

УДК 621.5

В.М. Філоненко

**РАЦІОНАЛЬНА ЕКСПЛУАТАЦІЯ
ТЕПЛОВИКОРИСТУЮЧОЇ
АПАРАТУРИ**

ЗМІСТ

1. Раціональна експлуатація тепловикористовуючої апаратури ТВА. Загальні положення.....	3
2. Система експлуатаційних параметрів та рівнянь ТВА.....	6
3. Раціональна система контрольно-вимірювальних приладів ТВА.....	15
4. Раціональна система відведення конденсату з грійних камер ТВА.....	19
5. Раціональна система відведення неконденсованих газів з грійних камер ТВА.....	22
6. Інтенсифікація теплообміну в грійних камерах ТВА.....	25
7. Автоматизація роботи ТВА – умова їх раціональної експлуатації.....	27
8. Експлуатація ТВА і накипеутворення.	29
9. Раціональна експлуатація насосних агрегатів ТВА.....	33
10. Мінімізація тепловтрат в системі ТВА.....	47
Література	48

1. РАЦІОНАЛЬНА ЕКСПЛУАТАЦІЯ ТЕПЛО-ВИКОРИСТОВУЮЧОЇ АПАРАТУРИ. ЗАГАЛЬНІ ПОЛОЖЕННЯ

План

- 1.1. Технологічна структура тепловикористовуючої апаратури
- 1.2. Сутність раціональної експлуатації тепловикористовуючої апаратури
- 1.3. Види тепловикористовуючої апаратури

1.1. Технологічна структура тепловикористовуючої апаратури

Тепловикористовуюча апаратура (ТВА) є тепло технологічним комплексом, що включає в себе теплообмінний апарат (ТОА) в комплекті із допоміжним обладнанням, що виконує функції забезпечення теплової обробки технологічного продукту.

У загальному вигляді тепловикористовуюча апаратура включає в себе:

- теплообмінний апарат (ТОА) – у вигляді підігрівника, випарного апарату, агрегату для сушіння, тощо);
- систему інтенсифікації теплообміну в грійній камері ТОА у вигляді внутрішніх перегородок, внутрішніх вставок, тощо;
- систему подачі продукту та теплоносіїв в ТОА – у вигляді насосної установки (для продукту і теплоносія – рідин), у вигляді редуційно-охолоджувальної установки – РОУ (для теплоносія – водяної пари) і у вигляді регулювального клапану (для теплоносія гаряче повітря або гарячі продукти згорання палива);
- систему відведення неконденсованих газів з грійної камері ТОА – у вигляді парових відтяжок;
- систему відведення конденсату грійної пари з грійної камері ТОА – у вигляді конденсато-відвідників або автоматизованих збірників.

1.2. Сутність раціональної експлуатації тепловикористовуючої апаратури

Питання раціональної експлуатація тепловикористовуючої апаратури містить в собі розгляд комплексу питань, що включає в себе як експлуатацію власне теплообмінної апаратури, так і експлуатацію допоміжних систем, технологічно і функціонально пов'язаних з нею.

Як правило, конструкція і поверхня теплообміну будь якої тепловикористовуючої апаратури, теплообмінних апаратів, теплообмінників і підігрівників для конкретних умов експлуатації конкретних підприємств встановлюються проектними організаціями, фірмами (установами), що мають високий рівень кваліфікації. І вибраний ними типорозмір ТОА, його конструкція не підлягають зміні в експлуатаційних умовах оперативним персоналом, що обслуговує. Тепловикористовуюче обладнання.

Тому методики розрахунку і вибору конструкції тепло споживаючої апаратури в даному модулі не розглядаються.

Викладення даного модуля буде виходити з того, що проектно-конструкторських помилок у виборі типорозміру тепло споживаючої апаратури підприємство, що її використовує, не має.

В наведеному модулі будуть розглянуті проблеми, що можуть виникати для підприємства, будуть пов'язані виключно з факторами, що пов'язані з експлуатацією теплообмінної апаратури.

Рациональну експлуатацію тепловикористовуючої апаратури слід розглядати, чи не в першу чергу, як забезпечення регламентних умов експлуатації, за яку несуть відповідальність достатньо велика кількість допоміжних систем що супроводжують експлуатацію кожного теплообмінного апарату.

Рациональна експлуатація тепловикористовуючої апаратури полягає у організаційному забезпеченні умов, які дозволяють в умовах експлуатації витримати проектно-розрахункову теплову потужність теплообмінних апаратів, дотримати їх регламентний температурний режим та мінімізувати витрати енергоресурсів на їх експлуатацію

Саме в цих аспектах, нижче, буде розглянута проблема, визначена в назві модуля.

Справа у тому, що одержавши в розпорядження ефективний теплообмінник, можна, з певних причин не реалізувати його теплотехнічний потенціал, закладений в його проекті, тобто:

- недогріти технологічний продукт до регламентної температури;
- не сконденсувати потрібну кількість пари;
- не підвищити ККД турбоустановки;
- не відкачати потрібну кількість теплоносія;
- тощо,

Такими певними причинами є допущені експлуатаційні недосконалості у формуванні та експлуатації як самого ТОВА, так і його допоміжних пристроїв.

В створеному навчально методичному модулі роботі буде подано аналіз наступних експлуатаційних умов рациональної експлуатації ТВА :

- дотримання проектно-розрахункової витрати продукту, що подається в ТОВА за рахунок належної взаємо відповідності гідравлічної характеристики трубопровідної системи та гідравлічної характеристики насоса, що входить до складу насосної установки;
- відведення конденсату з грійних камер ТОВА **у т.ч. різновіддалених;**
- дотримання проектно-розрахункових параметрів грійючого енергоносія;
- вентиляція грійної камери ТОВА та видалення газів, що не конденсуються;
- **системна протяжка грійної камери випарних апаратів**
- інтенсифікації теплообміну в поверхні теплообміну;
- уникнення накипеутворення;
- ізолювання;
- транспортування теплоносія до ТОВА;
- автоматизації ТОВА;

Кожна умова буде представлена в таких аспектах:

- проектно-розрахункове визначення регламентних умов реалізації;
- технічна сутність можливих експлуатаційних недосконалостей;
- експлуатаційні технологічні наслідки;

- експлуатаційна перевитрата енергоресурсів;
- експлуатаційні методи виявлення недосконалості;
- аналітичні методи виявлення недосконалості.
- технічні рішення, що дозволяють уникнути недосконалості.

1. 3. Види тепловикорстовуючої апаратури

В харчовій промисловості знайшли застосування наступні види тепловикорстовуючої апаратури (теплообмінного обладнання);

- поверхневі теплообмінники (підігрівники) типу „пара-рідина”;
- поверхневі теплообмінники (підігрівники) типу „рідина-рідина”;
- пароконтактні теплообмінники (підігрівники, конденсатори, градирні);
- вакуум-конденсаційні установки (поверхневі та пароконтактні);
- поверхневі випарні апарати;
- поверхневі вакуум-апарати;
- тощо.

Теплообмінники можуть мати наступні види поверхні теплообміну:

- у вигляді сталевих труб та пластин із різних марок сталі або із міді та латуні;
- у вигляді струменів рідини, сформованих струмогенеруючими конструкціями;
- у вигляді краплин рідини, сформованих форсуночними конструкціями.

До складу ТОА входить як сам ТОА, так і допоміжні елементи та агрегати, що забезпечують його експлуатацію. До системи, що забезпечує експлуатацію ТОА можуть входити:

- насоси, що подають гріючий (або охолоджуючий) теплоносіє;
- конденстотвідні пристрої;
- збірники конденсату;
- насоси, що відкачують конденсат;

Рациональна експлуатація теплообмінного обладнання невід’ємна від рациональної експлуатації допоміжних систем.

Рекомендована література

- 1.1. Стабников В.Н. Проектирование процессов и аппаратов пищевых производств / К.: Вища школа.-1982.
- 1.2. Плановский А.Н., Николаев П.И. Процессы и аппараты химической и нефте-химической технологии. М.: Химия, 1987.— 540 с.
- 1.3. Гельперин Н.И. Основные процессы и аппараты химической технологии. М.: Химия, 1981.- 812 с.
- 1.4. Касаткина А.Г. Основные процессы и аппараты химической технологии. 9-е изд. М.: Химия, 1973.- 750 с..

- 1.5. Основные процессы и аппараты химической технологии. Пособие по проектированию . 2- е изд .\ Под ред . Ю .И Дытнерского М .: Химия , 1991. – 494 с
- 1.6. Романков П . Г ., Фролов В. Ф ., Флисюк О М ., Курочкина М . И . Методы расчета процессов и аппаратов химической технологии . СПб .: Химия 1993. 496 с
- 1.7. Павлов К . Ф ., Романков П . Г ., Носков А . А . Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии. Л .: Химия , 1981. – 560 с
- 1.8. Справочник по теплообменникам, М Химия , 1982. 328 с.
- 1.9. Вихман Г Л ., Круглов С . А . Основы конструирования и расчета аппаратов и машин нефтеперерабатывающих заводов ММашиностроение 1987. – 328с.
- 1.10. Лащинский А . А . Конструирование сварных химических аппаратов: Справочник. – Л .: Машиностроение , 1981. – 382 с.
- 1.11. Домашнев А Д Конструирование и расчет химических аппаратов М : Машиностроение, 1961. 624с
- 1.12. Андреев В.А. Теплообменные аппараты для в'язких жидкостей. Энергия М.: 1971.- 152 с.
- 1.13. Барановский Н.Б. Коваленко Л.М., Ястребенецкий А.Р. Пластинчатые и спиральные теплообменники.- Машиностроение.- М.: 1973.- 288 с.
- 1.14. Дытнерский Ю. И. Процессы и аппараты химической технологии. - :М.:Химия, 1995. –400с. –
- 1.15. Кейс В.М., Лондон А.Л. Компактные теплообменники.- Госэнергоиздат.- М.: 1962.- 223
- 1.16. Кичигин М.А, Костенко Г. Н. Теплооменные аппараты и выпарные установки. Госэнергоиздат.- М.: 1955.- ... с.
- 1.17. Лащинский А.А., Толчинский А.Р. Основы конструирования и расчета химической аппаратуры (справочник). Машгиз.- 1963.- ... с.
- 1.18. Чернобыльский В.Н. Выпарные установки.К.Ї 1970

Питання для самоперевірки

1. Які складові технологічної структура тепловикористовуючої апаратури ?
2. В чому полягає сутність раціональної експлуатації тепловикористовуючої апаратури ?
3. Наведіть види тепловикористовуючої апаратури.
4. Наведіть види поверхні теплообміну ТВА.

2. СИСТЕМА ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ПАРАМЕТРІВ ТА РІВНЯНЬ ТЕПЛОПЕРЕДАЧІ ТВА

План

- 2.1. Експлуатаційні параметри тепловикористовуючої апаратури
- 2.2. Співвідношення між одиницями виміру теплової потужності та кількості теплової енергії теплообмінної апаратури
- 2.3. Основні експлуатаційні рівняння тепловикористовуючого обладнання

2.1. Експлуатаційні параметри тепловикористовуючої апаратури

Ефективна експлуатація тепловикористовуючої апаратури невід’ємна від підтримання на регламентному рівні та регулювання, у разі потреби, їх експлуатаційних параметрів. Оскільки ефективність експлуатації визначається певними параметрами ефективності, які можуть бути більшими, меншими або відповідати загально визнаному рівню ефективності.

Експлуатаційні параметри є ознаки процесів та апаратів, що мають значення і становлять експлуатаційний інтерес обслуговуючого (оперативного) персоналу.

Експлуатаційні параметри можуть як визначатися безпосередньо – вимірювальними приладами (витратомірами, термометрами, тощо) так і визначатися за термодинамічними діаграмами стану та таблицями, або за розрахунковими формулами.

Загально прийнято, що до системи експлуатаційних параметрів ТОВА відносять-ся:

- G_1, D_1 – витрата грійного теплоносія, відповідно, для рідини і для водяної пари, кг/с, т/год. Визначається технологічним регламентом експлуатації ТОВА або тепловим розрахунком ТОВА;
- $t_{1.1}$ – температура грійного теплоносія на вході в ТОВА, °С. Визначається технологічним регламентом експлуатації ТОВА;
- $t_{1.2}$ – температура грійного теплоносія на виході з ТОВА, °С. Визначається технологічним регламентом експлуатації ТОВА або тепловим розрахунком ТОВА;
- $t_{2.1}$ – температура продукту, що нагрівається, на вході в ТОВА, °С. Визначається технологічним регламентом експлуатації ТОВА;
- $t_{2.2}$ – температура продукту, що нагрівається, на виході з ТОВА, °С. Визначається технологічним регламентом експлуатації ТОВА або тепловим розрахунком ТОВА;
- Δt_O – наявний температурний напір в ТОВА, °С;. Визначається за формулою:

$$\Delta t_O = (\Delta t_B - \Delta t_M) / \ln (\Delta t_B / \Delta t_M) \quad (2.1)$$

де:

Δt_B – більша різниця температур теплоносіїв на вході/виході ТОВА, °С. Визначається з температурного графіка ТОВА, рис. 2.1.

для протічній ТОВА: $\Delta t_B = t_{1.2} - t_{2.1}$

$$\Delta t_M = t_{1.2} - t_{2.2}$$

для проточного ТОА: $\Delta t_B = t_{1.1} - t_{2.1}$
 $\Delta t_M = t_{1.1} - t_{2.2}$

Δt_M – менша різниця температур теплоносіїв на вході/виході ТОА, °С. Визначається з температурного графіка ТОА, рис. 2.1.

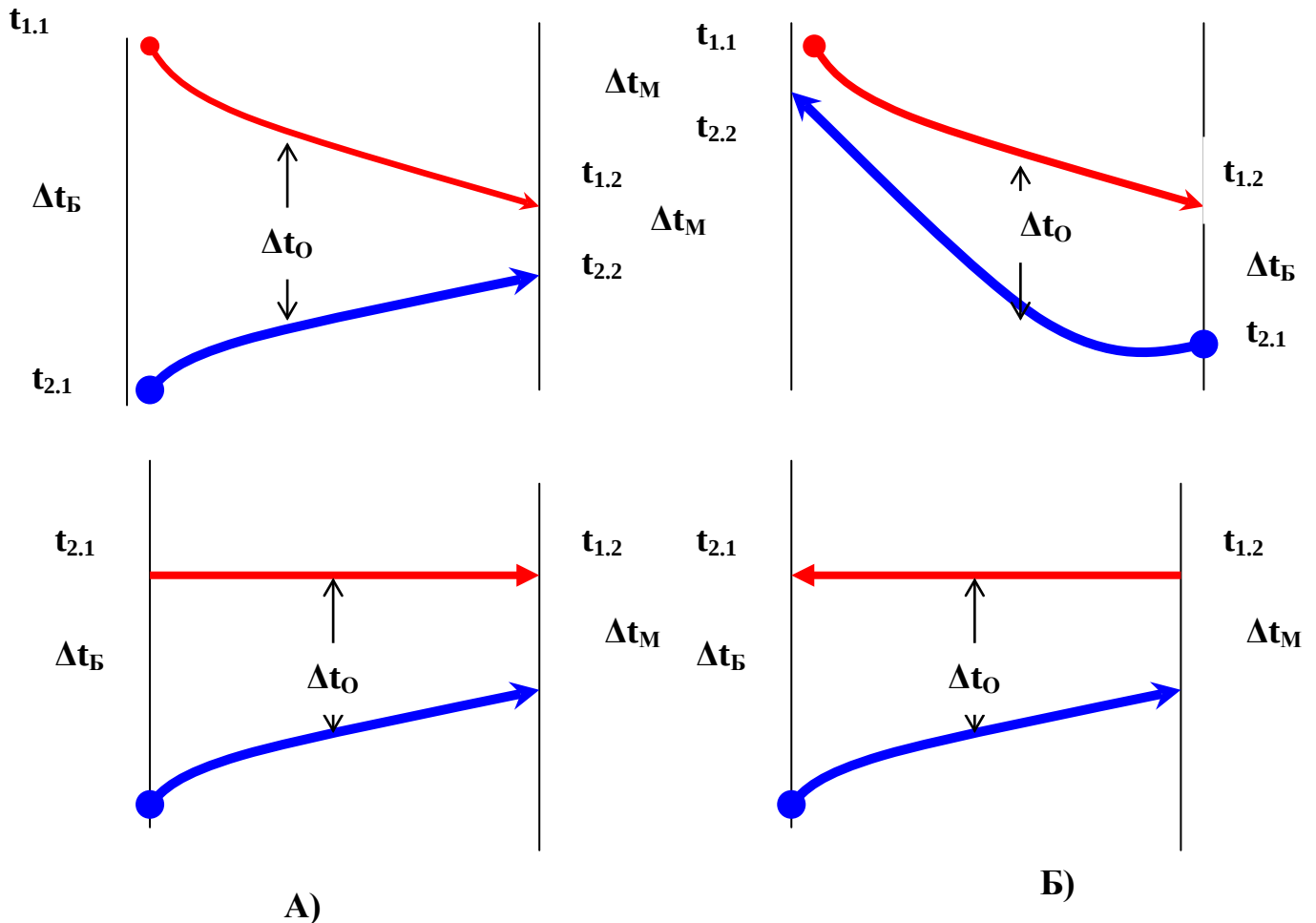


Рис.2.1. Графічне зображення зміни температур обох теплоносіїв вздовж поверхні теплообміну в теплообмінниках за умови їх проточного – (А) і протиточного – (Б) руху.

Q_{TOA} – теплова потужність ТОА, кВт(т) або Гкал/год. Визначається за формулами:

$$Q_{TOA} = K_{\phi} \cdot \Delta t_O \cdot F_{TOA} \quad (2.2)$$

Для ТОА типу „рідина-рідина: ” $Q_{TOA} = G_1 \cdot c_1 \cdot (t_{1.1} - t_{1.2})$ (2.3)

$$Q_{TOA} = G_2 \cdot c_2 \cdot (t_{2.1} - t_{2.2}) \quad (2.4)$$

Для ТОА типу „пара-рідина: ” $Q_{TOA} = D_1 \cdot (i_{гр.п} - i_{конд})$ (2.5)

$$Q_{TOA} = G_2 \cdot c_2 \cdot (t_{2.1} - t_{2.2}) \quad (2.6)$$

- F_{TOA} – площа поверхні теплообміну ТОА, м²; Визначається:

- у повіркових розрахунках за відповідними конструктивними формулами:

- у проектних розрахунках за формулою:

$$F_{\text{ТОА}} = Q_{\text{ТОА}} \setminus (K_{\phi} \cdot \Delta t_o) \quad (2.7)$$

де:

- K_{ϕ} – коефіцієнт теплопередачі з урахуванням експлуатаційних відкладень на поверхні теплообміну, Вт/м²·К. Визначається за формулою:

$$K_{\phi} = K_o \cdot \phi_{\text{експл}} \quad (2.8)$$

- $\phi_{\text{експл}}$ – коефіцієнт, що враховує експлуатаційні відкладення на поверхні теплообміну, що зменшують теплопровідність стінки і зменшують коефіцієнт теплопередачі для чистої поверхні теплообміну, од. Визначається виключно за емпіричними формулами відповідно конкретного продукту, що нагрівається або охолоджується. Знаходиться в межах від 0,20 до 0,85;
- K_o – коефіцієнт теплопередачі для чистої (без накипу) поверхні теплообміну, Вт/м²·К. Визначається за формулою:

$$K_o = (1/\alpha_1 + 1/\alpha_2 + \delta_{\text{ст}}/\lambda_{\text{ст}})^{-1} \quad (2.9)$$

де:

- α_1 – коефіцієнт тепловіддачі від грійного теплоносія, Вт/(м²·К). Визначається за спеціальними формулами тепловіддачі;
- α_2 – коефіцієнт тепловіддачі від стінки до продукту, що нагрівається, Вт/(м²·К). Визначається за спеціальними формулами тепловіддачі;
- $\delta_{\text{ст}}$ – товщина стінки поверхні теплообміну, м. Визначається за конструктивним регламентом ТОА;
- $\lambda_{\text{ст}}$ – питома теплопровідність матеріалу стінки, Вт/м·К; Визначається за відповідними довідниками;

Експлуатаційна практика ТВА визначає три групи експлуатаційних параметрів, а саме:

- **поточні** експлуатаційні параметри, визначаються умовами експлуатації, що складаються на кожний момент часу;
- **регламентні** експлуатаційні параметри, визначаються проектно-розрахунковим регламентом промислового підприємства;
- **параметри енергетичної ефективності** ТВА, визначаються загально прийнятою системою формування показників ефективності ТВА, до складу якої входять: коефіцієнти тепловіддачі, теплопередачі, гідравлічний опір, коефіцієнт ефективності ТВА, тощо.

Для раціональної експлуатації ТОА всі параметри ТОА мають бути визначені та сформовані умови для підтримання їх регламентного рівня у процесі експлуатації ТОА.

2.2. Співвідношення між одиницями виміру теплової потужності та кількості теплової енергії ТВА

Практика експлуатації ТВА супроводжується виміром експлуатаційних параметрів.

Історично склалася така ситуація, за якою використовуються різносистемні одиниці виміру експлуатаційних параметрів. Особливо в одиницях виміру кількості та потужності потоків енергії, як теплової, так і електричної.

Спеціалісту з промислової теплоенергетики слід засвоїти співвідношення між системними і позасистемними одиницями виміру потоків енергії, а саме між “кДж” і “ккал”, і “кДж” і “кВт·год”.

Засвоївши ці співвідношення, які мають вигляд числових коефіцієнтів, ви зможете користуватися розрахунковими формулами “розуміючи” природу появи в них корегуючі коефіцієнтів і визначати обсяги енергоресурсів, які споживає ТВА.

Загально прийнято використовувати в енергетиці (в тепло – та електроенергетиці) позасистемну одиницю виміру кількості енергії – “кВт.год” (зверніть увагу не потужності, а кількості), яка існує поряд зі звичними (системними) одиницями виміру – кДж, або ккал.

Одиниця виміру “кВт.год” це по суті 3600 кДж, тобто, позасистемна одиниця виміру кількості – “кВт.год” це системна одиниця „кДж”, збільшена для спрощення користування під час опрацювання значних обсягів енергії у 3600 разів.

Логіка формування цієї одиниці виміру наступна: $1,0 \text{ кВт.год} = 1,0 (\text{кДж/с}) \cdot \text{год} = 1,0 (\text{кДж/с}) \cdot 3600 \text{ с}$. Після взаємного скорочення “с” в чисельнику та знаменнику одержуємо “кДж”.

Таким чином, одна кВт.год енергії – дорівнює 3600 кДж енергії. При чому, незалежно, здійснюється вимір теплової чи електричної енергії.

