари. До цієї групи не потрапляють настінні газові колонки та їм подібні апарати, але входять *котли–утилізатори*, які працюють на відхідних газах різних високотемпературних технологічних установок. У *бойлерах* теж відбувається лише нагрівання води, незважаючи на назву (від англ. to boil – кипіти), але за рахунок конденсації пари або охолодження більш гарячої води.

Теплогенератори – пристрої для нагрівання повітря за рахунок хімічної енергії палива. Сюди треба віднести *конвектори* та апарати для обігрівання великих приміщень типу згаданої в лекції 9 «печі канадських лісорубів», а також для сушіння деревини, зерна тощо.

Конвекторами до недавнього часу називали радіатори центрального

опалення, у вигляді сталевих трубок внутрішнім діаметром 15 мм з прямокутними бляшаними ребрами 80x60 мм². Можливо через невелику ефективність цих радіаторів назва конвектор перейшла до компактних пристроїв різного типу, в яких теплота від продуктів згоряння газу переходить до повітря через стінку, що їх розділяє.

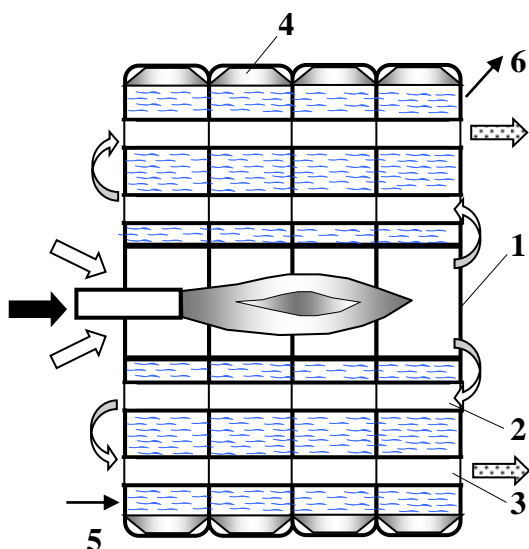
Водогрійні котли

Стрімкий розвиток конструкції водогрійних котлів почався із середини ХХ сторіччя, коли було заборонено тримати температуру поверхні приладів, до яких може торкатися людина, вище за 45–55 °С. Це призвело до переважної заміни теплоносія в системах центрального опалення, а також в багатьох технологічних апаратах з пари на гарячу воду (назву „парове опалення” можна інколи почути й зараз). Це переведення призвело також до спрощення обслуговування та підвищення безпеки.

Водогрійні котли поділяють на високотемпературні з температурою гарячої води вище за 105 °С, та низькотемпературні – до 105 °С.

Конструктивно, як і парові котли, водогрійні котли бувають жаротрубно-газотрубними, водотрубними та безтрубними, і теж перша група стрімко розвивається.

Жаротрубно–газотрубні котли за матеріалом теплообмінної частини поділяють на чавунні і сталеві. Австрійська фірма Штребель, що виготовляє чавунні опалювальні котли з 1893 року, поставляє котли серії **Са** продуктивністю



36 – 253 кВт та **RU** 150 – 1350 кВт, жарову трубу 1 та газоходи 2 і 3 в яких складають чавунні секції 4, всередині яких циркулює вода (рис.11.1) від входу 5 до виходу 6. Литі секції 4 з'єднані між собою газо- та водоцільно. Повітряно-газовий тракт є триходовим, продукти згоряння встигають добре охолотитися, чавун не кородує, якщо

Рис.11.1

їх температура стає нижча за точку роси та відбувається утворення H_2SO_4 . Тому ККД цих котлів сягає 94 %. Велика теплоємність котла за рахунок чавуна та води є перевагою, якщо графік потреби у гарячій воді є змінним. Топки цих котлів проектують на спалювання твердого або рідкого та газуватого палив. Максимальний перепад температури води на вході та виході складає 55–60К, тобто ці котли належать до низькотемпературних.

Подібні чавунні котли фірми Виссман продуктивністю від 125 до 860 kW мають на внутрішній поверхні жарової труби поздовжні ребра для збільшення теплообміну, а також ребра–турбулізатори у газоходах. Ці котли можна монтувати з секцій на місці, що є зручним, коли котел у зборі важко доставити до готового приміщення.

В сталевих низькотемпературних котлах треба турбуватися, щоб температура води була вище точки роси димових газів. В котлі «Термо», що виготовляють у Києві, воду подають зверху, а поверх пучка димогарних труб 1 (рис. 11.2) ставлять напрямну пластину 2, яка запобігає переохолодженню цих труб.

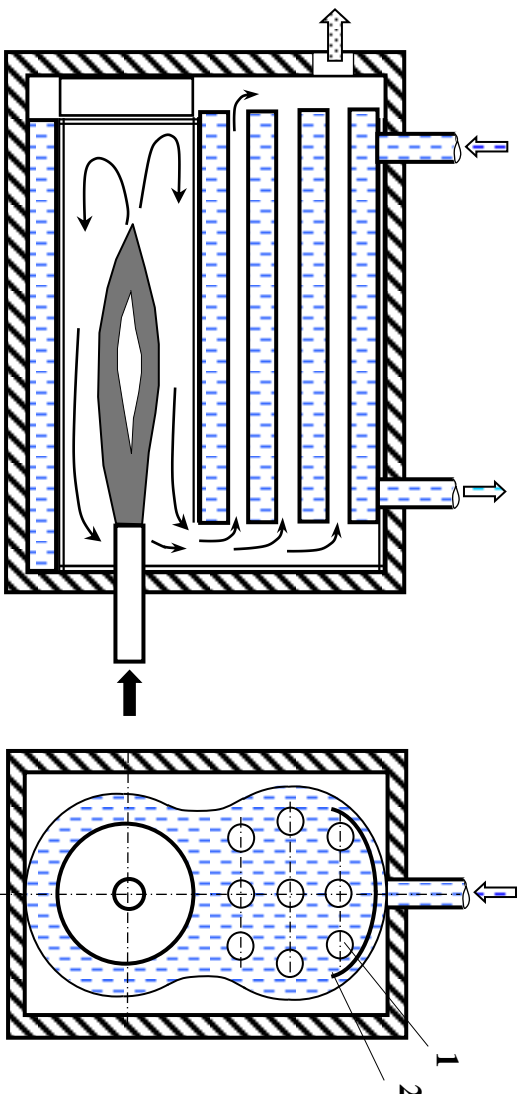


Рис.11.2

Камеру згоряння котлів «Термо» та багатьох інших не зовсім точно називають поворотною, це означає, що перший поворот продукти згоряння роблять всередині жарової труби, обтікаючи факел у зворотному напрямку. Ці котли також називають триходовими: 1-й хід – факел, 2-й – зворотний хід в

камері, 3-й – по димогарних трубах. Вони комплектуються газовими пальниками або форсунками.

Котли «Термо» мають продуктивність від 100 до 1500 kW , тому служать для опалення великих приміщень та гарячого водопостачання.

Низька температура відхідних газів (175 – 185 °C) та ізоляційна обшивка товщиною 100 мм дозволяють рекламувати ККД «Термо» на рівні 91– 94 %.

Більш потужні сталеві котли роблять циліндричними, з ексцентричним розташуванням жарової труби (як на рис.10.4, б). Як правило, триходовий газовий тракт складається з топки та двох пучків димогарних труб. Низька температура відхідних газів досягається нанесенням на котлову сталь емалі, що не кородує. В деяких конструкціях застосовується тришарове ізоляційне покриття, що забезпечує відсутність конденсації водяної пари з газів, в інших застосовують нержавіючу сталь.

У високотемпературних котлах вимоги до відсутності конденсації пари не є такими високими, конструктивно вони не відрізняються від низькотемпературних.

В котлах цього типу значно зменшена кількість окислів азоту NO_x у відхідних газів за рахунок великої одночасної кількості води в котлі, триходовій конструкції, малого гідравлічного опору та невеликого напруження топкового об'єму – кількості теплоти, що виділяється за секунду в 1 m^3 топки (для топок котлів Віссман ця величина не перевищує 1,2 MWt/m^3). Завдяки високій чистоті та низькій температурі, продукти згоряння цих котлів можна використовувати для вуглекислотного підживлення рослин. Фірма Віссман розробила низькотемпературні водогрійні котельні для теплично–овочівницькій галузі: оптимальні об'єми води в котлі на одиницю продуктивності, буферні акумулятори тепла тощо.

Окремі заводи поставляють котли з можливістю спалювати газувате, рідке та тверде паливо. ЗАО «Житомирремхарчомаш» виготовляє котли КВМ продуктивністю 300, 500 або 800 kW , що можуть працювати на тирсі, дровах, трісках, лозі винограду, костробрикетах, фрезерному торфі, торфобрикеті, бурому вугіллі або газі. Для спалювання вологого палива з низькою теплотою згоряння

котли комплектуються повітропідігрівником та дуттьовим вентилятором, що подає підігріте повітря до топки.

Котли, в яких використовується теплота конденсації водяної пари з відхідних газів, називають конденсаційними. Для цього теплообмінну частину котлів невеликої продуктивності роблять цілком з нержавіючої сталі, а більшої – з котлової сталі, але встановлюють окремий нержавіючий теплообмінник – економайзер. Найбільш ефективним цей захід є під час спалювання природного газу, оскільки усі вуглеводні при згорянні дають значну кількість водяної пари. Підвищення ККД при цьому складає 5–10 %, але ще й за рахунок значного зниження температури відхідних газів. Для вітчизняних виробництв можна рекомендувати встановлювати економайзери із скляних труб, що не підлягають корозії – молочна промисловість вже засвоїла такі труби в технологічних лініях. Заходи з використання теплоти конденсації пари мають сенс тільки якщо вода, яка подається до котла, має температуру значно нижчу за точку роси димових газів, тобто на рівні 30 – 50 °С.

Деякі з паротрубно-газотрубних котлів є багатофункціональними, тобто можуть працювати як водогрійний, паровий або водогрійно–паровий котел.

До водотрубних чавунних котлів можна віднести традиційні секційні опалювальні котли, оскільки всередині секцій циркулює вода, а зовні їх обтікають димові гази. До цієї групи належать котли «Універсал», «Енергія», «Мінськ» тощо. Це низькотемпературні (до 115 °С) котли продуктивністю 100–1800 кВт. Вони можуть працювати на різноманітному паливі.

Сталеві водотрубні котли досі є основними в мережах гарячого водопостачання. Окремі з них, наприклад, НИИСТУ, вважають застарілими, але досі в експлуатації є тисячі котлів НИИСТУ-5 та НИИСТУ-5х2 (спарка) продуктивністю 0,71 та 1,42 Гкал/год (1 Гкал/год=1,163 МВт).

За 50 років «суцільної газифікації» доброї слави зажили безбарабанні котли ТВГ розробки Інституту газу НАНУ, продуктивністю 1,5; 2,5; 4 та 8 Гкал/год. Їх топки майже повністю екрановано трубами 1 із водою (рис.11.3), крім того екрани 2 встановлено в об'ємі топки (двосвітні або ширмові екрани). Топки оснащені

черевими пальниками 3, повітря подається дуттьовими вентиляторами під кожний з пальників. Стінка 4 відокремлює конвективну частину котла. Частина труб тут має ребра для збільшення поверхні нагріву.

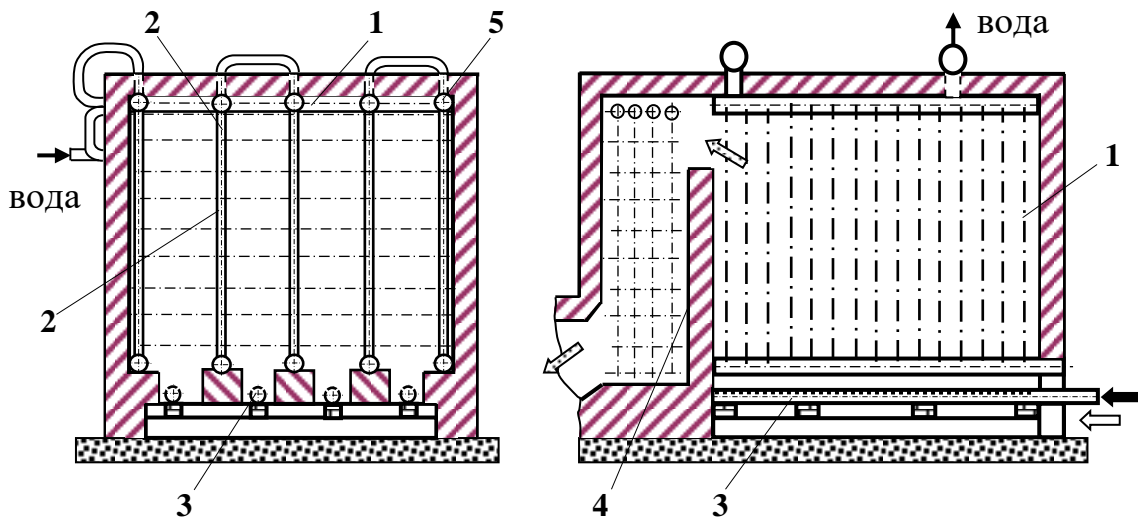


Рис.11.3. Котел ТВГ– 4

В низькотемпературних котлах ТВГ–1,5 та ТВГ–2,5 (до 115 °С) екранні колектори 5 з'єднано паралельно, а в високотемпературних ТВГ–4 та ТВГ–8 (більше 115 °С) усі екрани з'єднано послідовно.

