

**Н. В. Резидент, С. Й. Ткаченко, М. М. Чепурний**

**ЕКСПЛУАТАЦІЯ ПРОМИСЛОВОГО  
ТЕПЛОЕНЕРГЕТИЧНОГО  
УСТАТКУВАННЯ**

**ЧАСТИНА I**

**ЕКСПЛУАТАЦІЯ ПРОМИСЛОВИХ  
ПАРОГЕНЕРАТОРІВ**

Міністерство освіти і науки України  
Вінницький національний технічний університет

**Н. В. Резидент, С. Й. Ткаченко, М. М. Чепурний**

# **ЕКСПЛУАТАЦІЯ ПРОМИСЛОВОГО ТЕПЛОЕНЕРГЕТИЧНОГО УСТАТКУВАННЯ**

**ЧАСТИНА I**

**ЕКСПЛУАТАЦІЯ ПРОМИСЛОВИХ  
ПАРОГЕНЕРАТОРІВ**

**Електронний навчальний посібник  
комбінованого (локального та мережного) використання**

Видання 2-е, перероблене та доповнене

Вінниця  
ВНТУ  
2023

УДК 621.165 (075)

Р34

Рекомендовано до видання Вченою радою Вінницького національного технічного університету Міністерства освіти і науки України (протокол № 15 від 29.06.2023 р.)

Рецензенти :

**П. Д. Лежнюк**, доктор технічних наук, професор

**О. О. Литвиненко**, кандидат технічних наук, доцент

**В. А. Макаров**, доктор технічних наук, професор

**Резидент, Н. В.**

Р34 Експлуатація промислового теплоенергетичного устаткування : електронний навчальний посібник комбінованого (локального та мережного) використання [Електронний ресурс] / Резидент Н. В., Ткаченко С. Й., Чепурний М. М. – [Вид. 2-е, перероб. і доп.]. – Вінниця : ВНТУ, 2023. – 142 с.

Викладено основні питання експлуатації промислових парогенераторів. Розглянуто умови їх роботи в змінних режимах, послідовність пуску і зупинки, питання водного режиму і чистоти пари, температурного режиму поверхонь нагріву, корозійні процеси і контроль за станом металевих поверхонь. Висвітлено питання експлуатації допоміжного устаткування і наведено основні положення про експлуатаційні випробування промислових парогенераторів. Наведено приклади розв'язування задач.

УДК 621.165(075)

© ВНТУ, 2023

## ЗМІСТ

Передмова .....	5
1 ЗАГАЛЬНІ ПРИНЦИПИ ОРГАНІЗАЦІЇ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ТЕПЛОЕНЕРГЕТИЧНОГО ОБЛАДНАННЯ ....	6
2 ЗАГАЛЬНІ ПОЛОЖЕННЯ ПРО ЕКСПЛУАТАЦІЮ ПРОМИСЛОВИХ ПАРОГЕНЕРАТОРІВ .....	10
2.1 Стаціонарний режим роботи парогенераторів .....	10
2.2 Особливості роботи парогенераторів при змінних режимах ...	19
3 ПУСК І ЗУПИНЕННЯ ПАРОГЕНЕРАТОРІВ .....	30
3.1 Пуск парогенератора .....	30
3.2 Блочний пуск парогенератора і турбіни .....	35
3.3 Зупинка і розхолодження парогенератора .....	36
3.4 Теплові втрати під час пуску і зупинки парогенератора .....	38
4 ОСОБЛИВОСТІ РОБОТИ ЦИРКУЛЯЦІЇ В ПРОЦЕСІ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ПАРОГЕНЕРАТОРІВ .....	44
5 КОРОЗІЯ ПОВЕРХОНЬ НАГРІВУ .....	50
5.1 Зовнішня високотемпературна корозія .....	50
5.2 Внутрішня корозія труб.....	51
5.3 Зовнішня низькотемпературна корозія.....	53
6 ОСНОВИ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ВИПРОБУВАНЬ ПАРОГЕНЕРАТОРА .....	61
6.1 Класифікація і організація випробувань.....	61
6.2 Аналіз продуктів згорання палива .....	62
6.3 Теплові втрати і тепловий баланс парогенератора .....	66
6.4 Складання режимних карт випробувань .....	69
7 ШКІДЛИВІ ВИКИДИ В АТМОСФЕРУ З ВІДХІДНИМИ ГАЗАМИ ПАРОГЕНЕРАТОРА .....	72
7.1 Викиди оксидів сірки .....	72
7.2 Викиди оксидів азоту .....	74
8 ВОДНИЙ РЕЖИМ ПАРОГЕНЕРАТОРІВ. ЧИСТОТА ПАРИ. ВИДАЛЕННЯ ВІДКЛАДЕНЬ З ПОВЕРХОНЬ НАГРІВУ .....	87
9 ЕКСПЛУАТАЦІЯ ТОПКОВИХ ПРИСТРОЇВ.....	92
9.1 Експлуатація камерних топків для спалювання твердих видів палива .....	92
9.2 Експлуатація газових топків .....	96
9.3 Експлуатація мазутних топків .....	98
10 ЕКСПЛУАТАЦІЯ ТЯГОДУТТЄВИХ УСТАНОВОК .....	101
10.1 Експлуатація тягодуттєвих установок .....	101
10.2 Сумісна робота тягодуттєвих машин .....	105
10.3 Деякі засоби запобігання та усунення недоліків в роботі тягодуттєвих установок .....	106
11 ХАРАКТЕРИСТИКА ТЕПЛОВИХ ВТРАТ І ЕКОНОМІЧНИЙ РОЗПОДІЛ НАВАНТАЖЕННЯ МІЖ ПАРОГЕНЕРАТОРАМИ	109

12 ПОКАЗНИКИ РОБОТИ ПАРОГЕНЕРАТОРІВ .....	115
13 ОБСЛУГОВУВАННЯ ПАРОГЕНЕРАТОРА В ПРОЦЕСІ ЕКСПЛУАТАЦІЇ.....	120
13.1 Загальні положення.....	120
13.2 Обслуговування парогенераторної установки під час роботи .....	122
14 ПОРУШЕННЯ В РОБОТІ ПАРОГЕНЕРАТОРНИХ УСТАНОВОК.....	125
15 РЕМОНТ І ТЕХНІЧНИЙ ОГЛЯД ПАРОГЕНЕРАТОРІВ .....	136
Література .....	141

## ПЕРЕДМОВА

Навчальний посібник призначений для здобувачів вищої освіти денної та заочної форми навчання за освітньою програмою Теплоенергетика. Він підготовлений відповідно до робочої навчальної програми дисципліни «Експлуатація теплотехнічного обладнання».

Експлуатація промислових парогенераторів має здійснюватися відповідно до інструкцій з експлуатації, які затверджені керівником підприємства і розроблені з врахуванням вимог заводів-виробників, вимог «Правил технічної експлуатації теплових установок і мереж», «Правил охорони праці під час експлуатації обладнання, що працює під тиском» та інших нормативно-правових актів. В посібнику викладено науково-технічні і методичні основи експлуатації промислових парогенераторів. Автори у стислому вигляді подали основні положення з експлуатації та випробувань промислових парогенераторів, які практично не наводяться в україномовній навчальній літературі і виходили з того, що в процесі навчання важливо отримати знання з питань правильної експлуатації основного та допоміжного обладнання промислових котелень.

Це друге видання посібника, яке, порівняно з попереднім, доповнено розділами, в яких розглянуто показники роботи парогенераторів, економічний розподіл навантаження між парогенераторами, методи оцінення шкідливих викидів, характерні причини порушень, неполадок і аварійних ситуацій в процесі роботи парогенераторів, заходи для їх запобігання, а також оновлено розділи щодо особливостей роботи парогенераторів в стаціонарних і змінних режимах, особливостей пуску та зупинення, питань правильної експлуатації для забезпечення надійності роботи обладнання. Посібник стане в нагоді під час підготовки бакалаврів та магістрів спеціальності 144 Теплоенергетика, а також в подальшій роботі за фахом.

Автори вдячні рецензентам за поради і зауваження в процесі підготовки рукопису посібника.

# 1 ЗАГАЛЬНІ ПРИНЦИПИ ОРГАНІЗАЦІЇ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ТЕПЛОЕНЕРГЕТИЧНОГО ОБЛАДНАННЯ

В основу правил технічної експлуатації енергетичних установок покладено багаторічний досвід, узагальнений в керівних та офіційних документах. Правила обов'язкові для виконання усіма організаціями і визначають вимоги до будови, експлуатації, огляду основного енергетичного устаткування та допоміжного обладнання.

Головною метою експлуатації теплоенергетичного обладнання є забезпечення відпуску енергії за умови безпечної, надійної, максимально можливої економічної роботи основного і допоміжного обладнання з дотриманням вимог охорони навколишнього середовища.

В правилах технічної експлуатації [1–3] викладено організаційні питання, обов'язки, сфера відповідальності обслуговуючого персоналу з технічних питань експлуатації, екології, технічної звітності тощо. Для безпосереднього оперативного керівництва розробляються типові інструкції з питань пуску, зупинення та експлуатації енергетичного обладнання, запобігання аварійних ситуацій та ліквідації аварій.

До основних обов'язків експлуатаційного персоналу відносять:

- виконання заданих умов енергопостачання з дотриманням якості відпущеної енергії;
- виконання вимог до безаварійної роботи обладнання;
- виконання вимог до безпеки та гігієни праці;
- виконання вимог до вибухової та пожежної безпеки;
- забезпечення максимально можливої економічності та надійності під час виробництва енергії;
- зменшення шкідливого впливу під час виробництва енергії на людей і навколишнє середовище;
- підтримання устаткування, яке знаходиться у резерві, в робочому стані.

До роботи з теплоенергетичним обладнанням допускаються особи, які пройшли медичний огляд, мають відповідну освіту або пройшли відповідну підготовку в системі професійної освіти і мають посвідчення кваліфікаційної комісії та стажування за місцем роботи (для робочих). Керівництво підготовкою і підвищенням кваліфікації персоналу здійснює головний інженер підприємства. Перед допуском до самостійної роботи необхідно здати екзамен з правил технічної експлуатації, правил техніки безпеки, правил протипожежної безпеки, діючих посадових інструкцій. Навчання, перевірка знань і атестація персоналу здійснюється відповідно до вимог органів Державної служби України з питань праці за програмами, які затверджуються або погоджуються цими органами. Перевірка знань з ПТЕ, ПТБ, ППБ, посадових і виробничих інструкцій здійснюється в такі терміни: первинна – перед допуском до самостійної роботи, періодична – в

установлені терміни; позачергова – в разі порушень правил та інструкцій за вимогами Державної служби України з питань праці.

Для персоналу, який працює у виробничих цехах підприємства, на підставі галузевих і міжгалузевих ПТБ мають бути розроблені інструкції з безпечної експлуатації устаткування. Кожен працівник має виконувати ці правила техніки безпеки і терміново повідомляти своєму безпосередньому керівнику про несправності в роботі устаткування, приладів, арматури, механізмів, які можуть спричинити травматизм або аварію. Особи, що порушили правила техніки безпеки, пожежної безпеки або вимоги санітарного нагляду, притягуються до адміністративної або кримінальної відповідальності залежно від міри наслідків порушень. Якщо підприємство працює на газовому паливі, то на нього поширюються «Правила безпеки систем газопостачання».

Адміністрація підприємства зобов'язана забезпечити [1–5]:

- недопущення неефективного використання та необґрунтованих втрат теплової енергії;
- впровадження енергоощадної техніки і технологій;
- технічно справний стан теплових установок і мереж та іншого устаткування, яке належить до теплового господарства;
- експлуатацію та обслуговування теплових установок і мереж відповідно до вимог ПТЕ, вимог нормативно-правових актів з охорони праці, промислової безпеки, користування тепловою енергією та пожежної та техногенної безпеки, інших нормативних документів;
- систематичне зниження фактичних питомих витрат тепла;
- дотримання встановлених договором про користування тепловою енергією гідравлічних і теплових режимів, норм якості та кількості конденсату, що повертається до джерела теплопостачання;
- організацію обліку виробництва і витрат теплової енергії за допомогою приладів обліку, впровадження автоматизованих систем і приладів контролю гідравлічних та теплових режимів;
- організацію навчання, інструктажу і перевірки знань з питань охорони праці, пожежної та екологічної безпеки персоналу, який обслуговує теплові установки та мережі;
- розроблення теплового і пароконденсатного балансів та їх аналіз;
- своєчасне розслідування відмов у роботі теплових установок та мереж, а також нещасних випадків, пов'язаних з їх експлуатацією
- розроблення разом з теплопостачальною організацією та виконання графіків обмеження теплоспоживання і вимкнення тепловикористовувальних установок у разі нестачі теплової енергії і потужності в енергосистемах і джерелах теплопостачання організацій, що постачають теплову енергію;
- використання вторинних теплових енергетичних ресурсів;
- виконання у встановлені терміни приписів представників Держенергонагляду та своєчасного інформування щодо ходу виконання



приписів, а також виконання вимог теплопостачальної організації згідно з договором [1–3].

Державний енергетичний нагляд за режимами споживання електричної і теплової енергії, технічним станом та організацією експлуатації електричних, теплових, тепловикористовувальних установок та мереж суб'єктів електроенергетики, суб'єктів відносин у сфері теплопостачання і споживачів електричної енергії здійснює Державна інспекція з енергетичного нагляду за режимами споживання електричної і теплової енергії (Держенергонагляд). Працівники, які обслуговують паливне господарство або паливовикористовувальне обладнання, проходять спеціальне навчання і перевірку відповідних нормативних актів про охорону праці один раз на рік [1, 2].

Державний нагляд за дотриманням законів та інших нормативно-правових актів про охорону праці здійснюють:

- спеціально уповноважений центральний орган виконавчої влади з нагляду за охороною праці;
- спеціально уповноважений державний орган з питань радіаційної безпеки;
- спеціально уповноважений державний орган з питань пожежної безпеки;
- спеціально уповноважений державний орган з питань гігієни праці.

Екологічний контроль здійснюється Державною екологічною інспекцією України і обласними інспекціями, які їй підпорядковуються.

Обладнання, яке використовує паливо, підлягає режимному налагодженню. До комплексу налагоджувальних робіт входять:

- налагоджування газовикористовувального обладнання, засобів автоматичного регулювання та безпеки, теплоутилізаційних пристроїв, допоміжного обладнання (обладнання хімводопідготовки, водний режим котлів, пароконденсатний баланс по підприємству);
- визначення еколого-теплотехнічних характеристик газовикористовувального обладнання;
- виконання комплексної інвентаризації викидів забруднюючих речовин в атмосферу.

Остаточним результатом проведення налагоджування газовикористовувального обладнання є встановлення оптимальних еколого-теплотехнічних режимів роботи обладнання з врахуванням технологічних умов, мінімально можливих питомих витрат палива і викидів шкідливих речовин в атмосферу, які не перевищують встановлених технічних норм.

Планові ремонти обладнання на теплоенергетичних підприємствах здійснюються за графіком, який складається на підставі «Положення про проведення планово-попереджувальних ремонтів основного обладнання теплопостачальних підприємств» [6]. В журналі ремонтів відзначаються

планові та позапланові ремонти з вказанням їх видів, дати, прізвищ виконавців і якості виконаних робіт.

### **Запитання для самоперевірки**

1. Поясніть, що є головною метою експлуатації теплоенергетичного обладнання.
2. Поясніть основні обов'язки експлуатаційного персоналу.
3. Які основні умови допуску працівників до експлуатації теплоенергетичного устаткування?
4. Поясніть, які інструкції мають бути розроблені з техніки безпеки на промислових котельнях.
5. Поясніть, яким експертизам підлягає теплоенергетичне устаткування.
6. Поясніть, що входить до комплексу налагоджувальних робіт.
7. Поясніть, які організації здійснюють налагоджувальні роботи промислових парогенераторів.

## 2 ЗАГАЛЬНІ ПОЛОЖЕННЯ ПРО ЕКСПЛУАТАЦІЮ ПРОМИСЛОВИХ ПАРОГЕНЕРАТОРІВ

### 2.1 Стаціонарний режим роботи парогенераторів

Промисловими парогенераторами з природною циркуляцією оснащуються промислові котельні та теплоелектроцентралі (ТЕЦ) промислових підприємств. Робота парогенератора характеризується такими процесами: горінням палива; теплообміном між продуктами згорання (димовими газами) і нагрівними середовищами (водою, паром, повітрям). Перелічені процеси взаємопов'язані і впливають на показники роботи парогенератора: витрату пари  $D$  (паровидатність), тиск  $P$  і температуру  $t$ , а також на надійність роботи і ефективність використання палива. Будова, конструкції промислових парогенераторів, методика теплових розрахунків викладені в [7–9], а основи їх експлуатації – в [1, 10].

Навіть для стаціонарного режиму роботи парогенератора (сталого навантаження –  $D \approx const$ ) можливі деякі коливання в роботі, які спричиняють зміни тиску і температури пари. Для підтримування нормативних значень  $D$ ,  $P$  і  $t$  необхідно безперервно контролювати і коригувати роботу парогенератора шляхом підрегулювання. На підставі показань вимірювань приладів цю роботу виконує оператор, змінюючи положення регулювальних органів вручну або дистанційно. Аварійні режими роботи парогенераторів виникають в разі миттєвої зміни навантаження або поломки діючого і резервного устаткування. Раптові підвищення або зниження робочого тиску можуть спричинити порушення циркуляції та погіршення якості пари. В таких випадках потрібно вживати негайні дії (заходи) для поновлення нормальної роботи парогенератора.

Основними оперативними параметрами, від яких залежить нормальна робота парогенератора, є тиск і температура генерованої пари. Зміни тиску зумовлюють зміну паровидатності. Зменшення тиску пари свідчить про збільшення паровидатності, а підвищення тиску – про її зменшення. Зі свого боку зміна паровидатності спричиняє зміну витрати палива  $B$ , а також зміну повітря, яке надходить в топку –  $V_{nb}$ . За поточними значеннями тиску пари здійснюється регулювання топкового режиму, тобто відповідність витраті палива подачі повітря та забезпечення необхідної тяги. Температура перегрітої пари залежить як від режимних факторів, так і від конструктивних характеристик парогенератора.

Зі зміною тиску і температури пари змінюються співвідношення між витратами теплоти на випаровування води і перегрів пари. З підвищенням тиску, як відомо, зростає витрата теплоти в радіаційних поверхнях топкової камери на підігрів води до температури насичення, що зумовлює зменшення паровидатності та підвищення температури газів на виході з топки за умови сталої витрати палива ( $B = const$ ). Внаслідок цього зростають температурний напір та інтенсивність тепловіддачі в

конвективних поверхнях нагріву. Для забезпечення сталої паровидатності необхідно збільшити витрату палива і повітря. Останнє зумовлює збільшення об'єму продуктів згоряння та їх швидкості в газоходах, що також сприяє підвищенню інтенсивності тепловіддачі в конвективних поверхнях. Вищезазначене призводить до підвищення температури перегрітої пари, зменшення ефективності використання палива та збільшення витрат електроенергії на привод тягодуттєвих установок. Зменшення температури живильної води, гарячого повітря та погіршення якості палива, зменшення теплоти згоряння  $Q_n^p$  впливають на роботу парогенератора аналогічним чином.

Отже, крім зниження ефективності використання палива в перерахованих випадках, температура перегрітої пари може перевищувати допустиму норму +10 %. Якщо температура пари за пароперегрівником перевищує нормативну, незважаючи на роботу пароохолодника, необхідно здійснити ряд додаткових заходів: зробити обдування екранних поверхонь топки і фєстона, зменшити коефіцієнт надлишку повітря в топці до мінімально можливої величини або, в решті-решт, зменшити навантаження парогенератора.

Нормальна робота парогенератора неможлива без відповідного живлення його водою. Між паровидатністю  $D_i$  і витратою живильної води  $G_{жв}$  має дотримуватись належне співвідношення, яке враховує витрату води з безперервною продувкою, наприклад  $G_{жв} = D(1 + \alpha_{пр})$ , де  $\alpha_{пр}$  – частка безперервної продувки [7, 9]. Тому підтримання сталого рівня води в барабані є основною умовою нормальної експлуатації парогенератора. Живлення здійснюється безперервно за допомогою регулювальних клапанів. Під час невеликих навантажень ( $D < 50\%$ ) живлення регулюється вручну або дистанційно. Вода у водопоказному склі має трохи коливатись. Не можна допускати наближення рівня води до граничних позначок. Перевірка правильності показного рівня здійснюється не менш як три рази за зміну. Нещільності водопоказної арматури спотворюють показання і тому недопустимі. Витрата води забезпечується певним тиском у живильній магістралі та клапаном регулювання. Тому тиск води в живильній лінії необхідно безперервно контролювати.

Підтримання нормального тиску має здійснюватись шляхом регулювання роботи топки. Коливання тиску допускається  $\pm 5\%$ . За умови регулювання тиску вручну або дистанційно стабільні значення можуть досягатись зміною тяги, а потім і дуття з наступним підрегулюванням подачі палива. У випадках значної зміни навантаження спочатку регулюють подачу палива з подальшим коригуванням тяги та подачі повітря. Якщо тиск перевищує допустиме значення, мають спрацювати запобіжні клапани (спочатку на пароперегрівнику, а потім і на барабані). Відкриття запобіжних клапанів супроводжується різким зменшенням навантаження і потребує негайного зменшення подачі палива, а також дуття і тяги. В цей час автоматичне живлення парогенератора водою

переводиться на ручне, щоб уникнути переповнення водою барабана внаслідок посиленого живлення.

Ефективність використання палива в парогенераторі залежить насамперед від правильної організації топкового режиму з мінімальними частками теплоти на хімічну  $q_3$  і механічну  $q_4$  неповноту згорання. Важливою характеристикою роботи топки є адіабатна температура горіння, яка являє собою температуру, до якої б нагрілись продукти згорання, якщо б на їх нагрівання витрачалось корисне тепловиділення в топці. Адіабатна (теоретична) температура визначається за формулою [7, 9], °C

$$\vartheta_a = \frac{Q_m}{(V_2 \cdot \bar{C}_{p2})} = \frac{[Q_n \cdot (1 - q_3 - q_4 - q_6) / (1 - q_4)] + Q_{nv}}{(V \cdot C_p)_m}, \quad (2.1)$$

де  $Q_n$  – наявна теплота, яка враховує теплоту палива, що вноситься в топку і теплоту повітря в разі його нагрівання зовні парогенератора;

$q_6$  – частка втрати теплоти зі шлаком;

$Q_{nv}$  – теплота, яка вноситься в топку з повітрям;

$(V \cdot \bar{C}_{p2})$  – середня сумарна теплоємність продуктів згорання;

$(V \cdot C_p)_m$  – сумарна теплоємність продуктів згорання для теоретичної температури.

Орієнтовно адіабатну температуру в топці можна визначити за формулами, °C.

$$\vartheta_a = \frac{1800 \cdot (1 + Q_n^p \cdot 10^{-5})}{\alpha'_m} \quad (2.2)$$

для твердих видів палива і

$$\vartheta_a = \frac{1950 \cdot (1 + 0,36 \cdot Q_n^p \cdot 10^{-5})}{\alpha'_m} \quad (2.3)$$

для рідких і газоподібних видів палива.

В формулах (2.2) і (2.3) позначено:

$Q_n^p$  – нижча теплота згорання робочого палива, кДж/кг або кДж/м<sup>3</sup>;

$\alpha'_m$  – коефіцієнт надлишку повітря в топці;  $\alpha'_m = \alpha_m - 0,5 \cdot \Delta\alpha_m$ ; для газощільних котлів  $\alpha'_m = \alpha_m$ .

$\Delta\alpha_m$  – частка присмокування повітря в топку.

Застосовують і так звану умовну адіабатну температуру в топці, °C.

$$\vartheta_{ay} = \frac{Q_m}{(V_2^0 \cdot C'_{p2} + 1,016 \cdot (\alpha_m - 1) \cdot V^0 \cdot C'_{pнв})}, \quad (2.4)$$

де  $Q_m$  – тепловиділення в топці;

$V^0$  і  $V_z^0$  – теоретичний об'єм повітря і димових газів, відповідно;

$C'_{pz}$  і  $C'_{pne}$  – ізобарні об'ємні теплоємності газів і повітря.

Для високих температур значення  $C'_{pne}$  визначається за співвідношенням:

$$C'_{pne} = 1,46 + 0,092 \cdot K_t, \quad (2.5)$$

де  $K_t = (\vartheta_a - 1200) \cdot 10^{-3}$  – температурний коефіцієнт зміни теплоємності.

Об'ємні ізобарні теплоємності продуктів згорання обчислюються за формулами, кДж/(м<sup>3</sup>·К):

$$C'_{pz} = 1,59 + 0,004 \cdot W^{np} + 0,14 K_t \quad (2.6)$$

для твердих палив;

$$C'_{pz} = 1,58 + 0,122 \cdot K_t \quad (2.7)$$

для рідких палив;

$$C'_{pz} = 1,57 + 0,134 \cdot K_t \quad (2.8)$$

для газоподібних палив.

У формулі (2.6)  $W^{np} = W^p / Q_p^h$ , (кг·%/МДж);  $W^p$  – вологість робочої маси палива, %.

Різниця температур, °С

$$\Delta\vartheta = \vartheta_{ay} - \vartheta_a. \quad (2.9)$$

Якщо  $\Delta\vartheta > 50$  °С вибирають більше значення  $\vartheta_a$ , уточнюють теплоємності  $C'_{pz}$  і  $C'_{pne}$  і знову визначають  $\vartheta_{ay}$  і  $\Delta\vartheta$ .

Орієнтовна максимальна температура в зоні горіння, К

$$T_{max} = \beta \cdot (\vartheta_a + 273) \cdot (1 - \psi)^{0,25} \cdot (1 - r^{1+n \cdot r}) \cdot m, \quad (2.10)$$

де  $\beta = 0,95 - 0,97$  для твердого палива;  $\beta = 0,98 - 0,99$  – для мазуту і газоподібного палива;

$\psi$  – коефіцієнт теплової теплоємності екранів у зоні ядра факела;

$z$  – частка рециркуляції димових газів у зону горіння;

$n = 6,5$  для підвищення газів рециркуляції в сопла під пальниками;  $n = 5$  для підведення газів в кільцевий канал навколо пальників;  $n = 3$  для підведення газів у пальники;

$m = 1$  для вихорових пальників;  $m = 0,985$  для подових пальників;  $m = 0,98 - 0,99$  для прямоотечійних настінних пальників.

Середня температура факела, °С

$$\vartheta_{\phi} = (0,9 \dots 0,96) \cdot (\vartheta_a \cdot \vartheta_m'')^{0,5}, \quad (2.11)$$

де  $\vartheta_m''$  – температура газів на виході з топки.

Основними показниками, які характеризують ефективність ведення топкових процесів є:

– теплове навантаження топкового об'єму, кВт/м<sup>3</sup>; МВт/м<sup>3</sup>

$$q_v = \frac{B \cdot Q_u}{V_m}, \quad (2.12)$$

де  $V_m$  – об'єм топки.

В разі підвищення  $q_v$  зростають як адіабатна температура, так і температура газів на виході з топки, яка характеризує величину теплосприймання в топці та міру охолодження останньої. Водночас зменшується паровидатність парогенератора і зростає температура перегрітої пари. Крім того, збільшення  $q_v$  і  $\vartheta_m''$  може спричиняти шлакування радіаційних поверхонь нагріву. Запобіжним заходом проти шлакування є регулярне обдування поверхонь нагріву парою або повітрям.

Одним із режимних параметрів роботи топки є коефіцієнт надлишку повітря в топці  $\alpha_m$ . Збільшення  $\alpha_m$  призводить до зменшення радіаційного теплосприймання в топці, зменшення паровидатності та збільшення найбільшої теплової втрати з відхідними газами  $q_2$ . Так, наприклад, збільшення  $\alpha_m$  на 0,1 – 0,15 призводить до збільшення  $q_2$  на 0,65 – 0,8 %. Підвищення значень  $\alpha_m$  сприяє збільшенню витрат електроенергії на приводи тягодуттєвих установок, а також золотовому заносу окремих газоходів внаслідок недостатнього осадження золи в топці в разі спалювання твердих палив.

Мінімізація теплових втрат досягається підтриманням оптимальних значень  $\alpha_m$ , які становлять:  $\alpha_m = 1,04 – 1,07$  для спалювання газоподібних палив;  $\alpha_m = 1,07 – 1,1$  для спалювання мазуту;  $\alpha_m = 1,17 – 1,22$  для пиловугільних топок;  $\alpha_m = 1,2 – 1,25$  для шарових топок. На збільшення  $q_2$  суттєво впливає і температура вихідних газів  $\vartheta_{\text{вх}}$ , збільшення якої на 10–12 °С призводить до збільшення  $q_2$  на 0,9 – 1 %. Підвищення  $\alpha_m$  зумовлює деяке зменшення витрат  $\alpha_3$  і  $\alpha_4$ , але це не може компенсувати збільшення втрат з відхідними газами. Характер зміни теплових втрат залежно від коефіцієнта надлишку повітря в топці за умови  $\vartheta_{\text{вх}}'' = \text{const}$  наведено на рис. 2.1. Зазначимо, що на практиці парогенератори працюють з коефіцієнтами надлишку повітря в топці, які, як правило, перевищують наведені значення  $\alpha_m$ . Тому перехід на режими спалювання з мінімально допустимими значеннями  $\alpha_m$  можна вважати одним із пріоритетних напрямків більш ефективного використання палива.

Топковий процес установлюється і контролюється за показанням тягонапороміра та газоаналізатора. Регулювання тяги здійснюється за умови, що розрідження у верхній частині топки не має перевищувати 5 мм вод. ст.

Під час експлуатації необхідно контролювати аеродинамічний опір окремих газоходів, а в разі їх суттєвого збільшення здійснювати обдування поверхонь нагріву. Частка присмоктувань повітря в газовий тракт парогенератора контролюється за допомогою газоаналізаторів. Регулювання тяги та дуття здійснюється одночасно за допомогою дистанційного управління блоком частотного перетворювача електродвигуна димососа та (або) вентилятора, напрямними апаратами, поворотними заслінками, тощо.

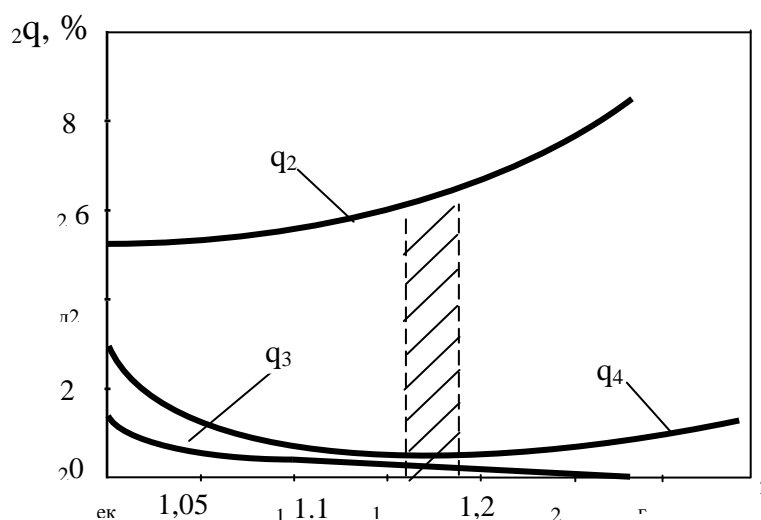


Рисунок 2.1 – Залежності теплових втрат від коефіцієнта надлишку повітря в камерній топці

Робота парогенератора в режимах зменшеного тиску призводить до зменшення його ККД через обмеженість нагрівання живильної води в економайзері та, як наслідок цього, збільшення температури відхідних газів і витрати  $q_2$ . Нехай підігрів води в економайзері менше температури насичення на  $30\text{ }^\circ\text{C}$ . Тоді для тиску в барабані 4 МПа температура насичення становить  $250\text{ }^\circ\text{C}$ , а підігрів води в економайзері дорівнюватиме  $\Delta t = t_n - 30\text{ }^\circ\text{C} = 250 - 30 = 220\text{ }^\circ\text{C}$ . Якщо парогенератор буде працювати з тиском 2 МПа, то температура насичення становитиме  $212\text{ }^\circ\text{C}$ , а підігрів води в економайзері буде  $\Delta t = 212 - 30 = 182\text{ }^\circ\text{C}$ . Температура живильної води є одним із головних показників, які визначають ефективність роботи парогенераторів. Зменшення температури живильної води проти нормативного значення, як відзначено вище, призводить до підвищення температури перегрітої пари і перевитрати палива за умови  $D = const$  та



збільшення витрат електроенергії на тягодуттєві установки. Зауважимо однак, що живлення парогенератора водою, температура якої більше нормативної, може спричиняти підвищення температури відхідних газів і збільшення теплових витрат  $q_2$  (зменшення ККД).

Між паровидатністю парогенератора, витратою палива, радіаційним та конвективним теплосприйманням існує зв'язок [8–9]

$$D \cdot (h - h'_{жсв}) = B \cdot Q_n \cdot \eta_{нз} = B(Q_{рад} + Q_{кн}), \quad (2.13)$$

де  $h, h'_{жсв}$  – ентальпія пари і живильної води, відповідно;

$Q_n$  – наявна теплота палива;

$Q_{рад}, Q_{кн}$  – радіаційне та конвективне теплосприймання відповідних поверхонь нагріву;

$\eta_{нз}$  – ККД парогенератора.

Якщо рівняння (2.13) поділити на витрату палива  $B$ , то воно буде мати вигляд

$$V_n \cdot (h - h'_{жсв}) = Q_n \cdot \eta_{нз} = Q_{рад} + Q_{кн}, \quad (2.14)$$

де  $V_n = D/B$  – величина, яку називають випарністю палива.

Для усталеного режиму роботи парогенератора  $D = const$  величина  $V_n$  є сталою. Зрозуміло, що зі збільшенням паровидатності зростає і витрата палива, а величина  $V_n = const$ , це і є умовою експлуатації парогенератора в стаціонарних режимах. Наводимо орієнтовні значення  $V_n$  для різних видів палива:  $V_n = 10 - 14$  для мазуту;  $V_n = 9 - 13$  для природного газу;  $V_n = 5 - 8$  для кам'яного вугілля;  $V_n = 2 - 4$  для бурого вугілля. Тут більші значення відповідають більшій теплоті згорання палива.

В процесі експлуатації парогенератора мають фіксуватись температури газів на виході з газоходів. Тоді на підставі (2.14) можна побудувати  $\vartheta$ - $Q$  діаграму, яка наочно характеризує його роботу (рис. 2.2).

На осі ординат відкладають температури газів, а на осі абсцис – теплосприймання окремих поверхонь нагріву. Початку ординат відповідають температури навколишнього (холодного) повітря  $t_{хн}$ . Точка А на осі ординат відповідає виміряній або обчисленій температурі горіння  $\vartheta_a$ . Точка К на осі абсцис відповідає потужності спаленого палива з теплотою згорання  $Q_n^p$ . Проміжні точки на прямій АК відповідають значенням температури газів на виході з окремих поверхонь парогенератора;  $\vartheta''_m$  – на виході з топки;  $\vartheta''_ф$  – за фестомом;  $\vartheta''_{nm}$  – за пароперегрівником;  $\vartheta''_e$  – за економайзером;  $\vartheta''_{e2}$  – за повітропідігрівником (відхідних газів). Значення  $B \cdot Q_{e2}$  характеризує потужність відхідних газів, яка втрачається в навколишньому середовищі. Така діаграма будується для певних значень  $\alpha_m, D, B$ , температури живильної води  $t_{жсв}$  і  $\eta_{нз}$ . За допомогою  $\vartheta$ - $Q$

діаграми зручно аналізувати роботу парогенератора в разі зміни окремих показників.