Формули перерахунку кількості теплоти в “кДж” в кількість теплоти в “кВт.год” достатньо прості і їх потрібно запам’ятати:

$$Q^{\text{кДж}} = Q^{\text{кВт.год}} \cdot 3600 \quad (2.10)$$

$$Q^{\text{кВт.год}} = Q^{\text{кДж}} / 3600 \quad (2.11)$$

Приклад:

Теплообмінник спожив протягом ____ год 2000 кДж теплової енергії ($Q_{\text{т}}^{\text{кДж}} = 2000 \text{ кДж}$). Це означає, що він спожив 0,56 кВт.год теплової енергії ($Q_{\text{т}}^{\text{кВт.год}} = 0,56 \text{ кВт.год}$).

Формули для перерахунку одиниць виміру кількості теплової енергії “ккал” і “кДж” теж прості:

$$Q^{\text{ккал}} = Q^{\text{кДж}} / 4,19 \quad (2.12)$$

$$Q^{\text{кДж}} = Q^{\text{ккал}} \cdot 4,19 \quad (2.13)$$

Приклад:

Теплообмінник спожив 2000 кДж теплової енергії ($Q_{\text{т}}^{\text{кДж}} = 2000 \text{ кДж}$), це означає, що він спожив 477,3 ккал теплової енергії ($Q_{\text{т}}^{\text{кДж}} = 477,3 \text{ ккал}$).

Наведені вище співвідношення не потребували би запам’ятовування, якби не мали виключно важливого значення у плані представлення обсягів енергоносіїв у промисловості. У промисловості діють великі, у порівнянні з годиною, терміни споживання (вироблення) енергоресурсів, а саме: доба, місяць, рік.

Обсяги виробленої та спожитої енергії, прив'язані до вищенаведених позасистемних часових термінів, мають вигляд “кВт.год/добу”, Гкал/міс, МВт.год/рік, тощо.

Тому фахівцю теплотехнічного напрямку діяльності потрібно знати числові коефіцієнти, які потрібно підставляти у формули зразка 2.1–2.4, щоб одержати промислові, а не навчальні, значення обсягів теплоспоживання.

Невід’ємним поняттям для діяльності в сфері енергозбереження є поняття кількості (обсягу) використаної (або виробленої) енергії протягом певного часу (терміну). Поняття кількості (обсягу) енергії використовується у методології визначення обсягів закупівлі енергоресурсів та показників економічної ефективності робіт з енергозбереження.

Термінами використання енергоресурсів загально визнано *годину, добу, місяць та рік*. Умовним позначенням терміну використання енергії, як правило, є грецька літера – $\tau_{\text{розр}}$. Розмірність $\tau_{\text{розр}}$ різна, у залежності від визначеного періоду використання або вироблення енергії. Наприклад,

- для періоду “година”, $\tau_{\text{розр}}$ має розмірність *год/год*;
- для періоду “доба”, $\tau_{\text{розр}}$ має розмірність *год/добу*;
- для періоду “місяць” $\tau_{\text{розр}}$ має розмірність *год/місяць*.

Співвідношення між потужністю (наприклад, N) і кількістю (наприклад, N_{τ}) енергії визначається формулами:

$$Q_{\tau} = Q \cdot \tau_{\text{розр}} \quad (2.14)$$

$$Q = Q_{\tau} / \tau_{\text{розр}} \quad (2.15)$$

де:

Q – теплова потужність агрегату (установки), кВт, Гкал/год. Визначається за технологічним регламентом або за розрахунком.

Q_{τ} – кількість енергії, що спожита (або вироблена) агрегатом (установкою) протягом розрахункового терміну експлуатації, кВт.год/год, кВт.год/добу, Гкал/добу:

$\tau_{\text{розр}}$ – розрахунковий термін експлуатації агрегату (установки), год/год, 24 год/добу, 720 год/місяць, 8760 год/рік, Гкал/добу, Гкал/міс, Гкал/рік.

Приклад:

- Випарний апарат має теплову потужність $Q = 10$ Гкал/год (або 11,63 МВт(т). За один місяць випарний апарат споживає теплову енергію в кількості $Q_{\tau} = 7200$ Гкал/міс, див. ф-лу (1.11): $Q_{\tau} = 10_{\text{Гкал/год}} \cdot 720_{\text{год/міс}} = 7200_{\text{Гкал/міс}}$, або 8373,6 МВт.год/міс.

Нижче, наведено співвідношення між енергетичними параметрами:

$$\begin{aligned} 1,0 \text{ кВт} \cdot \text{год} &= 3,6 \cdot 10^{-3} \text{ ГДж} &= 3,6 \text{ МДж} &= 859,2 \cdot 10^{-6} \text{ Гкал} &= 122,74 \cdot 10^{-6} \text{ т у.п.} \\ 1,0 \text{ ГДж} &= 277,8 \text{ кВт} \cdot \text{год} &= 238,67 \cdot 10^{-3} \text{ Гкал} &&= 34,09 \cdot 10^{-3} \text{ т у.п.} \\ 1,0 \text{ МДж} &= 0,278 \text{ кВт} \cdot \text{год} &= 238,67 \cdot 10^{-6} \text{ Гкал} &&= 34,09 \cdot 10^{-6} \text{ т у.п.} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 1,0 \text{ Гкал} &= 1163,87 \text{ кВт}\cdot\text{год} = 4190 \text{ МДж} &= 142,85 \cdot 10^3 \text{ т у.п.} \\
 1,0 \text{ т у.п.} &= 8147,30 \text{ кВт}\cdot\text{год} = 29334,12 \text{ МДж} = 7000 \text{ ккал} = 7,0 \text{ Гкал}
 \end{aligned}$$

Для визначення обсягу (кількості) теплової енергії для реалізації процесу нагрівання потоку рідини за розрахунковий термін “секунду” (с) потрібно приймати до уваги, що:

- У разі застосування єдиної системи одиниць виміру для параметрів (кг/с, кДж, с) і вимоги отримати обсяг теплової енергії у кДж за секунду (кДж/с, кВт), розрахункова формула має вигляд:

$$Q_{\tau}^{\text{нагр}} = G_{\text{прод}} \cdot c_{\text{прод}} (t_2^{\text{прод}} - t_1^{\text{прод}}) \cdot \tau_{\text{розр}} \quad (2.16)$$

де:

$G_{\text{прод}}$ – витрата продукту, що нагрівається, кг/с;

$c_{\text{прод}}$ – теплоємність продукту, що нагрівається, кДж/кг·К,

$t_2^{\text{прод}}$ – температура продукту на початку нагрівання, К;

$t_1^{\text{прод}}$ – температура продукту після нагрівання, К;

$\tau_{\text{розр}}$ – коефіцієнт врахування розрахункового терміну нагрівання, 1 с/с.

Результат визначення обсягу теплоти за цією формулою – $Q_{\tau}^{\text{нагр}}$ буде визначено буде визначено у кДж/с (кВт).

- У разі застосування позасистемних одиниць виміру параметрів (т/год, Мкал, кДж, год) і вимоги отримати обсяг теплової енергії у Мкал за годину, (Мкал/год), розрахункова формула буде має інший вигляд:

$$Q_{\tau}^{\text{нагр}} = 10^3 \cdot G_{\text{прод}} \cdot (c_{\text{прод}} / 4,2) \cdot (t_2^{\text{прод}} - t_1^{\text{прод}}) \cdot 10^{-3} \cdot \tau_{\text{розр}} \quad (2.17)$$

де:

$G_{\text{прод}}$ – витрата продукту, що нагрівається, т/год;

$c_{\text{прод}}$ – теплоємність продукту, що нагрівається, кДж/кг·К,

$t_2^{\text{прод}}$ – температура продукту на початку нагрівання, °С;

$t_1^{\text{прод}}$ – температура продукту після нагрівання, °С;

$\tau_{\text{розр}}$ – коефіцієнт, що враховує розрахунковий термін нагрівання, 1 год/ год;

10^3 – коефіцієнт, що корелює «кг» і «т»;

10^{-3} – коефіцієнт, що корелює «ккал» і «Мкал»;

4,2 – коефіцієнт, що корелює «кДж» і «ккал».

2.3. Основні експлуатаційні рівняння ТВА

Загально відомо, що експлуатаційні параметри ТВА мають чотири напрями використання:

- поточний контроль для контролю за відповідністю поточних їх значень регламентним, встановленим технолоогічним регламентом промислвогть підприємства.;
- поточне порівняння з регламентними (оптимальними) значеннями
- поточне регулювання, тобто ліквідація розбасування відносно оптимальних значень;

- використання, як складових св структурі енергетичних, гідравлічних, конструктивних та інших рівнянь, що встановлюють певний взаємозв'язок між параметрами.

Фахівець з промислової теплоенергетики повинен мати уяву (а краще високий рівень знань) з системи основних експлуатаційних рівнянь, що описують процеси в ТВА.

В усіх типах ТОВА здійснюється процес теплопередачі від грійного (або охолоджувального) теплоносія до продукту, що нагрівається (або охолоджується, або випаровується, або конденсується).

Основними (базовими) рівняннями ТВА є;

- **рівняння теплопередачі**, що визначає реальний коефіцієнт теплопередачі на основі коефіцієнтів тепловіддачі від грійного теплоносія до теплоносія, що сприймає теплоту;
- **рівняння теплового балансу**, що визначає взаємодповідність теплоти, що передається грійним теплоносієм до продукту, що нагрівається (або охолоджується);
- **рівняння гідравлічного опору ТВА**, що визначає втрату тиску як для грійного (або охолоджувального) теплоносія, так і для теплоносія, що нагрівається (або охолоджується);
- **рівняння теплової потужності ТВА**;
- **рівняння теплової потужності** та його допоміжного обладнання, що забезпечує переміщення теплоносіїв (насосів, вентиляторів, компресорів).

2.3.1. Рівняння теплопередачі ТВА

Рівняння теплопередачі ТВА визначає реальний коефіцієнт теплопередачі від грійного теплоносія до теплоносія, що нагрівається, або охолоджується, або випаровується – K_ϕ , ккал/(м² час град) або Вт/(м² К) має вигляд:

$$K_\phi = (1/\alpha_1 + 1/\alpha_2 + \delta_{\text{ст}}/\lambda_{\text{ст}})^{-1} \cdot \phi_{\text{експл}} \quad (2.18)$$

де:

- α_1 – коефіцієнт тепловіддачі від грійного теплоносія, Вт/(м²·К). Визначається за спеціальними формулами тепловіддачі від теплоносія до поверхні теплообміну;
- α_2 – коефіцієнт тепловіддачі від стінки до продукту, що нагрівається, Вт/(м²·К). Визначається за спеціальними формулами тепловіддачі від поверхні теплообміну до теплоносія, що сприймає теплоту;
- $\delta_{\text{ст}}$ – товщина стінки поверхні теплообміну, м. Визначається за конструктивним регламентом ТВА;
- $\lambda_{\text{ст}}$ – питома теплопровідність матеріалу стінки, Вт/м·К; Визначається за відповідними довідниками;
- $\phi_{\text{експл}}$ – коефіцієнт, що враховує експлуатаційні відкладення на поверхні теплообміну, т.зв. „накип”, що зменшують теплопровідність стінки і зменшують коефіцієнт теплопередачі для чистої поверхні теплообміну, од. Визначається виключно за емпіричними формулами відповідно конкретного

продукту, що нагрівається або охолоджується. Знаходиться в межах від 0,20 до 0,90;

2.3.2. Рівняння теплового балансу ТВА

Рівняння теплового балансу ТВА встановлює взаємозв'язок, а саме рівність теплової потужності, що передана грійним теплоносієм продукту – $Q_{гр}$, ккал/год, кВт (кДж/с), теплоті, що прийнята продуктом – $Q_{прод}$, ккал/год, кВт (кДж/с), і виглядає (у загальному вигляді) наступним чином:

$$Q_{гр} = Q_{прод} \quad (2.19)$$

- для теплообмінника „рідина (теплоносій) – рідина (продукт)”

$$G_{гр} \cdot c_{гр} \cdot (t_{гр}^{вих} - t_{гр}^{вх}) = G_{прод} \cdot c_{прод} \cdot (t_{вих} - t_{вх}) \quad (2.20)$$

- для теплообмінника „водяна пара (теплоносій) – рідина (продукт)”

$$D_{гр} \cdot (i_{гр.п} - i_{конд}) = G_{прод} \cdot c_{прод} \cdot (t_{вих} - t_{вх}) \quad (2.21)$$

- для чисто-випарного апарату „водяна пара (теплоносій) – рідина (продукт)”

$$D_{гр} \cdot (i_{гр.п} - i_{конд}) = D_{вт} \cdot r_{вт.п} \quad (2.22)$$

де $r_{вт.п}$ – теплота пароутворення вторинної пари киплячої рідини (розчину), кДж/кг.

2.3.3. Рівняння гідравлічного опору ТВА

Рівняння гідравлічного опору ТВА встановлює взаємозв'язок між гідравлічним опором ТВА – $\Delta p_{ТВА}$, бар (атм, м в.ст.) та його конструктивними параметрами та гідравлічними параметрами потоків теплоносіїв, і виглядає (у загальному вигляді) наступним чином:

$$\Delta p_{ТВА} = f(L_{тр}, \lambda_{тр}, d_{вн.екв.тр}, \sum \xi_{м.о}, v) \quad (2.23)$$

де:

$L_{тр}$ – сумарна довжина трубок поверхні теплообміну ТВА, м;

$\lambda_{тр}$ – коефіцієнт шорсткості внутрішньої / зовнішньої поверхні теплообміну, од.

$d_{вн.екв. тр}$ – еквівалентний (внутрішній) діаметр поверхні теплообміну, м.

$\sum \xi_{м.о}$ – сума місцевих опорів в конструкції ТВА, од;

v – швидкість теплоносія вздовж поверхні теплообміну;

ρ – питома густина теплоносія, кг/м³.

Конкретний вигляд рівнянь визначається відповідно конкретного типорозміру ТВА за спеціальною технічною літературою гідравлічного напрямку.

2.3.4. Рівняння теплової потужності ТВА

Рівняння теплової потужності ТВА визначає кількість теплової енергії за певний термін часу (як правило, або за секунду, або за годину), що споживається (передається) в ТВА – $Q_{ТОА}$, кВт (Гкал/год).

Рівняння теплової потужності ТВА може визначатися як зі сторони грійного теплоносія, так зі сторони продукту, що нагрівається:

$$Q_{\text{ТОА}} = Q_{\text{ТОА}}^{\text{гр}} = Q_{\text{ТОА}}^{\text{прод}} \quad (2.24)$$

де:

$Q_{\text{ТОА}}^{\text{гр}}$ – теплова потужність ТВА, визначена зі сторони грійного теплоносія, кВт (Гкал/год). Визначається за формулами:

- у разі, грійного теплоносія, що змінює свій агрегатний стан (конденсується) – пари (водяної або іншої):

$$Q_{\text{ТОА}}^{\text{гр}} = D_{\text{гр}} \cdot (i_{\text{гр.п}} - i_{\text{конд}}) \quad (2.25)$$

- у разі, грійного теплоносія, що не змінює свого агрегатного стану рідини або газу:

$$Q_{\text{ТОА}}^{\text{гр}} = G_{\text{гр}} \cdot c_{\text{гр}} \cdot (t_{\text{гр}}^{\text{вих}} - t_{\text{гр}}^{\text{вх}}) \quad (2.25)$$

$$Q_{\text{ТОА}}^{\text{гр}} = G_{\text{гр}} \cdot (i_{\text{гр}}^{\text{вих}} - i_{\text{гр}}^{\text{вх}}) \quad (2.26)$$

$Q_{\text{ТОА}}^{\text{прод}}$ – теплова потужність ТВА, визначена зі сторони продукту, що отримує теплову обробку (нагрівання, випаровування, тощо), кВт (Гкал/год). Визначається за формулами:

- для теплообмінника-випарника розчину, в якому продукт змінює свій агрегатний стан (випаровується):

$$Q_{\text{ТОА}}^{\text{прод}} = [G_{\text{розч}}^{\text{вх}} \cdot (1,0 - \text{CP}_{\text{розч}}^{\text{вх}} / \text{CP}_{\text{розч}}^{\text{вих}})] \cdot r_{\text{вт}} \quad (2.27)$$

- для теплообмінника, в якому продукт не змінює свого агрегатного стану (нагрівається):

$$Q_{\text{ТОА}}^{\text{прод}} = G_{\text{прод}} \cdot c_{\text{прод}} \cdot (t_{\text{прод}}^{\text{вих}} - t_{\text{прод}}^{\text{вх}}) \quad (2.28)$$

2.3.5. Рівняння потужності насоса, що транспортує теплоносії через ТВА

Рівняння, що визначає механічну потужність насоса, що забезпечує переміщення потоку теплоносія (конденсату, гарячої води, іншого продукту), без врахування гідравлічного опору трубопровідної системи та гідростатики системи „ТВА-Насос”, виглядає наступним чином:

$$N_{\text{н}} = [Q_{\text{ТОА}} \cdot \Delta H_{\text{ТОА}} / (3600 \cdot \eta_{\text{н}})] \rho \cdot g \cdot 10^{-3} \quad (2.29)$$

де:

$Q_{\text{ТОА}}$ – подача насоса, м³/год. Визначається технологічним регламентом ТВА;
 $\Delta H_{\text{ТОА}}$ – гідравлічний опір ТВА, м в.ст. Визначається гідравлічним розрахунком або паспортом ТВА;

$\eta_{\text{н}}$ – експлуатаційний ККД насоса, од. Визначається заводською характеристикою насоса;

ρ – питома густина рідини, що транспортується насосом, кг/м³.

Рекомендован література

- 2.1. Михалев М . А ., Михалева И . М Основы теплопередачи М Энергия 1977 . 342 с.
- 2.2. Галин Н . М ., Кириллов Л . П . Тепломассообмен . М .: Энергоатомиздат 1987. 376 с.
- 2.3. Исаев С . И и др. Теория тепломассообмена . Под ред Л И Леонтьева .М .: Высшая школа , 1979. 496 с
- 2.4. Кутепов А . М ., Стерман Л . С ., Стюшкин Н . Г . Гидродинамика и теплообмен при парообразовании 3-е изд М .: Высшая школа , 1986.
- 2.5. Романков П . Г ., Фролов В . Ф . Теплообменные процессы химической технологии Л .: Химия 1982. 288 с.
- 2.6. Михеев М.А. Основы теплопередачи. Госэнергоиздат.- М.: 1956.- ... с.

Питання до самоперевірки

1. Наведіть експлуатаційні параметри тепловикористовуючої апаратури.
2. Наведіть співвідношення між одиницями виміру теплової потужності та кількості теплової енергії теплообмінної апаратури.
3. Наведіть основні експлуатаційні рівняння тепловикористуючого обладнання.
4. Наведіть рівняння теплової потужності ТВА.
5. Наведіть рівняння механічної потужності насосу, що транспортує теплоносії через ТВА.

3. РАЦІОНАЛЬНА СИСТЕМА КОНТРОЛЬНО-ВИМІРЮВАЛЬНИХ ПРИЛАДІВ ТВА

План

- 3.1. Система контрольно-вимірювальних приладів (КВП). Загальні питання
- 3.2. Система КВП теплообмінника „Пара-Рідина”.
- 3.3. Система КВП теплообмінника „Рідина-Рідина”.
- 3.4. Система КВП випарного апарату
- 3.5. Система КВП поверхневого конденсатору
- 3.6. Система КВП пароконтактного конденсатору
- 3.7. Система КВП пароконтактного підігрівника

3.1. Система контрольно-вимірювальних приладів. Загальні питання

Рациональна експлуатація тепловикористовуючих пристроїв (ТВА) невід’ємна від комплектації власне теплообмінного апарату і систем, що забезпечують його експлуатацію, контрольно-вимірювальними приладами (КВП).

Наявність в складі ТВА повноцінної за класом точності, за кількістю вимірювальних приладів системи КВП гарантує оперативному персоналу, що обслуговує ТВА, можливість визначати експлуатаційні параметри, порівнювати їх з регламентними значеннями та впливати на параметри, що отримали відхилення від регламенту. Тобто дотримуватися рациональної експлуатації ТВА, передбаченої проектом їх встановлення.

Рациональна експлуатація ТОВА має базуватися на використанні якомога повнішої системи контрольно-вимірювальних КВП, якими має бути оснащений кожен ТОВА.

3.2. Система КВП теплообмінника „Пара-Рідина”.

Підігрівник „Пара-Рідина” з повноцінною системою КВП має бути оснащений:

- манометром на вході грієної пари в грієну камеру ТОВА;
- термометром на вході грієної пари в грієну камеру ТОВА;
- термометром продукту, що нагрівається на вході в ТОВА;
- термометром продукту, що нагрівається на виході з ТОВА;
- манометром на вході, що нагрівається на вході з ТОВА;
- манометром на вході, що нагрівається на виході з ТОВА.

3.3. Система КВП теплообмінника „Рідина-Рідина”.

Підігрівник „Рідина-Рідина” з повноцінною системою КВП має бути оснащений:

- манометром на вході грієної пари в грієну камеру ТОВА;
- термометром на вході грієної пари в грієну камеру ТОВА;
- термометром продукту, що нагрівається на вході в ТОВА;
- термометром продукту, що нагрівається на виході з ТОВА;
- манометром на вході, що нагрівається на вході з ТОВА;
- манометром на вході, що нагрівається на виході з ТОВА.

3.4. Система КВП випарного апарату

Випарний апарат з повноцінною системою КВП має бути оснащений:

- манометром на вході грійної пари в грійну камеру ТОА;
- термометром на вході грійної пари в грійну камеру ТОА;
- термометром продукту, що нагрівається на вході в ТОА;
- термометром продукту, що нагрівається на виході з ТОА;
- манометром на вході, що нагрівається на вході з ТОА;
- манометром на вході, що нагрівається на виході з ТОА.

3.5. Система КВП поверхневого конденсатора

Поверхневий конденсатор з повноцінною системою КВП має бути оснащений:

- манометром, встановленим на корпусі
- манометром, встановленим на вході циркуляційної води
- манометром, встановленим на вході циркуляційної води
- термометром на вході конденсованої пари

3.6. Система КВП пароконтактного конденсатору

Конденсатор змішування з повноцінною системою КВП має бути оснащений:

- манометром
- термометром

3.7. Система КВП пароконтактного підігрівника

Пароконтактний підігрівник з повноцінною системою КВП має бути оснащений:

- манометром на вході грійної пари
- термометром на вході грійної пари
- термометром на вході продукту, що нагрівається
- витратоміром грійної пари (у разі використання перегрітої пари)
- витратоміром продукту, що нагрівається

У разі часткового або повного некомплекту засобів вимірювання оперативний персонал має оволодіти аналітичними (розрахунковими) методами визначення експлуатаційних параметрів ТОА на базі опрацювання опосередкованих параметрів.