Модифікації цих котлів для різних видів палива випускають під назвою КВ (котел водогрійний): КВГМ (газо–мазутний), КВТК (тверде паливо, камерна топка) тощо.

В схемах теплопостачання досі є багато парових котлів, отже треба використовувати проміжні бойлери для нагріву води. Тому котли, що добре себе зарекомендували, особливо ДКВр, переводять на водогрійний режим. Для цього в нижньому барабані ДКВр–10 ставлять одну, а у верхньому – дві герметичних перегородки. Замість природної циркуляції організують примусово-прямоточну: вода із тепломережі після економайзера спрямовується у топкові екрани, звідти – у передню частину верхнього барабану, потім у задню частину нижнього, далі у задню верхнього, у передню нижнього, у середню верхнього, звідки і подається у тепломережу. В іншому варіанті перегородок не ставлять, але тоді для інтенсифікації багатократної циркуляції води в усіх місцях вводу води ставлять струмінні насоси із соплами.

Парові котли, у яких вже закінчився розрахунковий термін експлуатації, можна переводити у низькотемпературні водогрійні та використовувати їх багато років. При цьому ККД за рахунок зменшення q_2 та q_5 може бути підвищений на 3–5%.

З безтрубних котлів вкажемо на водонагрівач контактного типу з палыником зануреного спалювання (рис. 1.4). Під час запалювання газу факел витісняє воду з камери I, продукти згоряння проходять через шар води, нагрівають її, водяна пара конденсується у воді, що підвищує ККД котла. Такий нагрівач працює при атмосферному тиску, воду можна нагрівати до 85–95 °С.

Недоліки конструкції – зволоження продуктів згоряння та розчинені у воді окисли – можна подолати в умовах конкретного підприємства АПК.

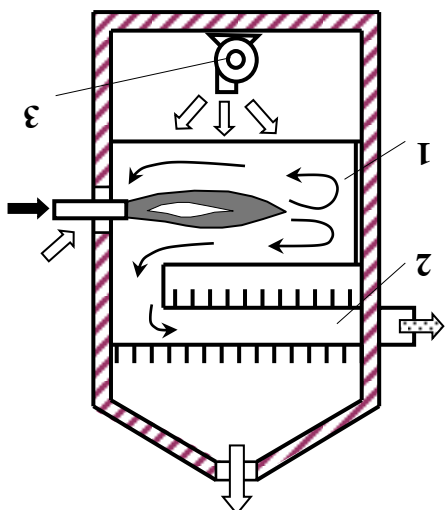
Використання *теплогенераторів* (конвекторів) для опалення приміщень різного призначення і теплопостачання має значні переваги перед котлами: не треба радіаторів, насосів, труб тощо; безшумність у роботі; безпека відносно промерзання. Дуже мала інерційність теж в окремих випадках є перевагою, тепла, що виробляється цими пристроями, значно дешевша, але працюють вони в основному на природному газі.

Залежно від матеріалу теплообмінної поверхні, що розділяє повітря, яке нагрівається від продуктів згоряння, теплогенератори можна поділити на чавунні, сталеві та керамічні. Металеві теплообмінники роблять як правило, оребреними для збільшення поверхні, інколи – як з боку продуктів згоряння, так і з боку повітря.

Чавунні конвектори випускають малої продуктивності 4–5 кВт, тому вони придатні для опалення приміщень 40–70 м².

Сталеві нагрівальники мають широкий

Рис.11.5



діапазон продуктивності, так апарати ТермЕфект (рис.11.5) – від 16 до 2088 *кВт*. Продукти згоряння в топці 1 роблять поворот на 180° і потрапляють до оребрених труб 2, а повітря за допомогою вентилятора 3 обтікає топку та труби. Якщо треба обігрівати одним апаратом кілька приміщень або є вимоги до розподілу температури повітря по висоті та довжині приміщення, наприклад в теплицях, роблять розподільчі коробки – канали для повітря у приміщенні.

В інших конструкціях функції нагрівника та розподільчого короба поєднуються – в апараті ТН фірми Паколе газовий пальник розміщений в нержавіючій трубі довжиною 4,5 або 6 м, продукти згоряння через стінку цієї труби передають теплоту повітрю, яке за допомогою нагнітального вентилятора рухається в міжтрубному просторі із зовнішньою коаксіальною трубою. У потрібних місцях зовнішня труба має жалюзі для виходу нагрітого повітря.

В металевих нагрівниках теплота до повітря передається в основному конвекцією (звідки назва «конвектор»), в керамічних в значній частині – випромінюванням. Залежно від температури зовнішньої поверхні пальника розрізняють «темні» (до 450 °С) та «світлі» (>600 °С) випромінювачі.

До теплогенераторів належать також апарати, в яких продукти згоряння змішуються з повітрям, що нагріваються. Такі теплогенератори використовують для сушіння зерна, термічної обробки будівельних матеріалів тощо.

ЛЕКЦІЯ 12. ВОДОПІДГОТОВКА

Як показано в лекції 3, вода та водяна пара є основним теплоносієм в теплоенергетиці та теплотехнології. Вода також є основою будь-якої теплотехнології, від АПК до виплавки металів, та й життя в усіх його проявах. Кількість води, що витрачається на людину за добу – це один з основних показників цивілізації, в США він перевищує 7 *m/добу*. Необхідність раціонального використання води легко прослідкувати на прикладі зрошення та осушення полів. В першому випадку, особливо за умов занадто великих поливів, ґрунтова вода виносить на поверхню розчини солей, які після випаровування залишаються у ґрунті, він втрачає родючість. У Поліссі, де з 1960 по 1980 рік було осушено половину болотистих земель, знизився рівень ґрунтових вод. Ці землі пересохли, рослинність зникла.

В теплоенергетиці втрати води починаються в котельні: на витіки крізь нещільності, на інші власні потреби, в парових котлах на продувку тощо. Повертання конденсату після парового двигуна (див. рис. 3.5) або після будь-якого використання пари, до котла, почасти не перевищує 10–15%, а на підприємствах АПК, наприклад, консервних заводах, інколи взагалі відсутнє. Комплекс заходів із надання воді потрібних для виконання тих чи інших процесів властивостей, називається водопідготовкою. Відповідальним за неї на виробництві є технолог, а не енергетик.

Склад води з джерел водопостачання. Домішки до води поділяють на три групи:

1) механічно завислі мінеральні та органічні частинки із розміром більше за 0,5 *мкм* (мікронів);

2) колоїдно розчинені частинки розміром 0,001–0,5 *мкм*;

3) дійсні розчини електролітів Ca^{+2} , Mg^{+2} , Na^+ , Cl^- , SO_4^{-2} , HCO_3^- , CO_3^{-2} , SiO_3^{-2} , а також газів O_2 , CO_2 , N_2 .

Розвиток артезіанських свердловин додає до цього традиційного списку ще й залізо, яке в підземних водах знаходиться зазвичай у вигляді двовалентних

іонів.

Від такої води на будь-якій теплообмінній поверхні, де вона кипить, нагрівається або охолоджується, відкладається накип, труби забиваються шламом (завислими конгломератами солей, які не дають накипу) або кородують. При цьому різко знижується теплопередача, а з нею продуктивність будь-якого апарату, погіршується циркуляція, що призводить до перепалення водогрійних або димогарних труб котлів.

Різновиди технічної води:

- 1) вихідна або сирова – з джерел водопостачання;
- 2) живильна – подається до парового котла;
- 3) поворотна – подається (повертається) до водогрійного котла;
- 4) пряма або гаряча – на виході з водогрійного котла;
- 5) сітьова або мережева – знаходиться у тепломережі;
- 6) котлова – знаходиться у паровому котлі;
- 7) хімічно очищена вода – після хімічної обробки (ХВО – хімічна водообробка);
- 8) конденсат (дистилят) – від конденсації пари;
- 9) стічні води – із відходами виробництва.

Показники якості води

Ці показники визначають після того, як воду звільнять від механічно завислих та колоїдно розчинених частинок:

- 1) сухий (розчинний) залишок – пропущена через фільтрувальний папір проба випарюється при температурі 105–110 °С до постійної маси; мг/л;
- 2) загальний солевміст, мг/л, визначають хімічним аналізом (як і усі наступні показники) по іонному складу солей;
- 3) жорсткість загальна J_3 – концентрація у воді катіонів кальцію та магнію, що утворюють накип

$$J_3 = \frac{Ca^{2+}}{20,04} + \frac{Mg^{2+}}{12,16}, \text{ мг} \cdot \text{екв} / \text{л};$$

Традиційні норми J_3 у живильній воді (для водотрубних котлів із робочим

тиском більше 1,6 МПа – $\mathcal{J}_3 < 0,02$, менше за 1,6 МПа – $\mathcal{J}_3 < 0,3$; для димогарно-газотрубних котлів $\mathcal{J}_3 < 0,5$) весь час переглядаються внаслідок впровадження антинакипних заходів – нових покриттів теплообмінних поверхонь тощо.

4) Жорсткість карбонатна \mathcal{J}_K або тимчасова, оскільки під час нагрівання при 80 °С розкладається та випадає в осад, її складають бікарбонати *Ca* та *Mg* – $Ca(HCO_3)_2$ та $Mg(HCO_3)_2$

$$\mathcal{J}_K = \frac{HCO_3^-}{61,02}, \text{ мг} \cdot \text{екв} / \text{л};$$

5) Жорсткість некарбонатна \mathcal{J}_H за рахунок решти солей *Ca* та *Mg*, головним чином хлоридів та сульфатів (випадає тільки під час упарювання)

$$\mathcal{J}_H = \mathcal{J}_3 - \mathcal{J}_K, \text{ мг} \cdot \text{екв} / \text{л};$$

б) лужність загальна, мг.екв./л, визначається усіма лужними іонами (OH^- , HCO^- тощо). Наявність лужних іонів у воді створює піну, яка заважає відокремлювати пару від води у паросепараторах парових котлів, а також роботі насосів;

7) наявність у сировій воді сполук азоту – іонів амонію NH_4^- , нітритів NO_2^- і нітратів NO_3^- вказує на забруднення джерела водопостачання стічними водами;

8) вміст активних газів (в основному O_2), вони сприяють корозії теплообмінних поверхонь;

9) окислюваність характеризує вміст у воді органічних речовин, визначають її за кількістю окислювача (зазвичай перманганату калію $KMnO_4$), витраченого на окислення цих речовин, у перерахунку на кисень, мг O_2 /л.

10) водневий показник pH , що характеризує активність водневих іонів, $pH = -\lg H^+$ ($pH=7$ – вода нейтральна, $pH>7$ – лужна, $pH<7$ – кисла)

В окремих випадках для води, що використовується в теплоенергетиці, треба визначити також окремо катіони Fe^{2+} , Ca^{2+} , Mg^{2+} , Na^+ , NH_4^+ , аніони HCO_3^- , Cl^- , SO_4^- , NO_3^- , NO_2^- , так звані полуторні оксиди Fe_2O_3 та Al_2O_3 , кремнійову кислоту у перерахуванні на SiO_2 , а також електропровідність.

Водопровідна або інша сирова вода, що використовується для підживлення

систем теплопостачання з відкритим відбором води або гарячого водопостачання, має відповідати технічним умовам до «води питної», основні з них: сухий залишок < 1000 мг/л; Ж₃ < 7 мг·екв/л; хлориди (Cl⁻) < 350 мг/л; сульфати (SO₄²⁺) < 500 мг/л; рН=6,5–9.

При закритій системі теплопостачання мережева вода не має контакту з людьми, тому серед вимог до неї немає санітарних: розчинений кисень для низькотемпературних мереж < 0,1 мг/л; для високотемпературних < 0,05 мг/л; завислі частинки < 5 мг/л, карбонатна жорсткість < 5 мг·екв/л, рН > 9.

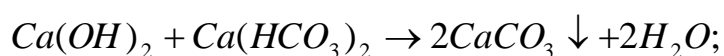
Обробка сирової води загалом складається з трьох етапів: освітлення, зм'якшення та дегазація.

Освітлення починається з фільтрації через шар гравію, піску або подрібненого антрациту, за потребою її роблять двоступінчастою. Далі йде коагуляція колоїдно розчинених частинок за допомогою коагулянтів: глинозему Al₂(SO₄)₃·18H₂O, залізного купоросу FeSO₄·7H₂O або хлорного заліза FeCl₂·6H₂O. Гідроксиди металів, які утворюються в результаті гідролізу коагулянтів, вступають в електростатичну взаємодію з колоїдами, при цьому утворюється суспензія з досить великих частинок, які осідають під час відстоювання. За потребою освітлення закінчується фільтрацією.

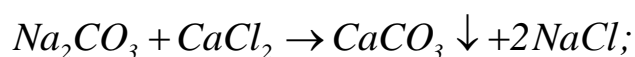
Зм'якшення – це видалення з води катіонів Ca та Mg, що утворюють накип, зниження загального солевмісту та лужності. Для котлів невеликої теплопродуктивності був розповсюджений спосіб осадження утворювачів накипу додаванням відповідних реагентів:

1) **Фосфатування** – це додавання до живильної води фосфорнокислих солей Na, продукти реакції – фосфат Ca та силікат Mg утворюють шлам, але не накип.