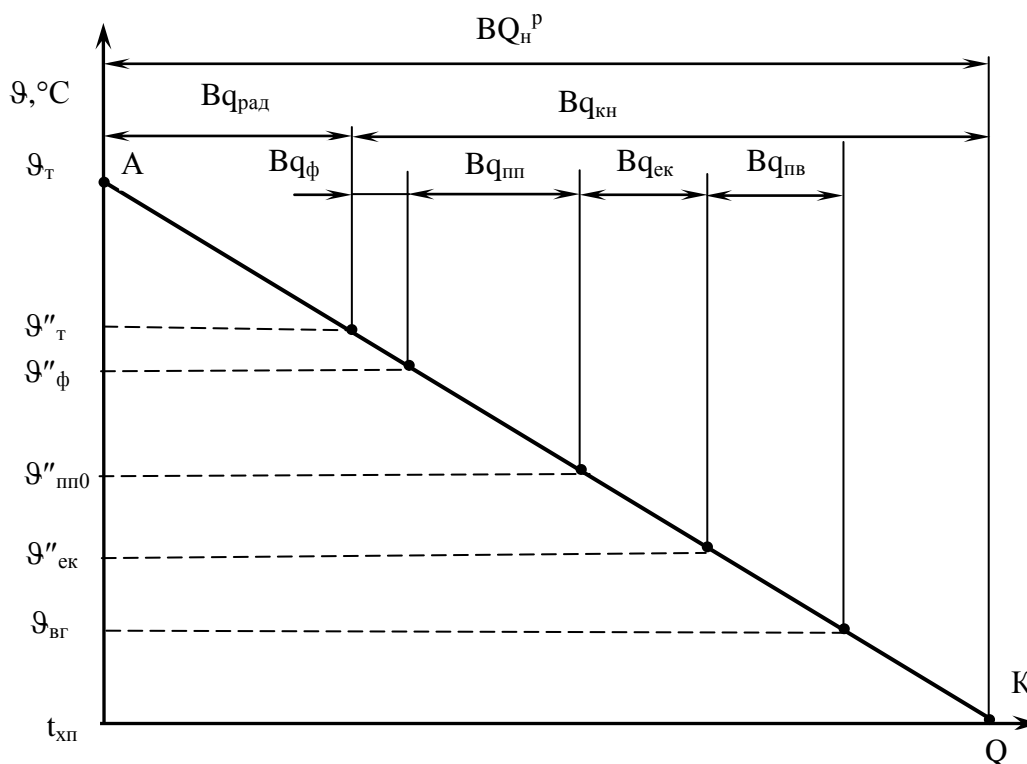


Рисунок 2.2 –  $\theta-Q$  діаграма: індекси: «т» – топка; «ф» – фестон;  
«пп» – пароперегрівник; «е» – економайзер; «пв» – повітропідігрівник;  
«вг» – відхідні гази; «хп» – холодне повітря.

Оперативний контроль за роботою парогенератора передбачає нагляд за вмістом домішок у парі та воді. Черговий персонал зобов'язаний виконувати вказівки хімічної лабораторії стосовно величин безперервної та періодичної продувки. Для зменшення шлакування в зоні високих температур на поверхнях нагріву застосовують рециркуляцію димових газів. Частина газів за допомогою вентиляторів гарячого дуття повертається в топку після економайзера. За наявними даними внаслідок 20 % рециркуляції димових газів в разі спалювання мазуту і кам'яного вугілля концентрацію оксидів азоту у вихідних газах можна зменшити на 40–45 %. Проте потрібно мати на увазі, що збільшення частки рециркуляція на 1 % зменшує адіабатну температуру на 8 – 9 °С, що спричиняє зменшення паровидатності за умови сталої витрати палива.

Однорідність газового потоку в поперечному перерізі топки і рівномірність розподілу температур поліпшує використання поверхонь нагріву, запобігає температурним перепадам та зменшує теплові втрати  $q_3$  і  $q_4$ . Під час робочої зміни необхідно періодично перевіряти роботу тягодуттєвих установок, спостерігати за температурою статорів електродвигунів, стежити за станом арматури, перевіряти стан обмурівки, чистоту устаткування, освітленість.

**Приклад 2.1.** В парогенераторі з паровидатністю 75 т/год і параметрами пари  $P = 3,9$  МПа,  $t = 445^\circ\text{C}$  спалюється природний газ з характеристиками:  $Q_H^p = 33,5$  МДж/м<sup>3</sup>;  $V^0 = 9,5$  м<sup>3</sup>/м<sup>3</sup>;  $V_r^0 = 11,0$  м<sup>3</sup>/м<sup>3</sup>;  $W^p = 3$  %. Коефіцієнт надлишку повітря в топці 1,1, частка присмокування  $\Delta\alpha_r = 0,05$ . Температура живильної води дорівнює  $145^\circ\text{C}$ , а температура гарячого повітря –  $350^\circ\text{C}$ .

Визначити адіабатну температуру в топці, питома навантаження топкового об'єму, а також як зміниться адіабатна температура в разі зменшення температури гарячого повітря на  $100^\circ\text{C}$ , якщо об'єм топки  $453$  м<sup>3</sup>, а ККД парогенератора 0,9; коефіцієнт надлишку повітря у відхідних газах 1,3.

### Розв'язання

Орієнтовна адіабатна температура,  $^\circ\text{C}$

$$g_a = \frac{1950(1 + 0,36Q_H^p \cdot 10^{-5})}{\alpha_m} = \frac{1950(1 + 0,36 \cdot 33500 \cdot 10^{-5})}{1,1} = 1988,9.$$

Приведена вологість палива,  $\cdot\%$  м<sup>3</sup>/МДж

$$W^{np} = \frac{W^p}{Q_p^H} = \frac{3}{33,5} = 0,089.$$

Температурний коефіцієнт

$$K_t = (g_a - 1200) \cdot 10^{-3} = (1988,9 - 1200) \cdot 10^{-3} = 0,7889.$$

Об'ємна теплоємність продуктів згорання, кДж/(м<sup>3</sup>·К)

$$C'_{pz} = 1,57 + 0,134 \cdot K_t = 1,57 + 0,134 \cdot 0,7889 = 1,676.$$

Об'ємна теплоємність повітря, кДж/(м<sup>3</sup>·К)

$$C'_{pne} = 1,46 + 0,092 \cdot K_t = 1,46 + 0,092 \cdot 0,7889 = 1,533.$$

Коефіцієнт надлишку повітря, яке надходить із повітропідігрівника

$$\alpha_{ne} = \alpha_m - \Delta\alpha_m = 1,1 - 0,05 = 1,05.$$

Теплота, що вноситься з повітрям в топку, кДж/кг

$$Q_{ne} = \alpha_{ne} \cdot V^0 \cdot C'_{pne} \cdot t_{ne} = 1,05 \cdot 9,5 \cdot 1,533 \cdot 350 = 5352.$$

Тепловиділення в топці, кДж/кг

$$Q_m = Q_H^p + Q_{ne} = 33500 + 5352 = 38852.$$

Умовна адіабатна температура, °C

$$\begin{aligned} g_{ay} &= \frac{Q_m}{(V_2^0 \cdot C'_{p2} + 1,016 \cdot (\alpha_m - 1) \cdot V^0 \cdot C'_{pнв})} = \\ &= \frac{38852}{(11,0 \cdot 1,676 + 1,016(1,1 - 1) \cdot 9,5 \cdot 1,533)} = 1951. \end{aligned}$$

Паровидатність парогенератора, кг/с

$$D = 75 / 3,6 = 20,83.$$

Теплова потужність парогенератора, МВт

$$Q_{ng} = D \cdot (h - h'_{жсг}) = 20,83 \cdot (3321 - 623) \cdot 10^{-3} = 56,199,$$

Витрата робочого палива, кг/с

$$B = \frac{Q_{ng}}{Q_n^p \cdot \eta_{ng}} = \frac{56,199}{33,5 \cdot 0,9} = 1,864.$$

Питоме навантаження топкового об'єму, МВт/м<sup>3</sup>

$$q_V = \frac{B \cdot Q_m}{V_m} = \frac{1,864 \cdot 38,852}{453} = 0,16.$$

Питома зміна ентальпії повітря, кДж/кг

$$\Delta h_{ng} = V^0 \cdot C'_{pнв} (\alpha_m - \Delta \alpha_m) \cdot 1 = 9,5 \cdot 1,533 \cdot (1,1 - 0,05) \cdot 1 = 15,29.$$

Питома зміна ентальпії газів, кДж/кг

$$\begin{aligned} \Delta h_2 &= [V_2^0 + 1,0161 \cdot (\alpha_{e2} - 1) \cdot V^0] \cdot C'_{p2} \cdot 1 = \\ &= [11,0 + 1,0161 \cdot (1,3 - 1) \cdot 9,5] \cdot 1,676 = 23,29. \end{aligned}$$

Орієнтовне зменшення адіабатної температури в топці, °C

$$\Delta g_a = \Delta t_{ng} \cdot \frac{\Delta h_{ng}}{\Delta h_2} = 100 \frac{15,29}{23,29} = 65,6.$$

Отже, зменшення температури гарячого повітря на 1 °C спричиняє зменшення адіабатної температури на 0,66 °C.

## 2.2 Особливості роботи парогенераторів за змінних режимів

В процесі експлуатації парогенератора умови його роботи можуть змінюватись внаслідок змін: навантаження, температури живильної води,

гарячого повітря, якості палива, часток присмоктувань повітря в топку і газовий тракт, інше. В деяких випадках зазначені зміни можуть здійснювати одночасно і в різних напрямках. Експлуатаційному персоналу необхідно знати про вплив змін умов експлуатації на показники роботи парогенератора для того, щоб вміти регулювати його роботу, підтримуючи найбільш економічні режими. Робота парогенератора у змінних режимах передбачає виконання головної вимоги, що за будь-яких змін оперативні параметри (тиск і температура пари) матимуть проектно-розрахункові значення. З огляду на це виникає необхідність визначення впливу окремих факторів на показники роботи парогенератора.

### Залежність показників роботи парогенератора від завантаження

Паровидатність парогенератора може змінюватись від 30 % до 100 % номінальної. Для барабанних парогенераторів мінімальне навантаження може лімітуватись умовами циркуляції та умовами спалювання палива. В разі спалювання твердого палива з малим виходом летких компонентів у пилувугільних топках стійкий процес горіння можливий лише для навантажень більше 40 %. Будь-яка зміна навантаження зумовлює перерозподіл теплосприймання між радіаційними та конвективними поверхнями нагріву. Розглянемо, наприклад, особливості роботи парогенератора в разі збільшення навантаження. Для спрощення аналізу будемо вважати, що якість палива, температура живильної води і витрати  $q_3$  і  $q_4$  залишаються незмінними. Побудуємо  $\vartheta$ -Q діаграми режимів роботи парогенератора (рис. 2.3).

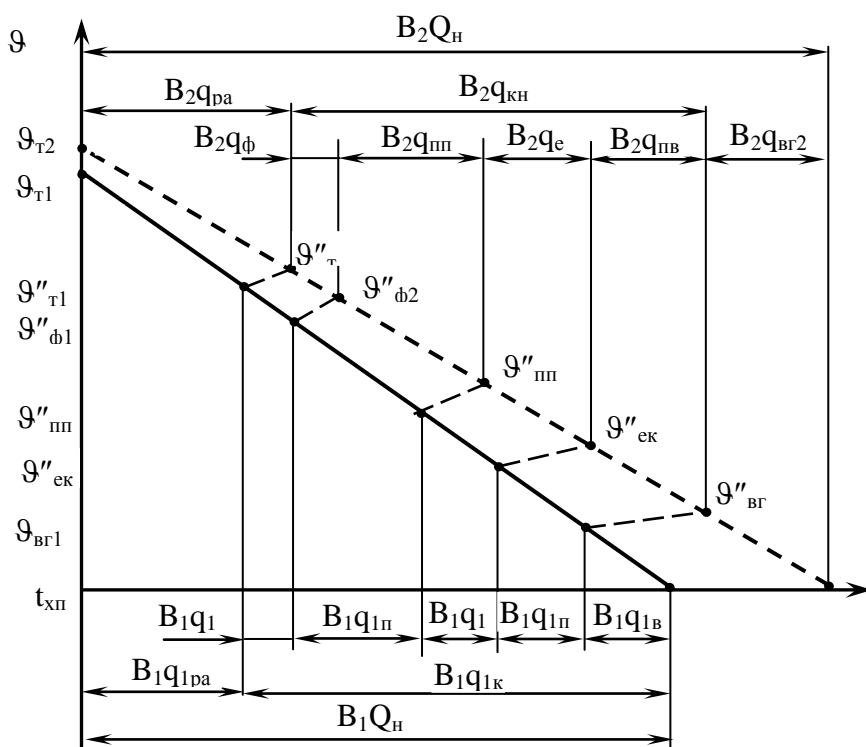


Рисунок 2.3 –  $\vartheta$ -Q діаграми парогенератора:

1 – для початкового навантаження  $D_1$ ; 2 – для підвищеного навантаження  $D_2 > D_1$

Зі збільшенням навантаження ( $D_2 > D_1$ ) збільшується і витрата палива, оскільки  $D/B = \text{const}$ . Це зумовлює зростання тепловиділення в топці, що так само, викликає деяке збільшення температури в топці та температури газів на виході з топки [9-10]. Останнє сприяє зменшенню частки питомого радіаційного теплосприймання в конвективних поверхнях нагріву. Збільшення температури на виході з топки спричиняє збільшення температур в конвективних поверхнях нагріву. Крім того, збільшення витрати палива зумовлює зростання об'єму димових газів, збільшення їх швидкості в газоходах та підвищення інтенсивності теплообміну в конвективних поверхнях нагріву. Внаслідок цього підвищується температура перегрітої пари, температура підігріву води в економайзері та температура повітря в повітропідігрівнику. Однак все це не може знизити температуру відхідних газів до початкового рівня. Підвищення температури відхідних газів зумовлює збільшення втрати теплоти з відхідними газами  $q_2$  і зменшення ККД парогенератора. Зазначене вище наочно ілюструється  $\vartheta-Q$  діаграмами, побудованими для всіх навантажень парогенератора, наведених на рис. 2.3. Зауважимо також, що зі збільшенням навантаження зростає опір парового, газового і повітряного трактів.

Зменшення навантаження призводить до зниження температури на виході з топки та відхідних газів, а також до зменшення швидкості продуктів згорання в газоходах. Водночас зменшується як температура перегрітої пари, води та повітря, так і опори відповідних трактів. Зменшення температури відхідних газів зумовлює зменшення втрати  $q_2$  і підвищення ККД парогенератора.

Залежності теплових характеристик парогенератора від завантаження, температур живильної води та гарячого повітря, теплоти згорання палива (якості палива), надлишку повітря в топці називають статичними характеристиками.

Характер залежностей деяких теплових показників роботи парогенератора від завантаження наведено на рис. 2.4, де  $D^* = D_i / D_n$ ;  $D_i$  та  $D_n$  – поточна та номінальна паровидатності, відповідно.

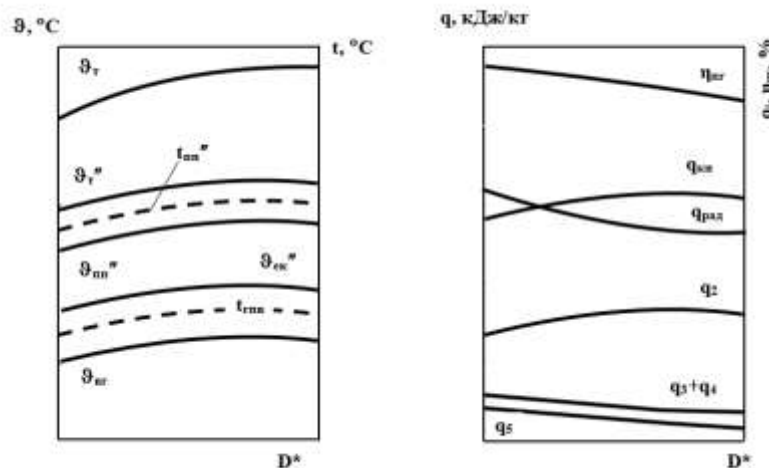


Рисунок 2.4 – Теплові характеристики парогенератора для змінного навантаження

Зауважимо, що пароперегрівник є найбільш важливим і небезпечним елементом парогенератора. Для запобігання значного перегріву пари в комбінованому пароперегрівнику, який складається із радіаційної та конвективної поверхні нагріву, характер зміни температури залежно від завантаження залежить від співвідношення цих поверхонь нагріву.

### **Залежність показників роботи парогенератора від зміни температури живильної води**

За умови роботи парогенератора в складі паротурбінної установки температура живильної води залежить як від завантаження турбогенератора, так і від роботи регенеративних підігрівників. В разі автономної роботи парогенератора температура живильної води залежить від роботи економайзера та стану його поверхонь нагріву. Будь-яке забруднення цих поверхонь зменшує температуру живильної води. В процесі експлуатації парогенераторів температура живильної води, як правило, зменшується. Із рівняння (2.13) видно, що зменшення температури живильної води за умов сталої витрати палива ( $B = const$ ) зумовлює зниження паровидатності  $D$ , а за умови  $D = const$  – збільшення витрати палива. На практиці найчастіше необхідно підтримувати саме сталі навантаження.

Тому зменшення температури живильної води за умови  $D = const$  потребує збільшення витрат палива і повітря. Такий процес рівнозначний підйому навантаження до початкового значення, який розглянутий вище в п. 2.2.1. Збільшення витрати палива спричиняє збільшення теоретичної температури в топці  $\vartheta_m$  та температури газів на виході з топки  $\vartheta''_m$ . Внаслідок збільшення  $\vartheta''_m$  зменшується питоме радіаційне теплосприймання в топці  $q_{рад}$ . Зі збільшенням витрати палива та повітря в топці зростає об'єм продуктів згорання та швидкість останніх в газоходах парогенератора. Водночас зростає питоме конвективне теплосприймання конвективних поверхонь нагріву і, насамперед, пароперегрівника, що сприяє підвищенню температури перегрітої пари.

Найбільше підвищення теплосприймання спостерігається в економайзері. За рахунок збільшення швидкості димових газів і повітря зростає інтенсивність тепловіддачі та теплопередачі в повітропідігрівнику, внаслідок чого температура повітря та відхідних газів практично не відрізняються від початкових значень. Це означає, що для незмінних коефіцієнтів надлишку повітря в топках втрати  $q_2$ ,  $q_3$ ,  $q_4$  і  $q_5$  залишаються сталими, а отже і ККД парогенератора не змінюється ( $\eta = const$ ). Статичні характеристики парогенератора за умови  $t_{жсв} = var$  показано на рис. 2.5.

Із рисунка 2.5 видно, що зменшення радіаційного теплосприймання в топці парогенератора компенсується підвищенням конвективного теплосприймання, внаслідок чого виконується умова  $q_{рад} + q_{кн} = const$ .

$\vartheta$ - $Q$ -діаграма парогенератора буде ідентична режиму  $A_2-K_2$  на рис. 2.3. Зауважимо також, що внаслідок збільшення витрат повітря та продуктів згорання палива зростають витрати електроенергії на приводи тягодуттєвого устаткування.

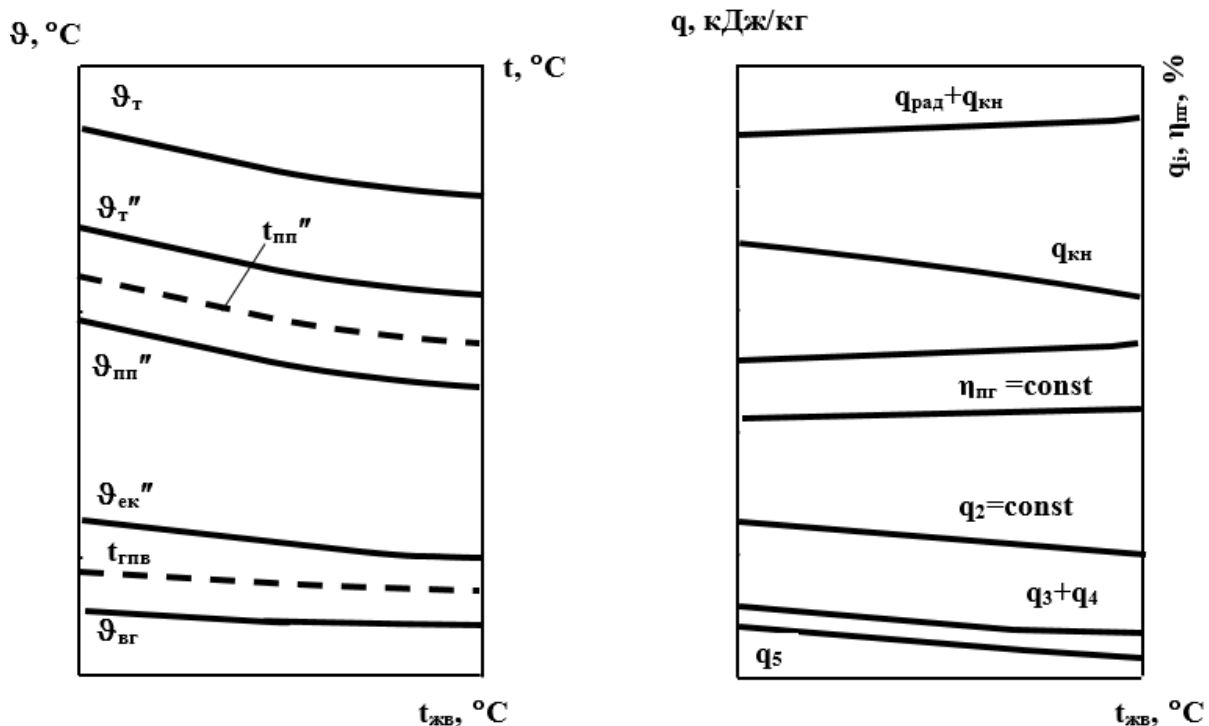


Рисунок 2.5 – Теплові характеристики парогенератора в разі зміни температури живильної води для  $D=\text{const}$

### Залежності показників роботи парогенератора від зміни якості палива

В процесі експлуатації нерідко змінюються характеристики твердого палива (зольність та вологість). Трапляються випадки, коли спалюється суміш із різних марок палива. Зміна цих характеристик палива менш суттєво відбивається на режимах роботи парогенератора.

Зі збільшенням зольності зменшується теплота згорання палива, об'єм повітря та продуктів згорання. За умови сталої витрати палива тепловиділення в топці зменшується пропорційно теплоті згорання. В цьому випадку дещо зменшується теоретична температура в топці та температура газів на виході з топки. Зменшується радіаційне теплосприймання в топці та паровидатність парогенератора. Зменшуються також температура димових газів у газоходах, внаслідок чого зменшуються температурні напори в усіх конвективних поверхнях нагріву. Зменшення температурних напорів і об'ємів продуктів згорання призводить до зменшення конвективного сприймання в газоходах. Температура перегрітої пари майже не змінюється внаслідок зменшення паровидатності. Дещо зменшується температура підігріву повітря та температура відхідних газів, а ККД парогенератора трохи зростає.



Вищевикладене ілюструється побудовою режимів роботи парогенератора на  $\vartheta$ - $Q$  діаграмі (рис. 2.6).

Для відновлення початкової паровидатності необхідно збільшити витрату палива і повітря. Водночас відбудеться підвищення температури, об'ємів і швидкості газів у конвективних газоходах до попередніх значень. Однак збільшення витрати палива з підвищеною зольністю зумовлює підвищення випромінювання факела в топці та сприяє підсиленню її шлакування. Крім того, зростає інтенсивність забруднення конвективних поверхонь нагріву, а також їх зношування. Зрозуміло, що коефіцієнт корисної дії парогенератора зменшується. Зазначимо також, що збільшення витрат палива і золи збільшують витрати електроенергії в системах паливоподачі та паливопідготовки і золовидалення.

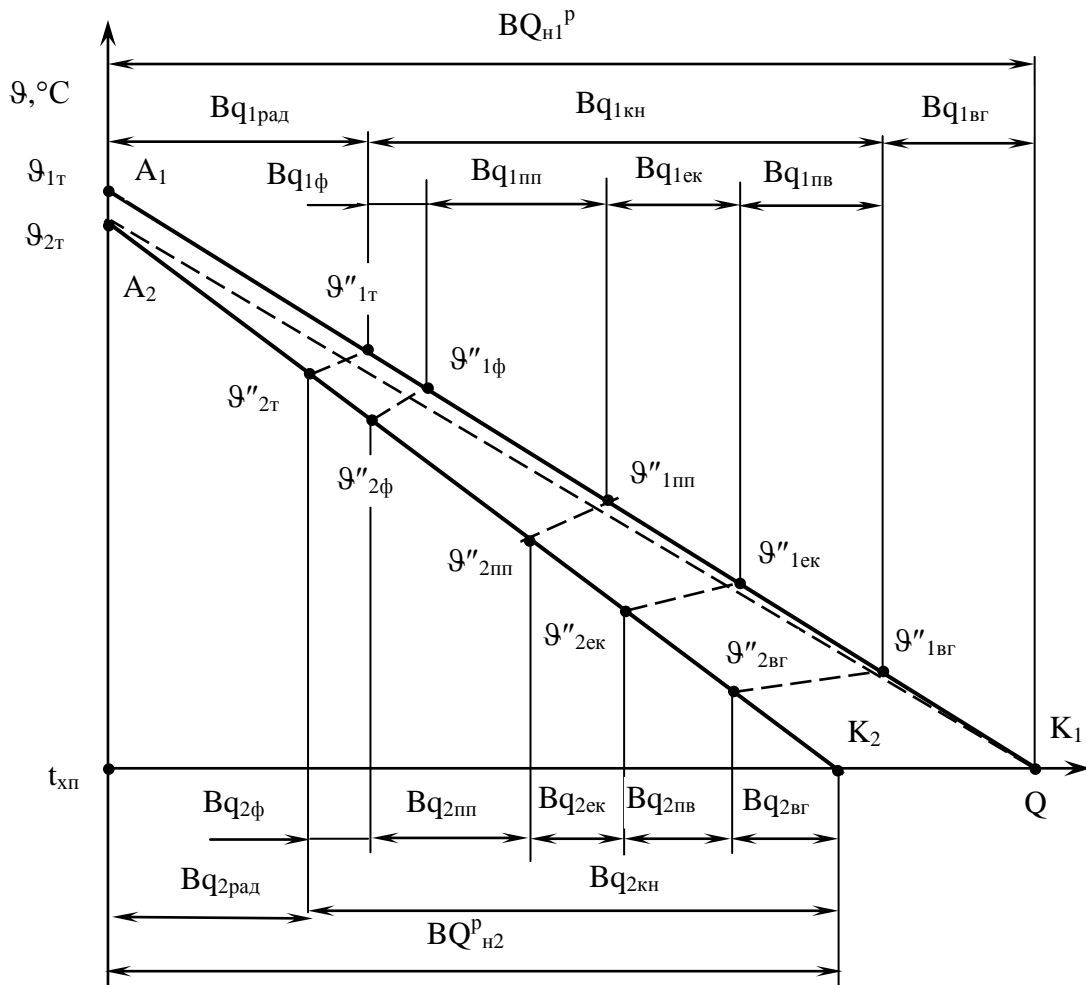


Рисунок 2.6 –  $\vartheta$ - $Q$  діаграма парогенератора за різних значень зольності палива  $A_2^P > A_1$ , за умови  $V = \text{const}$

В разі збільшення робочої вологості палива його теплота згорання зменшується більшою мірою, ніж за збільшення зольності, внаслідок витрати теплоти на випаровування додаткової вологи палива. Тому теоретична температура горіння помітно зменшується. За умови сталої витрати палива підвищення вологості спричиняє зменшення температури газів у газоходах. Однак об'єм газів збільшується і тому втрачає теплоту з

відхідними газами зростають, а ККД і паровидатність парогенератора зменшується. Для того щоб поновити паро видатність, потрібно збільшити витрату палива. Але збільшення витрати палива призводить до ще більших втрат теплоти з вихідними газами і зменшення ККД. Внаслідок зростання об'ємів продуктів згорання зростають температури перегріву пари води і гарячого повітря. На рис. 2.7 наведено характеристики парогенератора залежно від вологості палива за умови сталої паровидатності.

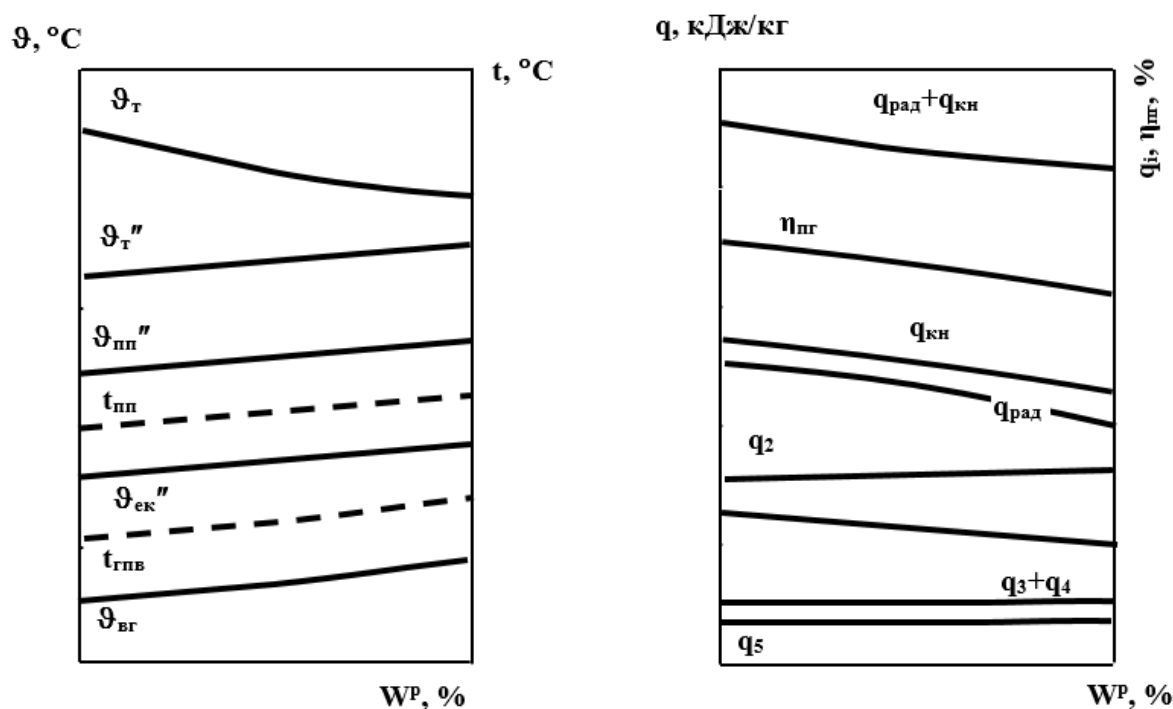


Рисунок 2.7 – Теплові характеристики парогенератора в разі зміни вологості робочого палива за умови сталої навантаження

### Залежність показників роботи парогенератора від повітряного режиму

Під час експлуатації парогенератора зміни повітряного режиму можуть виникати як в топці, так і в газоходах. Зміна повітряного режиму характеризується значенням коефіцієнта надлишку повітря. Збільшення коефіцієнта надлишку повітря в топці  $\alpha_m$  за умови сталих характеристик палива, температури живильної води та витрати палива зумовлює збільшення об'ємів продуктів згорання та зменшення теоретичної температури горіння, оскільки теплота, що вноситься з гарячим повітрям в топку, мало збільшує тепловиділення в топці. Температура газів на виході з топки дещо зменшується, а температура газів у газоходах спочатку вирівнюється, а потім дещо зростає. Збільшення об'єму і температури відхідних газів зумовлює зростання втрат теплоти відхідних газів та зменшення ККД парогенератора. Конвективні коефіцієнти тепловіддачі газоходів зростають за рахунок збільшення швидкості димових газів. Тому

теплосприймання пароперегрівника, економайзера і повітропідігрівника зростають. Радіаційні коефіцієнти тепловіддачі, навпаки, трохи зменшуються через зниження парціального тиску триатомних газів. Загальне теплосприймання парогенератора зменшується, оскільки зменшується його ККД. За умови експлуатації  $B = \text{const}$  зменшується температура перегрітої пари. Збільшення значення  $\alpha_m$  на 0,1 дає підвищення температури перегрітої пари на 8 – 10 °С. Збільшення частки присмоктування повітря в газоходах топки на таку величину ( $\Delta\alpha_{\text{пр}} = 0,1$ ) зумовлює підвищення температури відхідних газів на 8 – 10 °С і зниження ККД парогенератора на 0,6 – 0,8 %. Якщо підвищення коефіцієнта надлишку повітря в топці відбувається за рахунок збільшення витрати гарячого повітря, то, незважаючи на приріст теплосприймання повітропідігрівника, температура гарячого повітря змінюється незначно. Однак в разі збільшення  $\alpha_r$  за рахунок присмоктувань холодного повітря температура гарячого повітря помітно зростає.

Для відновлення початкової паровидатності необхідно збільшити витрату палива. Внаслідок цього відбудуться відповідні зміни теплових характеристик парогенератора (рис. 2.8).

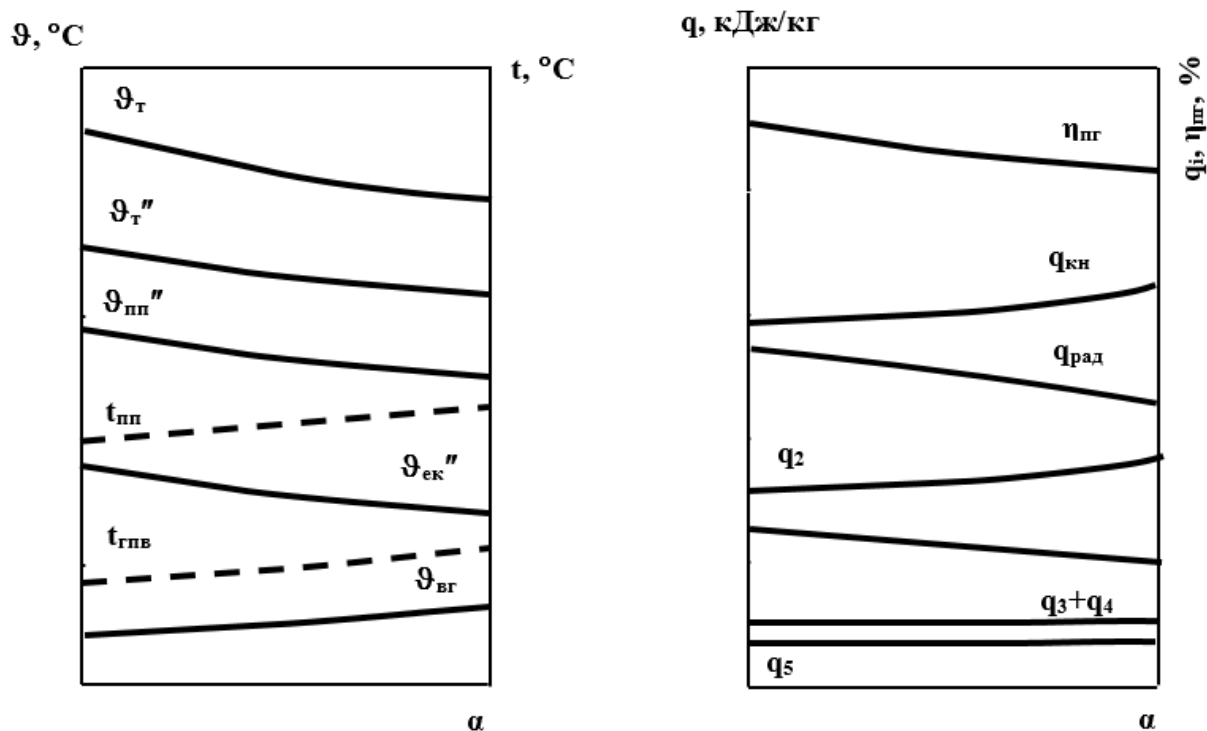


Рисунок 2.8 – Теплові характеристики парогенератора в разі зміни повітряного режиму за умови сталого навантаження

Збільшення об'ємів продуктів згорання та їх швидкості зумовлює підвищення температури перегрітої пари, води і гарячого повітря. Втрати теплоти від хімічної та механічної неповноти згорання палива майже не змінюються, а втрати теплоти з відхідними газами зростають внаслідок збільшення об'ємів продуктів згорання та температури останніх.

Зміни повітряного режиму виникають також у разі застосування рециркуляції димових газів з метою регулювання температури перегрітої пари, для зменшення шлакування поверхонь нагріву в зоні високих температур або для зменшення утворення оксидів азоту. Для рециркуляції використовують гази за першим ступенем повітропідігрівника, за другим ступенем економайзера або відхідні гази. Рециркуляція здійснюється за допомогою вентиляторів гарячого дуття. Подача рециркуляційних газів може здійснюватись у нижню або верхню частину топки, а також у газохід і перед пароперегрівником. Вплив рециркуляції на теплові характеристики парогенератора аналогічні впливу зміни повітряного режиму. Рециркуляція газів призводить до збільшення об'ємів продуктів згорання без підвищення коефіцієнта надлишку повітря у відхідних газах.

Особливістю рециркуляції газів у нижню частину топки є те, що об'єм димових газів з рециркуляцією дорівнює об'єму газів без рециркуляції. Деяке збільшення температури відхідних газів виникає внаслідок підвищення ентальпії газів в усіх газоходах. В цьому випадку теплова втрата з відхідними газами  $q_2$  зростає, а ККД парогенератора зменшується. Водночас не багато, але зменшується паровидатність і зростає температура перегрітої пари. Поновлення паровидатності шляхом збільшення витрати палива призводить до додаткового зростання температури перегрітої пари та температура відхідних газів.