5 Выбор технических средств автоматизации

Поз. Измеряемый (регулируемый) параметр	Номинал. знач. параметра	Место установки	Наименование прибора	Тип	Краткая техн. характеристика	Колво Лит. источник
---	--------------------------	-----------------	----------------------	-----	------------------------------	---------------------

							теристика		
1-1	Расход теплоносителя	15 кг/с	Трубопровод	Диафрагма камерная	ДК-6	Рy = 0,6 МПа	1	2	[136]
1-2			По месту	Дифманометр	МЕТРАН 43 ДД	$\pm 0,5\%$	1	3	[35]
1-3			Центральный щит	Автоматический мост	ДИСК-250 2231	$\pm 0,5\%$	1	2	[379]
2-1	Давление исходного теплоносителя	0,1 МПа	Трубопровод	Преобразователь давления	МЕТРАН 43 ДИ	$\pm 0,25\%$	1	3	[29]
2-2			Центральный щит	Автоматический мост	ДИСК-250 2231	$\pm 0,5\%$	1	2	[379]
3-1	Температура продукта	60С	Трубопровод	Термопреобразователь сопротивления	ТСП-0879 50 П	-50 +600С	1	2	[58]
3-2			Центральный щит	Автоматический мост	ДИСК-250 2231	$\pm 0,5\%$	1	2	[379]
3-3			По месту	Преобразователь электро-пневматический	ЭПП-М	Класс точности 1,5	1	2	[600]
3-4			Трубопровод	Клапан регулирующий	25С 94НЖ	Dy = 80 мм	1	2	[777]
4-1	Расход продукта	20 кг/с	Трубопровод	Диафрагма камерная	ДК-6	Рy = 0,6МПа	1	2	[136]
4-2			По месту	Дифманометр	МЕТРАН 43 ДД	$\pm 0,5\%$	1	3	[35]
4-3			Центральный щит	Автоматический мост	ДИСК-250 2231	$\pm 0,5\%$	1	2	[379]
5-1	Температура	60С	Трубопровод	Термопреобразователь сопротивления	ТСП-0879 50 П	-50 +600С	3	2	[58]
5-2			Центральный щит	Автоматический мост	ДИСК-250 2231	$\pm 0,5\%$	1	2	[379]
6-1	Давление конечного теплоносителя	0,1 МПа	Трубопровод	Преобразователь давления	МЕТРАН 43 ДИ	$\pm 0,25\%$	1	3	[29]
6-2			Центральный щит	Автоматический мост	ДИСК-250 2231	$\pm 0,5\%$	1	2	[379]

Рекомендована література

Голубятников В.А., Шувалов В.В. Автоматизация производственных процессов в химической промышленности. М., 1985.

2. Промышленные приборы и средства автоматизации: Справ. / Под ред. В.В. Черенкова. Л., 1987.

3. Номенклатурный каталог «Концерн Метран», 1995 г.

4. В. А. Голубятников, В. В. Шувалов “Автоматизация технологических процессов в химической промышленности”.

Москва Химия. 1985 г 5.А

.
Клюев
,
Монтаж
средств
измерений
и
автоматизации
”.

Справочник

.
Москва
.
Энергоиздат
. 1988
г

.
6.
Справочник
проектировщика
автоматизированных
систем
управления
производствен

-
ными
процессами

.
Под
ред

.
Г

.
Л

.
Смилянського

. -
М

.
Машиностроение
, 1983.

7.
Автоматизация
технологических

процессов
 в
 легкой
 промышленности
 :
 учебное
 посо
 -
 бие
 .
 Под
 редакцией
 Л
 .
 Н
 .
 Плужникова
 . -
 М
 .
 Высшая
 школа
 , 1984.
 8.
 Клюев
 А
 .
 С
 .
 и
 др
 ”
 Проектирование
 систем
 автоматизации
 технологических
 процессов
 :
 Справочное
 пособие
 . -
 М
 .:
 Энергоатомиздат
 , 1990.
 9.
 Вальков
 В
 .
 М
 ”
 Вершин
 В
 .
 Е
 ”
 Автоматизированные
 системы
 управления
 технологиче

-
скими
процессами
. —
Л
.:
Политехника
, 1991.
10.
Лысенко
Э
.
В
”
Проектирование
автоматизированных
систем
управления
технологиче
-

Питання до самоперевірки

1. Обґрунтуйте необхідність оснащення ТВА системою КВП.
2. Наведіть вимірювальні прилади системи КВП теплообмінника „Пара-Рідина”.
3. Наведіть вимірювальні прилади Система КВП теплообмінника „Рідина-Рідина”.
4. Наведіть вимірювальні прилади Система КВП випарного апарату
5. Наведіть вимірювальні прилади Система КВП поверхневого конденсатору
6. Наведіть вимірювальні прилади Система КВП пароконтактного конденсатору
7. Наведіть вимірювальні прилади Система КВП пароконтактного підігрівника

4. РАЦІОНАЛЬНЕ ВІДВЕДЕННЯ КОНДЕНСАТУ З ГРІЙНИХ КАМЕР ТВА

План

- 4.1. Система відведення конденсату з грійних камер ТВА. Загальні положення
- 4.2. Умови раціонального відведення конденсату з грійних камер ТВА
- 4.3. Принципові схеми раціонального відведення конденсату з грійних камер ТВА

4.1. Система відведення конденсату з грійних камер ТВА. Загальні положення

Раціональне відведення конденсату з грійних камер ТОВА передбачає евакуацію утвореного конденсату грійної водяної пари з поверхні нижньої трубної решітки ТОВА з метою мінімізації висоти рівня конденсату і не підтоплення трубок поверхні теплообміну, яке зменшуватиме площу поверхні теплообміну.

4.2. Умови раціонального відведення конденсату з грійних камер ТВА

Рациональне відведення конденсату з грійних камер ТОВА передбачає формування такої системи, яка забезпечувала б додержання **трьох** експлуатаційних вимог:

- **евакуацію** конденсату, утвореного внаслідок конденсації грійної пари, з нижньої трубої решітки з мінімальним рівнем конденсату в грійні камері ТВА;
- **відсутність пропуску** грійної пари разом із потоком конденсату через конденсатопровід, що відводить конденсат із грійної камери, тобто, створення конденсатного „гідрозатвору”. Вірогідність пропуску пари разом із конденсатом – очевидна, оскільки конденсат виходить з грійної камери ТВА неповним перетином трубопроводу.
- **надійне відкачування** (без кавітаційний режим роботи насосу) насосами конденсату із збірників у разі відведення конденсату від групи ТОВА.

Перша вимога – **евакуація** досягається достатньою площею живого перетину конденсатопроводу, розрахунковий діаметр якого вираховується виходячі з максимально-допустимою ”приведеною” швидкістю конденсату – 0,3 м/с:

$$D = () \quad (3.1)$$

де:

Друга вимога – **відсутність пропуску** досягається кількома технічними рішеннями:

- формуванням конденсатного гідрозатвору (батареї гідрозатворів);
- використанням гідравлічних колонок, яких гідро затвор утворено пароводяною сумішшю вскипаючого конденсату;
- використанням збірників конденсату з автоматизованим регулюванням рівня конденсату в ньому.

Третя вимога – **надійне відкачування** досягається:

- застосуванням відцентрових антикавітаційних насосів (т.зв. конденстних насосів);
- застосуванням звичайних насосів, але з достатнім антикавітаційним підпором;
- застосуванням (за гідравлічною можливістю) охолодника конденсату, що встановлюється перед насосом і охолодженням конденсату перед входом насосу не менше, чим на 10 °С;
- застосуванням технічних рішень, що зменшують гідравлічний опір всмоктувального трубопроводу насосу (зменшення його дожини, збільшення його діаметру, зменшення числа елементів, що створюють місцеві опори);
- застосуванням насосів з якомога меншими значеннями $NPSH$, м в.ст. і якомога більшими значеннями $H_{\text{кав}}$, м в.ст.

4.3. Принципові схеми раціонального відведення конденсату з грійних камер ТВА

Принципова схема раціонального відведення конденсату з грійної камери підігрівника „пара-рідина” за умови знаходження грійної пари під тиском, вище атмосферного, наведена на рис. 4.1.

Принципова схема раціонального відведення конденсату з грійної камери підігрівника „пара-рідина” за умови знаходження грійної пари під розрідженням (нижче атмосферного тиску), наведена на рис. 4.2.

Принципова схема раціонального відведення конденсату з грійних камер випарної установки наведена на рис. 4.1.

Питання до самоперевірки

1. Обґрунтуйте необхідність оснащення ТВА системою відведення конденсату з грійної камери.
2. Наведіть умови раціонального відведення конденсату з грійних камер ТВА
3. Наведіть принципові схеми раціонального відведення конденсату з грійних камер ТВА.

Рекомендована література

5.1. Якадин А.И. Конденсатное хозяйство промышленных предприятий. Энергия М.: 1973.- 231 с.

5. РАЦІОНАЛЬНЕ ВІДВЕДЕННЯ НЕКОНДЕНСУЮЧИХ ГАЗІВ З ГРІЙНОЇ КАМЕРИ ТОА

План

- 5.1. Система відведення неконденсованих газів з грійних камер ТВА. Загальні положення
- 5.2. Умови раціонального відведення неконденсованих газів з грійних камер ТВА
- 5.3. Принципові схеми раціонального відведення неконденсованих газів з грійних камер ТВА

5.1. Система відведення неконденсованих газів з грійних камер ТВА. Загальні положення

Як засвідчила практика експлуатації ТОА і численні експериментальні дослідження [////] наявність в грійній камері ТОА навіть незначної кількості газів, що не конденсуються, , призводить, до значного зменшення коефіцієнту тепловіддачі від грійної пари до стінки поверхні теплообміну, відповідно, до зменшення коефіцієнту теплопередачі і, як наслідок, до зменшення теплової потужності ТОА, незважаючи на наявність регламентного тиску та температури грійної пари.

В пароконтактних підігрівниках наявність неконденсованих газів призводить до пониження парціального тиску грійної пари, зменшення температури конденсації грійної пари, зменшення наявного температурного напору в ТОВА і, як наслідок, до аналогічних викладених вище наслідків. внаслідок збільшення концентрації газів, що мають низьку теплопровідність поблизу поверхні теплообміну

Неконденсованими газами в ТОВА промислової теплоенергетики є: кисень, вуглекислого газ, аміаку, повітря.

Природа потрапляння неконденсованих газів багатопланова:

- з грійною парою парових котлів;
- з грійною парою вторинних парів випарних апаратів;
- в результаті проникнення повітря через нещільності фланцевих з'єднань трубопроводів;
- в результаті контакту води, що нагрівається.

Неконденсовані гази бувають легшими за пару і важчими за грійну пару.

Оскільки швидкість пари в міжтрубному просторі ТОВА мізерна, то неконденсовані гази мають можливість під впливом сил гравітації, як сконцентруватись в зоні нижньої трубної решітки (це гази, у яких питома вага вища за питому вагу грійної пари), і сконцентруватися в зоні верхньої трубної решітки (це гази, у яких питома вага нижча за питому вагу грійної пари).

5.2. Умови раціонального відведення неконденсованих газів з грійних камер ТОВА

На практиці знайшли застосування два методи ліквідації негативного впливу неконденсованих газів на тепловіддачу від грійної пари до поверхні теплообміну, а саме:

- оснащення грійної камері ТОВА двома паровими відтяжками – однією з міжтрубного простору під верхньою трубною решіткою, т.зв. „верхньою” парогазовою відтяжкою, другою – з міжтрубного простору над нижньою трубною решіткою, т.зв. „нижньою” парогазовою відтяжкою;
- організацією протяжки грійної камери потоком грійної пари від входу пари в грійну камеру до виходу з неї.

5.3. Принципові схеми раціонального відведення неконденсованих газів з грійних камер ТОВА

- раціональна система протяжка грійної камери випарних апаратів

Система протяжки грійної пари через поверхню теплообміну застосовується для випарних станцій, в системі яких вторинна пара містить значні кількості газів, що не мають змоги конденсуватися у грійній камері випарних апаратів. До таких газів відносяться: повітря, аміак, тощо.

Технічна сутність зрозуміла і з наведених рисунків, ри.3.1 і рис. 3.2.

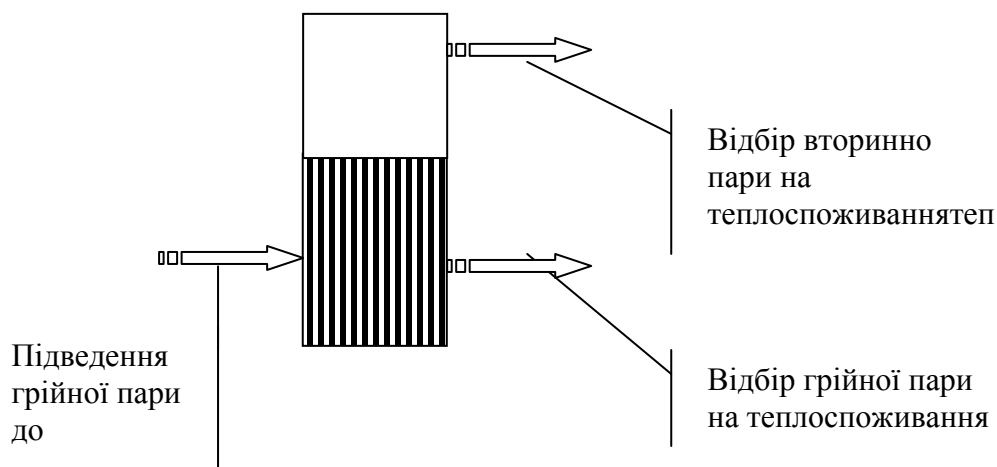


Рис. 8.1. Принципова схема здійснення протяжки грійної пари через поверхню теплообміну випарного апарату.

Експлуатація парогазових відтяжок полягає у регулювання положення запірного вентиля в такому положенні, щоб паропровід пісря нього мав температуру не нижче 70 °С.

За такого положення регулювального вентиля в складі парогазової суміші буде разом з неконденсованими газами певна кількість грійної пари. Але втрата теплоти теплоносія (грійної пари) буде багатократно скомпенсована теплотехнологічним ефектом – збільшенням кількості сконденсованої пари, за рахунок збільшення коефіцієнту теплопередачі, і нагріванням продукту до більш високої температури.

Місць відведення парогазової суміші може бути два:

- або „в атмосферу” з розташуванням вихідного перетину в зоні спостереження оперативного персоналу. Навність чіткого обрису струменя парогазові суміші у вихідному оперетині відтяжок гарантує їх ефективну роботу;
- або в спеціальний паровий колектор, зєднаний з вакуум-конденсаторною установкою, з якої неконденсовані гази відкачуються в атмосферу спеціальними апаратами, або воструминними (пароструминними) ежекторами, або механічними компресорами, або водокільцевими вакуум-насосами.

У разі дегазації грійних камер відповідальних теплотехнічних об’єктів збірні колектори парогазових відтяжок оснащуються мановакууметрами.

Рекомендацію направляти парогазову суміш в грійні камери інших ТВА з меншим тиском з метою утилізації теплоти виведної з газами пари не можна вважати раціональною, оскільки додактове надходження неконденсованих газів погіршує тепловіддачу в тих грійних камерах, які сприймають відведену парогазову суміш.

Діаметр парогазових відтяжок знаходиться в межах від 38 мм до 89 мм, залежно від тиску грійної камері ТВА. Більші діаметри – для вакуумовних камер, менші – для камер під тиском.

Питання до самоперевірки

1. Обґрунтуйте необхідність оснащення ТВА системою відведення неконденсованих газів з його грійної камери.
2. Наведіть умови раціонального відведення неконденсованих газів з грійних камер ТВА
3. Наведіть принципові схеми раціонального відведення неконденсованих газів з грійних камер ТВА.

6. ІНТЕНСИФІКАЦІЯ ТЕПЛООБМІНУ В ГРІЙНИХ КАМЕРАХ ТВА

План

- 6.1. Інтенсифікація теплообміну в грійній камері ТВА. Загальні положення.
- 6.2. Методи інтенсифікації теплообміну в грійній камері ТВА.
- 6.3. Математичне забезпечення методів інтенсифікації теплообміну в грійній камері ТВА.

6.1. Інтенсифікація теплообміну в грійній камері ТВА. Загальні положення.

Раціональна експлуатація ТВА передбачає застосування методів інтенсифікації теплообміну як зі сторони грійного теплоносія, так і сторони продукту, що нагрівається в ТОА, тобто підвищення коефіцієнтів тепловіддачі – α_1 та α_2 , що обумовить зростання коефіцієнта теплопередачі – K_ϕ .

Інтенсифікація теплообміну дозволяє одержати суттєві, як технологічні, так і теплотехнічні вигоди власникам ТВА:

- підвищити теплову потужність ТВА за умови збереження сталої площі поверхні теплообміну – $Q_{\text{ТВА}}$, тобто служить еквівалентом збільшення поверхні теплообміну;
- досягти зменшення наявного температурного напору в ТВА – Δt_o , що дозволить підвищити температуру продукту, що нагрівається.

6.2. Методи інтенсифікації теплообміну в грійній камері ТВА.

Слід відрізняти методи інтенсифікації теплообміну зі сторони теплоносія, що віддіє теплоту і що її сприймає.

Інтенсифікація теплообміну є складним розділом тепломасообміну і йому присвячено багато публікацій, як в технічній літературі, так і в галузевих науково-технічних журналах [6.1 – 6.7].

До методів інтенсифікації тепловіддачі від **грійної пари** належать;

- збільшення швидкості грійної пари за рахунок організації протяжки грійної пари вздовж всієї поверхні теплообміну;
- проволочні інтенсифікатори на поверхні конденсації пари;

До методів інтенсифікації тепловіддачі до продукту, що нагрівається належать;

- збільшення швидкості продукту до 3,0 – 4,0 м/с за рахунок організації секціонування ТОВА та зменшення діаметрів трубок трубної поверхні теплообміну;
- проволочні інтенсифікатори, розміщені в середині теплообмінних трубок;
- оребрення на стороні малої інтенсивності тепловіддачі.
- зміна форми поверхні теплообміну. Поверхня теплообміну у вигляді „гофрованих” пластин збільшує інтенсивність теплообміну від поверхні до продукту у 2-3 рази, що збільшує коефіцієнти теплопередачі на 25 % – 30 %

6.3. Математичне забезпечення методів інтенсифікації теплообміну в грійній камері ТВА.

Математичне забезпечення методів інтенсифікації теплообміну в грійній камері ТВА полягає у наявності надійних методів розрахунку ефекту збільшення коефіцієнтів тепловіддачі у разі впровадження того чи іншого методу інтенсифікації.

Важливість його створення обґрунтовується тим, що інтенсифікація теплообміну має гарантувати зменшення поверхні теплообміну ТВА за умови збереження його теплової потужності і тепло технологічного регламенту промислового виробництва. До того ж інтенсифікація теплообміну пов'язана з фінансовими затратами.

На сьогодні, створена достатньо надійна база рівнянь, що дозволяють відповідально рекомендувати той або інший метод (технічне рішення) інтенсифікації до впровадження і гарантувати додержання тепло технологічного регламенту виробництва.

Достатньо повно огляд матеріалів з математичного забезпечення методів інтенсифікації теплообміну викладено навчальному посібнику [6.1]

Рекомендована література

- 6.1. Петренко В.П. Інтенсифікація теплообміну в апаратах харчових виробництв та холодильних машин. НУХТ.: 2015 .Навчальний посібник. Електронний ресурс.
- 6.2. Берглас А. Интенсификация теплообмена.- в кн.. Теплообмін. Достижения, Проблемы. Перспективы. Избранные труды 6-йМеждународной конференции по теплообміну. Пер. С англ./Под ред. Б.С. Петухова. М.: Мир.-1981.- С. 145 – 192.
- 6.3. Калинин Э.К., Крейцер Г.А., Ярхо С.А. Интенсификация теплообмена в каналах.- М.: Машиностроение.- 1990.- 208 с.
- 6.4. Хун С.В., Берглас А.Е. Интенсификация теплоотдачи к ламинарному потоку в трубах с помощью ленточных скрученных вставок. Труды ASME. Теплопередача. Сер. С.1976.- вып. 2.
- 6.5. Федоткин И.М., Фирисюк В.Р. Интенсификация теплообмена в аппаратах химических производств. Харьков.- Техника.- 1971.- 216 с.
- 6.6. Федоткин И.М., Липсман В.С. Интенсификация теплообмена в аппаратах пищевых производств. М.: Пищевая промышленность.- 1972.- 240 с.
- 6.7. Закиров С.Г., Дрейцер Г. Интенсификация теплообмена при поверхностном кипении воды в трубах с кольцевыми турбулизаторами. // ИФЖ.- 1984.- Т. 47.- № 4.-С.569 – 574.

Питання до самоперевірки

1. Обґрунтуйте необхідність інтенсифікації теплообміну в грійній камері ТВА.
2. Наведіть методи інтенсифікації теплообміну в грійній камері ТВА.
3. Наведіть структуру математичного забезпечення методів інтенсифікації теплообміну в грійній камері ТВА.

7. АВТОМАТИЗАЦІЯ РОБОТИ ТОА

План

- 7.1. Автоматизація роботи ТВА – необхідна умова їх раціональної експлуатації
- 7.2. Автоматизація роботи випарних установок
- 7.3. Автоматизація роботи різних видів ТВА

7.1. Автоматизація роботи ТВА – необхідна умова їх раціональної експлуатації

Практика експлуатації ТВА в усіх галузях промисловості засвідчила, що, необхідною умовою раціональної експлуатації теплообмінної апаратури є оснащення її автоматизованими системами управління їх експлуатаційними параметрами.

Ефективна система автоматики ТВА має включати в себе:

- **контури контролю** за максимальною кількістю експлуатаційних параметрів, а особливо, за параметрами, що впливають на технологічні та енергозберігаючі параметри та параметри, що визначають безпеку експлуатації ТВА;
- **контури регулювання** параметрів, що визначають технологічні та енергозберігаючі параметри та параметри, що визначають безпеку експлуатації ТВА.
- **інформаційні контури**, що визначають „внутрішні” взаємозв’язки між експлуатаційними параметрами і слугують інформаційною базою для дій аналітичного характеру оперативного персоналу теплотехнологічної установки.

Нижче, для прикладу, наведено перелік параметрів, які автоматизовані в сучасних системах автоматизованого управління деяких видів ТВА.