2) **Вапнування** – часто супроводжується додаванням соди. Вапно у вигляді вапняного молока реагує з солями карбонатної жорсткості:



а сода – з солями некарбонатної жорсткості



3) Використання *антинакипної суміші*, до якої входять сода, тринатрійфосфат та їдкий натр, що приймають участь у відповідних реакціях.

Усі ці методи осадження утворювачів накипу супроводжуються втратами досить дорогих реагентів, тому доцільною є разова витрата на придбання установки катіонного обміну, де витратним матеріалом є лише кухонна сіль.

Катіонний обмін – це заміна катіонів Ca^{2+} та Mg^{2+} на Na^+ , H^+ або $(NH_4)^+$ пропусканням води через катіоніт. Це твердий матеріал, що не розчинюється у воді, але містить так звану *R*-функціональну групу, що здатна на обмін катіонів. Найбільш розповсюдженим є натрійкатіонний обмін, інколи його комбінують із *H*-катіонним. *R*-група для них однакова: $|SO_3, COOH, OH|$. Цей катіоніт роблять з подрібненого антрациту, що обробляється сірчаною кислотою та розчином кухонної солі (для *H*-катіоніту – тільки кислотою).

Воду для зм'якшення пропускають через катіонітову колону (рис.12.1): 1 – водяна подушка; 2 – шар піску; 3 – катіоніт (товщина до 1,5 м); 4 – гравій; 5 – решітка.

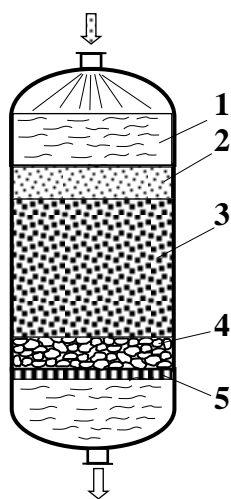
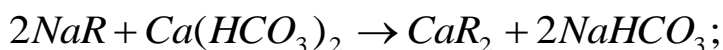
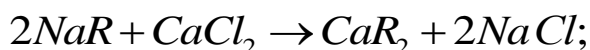
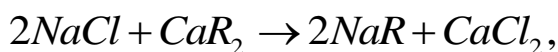


Рис.12.1

У *Na*-колоні відбуваються реакції (теж із *Mg*)



Активна група *R* поступово збагачується CaR_2 та MgR_2 , тому потрібна періодична регенерація, яку роблять за результатами аналізу хімічищеної води. Для цього колону промивають розчином $NaCl$ знизу до гори:



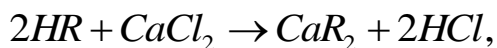
і воду, збагачену $CaCl_2$, зливають у дренаж.

Потреба у *H*-катіонуванні виникає найчастіше для парових котлів, що працюють при великому тиску. За цих умов можуть відбуватись реакції



тобто занадто зростає лужність котлової води.

Під час H -катіонування, навпаки, утворюються кислоти



тому й виникає потреба у комбінації цих видів катіонування.

Можливий також **аніонний** обмін. R -групами в аніонітових фільтрах служать деякі види синтетичних смол, аніонами OH^- або HCO_3^- . Ці фільтри встановлюють або окремо, або після H -катіонних колон для зв'язування кислоти.

Дегазація. Дегазатори або **деаератори** (найчастіше розчинені у воді гази є компонентами повітря) працюють за відомою закономірністю – із збільшенням температури води розчинність газів у ній зменшується. Значно рідше використовують інші принципи дегазації – хімічний, десорбційний тощо.

Термічний дегазатор – це бак-акумулятор 1 (рис.12.2), місткість якого має вистачити не менш як на 17 хвилин роботи парового котла. На баку встановлена

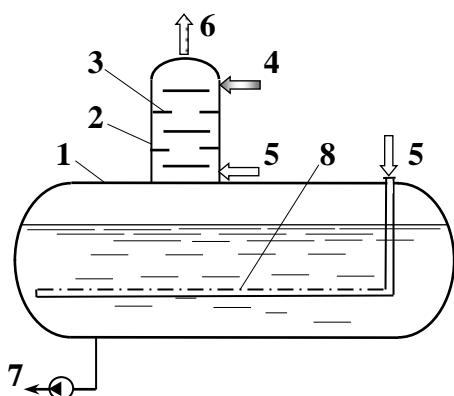


Рис.12.2

дегазаційна колонка 2 із горизонтальними полицями у вигляді лабіринту 3 або із дірчастими тарілками. Вода після ХВО, а також конденсат подаються в верхню частину колонки 4, водяна пара низького тиску – в нижню частину 5. Рухаючись догори, пара нагріває та «промиває» воду, виділені гази та рештки пари виходять з колонки через випарну засувку 6.

Конденсат треба дегазувати, оскільки в ньому після конденсатора парової турбіни або після теплообмінних апаратів можуть розчинятися компоненти повітря. Дегазована вода відбирається на живильні насоси 7 з нижньої частини бака 1. Для більш повної деаерації понизу бака прокладають барботер – трубу з отворами 8 для виходу пари в об'єм води. Залежно від якості сирової води інколи після деаератора вода проходить Na -катіонування, якщо до нього відбувалося H -катіонування.

На великих парових котельнях комплекс установок з водопідготовки складає станцію хімоводоочищення. Відстійники фільтри та коагулятори

розташовують у підземних баках, власне станція ХВО займає окреме приміщення з іонообмінними колонами, ємностями для зберігання солі, реагентів для видалення відкладень з теплообмінних поверхонь тощо, а також з лабораторією аналізу різних видів води. Деаератори розташовують над котлами, щоб вода з них самопливом потрапляла до живильних насосів.

На водогрійних котельнях залежно від того, відкритою або закритою є схема тепlopостачання, комплекс апаратів ХВО може бути не таким повним. Останнім часом спеціалізовані фірми пропонують системи ХВО для парових або водогрійних котлів, а також для міських водопроводів, в останньому випадку додаються пристрої з дезінфекції води – хімічним або ультрафіолетовим методами.

Пропонуються також системи принципово іншого способу очищення води – «зворотного осмосу». При цьому вода протискується крізь напівпроникнену мембрану під великим тиском. За даними реклами фірми «Аква-люкс» в результаті видаляється до 99 % солей, що були розчинені у воді, а також інші розчинені та завислі речовини. Розроблені установки для обслуговування тепломереж різної продуктивності – від 300 до 30000 л/год, а також для опріснення морської води від 300 до 5000 л/год.

ЛЕКЦІЯ 13. ЕНЕРГОПОСТАЧАННЯ. ТЕПЛОФІКАЦІЯ. КОГЕНЕРАЦІЯ. ТЕПЛОВІ МЕРЕЖІ.

Спільне виробництво різних видів енергії. З розвитком парової машини почалось перетворення теплової енергії на механічну. Водяна пара, що через клапан-золотник потрапляла до циліндра машини, розширювалась та штовхала поршень, далі механічна енергія передавалась на маховик, а з нього на привід транспортного засобу або технологічні машини. Відпрацьована пара випускалась до повітря, тобто цикл Ренкіна (Лекція 3, рис.3.5) був розімкнений. Потім, особливо на стаціонарних машинах, почали ставити конденсатор та повертати конденсат до парового котла, цикл замкнувся. Наступним кроком стало використання теплоти конденсації відпрацьованої пари – на технологічні потреби подавали нагріту у конденсаторі воду або безпосередньо відпрацьовану пару. На валу маховика стали розміщувати електрогенератор, з'явилися локомотивні установки, що забезпечували порівняно невеликі підприємства механічною, електричною та тепловою енергією.

На локомотиві ставили жаротрубно-димогарні котли. Ціла конструкція була надійною у роботі, простою в експлуатації, давала можливість значних довгих перевантажень. Незважаючи на низьку ефективність (ККД до 25%) та громіздкість, окремі локомотивні установки з тиском пари до 1,6 МПа і температурою до 350 °С, потужністю 125 кінських сил, досі працюють на підприємствах АПК. По суті, вони є батьками теплофікації та когенерації.

Конденсаційні теплові електростанції (КЕС). Виробництво електричної енергії у промислових масштабах почалося на початку ХХ сторіччя. Парові машини замінили паровими турбінами як більш ефективними та менш металоємними. До другої світової війни перед електростанціями ставили задачу максимального виробітку саме електричної енергії, тому для збільшення ККД паротурбінної установки $\eta_t = (q_1 - q_2)/q_2$ намагалися зменшувати теплоту q_2 , що відводиться від відпрацьованої пари. Для цього на рис.3.5, б треба знизити

температуру t_5 , а відповідно і тиск пари у конденсаторі (рис. 13.1). При цьому точка 5 може потрапляти до області вологої насиченої пари. Дрібні краплинки

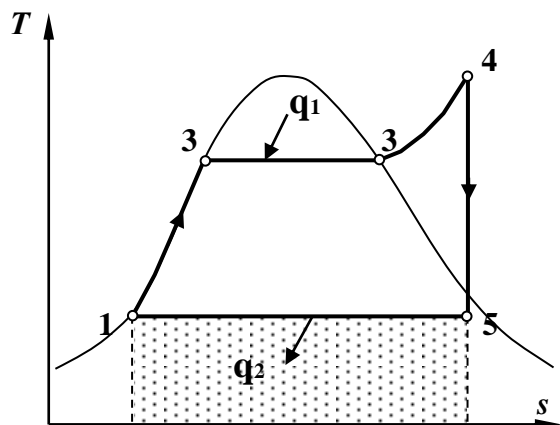


Рис.13.1

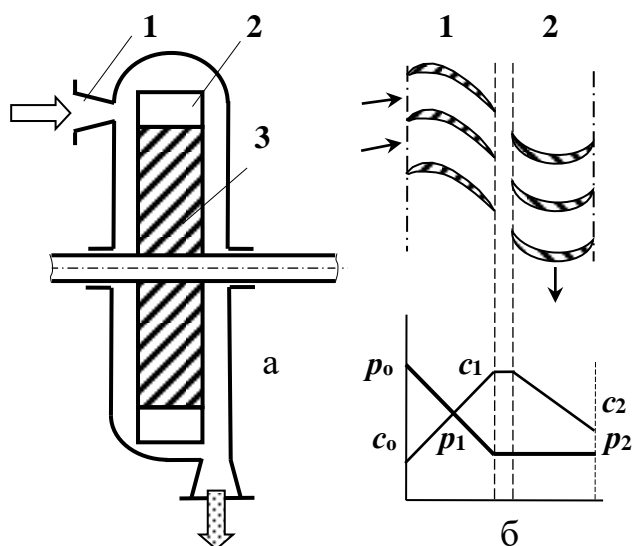


Рис.13.2

води, що утворюються, рухаються разом з паром з дуже великою швидкістю, що призводить до ерозії робочих поверхонь турбіни.

Ці поверхні складаються в основному із соплового апарату 1 (рис.13.2, а) та лопаток 2 на диску або роторі 3. Сопловий апарат складається з кількох сопел (б), що поступово

звужуються та змінюють напрям потоку пари. Тиск p , а разом з ним потенціальна енергія пари при цьому зменшуються (б), а швидкість c та кінетична енергія – зростають (б). Потрапляючи у простір між лопатками, пара віддає їм свою енергію, її швидкість c зменшується (б), а тиск p залишається майже незмінним. Ротор 3 обертається та через вал передає енергію на

електрогенератор. Найбільш економічно турбіна працює, якщо лінійна швидкість лопаток приблизно вдвічі менша швидкості пари c_1 на вході до міжлопаткового простору. За умов міцності лопаток $c_1 < (300 - 400) \text{ м/с}$, тому турбіни роблять багатоступінчастими – до зовнішнього кожуха зсередини закріплюють кільця із сопловими апаратами, а на роторі відповідну кількість дисків із лопатками.

Турбіни, в яких основна частина перетворення потенціальної енергії на кінетичну відбувається у соплових апаратах, називають *активними*. Якщо цей процес продовжується у міжлопатковому каналі (лопатки роблять такими, що

відстань між ними зростає), тоді це – *реактивні* турбіни. Ця назва пов’язана з тим, що пара прискорюється відносно лопаток, виникає сила відштовхування – реактивний тиск, який сприяє обертанню ротора.

Турбіни, які можуть працювати із вологою насиченою парою, є досить дорогими, тому для підвищення ККД використовують також інші шляхи. Основний з них – це збільшення чисельника у формулі $\eta = (q_1 - q_2)/q_1$. Для цього підвищують температуру підігріву пари t_4 (рис.13.1) до 550–565 °С. На паропроводі з котельні до турбінного залу у зазорі між тепловою ізоляцією та вентилем інколи можна побачити яскраво-червону смужку – це розпечена поверхня сталеві труби.