В разі підведення рециркуляційних газів у верхню частину топки рециркуляція не впливає на роботу топки (температурний режим і радіаційне теплосприймання залишаються незмінними). Однак змішування топкових газів і газів рециркуляції на виході з топки зменшує температуру газів на вході у фєстон і пароперегрівник, внаслідок чого теплосприймання їх поверхонь суттєво зменшується. Лише в наступних поверхнях відбувається поступове підвищення температури газів.

Введення рециркуляційних газів у газохід перед пароперегрівником незначно відрізняється від введення їх перед фєстоном. Якщо для рециркуляції використовувати гази за економайзером, режим роботи парогенератора буде суттєво відрізнятися від режимів, розглянутих вище. Для досягнення однакового ефекту використання рециркуляції газів з більшою температурою потрібно їх більшої витрати, що підвищує витрати енергії на власні потреби парогенератора. Газоходи, розташовані після місця відбору газів на рециркуляцію, працюють в режимах, близьких до режиму роботи без рециркуляції, але на вході будуть мати більш високі температури газів. Останнє зумовлює підвищення температури і теплосприймання, що може сприяти зниженню температури відхідних газів.

Рециркуляція газів може здійснюватись одночасно в кількох точках залежно від необхідного режиму роботи парогенератора.

### Залежність показників роботи парогенератора від сумісної зміни умов його роботи

В процесі експлуатації нерідко виникають одночасні зміни умов роботи парогенератора, внаслідок чого виникають діяння, вплив яких може складатись або взаємно компенсуватися. Аналіз сумісних змін насамперед передбачає з'ясування їх впливу на температуру перегрітої пари і ККД парогенератора. Графічна ілюстрація одночасного впливу навантаження і температури живильної води на температуру перегрітої пари та ККД парогенератора наведено на рис. 2.9 і 2.10, відповідно.

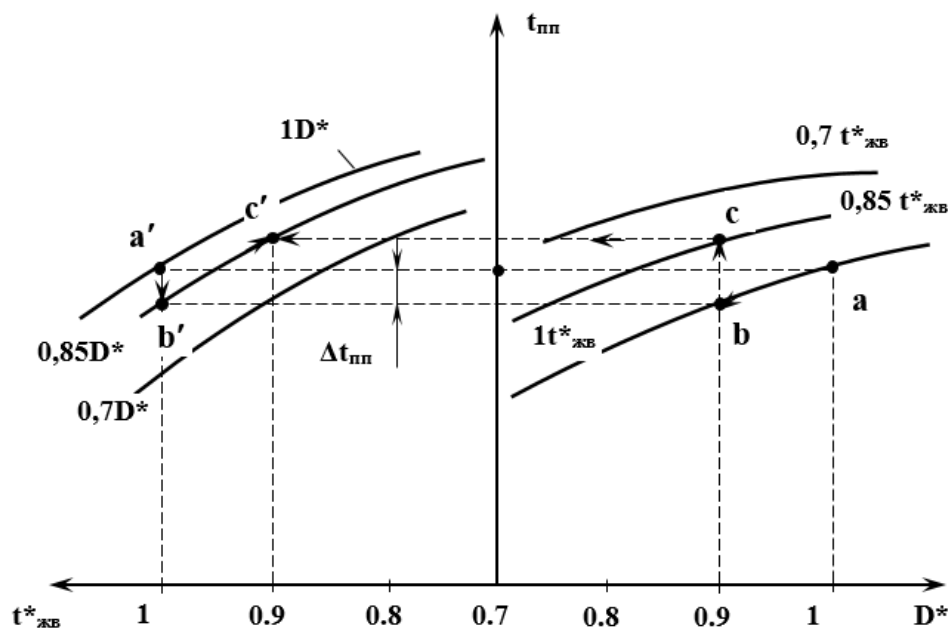


Рисунок 2.9 – Вплив одночасної зміни навантаження парогенератора і температури живильної води на температуру перегрітої пари  $D^* = D_i/D_n$ ;  $t_{жв}^* = t_{i,жв}/t_{жвн}$

Нехай номінальне навантаження становить 85% від загального ( $D_n = 0,85 D$ ). Точки  $a$  і  $a'$  відповідають режим роботи парогенератора з повним навантаженням і номінальною температурою живильної води ( $D^* = 1$ ,  $t_{жв}^* = 1$ ). Зменшення навантаження за умови сталої температури відбувається по лініях  $ab$  і  $a'b'$ . Із рис. 2.9 видно, що за цих умов температура перегрітої пари зменшується. Якщо далі здійснюється зменшення температури живильної води за умови сталого навантаження (лінії  $bc$  і  $b'c'$ ), то температура перегрітої пари зростає. Значення величини підігріву  $\Delta t$  може бути як додатним, так і від'ємним – залежно від змін температури живильної води і розвантаження парогенератора.

На ККД парогенератора зміна температури живильної води практично не впливає (рис. 2.10), а впливає зміна навантаження. Його значення зменшуються в разі відхилення від номінального навантаження. Аналогічно наведеним можна побудувати інші суміщені графіки впливу окремих величин на показники роботи парогенератора. Ті чи інші характеристики визначаються за результатами теплових випробувань парогенератора. За даними випробувань будується режимна карта, яка є

основним документом для оперативного контролю за роботою парогенератора.

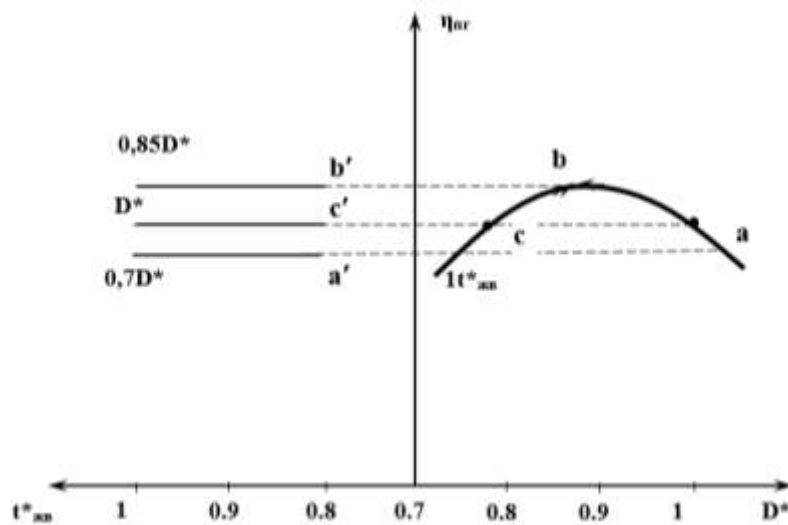


Рисунок 2.10 – Вплив одночасної зміни навантаження і температури живильної води на ККД парогенератора

### Запитання для самоперевірки

1. Поясніть, чому тиск і температура пари є головними оперативними параметрами парогенератора.
2. Поясніть, що розуміють під адіабатною температурою в топці.
3. Поясніть, які показники характеризують ефективність топкових процесів.
4. Поясніть, як досягається мінімізація теплових втрат в парогенераторі.
5. Поясніть, як впливає зменшення тиску на ефективність роботи парогенератора.
6. Поясніть, що розуміють під випарністю палива та який зв'язок існує між нею і радіаційними конвективними поверхнями парогенератора.
7. Поясніть, як впливає збільшення паровидатності на температури перегрітої пари та відхідних газів.
8. Поясніть, як буде впливати зменшення температури живильної води на температури перегрітої пари та відхідних газів за умови  $D = \text{const}$ .
9. Поясніть, як буде змінюватись ККД парогенератора в разі збільшення температури живильної води за умови  $D = \text{const}$ .
10. Поясніть, як буде впливати збільшення вологості палива на температуру перегрітої пари за умови  $D = \text{const}$ .
11. Поясніть, як буде впливати збільшення коефіцієнта надлишку повітря на температуру перегрітої пари і ККД парогенератора за умови  $D = \text{const}$ .
12. Поясніть, з якою метою здійснюють рециркуляцію димових газів.
13. Поясніть, як буде впливати рециркуляція димових газів у верхню частину топки на температуру перегрітої пари за умови  $D = \text{const}$ .

### 3 ПУСК І ЗУПИНЕННЯ ПАРОГЕНЕРАТОРІВ

Процеси пуску і зупинення парогенератора є найбільш відповідальними операціями в процесі експлуатації. Вони потребують від обслуговуючого персоналу відповідних знань і бездоганного виконання умов безпеки під час здійснення цих операцій. Порядок пуску і зупинення установлюється спеціальними інструкціями [5, 7].

#### 3.1 Пуск парогенератора

Перед пуском із холодного стану (після тривалого простою парогенератора) здійснюється огляд обмурівки, топки і газоходів, щоб переконатись у справності всіх елементів обладнання та їх готовності до експлуатації. Водночас перевіряються поверхні нагріву, вибухові та запобіжні клапани, водопоказники рівня, елементи ручного і автоматичного управління, контрольно-вимірювальні прилади, допоміжні механізми, парова і водяна арматура, інше. Перед пуском усі повітряні крани мають бути відкриті, а всі продувальні пристрої – закриті за виключенням вентилів для продувки пароперегрівника і системи рециркуляції води в економайзері.

Барабан парогенератора заповнюється гарячою живильною водою із деаераторного бака до нижньої позначки. Товсті стінки барабана прогріваються дуже повільно. Водночас внутрішні шари металу нагріваються швидше, ніж зовнішні. Внаслідок цього в стінці виникає різниця температур. Зміна температур в циліндричній стінці відбувається за законом квадратичної параболи. Різниця температур між внутрішньою та зовнішньою поверхнями барабана визначається за формулою

$$\Delta t_{\max} = 0,5W_t \delta^2 / a, \quad (3.1)$$

де  $W_t = dt / d\tau$  – швидкість збільшення температури;

$\tau$  – час;

$\delta$  – товщина стінки барабана;

$a$  – коефіцієнт температуропровідності.

Нерівномірний прогрів барабана у разі його швидкого заповнення гарячою водою зумовлює небезпечні температурні напруги всередині стінок. Більш нагріті шари металу намагаються розширитись, а в той самий час менш нагріті перешкоджають цьому розширенню. Як результат – у внутрішніх шарах стінки барабана виникають напруги стиску, а в зовнішніх – напруги розтягу. Для орієнтовних розрахунків температурні напруги на поверхнях стінки барабана можна обчислити за формулами

$$\sigma_{\text{вн}} = -2\beta E \cdot \Delta t_{\max} / 3; \quad (x = \delta), \quad (3.2)$$

$$\sigma_{\text{зн}} = \beta E \cdot \Delta t_{\max} / 3; \quad (x = 0), \quad (3.3)$$

де  $\beta$  – коефіцієнт термічного розширення металу (для сталі  $\beta = 12 \cdot 10^{-6}$ , мм/мм·град);

$E$  – модуль пружності металу (для сталі  $E = 2 - 2,2 \cdot 10^{11}$  Н/м<sup>2</sup>).

Із наведених формул видно, що напруги біля внутрішньої стінки (напруги стиску) вдвічі перевищують напруги розтягу біля зовнішньої стінки барабана.

Кінці екранних труб, які розвальцьовані в стінці барабана у процесі заповнення останнього гарячою водою, добре прогриваються швидше, ніж його стінки. Різниця між розширенням труби і трубного отвору може бути визначена за формулою, мм

$$\Delta l = \beta d_{zn} (t_{mp} - t_{\sigma}), \quad (3.4)$$

де  $d_{zn}$  – зовнішній діаметр труби, мм;

$t_{mp}$  і  $t_{\sigma}$  – середні температури стінок труби і барабана, відповідно.

Додаткова напруга стиску в закріпленому кінці труби дорівнюватиме

$$\sigma_A = -\Delta l \cdot E / d_{zn}. \quad (3.5)$$

Для запобігання підвищених напружень в початковий період заповнення барабана рекомендується здійснювати з малими витратами води, температура якої має бути 60 – 70 °С. Тривалість заповнення барабана водою за рекомендаціями ПТЕ має становити не менше 1 – 1,5 год. В кінцевий період заповнення барабана температура води не має перевищувати 100 °С.

Після заповнення барабана водою розпочинають розпалювання парогенератора. Насамперед здійснюють вентиляцію топкової камери і газоходів. Для цього включають димосос і вентилюють газовий тракт протягом 10 – 15 хвилин. Далі за допомогою запальника запалюють розпалювальні газові або мазутні пальники і починають прогрівати поверхні нагріву парогенератора. В парогенераторах з природною циркуляцією виникають нерівномірний прогрів і деформація в екранних трубах і колекторах. Це пов'язано як з неоднаковим теплосприйманням поверхонь, так і з неоднаковою інтенсивністю циркуляції води в них. Нижні колектори екранів опускаються внаслідок розширення труб та дії тиску води в трубах. Тому для фронтних і тилкових екранів опускання нижніх колекторів обмежено за допомогою нерухомих опор. Для бокових екранів, які мають меншу кривизну труб, опускання нижніх колекторів не обмежується. Контроль рівномірності прогріву екранів здійснюється величиною опускання нижніх колекторів (показанням реперів). Нерівномірне прогрівання окремих екранних контурів обмежує швидкість розпалювання парогенератора. Циркуляція води в екранних поверхнях сприяє їх рівномірному прогріванню. Для цього застосовують різні способи: симетричне розпалювання пальників по периметру топки, робота з максимальною кількістю пальників, але з меншою потужністю кожного продування нижніх колекторів, інші.



Під час розпалювання парогенератора витрата теплоти на пароутворення відносно мала, оскільки більша її частина витрачається на нагрівання води і металевих конструкцій. Незважаючи на те, що теплосприймання поверхонь нагріву пароперегрівника набагато менше, ніж для номінального режиму роботи, темп зростання температури перегріву пари значно випереджає темп зростання тиску внаслідок малої паровидатності. Але чим більше зростає тиск, тим більше зростає температура перегрітої пари

Орієнтовну температуру стінки пароперегрівника труби можна визначити за формулою

$$t_{cm} = t_{nn} + \alpha_2 \frac{g'_{nn} - t_{nn}}{\alpha_2 + \alpha_n}, \quad (3.6)$$

де  $\alpha_2$  і  $\alpha_n$  – коефіцієнти тепловіддачі від газів до стінки труби і від стінки труби до пари, відповідно;

$g'_{nn}$  – температура димових газів на вході в пароперегрівник;

$t_{nn}$  – температура перегрітої пари.

В процесі розпалювання температура продуктів згорання підвищується пропорційно тепловому навантаженню топки, яке зростає зі збільшенням тиску. Водночас температура стінок швидко зростає, зумовлюючи збільшення різниці температур. Для запобігання пошкодженню труб (перегорання) через останні здійснюють пропускання пари, яке називають продувкою. Початкову величину продувки вибирають близько 10 % від номінальної паро видатності, поступово збільшуючи її до 15 %. Найпоширенішим засобом захисту пароперегрівника є охолодження продувкою власною парою (рис. 3.1).

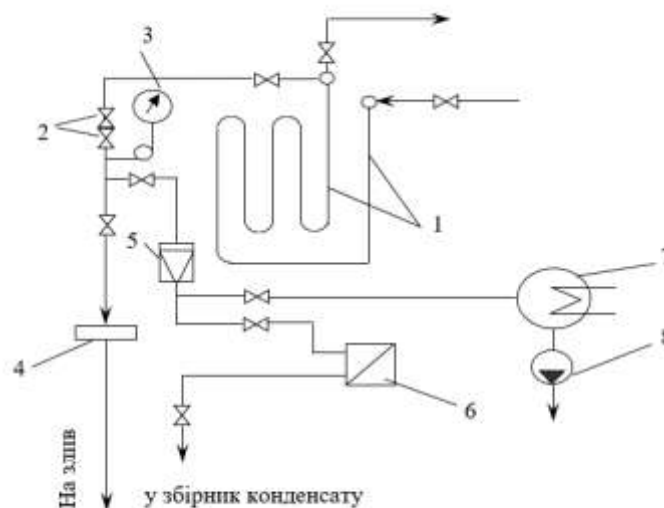


Рисунок 3.1 – Схема продувки пароперегрівника:

1 – конвективний пароперегрівник; 2 – вентилі для регулювання величини продувки;

3 – манометр; 4 – збірний колектор; 5 – РОУ; 6 – теплообмінник;

7 – конденсатор турбіни; 8 – конденсатний насос

Недоліком цього способу є витрати теплоти і конденсату, які в період пуску можуть досягати неабияких значень. Складність його використання полягає ще і в тому, що під час пуску параметри пари постійно змінюються, в той час як можливим споживачам потрібна пара зі сталими параметрами. На початку підйому тиску втрати пари малого тиску, а, отже, і теплоти немінучі. Але після досягнення певного тиску за допомогою редуційно-охолоджувальної установки або розширника пари можна постачати пару зі сталими параметрами, тобто використовувати теплоту продувки пароперегрівника.

Іншим засобом охолодження пароперегрівників є попереднє заповнення їх живильної водою або конденсатом. Такі схеми використовують для горизонтальних пароперегрівників, які допускають застосування дренажних пристроїв у нижніх точках. Це дозволяє більш надійно захищати труби пароперегрівників від високих температур, прискорювати процес пуску і зменшити втрати з продувкою.

За умови достатньої швидкості води в трубах теплова нерівномірність в економайзерах некиплячого типу мала і не допускає значну гідравлічну нерівномірність та небезпеку в роботі. В економайзерах киплячого типу лише в разі значних паровмістів ( $x \geq 0,6$ ) виникає суттєва теплова і гідравлічна нерівномірність, яка порушує надійність роботи. Під час розпалювання парогенератора, коли охолодження економайзера недостатнє, у вихідних ділянках труб утворюватиметься перегріта пара, що сприяє перегріванню труб, тим більше, що живлення парогенератора здійснюється періодично.

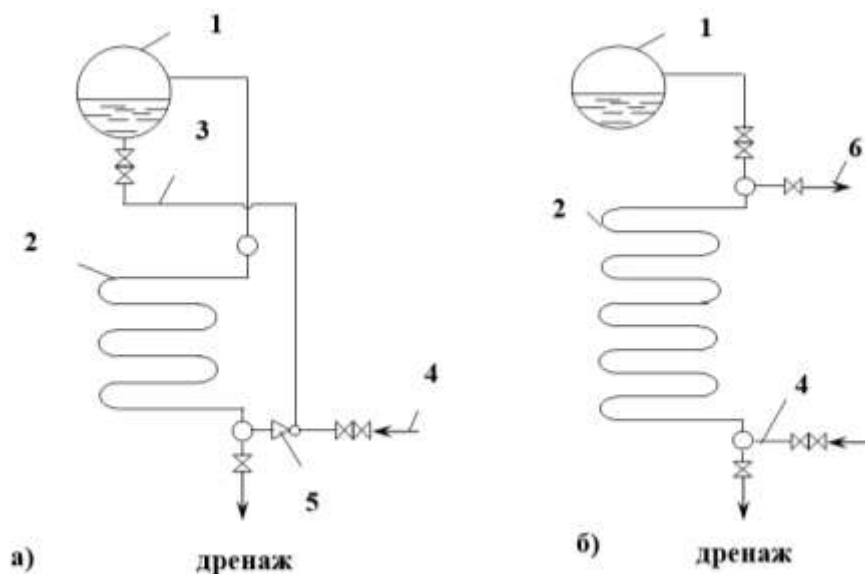


Рисунок 3.2 – Схеми охолодження труб економайзера:

- а) з водоструминним ежектором; б) з безперервним прокачуванням живильної води:  
 1 – барабан; 2 – економайзер; 3 – лінія рециркуляції; 4 – живильний трубопровід;  
 5 – водоструминний ежектор; 6 – лінія повернення живильної води в деаератор

В цей період виникають пульсації температури води, які спричиняють шкідливий вплив на міцність зварних з'єднань труб. Для захисту економайзерів від перегріву набули поширення дві схеми (рис. 3.2). Установлення водоструминного ежектора перед нижнім колектором економайзера помітно підвищує напір в циркуляційному контурі, збільшуючи швидкість води і кратність циркуляції. Це забезпечує рівномірність підвищення температури води та усуває температурні пульсації. Схема живлення парогенератора з безперервним прокачуванням через економайзер застосовується на парогенераторах середньої та великої потужності.

Тривалість розпалювання парогенератора залежить від початкового стану (холодний чи гарячий резерв), параметрів пари, способів прогрівання і охолодження поверхонь, ступеня екранування топки інше. За нормами ПТЕ середній час розпалювання із холодного стану барабаних парогенераторів середнього тиску ( $P \leq 9 \text{ МПа}$ ) становить 2 – 4 год, а для парогенераторів з  $P > 9 \text{ МПа}$  – 4–5 год. Тривалість розпалювання із гарячого резерву скорочується залежно від температурного стану перед розпалюванням. Швидкість розпалювання має бути в межах 1 – 1,5 градуса за хвилину. Для забезпечення рівномірного розширення барабана і окремих поверхонь нагріву початкова стадія розпалювання здійснюється з меншою швидкістю, яка надалі підвищується. Швидкості розпалювання за ПТЕ мають резерви, що дозволяє скоротити тривалість розпалювання. Прискорене розпалювання потребує інтенсифікації роботи топкового об'єму за рахунок кращого заповнення топки факелом. Зі збільшенням теплосприймання зростає інтенсивність пароутворення у випарних трубах, що підсилює циркуляцію води і поліпшує умови охолодження. Зростання паровидатності під час прискореного розпалювання забезпечує захист пароперегрівників за рахунок збільшення частки продувки. Досвідом експлуатації підтверджено, що з підвищенням швидкості розпалювання усувається нерівномірність прогріву елементів парогенератора, а сам процес стає більш раціональним, оскільки зменшуються втрати теплоти з продувкою і живильною водою. Здійснення швидких розпалювань потребує від обслуговуючого персоналу більшої оперативності.

Прогрівання з'єднувального паропроводу від парогенератора до головної парової магістралі є складовою частиною комплексу пускових операцій. Підйом тиску і температури в паропроводі має здійснюватись рівномірно, щоб уникнути надмірних внутрішніх напруг металів від неоднакових температурних розширень і небезпечних затиснень. Внутрішні шари прогріваються швидше за зовнішні, внаслідок чого виникає різниця температур і додаткові внутрішні напруги. Інакше прогріваються фланці, які мають значну товщину. В місцях зварювання труби і фланця виникають внутрішні напруги, які за умови швидкого прогріву можуть викликати тріщини біля коміра фланця. За нормами ПТЕ прогрів паропроводів потрібно здійснювати зі швидкістю 1–1,5 град/хв.

Поздовжні деформації паропроводів сприймаються компенсаторами. Величину подовження контролюють за допомогою показників (реперів). Прогрівання паропроводів здійснюється або з боку пускового парогенератора або з боку магістралі одночасно з розпалюванням парогенератора.

### **3.2 Блочний пуск парогенератора і турбіни**

Тривалість прогріву і пуску турбіни значно перевищує тривалість розпалювання парогенератора. Тому для блочного компонування парогенератор–турбіна послідовний пуск потребує роботи парогенератора з невеликими витратами пари досить тривалий час, що зумовлює значні втрати теплоти і конденсату. Перевага суміщеного паралельного пуску енергоблока впливає з того, що пара, послідовно проходячи всі ділянки, прогріває їх одночасно з підвищенням тиску і температури. За умови низьких параметрів великі питомі об'єми пари зумовлюють значні швидкості потоку, що сприяє поступовому і рівномірному прогріванню всіх ланок енергоблока. В цьому випадку максимальні різниці температур в барабані парогенератора, паропроводі та в турбіні виявляються меншими, ніж для послідовного пуску. Тому на початкових стадіях пуску можна значно підвищити швидкість прогріву.

Витрата великих об'ємів пари низьких параметрів зумовлює рівномірне прогрівання турбіни. Після досягнення номінальної кількості обертів турбогенератор підключається до електромережі, а збільшення його навантаження здійснюється одночасно з підвищенням параметрів пари. Принципову пускову схему енергоблока показано на рис. 3.3.

Перед розпалюванням парогенератора здійснюються всі підготовчі операції, які необхідні для блочного пуску турбіни. Для цього включаються: електродвигун, вал валообертального пристрою турбіни, циркуляційний, конденсатний і турбомасляний насоси і відкриваються всі поворотні засувки, стопорний клапан і клапан регулювання. Від зовнішнього джерела пари з пускового паропроводу заживлюються ежектори і ущільнення турбіни. Лише після цього розпочинають розпалювання парогенератора у тій послідовності, яка викладена вище (див. п 3.1). В цьому випадку видалення повітря з трубної системи парогенератора не потрібно, оскільки воно відсмоктується за рахунок вакууму, утвореного в конденсаторі турбіни.

Блочний пуск енергоблока доцільно здійснювати з автоматичним живленням парогенератора. В початковий період розпалювання (до тиску 1 МПа) можна використовувати конденсатний насос, з'єднавши його перемичкою з живильною магістраллю. З підвищенням тиску закривають зворотний клапан до конденсаторного насоса, а живлення здійснюють від

живильного насоса. Тривалість пуску енергоблока до повного його завантаження становить 4 – 4,5 години.

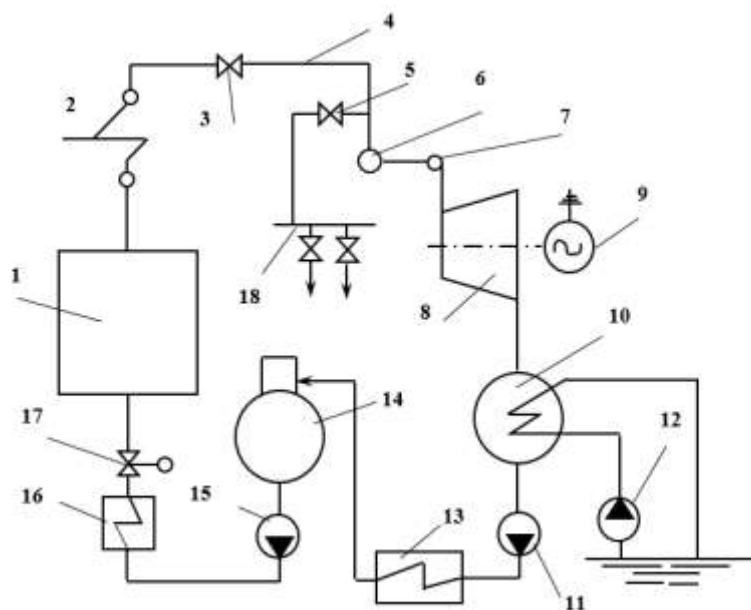


Рисунок 3.3 – Схема блочного пуску парогенератора і турбіни:

- 1 – парогенератор; 2 – пароперегрівник; 3 – головна парова засувка; 4 – паропровід;  
 5 – байпас; 6 – стопорний клапан; 7 – регулювальний клапан; 8 – парова турбіна;  
 9 – електрогенератор; 10 – конденсатор; 11 – конденсатний насос; 12 – циркуляційний насос;  
 13 – регенеративний підігрівник; 14 – деаератор; 15 – живильний насос;  
 16 – регенеративний підігрівник; 17 – регулювальний живильний клапан;  
 18 – дренажний колектор

### 3.3 Зупинення і розхолодження парогенератора

Розрізняють три види зупинок парогенератора, які визначають режим охолодження: зупинення в «гарячий» резерв; зупинення в «холодний» резерв; аварійне зупинення. У першому випадку намагаються акумулювати теплоту, накопичену в трубній системі та обмурівці парогенератора. Зупинення в «холодний» резерв передбачають розхолодження парогенератора з дотриманням повільного охолодження, безпечного для устаткування. Аварійні зупинення виникають в разі пошкоджень поверхонь нагріву парогенератора або відмови робочого та резервного допоміжного устаткування. В цьому разі, як правило, застосовується прискорене розхолодження. Парогенератори, пароперегрівники або паропроводи яких виготовлені з аустенітної сталі, не допускають швидких знижень температури, щоб уникнути утворення тріщин. В таких випадках швидке розхолодження забороняється.

Нормальні зупинення парогенераторів здійснюють з попереднім зниженням навантаження, передаючи його на інші агрегати. Для блочних паротурбінних установок найбільш доцільним є нормальні зупинення на

ковзних параметрах, які здійснюються так само, як і в разі блочного пуску, тільки в зворотній послідовності. Ковзний режим зупинення дозволяє суттєво скоротити тривалість розхолодження температури турбіни і сприяє рівномірному охолодженню всіх її вузлів.

Охолодження парогенератора відбувається, переважно, за рахунок конвективного теплообміну між поверхнями нагрівання і повітрям, яке внаслідок самотяги підсмоктується в газоходи. Екранні труби і вода, яка міститься в них, охолоджуються порівняно швидко. Процес охолодження барабана здійснюється переважно за рахунок циркуляції води. Природна циркуляція в контурах під впливом пароутворення припиняється, але в них виникає зворотна (перекинута) циркуляція за рахунок неоднакової густини води, оскільки в екранних трубах вода охолоджується швидше, ніж в опускних.

Нижня частина барабана, в якій перебуває вода, нагріта майже до температури насичення. Верхня частина, яка контактує з паром, охолоджується значно повільніше. Температурна нерівномірність між цими частинами, як і під час розпалювання, може становити 50 °С і більше. В початковий період після від'єднання парогенератора від парової магістралі в барабані короткочасно підвищується тиск пари за рахунок акумулювання теплоти. Температура труб пароперегрівника також підвищується і може сягати недопустимої величини. Тому на деякий час (30 – 45 хв) здійснюється продування пароперегрівника через РОУ (див. рис. 3.1). В подальшому процесі розхолодження пароперегрівник зазнає інтенсивного конвективного охолодження внаслідок значної поверхні нагріву. У зміювиках пароперегрівника інтенсивно конденсується пара, яка надходить із барабана.

Суттєво на процес розхолодження впливає подача живильної води. Оскільки температура підживної води нижча за температуру котлової води, то більша витрата її сприяє більш швидкому охолодженню. Труби економайзера в початковий період після зупинення парогенератора можуть перегріватись внаслідок зменшення або припинення живлення та теплосприймання від обмурівки. Для запобігання різкого підвищення температури труб економайзера застосовують прокачування живильної води через економайзер.

Тривалість розхолодження парогенератора залежить від його габаритів, конструктивних особливостей і типу обмурівки. За ПТЕ нормальна тривалість розхолодження парогенератора невеликої та середньої потужності становить близько 24 год, а високого тиску – 36 год. В період перших 4 – 6 год парогенератор остигає за умови мінімальної продувки та підживлення. В цьому випадку люки і заслінки повністю закриті. В подальшому допускається відкриття деяких із них для вентиляції топки і газоходів. Застосування швидкого розхолодження допускається лише у випадках аварійного зупинення. Воно здійснюється шляхом інтенсивної вентиляції поверхонь нагріву, підсиленого продування і підживлення. Це

сприяє різким змінам теплового стану парогенератора та небезпечним температурним деформаціям. Для аварійного зупинення допускається пуск димососа для вентиляції парогенератора після 8 – 10 год від початку розхолодження, а також більш підсилене продування і підживлення.

В разі зупинення парогенератора на термін більше 10 діб потрібно запобігати його корозії, яка виникає від дії кисню та вологи повітря. Застосовують такі засоби захисту: сухий та мокрий. За першим способом усередині барабана і поверхонь нагріву підтримується відсутність вологи за допомогою вологопоглиначів (силікогель, вапно, інший). За другим способом парогенератор заповнюється лужним розчином під час заповнення барабана з вмістом  $2 \text{ кг/м}^3 \text{ NaOH}$ ,  $5 \text{ кг/м}^3$  тринатрійфосфату або  $10 \text{ кг/м}^3$  кальцинованої соди. Застосовується також метод надлишкового тиску за рахунок підведення пари від інших парогенераторів або періодичного підігріву шляхом спалювання палива, внаслідок чого тиск в барабані підтримується вище атмосферного, що запобігає доступу повітря.

### 3.4 Теплові втрати під час пуску і зупинення парогенератора

Процес розпалювання полягає в накопиченні парогенератором такої теплової потужності, яка є достатньою для генерації заданої витрати пари певних параметрів. Під час пуску парогенератор акумулює теплоту в елементах конструкції, обмурівці, а також у воді за рахунок теплоти, яка вивільнюється в процесі спалювання палива. Процес накопичення теплоти йде поступово до усталеного теплового стану. Теплової рівноваги насамперед досягають металеві конструкції, що перебувають під тиском (барабан, екранні труби і вода в них). Вони набувають певної усталеної температури після завершення розпалювання, коли параметри дорівнюють паспортним значенням. Ряд інших елементів (каркас, обмурівка, гарнітура топки, повітропідігрівник) продовжують нагріватися і акумулювати теплоту значно довше.

Оскільки теплоту, яка акумулюється, визначити дуже важко її відносять до теплових втрат на усталений режим. Досліди показують, що усталений тепловий стан усього парогенератора настає лише після двох–трьох діб роботи після розпалювання. Перехідні неусталені режими з пов'язані з необоротними тепловими втратами. Топкові втрати від хімічної  $Q_3$  і механічної  $Q_4$  неповноти згоряння палива залежать від характеру процесів розпалювання і, як правило, можуть бути вище нормативних. Втрати теплоти з відхідними газами  $Q_2$  і в навколишнє середовище  $Q_5$  під час пуску менші, ніж для номінального навантаження. Крім того, процес пуску супроводжується втратами теплоти на продувку пароперегрівника. Отже, рівняння теплового балансу в процесі пуску парогенератора має вигляд

$$Q = Q_{ак} + Q_{вт} = Q_{ак} + (Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_{пр}), \quad (3.7)$$

де  $Q_{ак}$  – теплота теплової акумуляції;

$Q_{пр}$  – втрата теплоти на продувку пароперегрівника.

Повні пускові витрати теплоти до усталеного стану досягають 90 % витрат теплоти для номінального навантаження. В процесі зупинення парогенератора до повного розхолодження витрачається вся теплота акумуляції та додаткова теплота на продувку. Основна частина теплових втрат парогенератора припадає на втрати вентиляції газоходів. Теплові втрати на розпалювання парогенератора несуттєві, коли він працює без частих зупинок. Загальні теплові втрати зростають зі збільшенням простоїв парогенератора в гарячому резерві. Використання теплоти акумуляції в процесі зупинення може досягатись шляхом виробництва пари низьких параметрів за допомогою РОУ. Ретельне «закупорювання» парогенератора в період зупинки зменшує теплові втрати хоча і збільшує тривалість зупинки. Наступне розпалювання і включення парогенератора в роботу зменшують витрату палива завдяки збереженню теплоти акумуляції. Використання теплоти акумуляції під час пуску і зупинення енергоблока на ковзних параметрах значно зменшує теплові втрати і скорочує втрати від простоїв у «гарячому» резерві.

### Приклади розв'язання задач

**Приклад 3.1.** Визначити механічні напруження в стінці сталевого барабана із зовнішнім діаметром 1300 мм і товщиною стінки 120 мм, а також температурні напруження, що виникають на стінках барабана під час розпалювання парогенератора, якщо тиск у барабані 7 МПа, середня швидкість розпалювання 1,25 град/хв, коефіцієнт температуропровідності металу  $11 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ .

#### Розв'язання

Механічне напруження в стінці барабана, МПа

$$\sigma_m = \frac{P \cdot D_{вн}}{2 \cdot \delta_{ст}} = \frac{P \cdot (D_{зн} - 2\delta_{ст})}{2 \cdot \delta_{ст}} = \frac{7 \cdot (1300 - 2 \cdot 120)}{2 \cdot 120} = 30,9.$$

Секундна швидкість розпалювання, град/с

$$Y = \frac{1,25}{60} = 0,0208.$$

Максимальна різниця температур між стінками барабана, °С

$$\Delta t_{max} = \frac{Y \cdot \delta^2}{2 \cdot a} = \frac{0,0208 \cdot 120^2 \cdot 10^{-6}}{2 \cdot 11 \cdot 10^{-6}} = 13,6.$$



Напруження стиску на внутрішній стінці барабана, МПа

$$\sigma_{\text{вн}} = \frac{-2}{3} \beta \cdot E \cdot \Delta t_{\text{max}} = \frac{-2}{3} \cdot 12 \cdot 10^{-6} \cdot 2,1 \cdot 10^{11} \cdot 13,6 = -22,8,$$

де  $\beta$  – коефіцієнт термічного розширення металу (для сталі  $\beta = 12 \cdot 10^{-6}$  мм/мм·град);

$E$  – модуль пружності металу (для сталі  $E = 2 \cdot 10^{11}$  Н/м<sup>2</sup>).