Увага ! Контрольовані параметри і параметри іншого призначення можуть співпадати або не співпадати, це залежить від фінансових можливостей Замовника і рівня інформаційної досконалості проектною системи автоматики, який залежить від можливостей Виконавця, який пропонує і створює систему.

7.2. Автоматизація роботи випарних установок

Автоматизована система управління роботою випарних установок (ВУ) включає в себе наступні контури:

Контури контролю:

- подачі соку в 1-й (по соку) корпус ВУ;
- рівня рідини в трубках поверхні теплообміну;
- тиску грійної пари в кожному корпусі ВУ;
- тиску вторинної пари в кожному корпусі ВУ;
- рівня конденсату в збірнику конденсата для кожного корпусу ВУ;
- кількості конденсату грійної пари з першого корпусу ВУ, що відкачується в ТЕЦ або в котельню;
- рівня соку в збірнику перед 1-м (по соку) корпусом ВУ;
- концентрації розчину на виході з кожного корпусу ВУ;
- тощо.

Контури регулювання:

- тиску (а значить витрати) грійної пари в 1-й (по грійній парі) корпус ВУ;
- рівня рідини в трубах поверхні теплообміну;
- рівня соку в збірнику перед 1-м (по соку) корпусом ВУ;
- подачі гарячої води в збірник соку перед ВУ на випадок припинення подачі випарювального розчину від попередньої технологічної станції.
- тощо.

Інформаційні контури:

- наявних температурних напорів по корпусам ВУ;
- наявних перепадів тиску між грійною та вторинною парою по кожному корпусу ВУ;
- рівнів киплячого розчину над верхньою трубною решіткою в кожному корпусі ВУ;
- тощо.

За аналогічною структурою формуються системи автоматичного управління роботою:

- поверхневих підігрівників типу „пара-рідина”
- поверхневих підігрівників типу „рідина-рідина”
- пароконтактних підігрівників;
- інших ТВА.

7.3. Автоматизація роботи різних видів ТВА**Питання до самоперевірки**

1. Обґрунтуйте доцільність автоматизації роботи ТВА.
2. Наведіть контури автоматизація роботи випарних установок
3. Наведіть контури автоматизація роботи різних видів ТВА

Рекомендована література

- 7.1. Читяков С.Ф., Рудин Д.В. Теплотехнические измерения и приборы. Учебное пособие для вузов. М.: Высшая школа, 1972.
- 7.2. Чистяков В.С. Кратный справочник по теплотехническим измерениям.-М.: Энергоатомиздат.-1990.- 320 с.
- 7.3. Ладанюк А.П., Трегуб В.Г., Ельперін І.В., Цюцюра В.Д. Автоматизація технологічних процесів і виробництв харчової промисловості.- К.: Аграрна освіта.- 2001.
- 7.4. Карпин Е.Б. Автоматизация технологических процессов и производств М.: Агропромиздат.- 1985.

7.5. Дудников Е.Г. Автоматическое управление в химической промышленности. И.: Химия.- 1987.

7.6. Архангельский В.Н., Богаенко И.Н., Рюмшин Н.А. Интерирированные АСУ в промышленности. К.: НПК „КИА”.- 1995.

8. ЕКСПЛУАТАЦІЯ ТВА І НАКИПЕУТВОРЕННЯ

План

- 8.1. Накипеутворення в ТВА. Природа. Загальні положення
- 8.2. Методи врахування накипеутворення в теплотехнічних розрахунках
- 8.2. Методи зменшення та уникнення накипеутворення в ТВА

8.1. Накипеутворення в ТВА. Природа. Загальні положення

Як засвідчила практика експлуатації ТОА течія продукту, що нагрівається або випаровується в елементах поверхні теплообміну (трубках, кільцевих каналах, пластинах) супроводжується відкладанням на поверхні теплообміну шару речовин, що мають низьку (набагато нижчу за теплопровідність матеріалу стінки) теплопровідність, т.зв. „накип”.

Теплопровідність накипу є складною функцією від її хімічної формули (хімічного складу) і, що головне, від структури шару накипу.

Загальноновизнано, що питома теплопровідність накипу знаходиться в межах від **0,3 Вт/(м·К)** до **0,7 Вт/(м·К)**, тобто накип не можна вважати ізоляційним матеріалом.

Але враховуючи, що товщина шару накипу ($\delta_{\text{накип}} = 0,3 \text{ мм} - 1,5 \text{ мм}$) може бути співставною з товщиною стінки теплообмінної поверхні ($\delta_{\text{ст}} = 1,5 \text{ мм} - 4,0 \text{ мм}$) то вплив накипеутворення на реальний коефіцієнт теплопередачі K_{ϕ} , Вт/(м²·К), може бути значним, зменшуючи його на 30 %– 80 % у відповідності до рівняння:

$$K_{\phi} = (1/\alpha_1 + 1/\alpha_2 + \delta_{\text{ст}}/\lambda_{\text{ст}} + \delta_{\text{накип}}/\lambda_{\text{накип}})^{-1} \quad (8.1)$$

де:

$\delta_{\text{накип}}$ – товщина шару накипу на поверхні теплообміну, м. Дорівнює в межах від 0,0015 м (1,5 мм) до 0,004 м (4,0 мм);

$\lambda_{\text{накип}}$ – питома теплопровідність накипу, Вт/(м·К). Дорівнює в межах від 0,3 Вт/(м·К) до 0,7 Вт/(м·К).

Процес накипеутворення розглядається, як кристалізація речовин, що містяться в рідині, що отримує теплову обробку, на поверхні теплообміну, і які досягли стану пересичення біля поверхні теплообміну.

Накипеутворюючими речовинами є розчинні (т.зв. бікарбонати) кальцієві та магнієві солі вугільної, сірчаної, щавелевої та інших органічних кислот та різні органічні (колоїдні) речовини.

Аналіз дослідних і літературних даних дозволяє представити механізм *процесу акипеутворення* в наступному вигляді. У разі малих (до 1 м/с) швикостях рідини, що містить наипеутворюючі елементи, інтенсивність утворення накипу визначається швидкістю дифузії розчиненогої речовини до гійної поверхні. У разі наявності бікарбонатних розчинів, цей процес супроводжуєтьс відведенням CO₂ від гарячої стінки в ядро потоку. Зменшення концентрації CO₂ обумовлює переси-

чення граничного шару карбонат-іонами і, відповідно, пересичення карбонатом кальція, який і відкладається на гарячій поверхні.

Наявність „накипу” і збільшення її товщини протягом експлуатації тепловикористовуючого апарату зменшують теплопровідність стінки, зменшують коефіцієнт теплопередачі – (K_{ϕ}), і як наслідок, зменшують теплову потужність ТОВА, з негативним наслідком для технології – зменшенням температури продукту, що нагрівається, у відповідності до рівняння потужності ТВА:

$$\downarrow Q_{\text{ТВА}} = \downarrow K_{\phi} \cdot \Delta t_o \cdot F_{\text{ТВА}} \quad (8.2)$$

Вивченню процесу накипеутворення на тепло-сприймаючій та тепло-віддаючій поверхні присвячено багато досліджень, результати яких наведені у відповідній науково-технічній літературі і галузевих журналах [8.1 – 8.12].

8.2. Методи врахування накипеутворення в теплотехнічних розрахунках

Врахування процесу накипеутворення в теплотехнічних розрахунках здійснюється, як правило, двома методами:

- за методом визначення опору теплопередачі шару накипу – $R_{\text{накип}}$, за рівнянням:

$$R_{\text{накип}} = \delta_{\text{накип}} / \lambda_{\text{накип}} \quad (8.3)$$

і використання його в базовому рівнянні (8.1), що визначає реальний коефіцієнт теплопередачі ТВА. Цей метод вимагає достовірної інформації щодо реальних значень $\delta_{\text{накип}}$ і $\lambda_{\text{накип}}$. Цей метод, маючи ознаку науково обгрутованого, на жаль, не забезпечений достовірними даними ні щодо товщини ізоляційного шару, ні щодо теплопровідності накипу. І тому реально його використання обмежується навчальними заняттями з оперативним персоналом ТВА.

- за методом емпіричного коефіцієнта накипеутворення – ϕ , од, що визначається для кожної галузі і для кожного виду рідини, що отримує теплову обробку. Вказаний коефіцієнт використовується для визначення реального (з врахуванням накипеутворення) коефіцієнта теплопередачі за рівнянням (2.8).

8.3. Методи зменшення та уникнення накипеутворення в ТВА

Загально визнаними методами, що дозволяють зменшити інтенсивність утворення накипу та зменшити його негативний вплив на теплообмін є:

- організація швидкості теплоносія вздовж поверхні вище 3,0 м/с;
- періодичне механічне очищення поверхні теплообміну спеціальними пристроями;
- періодичне хімічне очищення поверхні теплообміну спеціальними розчинами (кислотними або лужними), т.зв. „виварка” поверхні теплообміну;
- безперевне, протягом всього терміну експлуатації ТОВА, додавання спеціальним насосом-дозатором антинакипіну в потік продукту

- підкислення води додаванням газів CO_2 та SO_2)
- застосування способу „паро-сколювання” ;
- тощо.

Деякі з антинакипієв у *процесі накипеутворення* зміщують хімічну рівновагу оаекції таким чином, що замість солей, що дають тверду накип, утворюються рихлі солі – мя’кий шлам, який знаходиться у воді у зваженому стані і виділяється потоком.

Механічний вплив ультразвукових хвиль на *процесі накипеутворення* визначається явищами, що виникають під час вібрації металевої поверхні. До числа цих явищ слід віднести вплив сил інерції на зростання кристалу, а також руйнівна сила поперечних хвиль на внутрішньокристалічні звязки у молекулах накипу і звязки між молекулами накипу і поверхнею металу.

Встановлено, что уменьшение скорости пароводяной смеси в парообразующих трубах благоприятствует протеканию *процессов накипеобразования* и коррозии.

Використання фенольних дадатків в оборотних системах водопостачання дозволяє в значній степені загальмувати *процеси накипеутворення* в теплообмінній апаратурі. Цьому сприяє навіність поверхнево-активної речовини.

Проведена оцінка впливу різних факторів на динаміку відкладен в теплообмінних поверхнях засвідчують, *процеси накипеутворення* вдостньо складні і на сьогодні ще не достатньо вивчені.

Тому кількісні залежності, одержані різними дослідниками, значно відрізняються і по формі, і по степені впливу окремих факторів. Відмінність теоретичних закономірностей одна від одної і від істинного механізму обумовлені різною повнотою врахування визначальних факторів і степенню ідеалізації процесу. Емпіричні ж формули окремих авторів відрізняються з причини різноманітності умов експеримента, досконалії обсяг і характеристика яких на сьогодні не сформована.

Особливо проблемно стоїть питання з виявленням залежності швидкості накипеутворення від густини теплового потоку.

Засоби, що забезпечують гідрофобне покриття металевої поверхні не тільки сприяють гальмуванню *процесу накипеутворення*, але і викликають явище самоочищення теплообмінної поверхні від накипу.

Останнє можна пояснити тим, що накип стає слабо звязаною с теплообмінною поверхнею, у звязку і тим, що проникша в пори і тріщини накипу вода вскипає, а пара, що утворилася «розколює» структуру накипу і «відриває» її від теплообмінної поверхні.

Незважаючи на те, що ультразвукові апарати впродовж значного часу знаходять практичне застосування, механізм ультразвукового впливу на *процес накипеутворення* до сього часу повністю не з’ясований.

На сьогодні можна вважати, що серед гарантовано ефективних методів боротьби з негативним впливом накипеутворення є три групи методів:

1-ша група – застосувати найефективнішу і фінансово доступну систему хімводорчищення води або рідини, якій належить теплову обробку (нагрівання,

випаровування, тощо), тобто видалити фізичну основу накипу – її накипеутворювачі;

2-га група – застосувати найефективніший антинакипін, хімічна формула якого і оптимальне дозування якого встановлені відповідальними дослідними установами і якій відповідає фізичним характеристикам вашої рідини або розчину;

3-тя група – сформувати резерв поверхні теплообміну теплообмінного апарату або виділити певний термін часу для виведення робочого апарату з експлуатації для механічної або хімічного очищення поверхні теплообміну.

Решта способів боротьби з накипеутворенням слід застосувати як пошуково-визначальні у разі наявності на підприємстві доступу до перерахованих вище трьох методів.

Питання до самоперевірки

1. Поясніть природу (механізм) накипеутворення в ТВА.
2. Обґрунтуйте необхідність зменшення (уникнення) накипеутворення в ТВА.
3. Наведіть методи зменшення та уникнення накипеутворення в ТВА

Рекомендована література

- 8.1. Васина Л. Г., Гусева О. В. Предотвращение накипеобразования с помощью антинакипинов. Теплоэнергетика, 1999, - № 7, - с. 35-38.
- 8.1. Боднар М. Ф., Маклакова В. П., Гронский Р. П. и др. Применение фосфорорганических соединений для борьбы с накипе-образованием с оборотных системах охлаждения, Теплоэнергетика, 1976, - №1, - с.70-73.
- 8.2. Боднар Ю. Ф., Маклакова В. П., Гронский Р.К. и др. Применение фосфоорганических соединений для борьбы с накипеобразованием в оборотных системах охлаждения. Теплоэнергетика, - 1976, - № 1, - с.70-73.
- 8.3. Богорош А. Т. Вопросы накипеобразования. К.: Выща шк., 1990.--4 79с.
- 8.4. Богловский А. В., Васина Л. Г. Закономерности ограничения накипеобразования с помощью фосфонатов и опыт их применения для коррекционной обработки подпиточной и сетевой воды. Энергосбережение и водоподготовка, 1998, - № 3, - с. 52-55.
- 8.5. Жуков М.А., Красовский Б.М., Кислицын И.А. Особенности процессов коррозии и накипеобразования в открытых системах теплоснабжения. Промышленная энергетика, 1994, - № 9, - с. 44-45.
- 8.6. Маргулова Т.Х Применение комплексонов в теплоэнергетике М.: Энергоатомиздат, - 1986, - с. 36 - 39.
- 8.7. Сагань И.И., Разладин Ю.С. Борьба с накипеобразованием в теплообменниках. К.: Техшка, 1986. - 134 с.
- 8.8. Тебенихин Е. Ф., Гусев Б. Т. Обработка воды магнитным полем в теплоэнергетике. М., Энергия, 1970, - с. 144.
- 8.9. Исаченко В.П., Осипова В.А., Сукомел А.С. Теплопередача, М., -Изд. «Энергия», -1965.
- 8.10. Мартынова О. И., Копылов А. С., Тебенихин Е. Ф., Очков В. Ф. К механизму влияния магнитной обработки воды на процессы накипеобразования и коррозии. Теплоэнергетика. 1979, - №6, - с. 67 - 69.

- 8.11. Невструева Е. И., Романовский И. М. К вопросу о механизме накипеобразования при кипении ненасыщенных и насыщенных водных растворов. И. Ф. Ж. 13,5,- 1967, с. 197 - 202.
- 8.12. Шевченко М. А. Органические вещества в природной воде и методы их удаления. Наукова думка, Киев, 1966, - с. 203.

9. РАЦІОНАЛЬНА ЕКСПЛУАТАЦІЯ НАСОСНИХ АГРЕГАТІВ ТВА

План

9.1. Сутність проблеми експлуатації насосних агрегатів ТВА

9.2. Динаміка взаємодії насосного агрегату і трубопровідної системи ТВА

9.3 Оптимальні експлуатаційні рішення вибору типорозміру насосного агрегату

9.1. Сутність проблеми експлуатації насосних агрегатів ТВА

Стабільне і на регламентному рівні надходження теплоносіїв – продукту, що нагрівається і теплоносія, що нагріває продукт, є невідемним фактором ефективної експлуатації теплообмінника.

Функцію подачі продукту і теплоносія виконують насосні агрегати.

Проблема стабільної подачі через ТВА теплоносіїв є чи не найважливішою і найважчою для вирішення проблемою в оптимізації роботи ТВА.

Гідравлічна система „ТВА+Трубопроводи+Насос”, яка отримала назву „насосна установка” є невід’ємною складовою системи обладнання, що входить до складу теплообмінної установки і забезпечує експлуатацію будь якого теплообмінника, оскільки його експлуатація потребує подачі теплоносія, подачі продукту, відкачки конденсату.

Насосна установка ТВА – це гідромеханічний комплекс, що забезпечує переміщення потоку рідини через ТВА від прийомного до напірного резервуару.

Структура насосної установки в її загальному вигляді наведена на рис. 9.1.

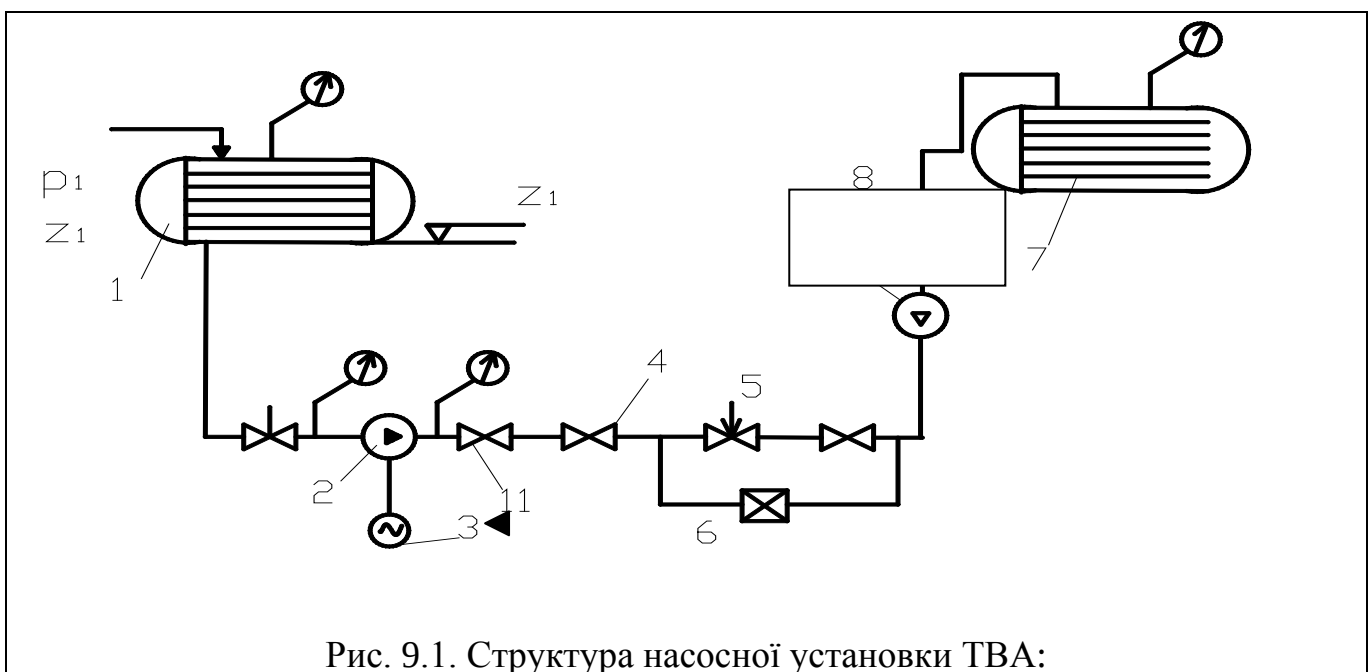


Рис. 9.1. Структура насосної установки ТВА:

Складові структури насосної установки ТВА:

1. Приймний резервуар.
2. Насос.
3. Привод насосу (Електродвигун).

4. Запірний вентиль.
5. Регулюючий (Дросельний) клапан.
6. Байпасний вентиль.
7. Напірний резервуар.
8. Нагнітальний трубопровід на.
9. Витратомір потоку рідини
10. Тепловикористовуючий апарата (ТВА)
11. Всмоктувальний трубопровід
12. Зворотний клапан.
13. Запірна засувка.

Це означає, що будь яка проблема, яку створює для оперативного персоналу насосна установка викликає експлуатаційну проблему для ТВА.

Перелік проблем, що створює насос включає в себе:

- виникненні надмірної подачі насосу, що призведе до спорожнення прийомного резервуару насосної установки та відхилення температурного режиму ТОВА від регламенту;
- виникнення недостатньої подачі насосу, що призведе до переповнення прийомного резервуару насосної установки та відхилення температурного режиму ТОВА від регламенту;
- припинення подачі насосу, що призведе до порушення експлуатаційного регламенту ТОВА та проблем для технологічного обладнання для якого встановлено ТОВА.

Негативними, в аспекті дотримання регламентної експлуатації насосної установки, наслідками є:

- недогрівання продукту – проджує проблему для технології промислового виробництва;
- недостатнє охолодження конденсату – проджує проблему для енергозбереження промислового виробництва;;
- переповнення збірників продукту – проджує проблему для технології промислового виробництва;;
- переповнення збірників конденсату– проджує проблему для технології промислового виробництва.

Причинами появи проблем, створених насосною установкою, в загальному випадку, можуть бути:

- відхилення від проектно-розрахункових значень фактичної висоти встановлення прийомного і напірного резервуарів, що призводить до зміни статичної складової гідравлічної характеристики трубопровідної системи, в якій працює насос і зміни положення гідравлічної характеристики трубопровідної системи відносно характеристики насосу;
- відхилення від проектно-розрахункових значень тисків у прийомному і напірному резервуарах, що призводить до зміни статичної складової гідравлічної характеристики трубопровідної системи, в якій працює насос і зміни положення гідравлічної характеристики трубопровідної системи відносно характеристики насосу;

- відхилення в від проектно-розрахункових значень діаметру, довжини та кількості та виду місцевих опорів всмоктувального та нагнітального трубопроводів, що призводить до зміни „крутизни” динамічної складової гідравлічної характеристики трубопровідної системи відносно характеристики насосу;
 - встановлення фактичного типорозміру насосу що не відповідає проектно-розрахунковому його типорозміру по подачі та напору;
- встановлення фактичного типорозміру насосу що не відповідає проектно-розрахунковому його типорозміру по кавітаційним характеристикам.

9.2 Динаміка взаємодії насосного агрегату і трубопровідної системи ТВА

Регламентну подачу теплоносіїв через теплообмінник, яка гарантує ефективну експлуатацію ТВА створює і забезпечує або насос, або вентилятор, або компресор.

В даному розділі буде наведено аналіз тільки одного з наведених нагнітачів, а саме, відцентрового насосу для розуміння важливості роботи нагнітачів для ТВА.

Зрозуміло, з опрацювання відповідних навчальних модулів системи технічної освіти, що кожен ТВА входить до структури насосної установки, яку створюють:

Експлуатаційні параметри насосних установок – напір, подача, потужність, залежать від вибраного типорозміру насосу і його взаємодії з трубопровідною системою, елементом якої є теплообмінник.