Підвищує ККД також проміжний перегрів пари (рис.13.3). Після

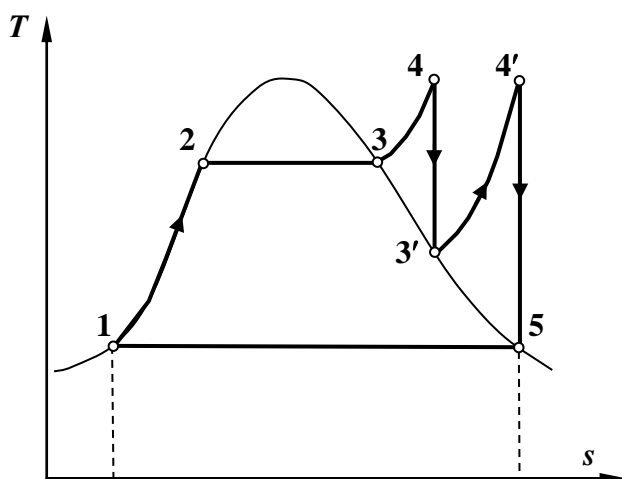


Рис.13.3

розширення в кількох ступенях пари до точки 3', пара повертається до пароперегрівника в котлі, а після перегрівання до точки 4' – розширюється в наступних ступенях турбіни. Використовують ще регенеративне підігрівання живильної води за рахунок конденсації невеликої частини пари, що відбирають з турбіни після часткового розширення. Це наближує цикл

паротурбінної установки до ідеального циклу Карно, що має найвищий ККД у заданому інтервалі температур $t_2 - t_1$.

Реактивні ступені є більш складними у виготовленні, але перепад тисків на кожному ступені для них нижчий (із збільшенням перепаду зростає перетікання частини пари повз сопла та лопатки крізь нещільності, а це зменшує ККД), тому в сучасних турбінах комбінують активні та реактивні ступені. Кілька початкових ступенів утворюють циліндр високого тиску ЦВТ, подальших – циліндр низького тиску ЦНТ (інколи може бути виділений циліндр середнього тиску ЦСТ).

За державним стандартом конденсаційні турбіни для вироблення тільки електричної енергії позначається літерою **К**.

Харківське підприємство «Турбоатом» випускає турбіну К–160–130, що встановлюють на потужних КЕС. Перегріта пара розширюється в шести активних ступенях ЦВТ, потім з температурою 375 °С і тиском 3,2 МПа спрямовується до проміжного пароперегрівника, звідки з тиском $p=2,8$ МПа і температурою 565 °С – до восьми ступенів ЦСТ. Після розширення до 0,45 МПа пара потрапляє до двопотокового ЦНТ по шість ступенів у кожному потоці. Відбір пари відбувається після ЦВТ. Конденсація пари після ЦНТ відбувається у вакуумі, при остаточному тискові 0,003 – 0,004 МПа, тобто при температурі 25–30 °С – зрозуміло, що використовувати джерело енергії з таким низьким потенціалом є недоцільним.

Теплота конденсації пари відводиться до охолоджуючої води, яка нагрівається на кілька кельвінів. Цієї води треба дуже багато. Тому влаштовують її циркуляційне охолодження. Для цього підігріту воду подають до *градирні* – порожнистої конічної будівлі, де її розбризкують, вона в незначній мірі випаровується і за цей рахунок охолоджується. Потім циркуляційним насосом воду подають знов до конденсатора турбіни. Градирню роблять високою для забезпечення тяги зволоженого повітря.

Конденсатори паротурбінних установок – зазвичай кожухотрубні апарати з горизонтальними трубами, по яких циркулює вода, виконують також функції деаератора – у кожусі є патрубок для відсмоктування повітря.

Теплофікаційні електричні станції. Електричні станції великої потужності, які поряд з електричною енергією виробляють гарячу воду та пару для потреб теплофікації, називають *теплоелектроцентралі* – **ТЕЦ**. Теплофікаційним паровим турбінам, що встановлюють на ТЕЦ, надано такі позначення:

Т – турбіни з конденсатором та опалювальним регульованим відбором пари;

П – турбіни з конденсатором та виробничим регульованим відбором пари;

ПТ – турбіни з конденсатором та двома регульованими відборами пари –

виробничим та опалувальним;

Р – турбіни з протитиском (без конденсатора);

ПР – турбіни з протитиском та виробничим регульованим відбором пари.

Крім наведеного в лекції 3 коефіцієнта використання теплоти $\eta^*=(\ell+q_2)/q_1$ (3.7) для турбін із регульованими відборами пари використовується *коефіцієнт теплофікації* α_T , що є оберненим аналогом питомого вироблення електроенергії $\varepsilon=\ell/q_2$ (3.8):

$$\alpha_T=Q_{\text{відб.}}/Q_m, \quad (13.1)$$

де $Q_{\text{відб.}}$ – розрахункове теплове навантаження теплофікаційних відборів турбін;
 Q_m – розрахункове теплове навантаження ТЕЦ.

Оптимальне значення α_T вибирається залежно від того, чи є вже споживачі теплової енергії, отже яку Q_m треба додати до теплового навантаження наявної ТЕЦ. Якщо ж йде розробка нових районів, оптимізують потрібну потужність нової ТЕЦ. В обох випадках треба робити порівнювальні розрахунки теплофікаційного та роздільного енергопостачання. Оптимальні значення α_T можуть коливатися від 0,25 до 0,7.

Конструктивно парові турбіни ТЕЦ оформлюються як: для КЕС – турбіни Т; П, ПТ встановлюються на потужних ТЕЦ, Р та ПР – безпосередньо на підприємствах – споживачах відпрацьованої пари (ретура). Для АПК це переважно цукрові заводи.

Турбіни Р та ПР виготовляють із різним протитиском, тобто тиском відпрацьованої пари: 0,3; 0,5; 1,0; 1,5; 1,8 МПа, оскільки різні технологічні процеси вимагають пару різного потенціалу. До групи Р належать також *турбіни із погіршеним вакуумом*, протитиск в яких нижче за атмосферний, але вищий ніж вакуум у конденсаційних турбінах, а саме 0,06–0,08 МПа. Така пара використовується у тепlopостачанні.

Когенераційні установки (міні-ТЕЦ).

Безперервне дорожчання основних видів палива призвело до повернення комбінованого вироблення електричної і теплової енергії на енергетичних

установках малої потужності. Найпростіший випадок когенерації – поєднання існуючих дизельних електростанцій, що є резервними на випадок відключення об'єкту від центрального електропостачання або основними для віддалених об'єктів, із теплообмінниками, в яких відхідні гази ДВЗ нагрівають воду.

Сучасна когенерація розвивається в двох напрямках. Відхідні гази ДВЗ подають до димогарно–жаротрубного котла, в якому змонтовано додатковий пакет димогарних труб у вигляді окремого газоходу. Теплове навантаження такого комплексу можна регулювати в дуже широких межах – від роботи газового пальника котла на повну потужність до його відключення. Німецька фірма Віссман пропонує для цієї мети котли Вітомакс 200 HS паропродуктивністю 0,6–22 *m³/год* і тиском 0,5–3 МПа.

Інший шлях – це створення міні–ТЕЦ в одному блоці. Та ж фірма рекламує такі блоки електричної потужності 35–330 *kW* і теплової 60 – 530 *kW* із ДВЗ на природному або біогазі, а також, відповідно 117–180 *kW* та 130 – 185 *kW* – на бензині. Температура прямої води 90–95 °С, зворотної 70–85 °С. Собівартість електроенергії, за даними фірми, в 1,4 – 2 рази менше за ринкову вартість, а теплової енергії – трохи нижче виробництва у газовій котельні. Загальний ККД (електричний + тепловий) блока становить 87–92 %.

В когенераційних установках італійської фірми Рієло крім енергії відхідних газів від ДВЗ використовується також енергія, яку вода забирає під час охолодження двигуна. Підігріта в сорочці ДВЗ вода може подаватися до теплообмінника, що стоїть на шляху вихлопних газів або до теплообмінника вторинного контуру для окремого споживача. При цьому ця вода може ще нагріватися у масляному охолоджувачі двигуна. Працюють ДВЗ на природному або біогазі, а також на дизпаливі. Вони мають широкий набір модулів із потужністю 50 – 1250 *kW* по електриці та 65 – 1250 *kW* по теплу. Окремі модулі розраховані на конденсацію пари з вихлопних газів, тому рекламний ККД їх може перевищувати 100%.

Теплові мережі – це обладнання, призначене для транспортування теплової енергії від джерел до користувачів. Теплоізольовані трубопроводи для

води або пари є основними елементами теплової мережі, до них належать також теплові пункти (абонентські вводи), на яких встановлюють насоси, фільтри, запорну апаратуру, прилади контролю і автоматики.

В лекції 11 згадано, що основним теплоносієм є вода. Її переваги: температура може змінюватися в широких межах, відсутні втрати конденсату, менші втрати теплоти, більша теплоакumuляційна здатність. Недоліки: потреба в електроенергії на перекачування, великі втрати води у разі аварії. Перевага пари: значно більша масова ентальпія, тобто концентрація теплової енергії.

Інколи як теплоносії застосовують гаряче повітря або його суміш із продуктами згоряння палива, але лише на короткі відстані (до 80 – 100 м) в теплицях, сушарках тощо.

Теплові мережі поділяють на магістральні, розподільні та відгалуження. У кільцевих магістральних мережах є перемички між окремими напрямками, що робить схему більш надійною на випадок розривів труб, але вимагає більшої втрати труб. Радіальна схема не має перемичок, тому її можна застосовувати лише при малих діаметрах труб та довжині радіуса (трагічний досвід Алчевська).

Системи гарячого водопостачання роблять закритими або відкритими. Двотрубні закриті системи з водопідігрівником 5 (рис.13.4, а) застосовують при тепlopостачанні однорідних споживачів (систем опалення, вентиляції тощо). До

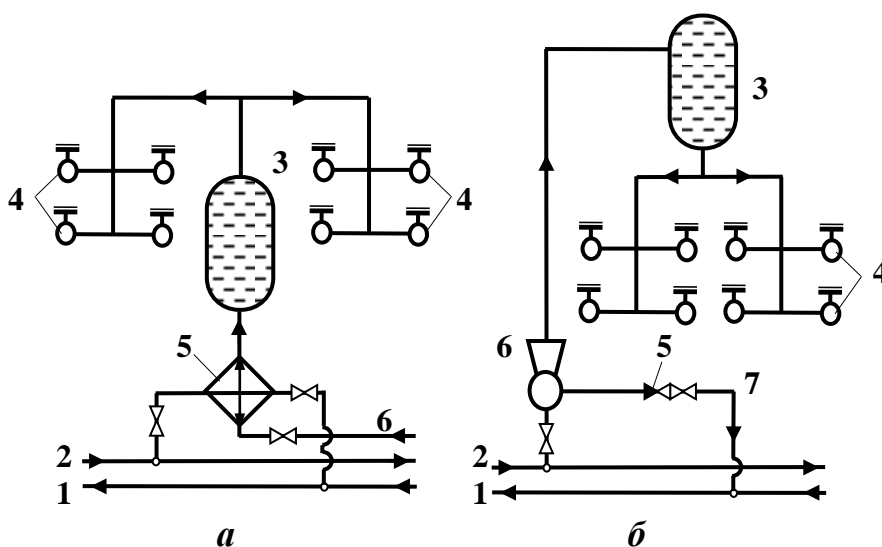


Рис.13.4

споживачів потрапляє водопровідна вода 6, що підігривається в теплообміннику 5 за рахунок гарячої «прямої» води 2, через теплоакumuлятор 3, який призначений для згладжування коливань витрати

води. Підігрита вода потрапляє до споживачів за допомогою кранів 4, а

охолоджена «обратка» – до лінії 1.

У відкритих системах (рис.13.4, б) для гарячого водопостачання використовують відпрацьовану після ТЕЦ воду, при цьому системи водопідготовки і контролю ускладнюються та стають дорожчими. Вода в двотрубній системі від ТЕЦ або котельні з труби 2 подається на змішувач 6, а від нього на акумулятор теплоти 3 та через крани 4 до споживачів. Для виключення можливості потрапляння води із прямого трубопроводу 2 безпосередньо до зворотного 1 по трубі 7 на ній встановлено зворотний клапан 5. В разі рівномірного витрачання води споживачами може бути використана однострубна система.

За видом прокладання теплової мережі поділяють на надземні та підземні. Надземні (на естакадах) теплопроводи складають не більше 10% загальної довжини мереж, вони знаходяться у найкращих умовах експлуатації та контролю, але в межах міста майже не встановлюються.

Підземні мережі прокладають у прохідних, непрохідних каналах або ж безканально. Перший варіант є наближеним до надземного прокладання, але є найкоштовнішим. Основна маса теплопроводів, що залишилася з радянських часів, прокладена у непрохідних каналах (лотках). Незначне зниження витрат на будівництво порівняно з прохідними каналами призвело до втрати надійності та економічності експлуатації, збільшення вологості ізоляції, відповідно і теплопровідності, а кінець кінцем і руйнування.

В останні роки роблять переважно безканальне прокладання труб. Вперше в СНД Рубежанський трубний завод виготовляє за швейцарською технологією гнучкі теплоізовані полімерні труби діаметром від 25 до 160 мм. Труби виготовляються із «зшитого» поліетилену, вкриваються шаром поліпеноуретану та захисною гофрованою поліетиленовою оболонкою.