Напруження розширення на зовнішній стінці барабана, МПа

$$\sigma_{\text{зн}} = \frac{1}{3} \beta \cdot E \cdot \Delta t_{\text{max}} = \frac{1}{3} \cdot 12 \cdot 10^{-6} \cdot 2,1 \cdot 10^{11} \cdot 13,6 = 11,4.$$

Напруження на стиск, %

$$\frac{-22,8}{30,9} \cdot 100\% = 73,8.$$

Напруження на розтягнення, %

$$\frac{11,4}{30,9} \cdot 100\% = 36,9.$$

**Приклад 3.2.** За умови прикладу 3.1 визначити додаткові напруження стиску в місцях закріплення екранних труб в барабані парогенератора, якщо зовнішній діаметр труб 90 мм, температура в місцях закріплення труб на 5 °С менша за температуру насичення, коефіцієнт тепловіддачі від води до внутрішньої стінки барабана становить 3,85 кВт/(м<sup>2</sup>·К), а питомий тепловий потік – 21,2 кВт/м<sup>2</sup>.

### Розв'язання

Температура насичення в барабані для тиску  $P = 7$  МПа –  $t_n = 285,7$  °С.

Температура труб в місці закріплення, °С

$$t_{\text{тр}} = t_n - 5 = 285,6 - 5 = 280,6.$$

Різниця температур за умови теплообміну між водою і внутрішньою стінкою барабана, °С

$$\Delta t = t_n - t_{\text{вн}} = q/\alpha = 21,2/3,85 = 5,5.$$

Температура внутрішньої стінки барабана, °С

$$t_{\text{вн}} = t_n - \Delta t = 285,6 - 5,5 = 280,1.$$

Температура зовнішньої стінки барабана, °С

$$t_{\text{зн}} = t_{\text{вн}} - \Delta t_{\text{max}} = 280,1 - 13,6 = 266,5.$$

Середня температура стінок барабана, °С

$$t_{\bar{o}} = 0,5(t_{zn} + t_{gn}) = 0,5(266,5 + 280,1) = 273,3.$$

Величина  $\Delta l$  за (3.4), м

$$\Delta l = \beta \cdot d_{zn} (t_{mp} - t_{\bar{o}}) = 12 \cdot 10^{-6} \cdot 0,09 (280,6 - 273,3) = 7,88 \cdot 10^{-6}.$$

Додаткове напруження стиску, МПа

$$\sigma_{\partial} = - \Delta l \cdot E / d_{zn} = - 7,88 \cdot 10^{-6} \cdot 2,12 \cdot 10^{11} / 0,09 = -18,56.$$

**Приклад 3.3.** Змійовики пароперегрівника із сталевих труб діаметрами 38/ 32 мм розташовані на заході в шаховому порядку в крокахи  $S_1 = S_2 = 2d_{zn}$ . Суха насичена пара з тиском 4 МПа перегрівається до температури 440 °С. Температура грійних газів на вході в пароперегрівник і на виході із нього дорівнює 900 і 700 °С, відповідно. Визначити, яке значення необхідно мати коефіцієнту тепловіддачі від внутрішньої стінки труби до пари, якщо відомо: допустима температура зовнішні стінки труби 620 °С; променистий коефіцієнт тепловіддачі від газів 12 Вт/(м<sup>2</sup>·К), швидкість газів в газоході 10 м/с.

### Розв'язання

Підставимо відомі значення величин у (3.6), тобто

$$620 = 440 + \alpha_2 \frac{900 - 440}{\alpha_2 + \alpha_n},$$

$$180 = 460 \frac{\alpha_2}{\alpha_2 + \alpha_n},$$

$$\alpha_n = 1,555 \alpha_2.$$

Середня температура димових газів, °С

$$\bar{g}_2 = 0,5(g_2' + g_2'') = 0,5(900 + 700) = 800.$$

Теплофізичні властивості димових газів для середньої температури [11]:

$$\lambda = 0,0915 \text{ Вт/(м·К)}; \nu = 131,8 \cdot 10^{-6} \text{ (м}^2\text{/с)}; Pr = 0,601.$$

Критерій Рейнольдса для потоку газів

$$Re = \frac{w \cdot d_{zn}}{\nu} = \frac{10 \cdot 0,038}{131,8 \cdot 10^{-6}} = 2883.$$

Критерій Нуссельта [11]

$$Nu = 0,4 Re^{0,6} \cdot Pr^{0,36} \cdot \varepsilon_s \cdot \varepsilon_z = 0,4 \cdot 2883^{0,6} \cdot 0,6^{0,36} \cdot 1,12 \cdot 1 = 44,39.$$

Конвективний коефіцієнт тепловіддачі від газів до зовнішньої стінки труби, Вт/(м<sup>2</sup>·К)

$$\alpha_{\kappa} = \frac{Nu \cdot \lambda}{d_{\text{зн}}} = \frac{44,39 \cdot 0,0915}{0,038} = 106,89.$$

Сумарний коефіцієнт тепловіддачі від газів, Вт/(м<sup>2</sup>·К)

$$\alpha_2 = \alpha_{\kappa} + \alpha_{\text{пр}} = 106,89 + 12 = 118,89.$$

Необхідне значення коефіцієнта тепловіддачі від внутрішньої стінки труби до пари, Вт/(м<sup>2</sup>·К)

$$\alpha_n = 1,555\alpha_2 = 1,555 \cdot 118,89 = 184,87.$$

**Приклад 3.4.** Фестон парогенератора, який працює на природному газі, виготовлений із труб діаметрами 70/58 мм, розташовано у коридорному порядку з кроками  $S_1 = S_2 = 4d_{\text{зн}}$ . Температура газів на вході у фестон і на виході з нього становить 1100 і 1000 °С, відповідно, а швидкість газів – 4 м/с. Визначити надійність роботи труб фестона, якщо: тиск в барабані 4 МПа; радіаційний коефіцієнт тепловіддачі 60 Вт/(м<sup>2</sup>·К), а допустима температура зовнішньої стінки труб 640 °С.

### Розв'язання

Температура насичення для заданого тиску за [11] –  $t_{\text{н}} = 250$  °С.  
Середня температура газів, °С

$$\bar{g}_2 = 0,5(g'_2 + g''_2) = 0,5(1100 + 1000) = 1050.$$

Теплофізичні властивості димових газів для середньої температури за [11]:

$$\lambda = 0,113 \text{ Вт/(м·К)}; \nu = 186,7 \cdot 10^{-6} \text{ (м}^2\text{/с)}; Pr = 0,575.$$

Критерій Рейнольдса для потоку газів

$$Re = \frac{w \cdot d_{\text{зн}}}{\nu} = \frac{4 \cdot 0,07}{186,7 \cdot 10^{-6}} = 1500.$$

Критерій Нуссельта [11]

$$Nu = 0,27 Re^{0,63} \cdot Pr^{0,36} \cdot \varepsilon_s \cdot \varepsilon_z = 0,27 \cdot 1500^{0,63} \cdot 0,575^{0,36} \cdot (4 \cdot 0,07)^{-0,15} \cdot 1 = 26,84.$$

Конвективний коефіцієнт тепловіддачі від газів, Вт/(м<sup>2</sup>·К)

$$\alpha_{\kappa} = \frac{Nu \cdot \lambda}{d_{\text{зн}}} = \frac{26,835 \cdot 0,113}{0,07} = 43,3.$$

Сумарний коефіцієнт тепловіддачі від газового потоку до стінки труби фестонона,  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$  [7, 8]

$$\alpha_2 = \xi(\alpha_k + \alpha_{np}) = 1(43,3 + 60) = 103,3.$$

Коефіцієнт теплопередачі [7, 8],  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$

$$k = \psi \alpha_2 = 0,6 \cdot 103,3 = 62,$$

де  $\psi$  – коефіцієнт ефективності поверхонь.

Температура стінки труби,  $^{\circ}\text{C}$

$$t_{cm} = g'_2 - \frac{k(g'_2 - t_n)}{\alpha_2} = 1100 - \frac{62(1100 - 250)}{103,3} = 598,8.$$

Оскільки  $t_{cm} < t_{don}$ , тобто  $598,8^{\circ}\text{C} < 640^{\circ}\text{C}$ , то робота фестонона надійна.

### Запитання для самоперевірки

1. Поясніть, чому барабан парогенератора заповнюють живильної водою з температурою  $60^{\circ}\text{C} - 70^{\circ}\text{C}$ .
2. Поясніть, що розуміють під швидкістю розпалювання та яка її допустима величина.
3. Поясніть, з якою метою і як здійснюється продувка пароперегрівника.
4. Поясніть способи охолодження економайзера у процесі розпалювання парогенератора.
5. Поясніть, що розуміють під блочним пуском і за якою схемою він здійснюється.
6. Поясніть порядок розхолодження парогенератора.
7. Поясніть, що розуміють під тепловою акумуляцією парогенератора.
8. Поясніть, які теплові втрати виникають в період пуску парогенератора.
9. Запишіть рівняння балансу теплоти в процесі пуску парогенератора.
10. Поясніть, яким способом можна зменшити пускові втрати в парогенераторі.
11. Поясніть, як визначаються умови надійної роботи поверхонь нагріву парогенератора.

#### 4 ОСОБЛИВОСТІ РОБОТИ ЦИРКУЛЯЦІЇ В ПРОЦЕСІ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ПАРОГЕНЕРАТОРІВ

В парогенераторах з природною циркуляцією і відносно невеликим паровмістом ( $x \leq 0,2$ ) у випарних поверхнях нагріву (екранних трубах) основною причиною їх перегрівання є порушення нормального гідродинамічного режиму роботи. Порушення циркуляції зумовлено різними експлуатаційними режимами. До основних причин, внаслідок яких порушується циркуляція, належать нерівномірність обігрівання окремих труб, різка зміна тиску або паровидатності, невірне ведення топкового процесу. Особливо небезпечними є екранні труби з малою витратою води або труби з найменшим теплосприйманням.

Найчастіше наслідком експлуатаційних порушень режимів є застій або перекидання циркуляції. За деяких умов роботи випарних поверхонь нагріву пароводяна суміш у підйомних трубах може зупинитись або піти донизу. Режим повільного руху води вгору або вниз, а пари – вгору можливий в разі застою парових бульбашок на окремих ділянках труби. Утворення застою води може виникати в разі неналагодженого топкового режиму, наприклад, під час нестійкого горіння малого навантаження парогенератора, несиметричних включеннях зустрічних або фронтних пальників. Явище застою циркуляції може бути викликано в разі дії кількох вказаних факторів.

На циркуляцію води в екранних трубах впливають різкі зміни тиску, зумовлені коливаннями навантаження парогенератора. В разі зменшення тиску зменшується теплота, необхідна для нагрівання води до температури насичення. Водночас за умови сталого теплосприймання, генерується додаткова витрата пари за рахунок теплоти акумуляції. Паровміст у підйомних трубах циркуляційного контуру зростає. Зростає швидкість пари та гідравлічний опір підйомних труб. У водоопускних трубах дещо зменшується густина води, внаслідок чого зменшується рушійний напір, що призводить до зменшення швидкості циркуляції. Вирішальну роль у цьому випадку відіграє температура недогріву води до температури насичення на вході у водоопускні труби. Величина недогріву сприяє ще більшому зниженню тиску. Різке зниження тиску небезпечно під час великих навантажень парогенератора. В разі підвищення тиску теплота, яка витрачається на підігрівання води до температури насичення, зростає. Внаслідок цього, за умови сталого теплосприймання екранних труб, підвищується величина недогріву до температури насичення. Це зумовлює збільшення економайзерної ділянки в циркуляційному контурі, що призводить до погіршення циркуляції. Різке підвищення тиску більш небезпечно для невеликих навантажень парогенератора.

На підставі досліджень виявлено, що допустима швидкість зменшення тиску дорівнює 0,25 – 0,3 МПа/хв, а швидкість підвищення тиску – 0,03 МПа/хв. У випарній трубі, яка виведена в паровий простір барабана,

внаслідок недостатнього корисного напору, може припинитися рух води і утворюватися збільшений рівень води, вище якого рухається пара. Рух пароводяної суміші на низ випарної труби називається перекиданням циркуляції. Вільний рівень води може утворюватися і в трубах, які виходять під рівень води в барабані. Таке явище спостерігається в разі малих швидкостей води на вході в підйомні труби, коли витрата води недостатня для поновлення випару, а нестача води у випарній трубці поповнюється безпосередньо із барабана. Необхідне надходження води в опускні труби може порушуватись в разі захвату разом із водою пари із барабана, внаслідок утворення вихорових воронки на вході в трубу. Визначальним фактором захвату пари із барабана є швидкість води на вході в трубу. Для запобігання утворення вихрових воронки швидкість води на вході в трубу має бути менше 0,4 м/с. В найменш тепловантажених трубах може утворюватися застій або опускний рух пароводяної суміші. Обидва режими нестійкі та небезпечні, оскільки утворення парових об'ємів у трубці за умови невеликої швидкості опускної течії, погіршує охолодження труби. Крім того, в трубці може утворювати змінна течія води та пари. Пара, яка накопичується в об'ємі труби, періодично проривається крізь воду, внаслідок чого утворюється пульсуючий рух (пробковий режим течії пароводяної суміші). Такий режим також призводить до місцевого перегрівання металу труб.

Суттєвий вплив на надійність циркуляції справляє рівень води в барабані, який залежить від навантаження парогенератора. Якщо ентальпія води на вході в опускні труби дорівнює ентальпії насичення в барабані, то у вхідному перерізі труби може виникати пароутворення внаслідок самовипаровування (явище кавітації). Це явище спричиняє різке збільшення гідравлічного опору опускних труб і погіршення циркуляції. Воно, як правило, виникає в разі значного зниження рівня води в барабані парогенератора. Для попередження явища кавітації необхідно над опускними трубами мати мінімальний рівень води, який орієнтовно можна визначити за формулою, м

$$h_{\min} > 0,077w_{on}^2, \quad (4.1)$$

де  $w_{on}$  – швидкість води на вході в опускні труби в разі номінального навантаження парогенератора, м/с.

Найнижчий рівень води в барабані визначають з урахуванням 4.1. Для підвищення якості пари намагаються тримати рівень води в барабані якомога нижчим. Однак це виявляється дуже небезпечним. Верхній рівень визначається за умови погіршення якості пари, а нижній – за умови появи кавітації. За умови, що швидкість потоку випускних трубах перевищує 0,8 м/с, бульбашки пари виносяться із опускних труб у підйомні труби і порушення циркуляції не виникає. Однак швидкість води в опускних трубах обмежується ( $w_{on} = 2 - 3$  м/с).

Основними визначальними параметрами барабаних парогенераторів під час змін навантаження (в перехідних режимах) є тиск і рівень води в барабані. Найшвидша зміна тиску може відбуватись під час скидання або підйому навантаження. Різка зміна тиску спричиняє зміну умов циркуляції. У міру просування води в опускних трубах швидкість зміни гідростатичного тиску  $a_z = dP_z/dt$  тим більша, чим більша швидкість  $w_{on}$ . З іншого боку, швидкість зміни загального тиску в трубній системі парогенератора  $a_p = dP/dt$  визначається швидкістю зміни навантаження. Якщо швидкість зростання гідростатичного тиску в опускних трубах менша за швидкість спаду тиску в трубній системі, то сумарний тиск буде зменшуватись і почнеться закипання води в опускних трубах. Тому допустима швидкість зниження тиску («швидкість розвантаження») буде тим більшою, чим більша швидкість води в опускних трубах.

Залежності зміни допустимої швидкості зниження тиску для прикладу наведено на рис. 4.1.

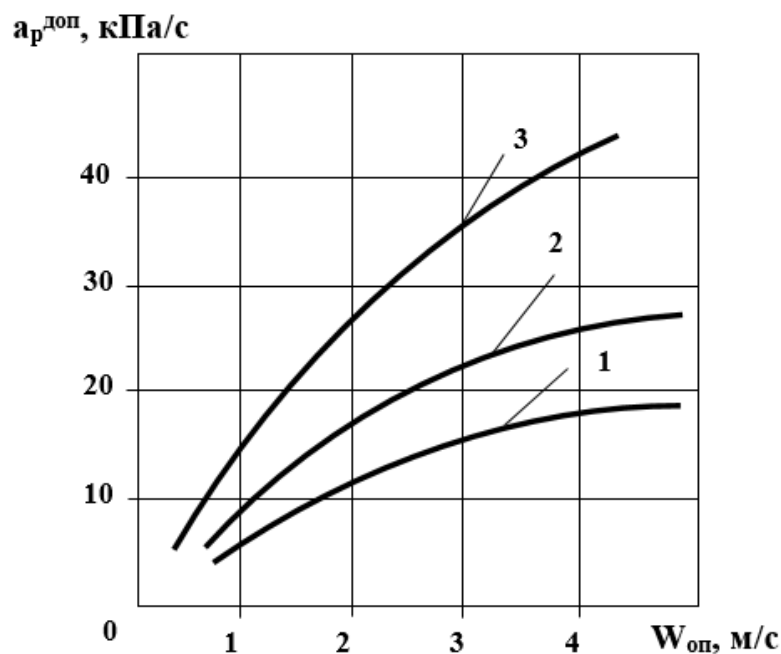


Рисунок 4.1 – Значення допустимої швидкості зниження тиску в парогенераторі залежно від швидкості води в опускних трубах і величини недогріву до температури насичення  $\Delta t_n$  для  $P = 3,5$  МПа: 1 –  $\Delta t_n = 0$ ; 2 – 0,5; 3 – 1.

Із рис. 4.1 наочно видно, що зі збільшенням величини недогріву води до температури кипіння швидкість зниження тиску зростає. За умови, що  $w_{on} < 3$  м/с допустима швидкість зниження тиску 18 – 20 кПа/с.

В перехідних режимах змінюються об'єми пари в підйомних трубах і під рівнем води в барабані. Зі збільшенням навантаження парогенератора паровміст у трубах зростає і частина води із труб витискається в барабан, внаслідок чого рівень води в барабані зростає. Під час зменшення навантаження спостерігається зворотне явище. Зміна рівня води в барабані зумовлюється порушенням матеріального балансу, тобто різницею між

витратою пари і води. Якісний вплив окремих факторів на рівень води в барабані проілюстровано на рис. 4.2. В перший момент різкого підйому навантаження підвищення рівня води в барабані зумовлене, переважно, «набуханням» водяного об'єму внаслідок збільшення паровмісту (лінія 2).

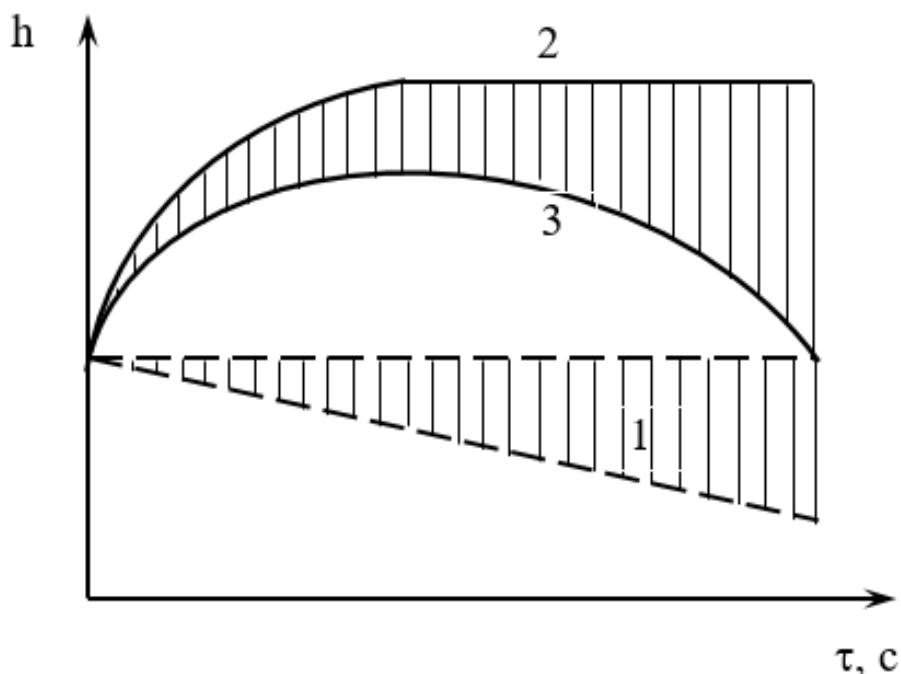


Рисунок 4.2 – Вплив матеріального небалансу (1) і «набухання» (2) на зміну рівня води в барабані під час різкого збільшення навантаження;  
3 – загальна зміна рівня

В цей час вплив матеріального небалансу між витратою пари і подачею води набагато менший (лінія 1). Тому положення рівня в перші кілька секунд після зростання паровидатності майже цілком визначається рівнем «набухання» (лінія 2). В подальшому на положення рівня все суттєвіше починає впливати матеріальний небаланс, внаслідок чого рівень води в барабані зменшується (лінія 3). В процесі різкого зменшення навантаження виникає зворотне явище з дещо меншим значенням рівня «набухання». Характерним є те, що матеріальний небаланс і рівень набухання мають протилежні знаки. Зазначимо також, що підйом навантаження, з погляду зміни рівня води в барабані, є більш небезпечним, ніж його різке зниження.

Основними спеціальними заходами запобігання аварійних ситуацій в циркуляційних контурах є: правильно налагоджений топковий режим; підтримання чистоти екранних труб шляхом регулярних обдувок та усунення можливостей їх нерівномірного обігріву; уникнення різких змін навантаження; подача живильної води з більшою величиною недогріву до температури насичення тощо.



**Приклад 4.1.** Визначити необхідну кількість підйомних і опускних труб в парогенераторі з витратою пари 36 т/год (10 кг/с), якщо відомо: внутрішній діаметр підйомних і опускних труб 70 і 100 мм, відповідно; тиск в барабані 4 МПа; об'ємний паровміст в екранних трубах –  $\beta = 0,85$ , а швидкість пароводяної суміші –  $W_{cm} = 0,75$  м/с.

### Розв'язання

Із таблиць теплофізичних властивостей води і водяної пари [11] визначаємо питомі об'єми води і пари, а також їх густину за тиском в барабані:  $v' = 0,001252$  м<sup>3</sup>/кг;  $\rho' = 798,722$  кг/м<sup>3</sup>;  $v'' = 0,04977$  м<sup>3</sup>/кг;  $\rho'' = 20,092$  кг/м<sup>3</sup>:

Відношення:

$$\rho^* = \rho' / \rho'' = 798,722 / 20,092 = 39,753.$$

$$\rho_* = 1 / \rho^* = \rho'' / \rho' = 1 / 39,752 = 0,02515.$$

Для розв'язання прикладу використовуємо співвідношення гідродинаміки для пароводяних потоків. Підстановка відомих значень у співвідношення для об'ємного паровмісту дає

$$\beta = x / [x + (1 - x) \cdot \rho_*],$$

$$0,85 = x / [x + (1 - x) \cdot 0,02515],$$

звідки виходить, що величина масового паровмісту дорівнює  $x = 0,125$ .

Питомий об'єм пароводяної суміші в підйомних трубах, м<sup>3</sup>/кг

$$v_{cm} = (1 - x) \cdot v' + x \cdot v'' = (1 - 0,125) \cdot 0,001252 + 0,125 \cdot 0,04977 = 0,00732.$$

Густина пароводяної суміші, кг/м<sup>3</sup>

$$\rho_{cm} = 1 / v_{cm} = 1 / 0,00732 = 136,6.$$

Запишемо рівняння для масового паровмісту

$$x = G'' / (G'' + G'),$$

або

$$0,125 = 10 / (10 + G'),$$

звідки витрата води в трубах становить  $G' = 70$  кг/с.

Витрата пароводяної суміші, кг/с

$$G_{cm} = G' + G'' = 70 + 10 = 80.$$

Швидкість циркуляції, м/с

$$W_0 = W_{cm} / [1 + x(\rho^* - 1)] = 0,75 / [1 + 0,125(39,752 - 1)] = 0,128.$$

Площа перерізу підйомних труб, м<sup>2</sup>

$$f_n = 0,785 \cdot d_n^2 = 0,785 \cdot 0,07^2 = 0,003847.$$

Необхідна кількість підйомних труб, шт.

$$n_n = D_{cm} / (\rho' \cdot f_n \cdot W_0) = 80 / (798,722 \cdot 0,003847 \cdot 0,128) = 203,41.$$

Беремо  $n_n = 203$ , тоді дійсна швидкість циркуляції становить, м/с

$$W_0 = D_{cm} / (\rho' \cdot f_n \cdot n_n) = 80 / (798,88 \cdot 0,003864 \cdot 203) = 0,1283.$$

Площа поперечного перерізу опускних труб, м<sup>2</sup>

$$f_{on} = 0,785 \cdot d_{on}^2 = 0,785 \cdot 0,1^2 = 0,00785.$$

Необхідна кількість опускних труб, шт.

$$n_{on} = G' / (\rho' \cdot f_{on} \cdot W_{on}) = 70 / (798,722 \cdot 0,00785 \cdot 1,75) = 6,38.$$

Беремо  $n_o = 6$ , тоді швидкість води в опускних трубах буде становити, м/с

$$W_{on} = G' / (\rho' \cdot f_{on} \cdot n_{on}) = 70 / (798,722 \cdot 0,00785 \cdot 6) = 1,86.$$

### Запитання для самоперевірки

1. Що розуміють під гідродинамічною нерівномірністю роботи підйомних труб?
2. Внаслідок чого виникає теплова нерівномірність роботи підйомних труб?
3. Що розуміють під застоєм і перекиданням циркуляції?
4. Внаслідок чого виникає явище кавітації в випускних трубах?
5. Які заходи запобігання явищу кавітації Ви знаєте?
6. Який зв'язок існує між рівнем води в барабані та тиском?
7. Що розуміють під рівнем «набухання»?
8. За яких умов починається закипання води в опускних трубах?
9. Які допустимі значення швидкого навантаження і розвантаження в барабанних парогенераторах?
10. Які існують експлуатаційні заходи аварійних ситуацій в циркуляційних контурах парогенератора?

## 5 КОРОЗІЯ ПОВЕРХОНЬ НАГРІВУ ПАРОГЕНЕРАТОРА

### 5.1 Зовнішня високотемпературна корозія

Корозія являє собою процес руйнування металу внаслідок хімічної або електрохімічної дії зовнішнього середовища. Зовнішня корозія поверхонь нагріву парогенератора виникає внаслідок їх омивання продуктами згорання палива, які містять  $O_2$ ,  $SO_2$  і  $SO_3$ . Внаслідок дії продуктів згорання високої температури на поверхні металу утворюється окисна плівка або окалина. Остання до певних температур виконує роль тимчасового захисту металу від розвинутих процесів окислення. В зоні високих температур інтенсивність корозійних процесів посилюється. Найбільш інтенсивна корозія спостерігається в парогенераторах, робоче паливо яких містить багато сірки ( $S^p > 2\%$ ).

В процесі спалювання сірчаних палив утворюються продукти окислення сірки:  $SO_2$  і  $SO_3$ . Температура в зоні окислення газів не перевищує  $900\text{ }^\circ\text{C}$ . В зоні більш високих температур реакція окислення прискорюється:



Однак окис  $SO_3$  нестійкий і знову дисоціює за зворотною реакцією. Тому в топкових газах він майже не спостерігається і виявляється в подальших газоходах. Нагрітий до високої температури ( $t \geq 600\text{ }^\circ\text{C}$ ) метал пароперегрівника є добрим каталізатором для реакції окислення  $SO_2$  в  $SO_3$ . Найбільшу каталізувальну активність має плівка окалини  $Fe_2O_3$ .

Наявність  $SO_2$  в димових газах спричиняє утворення сульфатів, які агресивно діють на захисні плівки окалини. Деталі парогенераторів, які працюють в зоні температур  $600\text{ }^\circ\text{C}$ , швидко окислюються і покриваються товстим шаром окалини, що легко руйнується під час температурних деформацій. Процес корозії поширюється вглиб і спричиняє пошкодження деталей. Високотемпературної корозії можуть зазнавати зовнішні поверхні екранів і пароперегрівників, не дивлячись на наявність внутрішнього охолодження робочим середовищем.

Вважається, що зовнішня корозія екранних труб здійснюється завдяки дії незгорілого сірчаного колчедану, який у вигляді тонкого пилу осідає на трубах під час порушень і перебудов топкового режиму. З підвищенням температури в шарі пилу виникає інтенсивна реакція з розкладанням і плавленням агресивних сірчаних агентів, а Fe та S є продуктами не тільки корозії металу, але й розкладання сірчаного колчедану. Основним напрямом боротьби з цим явищем потрібно вважати налагодження топкових процесів і організацію раціональної аеродинаміки в топці.

Трубки вихідних ступенів парогенераторів чи не найбільш страждають від газової корозії. Пошкодження труб пароперегрівників спричиняється, очевидно, окисленням  $SO_2$  в  $SO_3$ . Це призводить до утворення сульфатних

окислів заліза на поверхні труб. Крім того, наявність в золі палива окислу ванадію ( $V_2O_5$ ) підсилює процес корозії внаслідок розчинної дії на захисні оксидні плівки. Небезпека такого виду корозії може бути знижена шляхом збільшення швидкості газів, зменшення золівідкладень, застосування графітового покриття труб. Для боротьби з корозією в зоні високих температур застосовують присадки, які адсорбують сірчаний ангідрид із димових газів (магnezит, магnezитова пушонка та інші).

## 5.2 Внутрішня корозія труб

Корозія усередині труб і колекторів парогенератора виникає завдяки взаємодії матеріалу з робочим середовищем (парою або водою). Розрізняють загальну або рівномірну і місцеву або нерівномірну поверхневу корозію. Загальна корозія поширюється на малу глибину, але у міру її розвинення процес стає менш рівномірним. Місцева (локальна) корозія виникає на малих ділянках поверхні (точки, плями, виразки), але поширюється на значну глибину аж до утворення свищів і тому небезпечніша за рівномірну. Інтенсивність внутрішньої корозії характеризується втратою металу з одиниці поверхні за годину або глибиною роз'їдання, мм/рік.

За характером внутрішня корозія може бути хімічною або електрохімічною. Хімічна корозія, наприклад, виникає в трубах пароперегрівників внаслідок дії перегрітої пари (пароводяна корозія). Електрохімічна корозія виникає, як правило, в барабанах, екранних і економайзерних трубах і супроводжується наявністю електричного струму, який утворюється у мікрогальванічних елементах під час взаємодії металу з водою і вологою парою. Рівномірна корозія виникає під час дії на метал Н-катионової води, конденсату з високим вмістом вільної вуглекислоти, а також в процесі окислення металу перегрітою парою. Виразкова і точкова корозія є переважною формою роз'їдання трубопроводів, барабанів і труб економайзерів за умови неповної дегазації живильної води.

Корозійний процес залежить від зовнішніх і внутрішніх факторів. Зовнішні фактори пов'язані зі складом робочого середовища і умовами роботи устаткування. Внутрішні фактори пов'язані зі складом металу, його властивостями, станом поверхні нагріву та наявності напружень. Із зовнішніх факторів розчинений у воді кисень є основним небезпечним агентом, а тому його вміст у живильній воді має наближатись до нуля. Киснева корозія найчастіше спостерігається в трубах економайзерів, а пошкодження труб мають виразковий характер. Така корозія небезпечна тим, що поширюється на глибину аж до утворення наскрізних свищів. Крім досконалої деаерації живильної води запобіжним заходом від кисневої корозії є підтримання такої швидкості води в трубах, коли бульбашки повітря не здатні затримувались у змійовиках і виносяться із економайзера. Мінімальною швидкістю води вважається швидкість 0,3 м/с.

Другим зовнішнім фактором корозії є вільна вуглекислота в живильній воді, яка спричиняє вуглекислотну корозію. Така корозія виникає ще в живильному тракті (в конденсаторах, підігрівниках, трубопроводах), а її продукти у вигляді окислів заліза і міді виносяться в парогенератор, де чинять шкідливу корозійну дію на метал, особливо в місцях зварювання. Окисли заліза і, особливо, міді є деполяризаторами, які здатні створювати інтенсивну електрохімічну корозію.

Процес корозії залежить від концентрації іонів водню у воді (величини рН). За відсутності кисню у воді корозія сталі з різними значеннями рН має рівномірний характер, але в присутності кисню розміри корозії змінюються залежно від величини рН. В разі  $\text{pH} < 7$  збільшується загальна корозія. В разі  $\text{pH} \approx 7$  корозія стає нерівномірною і глибина пошкоджень металу зростає. Корозія припиняється, коли  $\text{pH} > 10$  (сильнолужна вода).

Наявність у воді вільної вуглекислоти зумовлює зниження рН, завдяки чому на поверхні металу відсутній захисний шар окислів, а інтенсивність корозії не зменшується за часом. З підвищенням температури ступінь дисоціації вуглекислоти зростає, внаслідок чого значення рН ще більш зменшується і за цих умов корозія не припиняється навіть за відсутності у воді кисню. Тому  $\text{CO}_2$  має повністю видалятися із води разом із киснем.

Окремим випадком корозії труб є пошкодження, що виникають під час порушення циркуляції, застоїв і розшарувань пароводяної суміші. За цих умов суттєве підвищення температури стінок породжує хімічну реакцію між водяною парою і металом з вивільненням водню, що спричиняє руйнування оксидної плівки на поверхні труб і розвинення пароводяної корозії. Цей вид корозії найінтенсивніший, коли температура стінки перевищує  $500\text{ }^\circ\text{C}$ . Пароводяна корозія зумовлена, найчастіше, конструктивними недоліками і ліквідується заходами, які поліпшують циркуляцію води (див. п. 4), а також зменшенням теплосприймачів небезпечних ділянок труби (торкретуванням, ізоляцією).

Корозія, яка поширюється поза або всередині кристалів металу називається кристалітною і виникає переважно в місцях з'єднання елементів парогенератора. Вона знижує механічну міцність металу, спричиняє утворення міжкристалічних або внутрішньокристалічних тріщин і вважається найнебезпечнішою. В парогенераторах зустрічається два види кристалітної корозії: корозійна утомленість і лужна крихкість.

Корозійна утомленість являє собою зниження межі утомленості під час знакозмінних напружень і роботи металу в кородувальному середовищі. Зазначені напруги руйнують захисну оксидну плівку, внаслідок чого посилюється процес корозії, а міцність металу зменшується. Пошкодження металу виявляється у вигляді транскристалітних тріщин. Корозійна утомленість виникає в пароутворювальних трубах барабаних парогенераторів в процесах розшарування пароводяної суміші, а також в тілі барабана, коли незадовільно виконано захисні сорочки на вводах живильної води, оскільки коливання температури живильної води

спричиняють на змінні термічні напруги. Для запобігання явищ корозійної утомленості необхідне налагодження циркуляційних режимів і усунення дефектів живильних штуцерів.

Лужною хрупкістю називають пошкодження у вигляді тріщин, які поширюються на межах кристалів. Крихкі руйнування є наслідком сумісної дії місцевих підвищених напружень металів і агресивних властивостей котлової води. Основним фактором агресивності котлової води є підвищений вміст гідроксил-іона (ОН<sup>-</sup>). Практично це відповідає наявності у воді NaOH. Міжкристалічні тріщини виникають в тих місцях, куди проникає котлова вода і де за рахунок упарювання створюються високі концентрації агресивних середовищ. Основними заходами запобігання міжкристалітної корозії та крихких руйнувань в процесі експлуатації є застосування таких водних режимів, які спрямовані на зниження агресивних властивостей котлової води (режим нітратної пасивації, який створюється шляхом присадки селітри натрію). Для запобігання високих додаткових механічних напружень необхідно організувати систематичний контроль за станом усіх рухомих елементів (нижні колектори, барабани) шляхом установа реперів, за показанням яких перевіряється достатність переміщень. Зазначимо також, що небезпечна концентрація котлової води визначається складом солевмісту і не залежить від величини безперервної продукції.