Взаємодія насосу з трубопровідною системою полягає у динамічному зв'язку характеристики насосу $H_H = f(Q)$ і гідравлічної характеристики трубопровідної системи $H_{\text{потр}} = f(Q)$, як для потоку продукту, так і для потоку теплоносія.

Гідравлічна характеристика відцентрового насосу $H_H = f(Q)$, встановлена заводом-виробником насосу наведена на рис. 9.2.

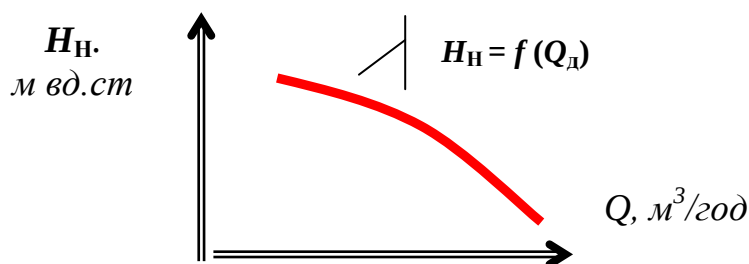
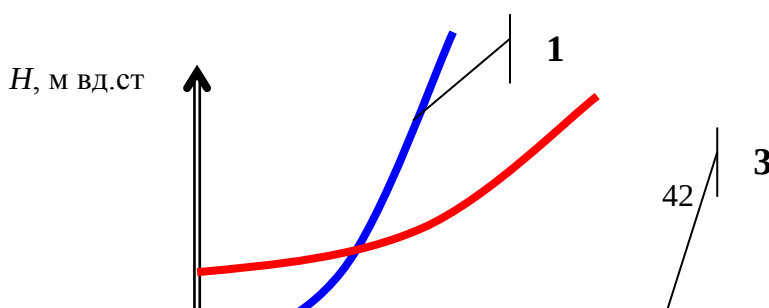


Рис. 9.2. Типовий вигляд заводської характеристики звичайного відцентрового насосу ($H_H = f(Q)$): H_H – напір (тиск), що створює насос у своєму вихідному патрубку, м в.ст. (атм, бар); Q – кількість рідини, що проходить через робоче колесо насосу (т.зв. пожача насосу).

Гідравлічна характеристика трубопроводу має вигляд параболи, різної “крутизни” і різної ординати свого початку, див. рис. 9.3 і 9.4.



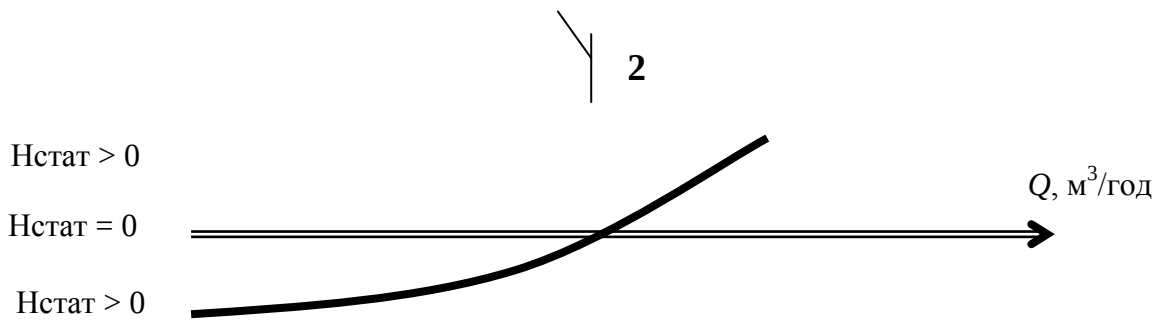


Рис. 9.3. Вигляд гідравлічних характеристик трубопровідної системи – $H = f(Q)$ залежно від величини статичного напору системи: 1 – система з “нульовою” статикою; 2 – система з “позитивною” статикою; 3 – система з “від’ємною” статикою.

Динамічний взаємозв'язок насосу і трубої системи полягає у динамічному самовизначенні фактичної подачі насосу – Q_H , незалежно від потрібної технологічно подачі – $Q_{потр}$, тобто регламентної подачі.

Вивляється, що фактична подача насосу – Q_H в конкретній трубопровідній системі залежить виключно від графічної взаємодії характеристики насосу і характеристики трубопровідної системи, яка проявляється у положенні в системі координат $H-Q$ „робочої” точки насосної установки $R_{очік}$.

Графічна взаємодія характеристик означає просту річ. Потрібно відшукати точку перетину двох означених вище характеристик і позначити її $R_{очік}$.

Її координата по вертикалі буде означати напір, який створить насос – $H_{очік}$, а координата по абсцисі буде означати очікувану подачу насососу – $Q_{очік}$ яку спроможний буде створити насос у трубопровідній системі, див. рис. 9.5.

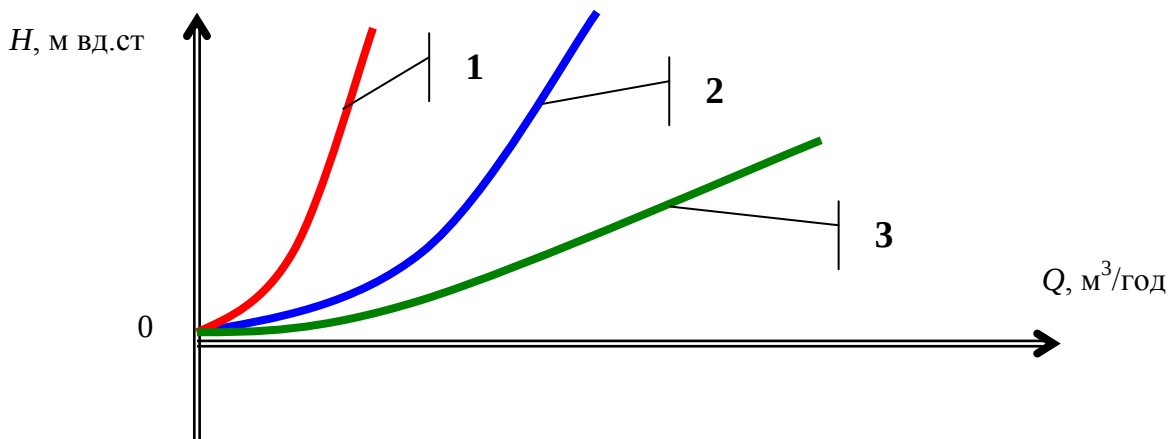
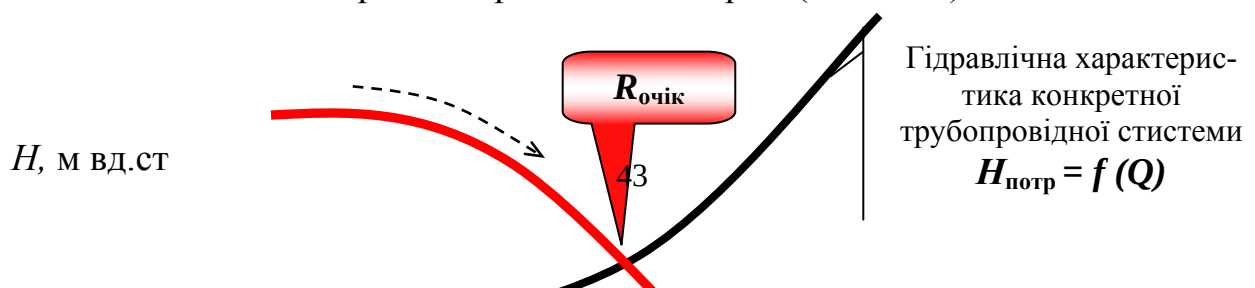


Рис. 9.4. Характеристики трубопровідної системи залежно від величини її гідравлічного опору: 1 – система із значним гідравлічним опором (“крута”); 2 – система із незначним гідравлічним опором (“не крута”); 3 – система із мізерним гідравлічним опором (“полога”).



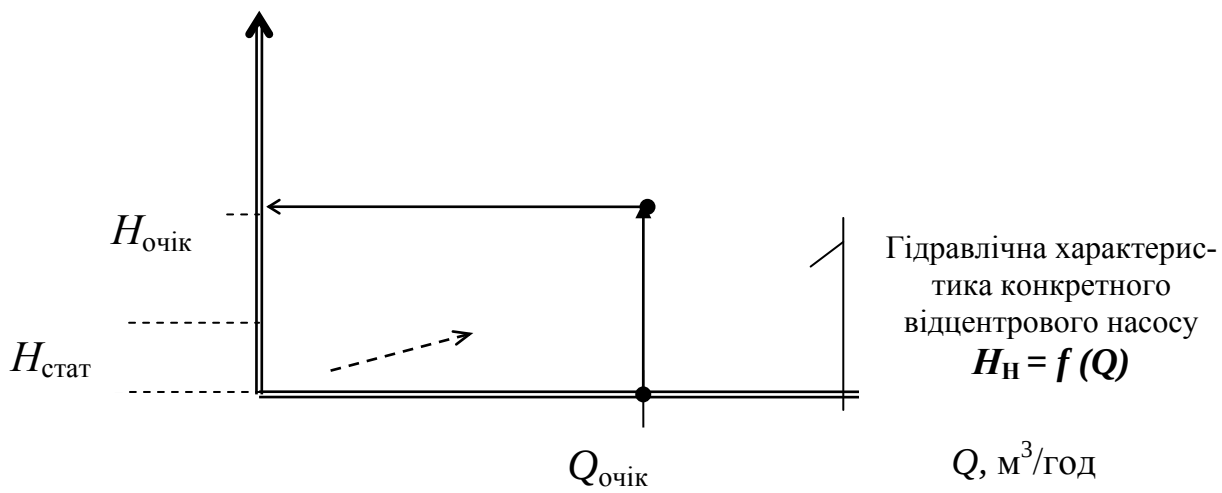


Рис. 9.5 Визначення робочої точки конкретного насосного агрегата – $R_{очік}$ і його експлуатаційних параметрів: $Q_{очік}$ – очікуваний пропуск рідини через трубопровід (і ТВА); $H_{очік}$ – очікуваний напір, що створить насос в конкретній трубопровідній системі.

Слід розуміти, що конкретному ТВА потрібен конкретний пропуск теплоносія, будь то продукт, будь то теплоносій, будь то конденсат грієної пари і саме конкретному пропуску води повинна дорівнювати очікувана подача насоса. Витрати цих теплоносіїв визначаються технологічним та тепловим регламентом і позначаються, як $Q_{потр}$, м³/год.

Зрозуміло, що оскільки трубопровідна система має гідравлічний опір, що визначається повним рівнянням Дарсі-Вейсбаха (ф-ла 10.1), то регламентний пропуск кожного теплоносія буде супроводжуватися створенням певного гідравлічного опору – $H_{потр}$, м в.д.ст.

Математичний вираз рівняння Д'Арсі – Вейсбаха для визначення гідравлічного опору трубопровідної системи і потрібного напору насоса для його подолання наведено нижче:

$$H_{потр} = \underbrace{\frac{p_2 - p_1}{\rho \cdot g}}_{\text{I}} + \underbrace{(z_1 - z_2)}_{\text{II}} + \underbrace{\sum_{всм}^{нагн} 6,4 \cdot 10^{-9} \left(\lambda \cdot \frac{\ell}{d} + \xi_{TBA} + \sum \xi_{мо} \right) \cdot \frac{Q^2}{d_{вн}^4}}_{\text{III}} \quad (9.1)$$

Знак “ $\sum$ ” означає, що потрібно рахувати всмоктувальний трубопровід окремо від нагнітального.

де:

z_1 – висота рівня рідини в прийомному резервуарі, м; Визначається геометрією розташування прийомного резервуару;

p_1 – тиск в прийомному резервуарі, бар; Визначається технологічним регламентом;

z_2 – висота рівня рідини в найвищій точці напірного трубопроводу, м. Визначається геометрією розташування напірного резервуару;

p_2 – тиск в напірному резервуарі. Визначається технологічним регламентом;

$L_{нагн}$ – довжина нагнітального трубопроводу, м;

$L_{\text{всм}}$ – довжина всмоктувального трубопроводу, м;
 $d_{\text{нагн}}$ – діаметр нагнітального трубопроводу, м;
 $d_{\text{всм}}$ – діаметр всмоктувального трубопроводу, м;
 $\Sigma \xi_{\text{м.о}}$ – сума місцевих опорів трубопровідної системи, од.
 $\xi_{\text{ТВА}}$ – приведений до швидкості в трубопроводі коефіцієнт опору ТВА, од.
 Еквівалент реального гідравлічного опору ТВА – $\Delta H_{\text{ТВА}}$. Визначається за формулою:

$$\xi_{\text{ТВА}} = \Delta H_{\text{ТВА}} / (6,4 \cdot 10^{-9} \cdot Q^2 / d_{\text{вн}}^4) \quad (9.2)$$

де:

$\Delta H_{\text{ТВА}}$ – регламентний опір ТВА, м.вд.ст.

Q – витрата теплоносія (рідини), що переміщується в трубопроводі і ТВА, м³/год.

$\Delta h_{\text{тр.сист}}$ – втрати тиску в трубопровідній системі, м.вд.ст. Включають в себе втрату тиску в трубопроводі та у теплообмінному обладнанні

$H_{\text{тр.сист}}^{\text{потр}}$ – гідравлічний опір трубопровідної системи, який потрібно подолати насосу, щоб забезпечити потрібну подачу через нього потоку рідини – $Q_{\text{рід}}^{\text{потр}}$, або т. зв. „потрібний напір насосу”, м.вд.ст.

(I+II) – сума складових становить “статичну складову” трубопровідної мережі – $H_{\text{стат}}$. Означає, який напір повинен розвинути насос, щоб подолати різницю тисків та різницю висот між прийомним та напірним резервуарами (без врахування динамічного гідравлічного опору трубопроводів).

(III) – складова становить “динамічну складову” трубопровідної мережі – $H_{\text{дин}}$. Означає, який напір повинен розвинути насос, щоб подолати гідравлічний опір трубопроводів, обумовлений швидкістю потоку.

Робоча точка трубопровідної системи”

Робоча точка трубопровідної системи – $R_{\text{потр}}$ є допоміжним поняттям у справі підбору потрібного типорозміру насосу для транспортування теплоносія через ТВА.

Загально прийнято, що положення робоча точка трубопровідної системи – $R_{\text{потр}}$ визначається в системі координат H - Q за наступними координатами $H_{\text{потр}}$ і $Q_{\text{потр}}$, рис. 9.6.

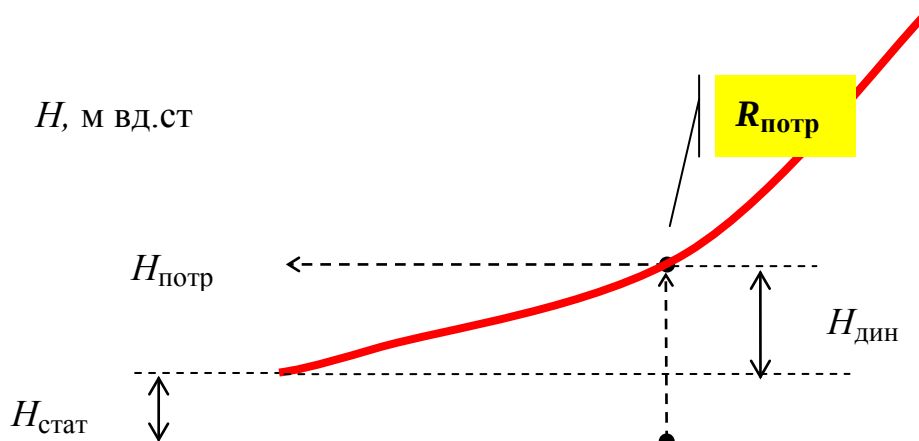




Рис. 9.6. Логіка визначення положення робочої точки трубопровідної системи –

$R_{\text{потр}}$

- Гідравлічна характеристика $H_{\text{труб}} = f(Q)$ трубопровідної системи насосної установки: $Q_{\text{потр}}$ – технологічна потреба у пропуску рідини через трубопровідну систему насосної установки; $H_{\text{гидр.оп}}$ – гідравлічний опір трубопровідної системи, що відповідає пропуску рідини $Q_{\text{потр}}$; $H_{\text{стат}}$, $H_{\text{дин}}$ – відповідно, статичний та динамічний опір трубопровідної системи насосної установки.

На жаль, в розпорядженні персоналу (і власників) промислових підприємств відсутня значна кількість насосів (і їх характеристик), щоб було досягнуто рівність $Q_{\text{очік}} = Q_{\text{очік}}$ в будь якій точці гідравлічної характеристики трубопровідної системи.

В реальних умовах експлуатації насосних установок і ТВА практично ніколи не відбувається так, щоб графічно визначена очікувана подача насосу – $Q_{\text{очік}}$ дорівнювала б технологічно необхідній подачі – $Q_{\text{потр}}$. Тобто не існує ситуації, за якою положення робочої точки насосу – $R_{\text{очік}}$ співпало б з положенням $R_{\text{потр}}$ без додаткових дій з характеристикою насосу, або з характеристикою трубопроводу, рис. 9.7.

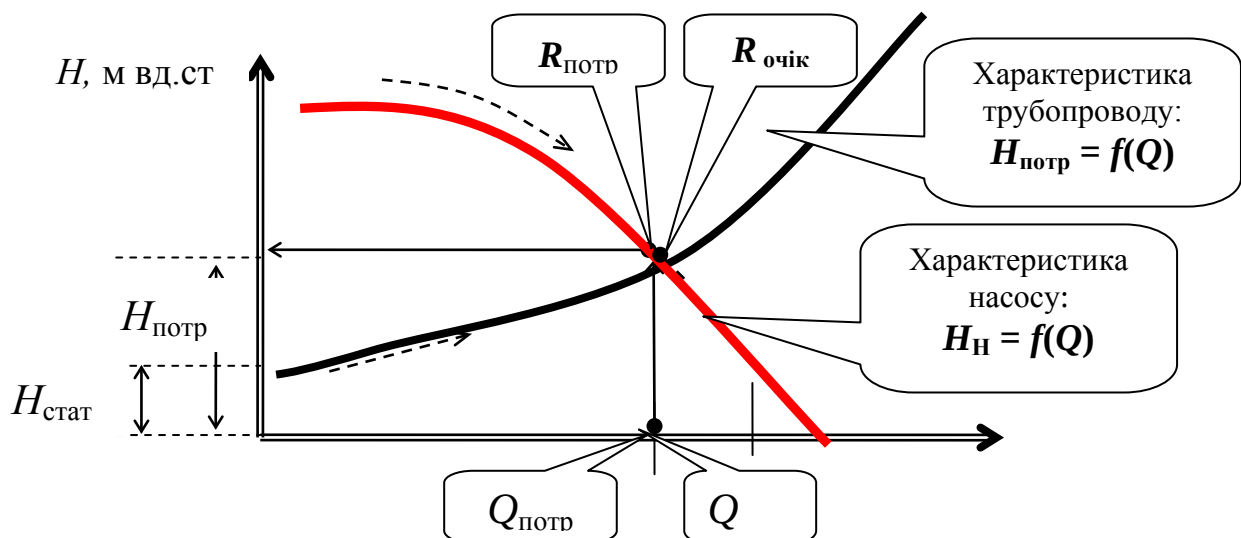


Рис. 9.7. Ідеальне співпадіння координат робочих точок трубопровідної системи – $R_{\text{потр}}$ і насосу – $R_{\text{очік}}$

Тільки у варіанті повного співпадіння положень $R_{\text{потр}}$ і $R_{\text{очік}}$, обраний типорозмір насосу забезпечить регламентну (технологічно необхідну) подачу – $Q_{\text{потр}}$ і, відповідно, регламентний пропуск теплоносія через ТВА.

В реальному житті промислового підприємства $R_{\text{потр}}$ може потрапити або в позицію, **вище, рис. 9.8**, характеристики конкретного насоса, або в позицію **нижче, рис. 9.9**, який вибрано для переміщення теплоносія.

За умови потрапляння експлуатаційної робочої точки насосної установки $R_{\text{очік}}$ над характеристику насоса фактична (очікувана) подача насоса $Q_{\text{очік}}$, буде набагато меншою за регламентно необхідну $Q_{\text{потр}}$ і, відповідно, підігрівник не зможе дотриматися проектно експлуатаційних параметрів буде виконувати свої функції, рис. 9.8.