ЛЕКЦІЯ 14. ОПАЛЕННЯ, ВЕНТИЛЯЦІЯ, КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ

Тепловий та вологісний режим будівель

Основними параметрами, що характеризують стан повітря у приміщенні, є його температура t_n , відносна вологість ϕ , чистота та швидкість руху W . Відрізняють норми ϕ та W для холодного й перехідного періодів року (t_n навколишнього повітря $t_n < 10^\circ\text{C}$) та теплого періоду ($t_n > 10^\circ\text{C}$):

Таблиця 14.1

Тип приміщення	$t_n < 10$			$t_n > 10$		
	t_n , °C	ϕ , %	W , м/с	t_n , °C	ϕ , %	W , м/с
Виробничі приміщення. Категорія робіт: легка	20–22	60–30	<0,2	22–25	60–30	0,2–0,5
середня	17–19	60–30	<0,3	20–23	60–30	0,2–0,5
важка	16–18	60–30	<0,3	18–21	60–30	0,3–0,7
Житлові, суспільні, допоміжні виробничі приміщення	20–22	45–30	0,1– 0,15	22–25	60–30	<0,25

Для окремих технологічних процесів норми t_n та ϕ можуть бути більш жорсткими, наприклад для цехів точної обробки та складання деталей $t_n=20^\circ\text{C}$, $\phi=45 - 50\%$. В теплицях та інших спорудах закритого вирощування овочів, грибів тощо, вимоги до тепловологісного режиму визначаються не з уваги до комфорту працюючих там людей, але до оптимальних умов вегетації.

Втрати теплоти через огороження Q_{TB} визначаються за алгоритмом для плоскої стінки (лекція 4, формули 4.2, 4.13, 4.14) у вигляді

$$Q_{TB} = k F(t_n - t_e) = F \frac{t_n - t_n}{R_o}. \quad (14.1)$$

Термічний опір теплопередачі

$$R_o = 1/k = R_g + \sum R_c + R_n, \quad (14.2)$$

$R_g = 1/\alpha_g$ – опір тепловіддачі зсередини до стінки,

$R_n = 1/\alpha_n$ – те ж від стінки до доквілля,

$R_c = \delta/\lambda$ – опір окремого прошарку огороження.

Якщо між окремими шарами є замкнений шар повітря, його R_c визначається залежно від товщини, напрямом потоку теплоти і знаком температури прошарку (табл. П4 у СНиП II–3–79). Якщо ж прошарок вентилюється навколишнім повітрям, то шари між ним та доквіллям, до $\sum R_c$ не входять.

Потрібний опір теплопередачі R_o^{nomp} ($R_o^{nomp} \geq R_o$) визначають за формулою:

$$R_o^{nomp} = \frac{n \cdot (t_n^p - t_n^p)}{\Delta t^h \alpha_g^p}, \quad (14.3)$$

Δt^h – нормативна Δt між температурою повітря у приміщенні та внутрішньою поверхнею огороження, приймається за табл. 2 СНиП II–3–79 залежно від призначення будівлі, основна вимога – відсутність конденсації пари з повітря на стінках;

n – таблична поправка на розташування зовнішньої поверхні відносно потоку повітря;

t_g^p, t_n^p – розрахункові температури (t_g за табл. 14.1), t_n^p – середня трьох або п'яти найбільш холодних діб даної місцевості);

α_g^p – розрахунковий коефіцієнт тепловіддачі зсередини до стінки, зазвичай $\alpha_g^p = 8,7 \text{ Вт}/(\text{м}^2/\text{К})$.

Потрібний R_o^{nomp} заповнень світлових прорізів (вікон, балконних дверей та ліхтарів), береться за табл. 9 СНиП II–3–79 залежно від призначення будівель та Δt^h . Тепловтрати через підлоги, що лежать на ґрунті, визначають за тим же алгоритмом (14.1), але поділяють їх на зони завширшки 2 м, паралельні огороженням, та для кожної зони беруть табличне R .

Закінчується підрахунок $R_o^{нотр}$ визначенням економічно доцільного $R_o^{ек}$ з умов найменших зведених витрат, для чого порівнюють різні матеріали за ціною та витратами на монтаж.

Тепловий баланс приміщення, Вт:

$$Q_{оп} + Q_{осв} + Q_{с.р} + Q_{б.пр} + Q_{обл} = Q_{тв} + Q_{инф} + Q_{вент} + Q_{вип} \quad (14.4)$$

Потужність потрібної опалювальної системи $Q_{оп}$ знаходять як залишковий член цього балансу. Тепло надходження від штучного освітлення $Q_{осв}$ визначають як загальну потужність світильників з врахуванням часу їх включення за добу. Енергія прямої сонячної радіації $Q_{с.р}$ – це табличний потік променів через скляне або плівкове огороження.

Теплонадходження за рахунок біологічних процесів $Q_{б.пр}$, тобто від людей, тварин, птахів, рослин тощо знаходять також за таблицями, наприклад для дорослого чоловіка в стані спокою $Q_{б.пр}$ змінюється від 140 Вт при +10 °С до 11,6 Вт при +35 °С, а при важкій праці – від 198 до 11,6 Вт.

До теплонадходжень від обладнання $Q_{обл}$ крім двигунів, станків тощо, слід додати телевізори, ПК, холодильники, плити для приготування їжі та інші джерела. Усі вони визначаються за тепловою потужністю з врахуванням часу роботи за добу.

До тепловтрат через огороження $Q_{тв}$ (14.1, з врахуванням 14.2 та 14.3) додаються втрати з інфільтрацією повітря $Q_{инф}$, з повітрям, що виділяє у довкілля вентиляційна система $Q_{вент}$, а також теплота, що витрачається на випаровування води $Q_{вип}$ у приміщенні. Інфільтрація – це проникнення повітря у приміщення крізь капіляри та інші дрібні отвори в огороженнях. Величина $Q_{инф}$ залежить від перепаду тиску повітря в приміщенні і матеріалу огороження, її беруть за середньостатистичними даними і таблицями. До $Q_{инф}$ слід додати також теплоту

на нагрівання повітря, що надходить до приміщення через відкривання воріт, дверей, вікон тощо.

Теплота $Q_{\text{вип}}$ обчислюється за формулою:

$$Q_{\text{вип}} = m_{\text{в}} r \quad (14.5)$$

де $m_{\text{в}}$, кг/с – інтенсивність випаровування;

r – теплота пароутворення води, її можна брати як $r = 2,500 \cdot 10^6$ Дж/кг.

Системи опалення. Крім наведеної в лекції 13 класифікації систем теплопостачання за теплоносієм, системи опалення поділяють на центральні та місцеві. Центральними називають системи, в яких генератор винесено за межі приміщення, що опалюється.

Розрахунок нагрівальних приладів (радіаторів) за формулами, які наведені в лекціях 4 та 7, не дає задовільних результатів, оскільки їх виготовляють з різних матеріалів (чавун, сталь, бетон, кераміка тощо), а головне – їх конструкції є досить складними. Тому для визначення потрібної поверхні F радіаторів користуються емпіричними формулами типу

$$F = \frac{(Q_{\text{рад}} - Q_{\text{тр}}) \cdot \beta_1 \cdot \beta_2 \cdot \beta_3}{k_{\text{рад}} (t_{\text{тн}} - t_{\text{в}}) \cdot \beta_4 \cdot \beta_5} \quad (14.6)$$

де $Q_{\text{рад}}$ та $Q_{\text{тр}}$ – теплові потоки від радіаторів та труб у приміщенні, що підраховуються за формулами (4.13 – 4.15 та 7.2), $k_{\text{рад}}$ – коефіцієнт теплопередачі за (4.13), $t_{\text{тн}}$ – середня температура води в радіаторі; $\beta_1, \beta_2, \beta_3, \beta_4$ та β_5 – поправочні коефіцієнти, що враховують спосіб встановлення радіатора, ступінь охолодження води в трубах, вплив числа секцій радіатора, спосіб приєднання радіатора до системи та вплив витрати теплоносія.

Центральні системи опалення встановлюють на великих будинках та підприємствах, місцеві – головним чином в сільській та дачній місцевості. Останнім часом все більше впроваджується децентралізація теплопостачання – переведення на поквартирне опалення. Вітчизняні та закордонні фірми

пропонують газові опалювальні котли, які поміщаються у простір за газовою плитою на кухні. Переваги децентралізації: незалежність від стану теплових мереж (в Україні більшість із них у передаварійному стані), контроль та економія газового палива. Недоліки: значні разові витрати, проблеми з видаленням продуктів згоряння.

Вентиляція – повітрообмін у приміщенні, який регулюється з метою забезпечення оптимальних параметрів повітря у приміщенні (табл.14.1), а також вмісту у повітрі небезпечних для здоров'я людини речовин. Вміст цих речовин у повітрі має бути меншим за граничні припустимі концентрації ГПК:

- надзвичай небезпечні – ГПК < 0,1 мг/м³ (свинець, ртуть – 0,001 мг/м³);
- небезпечні – 0,1 < ГПК < 1 мг/м³ (хлор – 0,1, сірчана кислота – 1 мг/м³);
- помірно небезпечні – 1,1 < ГПК < 10 мг/м³ (спирт метиловий – 5,0 мг/м³, дихлорметан – 10 мг/м³);
- мало небезпечні – ГПК > 10 мг/м³ (аміак – 20 мг/м³, ацетон – 200 мг/м³, бензин, гас – 300 мг/м³, спирт етиловий – 1000 мг/м³).

Іншим важливим показником системи вентиляції є гранично припустимий викид ГПВ. Це науково-технічний норматив, що є ГПК у приземному атмосферному повітрі. Для підтримання ГПВ розводять відхідні гази збільшенням потужності вентиляційної системи або будують більш високі труби.

Системи вентиляції, що подають повітря у приміщення, називають припливними або притікальними, а що видаляють забруднене повітря з приміщення – витяжними або витікальними. Вентиляція буває загальною – для всього приміщення, або місцевою – для місця праці або устаткування. Розрізняють природну вентиляцію під дією різниці густин повітря в приміщенні та у довкіллі або вітру, та примусову – за допомогою вентиляторів.

До вентиляційних процесів відносять також інфільтрацію та ексільтрацію повітря через нещільності у конструктивних елементах приміщення та безпосередньо через відкриті пори в огороженнях приміщення.

Витрату вентиляційного повітря V , м³/с, визначають за кількістю

небезпечних виділень у приміщенні за умови:

надлишкових виділень теплоти

$$V_Q = \frac{10^{-3} Q_{\text{я}}}{c_p \rho (t_{\text{в}} - t_{\text{п}})} = \frac{10^{-3} Q_{\text{п}}}{\rho (h_{\text{в}} - h_{\text{п}})}; \quad (14.7)$$

виділень вологи

$$V_W = \frac{W}{\rho (d_{\text{в}} - d_{\text{п}})}; \quad (14.8)$$

виділень газів

$$V_{\text{Г}} = \frac{m_{\text{Г}}}{\text{ГПК} - \text{К}}; \quad (14.9)$$

За нормою кратності вентиляції m

$$V_m = m V_{\text{пр}}. \quad (14.10)$$

Тут $Q_{\text{я}}$ та $Q_{\text{п}}$ – інтенсивність виділення у приміщенні явної та повної (з врахуванням теплоти конденсації водяної пари) теплоти, $Вт$; W – вологовиділення, $г/с$; $m_{\text{Г}}$ – газовиділення, $л/с$; $V_{\text{пр}}$ – об'єм приміщення, $м^3$; c_p – теплоємність повітря, $кДж/(кг \cdot К)$; ρ – густина повітря, $кг/м^3$; $h_{\text{в}}$, $d_{\text{в}}$, $t_{\text{в}}$ – ентальпія, вологовміст і температура повітря, що видаляється; $h_{\text{п}}$, $d_{\text{п}}$, $t_{\text{п}}$ – теж припливного повітря; К – концентрація газів у припливному повітрі $л/м^3$.

Якщо мають місце різні небезпечні виділення одночасно, розрахунок системи вентиляції ведуть за більшою V , що визначають з рівнянь (14.7 – 14.10).

Місцеву вентиляцію у вигляді повітряної завіси влаштовують в районах, де розрахункова температура атмосферного повітря для холодного періоду є нижчою за мінус 15°C та якщо немає можливості встановити тамбур або шлюз. Повітря через калорифер подається вентилятором в бокові стояки, звідки під кутом (в плані) $30\text{--}45^{\circ}$ назовні через рівномірно розташовані отвори – до пройми.

Температура повітря на виході з отворів

$$t_3 = t_{\text{п}} + 1,8(t_{\text{в}} - t_{\text{п}}), \quad (14.11)$$

де $t_{\text{в}}$ обирається за таблицею (14.1).

загальна витрата теплової енергії на завісу, Vm

$$Q_3 = c_p m_3 (t_3 - t_{II}) 10^3, \quad (14.12)$$

m_3 – витрата повітря на завісу, kg/c .

Повітряні душі влаштовують на робочих місцях за умов інтенсивного теплового опромінення (вище за 300 Вт/м^2), температури повітря вищої за дані табл. 14.1, токсичних виділень. Температура та швидкість повітря визначається інтенсивністю теплового випромінювання та умови роботи в інтервалах $18 - 24^\circ\text{C}$ та $0,5 - 30 \text{ м/с}$.