### 5.3 Зовнішня низькотемпературна корозія

В продуктах згоряння палива міститься SO<sub>3</sub> і водяна пара, парціальний тиск якої визначається вмістом водню в паливі, вологістю останнього і коефіцієнтом надлишку повітря. Взаємодія SO<sub>3</sub> з конденсатом водяної пари зумовлює утворення сірчаної кислоти



Наявність пари H<sub>2</sub>SO<sub>4</sub> в димових газах значно підвищує температуру точки роси, яка для сірчаних палив на 75–100 °С перевищує температуру конденсації водяної пари. Якщо температура поверхонь нагріву дорівнюватиме температурі точки роси, водяна пара із продуктів згоряння буде конденсуватись на цих поверхнях у вигляді рідкої плівки, яка за (5.2) перетворюється на сірчану кислоту. Корозійний процес в зоні низьких температур є електрохімічним внаслідок того, що рідка плівка відіграє роль електроліту. Інтенсивність процесу корозії визначається двома факторами: концентрацією сірчаної кислоти в плівці конденсату і температурою стінки поверхні нагріву. За умови сталої температури  $t \approx 20$  °С швидкість корозії майже лінійно зростає від нуля до концентрації 56 %, після чого різко зменшується від 80 до 6 г/(м<sup>2</sup> год) і практично залишається сталою після концентрації 60 %. Зі збільшенням температури (за умови сталої концентрації) швидкість корозії сталі зростає. Сумісний

вплив температури і концентрації зумовлює найбільшу інтенсивність корозії в області температур, які менші за температуру точки роси  $t_R$ . Найбільша концентрація  $H_2SO_4$  для будь-якого палива спостерігається для температури, яка дорівнює температурі точки роси ( $t = t_R$ ). Однак агресивність кислоти за максимальної концентрації більш слабка, ніж за значного її розбавлення, зумовленого внаслідок збільшення інтенсивності конденсації пари у міру зниження температури стінки поверхні нагріву. В області більших значень температур точки роси на інтенсивність корозії впливає переважно температура стінки. Сумісний вплив температури стінок і концентрації створює найбільшу швидкість корозії, коли температура поверхні менша за температуру точки роси. Наступне зниження температури і одночасне зменшення концентрації кислоти в пливці діють на швидкість корозії в протилежних напрямках, оскільки наближення концентрації до 56 % підсилює її агресивність. Внаслідок цього момент найбільшої агресивності кислоти не збігається з найбільшою швидкістю корозії, оскільки остання зменшується за рахунок зниження температури.

Практичні спостереження показали, що для кожного палива існує певний (безпечний) інтервал температур робочих поверхонь нагріву з мінімальною швидкістю корозії. Нижня межа безпечної температури відповідає концентрації сірчаної кислоти 56 % і орієнтовно може бути визначена за співвідношенням:

$$t_n = t_k + 20 \text{ }^\circ\text{C}, \quad (5.3)$$

де  $t_k$  – температура конденсації водяної пари, яка для бурого вугілля змінюється в межах 40 – 50  $^\circ\text{C}$ ; для антрациту і пісного вугілля – 35–40  $^\circ\text{C}$ ; для мазуту 50–55  $^\circ\text{C}$ , для паливних гранул 50–55  $^\circ\text{C}$ .

Верхня межа безпечних температур для всіх видів палива становить 105  $^\circ\text{C}$ . Для більшості палив, які містять сірку, в разі зменшення температури стінки поверхні нагріву нижче значення  $t_n$ , виникає інтенсивна корозія.

Як зазначалось вище, в разі спалювання сірчистих палив температура точки роси  $t_R$  перевищує температуру конденсації чистої водяної пари на 75 – 100  $^\circ\text{C}$ . Тому для запобігання низькотемпературної корозії необхідно забезпечувати перевищення температури стінок поверхонь нагріву над температурою точки роси, тобто

$$t_{cm} = t_R + (10 \dots 20 \text{ }^\circ\text{C}), \quad (5.4)$$

Об'ємна частка діоксиду сірки в димових газах

$$\beta_{SO_2} = 0,007 S^p / V_2, \quad (5.5)$$

де  $S^p$  – відсотковий вміст сірки в робочому паливі;

$V_2 = V_2^0 + (\alpha_m - 1) V^0$  – об'єм продуктів згорання,  $\text{м}^3/\text{кг}$ ;

$V_2^0$  і  $V^0$  – теоретичні об'єми газів і повітря відповідно до [7, 8];  
 $\alpha_m$  – коефіцієнт надлишку повітря в топці.

Вміст надлишкового кисню в продуктах згорання, %

$$O_2 = 21(\alpha_m - 1) V^0 / V_2, \quad (5.6)$$

Вміст  $SO_3$  в димових газах, %

$$SO_3 = 0,424 \cdot \beta_{SO_2} \cdot \sqrt{O_2} \cdot q_F \cdot (D_i / D_n)^2, \quad (5.7)$$

де  $q_F = Q_n / F_m$  – теплове напруження перерізу топки, МДж/м<sup>2</sup>;

$Q_n$  – наявна теплота палива;

$F_m$  – площа перерізу топки;

$D_i, D_n$  – поточна і номінальна паровидатність парогенератора.

Температура точки роси в разі спалювання мазуту, °С

$$t_R = 50 + 11A_{SO_3}^{0,7}, \quad (\text{якщо } A_{SO_3} \leq 2 \cdot 10^{-3}); \quad (5.8)$$

$$t_R = 50 + 50A_{SO_3}^{0,2}, \quad (\text{якщо } A_{SO_3} > 2 \cdot 10^{-3}), \quad (5.9)$$

де  $A_{SO_3} = SO_3 \cdot 10^4$ .

Температура точки роси в разі спалювання твердого палива

$$t_R = t_k + 202(S_{np})^{0,33} / 1,23^{a_B A_{np}}, \quad (5.10)$$

де  $S_{np} = S^p / Q_n^p$  – приведені значення сірки і золи, відповідно, % МДж/кг;

$a_B$  – частка виносу золи із топки.

Із наведених формул можна судити про вплив окремих факторів на температуру точки роси. В разі спалювання мазуту збільшення  $\alpha_m, q_F, D_i$  призводять до збільшення температури точки роси. В разі спалювання твердих палив зміна зазначених величин практично не впливає на температуру  $t_R$ , а підвищення зольності палива зменшує значення  $t_R$ . Це узгоджується з практичними спостереженнями.

Температуру стінки труб сталевого економайзера можна визначити за формулою, °С

$$t_{cm} = \vartheta''_{ек} - K \cdot (\vartheta''_{ек} - t'_в) / \alpha_2, \quad (5.11)$$

де  $\vartheta''_{ек}$  – температура газів на виході з економайзера;

$t'_в$  – температура води на вході в економайзер;

$\alpha_2$  – коефіцієнт тепловіддачі від газів до зовнішньої стінки труби.

Значення коефіцієнта теплопередачі в (5.11) можна обчислити за співвідношенням:

$$K = \psi / (1/\alpha_2 + R_{cm} + R_{зб}), \quad (5.12)$$

де  $R_{cm}$  і  $R_{зб}$  – термічний опір стінки і забруднень, відповідно;

$\psi$  – коефіцієнт теплової ефективності поверхні нагріву:

$\psi = 0,6$  для пісного вугілля;

$\psi = 0,65$  для кам'яного і бурого вугілля;



$\psi = 0,6 - 0,7$  для мазуту.

Як правило, температура стінки труб економайзера перевищує температуру точки роси. Однак під дією  $SO_3$ , який міститься в золених відкладеннях на трубах, утворюються сульфатні з'єднання з металом, що викликають корозію. Для запобігання низькотемпературної корозії економайзера необхідно робити регулярну обдувку поверхонь нагріву, а також не допускати, щоб температура живильної води була нижче  $105^\circ C$ .

Більш схильні до низькотемпературної корозії сталеві поверхні повітропідігрівників, оскільки вони працюють з температурою стінок, яка наближається до температури точки роси. Температуру стінок повітропідігрівника обчислюють за формулою,  $^\circ C$

$$t_{cm} = t_{xn} + (g_{ez} - t_{xn}) / [1 + \alpha_n \cdot F_n / (\alpha_2 \cdot F_2)], \quad (5.13)$$

де  $t_{xn}$  – температура «холодного» повітря на вході в повітропідігрівник;

$g_{ez}$  – температура відхідних газів;

$\alpha_n$  і  $\alpha_2$  – коефіцієнт тепловіддачі до повітря і від газів, відповідно;

$F_n$  і  $F_2$  – площа поверхні нагріву з боку повітря і газів, відповідно.

Для запобігання корозії в повітропідігрівниках за ПТЕ рекомендується підтримувати температуру повітря на вході не менше як  $50^\circ C$  для вологих палив і не менше як  $40^\circ C$  для палив середньої вологості. Ці температури установлені за умови запобігання конденсації чистої водяної пари на поверхнях труб. Умова (5.4) для малосірчистих палив досягається розрахунковим співвідношенням швидкості повітря і газів, а також підігрівом повітря на вході в повітропідігрівник за рахунок рециркуляції частини гарячого повітря (рис. 5.1, а). Для палив з великим вмістом сірки використовують підігрів повітря в парових калориферах парою з відбору турбіни з температурою до  $100^\circ C$  (рис. 5.1, б).

Рециркуляція повітря збільшує витрати електроенергії на дуттєвий вентилятор, зменшує температурний напір на вхідній ділянці повітропідігрівника, збільшує температуру відхідних газів, зменшує ККД парогенератора. В разі підігрівання повітря в калорифері зменшення економічності парогенератора дещо компенсується підвищенням економічності теплової схеми паротурбінної установки за рахунок використання теплоти конденсації пари з відбору низького тиску турбіни. Потрібно зазначити однак, що практичного поширення остання схема не набула.

Експлуатаційними заходами боротьби з сірчаною корозією: є спалювання мазуту з мінімально допустимими коефіцієнтами надлишку повітря в топці ( $\alpha_T = 1,03 - 1,055$ ), регулярні обдування поверхонь нагріву, введення спеціальних лужних присадок до палива (магнезиту, доломіту).

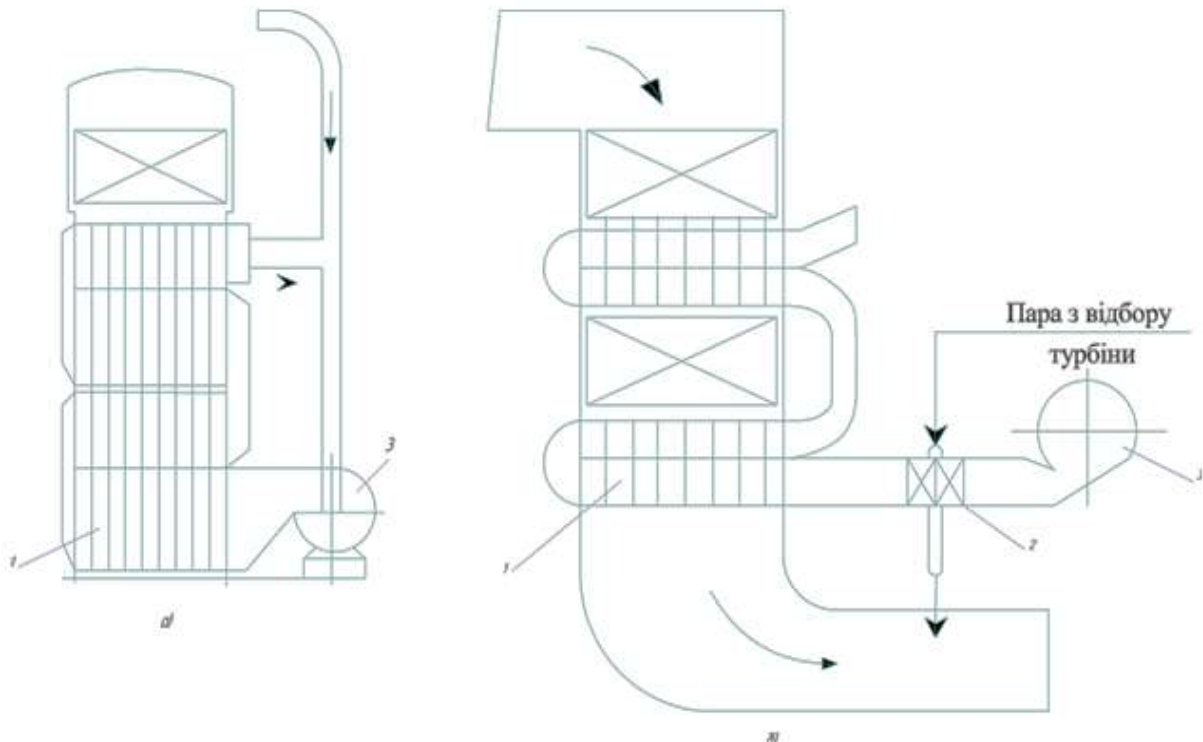


Рисунок 5.1 – Схема підвищення температури повітря на вході в повітропідігрівник:  
 а) рециркуляцією гарячого повітря; б) підігріванням повітря в паровому калорифері:  
 1 – трубчаста поверхня нагріву; 2 – паровий бойлер;  
 3 – вентилятор.

Крім того, застосовують стійкі емалеві покриття труб, а також пакети труб із синтетичного скла як передвключений ступінь.

**Приклад 5.1.** В топці парогенератора спалюється природний газ. Швидкість продуктів згорання в газоході –  $W_r = 8$  м/с. Визначити, чи буде мати місце низькотемпературна корозія на поверхні сталевих змійовиків економайзера із труб діаметром  $d_{zn}/d_{вн} = 38/32$  мм, які розташовані в газоході коридорно з кроками  $S_1 = S_2 = 2 d_{zn}$ , якщо відомо: коефіцієнт теплопровідності металу труб  $\lambda_m = 40$  Вт/(м·К); в трубах є шар забруднення 1,2 мм з коефіцієнтом теплопровідності  $\lambda_3 = 1,8$  Вт/(м·К); температура живильної води 105 °С; температура димових газів на виході з економайзера – 460 °С; навантаження парогенератора номінальне.

### Розв'язання

Теплофізичні властивості димових газів для заданої температури [8]:

$$\lambda = 0,0615 \text{ Вт/(м·К)}; \nu = 68,54 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}; Pr = 0,635.$$

Критерій Рейнольдса для потоку газів

$$Re = W_2 \cdot d_{zn} / \nu = 8 \cdot 0,038 / (68,54 \cdot 10^{-6}) = 4435,36.$$

Критерій Нуссельта [11]

$$Nu = 0,27 \cdot Re^{0,6} \cdot Pr^{0,36} \cdot \varepsilon_s = 0,27 \cdot 4435,36^{0,6} \cdot 0,635^{0,36} \cdot (2)^{-0,15} = 41.$$

Коефіцієнт тепловіддачі від газів до зовнішньої стінки труб, Вт/(м<sup>2</sup>·К)

$$\alpha_2 = Nu \cdot \lambda_c / d_{3н} = 41 \cdot 0,0615 / 0,038 = 67.$$

Термічні опори в процесі теплопередачі, м<sup>2</sup>·К/Вт

$$\begin{aligned} R_\alpha &= 1/\alpha_2 = 1/67 = 0,015; \\ R_m &= \delta/\lambda_m = 3 \cdot 10^{-3} / 40 = 7,5 \cdot 10^{-5}; \\ R_{3б} &= \delta_{3б} / \lambda_{3б} = 1,12 \cdot 10^{-3} / 1,8 = 6,2 \cdot 10^{-4}. \end{aligned}$$

Загальний термічний опір теплопередачі, м<sup>2</sup>·К/Вт

$$\Sigma R = R_\alpha + R_m + R_{3б} = 0,015 + 7,5 \cdot 10^{-5} + 6,2 \cdot 10^{-4} = 0,015695.$$

Коефіцієнт теплопередачі за (5.12), Вт/(м<sup>2</sup>·К)

$$K = \psi / \Sigma R = 0,625 / 0,015695 = 40.$$

Температура стінки змішувачів за (5.11), °С

$$t_{cm} = \vartheta''_{ек} - K \cdot (\vartheta''_{ек} - t'_g) / \alpha_2 = 460 - 40 \cdot (460 - 105) / 67 = 247,7.$$

Температура точки роси під час спалювання природного газу становить 55 °С. Оскільки  $t_{cm} > t_p + 20$  °С, тобто  $247,66 > 55 + 20$ , то низькотемпературна корозія на поверхнях економайзера не відбуватиметься.

**Приклад 5.2.** Перед димовою трубою димові гази з витратою 4,8 кг/с і температурою 200 °С змішуються з димовими газами, витрата яких 3,8 кг/с, а температура 50 °С. Визначити, чи буде мати місце конденсація пари в димовій трубі діаметром  $D = 1,4$  м, якщо термічний опір стінки труби  $R_{тр} = 1,34$  м<sup>2</sup>·К/Вт, коефіцієнт тепловіддачі від стінки труби до навколишнього середовища з температурою  $t_{нс} = -15$  °С становить 20 Вт/(м<sup>2</sup>·К), а температура точки роси 50 °С.

### Розв'язання

Густина та теплоємність потоків димових газів для заданих температур за [11]:  $\rho_1 = 0,748$  кг/м<sup>3</sup>;  $Cp_1 = 1,097$  кДж/(кг·К);  $\rho_2 = 1,122$  кг/м<sup>3</sup>;  $Cp_2 = 1,055$  кДж/(кг·К).

Об'ємні витрати потоків, газів, м<sup>3</sup>/с

$$\begin{aligned} V_1 &= G_1 / \rho_1 = 4,8 / 0,748 = 6,417, \\ V_2 &= G_2 / \rho_2 = 3,8 / 1,122 = 3,387. \end{aligned}$$

Загальна об'ємна витрата суміші газів, м<sup>3</sup>/с

$$V_{cm} = V_1 + V_2 = 6,417 + 3,387 = 9,804.$$

Загальна масова витрата суміші газів, кг/с

$$G_{cm} = G_1 + G_2 = 4,8 + 3,8 = 8,6.$$

Масова частка потоків газів у суміші

$$g_1 = G_1/G_{cm} = 4,8/8,6 = 0,558,$$
$$g_2 = 1 - g_1 = 1 - 0,558 = 0,442.$$

Теплоємність суміші газів, кДж/(кг·К)

$$Cp_{cm} = Cp_1 \cdot g_1 + Cp_2 \cdot g_2 = 1,097 \cdot 0,558 + 1,055 \cdot 0,442 = 1,0784.$$

Ентальпія суміші газів, кДж/кг

$$h_{cm} = Cp_1 \cdot g_1 \cdot t_1 + Cp_2 \cdot g_2 \cdot t_2 = 1,097 \cdot 0,558 \cdot 200 + 1,055 \cdot 0,442 \cdot 50 = 144,64.$$

Температура суміші газів, °С

$$t_{cm} = h_{cm}/Cp_{cm} = 144,64/1,0784 = 134,1.$$

Теплофізичні властивості за [11]:  $\lambda_{cm} = 0,03438$  Вт/(м·К);  
 $\nu_{cm} = 25,481 \cdot 10^6$  м<sup>2</sup>/с;  $Pr_{cm} = 0,683$ .

Площа поперечного перерізу димової труби, м<sup>2</sup>

$$F_{mp} = 0,785 \cdot D_{mp}^2 = 0,785 \cdot 1,4^2 = 1,538.$$

Швидкість суміші газів у димовій трубі, м/с

$$W_{cm} = V_{cm}/F_{mp} = 9,804/1,538 = 6,3745.$$

Критерій Рейнольдса для потоку газів

$$Re_z = W_{cm} \cdot D_{mp} / \nu_{cm} = 6,3745 \cdot 1,4 / (25,481 \cdot 10^6) = 3,5 \cdot 10^5.$$

Критерій Нуссельта для потоку газів

$$Nu_z = 0,021 \cdot Re_z^{0,8} \cdot Pr_z^{0,46} = 0,021 \cdot (3,5 \cdot 10^5)^{0,8} \cdot 0,683^{0,46} = 480.$$

Коефіцієнт тепловіддачі від газів, Вт/(м<sup>2</sup>·К)

$$\alpha_z = Nu_z \cdot \lambda_{cm} / D_{mp} = 480 \cdot 0,03438 / 1,4 = 12.$$

Коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м<sup>2</sup>·К)

$$K = (1/\alpha_z + 1/\alpha_{nc} + R_{mp})^{-1} = (1/12 + 1/20 + 1,34)^{-1} = 0,678.$$

Температура внутрішньої стінки труби, °С

$$t_{cm} = t_{cm} - K(t_{cm} - t_{nc})/\alpha_z = 135 - 0,678[135 - (-15)]/11,789 = 126,37.$$

Отже, конденсації водяної пари в трубі не буде оскільки  $t_{cm} > t_R + 20\text{ }^\circ\text{C}$ , тобто  $126,37\text{ }^\circ\text{C} > 50 + 20\text{ }^\circ\text{C}$ .

### **Запитання для самоперевірки**

1. Внаслідок яких причин виникає зовнішня високотемпературна корозія поверхонь нагріву парогенератора?
2. Які засоби запобігання високотемпературної корозії Вам відомі?
3. Які види внутрішньої корозії труб Вам відомі?
4. Від яких факторів залежить корозійний процес у трубах?
5. Які засоби запобігання внутрішньої корозії труб Вам відомі?
6. Що розуміють під зовнішньою низькотемпературною корозією?
7. Від яких основних факторів залежить інтенсивність низькотемпературної корозії труб?
8. Від яких факторів залежить температура точки роси в разі спалювання твердих і рідких палив?
9. Які основні заходи для запобігання низькотемпературної корозії Ви знаєте?

## **6 ОСНОВИ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ВИПРОБУВАНЬ ПАРОГЕНЕРАТОРА**

### **6.1 Класифікація і організація випробувань**

Промислово-експлуатаційні випробування парогенераторів здійснюються з метою визначення енергетичних характеристик і оптимальних режимів роботи парогенератора, перевірки гарантійних умов, виявлення особливостей та недоліків, а також навчання обслуговуючого персоналу правильним і раціональним методам роботи. Вони поділяються на три категорії й відрізняються, переважно, об'ємом і точністю вимірювань.

До першої категорії належать приймально-здавальні випробування, під час яких перевіряються гарантії заводу-виготовлювача за основними показниками: паровидатністю, параметрами, якістю пари, ККД, характеристиками допоміжного устаткування. В процесі випробувань визначаються всі теплові втрати, теплосприймання поверхонь нагріву, повітряний баланс топки та інше. Це випробування здійснюється в початковий період роботи після монтажу парогенератора.

До другої категорії належать експлуатаційні (балансові) випробування, мета яких полягає у визначенні нормативних характеристик, оптимальних режимів роботи (режимних карт), фактичної енергоефективності. Вони здійснюються після реконструкції, а також за умови роботи парогенератора на іншому виді палива. В процесі випробувань визначається: можливість довготривалої роботи з максимальним і мінімальним навантаженням; теплові втрати за зворотним тепловим балансом; аеродинамічні характеристики і характеристики допоміжного устаткування.

До третьої категорії належать режимно-налагоджувальні випробування, метою яких є налагоджування режимів роботи парогенератора, визначення оптимальних значень його окремих показників і максимального навантаження з різним складом допоміжного устаткування.

Випробування першої та другої категорії здійснюється за умови усталених режимів з обов'язковим зведенням теплового балансу. Для випробувань третьої категорії застосовують спрощені методи, які дають можливість визначити окремі зміни параметрів, необхідних для оптимізації режимів.

Перед початком випробувань виконується комплекс підготовчих робіт: знайомство з технічною документацією (паспортом парогенератора); огляд з метою оцінення стану і оснащеності засобами вимірювання; складання і погодження програм випробування та інше. Після виконання підготовчих робіт і усунення помічених недоліків здійснюється перевірка готовності парогенератора і допоміжного устаткування до випробувань; навчання спостерігачів, які закінчуються перевіркою їх роботи під час учбового досліду з наступним розбором і корекцією їх дій.

Основні досліді розпочинаються тільки після попередніх, які здійснюються з метою виявлення загальної картини роботи парогенератора і перевірки попередніх висновків, складених за даними звітної технічної документації. Тривалість роботи парогенератора перед випробуванням має становити не менше як 48 – 60 год. На початку попередніх дослідів перевіряють здатність парогенератора працювати з максимальним і мінімальним навантаженням. Під час попередніх дослідів перевіряється розподіл палива і повітря між пальниками, визначаються частки просмоктування повітря в топку та газоходи, які порівнюються з нормативними. Балансові досліді розпочинають після усунення недоліків, виявлених під час попередніх дослідів. Одночасно здійснюють необхідні реконструктивні засоби, що дозволяють підвищувати точність трудомістких балансових дослідів.

Балансові випробування здійснюються для певного усталеного навантаження, коливання якого не мають перевищувати  $\pm 5\%$ , а коливання температури перегрітої пари  $\pm 3\%$ . В цьому випадку температура відхідних газів і коефіцієнт надлишку повітря в топці мають залишатись критично незмінними. Ряд параметрів (тиск і температура перегрітої пари, температури димових газів у газоходах, температура живильної води і повітря) вимірюють спеціальними приладами. Аналіз димових газів здійснюється в трьох перерізах: на  $\text{RO}_2$  і  $\text{O}_2$  за пароперегрівником; на  $\text{RO}_2$ ,  $\text{O}_2$ ,  $\text{CO}$ ,  $\text{H}_2$ ,  $\text{CH}_4$  за повітропідігрівником; на  $\text{RO}_2$  або  $\text{O}_2$  за димососом. Для обчислень коефіцієнтів надлишку повітря використовують дані аналізу газів на вміст  $\text{CO}$ ,  $\text{O}_2$ . Точність визначення ККД брутто за методом зворотного балансу не має перевищувати  $\pm 1,5\%$ . Витрати електроенергії на власні потреби визначають за допомогою експлуатаційних лічильників, які перевірені за схемою двох ватметрів.

## **6.2 Аналіз продуктів згорання палива**

Цей аналіз дозволяє за даними показань ручних і автоматичних газоаналізаторів налагоджувати топкові процеси, визначати коефіцієнти надлишку повітря в топці та газоходах, а також втрати теплоти від хімічної неповноти згорання і втрати з відхідними газами. Для експлуатаційних випробувань застосовують газоаналізатори ОКСИ, Testo та ін., які крім вмісту триатомних газів  $\text{RO}_2$  і кисню  $\text{O}_2$ , визначають вміст  $\text{CO}$ ,  $\text{H}_2$ ,  $\text{CH}_4$ . Відсмоктування газів із газоходів здійснюється за допомогою ежекторів. Гази відбираються із кількох точок перерізу газоходу за допомогою спеціальних газовідбірних пристроїв. Протягом дослідів достатньо зробити 3-5 аналізів продуктів згорання палива. Результати аналізу відносять до об'єму сухих продуктів згорання, оскільки водяна пара в процесі здійснення аналізу конденсується і тому не враховується. Ця особливість відповідним чином сформувала теоретичні методи визначення величини  $\alpha_T$  і  $q_3$  та відбилась на узагальненні методик розв'язування задач

матеріального і теплового балансів. Один із напрямків узагальнення полягає у введенні паливних характеристик], які являють собою відношення питомих об'ємів окислювача або різних компонентів продуктів згорання.

Для будь-якого палива завжди відомий його склад і теоретичні ( $\alpha_m = 1$ ) об'єми,  $\text{м}^3/\text{кг}$  або  $\text{м}^3/\text{м}^3$ : повітря –  $V^0$ ; водяної пари –  $V^0_{H_2O}$ ; триатомних газів –  $V_{RO_2}$ ; азоту –  $V^0_{N_2}$ ; продуктів згорання –  $V^0_{\Sigma}$ . Це дозволяє визначити такі паливні характеристики:

$$V^0_{c_2} = V^0_{N_2} + V_{RO_2} = V^0_{\Sigma} - V^0_{H_2O}; \quad \gamma = V^0_{c_2} / V^0; \quad RO_{2max} = 100 \cdot (V_{RO_2} / V^0_{c_2}), \quad (6.1)$$

де  $V^0_{c_2}$  – теоретичний об'єм сухих газів.

За умови неповного згорання палива матеріальний баланс продуктів згорання визначається за формулою, %

$$RO_2 + O_2 + N_2 + (CO + H_2 + CH_4) = 100, \quad (6.2)$$

де складові, які стоять у дужках, характеризують складові неповного згорання палива.

Ідея визначення компонентів хімічної неповноти згорання в топкових газах полягає в тому, що незалежно від фактичної неповноти згорання палива, матеріальний баланс димових газів може бути приведений до умов повного згорання. Тому на відміну від класичного подання результатів газового аналізу в координатах  $RO_2$  і  $O_2$ , матеріальний баланс продуктів згорання має розглядатись в координатах:

$$RO_2^* = (RO_2 + CO + CH_4) / \delta; \quad (6.3)$$

$$O_2^* = [O_2 - 0,5 \cdot (CO + H_2) - CH_4] / \delta,$$

де 
$$\delta = 1 - (0,5CO + 1,5H_2 + 2CH_4) / 100. \quad (6.4)$$

В разі спалювання твердого палива в формулі (6.3) додається величина  $C = 1,865 \cdot K_c / V^0_{c_2}$ , а в формулі (6.4) ця величина віднімається. Коефіцієнт  $K_c$  визначається за формулою

$$K_c = A^p \cdot [\alpha_g \cdot \Gamma_g / (100 - \Gamma_g) + (1 - \alpha_g) \Gamma_{ш} / (100 - \Gamma_{ш})], \quad (6.5)$$

де  $A^p$  – зольність робочого палива, %;

$\alpha_g$  – частка виносу золи;

$\Gamma_g$  і  $\Gamma_{ш}$  – вміст паливних речовин у виносі та шлаку, які визначаються за лабораторним аналізом золи і шлаку.

Тоді дійсний об'єм сухих продуктів згорання дорівнює

$$V^0_{c_2} = V_{c_2} + 0,5CO + 1,5H_2 + 2CH_4, \quad (6.6)$$

де  $V_{c_2} = V^0_{c_2} + (\alpha - 1) \cdot V^0$ .

Останній вираз свідчить про те, що наявність в димових газах компонентів хімічної неповноти згорання збільшує фактичний об'єм сухих продуктів згорання. Крім того, за умови, що об'єм повітря є достатнім для



теоретичного спалювання палива, втрата теплоти від хімічної неповноти згорання  $q_3$  не впливає на значення питомого об'єму димових газів, оскільки зменшення об'єму двоокису вуглецю компенсується однаковим об'ємом кисню, який не використаний в процесі горіння.

Враховуючи, що об'єм триатомних газів не залежить від коефіцієнта надлишку повітря, можна записати

$$RO_{2max} \cdot V_{ce}^0 = RO_2^* [V_{ce}^0 + (\alpha - 1)V^0]. \quad (6.7)$$

В разі повного згорання справедливим є співвідношення

$$RO_2^* / RO_{2max} + O_2^* / 21 = 1. \quad (6.8)$$

На підставі викладеного вище можна отримати формули для визначення коефіцієнта надлишку повітря за результатами газового аналізу в будь-якому перерізі газового тракту парогенератора

$$\alpha = 1 + \gamma \cdot O_2^* / (21 - O_2^*); \quad (6.9)$$

$$\alpha = 1 + \gamma \cdot (RO_{2max} / RO_2^* - 1); \quad (6.10)$$

$$\alpha = 1 + (V_{ce} - V_{ce}^0) / V^0. \quad (6.11)$$

Співвідношення між величинами  $RO_2$  і  $O_2$  має вигляд

$$O_2^* = 0,952 (RO_{2max} / RO_2^* - 1). \quad (6.12)$$

Залежності (6.9) і (6.10) дозволяють за результатами газового аналізу побудувати номограму для визначення коефіцієнта надлишку повітря для палива певного типу (рис. 6.1).

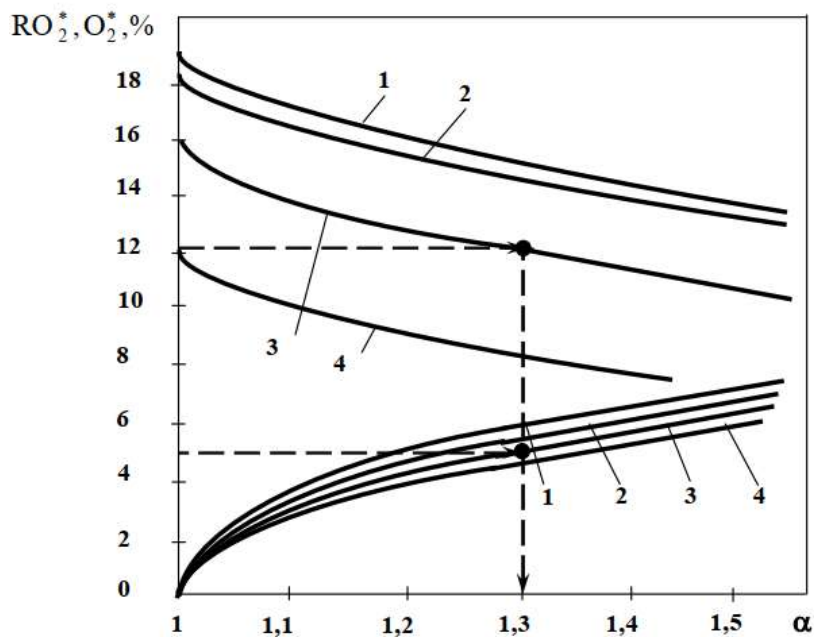


Рисунок 6.1 – Залежності  $RO_2^*$  і  $O_2^*$  від коефіцієнта надлишку повітря:  
1 – кам'яне вугілля; 2 – буре вугілля; 3 – мазут; 4 – природний газ.

У випадках, коли точний склад робочого палива визначити неможливо, коефіцієнт надлишку повітря рекомендується визначати за формулою

$$\alpha = N_2^* / (N_2^* - 3,76 \cdot O_2^* \cdot \delta), \quad (6.13)$$

де  $N_2^* = 100 - (RO_2 + O_2 + CO + CH_4)$ .

Частка присмоктування повітря в певний газохід визначається як різниця між визначеними значеннями  $\alpha$  на виході з цього газоходу і на вході в нього, тобто

$$\Delta\alpha = \alpha'' - \alpha'. \quad (6.14)$$

В процесі експлуатації  $\Delta\alpha$  орієнтовно можна визначати за аналізом  $RO_2$  на вході в газохід і на виході з нього, тобто

$$\Delta\alpha = (RO_2' - RO_2'') / RO_2''. \quad (6.15)$$

Визначення величини присмоктувань повітря в топку,  $\alpha$ , особливо, в систему пилопідготовки на практиці виявляються дуже складними. Виявлення щільності топкових камер потребує зведення повного повітряного і газового балансів парогенератора, які здійснити дуже важко. Тому для визначення присмоктувань в топці запропоновано інші методи. Зокрема пропонується частку присмоктувань в топці  $\Delta\alpha_T$  визначити як різницю коефіцієнтів надлишку повітря під час роботи топки з номінальним розрідженням  $\alpha_{роз}$  і за умови роботи топки з надлишковим тиском  $\alpha_p$  (під наддувом), а саме

$$\Delta\alpha_m = \alpha_{роз} - \alpha_p. \quad (6.16)$$

Водночас підтримується сталим навантаження парогенератора ( $D=0,8D_{ном}$ ) і однакова витрата повітря, яка за даними газового аналізу забезпечує повне згорання або мінімальну неповноту згорання палива. Після цього, дистанційно прикриваючи шибери димососа, установлюють нульове значення розрідження в топці за умови сталої витрати повітря і здійснюють аналіз продуктів згорання. За визначеними значеннями  $\alpha_{роз}$  і  $\alpha_p$  визначають величину  $\Delta\alpha_T$ . Недоліком цього методу є те, що робота під наддувом характеризується виходом продуктів згорання з верхньої частини топки. Однак за умови належної організації роботи для здійснення необхідних вимірювань вистачає 5 – 8 хв.

Частка присмоктувань повітря в газоходи парогенератора загалом може визначатися із повітряного і теплового балансу першого ступеня повітропідігрівника. Для цього необхідно визначити до і після ступеня такі величини:  $\alpha'$  і  $\alpha''$ , за значеннями яких визначається середня величина  $\alpha_{cp} = 0,5(\alpha' + \alpha'')$ ; температура димових газів  $v'$  і  $v''$  і різниця температур  $\Delta v = v' - v''$ ; температури повітря  $t'$  і  $t''$  і різниця температур  $\Delta t = t'' - t'$ . Далі складається тепловий баланс

$$(\alpha \cdot V_{cz}^0 \cdot C_{pz} + V_{H_2O} \cdot C_{pH_2O}) \cdot \Delta v = \rho \cdot V^0 \cdot C_{pнв} \cdot \Delta t, \quad (6.17)$$

де  $\rho = V_{нв}^0 / V^0$ ;

$V_{нв}$  і  $V_{H_2O}$  – об'єм повітря, який надходить із повітропідігрівника і водяної пари в димових газах, відповідно;

$C_{pz}$ ,  $C_{pH_2O}$  і  $C_{pнв}$  – середня теплоємність газів, водяної пари і повітря.

Із останнього рівняння одержимо

$$\rho = (\alpha \cdot V_{cz}^0 \cdot C_{pz} + V_{H_2O} \cdot C_{pH_2O}) \Delta t / (V^0 \cdot C_{pнв} \cdot \Delta v). \quad (6.18)$$

В (6.18) величини  $\alpha$ ,  $\Delta t$  і  $\Delta v$  вимірюються, а інші визначаються для заданого палива. Тоді частка присмоктувань повітря в парогенератор дорівнюватиме

$$\Delta \alpha_{нв} = \alpha - \rho. \quad (6.19)$$

Якщо визначена величина  $\Delta \alpha_{пг}$  перевищує нормативну, газоходи парогенератора необхідно ущільнювати. Нещільності, через які повітря присмоктується в газоходи, визначаються за допомогою смолоскипа або свічки, а також шляхом опресування стиснутим від вентилятора повітрям з добавками порошку крейди або охри. Зрозуміло, що опресування здійснюється в періоди простою парогенератора. Перед опресуванням усі дверці, люки, лази і шибери димососів ретельно закривають. Досвід експлуатації свідчить, що за умови регулярної перевірки і усунення дефектів обмурівки частку присмоктувань повітря в газоходи парогенератора можна зменшити до значень, менших за нормативні.