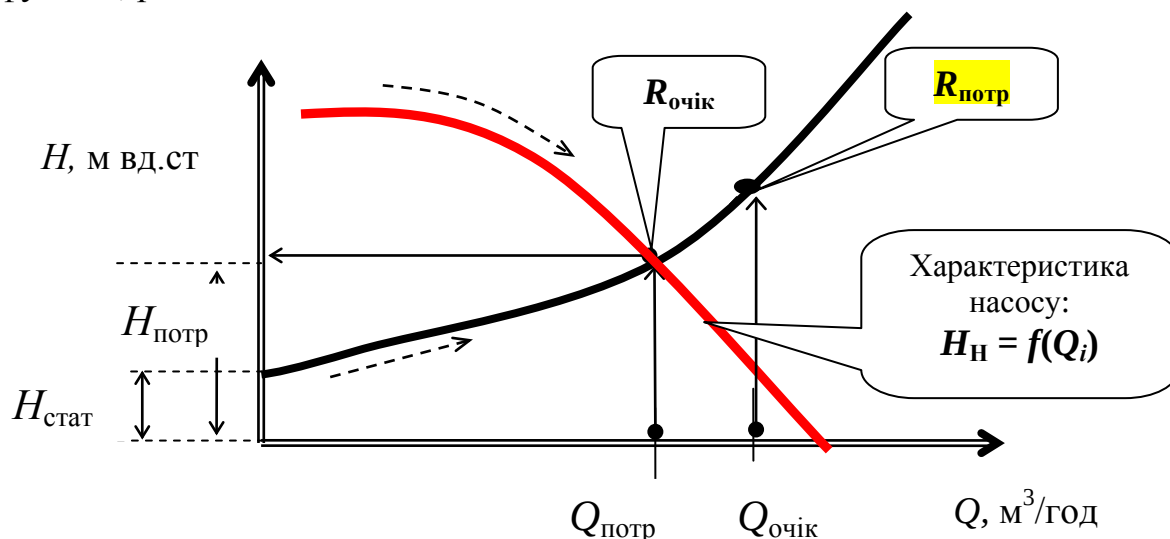
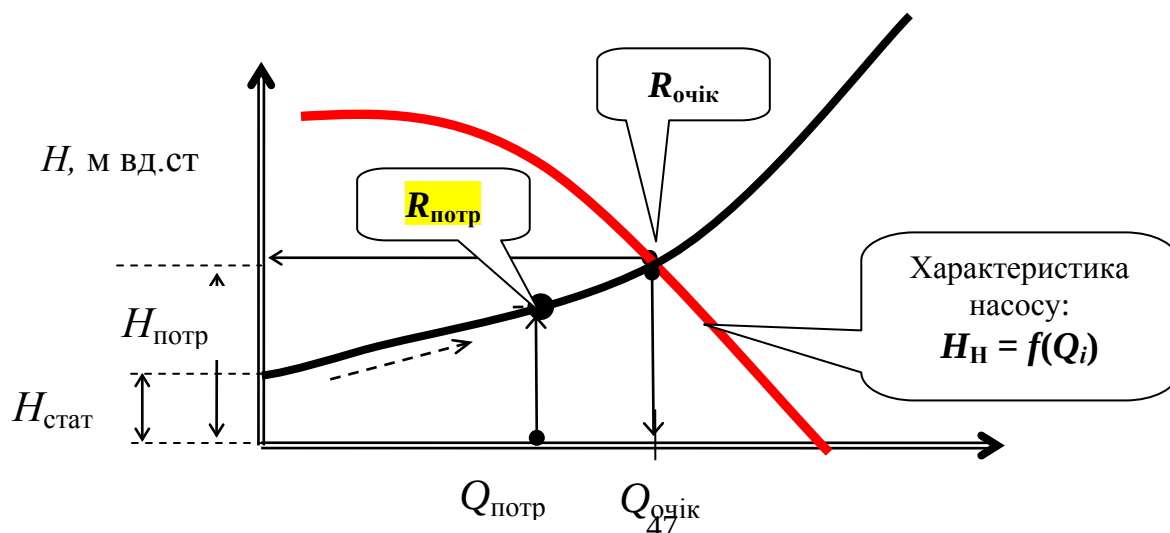


Рис. 9.8. Абсолютно неприйнятне взаємо розташування $R_{\text{потр}}$ і $R_{\text{очік}}$ насосної становки. $R_{\text{очік}}$ знаходиться над характеристикою насоса і насос створить подачу $Q_{\text{очік}}$, меншу за $Q_{\text{потр}}$.

За умови потрапляння експлуатаційної робочої точки насосної установки $R_{\text{очік}}$ під характеристику насоса, рис. 9.9. фактична (очікувана) подача насоса $Q_{\text{очік}}$, буде набагато більшою за регламентно необхідну $Q_{\text{потр}}$ і, відповідно, підігрівник також не зможе дотриматися проектно експлуатаційних параметрів, рис. 10.7. Але цьому випадку у оператора насосної установки існує можливість зменшити подачу насоса до рівня регламентної, застосувавши певні маніпуляції або з характеристикою насоса, опустивши її на $R_{\text{потр}}$, або з характеристикою трубопровода.



$$Q, \text{ м}^3/\text{год}$$

Рис. 9.9. Умовно прийнятне взаєморозташування $R_{\text{потр}}$ і $R_{\text{очік}}$ насосної становки. $R_{\text{очік}}$ знаходиться під характеристикою насоса і насос створить подачу $Q_{\text{очік}}$ вищу за $Q_{\text{потр}}$.

Практика „європейського” підходу до вирішення проблеми вибору потрібного типорозміру насоса за яким завжди досягається експлуатаційна умова $Q_{\text{очік}} = Q_{\text{потр}}$ полягає у тому, що Замовник (власник трубопровідної системи і ТВА) надає Виконавцю координати $Q_{\text{потр}}$ і $H_{\text{потр}}$ своєї трубопровідної системи, Виконавець забезпечує виготовлення певного типорозміру насоса з необхідною для забезпечення умови $Q_{\text{очік}} = Q_{\text{потр}}$ гідравлічною характеристикою.

З метою суттєвого полегшення (в наших умовах) підбору відцентрових насосів насосів (кількість типорозмірів яких є суттєво обмеженою) для конкретних трубопровідних систем і ТВА (кількість яких практично необмежена) і формування оптимальних умов експлуатації трубопровідних систем і ТВА запропоновано метод використання т.зв. „робочих полів” відцентрових насосів.

Робоче поле насосу – є геометричною фігурою (подібною паралелограму) в системі координат H - Q , утвореною двома (зверху і знизу) характеристиками насоса і двома (зправа і зліва) параболою подібних режимів, рис. 9.10.

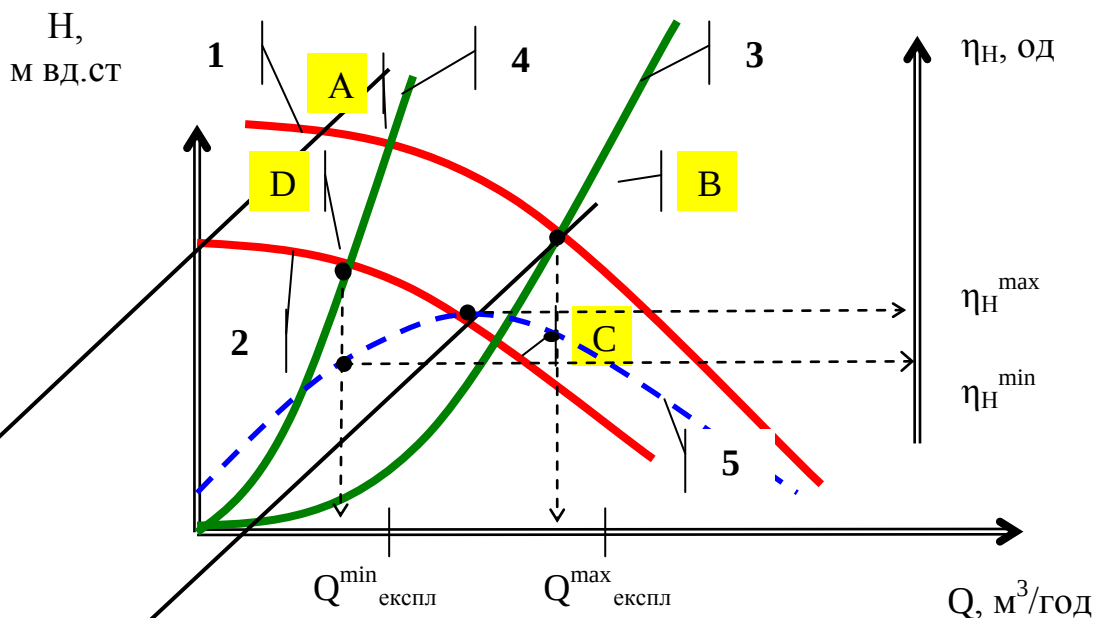


Рис. 9.10. Логіка формування робочого поля насосу: ABCD – робоче поле насосу; 1 – номінальна характеристика насоса $H_H = f(Q)$; 3 – характеристика насоса з максимально обрізаним робочим колесом $H_H^{\text{обр}} = f(Q)$; 2,4 – параболи подібних режимів; 5- характеристика насоса $\eta_H = f(Q)$.

Для зручності розв'язання задачі підбору насосу для конкретної трубопровідної системи заводи-виробники насосів публікують робочі поля насосів, які виробляють. Ці поля мають такий вигляд:

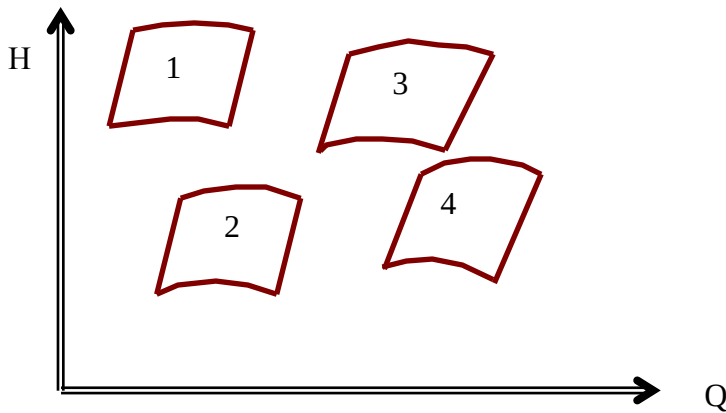


Рис. 9.11. Робочі поля промислових відцентрових насосів

В розпорядженні оперативного персоналу ТВА мають бути якомога більший комплект робочих полів насосів для оперативного реагування на ситуації заміни насосів, які вийшли з ладу.

Використання робочих полів значно полегшує вибір потрібного типорозміру відцентрового насосу.

Справа у тому, що взємоположень робочої точки трубопровідної системи з ТВА – ($R_{\text{потр}}$) є не багато, лише 11.

І для кожного з цих взаємо положень сформовано свій індивідуальний перелік технічних рішень, що „виводить” оперативний персонал на оптимальні умови експлуатації насосної установки і ТВА.

Можливі взємоположення ($R_{\text{потр}}$) і робочого поля насосу наведено на рис. 10.12.

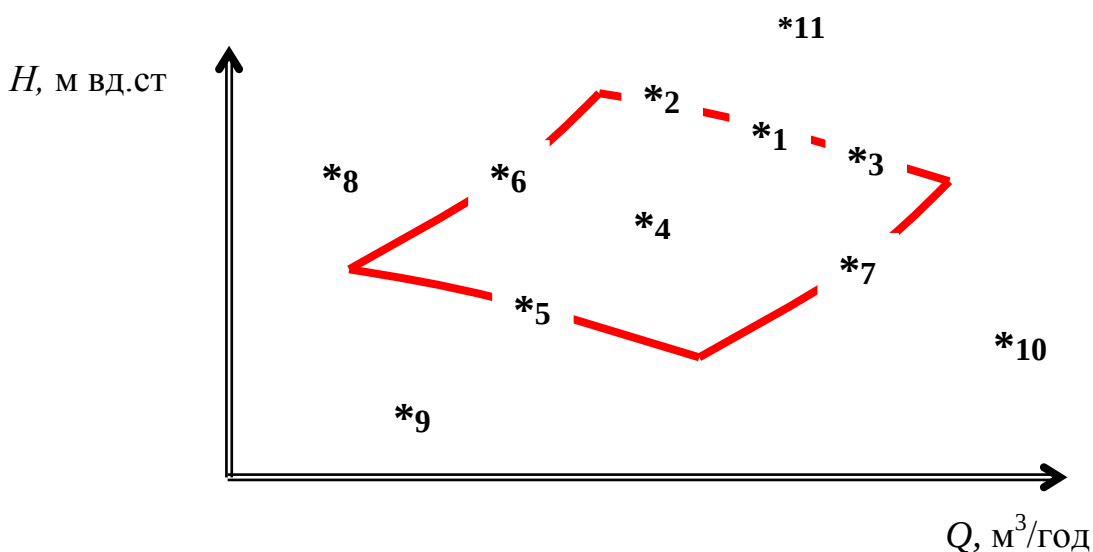


Рис. 9.12. Експлуатаційно можливі взаємо розташування робочих точок трубопровідної системи насосної установки ($R_{\text{потр}}$) відносно робочого поля насосу.

Характеристики можливих взаємних розташувань $R_{\text{потр}}$ відносно робочого поля насосу:

- 1 – $R_{\text{потр}}$ знаходиться на номінальній характеристиці насосу в точці, що відповідає номінальним експлуатаційним параметрам насосу.
- 2 – $R_{\text{потр}}$ знаходиться на номінальній характеристиці насосу в точці, що відповідає подачі, меншій за номінальну подачу насосу.
- 3 – $R_{\text{потр}}$ знаходиться на номінальній характеристиці насосу в точці, що відповідає подачі, більшій за номінальну подачу насосу.
- 4 – $R_{\text{потр}}$ знаходиться в середині робочого поля насосу.
- 5 – $R_{\text{потр}}$ знаходиться на характеристиці насосу з максимально обрізаним робочим колесом.
- 6 – $R_{\text{потр}}$ знаходиться на лівій граничній стороні робочого поля насосу.
- 7 – $R_{\text{потр}}$ знаходиться на на лівій граничній стороні робочого поля насосу.
- 8 – $R_{\text{потр}}$ знаходиться за межами лівої граничної сторони робочого поля насосу.
- 9 – $R_{\text{потр}}$ знаходиться за межами нижньої граничної сторони робочого поля насосу.
- 10 – $R_{\text{потр}}$ знаходиться за межами правої граничної сторони робочого поля насосу.
- 11 – $R_{\text{потр}}$ знаходиться за межами верхньої граничної сторони робочого поля насосу.

9.3. Оптимальні експлуатаційні рішення вибору типорозміру насосного агрегату

Оптимальні експлуатаційні рішення щодо приведення до взаємопідняття $R_{\text{потр}}$ і $R_{\text{очік}}$ наведені в табл. 9.1.

Таблиця 9.1.

Оптимальні експлуатаційні рішення щодо приведення до взаємопідняття $R_{\text{потр}}$ і $R_{\text{очік}}$

№ поз.	Положення робочої точки трубопровідної системи (насосної установки)	Очікуваний режим роботи насосу	Варіанти експлуатаційних рішень
1	$R_{\text{потр}}$ знаходиться на номінальній характеристиці насосу в точці, що відповідає номінальним експлуатаційним параметрам насосу.	Експлуатаційний режим насосу задовольняє заданим $H_{\text{потр}}$ і $Q_{\text{потр}}$ з найвищим (номінальним ККД)	Закупити та встановити вибраний типорозмір насосу. Повідомити Замовника про максимальний ККД, відсутність дроселювання, байпасування, мінімізацію споживаної потужності. Відмовитися від монтажу вибраного типорозміру насосу. Підібрати інший типорозмір насосу.

2	$R_{\text{потр}}$ знаходиться на номінальній характеристиці насосу в точці, що відповідає подачі, меншій за номінальну подачу насосу.	Експлуатаційний режим насосу задовольняє заданим $H_{\text{потр}}$ і $Q_{\text{потр}}$, але з дещо нижчим за номінальний ККД	Закупити та встановити вибраний типорозмір насосу. Повідомити Замовника про дещо зменшений ККД, відсутність дроселювання, байпасування, мінімізацію споживаної потужності.
3	$R_{\text{потр}}$ знаходиться на номінальній характеристиці насосу в точці, що відповідає подачі, більшій за номінальну подачу насосу.		
4	$R_{\text{потр}}$ знаходиться в середині робочого поля насосу.	Експлуатаційний режим насосу не задовольняє заданим $H_{\text{потр}}$ і $Q_{\text{потр}}$. Очікувана (фактична) подача насосу буде нижчою за $Q_{\text{потр}}$. Напір, що створюватиме насос буде нижчий за $H_{\text{потр}}$. Експлуатаційний ККД насосу буде в межах регламенту, визначеного робочим полем насосу.	1. Відмовитись від встановлення зазначеного типорозміру насосу та встановити інший типорозмір насосу, робоче поле якого відповідало розташуванню $R_{\text{потр}}$ в положеннях 1,2,3. 2. Закупити та встановити зазначений наведеним робочим полем типорозмір насосу. Застосувати один з чотирьох технічних рішень щодо “об’єднання” $R_{\text{сист}}$ та $R_{\text{потр}}$: дроселювання потоку в нагнітальному трубопроводі; зменшення числа обертів насосу; обрізка робочого колеса; байпасування потоку з нагнітального трубопроводу в прийомний резервуар
5	$R_{\text{потр}}$ знаходиться на характеристиці насосу з максимально обрізаним робочим колесом.	Експлуатаційний режим насосу не задовольняє заданим $H_{\text{потр}}$ і $Q_{\text{потр}}$. Очікувана (фактична) подача насосу буде нижчою за $Q_{\text{потр}}$. Напір, що створюватиме насос, буде нижчий за $H_{\text{потр}}$.	Закупити та встановити вибраний типорозмір насосу. Повідомити Замовника про граничну можливість використання. Застосувати один з чотирьох технічних рішень щодо “об’єднання” $R_{\text{сист}}$ та $R_{\text{потр}}$: дроселювання потоку в нагнітальному трубопроводі; зменшення числа обертів насосу; обрізка робочого колеса; байпасування потоку з нагнітального трубопроводу в прийомний резервуар.

6	$R_{\text{потр}}$ знаходиться на лівій граничній стороні робочого поля насосу.	Експлуатаційний режим насосу не задовольняє заданим $H_{\text{потр}}$ і $Q_{\text{потр}}$. Очікувана (фактична) подача насосу буде нижчою за $Q_{\text{потр}}$. Напір, що створюватиме насос буде нижчий за $H_{\text{потр}}$. Експлуатаційний ККД насосу буде мінімально допустимим.	
7	$R_{\text{потр}}$ знаходиться на правій граничній стороні робочого поля насосу.		
8	$R_{\text{потр}}$ знаходиться за межами лівої граничної сторони робочого поля насосу.		Відмовитися від монтажу вибраного типорозміру насосу. Підібрати інший типорозмір насосу.
9	$R_{\text{потр}}$ знаходиться за межами нижньої граничної сторони робочого поля насосу.		Відмовитися від монтажу вибраного типорозміру насосу. Підібрати інший типорозмір насосу, або зменшити число обертів насосу.
10	$R_{\text{потр}}$ знаходиться за межами правої граничної сторони робочого поля насосу.		Застосувати включення двох насосів на паралельну роботу.
11	$R_{\text{потр}}$ знаходиться за межами верхньої граничної сторони робочого поля насосу.		Застосувати включення двох насосів на послідовну роботу

Запитання для самоперевірки

1. Поясніть сутність проблеми експлуатації насосних агрегатів ТВА
2. Поясніть динаміку взаємодії насосного агрегату і трубопровідної системи ТВА
3. Навеліть оптимальні експлуатаційні рішення вибору типорозміру насосного агрегату

Рекомендована література

- 7.1. Байбаков О.В., Зеєгофер О.И. Гидравлика и насосы.- М.: Л.: Гоэнергоиздат.- 1957.- 239 с.
- 7.2. Черкасский В.М. Насосы. Вентиляторы. Компрессоры. М.: Энергия 1977.- 424 с.

10. МІНІМІЗАЦІЯ ВТРАТ ТЕПЛОТИ В НАВКОЛИШНЄ СЕРЕДОВИЩЕ ВІД ТВА

План

- 10.1. Ізолювання. Загальні відомості
- 10.2. Закономірності втрат теплоти ізолюваними трубопроводами від товщини ізоляційного шару
- 10.3. Характеристики ізоляційних матеріалів
- 10.4. Вибір ключового рішення (або мінімізація втрат теплоти, або мінімізація температури на поверхні)
- 10.5. Методологія визначення товщини ізоляційного шару для трубопроводів. Загальні положення
- 10.6. Визначення товщини ізоляційного шару трубопровода у разі нормування лінійних питомих втрат – q_L .
- 10.7. Приклади
- 10.8. Співставлення ізоляційних матеріалів

10.1. Ізолювання. Загальні відомості

Ізолювання тепловикористовуючої апаратури та трубопровідних комунікацій, якими вона оснащена належить визначальна роль у справі енергозбереження під час експлуатації.

Втрати в навколишнє середовище від неізолюваних (або недостатньо ізолюваних) елементів ТВА можуть досягати значних обсягів, від десятків до сотень ккал за годину.

Нижче, в табл. 10.1 наведено лінійні питомі втрати теплоти в навколишнє середовище від неізолюваних труб різних діаметрів.

Таблиця 10.1

Лінійні (з 1 п.м) питомі втрати теплоти в навколишнє середовище від не ізолюваних труб

Діаметр/Товщина стінки труб, мм	Лінійні втрати теплоти – q_L , Вт/п.м [$\text{Дж}/(\text{с} \cdot \text{п.м})$]			
	Різниця температур між зовнішньою поверхнею неізолюваного трубопроводу та повітрям навколишнього середовища ($t_{\text{ст.2}} - t_{\text{зовн}}$), °C.			
	Прийнято, що $t_{\text{зовн}} = +10$ °C за умов природної конвекції.			
	100 °C	120 °C	150 °C	180 °C
89/4	428	551	762	1006
159/6	713	920	1277	1691
219/6	947	1224	1701	2257
273/6	1153	1491	2074	2755

Щосекундні (або потужність тепловтрат) втрати теплоти від реального трубопроводу в навколишнє середовище $Q_{\text{втрат}}$, Дж/(п.м) визначається ф-лою:

$$Q_{\text{втрат}} = q_L \cdot L_{\text{труб}} \quad (10.1)$$

де:

q_L – нормована, за табл. 101, або визначена іншим методом лінійна питома втрата теплоти, відповідно реального діаметру трубопроводу, Дж/(с·п.м);

$L_{\text{труб}}$ – довжина реального трубопроводу, м.

Приклад:

Неізолюваний паропровід з температурою зовнішньої поверхні 160 °С, діаметром 159/6 мм і довжиною 200 м, розташований в навколишньому середовищі з температурою +10 °С буде втрачати:

- щосекундно – 255,4 кДж ($Q_{\text{втрат}} = 1277 \cdot 200 \cdot 10^{-3} = 255,4$ кДж)
- щогодинно – 920 МДж (або 220 Мкал)

Для прикладу для нагрівання 100 кг води від нульової температури до 100 °С потрібно 420 МДж теплоти.

Загалом, обсяг втрат теплоти від неізолюваних трубопроводів – $Q_{\text{втрат}}$ можна визначити трьома способами:

- визначивши q_L (орієнтовно) за таблицею 10.2 і далі за ф-лою (11.1);
- визначивши q_L (орієнтовно) за емпіричною формулою

$$q_L = 6,8 \cdot (D_{\text{труб.2}})^{0,87} \cdot (t_{\text{ст.2}} - t_{\text{н.с}})^{1,36}, \text{ Вт/п.м} \quad (10.2)$$

і далі за ф-лою (10.1);:

- визначивши q_F за класичною методикою на базі рівнянь теплопередачі та тепловіддачі від поверхні в навколишнє середовище.

На сьогодні, ізолювання в значній степені формалізовано і стандартизовано, враховуючи важливе значення його для енергозбереження.

Це означає, що розрахунок потрібної товщини ізоляційного шару та визначення втрат теплоти від ізолюваних трубопроводів здійснюються за методологіями, затвердженими відповідними будівельними нормами і правилами України.

Ці методології створені на базі відомих законів теплопередачі, але містять в собі певні директивні та обмежувальні параметри обов'язкові для використання.

Самостійне, на рівні власного розуміння законів теплопередачі, визначення товщини ізоляції допускається тільки у разі виконання навчальних розрахунків та розрахунків для промисловості, що мають на меті одержати орієнтовних результатів.