Місцеві відсмокти (смоки) у вигляді зонтів, панелей, шаф тощо мають забезпечувати швидкість повітря залежно від характеру та концентрації небезпечних виділень.

Різновидом природної вентиляції є аерація, тобто періодична подача повітря через прорізи (пройми), для виробничих приміщень влітку на рівні $1,0 - 1,5 \text{ м}$ від підлоги до низу пройми, взимку відповідно на рівні $5,0 - 6 \text{ м}$. В теплицях періодично відкривають пройми в покрівлі та бокових стінках, а інколи – цілком покрівлю.

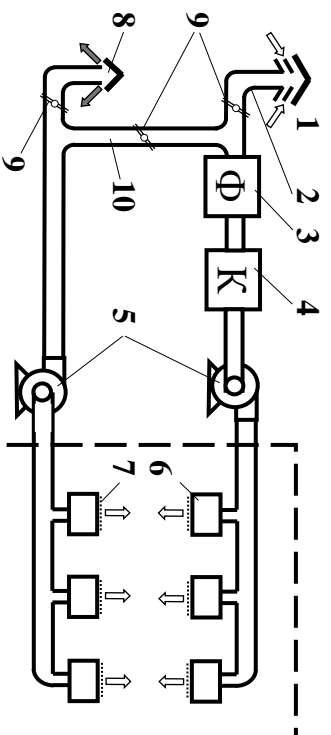


Рис.14.1

Для забезпечення потрібного рівня параметрів вентиляційного повітря в окремих випадках влаштовують рециркуляцію, тобто повторне проходження через приміщення. На рис. 14.1. наведено схему примусової припливно-вигукної вентиляції з рециркуляцією. На схемі 1 – приймач повітря; 2 – повітропровід; 3 – фільтр; 4 –

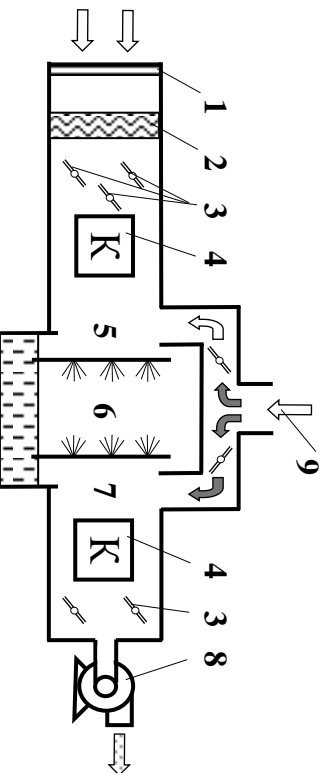


Рис.14.2

калорифер; 5 – вентилятор; 6 – припливна насадка; 7– витяжна ґратка (насадка); 8 – витяжна шахта; 9 – заслінки; 10 – рециркуляційний повітропровід.

Кондиціонування повітря – це різновид вентиляції, коли потрібні t , ϕ , w та чистота повітря підтримуються автоматично протягом усіх періодів року. Система кондиціонування СК складається з кондиціонера, мережі повітроводів, розподільників, засобів автоматичного регулювання та шумопоглиначів. Центральні СК забезпечують кондиційним повітрям окремих споживачів, місцеві неавтоматичні СК мають централізоване постачання теплоти та холоду, автономні СК мають вбудовані холодильні машини та електронагрівачі.

На рис.14.2. наведено схему форсунокового кондиціонера з рециркуляцією повітря до зволожувальної камери або після неї. Повітря з довкілля потрапляє крізь жалюзі 1, фільтр 2 та клапани 3 до калориферу 4 (або може пройти повз нього). В камері 5 за потребою відбувається змішування з повітрям з приміщення 9, в камері 6 – зволоження. Ступінь зволоження регулюється інтенсивністю подачі води до зрошувальної камери, а також кількістю рециркуляційного повітря до камери 7. Далі за потребою повітря додатково нагрівається та вентилятором 8 подається до приміщення. Охолодження повітря в такому кондиціонері відбувається за рахунок витрати його внутрішньої енергії на випаровування води в зрошувальній камері 6 (адіабатний процес випаровування).

Розрахунки кондиціонування повітря ведуть за допомогою $H-d$ - діаграми (лекція 2). Розглянемо процес обробки повітря в літній час з рециркуляцією після зрошувальної камери (рис.14.3). Точка Д відповідає повітрю з довкілля. Користуємось так званим кутовим проміня процесу ε (інша назва – тепловологісна характеристика процесу)

$$\varepsilon = \frac{H_2 - H_1}{d_2 - d_1} \quad (14.13)$$

де H_1, d_1 – початкові і H_2, d_2 – кінцеві ентальпія та вологовміст повітря.

умовного палива за рік.

Перетворення променистої енергії Сонця на електричну – це процес малоефективний (ККД не перевищує кількох відсотків) та дорогий, але його переваги призвели до того, що вже сьогодні промисловість випускає сонячні міні-електростанції. Так, фірма «Solar kW» рекламує системи електропостачання потужністю 50–130 Вт на основі фотоелектричних сонячних модулів з гарантійним терміном експлуатації 30 років. Модулі зроблено з монокремнієвих пластин, що вкриті подвійним ламінатом та захищені від будь-яких погодних умов. Станції обладнані контролерами заряду з виведенням інформації на дисплей, гелевими акумуляторами ємністю 60–900 А·год та інверторами, що перетворюють постійний струм від фотоелементів та акумулятора на змінний із «правильним» синусоїдальним сигналом на виході.

Значно простіше й дешевше використовувати ту або іншу частину сонячного випромінювання для якоїсь технології або увесь спектр – для перетворення у теплову енергію.

Різні геліоапарати використовують для опромінювання насіння, досвічування рослин то плодів, прискорення процесів в'яління, сушіння, для енергопідживлення ґрунтів, навіть для захисту врожаїв від вигорання за допомогою великих відбивачів променів.

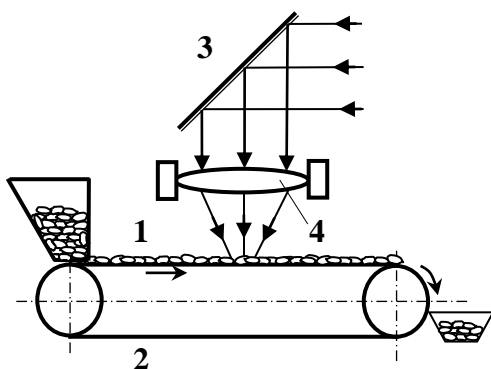


Рис.15.1

Некондиційне насіння 1 (рис.15.1) проходить транспортером 2 під потужним потоком сконцентрованого сонячного опромінювання після відбивача 3 та лінзи 4, що самофокусується. Заражене насіння при цьому дезінфікується. Змінюючи потужність опромінювання, а також вибираючи потрібну частину спектру за допомогою фільтру, можна

впровадити різні види обробки насіння, а також сушити, варити або смажити різну продукцію.

Розроблено кілька варіантів систем геліоопалення теплиць (рис.15.2).

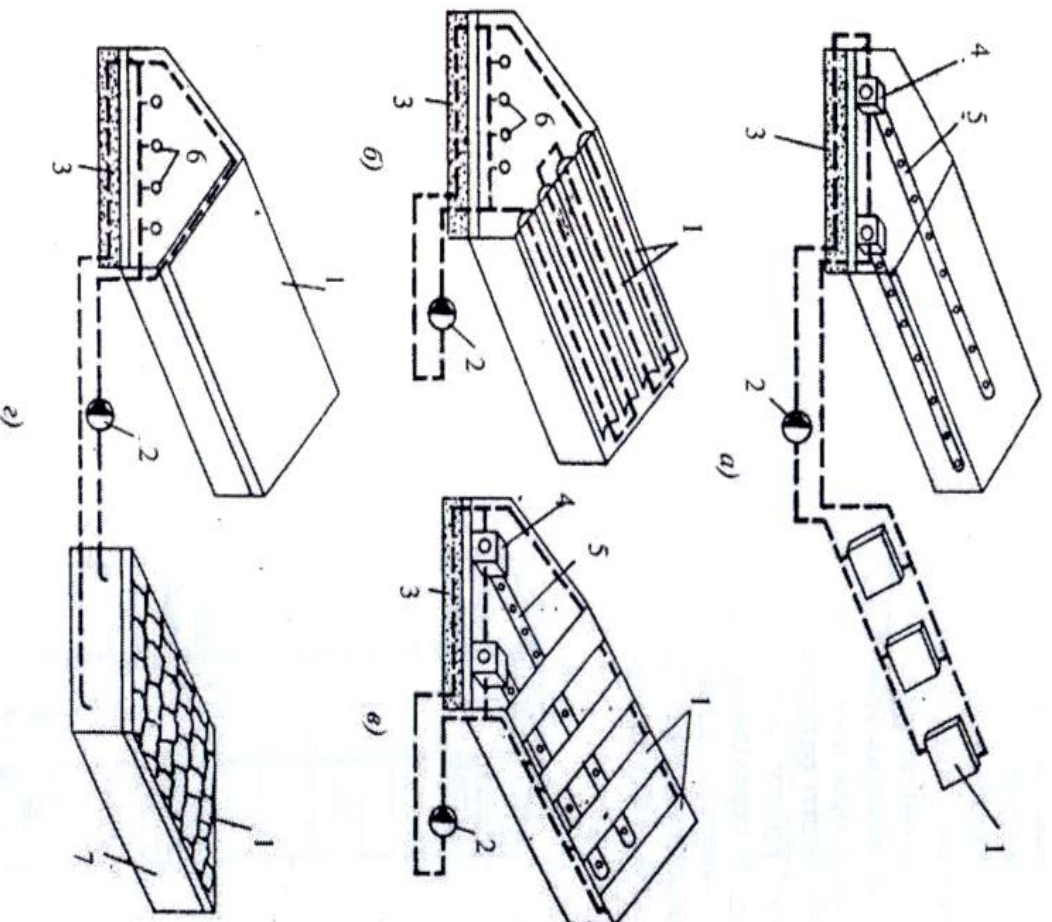


Рис. 15.2. Система геїлоопалення теплиць:

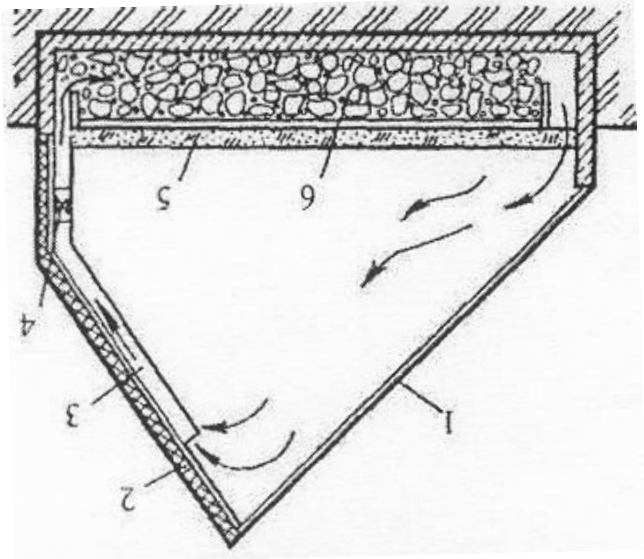
а) з виносним плоским колектором; *б)* з циліндричними алюмінієвими концентраторами на даху; *в)* з чергова ними прозорими панелями і плоскими колекторами на даху; *г)* з покриттям з двошарового склопластику і аккумулятором теплоти з поверхневими плоскими колекторами з поліетиленової плівки; 1 – сонячний колектор (плоский або об'ємний), 2 – насос, 3 – аккумулятор, 4 – повітряно-опалювальний агрегат, 5 – плівкові перфоровані повітроводи, 6 – труба система обігрівання шатра, 7 – аккумулятор теплоти.

Аккумулятори теплової енергії допомагають більш ефективно використовувати енергію Сонця. Найбільш природним аккумулятором є резервуар з водою (згадаймо, що вода має найбільшу теплоємність!). Однак розташування баків з водою, що безпосередньо нагрівається, зменшує корисну площу теплиць. Більш компактним є аккумулявання сонячної енергії в ґрунті. Для цього по трубах в ґрунті пропускають повітря з теплиці. Вдень воно від інсоляції є теплим, ґрунт нагрівається, вночі повітря нагрівається від ґрунту та обігріває теплицю. При

Для збільшення поверхні теплообміну між повітрям та ґрунтом можна застосовувати замість труб шибено або гальки. Цей шар працює як регенеративний теплообмінник, що проходить в лекції 7. Кожний камінець вдень набирає, а вночі віддає тепло, що дозволяє повністю забезпечити обігрівання теплиці в нічний час. За рахунок великої вологості повітря у теплиці може відбуватися додаткове перенесення теплоти завдяки масообміну: на поверхні трав'яно вода з повітря вдень конденсується, отже трав'яно передається крім «сухой» теплоти, ще й теплота конденсації. Конденсат можна збирати та й використовувати знов для поливу рослин.