### 6.3 Теплові втрати і тепловий баланс парогенератора

Тепловий баланс складається для визначення ефективності роботи парогенератора і дає уявлення про досконалість процесів горіння і теплообміну, а також дозволяє контролювати точність здійснених випробовувань. В процесі випробовувань ККД парогенератора визначається не за прямим, а за зворотним тепловим балансом, що дозволяє зменшити абсолютну похибку майже в 3 рази. Тепловий баланс складається для усталеного режиму роботи і для 1 кг палива, що надходить в топку. Його рівняння має вигляд

$$Q_n^H = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6, \quad (6.20, а)$$

або в частках

$$1 = q_1 + q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6 = q_1 + \sum_{i=2}^6 q_i, \quad (6.20, б)$$

де  $q_1 = Q_1 / Q_n^H$  – частка корисної теплоти або ККД парогенератора;

$q_i = Q_i / Q_n^H$  – частки відповідних втрат теплоти.

Наявна теплота палива в (6.20, а) дорівнює

$$Q_n^H = Q_p^H + Q_{\phi n} + Q_{n\phi} + Q_{\phi op}, \quad (6.21)$$

де  $Q_p^H$  – нижча теплота згорання робочого палива;

$Q_{\phi n} = C_{pn} \cdot t_n$  – теплота, яка вноситься в топку з паливом;

$C_{pn}$  і  $t_n$  – теплоємність і температура палива, відповідно;

$Q_{n\phi}$  – теплота, що вноситься в топку з повітрям, якщо воно підігрівається із зовнішнього джерела;

$Q_{\phi op}$  – теплота, яка вноситься в топку паровими форсунками в разі спалювання мазуту.

Найбільша частка втрати теплоти з відхідними газами може визначатись за формулою

$$q_2 = (H_{\phi z} - \alpha_{\phi z} \cdot H_{xn}^0) \cdot (1 - q_4) / Q_n^H \quad (6.22)$$

де  $H_{\phi z} = (V_{c2} \cdot Cp_2 + V_{H2O}) \cdot \vartheta_{\phi z}$  – ентальпія відхідних газів;

$H_{xn}^0 = (Cp_{xn} \cdot t_{xn} + 0,016 \alpha_{n\phi} h_{\phi n}) \cdot V^0 \cdot \alpha_{\phi z}$  – ентальпія холодного повітря;

$q_4$  – частка втрат теплоти від механічної неповноти згорання твердого палива;

$Cp_2$ ,  $Cp_{H2O}$ ,  $Cp_{xn}$  – теплоємності сухих димових газів, водяної пари і холодного повітря;

$\alpha_{\phi z}$  – коефіцієнт надлишку повітря у відхідних газах;

$\alpha_{n\phi}$  – вологовміст вологого повітря;

$h_{\phi n}$  – ентальпія вологого повітря;

$t_{xn}$  – температура холодного повітря;

$\vartheta_{\phi z}$  – температура відхідних газів.

В разі наявності вбудованого золовловлювача до величини  $H_{\phi z}$  у (6.22) додається величина, яка враховує втрати теплоти із золою, температура якої  $\vartheta_{zl}$ :

$$\Delta H_{zl} = \eta_{zl} \cdot \alpha_{\phi z} \cdot A^p [(C\vartheta_{zl})_{zl} - [(C\vartheta_{\phi z})_{zl}] / 100, \quad (6.23)$$

де  $\eta_{zl}$  – ККД золовловлювача;

$A^p$  – зольність робочої маси палива;

$(C\vartheta_{zl})_{zl}$  – ентальпія золи з температурою  $\vartheta_{zl}$ ;

$(C\vartheta_{\phi z})_{zl}$  – ентальпія золи з температурою відхідних газів.

Для спрощення розрахунків  $q_2$  на практиці використовують емпіричні формули, які дають похибку менше 0,4 %.

Формула М. Б. Равича має вигляд:

$$q_2 = (a \cdot \alpha_{\phi z} + b) \cdot [\vartheta_{\phi z} - \alpha_{\phi z} \cdot t_{xn} / (\alpha_{\phi z} + c) \cdot 0,01 \cdot (1 - q_4)], \quad (6.24)$$

де  $a=3,52$ ,  $b=0,4$ ,  $c=0,16$  для твердого палива;

$a = 3,5$ ,  $b = 0,63$ ,  $c = 0,18$  для рідких палив;

$a = 3,53$ ,  $b = 0,63$ ,  $c = 0,18$  для газоподібних палив;

Авторами для визначення витрат  $q_2$  отримано формулу

$$q_2 = [(a \cdot \alpha_{\phi z} + 0,00782) t_{\phi z} - \exp(0,453 \cdot \alpha_{\phi z} - 0,3322)] \cdot \theta_x^{0,33} - x \cdot (1 - q_4) / 100, \quad (6.25)$$

де  $a = 0,0328$  для твердого палива;  $a = 0,0329$  мазуту;  $a = 0,0335$  для газоподібних палив;  $\theta_x = 293/(t_{xn} + 273)$ .

Частка втрат теплоти від хімічної неповноти згоряння палива залежить від вмісту в димових газах  $CO$ ,  $H_2$ ,  $CH_4$ ,  $C_nH_m$  і визначають за формулою

$$q_3 = V_{cz} \cdot (126,4 \cdot CO + 108 \cdot H_2 + 358,2 \cdot CH_4 + 591,2 \cdot C_nH_m) / (100 \cdot Q_n^H). \quad (6.26)$$

Втрати теплоти від механічної неповноти згоряння палива зумовлено наявністю недопаленого палива в золі та жужелиці, які викидають у бункери із газоходів і золоуловлювачів. Вони можуть бути обчислені за балансом золи палива або шляхом визначення окремих складових цих втрат. У випадках, коли кількість вогнищевих залишків не вимірюється, частинки їх в золі та жужелиці визначаються за табличними даними.

Частка втрат теплоти від механічної неповноти згоряння обчислюється за формулою:

$$q_4 = [0,32 \cdot A^p \cdot (a_{шл} \cdot \Gamma_{шл}) / (100 - \Gamma_{шл}) + a_{зл} \cdot \Gamma_{зл} / (100 - \Gamma_{зл}) + a_g \cdot \Gamma_g / (100 - \Gamma_g)] / (100 \cdot Q_n^H), \quad (6.27)$$

де  $a_{шл}$ ,  $a_{зл}$ ,  $a_g$  – частки виходу шлаку, золи і виносу, відповідно;

$\Gamma_{шл}$ ,  $\Gamma_{зл}$ ,  $\Gamma_g$  – відсотковий вміст горючих у жужелиці золі та виносі, відповідно.

За умовами безпосереднього вимірювання вогнищевих залишків значення  $q_4$  визначається за співвідношенням

$$q_4 = 0,32 \cdot (G_{шл} \cdot \Gamma_{шл} + G_{зл} \cdot \Gamma_{зл} + G_g \cdot \Gamma_g) / (100 \cdot B), \quad (6.28)$$

де  $B$  – витрата палива;

$G_{шл}$ ,  $G_{зл}$ ,  $G_g$  – витрати жужелиці, золи і виносу, відповідно.

Частка втрат теплоти в зовнішнє середовище визначається за нормативними графіками [7, 8] залежно від номінальної паровидатності. Якщо паровидатність відрізняється від номінальної, то відносні втрати визначаються за формулою

$$q_{5i} = q_{5ном} \cdot (D_i / D_{ном}), \quad (6.29)$$

де  $D_i$  – поточна паро видатність,

$q_{5ном}$  – визначається за довідковими даними [7, 8].

Частка втрат теплоти зі шлаком за умови камерного спалювання твердого палива незалежно від типу шлаковидалення, обчислюється за формулою

$$q_6 = 0,01 \cdot A^p \cdot [a_{шл} \cdot (C_{pшл} \cdot t_{шл})] / Q_n^H, \quad (6.30)$$

де  $(C_{pшл} \cdot t_{шл}) = 1206$  кДж/кг для твердого шлаковидалення і  $(C_{pшл} \cdot t_{шл}) = 2512$  кДж/кг для рідкого шлаковидалення.

Коефіцієнти корисної дії бруто парогенератора за зворотним балансом

$$\eta_{ng}^{op} = 1 - (q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6). \quad (6.31)$$

Теплова потужність парогенератора, МВт

$$Q_{nz} = [D_n \cdot (h_n - h'_{жсв}) + D_{nn} \cdot (h'' - h'_{жсв}) + D_{np} \cdot (h'_{np} - h'_{кв}) + D_{nn} \cdot (h_{2nn} - h_{1nn})] \cdot 10^{-3}, \quad (6.32)$$

де  $D_n$ ,  $D_{nn}$ ,  $D_{np}$ ,  $D_{nn}$  – витрати перегрітої пари;

$h_{1nn}$  і  $h_{2nn}$  – ентальпія пари до проміжного перегріву і після нього;

$h_n$  і  $h''$  – ентальпія перегрітої пари та насиченої пари;

$h'_{np}$  і  $h'_{жсв}$  – ентальпія продувальної та живильної води.

Якщо витрата продувальної води не вимірюється, то її витрата обчислюється за формулою

$$D_{np} = D \cdot (S_{кв} - S_n) / (S_{np} - S_{кв}), \quad (6.33)$$

де  $S_{кв}$ ,  $S_n$ ,  $S_{np}$  – солеміст живильної води, пари та продувальної води, відповідно.

Витрата робочого палива

$$B = Q_{nz} / (Q_n^H \cdot \eta_{nz}^{\text{пр}}). \quad (6.34)$$

Теплове напруження топкового об'єму

$$q_v = Q_n^H \cdot B / V_m, \quad (6.35)$$

де  $V_m$  – об'єм топки.

Теплове напруження перерізу топкової камери

$$q_v = Q_n^H \cdot B / F_m, \quad (6.36)$$

де  $F_m$  – площа перерізу топкової камери.

До витрат теплоти на власні потреби парогенератора відносять: витрати теплоти на підтримання допоміжного устаткування в «гарячому» резерві, на обдувку і розшлаковку поверхонь нагріву, на пилове розпилювання мазуту. До витрат електроенергії на власні потреби відносять: витрати теплоти на електроприводи тягодуттєвих установок і насосів, системи паливopодачі і пилopідготовки, золо- і шлаковидалення, вентилятори гарячого дуття, інше.

Орієнтовний коефіцієнт корисної дії парогенератора нетто становитиме

$$\eta_{nz}^H = [Q_{nz} - \Sigma Q_m^{\text{en}} - \Sigma N_e^{\text{en}} / \eta_{en}^H] / (B \cdot Q_n^H), \quad (6.37)$$

де  $\Sigma Q_m^{\text{en}}$  – сумарна теплова потужність власних потреб;

$\Sigma N_e^{\text{en}}$  – сумарна електрична потужність власних потреб;

$\eta_{en}^H$  – середнє значення ККД нетто електропостачання.

Потужність окремих електроприводів допоміжного обладнання під час випробувань визначається за допомогою ватметрів.

#### 6.4 Складання режимних карт випробувань

Режимна карта являє собою оперативні документи, в яких за результатами експлуатаційних випробувань визначено оптимальні значення основних характеристик і показників роботи парогенератора,

подані в зручній для використання формі (у вигляді таблиці). Режимна карта є обов'язковим провідним документом для обслуговуючого персоналу, який має забезпечувати найбільш економічну роботу для будь-яких режимів завантаження парогенератора. Перед остаточним складанням режимної карти обслуговуючим персоналом здійснюється перевірка можливості підтримання основних показників роботи парогенератора за режимною картою. Режимні карти містять конкретні дані, які дозволяють організувати відповідний режим роботи з найбільш економічними показниками. Загальний вигляд режимної карти парогенератора, який працює на газоподібному паливі, для прикладу наведено в табл. 6.1.

Таблиця 6.1 – Режимна карта парогенератора

Найменування величин	Позначення	Розмірність	Паровидатність, т/год				
			90	100	110	120	130
1	2	3	4	5	6	7	8
Тиск пари в барабані	$P_6$	МПа	9,65	9,7	9,73	9,8	9,9
Температура перегрітої пари	$t_{пп}$	°С	495	497	498	500	500
Температура живильної води	$t_{жв}$	°С	103	103	103	103	104
Вміст $RO_2$ в газах за пароперегрівником	$RO_{2пп}$	%	9,0	9,2	9,3	9,5	9,6
Вміст $RO_2$ у відхідних газах	$RO_{2вг}$	%	8,8	9	9	9,2	9,2
Кількість працюючих вентиляторів	Z	шт	1	2	2	2	2
Відкриття напрямних апаратів вентилятора	-	%	62	34	48	61	74
Навантаження електродвигуна вентилятора	$I_{дв}$	А	58	35	38	40	44
Тиск повітря за вентилятором	$P''_в$	мм вод. ст.	150	170	200	230	270
Тиск повітря за повітрянагрівником	$P''_{пн}$	мм вод. ст.	30	40	50	70	90
Розрідження в топці	$P_T$	мм вод. ст.	2	3	3	3	3
Кількість працюючих димососів	n	шт	1	1	1	1	1
Відкриття напрямних апаратів димососа	-	%	30	33	47	61	73
Навантаження електродвигуна димососа	$I_d$	А	24	27	33	39	47
Розрідження перед димососом	$H_d$	мм вод. ст.	182	190	198	206	220
Температура гарячого повітря	$t_{гп}$	°С	205	220	230	242	254
Температура газів за пароперегрівником	$\vartheta''_{пп}$	°С	440	445	450	455	460
Температура відхідних газів	$\vartheta_{вг}$	°С	108	112	115	117	120

Примітки.

1. Вміст  $RO_2$  за пароперегрівником не має перевищувати 9,8 %.
2. Основні шиберы на пальниках в тракці вторинного повітря мають бути повністю відкритими.
3. Температура повітря перед повітропідігрівником має бути не нижче 25 °С.

## Запитання для самоперевірки

1. Яка мета балансових випробувань парогенератора?
2. Що розуміють під комплексом підготовчих робіт перед випробуванням?
3. Які складові аналізу димових газів характеризують неповноту згорання палива?
4. З якою метою здійснюється аналіз продуктів згорання?
5. Що розуміють під величиною  $RO_{2max}$ ?
6. Як визначають частку присмоктувань повітря
7. Від яких чинників залежать витрати теплоти від хімічної та механічної неповноти згорання палива?
8. Як записується рівняння теплового балансу парогенератора?
9. Від яких чинників залежать витрати теплоти з відхідними газами?
10. Що розуміють під коефіцієнтом корисної дії брутто і нетто?
11. З якою метою складається режимна карта випробувань парогенератора?



## 7 ШКІДЛИВІ ВИКИДИ В АТМОСФЕРУ З ВІДХІДНИМИ ГАЗАМИ ПАРОГЕНЕРАТОРІВ

### 7.1 Викиди оксидів сірки

Рідкі та тверді види органічного палива, які використовуються в теплоенергетиці, у своєму складі мають сірку. За наявності кисню в топці вся сірка окислюється і переходить в газоподібну фазу, переважно у вигляді діоксиду сірки  $SO_2$ . Триоксид сірки  $SO_3$  утворюється як результат каталітичного окиснення  $SO_2$ . Найбільшу каталітичну дію мають солі заліза. Як правило, об'ємна частка  $SO_2$  в продуктах згорання палива становить 97 – 98 %, об'ємна частка  $SO_3$  лише 2 – 3 %. Тому сумарну кількість викидів оксидів сірки  $SO_x = SO_2 + SO_3$  визначають в перерахунку на діоксид сірки  $SO_2$ .

Неналежна точність засобів інструментального контролю концентрації шкідливих речовин у відхідних газів, зокрема  $SO_x$ , а також необхідність її оцінення в процесі експлуатації парогенераторів зумовили використання різних розрахункових методик, які мають різний ступінь точності та громіздкості. Вміст  $SO_2$  в продуктах згорання з достатньою для інженерної практики точністю може бути визначений за відомими характеристиками палива та топкового пристрою. Визначення очікуваних викидів оксидів сірки в атмосферу легко здійснюється за наведеною методикою. Для заданої марки палива за [7, 8] визначається робочий склад палива та його характеристики. Далі за формулами (5.5) – (5.7) обчислюється значення  $V_2$ ,  $\beta_{SO_2}$ ,  $O_2$ ,  $SO_3$ . Питомий масовий вміст  $SO_2$  у відхідних газах визначається за формулою, г/кг

$$m = 2860 \cdot (\beta_{SO_2} - 0,01 \cdot SO_3) \cdot V_2 \cdot \alpha^*, \quad (7.1)$$

де  $\alpha^* = \alpha_T / \alpha_{вг}$ .

Масовий викид  $SO_2$  в атмосферу дорівнюватиме, кг/с

$$M_{SO_2} = m \cdot B \cdot 10^{-3}. \quad (7.2)$$

**Приклад 7.1.** Визначити масовий викид  $SO_2$  в атмосферу від парогенератора потужністю 100 МВт, в якому спалюється вугілля марки Г з характеристиками:  $Q_{н}^p = 21,563$  МДж/кг;  $S^p = 2,6$  %;  $V^0 = 5,75$  м<sup>3</sup>/кг;  $V_{г}^0 = 6,23$  м<sup>3</sup>/кг, якщо за результатами випробувань встановлено, що  $\alpha_T = 1,22$ ;  $\alpha_{вг} = 1,4$ ;  $q_F = 7$  МДж/м<sup>2</sup>;  $\eta_{пг} = 0,88$  для номінального навантаження.

### Розв'язання

Об'єм продуктів згорання, м<sup>3</sup>/кг

$$V_2 = V_2^0 + (\alpha_m - 1) \cdot V^0 = 6,23 + (1,22 - 1) \cdot 5,75 = 7,495.$$

Об'ємна частка діоксиду сірки

$$\beta_{SO_2} = 0,007 \cdot S^p / V_2 = 0,007 \cdot 2,6 / 7,495 = 2,428 \cdot 10^{-3}.$$

Вміст надлишкового кисню, %

$$O_2 = 21 \cdot (\alpha_m - 1) \cdot V^0 / V_2 = 21 \cdot (1,22 - 1) \cdot 5,75 / 7,495 = 3,544.$$

Вміст SO<sub>3</sub> в продуктах згорання, %

$$SO_3 = 0,424 \cdot \beta_{SO_2} \cdot O_2^{0,5} \cdot q_F \cdot (D_i / D_n)^2 = 0,424 \cdot 2,428 \cdot 10^{-3} \cdot 3,544^{0,5} \cdot 7 \cdot (1)^2 = 13,85 \cdot 10^{-3}.$$

Питомий масовий вміст SO<sub>2</sub> у відхідних газах, кг/с

$$m_{SO_2} = 2860 \cdot (\beta_{SO_2} - 0,01 \cdot SO_3) \cdot V_2 \cdot (\alpha_m / \alpha_{вг}) = \\ = 2860 \cdot (2,428 - 0,01 \cdot 13,85) \cdot 7,495 \cdot (1,22 / 1,4) = 42,767.$$

Витрата робочого палива в парогенераторі, кг/с

$$B_p = Q_{нз} / (Q_n^h \cdot \eta_{нз}) = 100 / (24,563 \cdot 0,88) = 5,27.$$

Масовий викид SO<sub>2</sub> з відхідними газами, кг/с

$$M_{SO_2} = m_{SO_2} \cdot B \cdot 10^{-3} = 42,767 \cdot 5,27 \cdot 10^{-3} = 0,225.$$

Якщо значення M<sub>SO<sub>2</sub></sub> визначати за наближеною формулою, тоді одержимо

$$M_{SO_2} = 0,02 \cdot B \cdot S^p = 0,02 \cdot 5,27 \cdot 2,6 = 0,274.$$

Розбіжність між результатами становить майже 22 %. Водночас результат є незмінним для будь-якого напруження перерізу топки і будь-яких значень  $\alpha_t$  і  $\alpha_{вг}$ , тобто не залежить від міри форсування топкового процесу і коефіцієнта надлишку повітря в топці.

**Приклад 7.2.** В парогенераторі потужність 100 МВт спалюється мазут з характеристиками:  $Q_n^p = 38,77$  МДж/кг;  $S^p = 2,6$  %;  $V^0 = 10,25$  м<sup>3</sup>/кг;  $V_r^0 = 11$  м<sup>3</sup>/кг. Теплоємність і температура мазуту 2 кДж/(кг·К) і 100 °С, відповідно. За результатами випробувань встановлено, що  $\alpha_t = 1,06$ ;  $\alpha_{вг} = 1,24$ ;  $q_F = 7$  МДж/м<sup>2</sup>;  $\eta_{пт} = 0,9$  для номінального режиму. Визначити масовий викид SO<sub>2</sub>.

### Розв'язання

Наявна теплота палива, кДж/кг

$$Q_n^h = Q_n^p + C_p \cdot t_n = 38770 + 2 \cdot 100 = 38970.$$

Об'єм димових газів, м<sup>3</sup>/кг

$$V_2 = V_2^0 + (\alpha_m - 1) \cdot V^0 = 11 + (1,06 - 1) \cdot 10,2 = 11,612.$$

Об'ємна частка діоксиду сірки

$$\beta_{SO_2} = 0,007 \cdot S^p / V_2 = 0,007 \cdot 2,6 / 11,612 = 1,567 \cdot 10^{-3}.$$

Вміст надлишкового киню, %

$$O_2 = 21 \cdot (\alpha_m - 1) \cdot V^0 / V_2 = 21 \cdot (1,06 - 1) \cdot 10,42 / 11,612 = 1,13.$$

Вміст SO<sub>3</sub> в продуктах згорання, %

$$SO_3 = 0,424 \cdot \beta_{SO_2} \cdot O_2^{0,5} \cdot q_F \cdot (D_i / D_n)^2 = 0,424 \cdot 1,567 \cdot 10^{-3} \cdot 1,13^{0,5} \cdot 7 \cdot (1)^2 = 4,944 \cdot 10^{-3}.$$

Питомий масовий вміст SO<sub>2</sub> у відхідних газах, кг/с

$$m = 2860 \cdot (\beta_{SO_2} - 0,01 \cdot SO_3) \cdot V_2 \cdot (\alpha_m / \alpha_{e2}) = \\ = 2860 \cdot (1,567 - 0,01 \cdot 4,944) \cdot 11,612 \cdot (1,06 / 1,24) = 43,083.$$

Витрата робочого палива, кг/с

$$B_p = Q_{nz} / (Q_n \cdot \eta_{nz}) = 100 / (38,97 \cdot 0,9) = 2,851.$$

Масовий викид SO<sub>2</sub> в атмосферу, кг/с

$$M_{SO_2} = m \cdot B \cdot 10^{-3} = 43,083 \cdot 2,851 \cdot 10^{-3} = 0,123.$$

Масовий викид SO<sub>2</sub> складатиме, кг/с

$$M_{SO_2} = 0,02 \cdot B \cdot S^p = 0,02 \cdot 2,851 \cdot 2,6 = 0,148,$$

що на 20,5 % більше.

Із наведених прикладів можна побачити, що в парогенераторах однакової потужності з однаковим змістом сірки і схожими умовами експлуатації, величина масового викиду оксидів сірки пропорційна витраті робочого палива. Зменшити викиди SO<sub>x</sub> в атмосферу можна за допомогою спеціальних реагентів (з'єднання лужних і лужноземельних солей). Зокрема використовуються дешеві вапняк (CaCO<sub>3</sub>) та вапно (CaO), які додаються безпосередньо в топкову в камеру.

## 7.2 Викиди оксидів азоту

В процесі спалювання палива в топках парогенератора утворюються оксиди азоту двох типів – оксид NO і діоксид NO<sub>2</sub>. В цьому випадку у вихідних газах NO становить до 95 % сумарного викиду оксидів NO<sub>x</sub> = NO + NO<sub>2</sub>. Доокислення NO до NO<sub>2</sub> відбувається вже в атмосфері. Тому масовий викид NO<sub>x</sub> обчислюється за NO<sub>2</sub>. Відомі три механізми утворення оксидів азоту: *термічний*, який утворюється в зоні температур більше 1600 К за рахунок окиснення азоту повітря; *паливний*, який утворюється в зоні температур 800 – 2100 К за рахунок окиснення азоту в паливі (N<sup>p</sup>); *швидкий*, який утворюється внаслідок контакту проміжних

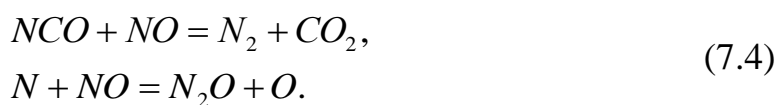
вуглеводневих з'єднань палива (під час спалювання мазуту і газу) з азотом повітря, що надходить в пальники.

Механізм термічного утворення NO був роз'яснений академіком Я. Б. Зельдовичем і практично зводиться до простих реакцій:



Специфіка цих реакцій полягає в тому, що вони ланцюгові. Це означає, що продукт кожної із попередніх реакцій є початковим для наступної. Реакції (7.3) – ендотермічні. Для таких реакцій, згідно з відомим принципом Ле Шательє, підвищення температури сприяє зсуву реакції праворуч, тобто в бік утворення NO. Вихід термічних оксидів азоту стає помітним після температур більше 1200 °C і різко зростає з підвищенням температури.

Другим джерелом утворення оксидів азоту є азот, що міститься в робочому паливі. Ці оксиди називаються паливними. Реакції утворення паливних оксидів починаються в зоні помірних температур  $t \geq 750$  °C. Кілька слів потрібно сказати і про оксид  $N_2O$ , який утворюється внаслідок газофазних реакцій:



Особливість цього оксиду полягає в тому, що тривалість його «життя» в атмосфері дуже велика. В той самий час він не тільки шкідливий для здоров'я, але й сприяє руйнуванню озонового шару і вносить помітний вклад у створення парникового ефекту.

### Утворення термічних оксидів азоту

Коефіцієнт надлишку повітря в зоні горіння

$$\alpha_z = \alpha_m'' - \Delta\alpha_m / 2, \quad (7.5)$$

де  $\Delta\alpha_m$  – частка присмокування повітря в топку.

Коефіцієнт надлишку гарячого повітря, яке надходить із повітропідігрівника

$$\alpha_{zn} = \alpha_z - \Delta\alpha_{nc}, \quad (7.6)$$

де  $\Delta\alpha_{nc}$  – частка присмокування повітря із пилосистеми в пиловугільних топках.

Теплота, яка вноситься з повітрям в топку, кДж/кг

$$Q_{ng} = \alpha_{zn} H_{zn}^0 + (\alpha_m + \Delta\alpha_m) H_{xn}^0, \quad (7.7)$$

де  $H_{zn}^0$  і  $H_{xn}^0$  визначаються із таблиць для заданого палива [7, 8].

Теплота, яка вноситься в топку, кДж/кг

$$Q_m = Q_n^p + Q_{ng} + Q_{fn}, \quad (7.8)$$

де  $Q_{fn}$  – фізична теплота палива.

Далі за формулами (2.2) – (2.10) обчислюється максимальна температура зони горіння, К.

Середня температура газів у топці, К

$$T_{cp} = 0,84 \left[ (T_{\max}^4 + T_m''^4) \right]^{0,25}, \quad (7.9)$$

де  $T_m''$  – абсолютна температура газів на виході з топки.

Питомий приведений об'єм газів для  $\alpha_T = 1$ , м<sup>3</sup>/МДж

$$V_{np} = 0,788 + W_{np}, \quad (7.10)$$

де  $W_{np} = W^p / Q_n^p$  – приведена вологість твердого палива;

$W^p$  – процентний вміст води в робочій масі палива; для мазуту і газу значення  $V_{np}$  дорівнює 0,281 і 0,3, відповідно.

Час перебування димових газів у топці, с

$$\tau_{ng} = 273 \xi / \left[ q_V T_{cp} V_{np} \alpha_m (1+r) \right], \quad (7.11)$$

Тут позначено:  $q_V = BQ_n^p / V_m$  – теплове напруження топкового об'єму, МВт/м<sup>3</sup>;  $V_m$  – об'єм топки;  $\xi$  – коефіцієнт заповнення перерізу топки потоком газів:  $\xi = 0,8$  для зустрічних вихрових пальників;  $\xi = 0,9$  для подових пальників;  $\xi = 0,75$  для однофронтального розташування пальників;  $\xi = 0,7$  для прямотечійних пальників;  $r$  – частка рециркуляції газів у зону горіння.

Величина

$$A = (q_F \Pi / 300)^{0,5}, \quad (7.12)$$

де  $q_F = BQ_n^p / F_m$  – теплове напруження топки, МВт/м<sup>2</sup>;

$F_m$  – площа перерізу топки;

$\Pi$  – периметр топки.

Розрахунковий температурний інтервал активної реакції утворення оксидів азоту, К

$$\Delta T_p = T_{\max}^2 \cdot 10^{-5} / (0,614 + T_{\max} \cdot 10^{-5}), \quad (7.13)$$

Розрахунковий час реакції утворення оксидів азоту в топці, с

$$\tau_p = A\Delta T_p \tau_{nz} / (\vartheta_{ay} + 273 - T_m''), \quad (7.14)$$

де  $\vartheta_{ay}$  — адиабатна умовна температура в топці, яка визначається за (2.4).

Теоретичний час досягнення рівноважної концентрації NO в зоні максимальної температури, с

$$\tau_0 = 0,024 \exp(54290 / T_{\max} - 23), \quad (7.15)$$

Концентрація надлишкового кисню в зоні реакції, кг/м<sup>3</sup>

$$O_2 = \frac{0,2IV^0 \cdot 1,428 [(\alpha_2 - 1) + r(\alpha_{pu} - \alpha_2)]}{[V_2^0 + 1,016(\alpha_2 - 1)V^0](1+r)}, \quad (7.16)$$

де  $\alpha$  — коефіцієнт надлишку повітря в газах рециркуляції ( $\alpha\alpha$ )  $\geq 0,02$ .

Концентрація оксидів азоту, які утворюються за рахунок термічної реакції в зоні ядра факела визначається за формулою, г/м<sup>3</sup>

$$NO_2^{mp} = 7030O_2^{0,5} \exp(-10860 / T_{\max}) \tau_p / \tau_0, \quad (7.17)$$

#### Утворення паливних і швидких оксидів азоту

Утворення оксидів цього виду найбільш інтенсивне в області температур 1850 К. Тому концентрацію оксидів азоту  $NO_2^{mu}$  обчислюють за формулами для двох температурних зон, г/м<sup>3</sup>.

В разі спалювання газоподібних палив, в складі яких відсутній азот, утворюються тільки швидкі оксиди азоту. Концентрація оксидів азоту цього виду обчислюється за формулою

$$NO_2^{mu} = (0,4 - 0,1N^p) N^p \left( \frac{\alpha_2 + r}{1+r} \right)^2 \left( \frac{2100 - T_{\max}}{125} \right)^{0,33}, \quad (7.18)$$

якщо  $2100 \geq T_{\max} > 1850$  К і

$$NO_2^{mu} = 1,25(0,4 - 0,1N^p) N^p \left( \frac{\alpha_2 + r}{1+r} \right)^2 \left( \frac{T_{\max} - 800}{1000} \right)^{0,33}, \quad (7.19)$$

якщо  $1850 \geq T_{\max} > 800$  К.

В разі спалювання газоподібних палив, в складі яких відсутній азот, утворюються тільки швидкі оксиди азоту  $NO_2^{uu}$ . Концентрація оксидів азоту цього виду обчислюється за формулою, г/м<sup>3</sup>

$$NO_2^{uu} = 0,1 \left( \frac{\alpha_2 + r}{1+r} \right)^2 \left( \frac{T'_{\max} - 800}{1000} \right)^{0,33}, \quad (7.20)$$

де  $T'_{\max} = 1,01 \cdot T_{\max}$ .

Зрозуміло, що загальна концентрація оксидів азоту дорівнюватиме,  $\text{г/м}^3$

$$\Sigma NO_2 = NO_2^{mp} + NO_2^{mu}. \quad (7.21)$$

У випадках часткового завантаження парогенератора сумарна концентрація оксидів азоту буде становити,  $\text{г/м}^3$

$$\Sigma NO_2 = NO_2^{mp} (D_i / D_n) + NO_2^{mu} (D_i / D_n)^{0,5}. \quad (7.22)$$

Сумарний викид оксидів азоту в атмосферу дорівнюватиме,  $\text{г/с}$

$$M_{NO_2} = \Sigma NO_2 \cdot V_{\text{вг}} = \Sigma NO_2 \cdot B [V_z^0 + (\alpha_{\text{вг}} - 1)V^0]. \quad (7.23)$$

Із вищевикладеного випливає, що утворення оксидів азоту зменшується у разі зменшення температури горіння, зменшення коефіцієнта надлишку повітря в топці та відхідних газах, зменшення тривалості перебування продуктів згорання в зоні високих температур. Експлуатаційними заходами зменшення викидів азоту в атмосферу є: організація двоступінчастого спалювання зі зменшенням температури горіння, раціональним розміщенням пальників, які працюють з малими надлишками повітря, застосуванням рециркуляції газів безпосередньо в пальники, застосуванням низькотемпературного вихорового спалювання палива (НТВ спалювання). Досвід показує, що в разі двадцятивідсоткової рециркуляції димових газів в зону горіння концентрація оксидів азоту може бути зменшена на 35 – 45 %.

**Приклад 7.3.** Визначити очікуваний викид оксидів азоту в атмосферу із парогенератора з номінальною паровидатністю 75 т/год і з параметрами пари:  $P_n = 4 \text{ МПа}$ ,  $t_n = 445 \text{ }^\circ\text{C}$ . Температура живильної води дорівнює  $140 \text{ }^\circ\text{C}$ , а частка безперервної продувки – 0,035. Температура гарячого і холодного повітря 300 і  $25 \text{ }^\circ\text{C}$ , відповідно. Коефіцієнт надлишку повітря на виході з топки 1,175, а частка присмоктувань повітря в топку і пилосистему 0,05 і 0,1, відповідно. Периметр топки 30 м. Теплове напруження топкового об'єму і перерізу топки становить  $0,165 \text{ МВт/м}^3$  і  $2,7 \text{ МВт/м}^2$ . Паливо – вугілля з характеристиками:  $Q_n^p = 20,47 \text{ МДж/кг}$ ;  $V^0 = 5,83 \text{ м}^3/\text{кг}$ ;  $V_r^0 = 6,28 \text{ м}^3/\text{кг}$ . Топка футерована, коефіцієнт ефективності екранів  $\psi_e = 0,275$ . Пальники вихорові, а температура газів на виході з топки  $1097 \text{ }^\circ\text{C}$ . Вологість палива 10 %, вміст азоту в робочій масі палива 1 %, а ККД парогенератора 0,88,  $\alpha_{\text{вг}} = 1,35$ .

### Розв'язання

Ентальпія перегрітої пари, продувальної та живильної води за [11] становлять 3325, 1087 і 589 кДж/кг, відповідно.