Ефект ізолювання, як фактора енергозбереження, полягає в тому що, гаряча (70 °С – 450 °С) поверхня трубопроводу або технологічного обладнання, у разі покриття її шаром ізоляційного матеріалу, втрачає у навколишнє середовище значно (на 70 % – 90 %) менше теплоти у порівнянні з неізолюваною поверхнею.

Теплотехнічний механізм ізолювання полягає у тому, що шар ізоляції створює для теплового потоку значний т.зв. “термічний” опір ізоляції – $R_{\text{ізол}}$, який визначається за формулою ($R_{\text{ізол}} = \delta_{\text{ізол}} / \lambda_{\text{ізол}}$), який обумовлює:

- суттєве зменшення температури на поверхні ізоляційного шару – $t_{\text{ізол.2}}$;
- суттєве зменшення температурного перепаду для тепловіддачі – $(t_{\text{ізол.2}} - t_{\text{н.с}})$;
- суттєве зменшення втрат теплоти в навколишнє середовище – $Q^{\text{втр}}_{\text{ізол}}$, у відповідності до класичного рівняння тепловіддачі:

$$Q^{\text{втр}}_{\text{ізол}} = \alpha_{\text{ізол.2}} \cdot (t_{\text{ізол.2}} - t_{\text{н.с}}) \cdot F_{\text{ізол.2}} \quad (10.3)$$

де:

$Q^{\text{втр}}_{\text{ізол}}$ – секундні втрати теплоти від ізоляційного шару трубопровода в навколишнє середовище, Вт або Дж/с;

$\alpha_{\text{ізол.2}}$ – коефіцієнт тепловіддачі від зовнішньої поверхні ізоляційного шару до навколишнього середовища (наприклад, повітря), Вт/(м².К);

$t_{\text{ізол.2}}$ – температура зовнішньої поверхні ізоляційного шару, яка втрачає теплоту у навколишнє середовище, °С;

$t_{\text{н.с}}$ – температура навколишнього середовища, °С;

$F_{\text{ізол.2}}$ – площа зовнішньої поверхні ізоляційного шару, м².

Наявність на зовнішній поверхні ізоляційного шару і створення ним термічного опору теплопередачі суттєво зменшують температуру поверхні, що втрачатиме теплоту в навколишнє середовище від $t_{\text{ст2}}$ до $t_{\text{ізол.2}}$, як показано на рис. 10.1.

Внаслідок появи цього “термічного” опору, температура поверхні, що втрачатиме теплоту в навколишнє середовище – суттєво зменшується, наприклад, від 150 °С до 45 – 60 °С.

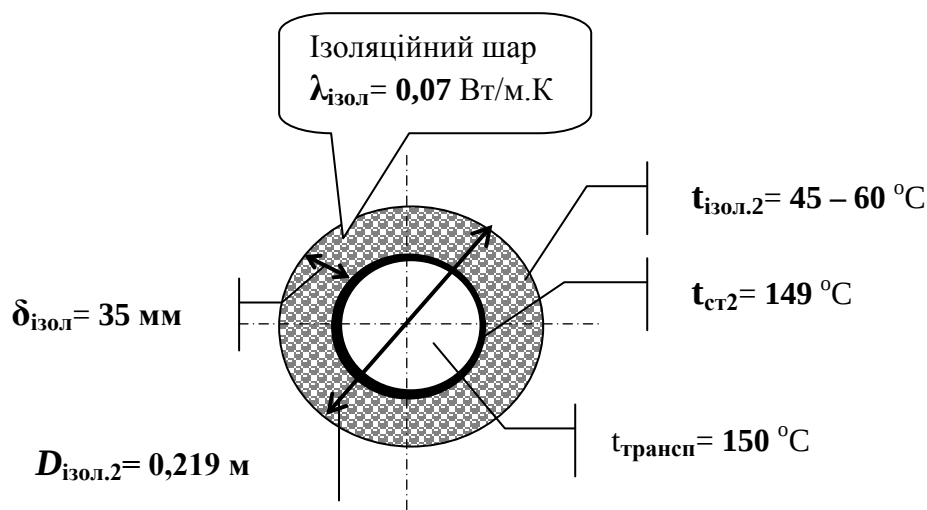


Рис. 10.1. Характер зміни температури ізольованого трубопроводу.

10.2. Закономірності втрат теплоти ізольованими трубопроводами від товщини ізоляційного шару

Слід мати на увазі, що втрати теплоти з поверхні ізоляційного шару в залежності від товщини шару ізоляції не є однозначними.

Тобто, не можна стверджувати однозначно, що для всіх трубопроводів, чим товщий шар ізоляції, тим менші втрати теплоти.

Характер закономірності втрат теплоти від діаметру ізоляційного шару трубопроводу наведено на рис. 10.2.

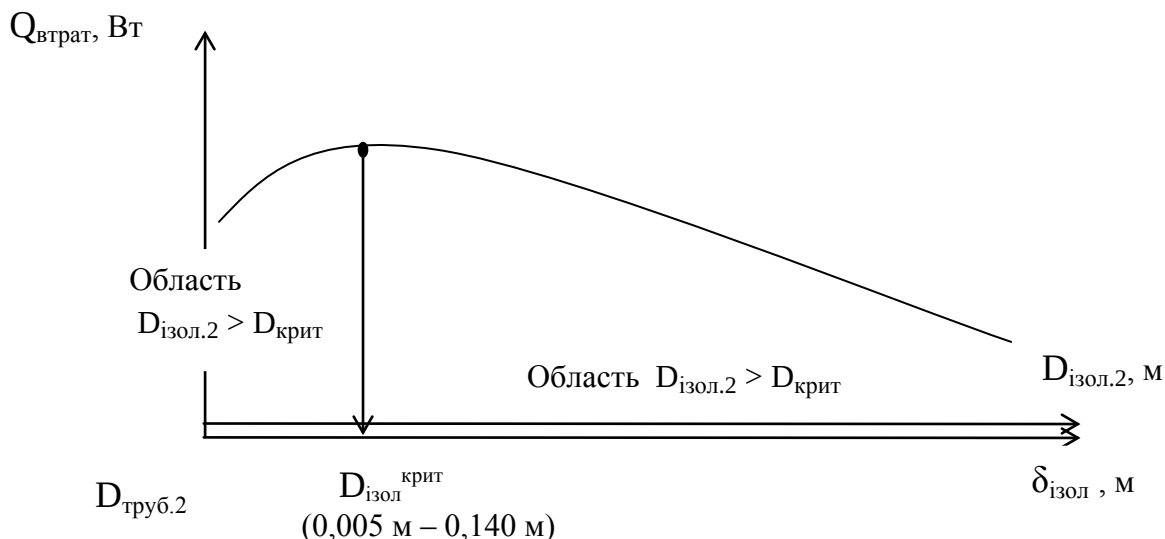


Рис. 10.2. Характер зміни втрат теплоти від ізолюваної поверхні трубопроводу ($Q_{\text{втрат}}$) від діаметру та товщини ізоляційного шару.

Слід уявити, рис. 10.2:

- для трубопроводів малого діаметру (менших за 14 мм) збільшення товщини ізоляційного шару призводить до збільшення, а не до зменшення, втрат теплоти у порівнянні з зовсім не ізольованим. Тільки за умови досягнення певного діаметру, ізоляційного шару, який одержав назву критичного – $D_{\text{изол.2}}^{\text{крит}}$, ізолюваний трубопровід із збільшенням шару ізоляції починає втрачати менше теплоти;
- для трубопроводів більшого діаметру (більших за 14 мм) будь яке збільшення товщини ізоляційного шару призводить до зменшення втрат теплоти у порівнянні з зовсім не ізольованим;

Критичний діаметр ізолюваного трубопроводу – $D_{\text{изол}}^{\text{крит}}$, м, розраховується за формулою:

$$D_{\text{изол.2}}^{\text{крит}} = 2 \cdot \lambda_{\text{изол}} / \alpha_{\text{изол.2}} \quad (10.4)$$

Таким чином, за умови $D_{\text{изол}} < D_{\text{изол}}^{\text{крит}}$ збільшення товщини ізоляційного шару на трубопроводі призведе тільки до зростання втрат теплоти, які стають навіть більшими за втрати від неізолюваного трубопроводу.

І тільки за умови $D_{\text{изол.2}} > D_{\text{изол}}^{\text{крит}}$, у разі збільшення товщини ізоляції втрати теплоти будуть зменшуватись, гарантуючи ефект енергозбереження.

Наведену вище закономірність потрібно враховувати у разі ізолювання трубопроводів. Тобто, у разі визначення за будь якою методикою діаметру товщини

ізоляційного шару потрібно переконатися, що визначений діаметр ізольованого трубопроводу – $D_{ізол.2}$ буде більший за попередньо визначений $D_{ізол}^{крит}$.

Дотримання цієї умови гарантує, що втрати теплоти ізольованого трубопроводу будуть меншими за втрати від неізольованого трубопроводу.

Наприклад, у разі ізолювання трубопроводу ізоляцією, що має теплопровідність – $0,15 \text{ Вт/м.К}$, і коефіцієнта тепловіддачі в навколишнє середовище – $9,4 \text{ Вт/м}^2\text{.К}$ $D_{ізол}^{крит}$ буде дорівнювати $0,032 \text{ м}$ ($32,0 \text{ мм}$).

Це означає, що трубопровід малого ($15 \text{ мм} - 32 \text{ мм}$), діаметру, будучи ізольованим шаром ізоляції, що матиме діаметр менший за критичний, буде мати втрати теплоти вищі за втрати від не ізольованого трубопроводу.

І тільки для підвищених ($> 32 \text{ мм}$) діаметрів трубопроводів збільшення товщини ізоляції гарантуватиме зменшення втрат теплоти в навколишнє середовище.

Слід звернути увагу на те, що і разі покриття трубопроводу шаром ізоляції – $\delta_{ізол}$ що раз більшої товщини, поверхня, що буде втрачати теплоту в навколишнє середовище – $F_{ізол.2}$ збільшується, внаслідок збільшення діаметра ізольованого трубопроводу, у відповідності до рівняння:

$$F_{ізол.2} = \pi \cdot (D_{труб.2} + 2 \cdot \delta_{ізол}) \quad (10.5)$$

Наприклад:

Діаметр неізольованого трубопроводу – **0,159 м**.

Діаметр ізольованого трубопроводу з шаром ізоляції **0,03 м – 0,219 м**.

Площа поверхні теплообміну 10 п.м неізольованого трубопроводу – **5,0 м²**.

Площа поверхні теплообміну 10 п.м ізольованого трубопроводу – **6,88 м²** (на **36,7 %** вища)

Але, одночасно, температура на зовнішній поверхні ізоляційного шару буде зменшуватись у відповідності до рівняння теплопровідності для ізоляційного шару:

$$t_{ізол.2} \approx t_{трансп} - q \cdot \delta_{ізол} / \lambda_{ізол} \quad (10.6)$$

Таки чином, у разі збільшення товщини ізоляційного шару на втрати теплоти в навколишнє середовище, у відповідності до рівняння (10.1), діють у протилежних напрямках два фактора:

- 1-й фактор – збільшення товщини ізоляції призводить до збільшення поверхні теплообміну – $F_{ізол}$, і до збільшення втрат теплоти в навколишнє середовище;
- 2-й фактор – збільшення товщини ізоляційного шару призводить до зменшення температури на поверхні ізоляції – $t_{ізол.2}$ і до зменшення втрат теплоти в навколишнє середовище.

Але, завдяки тому, що швидкість зменшення температури на поверхні значно вища за швидкість збільшення поверхні, зростання товщини ізоляції призводить до зменшення втрат теплоти в навколишнє середовище. Такий результат є однозначним для трубопроводів, діаметр шару ізоляції яких є більшим за критичний діаметр ізоляції – $D_{ізол}^{крит}$.

Витрата палива, еквівалентна втратам теплоти в навколишнє середовище, визначається за ф-лою:

$$B_{\text{екв}}^{\text{пал}} = b_t^{\text{відп}} \cdot Q_{\text{ізол}}^{\text{втрат}} \quad (10.7)$$

де:

$b_t^{\text{відп}}$ – питома витрат умовного палива на відпущену теплову енергію від джерела енергопостачання (котельні, ТЕЦ, когенераційної установки), теплота якого транспортується по трубопроводу, що ізолюється, кг у.п/Гкал. Визначається за формулою:

$$b_t^{\text{відп}} = 123/\eta_t^{\text{відп}} \quad (10.8)$$

$Q_{\text{ізол}}^{\text{втрат}}$ – теплота, що втрачається від ізолизованого трубопроводу (або поверхні обладнання), кВт.

Втрати теплоти від неізолюваних трубопроводів можуть досягати значних обсягів. Наприклад, неізолюваний трубопровід 325/9 мм і довжиною 10 м, в приміщенні, що має температуру +20 °С, що транспортує пару 120 °С, втрачає щосекундно 14,3 кДж (кВт) теплоті, еквівалентно втраті 43,8 м³ газу за добу.

10.3. Характеристики ізоляційних матеріалів

Як ізоляційний матеріал використовуються матеріали, що мають низьку питому теплопровідність - $\lambda_{\text{ізол}}$. Числові значення коефіцієнтів теплопровідності ізоляційних матеріалів знаходяться в діапазоні від 0,023 Вт/(м.К) до 0,66 Вт/(м.К). Нижче, в табл. 11.2, наведено характеристики деяких ізоляційних матеріалів.

Таблиця 10.2.

Характеристики ізоляційних матеріалів

Назва ізоляційного матеріала	Густина ізоляційного матеріалу, кг/м ³	Коефіцієнт теплопровідності ізоляційного матеріалу, Вт/(м.К)
Мінеральна вата-200	200	0,070
Мінеральна вата-100	100	0,056
Мінеральна вата-50	50	0,048
Пінополіуретан-80	80	0,041
Пінополіуретан-60	60	0,035
Пінополіуретан-40	40	0,029
Пінополіуретан-32	32	0,023
Пінополістирол-150	150	0,05
Пінополістирол-100	100	0,041
Пінополістирол-40	40	0,038
Повітря (+10 °С)	1,232	0,025

Аргон (+10 °C)	1,70	0,017
Криптон (+10 °C)	3,56	0,009
Гексафторид сірки (+10 °C)	6,36	0,013

10.4. Вибір ключового рішення – або мінімізація тепловтрат з поверхні, або мінімізація температури на поверхні

В експлуатаційній практиці обслуговування теплообмінної апаратури перед оперативним персоналом (проектною установою, що проектує ТВА) існує необхідність вибору:

- **або** ізолювати таким чином, щоб температура поверхні ізолюваного обладнання відповідала санітарним нормам;
- **або** ізолювати таким чином, щоб втрати в навколишнє середовище від ізолюваної поверхні обладнання відповідали стандарту України;
- **або** ізолювати таким чином, щоб втрати в навколишнє середовище від ізолюваної поверхні були або меншими або більшими за вимоги стандарту України і відповідали фінансовим можливостям Замовника в плані закупівлі потрібних обсягів ізоляційного матеріалу.

Вибір того чи іншого варіанту здійснюється відповідальними службами Замовника на основі співставлення розрахункових матеріалів щодо кожного варіанту.

В розпорядженні Виконавця мають бути всі необхідні матеріали для виконання необхідних розрахунків по кожному варіанту ізоляційних робіт.

Нижче, наведені необхідні матеріали для визначення товщини ізоляційного шару для трубопроводів для різних варіантів ізолювання.

10.5. Методологія визначення товщини ізоляційного шару для трубопроводів. Загальні положення

У проблемі ізолювання гарячих трубопроводів або поверхонь обладнання вирішуються три практичні задачі, а саме:

1-ша задача: Визначити необхідний діаметр ізоляційного шару, з метою одержання визначених Замовником (або встановлених державними нормативами) втрат теплоти та визначити еквівалентну цим втратам кількість палива, що буде витрачатися у джерелі теплопостачання (в котельні або в ТЕЦ) .

2-га задача: Визначити кількість теплоти, що втрачається від неізолюваного трубопроводу (або поверхні) та еквівалентної втратам теплоти кількості палива.

3-тя задача: Визначити фактичні втрати теплоти та та еквівалентну втратам теплоти кількість палива від існуючого ізолюваного трубопроводу або поверхні.

В наведеній лекції буде розглянуто дві перші задачі ізолювання.

1-ша задача розв'язується за двома методами.

У відповідності до 1-го методу – розрахунок товщини ізоляційного шару здійснюється, виходячи з того, що вважається відомою (або за вимогою Замовника,

або за вимогою державного нормативу) лінійна питома втрата теплоти з одного погонного метра ізолюваної трубопроводу – q_L , Вт/п.м. Числові значення q_L нормуються відповідними нормативними документами, як для трубопроводів, розташованих в приміщенні, так і розташованих на відкритому повітрі (на відкритому повітрі нормовані втрати на 1,5 – 4,5 % вищі).

Нормовані лінійні втрати теплоти з поверхні ізолюваних трубопроводів, розташованих в приміщенні або в тунелі, у разі тривалості роботи до 5000 год/рік, наведені в табл. 10.3.

Таблиця 10.3.

Нормовані лінійні питомі втрати теплоти в навколишнє середовище від ізолюваних труб

Умовний діаметр трубопровода, мм	Лінійні втрати теплоти, Вт/п.м або Дж/(с·п.м)			
	Температура теплоносія, що транспортується по трубопроводу °С.			
	100 °С	125 °С	150 °С	200 °С
80	41	52	62	84
150	56	71	85	114
200	70	87	103	137
250	81	100	118	155

Загальноприйнятою практикою в розрахунках, пов'язаних з визначенням потрєбної товщини ізоляції, є використання нормованих питомих втрат теплоти від ізолюваної конструкції. Використовуються, як **лінійні** – q_L , Вт/п.м, тобто втрати теплоти з одного погонного метра трубопроводу, так і **поверхневі** – q_F , Вт/м², тобто втрати з одного квадратного метра зовнішньої поверхні ізолюваного трубопроводу.

У разі необхідності визначення одного виду теплових втрат через інший використовуються наступні рівняння:

$$q_F = q_L \cdot \pi \cdot D_{\text{зовн}} \cdot 1,0 \quad (10.9)$$

$$q_L = q_F / \pi \cdot D_{\text{зовн}} \cdot 1,0 \quad (10.10)$$

де:

$D_{\text{зовн}}$ – зовнішній діаметр поверхні ізолюваного або не ізолюваного трубопроводу, м.

Увага ! Визначення саме нормованих лінійних втрат теплоти є найпоширенішим в практиці ізолювання.

Приклад:

Ізольований у відповідності до державних норм паропровід з температурою теплоносія $150\text{ }^{\circ}\text{C}$, діаметром 159/6 мм і довжиною 200 м, розташований в навколишньому середовищі з температурою $+10\text{ }^{\circ}\text{C}$ буде втрачати:

- щосекундно – 255,4 кДж ($Q_{\text{втрат}} = 85 \cdot 200 \cdot 10^{-3} = 17,0\text{ кДж}$)
- щогодинно – 61 МДж (або 14,6 Мкал)

Для прикладу для нагрівання 100 кг води від нульової температури до $100\text{ }^{\circ}\text{C}$ потрібно 420 МДж (або 100 Мкал) теплоти.

У відповідності до 2-го напрямку – розрахунок товщині ізоляційного шару здійснюється, виходячи з того, що вважається відомою (або за вимогою Замовника, або за вимогою державного нормативу) температура на зовнішній поверхні ізоляційного шару – $t_{\text{ізол.2}},\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Нормовані температури на поверхні теплової ізоляції обладнання і трубопроводів є наступними:

- $35\text{ }^{\circ}\text{C}$ – у разі температури продукту, що транспортується по трубопроводу не вище $100\text{ }^{\circ}\text{C}$;
- $45\text{ }^{\circ}\text{C}$ – у разі температури продукту, що транспортується по трубопроводу вище $100\text{ }^{\circ}\text{C}$ і розташуванні трубопроводу в приміщенні;
- $55\text{ }^{\circ}\text{C}$ – у разі розташуванні трубопроводу на відкритому повітрі і покритті ізоляції металом;
- $60\text{ }^{\circ}\text{C}$ – те саме у разі інших видів покриття ізоляції.

Слід мати на увазі, що товщина ізоляційного шару, визначена за 2-м напрямом (за нормованою $t_{\text{ізол.2}}$) буде більшою (а відповідно дорожчою), за визначену за 1-м напрямом (за нормованою q_L), що є „платою” за безпеку обслуговуючого трубопроводу експлуатаційного персоналу.

Нижче, як приклад, наведено лише один варіант визначення товщини ізоляційного шару трубопроводу.

10.6. Визначення товщини ізоляційного шару трубопроводу у разі нормування лінійних питомих втрат – q_L .

В практиці визначення товщини ізоляційного шару трубопроводу у разі нормування q_L існують два підходи:

1-й підхід – полягає у тому, що використовується методологія, яка базується на закономірностях тепловіддачі від плоских поверхонь. Ця методологія суттєво спрощує розрахунок товщини ізоляції, але надає орієнтовний результат, дещо менший за істинний, і використовується для труб великого ($D > 2\text{ м}$) діаметру.

2-й підхід – полягає у тому, що використовується методологія, яка базується на закономірностях тепловіддачі від криволінійних поверхонь. Ця методологія ускладнює розрахунок товщини ізоляції, але надає точний результат і використовується для труб малого ($D < 2\text{ м}$) діаметру.

Структура вихідних даних для розрахунку товщини ізоляційного шару «гарячого» трубопроводу містить 13 параметрів, а саме:

- зовнішній діаметр трубопроводу (наприклад, 219 мм);
- товщина стінки трубопроводу (наприклад, 6 мм);
- теплопровідність матеріалу трубопроводу (наприклад, 17 Вт/(м.К);
- теплопровідність ізоляційного матеріалу (наприклад, 0,07 Вт/(м.К);
- питома густина ізоляції (наприклад, 200 кг/м³);
- нормована температура зовнішньої поверхні ізоляційного шару (наприклад для трубопроводу в приміщенні з людьми – 45 °С);
- нормована питома лінійна втрата теплоти від ізоляційного шару (наприклад, для трубопроводу в приміщенні – 70 Вт/п.м);
- температура потоку, що транспортується по трубопроводу (наприклад, 100 °С);
- температура навколишнього повітря (наприклад, 15 °С);
- розрахунковий коефіцієнт тепловіддачі від ізоляційного шару до навколишнього повітря (наприклад, 9,4 Вт/м².К)
- питома витрата умовного палива у джерела теплопостачання, що транспортує енергоносії (наприклад, 168,8 кг у.п/Гкал);
- ціна палива – природного газу (наприклад, 3000 грн/тис. м³);
- ціна ізоляції (наприклад, 600 грн/т).