На рис.15.3 зображено сонячну теплицю з галькою в ролі регенератора теплоти. Зрозуміло, що прозорою роблять південну сторону покрівлі. Для забезпечення стійкої циркуляції повітря на повітропроводі встановлюють вентилятор 4. Для акумулювання достатньої кількості енергії необхідно $0,5 - 0,9 \text{ м}^3$ гальки або шибено на 1 м^2 площі заскленої поверхні. Дуже важливо є можливість вкрити скло шибкою, що добре пропускає короткохвильову енергію Сонця, але затримує довгохвильове випромінювання з теплиці в довкілля.

Рис.15.3. Теплиця з підрунтовым гальковим акумулятором теплоти:



1 - прозоре оторудження, 2 - світлонепроникне утеплене оторудження, 3 - канал для циркуляції повітря, 4 - вентилятор, 5 - живильний шар ґрунту, 6 - акумулятор теплоти (галька, гравій, камінь).

Геотермальна, петротермальна та вітрова енергетика

В окремих районах України, особливо в Криму, як джерело теплової енергії можна використовувати геотермальні води. Їх умовно поділяють на низько-, середньо- та високопотенціальні з температурою відповідно до 50, 70 та 100 °С, а також залежно від вмісту солей, на прісні (до 1 г/л), мінералізовані (1–4 г/л), дуже мінералізовані (4–10 г/л) та напіврозсільні (більш за 50 г/л). За рН термальні води бувають лугові, нейтральні та кислі (останні зустрічаються рідко).

Низькопотенціальні або слаботермальні води можна застосовувати для теплопостачання за умови додаткового підігрівання, термальні та високо-термальні – безпосередньо для опалення, весняного та зимового обігрівання теплиць тощо. Перспективним є застосування теплових насосів ТН для підігрівання низькопотенціальної води: завдяки високим коефіцієнтам тепловіддачі, вона віддає теплоту випарнику ТН, охолоджується та йде до дренажу, а інший потік цієї ж води забирає теплоту з конденсатора ТН, нагрівається і слугує теплоносієм. Але якщо мінералізація води більше 8 – 10 г/л, її не можна використовувати в звичайних теплообмінниках через відкладання

солей та корозію. Придатні лише скляні або керамічні апарати.

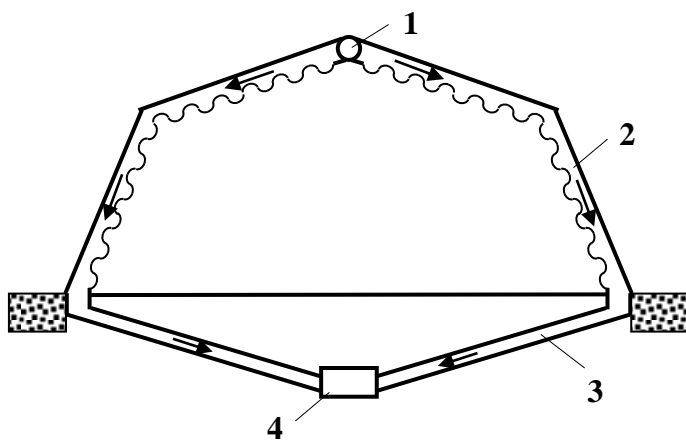


Рис.15.4

На рис.15.4 показано схему опалення приміщення АПК геотермальною водою будь-якого засолення. Вода з цементно-шиферної труби 1 через отвори стікає по похилих гофрованих поверхнях 2 та трубах 3 до збірних каналів 4. Для зменшення тепловтрат у довкілля приміщення зверху вкривають легкою обшивкою – хвиляста покрівля не лише збільшує поверхню теплообміну, але й інтенсифікує конвективну тепловіддачу. Її можна робити із класичного або полімерного шиферу, який можна набувати із бажаним коефіцієнтом світлопроникання (це стосується також матеріалу обшивки). Капіталовкладення в

такі споруди в 10–15 разів менше, ніж в типові.

В Західній Україні на глибині не більше 2 км температура порід складає 80–100 °С, тому перспективним є використання *петротермальної енергії* (гр. “petra” – камінь, скала). Для цього треба закачувати воду через одну свердловину, нагрівати до необхідної температури та піднімати через іншу свердловину. Але перспектива поки що віддаляється.

Більш реальною є можливість використання *вітрової енергетики*, бо в Україні вже працюють кілька вітрових електростанцій, щоправда, малої потужності, до того ж майже всі спільно з дизельними установками, але і в цьому випадку вони дозволяють заощаджувати до 75 % палива.

Вітроагрегати можна використовувати також як джерело енергії для водопідйомних та опріснювальних установок, під час меліорації, а також для електролізу води з метою здобування водню – найбільш екологічного палива для ДВЗ.

Можна відзначити великий поступ у традиційному використанні вітрової енергетики у мореплаванні. За кордоном вже зроблено судно із змієподібним вітрилом висотою 200 м – на такій висоті вітер є більш стабільним і сильним. Вітрило передає обертальне зусилля на гребний гвинт судна незалежно від напрямку вітру, роботою усього комплексу керує комп'ютер.

До відновлюваних джерел енергії слід віднести також *біогазову енергетику*. Собівартість біогазу приблизно така сама, як природного газу. В розвинених країнах біогаз використовують не тільки в ДВЗ наземного транспорту, але вже й в літаках (теплота згоряння може перевищувати 25 МДж/м³_н).

Для вироблення біогазу використовують гній сільськогосподарських тварин, послід птахів, картоплиння та інші органічні відходи. З однієї тони сухої речовини гною худоби під час зброджування можна одержати не менше 360 м³ біогазу, що відповідає 250 кг умовного палива. Метанове зброджування робить дезодорацію і дегельмінтацію, вбиває насіння смітних рослин. Решта речовин переходить у мінеральну форму, що легко застосовується рослинами після угноєння ґрунту.

Вторинні енергетичні ресурси в АПК.

Використання «вторинних» джерел теплової енергії АПК може бути дуже різноманітним. Так, в поданій вище схем вироблення біогазу теж є такі джерела. Для потрібного зволоження органічних відходів до 70 – 80 % в смісьові додають воду, а за умов аеробного одержання біогазу – ще й повітря. Утворення біогазу супроводжується збільшенням температури суміші до 70 – 75 °С. Суміш віддає теплоту воді. Нагріта вода потрапляє до випарника теплового насосу ТН та віддає теплоту холодоагенту. У конденсаторі ТН нагрівається вода, яку можна використовувати для теплопостачання.

В цукровій промисловості теплоту конденсації вторинної пари, тобто пари, яка виділяється під час утворення цукрового соку, використовують в наступному корпусі багатокорпусної випарної установки, і так далі, і це вже не вважають за вторинне джерело енергії. В інших галузях АПК вторинна пара використовується значно рідше. Особливо перспективним це питання є в усіх галузях, пов'язаних з перегонкою та ректифікацією: в спиртовій, коньячній, консервній, при виробленні концентрованих соків та паст, гідролізній тощо.

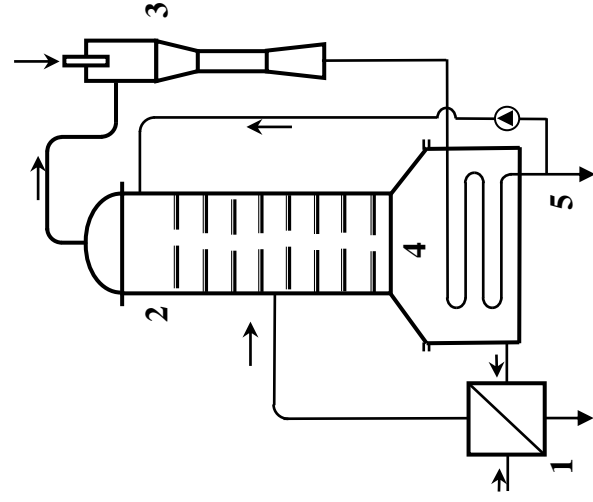


Рис.15.5

Температура барди (залишок після перегонки) складає 100 °С і вище, тому

вона є теж вторинним джерелом теплоти – охолоджується в теплообміннику 1.

Перспективним є також використання пари, яка утворюється за рахунок так званого самовипаровування – переходу в газуватий стан частини води в гарячому продукті під час зниження тиску. Кількість пари m_n , кг/с, що виділяється при цьому, можна підрахувати за формулою:

$$m_n = \frac{m_m \cdot c_m \cdot (t_1 - t_2)}{h_2'' - h_1'} \quad (15.1)$$

де m_m , кг/с та c_m , кДж/(кг·К) – витрата і теплоємність рідкої маси, що обробляється;

t_1 та t_2 – температури насичення при початковому тиску p_1 та кінцева при тиску p_2 відповідно;

h_1' – ентальпія води при p_1 ;

h_2'' – ентальпія сухої насиченої пари при p_2 .

Таким чином, кількість пари під час самовипаровування буде тим більше, чим вище різниця температур $t_1 - t_2$, а для цього треба утворювати в ємності з продуктом значні перепади тиску.

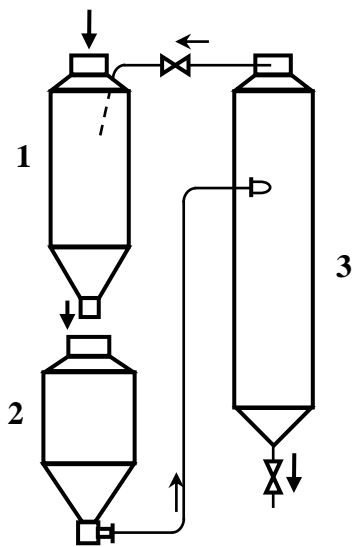


Рис.15.6

Охолодження рідких мас за таким принципом особливо ефективно, якщо вони мають густу, в'язку консистенцію. Схема розварювання крохмалистої сировини при напівбезперервному процесі спиртового виробництва зображена на рис. 15.6. Сировину подають до предзапарника 1, де вона нагрівається за рахунок вторинної пари, що йде з витримувача 3. У запарнику 2 відбувається основний процес розварювання сировини за рахунок «гострої» пари, звідси вона під тиском 0,5–0,6 МПа видувається

до витримувача 3. В ньому тиск підтримують на рівні 0,15 МПа, тобто різницю температур $t_1 - t_2 = 40 - 50$ К, що достатньо для самовипаровування.

Взагалі, будь-які галузі АПК мають багато джерел вторинної енергії. Майже

в кожній з них відбуваються сушильні процеси. Якщо вже на виробничому рівні розв'язують питання уловлювання запахів фруктів та овочів під час їх сушіння або іншої обробки, то використовувати енергію гарячого вологого повітря після сушарок потрібно негайно. Можна підігрівати холодне повітря для вентиляції приміщення, нагрівати воду тощо.

Величезні запаси вторинної енергії має хлібопекарне виробництво: на 1 тону хліба витрачається 60–70 кг умовного палива, при цьому 40–60% енергії уходить з відхідними газами. Її можна використовувати для нагріву води, потрібної для замісу тіста, заварювання, миття обладнання тощо.

Дуже важливим є питання зближення виробничих галузей АПК з тепличним господарством.

ЛЕКЦІЯ 16. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ДОВКІЛЛЯ В ТЕПЛОТЕХНІЦІ.

Охорона праці.

Кожний працівник має дотримувати правила безпеки та повідомляти керівництво про несправність обладнання, приладів та механізмів, що може привести до нещасних випадків і травматизму. Робоче місце кожного працівника керівництво зобов'язано обладнати необхідними пристроями та інструментом для виконання виробничих операцій, а також приладами та захисними пристроями для попередження аварійних ситуацій.

Теплотехнічні виробничі процеси можуть бути пов'язані із шкідливими факторами: підвищені загазованість та запиленість повітря, а також температура внаслідок тепловиділення від обладнання і трубопроводів, шум та вібрація, недостатня освітленість робочих місць тощо.

На території промислового підприємства енергетичні об'єкти (котельні, газогенераторні станції тощо) треба розташовувати з підвітряного боку відносно решті приміщень.

Мікроклімат в робочих зонах має відповідати вимогам, за які йшлося в

лекції 14. для захисту органів дихання в аварійних ситуаціях застосовують респіратори, протигази тощо. Отруйні речовини потужної дії (миш'як, солі синильної кислоти, ціаністі препарати, алкалоїди тощо) треба зберігати в окремих закритих приміщеннях далеко від інших будівель та водоймищ.

Природне освітлення у виробничих приміщеннях відбувається через бокові вікна та верхні ліхтарі. При цьому освітленість на робочому місці характеризують коефіцієнтом природної освітленості КПО:

$$\text{КПО} = 100 \cdot E_{\text{вн}} / E_3. \quad (16.1)$$

де $E_{\text{вн}}$ та E_3 в люксах – освітленість на робочому місці та на горизонтальній поверхні під відкритим небом.