Теплова потужність парогенератора, МВт

$$Q_{nz} = \left[ D(h_0 - h'_{жсв}) + \alpha_{np} D(h'_{np} - h'_{жсв}) \right] \cdot 10^{-3} = \\ = \left[ 20,83(3325 - 589) + 0,035 \cdot 20,83(1087 - 589) \right] \cdot 10^{-3} = 57,4.$$

Витрата робочого палива, кг/с

$$B = Q_{nz} / (Q_n^p \cdot \eta_{nz}) = 57,4 / (20,47 \cdot 0,88) = 3,186.$$

Коефіцієнт надлишку повітря в зоні горіння

$$\alpha_z = \alpha_m'' - \Delta\alpha_m / 2 = 1,175 - 0,05 / 2 = 1,15,$$

Коефіцієнт надлишку повітря після повітропідгрівника

$$\alpha_{zn} = \alpha_z - \Delta\alpha_{nc} = 1,15 - 0,1 = 1,05,$$

Ентальпії гарячого і холодного повітря за температурами [7, 8]:

$$H_{zn}^0 = 2600 \text{ кДж/кг}; H_{xn}^0 = 104,7 \text{ кДж/кг}.$$

Теплота, яка вноситься з повітрям в топку, кДж/кг

$$Q_{nv} = \alpha_{zn} H_{zn}^0 + (\alpha_m + \Delta\alpha_m) H_{xn}^0 = 1,05 \cdot 2600 + (0,05 + 0,1) \cdot 104,7 = 2745,7.$$

Теплота, яка вноситься в топку, кДж/кг

$$Q_m = Q_n^p + Q_{nv} = 20470 + 2745,7 = 23215,7.$$

Очікувана адіабатна температура в топці, °С

$$g_a = 1800(1 + Q_m \cdot 10^{-5}) / \alpha_z = 1800(1 + 23215,7 \cdot 10^{-5}) / 1,15 = 1928,6.$$

Температурний коефіцієнт зміни теплоємностей

$$k_t = (g_a - 1200) / 1000 = (1928,6 - 1200) / 1000 = 0,728.$$

Приведена вологість твердого палива

$$W_{np} = W^p / Q_n^p = 10 / 20,47 = 0,488.$$

Об'ємна ізобарна теплоємність повітря, кДж/(м<sup>3</sup>·К)

$$C'_{pnb} = 1,46 + 0,092k_t = 1,46 + 0,092 \cdot 0,728 = 1,527.$$

Об'ємна ізобарна теплоємність димових газів, кДж/(м<sup>3</sup>·К)

$$C'_{pз} = (1,59 + 0,004W_{np}) + 0,14k_t = (1,59 + 0,004 \cdot 0,488) + 0,14 \cdot 0,728 = 1,694.$$



Умовна адіабатна температура в зоні горіння, °C.

$$\mathcal{G}_{ay} = \frac{Q_m}{(V_e^0 \cdot C'_{pe} + 1,016 \cdot (\alpha_m - 1) \cdot V^0 \cdot C'_{pne})} =$$

$$= \frac{23215,7}{(6,28 \cdot 1,694 + 1,016 \cdot (1,15 - 1) \cdot 5,83 \cdot 1,527)} = 1938,8$$

$$T_{ay} = 1938,8 + 273 = 2211,8 \text{ К}$$

Різниця температур, °C

$$\Delta \mathcal{G} = \mathcal{G}_{ay} - \mathcal{G}_a = 1938,8 - 1928,6 = 10,2.$$

Оскільки  $\Delta \mathcal{G} < 50$  °C, то уточнювати значення  $\mathcal{G}_a$ ,  $C'_{pg}$  і  $C'_{piv}$  не потрібно.

Максимальна температура в зоні горіння

$$T_{\max} = \beta T_{ay} (1 - \psi_e)^{0,25} \cdot m = 0,965 \cdot 2211,8 (1 - 0,275)^{0,25} \cdot 1 = 1970.$$

Теоретичний час досягнення рівноважної концентрації NO в зоні максимальної температури, с

$$\tau_0 = 0,024 \exp(54290 / T_{\max} - 273) = 0,024 \exp(54290 / 1970 - 273) = 2,29.$$

Розрахунковий температурний інтервал активної реакції утворення оксидів азоту, К

$$\Delta T_p = T_{\max}^2 \cdot 10^{-5} / (0,614 + T_{\max} \cdot 10^{-5}) = 1970^2 \cdot 10^{-5} / (0,614 + 1970 \cdot 10^{-5}) = 61,24.$$

Середня температура газів у топці, К

$$T_{cp} = 0,84 \left[ (T_{\max}^4 + T_m^4) \right]^{0,25} = 0,84 \left[ (1970^4 + (1097 + 273)^4) \right]^{0,25} = 1744.$$

Час перебування димових газів у топці, с

$$\tau_{nz} = 273 \xi / [q_V T_{cp} V_{np} \alpha_m (1 + r)] =$$

$$= 273 \cdot 0,8 / (0,167 \cdot 1744 \cdot 0,278 \cdot 1,175 \cdot 1) = 2,3.$$

Величина

$$A = (q_F \Pi / 300)^{0,5} = (2,7 \cdot 30 / 300)^{0,5} = 0,52.$$

Розрахунковий час реакції утворення оксидів азоту в топці, с

$$\tau_p = A \Delta T_p \tau_{nz} / (\mathcal{G}_{ay} - T_m) = 0,52 \cdot 61,24 \cdot 2,3 / (2211,8 - 1370) = 0,087.$$

Концентрація надлишкового кисню в зоні реакції, кг/м<sup>3</sup>

$$O_2 = \frac{0,21V^0 \cdot 1,428 [(\alpha_2 - 1) + r(\alpha_{py} - \alpha_2)]}{[V_2^0 + 1,016(\alpha_2 - 1)V^0](1+r)} =$$

$$= \frac{0,21 \cdot 5,83 \cdot 1,428 [(1,15 - 1)]}{[6,28 + 1,016(1,15 - 1) \cdot 5,83]} = 0,0041.$$

Вихід оксидів азоту за рахунок термічної реакції, г/м<sup>3</sup>

$$NO_2^{mp} = 7030O_2^{0,5} \exp(-10860 / T_{\max}) \tau_p / \tau_0 =$$

$$= 7030 \cdot 0,0041 \exp(-10860 / 1970) 0,087 / 2,29 = 0,38.$$

Вихід паливних і швидких оксидів азоту, г/м<sup>3</sup>

$$NO_2^{mu} = (0,4 - 0,1N^p) N^p \left( \frac{2100 - T_{\max}}{125} \right) =$$

$$= (0,4 - 0,1 \cdot 1) 1 \left( \frac{2100 - 1970}{125} \right)^{0,33} = 0,304.$$

Сумарна концентрація оксидів азоту, г/м<sup>3</sup>

$$\Sigma NO_2 = NO_2^{mp} + NO_2^{mu} = 0,38 + 0,34 = 0,684.$$

Витрата димових газів, м<sup>3</sup>/с

$$V_{\text{вз}} = [V_2^0 + (\alpha_{\text{вз}} - 1)V^0] B = [6,28 + (1,35 - 1) \cdot 5,83] \cdot 3,186 = 26,509.$$

Масовий викид оксидів азоту в атмосферу, г/с

$$M_{NO_x} = V_{\text{вз}} \cdot \Sigma NO_2 = 26,509 \cdot 0,684 = 18,132.$$

**Приклад 7.4.** В топці парогенератора потужністю 57,4 МВт спалюється природний газ із характеристиками 8:  $Q_n^c = 35,88 \text{ МДж/м}^3$ ;  $V^0 = 9,52 \text{ м}^3/\text{м}^3$ ;  $V_r^0 = 10,68 \text{ м}^3/\text{м}^3$ . Коефіцієнт надлишку повітря в топці 1,05, а частка присмотувань повітря в топку і газоходи 0,05 і 0,25, відповідно. Температура газів на виході з топки 1137 °С, а температура холодного і гарячого повітря 25 і 300 °С, відповідно. Периметр топки 30 м, а теплові напруження  $q_v = 0,165 \text{ МВт/м}^3$  і  $q_F = 2,7 \text{ МВт/м}^2$ ; коефіцієнт ефективності екранів 0,37. Пальники бокові зустрічні вихорові; ККД парогенератора 0,927. Визначити масовий викид оксидів азоту.

### Розв'язання

Витрата робочого палива, кг/с

$$B = Q_{nc} / (Q_n^c \cdot \eta_{nc}) = 57,4 / (35,88 \cdot 0,927) = 1,725.$$

Коефіцієнт надлишку повітря у відхідних газах

$$\alpha_{\text{вз}} = \alpha_m + \Delta\alpha_z = 1,05 + 0,25 = 1,3,$$

Витрата відхідних газів, м<sup>3</sup>/с

$$V_{\text{вз}} = V_z^0 + 1,016(\alpha_{\text{вз}} - 1)V^0 = 10,68 + 1,016(1,3 - 1) \cdot 9,52 = 13,58.$$

Коефіцієнт надлишку повітря в зоні горіння

$$\alpha_z = \alpha_m'' - \Delta\alpha_m / 2 = 1,05 - 0,05 / 2 = 1,025,$$

Витрата димових газів в зоні горіння, м<sup>3</sup>/с

$$V_{\text{вз}} = V_z^0 + 1,016(\alpha_{\text{вз}} - 1)V^0 = 10,68 + 1,016(1,025 - 1) \cdot 9,52 = 10,92.$$

Теоретичні ентальпії гарячого і холодного повітря для заданих температур за [8]  $H_{\text{zn}}^0 = 3838$  кДж/м<sup>3</sup>;  $H_{\text{xn}}^0 = 357$  кДж/м<sup>3</sup>

Теплота, яка вноситься з повітрям в топку, кДж/м<sup>3</sup>

$$Q_m = Q_{\text{н}}^c + H_{\text{zn}}^0 + \Delta\alpha_m H_{\text{xn}}^0 = 35880 + 3838 + 0,05 \cdot 357 = 39736.$$

Очікувана адіабатна температура в топці, °С

$$g_a = 1950(1 + 0,36Q_m \cdot 10^{-3}) / \alpha_z = 1950(1 + 0,36 \cdot 39736 \cdot 10^{-3}) / 1,025 = 2175.$$

$$T_a = 2175 + 273 = 2448 \text{ К.}$$

Температурний коефіцієнт зміни теплоємностей

$$k_t = (g_a - 1200) / 1000 = (2175 - 1200) / 1000 = 0,975.$$

Об'ємна ізобарна теплоємність повітря, кДж/(м<sup>3</sup>·К)

$$C'_{\text{пнв}} = 1,46 + 0,092k_t = 1,46 + 0,092 \cdot 0,975 = 1,55.$$

Об'ємна ізобарна теплоємність димових газів, кДж/(м<sup>3</sup>·К)

$$C'_{\text{пг}} = 1,57 + 0,134k_t = 1,57 + 0,134 \cdot 0,975 = 1,7.$$

Умовна адіабатна температура в зоні горіння, °С.

$$g_{\text{ay}} = \frac{Q_m}{(V_z^0 \cdot C'_{\text{пг}} + 1,016 \cdot (\alpha_m - 1) \cdot V^0 C'_{\text{пнв}})} =$$
$$= \frac{39736}{(10,68 \cdot 1,7 + 1,016 \cdot (1,025 - 1) \cdot 9,52 \cdot 1,55)} = 2160.$$

$$T_{\text{ay}} = 2160 + 273 = 2433 \text{ К.}$$

Різниця температур

$$\Delta \vartheta = \vartheta_{ay} - \vartheta_a = 2160 - 2175 = -15 < 50 \text{ }^\circ\text{C}.$$

тому уточнювати значення  $\vartheta_a$ ,  $C'_{pg}$  і  $C'_{pnb}$  не потрібно.

Максимальна температура в зоні горіння, К

$$T_{\max} = 1,01 T_{ay} (1 - \psi_e)^{0,25} = 1,01 \cdot 2433 \cdot 0,97 (1 - 0,37)^{0,25} = 2123.$$

Теоретичний час досягнення рівноважної концентрації NO в зоні максимальної температури горіння, с

$$\tau_0 = 0,024 \exp(54290 / T_{\max} - 273) = 0,024 \exp(54290 / 1970 - 23) = 0,314.$$

Температурний інтервал активної реакції утворення оксидів азоту, К

$$\Delta T_p = T_{\max}^2 \cdot 10^{-5} / (0,614 + T_{\max} \cdot 10^{-5}) = 2123^2 \cdot 10^{-5} / (0,614 + 2123 \cdot 10^{-5}) = 70,95.$$

Середня температура газів у топці, К

$$T_{cp} = 0,84 \left[ (T_{\max}^4 + T_m^4) \right]^{0,25} = 0,84 \left[ (2123^4 + (1137 + 273)^4) \right]^{0,25} = 1864.$$

Час перебування димових газів у топці, с

$$\begin{aligned} \tau_{nz} &= 273 \xi / (q_V T_{cp} V_{np} \alpha_m) = \\ &= 273 \cdot 0,8 / (0,165 \cdot 1864 \cdot 0,3 \cdot 1,05) = 2,25. \end{aligned}$$

Величина

$$A = (q_F \Pi / 300)^{0,5} = (2,7 \cdot 30 / 300)^{0,5} = 0,52.$$

Розрахунковий час реакції утворення оксидів азоту в топці, с

$$\tau_p = A \Delta T_p \tau_{nz} / (T_{ay} - T_m) = 0,52 \cdot 70,95 \cdot 2,25 / (2433 - 1410) = 0,808.$$

Концентрація надлишкового кисню в зоні реакції, кг/м<sup>3</sup>

$$O_2 = 0,21 V^0 \cdot 1,428 (\alpha_z - 1) / V = 0,21 \cdot 9,52 \cdot 1,428 (1,025 - 1) / 10,92 = 0,0065.$$

Вихід оксидів азоту за рахунок термічної реакції, г/м<sup>3</sup>

$$\begin{aligned} NO_2^{mp} &= 7030 O_2^{0,5} \exp(-10860 / T_{\max}) \tau_p / \tau_0 = \\ &= 7030 \cdot 0,0065^{0,5} \exp(-10860 / 2123) 0,088 / 0,314 = 0,627. \end{aligned}$$

Вихід паливних і швидких оксидів азоту, г/м<sup>3</sup>

$$NO_2^{uu} = [0,1(T'_{\max} - 800) \cdot 10^{-3}]^{0,33} = 0,11,$$

Сумарна концентрація оксидів азоту, г/м<sup>3</sup>

$$\Sigma NO_2 = NO_2^{mp} + NO_2^{uu} = 0,627 + 0,11 = 0,737.$$

Масовий викид оксидів азоту в атмосферу, г/с

$$M_{NO_2} = BV_{\text{вз}} \cdot \Sigma NO_2 = 1,725 \cdot 13,58 \cdot 0,737 = 17,264.$$

**Приклад 7.5.** За умови прикладу 7.4 визначити як зміниться концентрація оксидів азоту у вихідних газах, кількість викидів в атмосферу у разі застосування рециркуляції димових газів в кільцевий канал навколо пальників, якщо частка рециркуляції 0,1, а коефіцієнт надлишку повітря в газах рециркуляції 1,25.

### Розв'язання

Максимальна температура в зоні горіння, К

$$T_{\max} = T_{\max} \left(1 - r^{(1+nr)}\right)^{0,25} = 2123 \cdot \left(1 - 0,1^{(1+5 \cdot 0,1)}\right)^{0,25} = 2056.$$

Теоретичний час досягнення рівноважної концентрації NO в зоні горіння, с

$$\tau_0 = 0,024 \exp(54290 / T_{\max} - 23) = 0,024 \exp(54290 / 2056 - 23) = 0,7232.$$

Температурний інтервал активної реакції утворення оксидів азоту, К

$$\Delta T_p = T_{\max}^2 \cdot 10^{-5} / (0,614 + T_{\max} \cdot 10^{-5}) = 2056^2 \cdot 10^{-5} / (0,614 + 2056 \cdot 10^{-5}) = 66,61.$$

Середня температура газів у топці, К

$$T_{cp} = 0,84 \left[ \left( T_{\max}^4 + T_m''^4 \right) \right]^{0,25} = 0,84 \left[ \left( 2056^4 + (1137 + 273)^4 \right) \right]^{0,25} = 1815,5.$$

Час перебування димових газів у топці, с

$$\begin{aligned} \tau_{nz} &= 273 \xi / (q_V T_{cp} V_{np} \alpha_m) = \\ &= 273 \cdot 0,8 / (0,165 \cdot 1815,5 \cdot 0,3 \cdot 1,05) = 2,314. \end{aligned}$$

Розрахунковий час утворення оксидів азоту в топці, с

$$\tau_p = A\Delta T_p \tau_{nz} / (T_{ay} - T_m'') = 0,52 \cdot 66,61 \cdot 2,134 / (2433 - 1410) = 0,0783.$$

Концентрація надлишкового кисню в зоні реакції, кг/м<sup>3</sup>

$$\begin{aligned} O_2 &= 0,21V^0 \cdot 1,428 \frac{(\alpha_2 - 1) + r(\alpha_{pц} - \alpha_2)}{V_2(1+r)} = \\ &= 0,21 \cdot 9,52 \cdot 1,428 \frac{(1,025 - 1) + 0,1(1,25 - 1,025)}{10,92(1+0,1)} = 0,1129. \end{aligned}$$

Вихід оксидів азоту за рахунок термічної реакції, г/м<sup>3</sup>

$$\begin{aligned} NO_2^{mp} &= 7030 O_2^{0,5} \exp(-10860 / T_{\max}) \tau_p / \tau_0 = \\ &= 7030 \cdot 0,1129^{0,5} \exp(-10860 / 2056) 0,0783 / 0,7232 = 0,431. \end{aligned}$$

Вихід паливних і швидких оксидів азоту, г/м<sup>3</sup>

$$\begin{aligned} NO_2^{uu} &= 0,1 \left( \frac{\alpha_2 + r}{1+r} \right)^2 \left( \frac{T_{\max}' - 800}{1000} \right)^{0,33} = \\ &= 0,1 \left( \frac{1,025 + 0,1}{1+0,1} \right)^2 \left( \frac{2056 - 800}{1000} \right)^{0,33} = 0,1128. \end{aligned}$$

Сумарна концентрація оксидів азоту, г/м<sup>3</sup>

$$\Sigma NO_2 = NO_2^{mp} + NO_2^{uu} = 0,431 + 0,1128 = 0,5438.$$

Масовий викид оксидів азоту в атмосферу, г/с

$$M_{NO_2} = BV_{62} \cdot \Sigma NO_2 = 1,725 \cdot 13,58 \cdot 0,5438 = 12,738.$$

Отже, за рахунок десяти відсоткової рециркуляції димових газів утворення і викид оксидів азоту зменшується на 20,5%.

Технічні норми викидів установлюються у формі нормативних викидів (НПВ), які наводяться або у вигляді концентрацій, г/м<sup>3</sup> або у вигляді маси на одиницю енергії палива, г/МДж.

Значення НПВ для різних видів палива наведено в таблиці 7.1 за умови  $t = 0$  °С;  $P = 101,3$  кПа,  $\alpha_{вг} = 1,4$ .

Таблиця 7.1 – Значення нормативних питомих викидів

Вид палива	Масовий викид NO <sub>x</sub>		Масовий викид SO <sub>x</sub>		Масовий викид CO
	г/МДж	г/м <sup>3</sup>	г/МДж	г/м <sup>3</sup>	г/м <sup>3</sup>
Природний газ	0,04	0,125	0,5	1,2	0,3
Мазут	0,086	0,25	0,5	1,2	0,3
Буре вугілля	0,11	0,3	0,5	1,2	0,4
Кам'яне вугілля	0,17	0,45	0,5	1,2	0,4

Концентрацію CO в табл. 7.1 рекомендується визначати за формулою, г/м<sup>3</sup>

$$CO = q_3 \cdot R \cdot Q_n^p, \quad (7.24)$$

де  $R$  – коефіцієнт:  $R = 1$  для твердого палива;  $R = 0,65$  для мазуту;  $R = 0,5$  для природного газу;

$q_3$  – частка втрат теплоти від хімічної неповноти згорання палива;

$Q_n^p$  – нижча теплота згорання робочої (або сухої) маси палива, МДж/кг або МДж/м<sup>3</sup>.

### Запитання для самоперевірки

1. Які оксиди сірки містяться продуктах згорання мазуту та твердих палив?
2. Від яких основних чинників залежить вміст SO<sub>2</sub> в димових газах?
3. Як зміниться масовий вміст SO<sub>2</sub> в разі збільшення напруженості поперечного перерізу топки?
4. Як зміниться питомий масовий вміст SO<sub>2</sub> в разі збільшення присмокування в газовий тракт парогенератора?
5. Як впливає навантаження парогенератора на масовий вміст SO<sub>3</sub> в димових газах?
6. Як впливає коефіцієнт надлишку повітря в топці на масовий вміст SO<sub>2</sub> в димових газах?
7. Які заходи для зменшення викидів SO<sub>2</sub> Вам відомі?
8. Які види оксидів азоту утворюються в процесі спалювання органічних палив?
9. Які механізми утворення оксидів азоту вам відомі?
10. В чому полягає суть створення NO внаслідок термічної реакції?
11. Що розуміють під паливними оксидами азоту?
12. Від яких основних чинників залежить концентрація оксидів азоту в димових газах?
13. Як впливає величина напруження поперечного перерізу топки на концентрацію NO<sub>x</sub>?
14. Як впливає величина напруження топкового об'єму на інтенсивність утворення оксидів азоту?
15. Які заходи для зменшення викидів NO<sub>2</sub> Вам відомі?

## **8 ВОДНИЙ РЕЖИМ ПАРОГЕНЕРАТОРІВ. ЧИСТОТА ПАРИ. ВИДАЛЕННЯ ВІДКЛАДЕНЬ З ПОВЕРХОНЬ НАГРІВУ**

Під час експлуатації парогенераторів поряд з процесами, які визначають економічність великого значення набули внутрішньокотлові процеси, які впливають на надійність роботи і якість пари. Порушення водного режиму може спричинити аварії, а підвищений вміст домішок у парі призводить до зниження економічності та потужності парових турбін. Задача організації водного режиму парогенератора полягає в запобіганні шкідливих наслідків, що виникають через наявність у живильній воді різних домішок. До таких наслідків належать: погіршення якості пари, відкладення накипу на поверхні теплообміну, утворення шламу, процеси корозії, які спричиняють погіршення процесів теплопередачі або міцності, занос солями проточної частини турбін. Очевидно, що основним фактором організації водного режиму є якість живильної води.

Залежно від складу природної води, типу парогенераторів визначається водний режим. Норми якості живильної та котлової води встановлюються на підставі експлуатаційного досвіду, технічних випробувань певного парогенератора або парогенераторів аналогічних конструкцій. Ці норми мають запобігати утворенню накипу, а також міжкристалічних тріщин (лужної крихкості). Нижче наводяться норми якості живильної та продувальної води (табл. 8.1; табл. 8.2).

Однак і дотримання цих норм не може запобігти накопиченню значної кількості солей і твердих відкладень. Для забезпечення надійної роботи парогенератора необхідно своєчасно видаляти домішки, що надходять з живильною водою, з мінімальними тепловими втратами. Для успішного видалення солей шляхом продувки і запобігання утворення накипу застосовують так званий метод внутрішньокотлової обробки води. В котлову воду вводять спеціальні реагенти, які завдяки реакціям з накипоутворювачами випадають в товщу води у вигляді шламу і видаляються з продувальною водою.

Для низьких тисків ( $P_{\text{п}} < 1,6 \text{ МПа}$ ) внутрішньокотлову обробку здійснюють лужними реагентами ( $\text{NaCO}_3$  і  $\text{NaOH}$ ). В парогенераторах з більш високим тиском найчастіше використовують тринатрійфосфат ( $\text{Na}_3\text{PO}_4$ ). Потрібно зазначити, що фосфатна обробка котлової води може супроводжуватись утворенням високодисперсного шламу, який стимулює спінювання і винесення води з парою. Не можна застосовувати фосфатування в парогенераторах, які дуже забруднені накипом, внаслідок інтенсивного утворення шламу. Якщо живильна вода складається з турбінного конденсату і добавки зм'якшеної води, то в процесі фосфатування утворюється надлишкова гідратна лужність. Остання може спричинити крихкі руйнування металевих деталей. За умови роботи з відносно малими добавками зм'якшеної води підтримують режим зниженої гідратної лужності, який створюється введенням в котлову воду



тринатрійфосфату і динатрійфосфату ( $\text{Na}_2\text{HPO}_4$ ) або тринатрійфосфату і гексаметофосфату ( $\text{NaPO}_3$ )<sub>6</sub>.

Таблиця 8.1 – Норми живильної води для барабанних парогенераторів

Найменування домішок	Тиск, МПа		
	0,7 – 4	4,5 – 9	9,5 – 13
Загальна жорсткість, мкг-екв/л	10	10	5
Кремнієва кислота, мкг/л	500	200	50
Розчинений кисень, мкг/л	30	20	10
З'єднання заліза Fe, мкг/л	50	30	30
З'єднання міді Cu, мкг/л	10	5	5
З'єднання натрію Na, мкг/л	50	20	20
Домішки масла, мг/л	3	1	0,5

Примітка. Величина рН живильної води має бути не нижче 7.

Таблиця 8.2 – Норми продувальної води (максимально допустимий вміст, мг/л)

Тип внутрішньокотлового обладнання	Тиск, МПа					
	0,7 – 4		4,5 – 9		9,5 – 13	
	Загальний	SiO <sub>2</sub>	Загальний	SiO <sub>2</sub>	Загальний	SiO <sub>2</sub>
Без ступінчастого випаровування і барботаажної промивки пари	500-1500	-	300-100	2-4	200-500	1-2
Без ступінчастого випаровування але з барботаажною промивкою пари	-	-	1500	40	1000	20
Зі ступінчастим випаровуванням без барботаажної промивки пари	4000-5000	-	4000	20	-	-
Зі ступінчастим випаровуванням і барботаажною промивкою пари живильною водою	-	-	500	80	4000	50
Зі ступінчастим випаровуванням і барботаажною промивкою пари живильною водою з виносними відсіками II і III ступенів випаровування	10000-15000	-	1000	150	600	80

Для захисту металів від концентрованого луку на парогенераторах, які працюють зі значними добавками зм'якшеної води, може застосовуватися інший метод організації водного режиму – режим зниженої агресивності котлової води. Для цього в котловій воді підтримується певне співвідношення концентрації гідратної лужності та інших іонів. Вільна

гідратна лужність в перерахунку на NaOH не має перевищувати 20 % від загального солевмісту. Для парогенераторів, які працюють зі значними добавками зм'якшеної води, з метою боротьби з лужною корозією рекомендується режим нітратної пасивації, який створюється присадкою селітри натрію з таким розрахунком, щоб у котловій воді утворювалось співвідношення  $\text{NO}_2/\text{NaOH} \geq 0,3 - 0,4$ .

Контроль водного режиму парогенераторів високого тиску здійснюється за надлишком фосфатів, лужності, солевмісту і вмісту кремнію в котловій воді, а також за вмістом продуктів корозії (Fe і Cu). Організація і контроль водного режиму здійснюється хімічною лабораторією. Основними обов'язками чергового персоналу котельні є безумовне дотримання термінів і тривалості періодичної продувки, величини безперервної продувки, перевірка роботи обладнання для фосфатування. Під час виявлення ознак порушення нормального водного режиму, начальник зміни вимагає здійснення додаткових проб аналізів, і залежно від їх результатів, вживає необхідні заходи з виправлення водного режиму.

Збільшення частки продувки економічно не вигідне через зростання втрат теплоти продувальною водою, яка виводиться із барабана парогенератора. Тому для зменшення частки безперервної продувки необхідно зменшувати солевміст живильної води і збільшувати солевміст продувальної води. Однак останнє не має супроводжуватись погіршенням якості пари внаслідок виносу крапель води з підвищеним солевмістом. Збільшення солевмісту продувальної води досягається за допомогою ступінчастого випаровування. Завдяки застосуванню ступінчастого випаровування можливо значно зменшити частку безперервної продувки. Найкращі результати досягаються в разі застосування останнього ступеня випаровування у виносних циклонах. Наявність останніх звільняє барабани від обладнання, яке захищає і утруднює доступ під час ремонтів, створюючи ряд інших переваг під час експлуатації.

Безперервна продувка не може забезпечити повного відведення шламу, який поступово накопичується. Тому її завжди доповнюють періодичною продувкою, яка здійснюється із нижніх застійних ділянок (нижніх колекторів екранів).

Потрібно, щоб продувальні лінії мали обмежувальні шайби для зменшення впливу інтенсивної продувки на циркуляцію в екранах і знос продувальної арматури. Періодичну продувку здійснюють інтенсивно, але короткочасно, не менше двох разів на зміну. Передбачаються також окремі трубопроводи для аварійного випуску води із барабана.

З метою отримання найчистішої пари, коли ступінчасте випаровування не забезпечує необхідних результатів, здійснюють промивку пари живильною водою. В процесі контакту насиченої пари з водою кремнієва кислота та солі, які містяться в парі та виносяться з краплями води, залишаються в промивальній воді. Для зменшення виносу вологи з

насиченою парою всередині барабана міститься сепараційне обладнання [7, 8].

Залежно від якості живильної води, методів її підготовки, а також засобів внутрішньокотлової обробки, в барабанних парогенераторах утворюється переважно сульфатний накип ( $\text{CaSO}_4$ ,  $\text{MgSO}_4$ ) і рідше карбонатний ( $\text{CaCO}_3$ ,  $\text{MgCO}_3$ ) та силікатний ( $\text{Ca Si O}_2$ ). Твердість і пористість карбонатного накипу змінюється в широких межах. Сульфатний накип має високу твердість і малу пористість. Силікатний накип утворюється на найбільш теплонавантажених елементах поверхонь нагріву і має велику твердість та дуже малу теплопровідність. Можливе також утворення змішаного накипу, який складається з різних компонентів. Зустрічається також накип із значним вмістом окису заліза, а інколи натрію та міді.

Видалення відкладень накипу з поверхонь нагріву здійснюється водними або кислотними промивками, а також механічним способом. За допомогою водних промивок добре видаляються легкорозчинні солі натрію і набагато гірше солі кальцію і магнію. Промивку здійснюють деаерованою водою з температурою  $100^\circ\text{C}$ . Такі промивки потребують значної тривалості, а тому вони здійснюються в періоди капітального або поточного ремонту. Водні промивки випарних поверхонь барабанних парогенераторів малоефективні, тому є необхідність в періодичних кислотних промивках.

Для кислотної промивки використовують соляну або хромову кислоту. Для захисту металу від корозії під час кислотної промивки застосовують активатори (інгібітори), серед яких поширені: столярний клей, технічний уротропін, фурфурол та інші. Кислотна промивка здійснюється шляхом примусової циркуляції розчину за замкненою схемою. Тривалість промивки 3 – 5 % соляною кислотою становить 3 – 5 годин. Після кислотної промивки парогенератор промивають гарячою водою, а потім 1 – 2 % розчином  $\text{NaOH}$  з температурою  $95^\circ\text{C}$  для нейтралізації залишків кислоти і нарешті остаточно промивають кілька разів живильною водою. Хромову кислоту справляє на метал сильно окисну дію. Тому на стінках металу утворюється оксидна плівка, яка захищає його від подальшої дії кислоти. Промивка хромовою кислотою дає кращі результати, ніж соляною. Початкова концентрація хромового ангідриду з температурою  $110 - 150^\circ\text{C}$  становить 2 %. Тривалість обробки поверхонь нагріву від 9 до 12 годин, після чого парогенератор промивається гарячою живильною водою. Зазначимо, що хромову кислоту більш дефіцитна і дорожча за соляну.

В деяких випадках застосовують лужну і фосфатну очистку від солевідкладень, хоча вони менш ефективні порівняно з кислотними. Лужний метод застосовується тільки для очищення сульфатного і силікатного накипу. За цим методом парогенератор заповнюється 1–2 % розчином соди або  $\text{NaOH}$  з наступним кип'ятінням протягом доби з тиском

0,3 – 0,4 МПа. Фосфатний спосіб застосовується для очищення від накипу будь-якого складу. Як реагент застосовують тринатрійфосфат у співвідношенні 3 – 5 кг на тонну води. Після першого кип'ятіння з тиском 0,3 – 0,4 МПа протягом 12 годин повторюють кип'ятіння з тиском 1–1,5 МПа з додавкою реагенту. Кип'ятіння закінчують, коли в котловій воді залишається надлишок іонів  $\text{PO}_4^-$  близько 60 – 100 мг/л, що свідчить про перехід накипу в фосфатний шлам. Останній легко видаляється з поверхні парогенератора. В процесі фосфатної очистки гіпсовий і карбонатний накіп легко руйнується. Реакція із силікатним накипом йде значно повільніше, тому витрата реагенту і тривалість очищення суттєво зростають.

### Запитання для самоперевірки

1. Що розуміють під водним режимом парогенератора?
2. В чому полягає суть внутрішньокотлової обробки води?
3. З якою метою створюється режим зниженої гідратної лужності?
4. За яких умов рекомендується режим нітратної пасивації?
5. Як можна зменшити частку безперервної продувки?
6. Як здійснюється періодична продувка парогенератора?
7. Якими засобами забезпечується чистота насиченої пари?
8. Які види накипу утворюються на поверхнях нагріву парогенератора?
9. Якими засобами видаляється накіп з поверхонь нагріву парогенератора?

## 9 ЕКСПЛУАТАЦІЯ ТОПКОВИХ ПРИСТРОЇВ

Від топкових процесів залежать ефективність і надійність роботи парогенератора. До основних показників роботи топки належать:

- теоретична температура горіння, яка залежить від теплового навантаження і коефіцієнта надлишку повітря в топці;
- температура газів на виході з топки, яка характеризує ступінь ефективності радіаційних поверхонь;
- однорідність і рівномірність розподілу газового потоку в перерізі топки;
- хімічний склад продуктів згорання, що характеризує хімічну повноту згорання палива;
- вміст палих речовин у золі та жужелиці, які характеризують механічну повноту згорання палива;
- кількість золи, що осідає в топці.

В процесі експлуатації основні заходи мають бути спрямовані на здійснення нормального теплового режиму топки, який не допускає граничних теплових напружень  $q_v$ ; підтримання процесів горіння з оптимальними значеннями коефіцієнта надлишку повітря в топці  $\alpha_T$ , а також правильного розподілу первинного та вторинного повітря.

### 9.1 Експлуатація камерних топок для спалювання твердих видів палива

Для спалювання твердих видів енергетичного палива (кам'яне та буре вугілля, фрезерний торф, горючі сланці) найбільш поширеними є камерні топки. До топок з безпосереднім вдуванням пилу належать: шахтно-млинові, з млинами-вентиляторами, з молотковими млинами.

Шахтно-млинові топки призначені для спалювання кам'яного вугілля з високим виходом летких речовин ( $V^l \geq 25 - 30\%$ ), бурого вугілля, фрезерного торфу. Такими топками обладнуються парогенератори малої, середньої та великої потужності. Шахтні млини видають пил порівняно крупного помелу. В разі спалювання бурого вугілля втрати від механічної неповноти згорання становлять від 1 до 2 %, що пояснюється ретельним перемішуванням пилу з первинним повітрям. В разі спалювання кам'яного вугілля тонкість пилу в шахтних млинах зменшується, а тому зростає втрата  $q_4$  (до 5%). Оптимальне значення коефіцієнта надлишку повітря в топці становить  $\alpha_T = 1,25$ . В цьому випадку зменшення  $\alpha_T$  зумовлює збільшення механічного недопалу ( $q_4$ ). Теплове напруження топкового об'єму залежить від властивостей золи, обмежується умовами шлакування і, як правило, не має перевищувати 200 кДж/м<sup>3</sup>.

Умови обслуговування шахтно-млинових топок визначаються індивідуально залежно від виду палива і характеристик устаткування. В кожному конкретному випадку необхідно здійснити випробування і

налагодження, внаслідок яких визначити максимальну тонкість помелу пилу, значення  $\alpha_t$ , швидкості аеропилу та вторинного повітря. Усі млини, які обслуговують цей парогенератор, мають бути рівномірно завантажені. Регулювання тиску і паровидатності в невеликих межах здійснюються одним млином, зберігаючи на інших сталі завантаження. Ядро факела має бути розташоване усередині топкової камери. Підвищення факела зумовлює зростання теплових втрат  $q_4$ . Для зниження факела потрібно зменшити подачу первинного і вторинного повітря. В разі експлуатації ежекційних амбразур положення факела регулюється поворотною лопаткою, яка змонтована на нижній частині амбразури. В процесі експлуатації потрібно дотримуватись рекомендованих швидкостей аеросуміші. Займання факела має починатися на відстані 0,4 – 0,5 м від вихідного перерізу амбразури і закінчуватись перед трубами фестона. Процес горіння має здійснюватись з оптимальним вмістом  $RO_2$  або  $O_2$  в димових газах, які визначені в режимній карті. Шлакування топки може бути результатом неправильного розташування факела, нестачею повітря або незадовільного перемішування повітря і палива, теплових переносів в топці. Для боротьби зі шлакуванням здійснюють підведення вторинного повітря через сопла в задній стінці топки та обдувку.

Нещільність топкової камери, особливо шлакових воронок, зумовлює присмоктування повітря і перенесення ядра горіння у верхню частину топкової камери, погіршує випалювання пилу і може спричинити шлакування конвективних поверхонь нагріву. В разі несвоєчасної обдувки шлакування швидко прогресує, оскільки температура в топці зростає.

Суттєве поліпшення топкового процесу в шахтно-млинових топках отримано в разі застосування турбулентних пиловугільних пальників. В цьому випадку топка добре заповнюється факелом, легко регулюється, забезпечує стійке займання пилу в широкому діапазоні навантаження парогенератора. Установлення таких пальників зумовило створення надлишкового тиску в шахтних млинах. Для запобігання виносу пилу із млинів було створено ущільнення млина і шахти. Додаткових витрат електроенергії на пневмотранспорт не виникає, оскільки тиск, необхідний для вторинного повітря, цілком задовільно забезпечує роботу за умовами пилоготування. Водночас втрати від хімічної неповноти згорання за умови  $\alpha_t = 1,2$  практично відсутні, а втрати  $q_4$  не перевищують 3 %. Зменшення  $\alpha_t$  зумовлює зменшення теплових втрат з відхідними газами  $q_2$  і зменшення витрат електроенергії на тягодуттєві установки. Результат – ККД парогенератора брутто дорівнює 0,91. Крім того, удосконалення шахтно-млинової топки шляхом перетворення її на звичайну пиловугільну дозволяє розташовувати шахтні млини на деякій відстані від парогенератора з транспортуванням пилу до пальників у пилопроводах.