10.6.1. Товщина ізоляційного шару для трубопроводів великого діаметру

Товщина ізоляційного шару для трубопроводів великого діаметру ($D > 2$ м) або плоских поверхонь визначається за формулою:

$$\delta_{\text{ізол}} = \lambda_{\text{ізол}} (R_o - R_{\text{ст}} - 1/\alpha_{\text{ізол.2}}) \quad (10.11)$$

де:

$\lambda_{\text{ізол}}$ – коефіцієнт теплопровідності ізоляційного матеріалу, Вт/(м.К)

R_o – термічний опір теплопередачі всієї теплоізоляційної конструкції, м².К/Вт.

Визначається за формулою:

$$R_o = (t_{\text{трансп}} - t_{\text{н.с}}) / q_F^{\text{норм}} \quad (10.12)$$

де:

$t_{\text{трансп}}$ – температура потоку, що транспортується по трубопроводу, °С.

$t_{\text{н.с}}$ – температура навколишнього середовища, °С.

$q_F^{\text{норм}}$ – нормовані питомі поверхневі втрати теплоти в навколишнє середовище, Вт/м²). Визначаються за формулою (10.4) .

$R_{\text{ст}}$ – термічний опір стінки трубопроводу, м².К/Вт. Визначається за формулою:

$$R_{\text{ст}} = \delta_{\text{ст}} / \lambda_{\text{ст}} \quad (10.13)$$

де:

$\delta_{\text{ст}}$ – товщина стінки трубопроводу, м;

$\lambda_{\text{ст}}$ – теплопровідність матеріалу трубопроводу, Вт/м.К.

$\alpha_{\text{ізол.2}}$ – коефіцієнт тепловіддачі від зовнішньої поверхні ізоляційного шару до навколишнього середовища, Вт/(м²·К). Визначається:

- для трубопроводів, розташованих у приміщеннях, за формулою:

$$\alpha_{\text{ізол.2}} = 9,4 + 0,052 (t_{\text{ізол.2}} - t_{\text{н.с}}) \quad (10.14)$$

де:

$t_{\text{ізол.2}}$ – температура зовнішньої поверхні ізоляційного шару, °С.

$t_{\text{н.с}}$ – температура навколишнього середовища, °С.

Для орієнтовних розрахунків приймається – $\alpha_2 = 9,4$ Вт/м²·К.

- для трубопроводів, розташованих на відкритому повітрі, за формулою:

$$\alpha_2 = 4,1 \cdot V_{\text{повіт}}^{0,8} \cdot D_{\text{ізол.2}}^{-0,2} \quad (10.15)$$

де:

V – швидкість вітру, м/с;

$D_{\text{ізол.2}}$ – діаметр зовнішньої поверхні ізоляційного шару, м.

В результаті опрацювання вихідних даних і розрахунку за ф-лою 10.11 товщина ізоляційного шару – $\delta_{\text{ізол}}$ для трубопроводу, зазначеного у вихідних даних, становить **0,051 м (51 мм)**.

10.6.2. Товщина ізоляційного шару для трубопроводів середнього та малого діаметру

Товщина ізоляційного шару для трубопроводів середнього та малого діаметру ($D < 2$ м) визначається за формулою:

$$\delta_{\text{ізол}} = D_{\text{зовн}} \cdot (B - 1)/2 \quad (10.16)$$

де:

$D_{\text{зовн}}$ – зовнішній діаметр трубопроводу, м

B – допоміжний параметр. Визначається із рівняння:

$$\text{Ln}(B) = 2 \cdot \pi \cdot \lambda_{\text{ізол}} \cdot [R_{\text{L.о}} - R_{\text{L.ст}} - 1/(\alpha_{\text{ізол.2}} \cdot \pi \cdot (D_{\text{зовн}} + 0,1))] \quad (10.17)$$

де:

R_{L} – загальний лінійний термічний опір ізолюваного трубопроводу. Визначається за формулою:

$$R_{\text{L.о}} = (t_{\text{трансп}} - t_{\text{н.с}})/q_{\text{L}}^{\text{норм}} \quad (10.18)$$

$R_{\text{L.ст}}$ – лінійний термічний опір стінки трубопроводу. Визначається за формулою:

$$R_{\text{L.ст}} = 1/(2 \cdot \pi \cdot \lambda_{\text{ізол}}) \cdot \text{Ln}(D_{\text{зовн}}/D_{\text{внутр}}) \quad (10.19)$$

$\alpha_{\text{ізол.2}}$ – коефіцієнт тепловіддачі від зовнішнього шару ізоляції до навколишнього середовища (повітря). Визначається за ф-лами (10.14), (10.15).

В результаті опрацювання вихідних даних і розрахунку за формулою 10.16 товщина ізоляційного шару – $\delta_{\text{ізол}}$ для трубопроводу, зазначеного у вихідних даних, становить **0,055 м (55 мм)**, тобто вище визначеного за формулою (10.11) для плоских поверхонь або трубопроводів великих діаметрів.

10.7. Типові приклади ізоляційних розрахунків

Практичний інтерес для фахівця з енергозбереження становить визначення втрат теплоти від ізольованих та не ізольованих трубопроводах у абсолютних одиницях – $Q_{\text{втр}}$, наприклад, у ккал/год, та кількості пари, що сконденсується в паропроводі, внаслідок тепловіддачі в навколишнє середовище – $D_{\text{конд}}$, наприклад, у кг/год. Ця методологія дозволяє у разі відомого (або визначеного вами) значення питомої втрати теплоти з поверхні паропроводу – q_L , Вт/п.м визначити очікувану перевитрату пари в трубопроводі, що транспортує грійну пару до теплосприймаючого обладнання (підігрівника, випарного апарата, тощо).

Кількість втраченої теплоти гарячим (теплим) трубопроводом в навколишнє середовище – $Q_{\text{втр}}$, ккал/год, визначається за формулою:

$$Q_{\text{втр}} = q_L \cdot L_{\text{труб}} \cdot (\Delta t_{\text{факт}} / \Delta t_{\text{розрах}}) \cdot 10^{-3} \cdot 3600 / 4,19 \quad (10.19)$$

де:

$L_{\text{труб}}$ – довжина паропроводу, м;

$\Delta t_{\text{факт}}$ – фактичний температурний перепад (поверхня трубопроводу–навколишнє середовище), °C;

$\Delta t_{\text{розрах}}$ – розрахунковий температурний перепад (поверхня трубопроводу– навколишнє середовище), що був використаний при визначенні q_L , °C;

10^{-3} – коефіцієнт, що корегує співвідношення Вт і кВт, Вт/кВт;

3600 – коефіцієнт, що корегує співвідношення секунд і години, с/год;

4,18 - коефіцієнт, що корегує співвідношення кВт – ккал за годину, кВт/(ккал/год).

Наприклад, неізольований паропровід насичено пари, довжиною 45 м і діаметром 630 мм, маючи q_L – 3000 Вт/п.м буде втрачати в навколишнє середовище щогодинно – 116000 ккал/год. Див. розрахунок за ф-лою (10.19):

$$Q_{\text{втр}} = 3000 \cdot 45,0 \cdot (130/130) \cdot 10^{-3} \cdot 3600 / 4,19 = 116000$$

Годинна кількість пари, що може сконденсуватися в паропроводі, у разі транспортування насиченої пари, еквівалентна втратам теплоти визначається а формулою:

$$D_{\text{конд}} = Q_{\text{втр}} / (i''_{\text{пар}} - i'_{\text{конд}}) \cdot 10^{-3} \cdot 3600 \quad (10.20)$$

де:

$i''_{\text{пар}}$ – ентальпія насиченої пари, що транспортується в паропроводі, кДж/кг;

$i'_{\text{конд}}$ – ентальпія насиченого конденсату, що утворюється уразі конденсації пари, кДж/кг;

Наприклад, в неізольованому паропроводі, по якому транспортується насичена водяна пара, довжиною 45 м і діаметром 630 мм, що має q_L = 3000 Вт/п.м, і втрачає в навколишнє середовище щогодинно – 116000 ккал/год теплової енергії буде конденсуватися 215,0 кг пари/год. Див. розрахунок за ф-лою (10.20):

$$D_{\text{конд}} = (116000 \cdot 4,19 / 2260) \cdot 10^{-3} = 215,0.$$

Зниження температури перегрітої пари, що транспортується паропроводом, еквівалентне втратам теплоти визначається за формулою:

$$\Delta t_{\text{зниж}} = Q_{\text{втр}} / (G_{\text{пар}} \cdot c_{\text{пар}}) \cdot 10^{-3} \cdot 3600 \quad (10.21)$$

де:

$G_{\text{парі}}$ – масова витрата перегрітої пари в паропроводі, т/год;

$C_{\text{парі}}$ – теплоємність перегрітої пари в паропроводі, кДж/кг·К;

Наприклад, в неізолюваному паропроводі, довжиною 45 м і діаметром 630 мм, що має $q_L = 3000$ Вт/п.м, і втрачає в навколишнє середовище 116000 ккал/ год теплової енергії щогодинно, температура потоку перегрітої пари з масовою витратою 55,0 т/год знизиться на 3,7 °С. Див. розрахунок за ф-лою (10.21):

$$\Delta t_{\text{зниж}} = (11600 \cdot 4,19 \cdot 10^{-3} / (55,0 \cdot 2,4)) = 3,7.$$

10.7. Співставлення ізоляційних матеріалів

Нижче, наведено, як приклад, визначення теплових втрат та економії вугілля у разі заміни ізоляційного матеріалу – мінвати 200 ($\lambda = 0,07$ Вт/м.К) пінополіуретаном-32, що має меншу теплопровідність ($\lambda = 0,023$ Вт/м.К) для трубопроводів різних діаметрів.

Втрати теплоти та еквівалентні їм витрати палива (вугілля) визначені для діаметрів трубопроводів 159/6 мм, 219/6 мм, 273/6 мм та 325/6 мм довжиною 10 м кожний. Результати розрахунків зведені нижче до таблиць 10.4 та 10.5.

Таблиця 10.4

Втрати теплоти та еквівалентні їм витрати вугілля в ТЕЦ для ізоляційного матеріалу Мінвата-200.

Діаметр трубопроводу, мм		159/6	219/6	273/6	325/6
	Од. виміру.				
Товщина ізоляційного шару	мм	52,9	72,5	73,9	76,0
Діаметр ізолюваного трубопроводу	мм	264,7	364,0	410,8	477,1
Секундні втрати в навколишнє середовище від 10 п.м. ізолюваного трубопроводу	кВт (кДж/сек)	0,815	0,97	1,10	1,21
Перевитрата вугілля на компенсацію втрат від 10 п.м. ізолюваного трубопроводу	кг/добу	4,99	5,95	6,79	7,43
Перевитрата палива проти «Піноліуретану-32»	%	–29 %	–29 %	–25 %	–23 %

Таблиця 10.5.

Втрати теплоти та еквівалентні їм витрати вугілля в ТЕЦ для ізоляційного матеріалу – Пінополіуретан-32

Діаметр трубопроводу, мм		159/6	219/6	273/6	325/6
	Од. виміру				
Товщина ізоляційного шару	мм	14,5	19,9	20,9	21,8
Діаметр ізольованого трубопроводу	мм	188,0	258,8	314,7	368,7
Секундні втрати в навколишнє середовище від 10 п.м. ізольованого трубопроводу	кВт (кДж/сек)	0,578	0,691	0,820	0,938
Перевитрата вугілля на компенсацію втрат від 10 п.м. ізольованого трубопроводу	кг/добу	3,54	4,28	5,03	5,75
Економія палива проти «Мінвати-200»	%	+29 %	+29 %	+25 %	+23 %

Вихідні дані для виконаних порівняльних розрахунків наведені нижче.

- Температура продукту, що транспортується по трубопроводах – **100 °С**
- Температура зовнішнього повітря – **15 °С**
- Розрахунковий коефіцієнт тепловіддачі від зовнішньої поверхні ізоляційного шару до навколишнього повітря – **9,4 Вт/м².К**
- Нормовані лінійні втрати теплоти для визначених трубопроводів:
 для трубопроводу 159/6 мм – **$q_L = 49$ Вт/п.м**
 для трубопроводу 218/6 мм – **$q_L = 59$ Вт/п.м**
 для трубопроводу 273/6 мм – **$q_L = 72$ Вт/п.м**
 для трубопроводу 325/6 мм – **$q_L = 83$ Вт/п.м**
- Питома витрата умовного палива на відпущену від джерела теплопостачання (ТЕЦ) теплову енергію – **168,8 кг у т/Гкал.**

Коефіцієнт перерахунку палива (вугілля) в умовне паливо – **0,57.**

Висновок. Як засвідчують одержані результати, застосування ізоляційного матеріалу – Пінополіуретан-32 з питомою теплопровідністю у 3 рази меншою за теплопровідність мінвати-2 гарантує, залежно від діаметру трубопроводу, економію палива від 23 % до 29 % у порівнянні із застосуванням Мінеральної вати-200.

Запитання для самоперевірки.

1. Як співвідносяться між собою лінійні та поверхневі питомі втрати теплоти ізольованих трубопроводів?
2. Як залежать втрати теплоти від товщини шару ізоляції?
3. Як залежать втрати теплоти від питомої теплопровідності шару ізоляції?
4. Сформулюйте принципи визначення товщини шару ізоляції?
5. Як співвідносяться між собою втрати теплоти у разі нормування температури на поверхні ізоляційного шару та у разі нормування лінійних питомих втрат?
6. Як визначити втрати теплоти від неізольованого трубопроводу?
7. Як визначити витрату палива еквівалентну втратам теплоти ізольованого та неізольованого трубопроводу?

Рекомендована література

Рекомендована література: [18].

1. Петренко В.П. Інтенсифікація теплообміну в апаратах харчових виробництв та холодильних машин. НУІТ 2010 Навчальний посібник. Електронний ресурс
2. В.И. Левин, Е.П. Шубин Теплообменні апарати систем теплоснабження М. Енергія 1965 257 с.

956] Лукомский С.М. - Высокотемпературные теплоносители и их применение.djvu

[1962] Антикайн П.А., Аронов М.С., Бакластов А.М. - Рекуперативные теплообменные аппараты.djvu

[1962] Кэйс, Лондон - Компактные теплообменники.djvu

[1963] Лебедев П.Д. - Расчёт и проектирование сушильных установок.djvu

[1967] Кейс В.М., Лондон А.Л. - Компактные теплообменники .djvu

[1968] Копачинский П.А., Тараскин В.П. - Судовые охладители и подогреватели жидкостей.djvu

[1969] Теплообменная аппаратура. Каталог-справочник.djvu

[1970] Бакластов - Проектирование, монтаж и эксплуатация теплоиспользующих установок.djvu

[1970] Чернобыльский - Выпарные установки.djvu

[1971] Мигай В.К., Назаренко В.С., Новожилов И.Ф., Добряков Т.С. - Регенеративные вращающиеся воздухоподогреватели.djvu

[1972] Лебедев - Теплообменные сушильные и холодильные установки.djvu

[1976] Минин В.Е. - Воздухонагреватели для систем вентиляции и кондиционирования воздуха.pdf

[1980] Кречетов И.В. - Сушка древесины.djvu

[1981] Бакластов А.М., Горбенко В.А., Удыма П.Г. - Проектирование, монтаж и

эксплуатация тепломассообменных установок.djvu
[1985] Суслов и др. Вихревые аппараты.djvu
[1987] под ред. Мартыненко О.Г. - Справочник по теплообменникам (том 1).djvu
[1987] под ред. Мартыненко О.Г. - Справочник по теплообменникам (том 2).djvu
[1989] Бажан П.И., Каневец Г.Е., Селиверстов В.М. - Справочник по
теплообменным аппаратам.pdf
[1998] Назмеев Ю.В., Лавыгин В.М. - Теплообменные аппараты ТЭС.djvu

Список рекомендованной литературы

1. ГОСТ 14249-89. Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. — Взамен ГОСТ 14249-89; Введ. 18.05.89. — М.: Гос. ком. [СССР по стандартам](#), 1989. — 80 с., ил.
2. ГСТУ 3-17-191-2000. Посудини та апарати стальні зварні. Загальні технічні умови. — На заміну ОСТ 26-291-94; Введ. 16.02.2000. — К.: Державний комітет промислової політики України, 2000. — 301 с., іл.
3. ДНАОП 0.00-1.07-94. Правила устройства и безопасной эксплуатации сосудов, работающих под давлением. Введ. 01.03.1995. — К.: Государственный комитет Украины по надзору за охраной труда, 1994. — 200 с., ил.
4. Галин Н.М., Кириллов Л.П. Тепломассообмен. М.: Энергоатомиздат, 1987. 376 с.
5. Гельперин Н.И. Основные процессы и аппараты химической технологии. М.: Химия, - 1981. - 812 с.
6. Дытнерский Ю.И. Процессы и аппараты химической технологии. - М.: Химия. - 1995. - 400 с.
7. Домашнев А.Д. Конструирование и расчет химических аппаратов. М.: Машиностроение, 1961. 624 с.
8. Исаев С. И. и др. Теория тепломассообмена. Под ред. Л. И. Леонтьева. М.: Высшая школа, 1979. 496 с.
9. Кутепов А.М., Стерман Л.С., Стюшкин Н.Г. Гидродинамика и теплообмен при парообразовании. 3-е изд. М.: Высшая школа, 1986.
10. Машины и аппараты химических производств: примеры и задачи. Учебное пособие для [студентов](#) втузов, обучающихся по специальности «Машины и аппараты химических производств» / И.В. Доманский, В.П. Исаков, Г.М. островский и др.; Под общ. ред. В.Н. Соколова. — Л.: [Машиностроение](#), 1982.
11. Основные процессы и аппараты химической технологии: Пособие по проектированию / Г.С. Борисов, В.П. Брыков, Ю.И. Дытнерский и др. Под ред. Ю.И. Дытнерского, 2-е изд., перераб. и дополн. — М.: [Химия](#), 1991. Павлов К.Ф., Романков П.Г., Носв А.А. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии: Учебное пособие для вузов / Под ред. П.Г. Романкова. — 9-е изд., перераб. и доп. — Л.: Химия, 1981.
12. Основные процессы и аппараты химической технологии. Пособие по проектированию. 2-е изд. \ Под ред. Ю. И. Дытнерского М.: Химия, 1991. — 494 с.
13. Проектирование процессов и аппаратов пищевых производств / Под ред. В.Н. Стабникова. — К.: Вища [школа](#), 1982.

14. Разработка конструкции химического аппарата и его графической модели. Методические указания. - [Иваново](#), 2004.
15. Романков П. Г., Фролов В. Ф., Флисюк О. М., Курочкина М. И. Методы расчета процессов и аппаратов химической технологии. СПб.: Химия 1993. 496 с.
16. [Справочник](#) по теплообменникам, М.Химия, 1982. 328 с.
17. Стабников В.Н., Лисянский В.М., Попов В.Д. Процессы и аппараты пищевых производств. М.:Агропромиздат, 1985.
18. Теплофизические [свойства газов](#), растворителей и растворов солей. Справочник /Сост. Е.М.Шадрин и др. Иваново. 2004.
19. Плановский А.Н., Николаев П.И. Процессы и аппараты химической и нефтехимической технологии.-М.: Химия.- 1987.- 540 с.
20. Касаткин А.Г. Основные процессы и аппараты химической технологии. 9-е изд М. Химия, 1973. 750 с.
21. Павлов К.Ф., Романков П. Г., Носков А. А. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии. Л.:Химия, 1981. – 560 с.
22. Михалев М. А., Михалева И. М. Основы теплопередачи. М. Энергия 1977. – 342 с.
23. Проектирование, монтаж и эксплуатация тепломассообменных установок Учеб. пособие для вузов/ А. М. Бакластов, В. А. Горбенко, П. Г. Удыма; Под ред. А.М.Бакластова.М.:Энергоиздат, 1981. 336 с.
- 24.
25. Романков П.Г., Фролов В.Ф. Теплообменные процессы химической технологии. Л.: Химия 1982. 288с.
26. Справочник по теплообменникам, М. Химия, 1982. 328 с.
27. Вихман Г.Л., Круглов С.А. Основы конструирования и расчета аппаратов и машин нефтеперерабатывающих заводов. – М.: Машиностроение, 1987. – 328 с.
28. Конструирование и расчет машин химических производств \ Ю.И. Гусев и др. – М.: Машиностроение, 1985. – 408 с.
29. Расчет и конструирование машин и аппаратов химических производств: Примеры и задачи \ М.Ф. Михалев и др. – Л.: Машиностроение, 1984. – 301с.
30. Соколов В.И. Основы расчета и конструирования машин и аппаратов пищевых производств. – М.: Колос, 1992. – 398 с.
31. Анурьев В. И. Справочник конструктора- машиностроителя. 5-е изд., перераб. и доп. М.:Машиностроение, 1978. Т. 1. 728 с.

32. ГОСТ 14249-80. Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность.

33.

Вимоги до оформлення рукописів навчальних модулів

1 Текст модулю подається в електронному вигляді українською мовою у вигляді файлу MS Word, збереженого у форматі Word 97– 2003, надрукований через 1.5 інтервал шрифтом Times New Roman (кегель –14). Формат А4. Поля: зверху і справа по 2,5 см, знизу і зліва по 1,5 см.

Таблиці та рисунки (чорнобілі або кольорові високої якості, бажано виконані в графічних редакторах) єдиним об'єктом вставляються у текст. Підпис розміщується під рисунком по центру.

Фотографії високої якості вставляються в текст і обов'язково подаються окремим файлом в форматі jpg з назвою, що містить сторінку рукопису.

2. Титульна сторінка має містити: УДК напр [574.63: 627,8] [282.447.32]
Прізвища авторів Назву модулю великими літерами Резюме
Рецензенти Рекомендовано до друку Протокол No ... від.....

На етапі подання рукопису обов'язково вкажіть назву ради та закладу, що рекомендує чи рекомендуватиме публікацію до друку. По протоколу на цьому етапі вказувати не обов'язково.

Далі за текстом має розташовуватись зміст модулю за яким має бути викладена коротка (до 300 слів) біографічна довідка про автора(авторів) з фотографією (див. вимоги до малюнків вище).

3. Об'єм тексту без малюнків не повинен бути меншим, ніж 30 сторінок і більшим ніж 60 сторінок машинопису. Список літератури оформлюється згідно з вимогами ВАК України [Бюлетень ВАК України, No 6, 2007]. Посилання на джерела у тексті надається у квадратних дужках, наприклад [2, 6], а у списку літератури—у алфавітному порядку.

4. Після списку літератури розміщуються анотація (об'ємом 100–150 слів) англійською мовою

. В анотації вказуються Ініціали і прізвище автора(ів) (курсив), Місце роботи, Назва модулю (курсив) і далі текст анотації.