Значення КПО беруть залежно від характеру робіт (табл.16, 1), тобто від розміру об'єкту розпізнавання в мм (2), а також від геометрії освітлення – при верхньому та комбінованому (3) або боковому (4) освітленні:

Таблиця 16.1

	1	2	3	4
I	Особливо точні	$\leq 0,1$	10	3,5
II	Високої точності	0,1 – 0,3	7	2
III	Точні	0,3 – 1,0	5	1,5
IV	Малої точності	1,0 – 10	3	1,5
V	Грубі	> 10	2	0,5
VI	Загальний нагляд	–	1	0,25

Штучне освітлення приміщення E , лк, розраховують за формулою

$$E = E_1 n \cdot k \quad (16.2)$$

де E_1 , лк – освітленість від одного світильника;

n – число світильників;

k – коефіцієнт використання світлового потоку, залежить від прозорості повітря та здатності стелі і стін відбивати світло ($k=0,25\dots0,3$).

Аварійне освітлення має складати не менше 5% від робочого, воно живиться від незалежного джерела енергії. Переносні світильники живляться від напруги не більше за 36 В.

Характеристиками шуму є частотний спектр та звуковий тиск. Рівень

тиску p у дБ визначають за формулою:

$$L=20 \lg p/p_0, \quad (16.3)$$

де $p_0=2 \cdot 10^{-5} \text{ Па}$ – масштаб.

Органи слуху людини сприймають частоти 20 ... 20 000 Гц і тиск $2 \cdot 10^{-5}$...20 Па. Больовий поріг складає 130 дБ при частоті 1000 Гц. Гранично допустимі рівні шуму, що діє більше чотирьох годин поспіль, змінюються для різних умов від 33 до 99 дБ.

На рівень вібрації також є нормативи, але треба будь-яку вібрацію ліквідувати – встановлювати віброгасники у вигляді еластичних прокладок, пружин або пневматичних демпферів.

Вибухо– та пожежна небезпека. Вибух – це надзвичай швидке виділення та розповсюдження енергії та речовини, що може супроводжуватися різким зростанням температури і тиску. В теплотехніці основними причинами вибухів є вибухове або детонаційне згоряння деяких палив, а також раптова розгерметизація ємностей або трубопроводів, в яких знаходиться велика кількість води під високим тиском і температурою.

Нижньою та верхньою концентраційною межею спалаху називають найнижчу та найвищу концентрації парів, газів або пилу, за яким вони спалахують, якщо є джерело запалювання. Для аміаку це 15 та 28 % об'ємних, бензину 0,8 та 5,2 %, гасу 1,4 та 7,5 %, метану та природного газу 5 та 15 %. Нагадуємо, що температура самоспалаху парів рідких палив є значно нижчою, ніж у горючих газів (200...250 та 500...600°С, а для деяких рідин навіть 30...60°С).

Самозаймання може відбуватися також серед деяких марок вугілля, торфу, тирси, обтиральних матеріалів тощо. Деякі речовини (лужні метали, карбід кальцію, гідросульфід натрію та ін.) під час контакту з водою утворюють вибухонебезпечні гази.

Вимоги безпеки до будівель та теплотехнічного обладнання. Залежно від характеру виробництва будівлі поділяють по категоріях вибухової, вибухопожежної та пожежної небезпеки (А, Б, В, Г, Д, Е), які в свою чергу розрізняють як, скажімо, В–І, В–Іа тощо. Наприклад, будівлі, в яких мають

справу із газами, нижня концентрація на межі яких менше за 10 %, та рідинами, температура спалаху яких нижче за 28°C, мають бути одноповерховими, каркасного типу. Аераційні ліхтарі в дахах слід проектувати з вертикальним оскленням. Двері в усіх вибухово– та пожежезабезпечених будівлях мають відкриватися назовні. На кожному поверсі будівлі треба робити два виходи на сходи для безпечної евакуації людей в разі потреби.

Посудини та ємності, що працюють під тиском, в яких відбуваються хімічні та теплові процеси, а також перевозяться або зберігаються стиснені або зріджені гази та рідини, підлягають експлуатації та ремонту за умов суворого дотримання Правил Держмісттехнагляду. Сюди відносяться посудини, що працюють під надлишковим тиском більше за 0,07 МПа, цистерни, бочки та балони для перевезення зріджених газів, тиск парів яких при температурі до 50 °C перевищує 0,07 МПа.

Кожний паровий або водогрійний котел під час поставки заводом–виробником супроводжується паспортом встановленої форми та інструкцією з монтажу, експлуатації та ремонту. В барабанах котлів мають бути люки овальної форми розміром "в світлі" 325x400 мм, а для огляду зовнішніх поверхонь в обмурку – 400x450 мм. В котлах з камерними топками встановлюють вибухові клапани – в обмурку котла, останнього газоходу та економайзера. Ці запобіжні клапани розташовують в місцях, де виключається травмування персоналу.

Водогрійні котли, що працюють на рідкому або газуватому паливі, обладнують пристроями, що автоматично відключають подачу палива, якщо зупинилася циркуляція води.

Будь-який котел продуктивністю більше 100 кг/год має два запобіжних клапани, один з яких – контрольний, а також не менше двох показчиків рівня води в барабанах та манометрів. Періодичний внутрішній огляд інспектор проводить: 1 раз на 4 роки, гідравлічні випробування – 1 раз на 8 років.

Трубопроводи пари з надлишковим тиском більше 0,07 МПа та гарячої води з температурою вище 115°C також підлягають періодичному гідравлічному випробуванню та мають окремі паспорти. Тиск під час випробування складає 1,25

від робочого. Теплова ізоляція трубопроводів та котлів має забезпечувати зовнішню температуру не вище 45 °C (в окремих випадках до 60 °C).

Теплотехніка та охорона довкілля

Під час згоряння органічних палив в топках парових та водогрійних котлів, конвекторах, печах тощо утворюються речовини, які в тому чи іншому степені впливають на стан довкілля. Основна маса газуватих продуктів – це CO_2 і H_2O , вони створюють у атмосфері відомий парниковий ефект, оскільки поглинають довгохвильове зворотне випромінення Землі краще, ніж короткохвильове сонячне і таким чином порушують тепловий баланс планети. В цьому відношенні тричі корисними є котли, в яких відбувається конденсація водяної пари з димових газів: знижується температура відхідних газів, використовується теплота конденсації пари (обидва фактори підвищують ККД котла) та ліквідуються викиди пари в атмосферу. Що ж до CO_2 , зменшення його накопичення в атмосфері може спричинити лише різке збільшення посадок сільськогосподарських та лісових культур замість наявної тенденції їх зменшення. Засоби вилучення CO_2 з продуктів згоряння для вироблення сухого льоду проблеми не розв'язують – твердий CO_2 випаровується в атмосферу. Звичайно цієї ж меті сприяє використання сонячної, вітрової та атомної енергетики.

До токсичних компонентів димових газів належить окиси сірки SO_2 та SO_3 , азоту NO_x та так звана зола. Сірчисті сполуки утворюються під час згоряння сірчистих мазутів, бурого та кам'яного вугілля. Існує кілька способів видалення окисів сірки з газів, але усі вони є досить коштовними. Найпростішим є використання вапна CaO або вапняка $CaCO_3$ у вигляді вапняного молока, через яке в так званих скруберах пропускають гази. Щоб забезпечити скидання стічної води до річки перед відстійником додають розчин сірчаноокислого марганцю, який сприяє утворенню сульфату кальцію. Шлам затримують фільтром.

Більш доцільним є видалення сірки з палива. Під час перегонки нафти більша частина сірки потрапляє до мазуту. Видаляють її за допомогою гідроочищення – при 300...400 °C та тиску до 10 МПа додають водень, в присутності окисів молібдену, кобальту та нікелю утворюється H_2S , який

вилучають та використовують для вироблення сірки, зниження кількості сірки в паливі можна досягти дією високих температур в присутності кисню (газифікація) або без нього (піроліз). В першому випадку утворюється метан та його гомологи, CO , та H_2 , а також H_2S , у другому – горючий газ, рідкі горючі фракції, а також твердий нафтовий кокс.

У 50-роки минулого сторіччя в Україні розпочалася розробка енерготехнологічного використання дешевого землистого бурого вугілля з виробленням рідкого палива (німці на такому бензині завоювали пів-Європи) та інших корисних речовин включно із сіркою, але різкий поворот у бік нафти та газу призвів до сучасної енергозалежності України.

Суцільний перехід на газ та мазут має негативний вплив також на екологію. Температура в топках при цьому зросла на $300...500\text{ K}$, а це викликало часткове окислення азоту до NO , NO_2 , N_2O_5 тощо. Усі окисли азоту є токсичними, тому потрібні заходи із зменшенням їх утворення: зменшення надлишку повітря в топці до мінімального за умови повного згоряння палива; зниження температури факелу, рециркуляція димових газів тощо.

Вловлювання легкої золи. Ця проблема постає при спалюванні твердих палив, особливо в камерних топках, а також високосірчаного мазуту. В механічних золовловлювачах – циклонах – частинки золи осаджуються на їх вертикальних стінках за рахунок відцентрової сили, яка утворюється під час тангенціальної подачі газів всередину циліндричної частини циклону. Зола зсипається в нижню конічну частину, а гази відводяться зверху.

Для більш повного вловлювання золи (до 90%) на котлах малої потужності встановлюють скрубери – циклони, на внутрішній поверхні яких стікає плівка води, що затримує найбільші частинки золи. На крупних теплових електростанціях використовують електрофільтри, що можуть забезпечувати до 99% вловлювання золи. Частинки золи спочатку заряджаються від стрижньових випромінюючих електродів додатними зарядами, а потім осаджаються на пластинчатих електродах, які заряджені від'ємно.

Розсіювання викидів в атмосфері. Усі засоби очищення димових газів не

гарантують повного видалення шкідливих і токсичних речовин, концентрація яких може в сотні разів перевищувати гранично допустиму концентрацію ГДК. Тому використовують димові труби – на висоті газу активно перемішуються із повітрям, і концентрація токсичних речовин стає нижче за ГДК. Димові труби висотою до 120 м роблять цегляними, металевими, монолітними, залізобетонними, вище за 120 м – із залізобетонною конічною оболонкою, яка сприймає вітрові та вагові навантаження, та внутрішньою футеровкою із кислототривкої цегли, що захищає оболонку від корозії.

Розрахунки розсіювання викидів та параметрів димових труб є досить складними, їх проводять спеціальні проектні організації.

Стічні води та їх очищення. Стічні води теплотехнічного обладнання є джерелом "теплого забруднення". Для конденсації водяної пари в конденсаторах парових турбін, парів холодоагентів в холодильних установках та теплових насосах, треба витратити в 40–70 разів більше води, ніж кількість утворюваного конденсату. Температура води при цьому збільшується не менш як на 8–10 К. Досі немає чітких технічних та екологічних рішень щодо корисного використання теплових забруднень, тому на більшості електростанцій та підприємств АПК діють оборотні системи охолодження води за допомогою згаданих раніш градирень.

Стічні води від станцій хімоводоочищення, які є при кожній котельні, містять $NaCl$, H_2SO_4 , $NaOH$, $Al_2(SO_4)_3$, NH_4 тощо. Скидання цих вод навіть після їх нейтралізації (вапнування, фільтрація, інколи електродіаліз та зворотний осмос) дозволяється лише до водоймищ з великим дебітом. В інших випадках рекомендовано переходити на упарювання стічних вод – це дорого, але екологічно чисто.

Дуже важливим на будь-яких підприємствах є не допускати попадання до стічних вод нафтопродуктів – із-за нещільності сховищ мазуту і трубопроводів, розливу під час випорожнення цистерн тощо. Очищення такої води є дуже дорогим та складним процесом.

До цієї ж категорії слід віднести води після обмивання хвостових (в зоні

низьких температур димових газів) поверхонь котлів, що працюють на мазуті. На цих поверхнях осідають зольні елементи, що містять сполуки ванадію, нікелю, міді та ще більш важких металів. Під час промивання у воді залишається іще H_2SO_4 . З внутрішньої сторони котли також вимагають періодичної хімічної промивки різними кислотами, а також поверхнево-активними речовинами (ПАР). Продукти промивки, що потрапляють до води – це солі заліза, міді, цинку, кальцію, магнію. Оскільки для підприємств АПК цих вод утворюється порівняно небагато – найкраще взагалі не допускати їх стоку до водоймищ.

ЛІТЕРАТУРА

1. Виноградов-Салтыков В.А. Теплометрическое исследование теплозащитных свойств ограждений / В.А. Виноградов-Салтыков, М. Янчарек, В.Г. Федоров, О.И. Кепко // Промышленная теплотехника. – 2009. – №4. – С. 116-123.
2. Кепко О.И. Теплотехнология замкнутой системы отопления и вентиляции теплиц / О.И. Кепко, В.А. Виноградов–Салтыков. // – К.: Промышленная теплотехника, – 2008. – Том.30, – №4. – С. 50-55.
3. Степанова В.Э. Возобновляемые источники энергии на сельскохозяйственных предприятиях. – М.: Агропромиздат, 1989. – 112 с.
4. Теплотехніка. Підручник / Буляндра О.Ф. та ін. / За ред. Б.Х.Драганова, О.Ф.Буляндри. – К.: Вища школа, 1998. – 334 с.
5. Теплотехніка. Підручник. / Б.Х.Драганов, О.С.Бесараб, А.А.Долінський, В.О.Лазоренко. За ред. Б.Х.Драганова. –2-е вид. перероб. і доп. – К.: Фірма „ІНКОС”, 2005. – 400 с.