Топки з млинами-вентиляторами застосовуються для спалювання вологого бурого вугілля і фрезерного торфу. Підсушування палива здійснюється газами, які відсмоктуються з топки за рахунок розрідження,

що створює млиновий вентилятор. Підсушування палива відбувається в низхідній шахті. Підсушене паливо розмелюється вентилятором, проходить через сепаратор і спрямовується в пальники, розташовані на фронтній стінці топкової камери.

Досвід експлуатації топок з млинами-вентиляторами підтвердив їх стійку роботу на торфі з вологістю до 55 %. В цьому разі регулювання паровидатності парогенератора шляхом зміни витрати аеропилу можливе в широкому діапазоні навантажень. Теплове напруження топкового об'єму змінювалось в межах 150 – 300 мВт/м<sup>3</sup>. Залежно від значення  $q_v$  втрати теплоти від хімічної неповноти згорання  $q_3$  коливались від 1,5 до 6 %, а втрати від механічної неповноти згорання  $q_4$  – від 1 до 7 %.

Оптимальний коефіцієнт надлишку повітря становить 1,2 – 1,25. Робота таких топок на бурому вугіллі з вологістю до 33 % виявилась також стійкою та надійною, а пульсації факела мінімальні, шлакування практично відсутнє, оскільки температура факела порівняно низька (950 – 1050 °С) внаслідок низьких значень теплового напруження топки (75 – 160 кВт/м<sup>3</sup>). Втрати теплоти  $q_3$  становили 0,5 – 2,5 %, а втрати  $q_4$  – 4 – 6,5 %. Ці втрати зменшувались за збільшення коефіцієнта надлишку повітря в топці від 1,25 до 1,4. Але водночас втрати теплоти з відхідними газами зростали до 12 – 16 %, а ККД парогенератора брутто становив лише 0,8 – 0,82. Зазначимо, що такі топки відрізняються простотою конструкції, компактністю та зручністю обслуговування. Тому вони можуть бути рекомендовані для парогенераторів невеликої потужності.

Топки з молотковими млинами застосовуються в схемах з безпосереднім вдуванням пилу в топку. Такі топки призначені для спалювання бурого вугілля та кам'яного вугілля з виходом летких речовин більше 30 %. Споживана потужність молоткових млинів зростає пропорційно їх завантаженню, а потужність холостого ходу становить 40–50 % від номінальної. В таких системах пилотування здійснюється жорсткий зв'язок між паровидатністю парогенератора і потужністю млина, чим обмежується гнучкість регулювання. Зі збільшенням паровидатності парогенератора необхідно збільшувати продуктивність і вентиляцію млина. Але в цьому випадку помел буде більш грубим. Для кращого займання такого помелу необхідно зменшувати витрати первинного повітря для того, щоб не охолоджувати факел. В той самий час в топку має надходити більша витрата повітря. Витрата первинного повітря спричиняє прямий вплив на довжину факела. Збільшення витрати первинного повітря продовжує факел, що за умови більш грубого помелу може призводити до затягування полум'я в конвективний газохід. Отже, в топках з прямим вдуванням пилу може виникати невідповідність вентиляції млина з топковим режимом. Тому регулювання ядра факела нормального топкового режиму може регулюватись витратою вторинного повітря. Завдяки зазначеному зв'язку в роботі млина парогенератора такі топки мають підвищену витрату електроенергії на розмел вугілля. Підвищення

гнучкості регулювання паровидатності досягається подачею гарячого повітря перед вхідною та вихідною горловинами млина. Розподіл аеропилу між пальниками здійснюється за допомогою щільного розподільника. Додатково для забезпечення більш гнучкого регулювання між пилосистемами суміжних парогенераторів встановлюється перемичка, яка забезпечує плавне регулювання навантаження котельні. В разі суттєвого зниження навантаження парогенератора роботу певної частини млинів зупиняють.

Для розглянутих вище топкових пристроїв згідно з правилами технічної експлуатації температури сушильного повітря на виході з млина не має перевищувати 80, 100 і 130 °С в разі спалювання торфу, бурого і кам'яного вугілля, відповідно.

Для спалювання твердого палива з малим виходом летких речовин (антрацитів, пісного вугілля), як правило, застосовують топки з тихохідними кульовими барабанними млинами (КБМ). Такі системи пилоготування мають проміжний бункер пилу, циклон, млиновий вентилятор. Завдяки проміжному пиловому бункеру КБМ можна завантажувати на повну потужність незалежно від навантаження парогенератора. Якщо бункер повністю заповнений пилом, КБМ можна зупинити і не витратити електроенергію на розмел вугілля деякий час. Це має не абияке значення, оскільки потужність, яка витрачається на електропривод КБМ, практично не залежить від витрати палива. Такі млини споживають майже однакову потужність в разі холостого ходу і повного завантаження. В цьому випадку питома витрата енергії на розмел вугілля зменшується зі збільшенням навантаження.

Спалювання антрацитового штибу і пісного вугілля потребує належної організації топкового процесу. Мала стійкість горіння пилу цих палив зумовлена високою температурою її займання. Понижена інтенсивність запалювання пилу призводить до розтягування факела та скорочення часу догорання пилу в топці. Для покращення топкового режиму необхідно збільшувати поверхню займання, що досягається застосуванням запалювального поясу, підвищенням температури гарячого повітря і усуненням присмоктувань повітря в топку.

В процесі спалювання малореакційного палива питоме теплове напруження топкового об'єму має становити 120 – 140 кВт/м<sup>3</sup>, а значення коефіцієнта надлишку повітря в топці – 1,25 – 1,3. За цих умов втрати теплоти від хімічної неповноти згорання майже відсутні, а втрати теплоти від механічної неповноти згорання найменші (1,7 – 2,4 %). Для нормальної роботи топки необхідним є відповідне живлення пилом пальників. В разі нерівномірної роботи живильників пилу підсилюється шлакування, що потребує систематичного обдування. Короткочасні перевантаження топки порушують тепловий режим горіння, що може призводити до пульсації та обривання факела. Скидання запиленого повітря після циклону здійснюють вище або нижче вводу аеросуміші. Для покращення топкового



процесу застосовують повітря, підігріте до 400 °С, а також транспортування пилу в топку гарячим повітрям. В разі коливання вологості палива регулювання топкового режиму здійснюється шляхом зміни співвідношення між подачами первинного і вторинного повітря. Зі збільшенням вологості палива необхідно зменшувати коефіцієнт надлишку повітря в топці за рахунок зменшення частки первинного повітря, посилюючи одночасно перемішування пилу з топковими газами за рахунок збільшення подачі вторинного повітря. Діапазон регулювання завантаження парогенераторів, працюючих на малореакційних видах палива, як правило, становить 65 – 100 %. Для запобігання загасання факела за менших завантажень парогенератора застосовують газове або мазутне підсвічування факела. Регулювання горіння здійснюється паралельно на всіх пальниках, змінюючи подачу палива живильниками пилу і повітря шиберами. В цьому випадку спочатку додають повітря, а потім – пил.

## 9.2 Експлуатація газових топок

Робота парогенераторів на газовому паливі характеризується підвищеними експлуатаційними показниками: немає теплових втрат  $q_4$  і  $q_6$ , а  $q_3$  і  $q_2$  значно менші, ніж в пиловугільних топках внаслідок доброго перемішування газу з повітрям і зменшенням температури відхідних газів. Крім того, відпадає потреба в громіздкому устаткуванні систем паливоподачі та паливopідготовки, золо- і шлаковидалення. Суттєво зменшуються витрати електроенергії на власні потреби, покращуються санітарно-гігієнічні умови праці. Проте в процесі обслуговування газових парогенераторів виникають специфічні особливості. Насамперед це пояснюється тим, що горючі гази отруйні та вибухонебезпечні. Через це до обслуговування газових парогенераторів висуваються підвищені вимоги, визначені в правилах технічної експлуатації та посадових інструкціях. В процесі експлуатації газових топок необхідно ретельно слідкувати за тим, щоб не було витоків газу в приміщення, концентрація газів у повітря не перевищувала нормативних значень. Газопроводи, арматура і всі вимірювальні прилади мають утримуватися в справному стані, а приміщення добре вентилуватись. Вибухонебезпечна газоповітряна суміш може утворюватись як в газопроводах і газоходах, так і в приміщеннях та може вибухнути за наявності джерела вогню. З огляду на це мають ретельно дотримуватись правила безпечної експлуатації газових установок і пожежної безпеки.

Залежно від конструкції пальників і умов змішування з повітрям природні гази можуть горіти світним або несвітним (полум'яне горіння) факелом. Безполум'яне горіння потребує гарного перемішування газу з повітря до займання. Ігнорування цієї умови призводить до того, що метан і тяжкі вуглеводні можуть розкладатися в зоні високих температур з

виділенням вуглецю у вигляді сажі. Горіння сажі здійснюється досить складно. Тому процес горіння гальмується, а полум'я стає світним і кіптявим. В цьому випадку полум'я може досягати конвективних газоходів, в яких може виникати догорання сажі, не дивлячись на загальне зниження температури. Ці процеси ще ускладнюються тим, що для спалювання сажі, яка спалюється значно повільніше газу, необхідно підвищувати коефіцієнт надлишку повітря. В процесі спалювання сажі підвищуються втрати теплоти  $q_2$  і  $q_3$ , тобто зменшується ККД парогенератора.

Робота топки зі світним і несвітним факелом суттєво відрізняється. В разі світного факела теплосприймання екранів порівняно велике, що зумовлює зменшення температури газів на виході з топки і, як наслідок, температури перегрітої пари. У випадку несвітного факела теплосприймання екранів значно менше, що призводить до збільшення температури газів на виході з топки і до збільшення температури перегрітої пари. Втрати теплоти від хімічної неповноти згорання залежать від ряду факторів: співвідношення напорів потоків повітря і газу; ефективності перемішування цих потоків, форми і розміру амбразури під пальник. В пальниках із зовнішнім сумішеутворенням газу і повітря горіння більш повне, процес горіння відбувається з несвітним факелом. В процесі горіння зі світним факелом кращі результати дають пальники з центральним підведенням газу. У випадку горіння з несвітним факелом, де сумішеутворення здійснюється в самому пальнику, кращі результати досягаються в пальниках з периферійним підведенням газу. Пальники з центральним підведенням газу конструктивно більш прості та зручні в процесі експлуатації. Спалювання газу з оптимальними значеннями коефіцієнтів надлишку повітря в топці ( $\alpha_t = 1,05 - 1,1$ ) характеризується незначними втратами теплоти від хімічної неповноти згорання ( $q_3 = 0 - 0,5\%$ ).

В процесі підготовки парогенератора до пуску необхідно ретельно перевірити щільність запірної арматури від газопроводу до пальників, здійснити вентиляцію, димоходів і повітропроводів. Перед пуском ретельно перевіряється справність вибухових клапанів топки і димоходів. Запалення здійснюють за допомогою смолоскипа або спеціальних запальників. Якщо газ в топці не запалився, негайно забирається смолоскип, припиняється подача газу і знову здійснюється вентиляція топки. У випадку загасання пальника потрібно негайно закрити газові засувки, ретельно провентилувати топку і лише після цього знову почати розпалювання. Після прогріву підключення до роботи пальників здійснюється згідно з інструкцією. Після підключення парогенератора до парової магістралі його навантаження підвищується шляхом підвищення подачі палива і повітря. В процесі експлуатації навантаження парогенератора регулюють зміною тиску повітря та газу перед пальниками. Спад тиску газу створює небезпеку потрапляння повітря в газопровід. В цьому випадку необхідно негайно припинити подачу газу

швидкодійними клапанами, повністю відкрити свічки, провентилувати топку, закрити газові засувки біля пальників, перейти на спалювання резервного палива (мазуту) або зупинити парогенератор. В разі раптового припинення подачі газу і загасання факела необхідно перекрити подачу газу за допомогою автоматів. Після закриття газових засувок потрібно провентилувати топку, димоходи і повітропроводи, після чого розпочинати розпалювання парогенератора. У випадках вибуху в топці або газоходах парогенератора потрібно негайно припинити подачу газу швидкодійними клапанами. Після цього ретельно обстежити парогенератор і, залежно від причини вибуху, зупинити його на ремонт або після відновлення вибухових клапанів розпочати розпалювання.

### **9.3 Експлуатація мазутних топок**

Топки для спалювання мазуту конструктивно мало відрізняються від пиловугільних камерних топок і газових топок. Горіння мазуту відбувається, переважно, в газовій фазі. В процесі надходження мазуту в топковий об'єм паливо спочатку прогрівається, а потім випаровується за рахунок теплоти димових газів. Інтенсивність випаровування зростає зі збільшенням поверхні контакту палива з продуктами згорання. Тому спалювання мазуту здійснюється у розпиленому вигляді. Для його розпилювання застосовують парові та механічні форсунки. Парові форсунки, як правило, використовують як розпалювальні. Перед спалюванням мазут підігрівається для кращого транспортування, розпилювання та займання. В процесі розпилювання отримують краплі від десяти до кількох сотень мікрон. За наявності окислювача відбувається займання та горіння утвореної парогазової суміші. Швидкість згорання палива буде визначатися швидкістю його випаровування. Мазутний факел являє собою суміш легких паро- і газоподібних вуглеводнів, важких рідких вуглеводнів і навіть твердих частинок (сажі).

Мазут легко займається і горить яскравим факелом. Для повного згорання мазуту необхідно забезпечити достатню подачу палива. Коефіцієнт надлишку повітря становить, як правило, 1,075 – 1,1. Механічне розпилювання мазуту в форсунках здійснюється під тиском 2,5 – 3,5 МПа. Перед надходженням до форсунок мазут пропускають через фільтр тонкої очистки. Допустимі теплові напруження топкового об'єму становлять 250 – 290 кВт/м<sup>3</sup>. Розміщення форсунок, а також газомазутних пальників може бути фронтальним, зустрічним і кутовим. Інтенсивне перемішування крапель мазуту з повітрям здійснюється в пальниках за допомогою так званих «повітряних реєстрів», які забезпечують завихрення повітря і подачі його в топку через амбразуру зі швидкістю 40 – 50 м/с. Найпоширенішими пальниками є равликові, які дають достатньо рівномірне підведення повітря по колу і відрізняються простотою конструкції. Равликові пальники працюють з великими швидкостями

повітря (50 – 60 м/с) і дають добре (без втрат  $q_3$ ) спалювання. Напруження топкового об'єму може досягти 300 – 350 кВт/м<sup>3</sup>. Аеродинамічний опір пальників становить 190 – 220 мм вод. ст. Регулювання потужності здійснюється язиковим шибером.

Під час експлуатації мазутних топкок потрібно запобігати зачеплення факелом стін і поду. Не можна допускати роботи з пульсацією факела, яка зумовлюється нерівномірною подачею мазуту внаслідок коливання тиску або порушенням аеродинаміки. Регулювання подачі мазуту в парових форсунках можна здійснювати безпосередньо мазутним вентиляем. В механічних форсунках подачу мазуту потрібно регулювати кількістю працюючих форсунок за умови незмінного тиску мазуту. Мазутні топки допускають широкий діапазон регулювання продуктивності.

Неповне згорання мазуту призводить до сажеутворення, що окрім втрат від хімічної неповноти згорання, викликає забруднення поверхонь нагріву відкладеннями сажі, а, отже, знижує економічність роботи парогенератора. Робота на сірчистих мазутах потребує вживати заходи для попередження корозії, серед яких можна виділити: точне витримування заданих температур живильної води та повітря на вході в повітропідігрівник; своєчасне здійснення обдувок поверхонь нагріву; систематичні огляди поверхонь нагріву, особливо труб економайзера і повітропідігрівника. Найбільше поширення для поліпшення експлуатаційних властивостей мазуту отримали рідкі присадки, які додаються в мазут в кількості 0,5–2 кг на тону (див. п. 5.3). Наявність підвищеної зольності мазуту ( $A^p=0,4\%$ ), яка складається, переважно, з солей натрію, призводить до того, що під час спалювання такого палива солі випаровуються і конденсуються на поверхнях нагріву, де температура газів  $t_r \leq 850\text{ }^\circ\text{C}$ . Трубки пароперегрівника можуть покриватися пухким сипким нальотом. Подібна картина відбувається на трубах економайзера і повітропідігрівника. Хвостові поверхні непогано очищуються паровими або повітряними обдувками. Добрі результати дає обливання їх водою, але здійснення її його на працюючому парогенераторі призводить до заносу твердими відкладеннями димососа.

Для безпечного, надійного і економічного спалювання мазуту в топках парогенератора мають дотримуватись відповідні умови експлуатації, які визначені в [1 – 3] і службовими інструкціями. Запалювання мазутної форсунки здійснюється розпалювальним смолоскипом лише після ретельної вентиляції топки та газоходів парогенератора. Застосування розпалювального смолоскипу обов'язкове і у випадку запалювання форсунки навіть тоді, коли працюють інші форсунки. Горіння мазуту має бути стабільним без шуму і пульсації. Причинами поганого горіння і зриву полум'я можуть бути низька температура мазуту або його обводненість, шлакування форсунки та інше. Працюючі форсунки мають періодично перевірятись; очищуватись або замінятись новими.

## Запитання для самоперевірки

1. Які топки застосовують для спалювання твердих палив?
2. Як регулюють довжину факела в топці?
3. В яких топках для спалювання вугілля найменші втрати  $q_4$ ?
4. Для яких палив застосовують топки з кульовими барабанними млинами і чому?
5. Як здійснюється регулювання потужності парогенератора в топках з КБМ?
6. Які основні вимоги висуваються до експлуатації газових топок?
7. Чим відрізняється робота топки зі світним факелом від роботи з несвітним факелом?
8. Які основні вимоги до пуску газомазутних топок?
9. Які дії здійснюються в разі загасання факела?
10. Як здійснюється запалення в газомазутних топках?

## 10 ЕКСПЛУАТАЦІЯ ТЯГОДУТТЄВИХ УСТАНОВОК

### 10.1 Характеристики тягодуттєвих установок

Робота тягодуттєвих машин вентиляторів і димососів має забезпечувати нормальну роботу парогенератора для будь-яких його навантажень. Вентилятор має подавати необхідну витрату повітря в топку ( $V_{пв}$ , м<sup>3</sup>/с) з певним тиском перед пальниками, а димосос – видалення продуктів згорання з витратою ( $V_r$ , м<sup>3</sup>/с) з підтриманням сталого розрідження в топці. Недостатня подача або недостатній напір цих машин обмежують паровидатність і потужність парогенератора. Від справності та безперебійної роботи тягодуттєвого устаткування залежить надійність і економічність роботи парогенератора. Витрати електроенергії на привод вентиляторів і димососів становлять одну із основних часток витрат електроенергії на власні потреби парогенератора. В процесі експлуатації тягодуттєвих машин нерідко спостерігається підвищена витрата електроенергії на їх привод, що може зумовлюватись рядом причин:

- низьким коефіцієнтом корисної дії;
- невідповідністю напору і подачі машин характеристикам газових або повітряних трактів;
- застосуванням неекономічних методів регулювання;
- наявністю нещільностей в газових або повітряних трактах, які спричиняють присмоктування або витікання повітря;
- підвищеним аеродинамічним опором на ділянках всмоктування і нагнітання.

Неправильна організація топкових режимів парогенератора, (наприклад, збільшення коефіцієнта надлишку повітря або підвищення температури відхідних газів) можуть створювати важкі умови для роботи тягодуттєвого устаткування. Характеристиками дуттєвих машин, як відомо [12, 13], є залежності повного напору  $H$ , кПа, ККД машини  $\eta$  і споживаної потужності  $N$ , кВт від об'ємної подачі  $V$ , м<sup>3</sup>/год.

Необхідний повний напір (сума статичного та динамічного напору) вентилятора або димососа дорівнює, кПа

$$H_{В,Д} = \Delta H_n, \quad (10.1)$$

де  $\Delta H_n$  – перепад повних напорів ( тисків) повітряного або газового тракту.

Установлена потужність електродвигуна для привода вентилятора або димососа визначається за формулою, кВт

$$N = \frac{V_{В,Д} \cdot H_{В,Д}}{\eta_{В,Д}^e \cdot \eta_{ед}}, \quad (10.2)$$

де  $\eta_{В,Д}^e$  – експлуатаційний ККД машини для цього режиму подачі;

$\eta_{ед}$  – ККД електродвигуна.

На практиці поширено відцентрові тягодуттєві машини двох типів: з лопатками, загнутими вперед, та лопатками, загнутими назад. Машини першого типу мають більш полого напірну характеристику  $H = f(V)$ . Але споживана потужність  $N$  для однакової подачі  $V$  у машин з лопатками, загнутими назад, менша, ніж у машин першого типу. Для однакових габаритів і кількості обертів вала  $n$  вентилятори першого типу дають більші напори, але у вентиляторів другого типу ККД дещо більший, ніж у першого. Порівняльна оцінка на підставі експлуатаційного досвіду дозволяє вважати, що найсприятливішими є машини, які мають більш полого напірну характеристику.

В процесі експлуатації може змінюватись температура робочих речовин, зокрема повітря і відхідних газів. Зміна температури зумовлює зміну густини, яка зменшується пропорційно збільшенню температури, тобто  $\rho_2/\rho_1 = T_1/T_2$ , де  $T$  – абсолютна температура робочого тіла. Як відомо [13, 14], напір тягодуттєвої машини залежить від густини газу. Тоді співвідношення напорів буде дорівнювати

$$\frac{H_2}{H_1} = \frac{T_1}{T_2}. \quad (10.3)$$

Потужність, яка витрачається на привод машини, для сталої подачі змінюється обернено пропорційно абсолютній температурі газоподібного робочого тіла, тобто

$$\frac{N_2}{N_1} = \frac{T_1}{T_2}. \quad (10.4)$$

Нагадаємо також, що зі зміною кількості обертів подача і напір тягодуттєвих машин змінюються за наближеними відношеннями:

$$\frac{V_2}{V_1} \approx \frac{n_2}{n_1}; \quad \frac{H_2}{H_1} \approx \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2. \quad (10.5)$$

Оскільки зі зміною обертів вала ККД машини майже не змінюється, то для сталого значення ККД залежність  $N = f(n)$  має вигляд

$$\frac{N_2}{N_1} \approx \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^3. \quad (10.6)$$

Заводські характеристики сучасних вентиляторів і димососів подаються в безрозмірних координатах  $\bar{V}$ ,  $\bar{H}$ ,  $\bar{N}$ , від яких в кожному конкретному випадку легко перейти до дійсних значень величин:

$$V = 0,785 \cdot \bar{V} D_2^2 U_2; \quad H = \bar{H} \rho U_2^2; \quad N = 0,785 \bar{N} D_2^2 \rho U_2^3, \quad (10.7)$$

де  $U_2 = \pi D_2 n / 60$ ;  $D_2$  – зовнішній діаметр робочого колеса машини;  
 $n$  – кількість обертів за хвилину.

Безрозмірні характеристики не залежать від розмірів машини і зберігають значення для всієї серії цього типу. Крім того, тягодуттєві машини маркуються за коефіцієнтом швидкохідності

$$n_s = 82 \cdot \bar{V}^{0,5} / \bar{H}^{0,75}, \quad (10.8)$$

Втрати напору в газоповітряних каналах складаються із втрат на тертя по довжині каналу  $\Delta H_l$  і втрат у місцевих опорах, що пов'язані зі зміною конфігурації та напрямку каналу  $\Delta H_m$ . Ці втрати напору, як відомо, визначаються за формулами, Па:

$$\Delta H_l = \lambda \frac{l}{d_e} \frac{\rho w^2}{2}, \quad (10.9)$$

$$\Delta H_m = \Sigma \zeta \frac{\rho w^2}{2}, \quad (10.10)$$

де  $\lambda$  і  $\zeta$  – коефіцієнт тертя і місцевого опору, відповідно;

$l$  – довжина каналу;

$d_e$  – еквівалентний діаметр каналу;

$\rho$  – густина повітря або газу для певного тиску і температури;

$w$  – швидкість течії.

Величини  $\lambda$  і  $\zeta$  для газоповітряних трактів і поверхонь парогенераторів наведено в довідниках. Для визначення оптимальної швидкості газу в газопроводах можна користуватися номограмою, яку показано на рис. 10.1, де величина приведенного коефіцієнта тертя дорівнює

$$\zeta_{np} = A + V^{0,5} \Sigma \zeta / l, \quad (10.11)$$

де  $A = 0,05$  для металевих і  $A = 0,07$  для залізобетонних газоходів;

$V$  – об'ємна витрата газу, м<sup>3</sup>/с.

Характеристикою газового тракту називають залежність

$$H_{zm} = \Delta H_l + \Delta H_m = f(V),$$

яка для газу повітряних трактів наближається до параболічної  $H_{zm} \sim \rho w^2$ . Режим роботи тягодуттєвої машини визначається точкою перетину характеристик машини і газового тракту, яку називають робочою точкою.

Зміну робочого режиму можна здійснити лише шляхом зміни характеристики машини або тракту. В першому випадку це можливо шляхом зміни кількості обертів, а в другому – шляхом аеродинамічного опору газопроводу. В другому випадку спостерігається зменшення ККД тягодуттєвих установок. Недостатня експлуатаційна економічність тягодуттєвих машин може зумовлюватись тим, що вони працюють з меншими за номінальні навантаженнями.



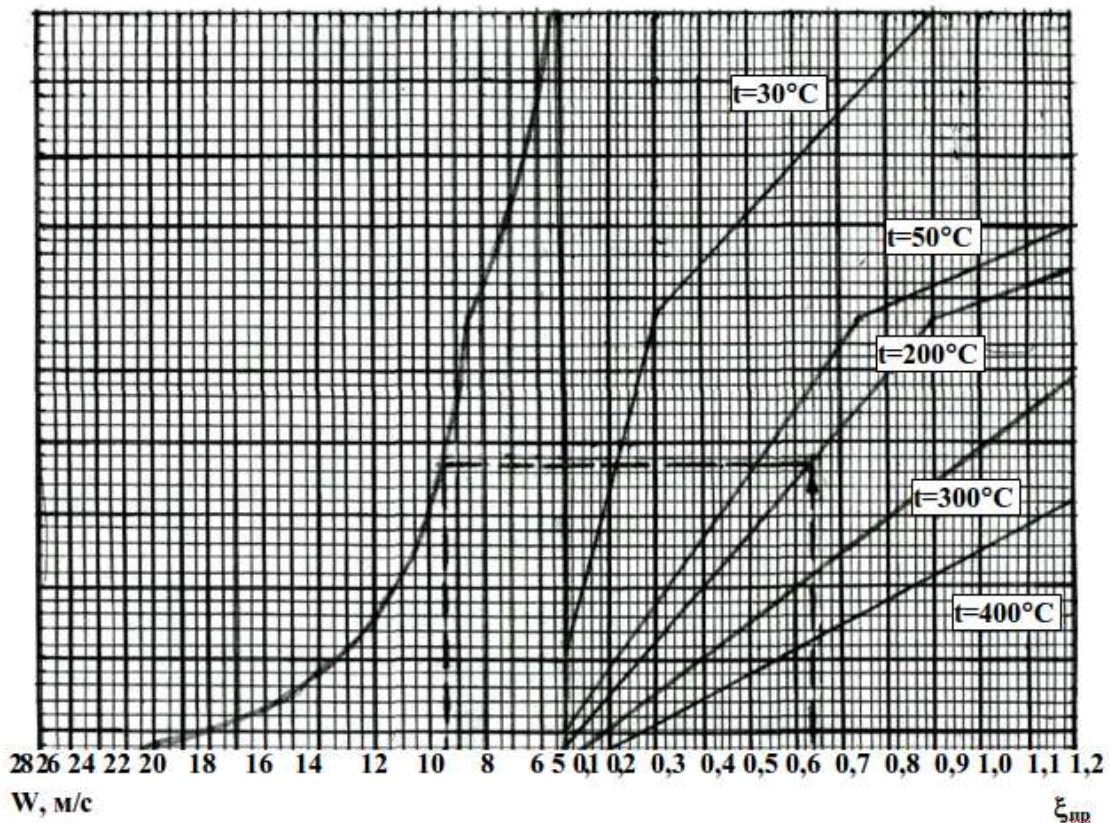


Рисунок 10.1 – Номограма для визначення оптимальної швидкості газів у газопроводах

Це пояснюється кількома причинами:

- 1) вентилятори і димососи вибираються із запасом подачі та напору до 10–15 %;
- 2) шкала типорозмірів серійних машин має великі інтервали з напору та подачі, внаслідок чого можуть установлюватися машини, напір і подача яких перевищують необхідні;
- 3) фактичні аеродинамічні опори газових трактів можуть відрізнятися від розрахункових, що створює додатковий запас напору.

На економічність тягодуттєвих установок впливає нещільність газоповітряних трактів, яка викликає витікання або присмоктування повітря. З'ясуємо це на прикладі.

**Приклад 10.1.** За умови прикладу 7.4 визначити, як зміниться потужність димососа в разі збільшення коефіцієнта надлишку повітря у відхідних газах з 1,3 до 1,5, якщо напір димососа, його ККД і електромеханічний ККД електропривода становлять 2,4 кПа, 0,7 і 0,95, відповідно. В першому наближенні вважати, що напір і ККД незмінні.

### Розв'язання

Із прикладу 7.4 визначаємо: питома витрата димових газів  $V_{\text{вр}} = 13,58 \text{ м}^3/\text{м}^3$ , витрата палива  $B = 1,725 \text{ м}^3/\text{с}$ . Тоді витрата газів дорівнюватиме,  $\text{м}^3/\text{с}$

$$V_{\partial z} = B \cdot V_{\partial z} = 1,725 \cdot 13,58 = 23,425 .$$

Для випадку  $\alpha_{\text{вг}} = 1,5$  питома витрата газів становитиме,  $\text{м}^3/\text{м}^3$

$$V'_{\partial z} = 10,68 + 1,016(\alpha_{\partial z} - 1) \cdot 9,52 = 10,68 + 1,016(1,5 - 1) \cdot 9,52 = 15,516 .$$

Витрата димових газів,  $\text{м}^3/\text{с}$

$$V_{\partial z} = B \cdot V'_{\partial z} = 1,725 \cdot 15,516 = 26,765 .$$

Потужності димососів, кВт

$$N_{\text{Д}} = \frac{V_{\partial z} \cdot H}{\eta_{\text{Д}} \eta_{\text{ед}}} = \frac{23,425 \cdot 2,4}{0,7 \cdot 0,95} = 84,8 ,$$

$$N'_{\text{Д}} = \frac{V_{\partial z} \cdot H}{\eta_{\text{Д}} \eta_{\text{ед}}} = \frac{26,765 \cdot 2,4}{0,7 \cdot 0,95} = 96,6 .$$

Отже, потужність димососа збільшилась на 11,8 кВт або майже на 14 %. Для цього прикладу збільшення частки присмоктувань повітря на 0,1 зумовлює збільшення потужності димососа на 7 %.

## 10.2 Сумісна робота тягодуттєвих машин

Парогенератори середньої потужності комплектуються одним вентилятором і одним димососом. На парогенераторах великої потужності установлюють по два однотипних вентилятори і димососи. Розглянемо умови сумісної роботи двох вентиляторів (рис. 10.2). На цьому рисунку крива  $H_a$  є характеристикою окремого вентилятора, а крива  $H_b$  – сумісна характеристика двох однотипних вентиляторів, які працюють на цей повітропровід. За умови паралельної роботи машини мають бути однаковими  $H_1 = H_2$ , а сумарна подача дорівнювати сумі подач першої та другої машини. В разі паралельної роботи двох однотипних машин крива напорів будується подвоєнням подач для однакових значень напору. В цьому випадку споживана потужність на привод машин також подвоюється. Для заданої характеристики повітряного тракту  $\Delta H_1$  точка 2 відповідає паралельній роботі двох однотипних вентиляторів з подачею  $V_2 = 2V$ . Якщо б працював один вентилятор, то робочий точкою була б точка 1 з подачею  $V_1$ . Таким чином, включення до роботи другого вентилятора дозволяє збільшити подачу на величину  $\Delta V = V_2 - V_1$ .

В разі більш крутої характеристики повітряного тракту  $\Delta H_2$ , для якої напір вентилятора наближається до максимального, сумісна робота двох вентиляторів підвищила б подачу дуже мало ( $\Delta V = V'_2 - V'_1$ ). Отже, в разі крутої характеристики тракту паралельна робота машин буде менш вигідною, чим для пологої характеристики повітропроводів. В разі паралельної роботи тягодуттєвих машин в різних характеристиками машина з більш пологою характеристикою буде завантажуватись більше,

ніж машина з крутою характеристикою. Крім того, паралельна робота різнотипних тягодуттєвих машин може створювати нестійкий режим з пульсаціями подачі, напору та навантаженням електродвигунів. Саме тому для паралельної роботи вибирають машини з однаковими характеристиками.

### **10.3 Деякі засоби запобігання та усунення недоліків в роботі тягодуттєвих установок**

До механічних неполадок, які виникають в процесі експлуатації тягодуттєвих машин, належать вібрації, чиркання ротора об кожух, золова спрацьованість ротора і кожуха, нагрівання підшипників, інше. Причинами, які викликають вібрації, можуть бути: нерівномірний золовий знос лопаток і дисків, послаблення розтяжок ротора; знос вкладишів підшипників ковзання або підшипників кочення; забруднення крильчатки золою або її жолоблення; послаблення болтів підшипникових стояків; неправильне центрування вала машини з валом електродвигуна; чиркання ротора об кожух; прогин вала; недостатня жорсткість рам під підшипниками або всієї опорної конструкції установки.

Вібрація вентиляторів і димососів може сягати значної та небезпечної величини за умови збіжності частоти коливання машини з частотою коливання опорних конструкцій. Якщо величина вібрації перевищує 0,1 мм, потрібно негайно вжити заходів з її ліквідації. Водночас не потрібно забувати, що вчасно не усунена постійна вібрація спричиняє розвиток пошкоджень і додаткові неполадки: передчасний знос підшипників, ослаблення болтових з'єднань, пальців муфти тощо. Якщо величина вібрації досягає недопустимої величини (перевищує 0,2 мм), машина має бути негайно зупинена.

Чиркання ротора об кожух може виникати внаслідок недостатнього зазору між кожухом і ротором на всмоктуванні або зміщенні броні кожуха. Для усунення чиркання необхідна зупинка машини і здійснення необхідного ремонту.

Нагрівання підшипників може виникати через: недостатню кількість масла для змащування, недоброякісне мастило або недостатнє водяне охолодження, високі температури відхідних газів, стиснення роликів підшипників внаслідок термічних розширень і т. ін.

Причиною ненормальної роботи тягодуттєвої машини може бути несправність з'єднувальної муфти між двигуном і машиною (неточне центрування, знос пальців). В процесі експлуатації пиловугільних парогенераторів нерідко виникає золовий знос частин тягодуттєвих установок. Найбільшого зносу зазнають лопатки димососів. Радикальною мірою запобігання золового зносу є установлення ефективного золовловача перед димососом. Застосовується також наплавка лопаток твердими сплавами. Корпус димососа оснащується бронею. Мають бути

запасні відбалансовані ротори для можливості швидкої заміни зношених роторів, а також комплекти вкладишів підшипників.

Несправності в роботі електродвигунів тягодуттєвих машин зустрічаються дуже рідко, особливо для короткозамкнених двигунів високої напруги. Підвищений нагрів електродвигуна може виникати від перенавантаження і недостатньої вентиляції, а також за умови зменшення напруги або випадкового зволоження обмотки. Небезпечність виникнення самозаймання вугільного пилу, який може проникати у вентиляційні канали електродвигуна, потребує періодичних продування стиснутим повітрям. Наявність присмоктувань суттєво зменшує ККД тягодуттєвих машин і спричиняє перенавантаження електродвигунів. Спрацьованість підшипників електродвигуна може викликати вібрацію і чиркання ротора об статор в процесі обертання, що може призвести до серйозної аварії.

**Приклад 10.2.** Із безрозмірної характеристики вентилятора визначено, що для режиму максимального ККД значення  $\bar{V}$ ,  $\bar{H}$ ,  $\bar{N}$  дорівнюють 0,35, 0,88 і 0,308, відповідно. Визначити, які подачу, напір і споживану потужність на валу буде мати вентилятор з діаметром робочого колеса  $D_2 = 1,2$  м, для  $n = 740$  об/хв за температури повітря  $27$  °С, якщо барометричний тиск становить  $748$  мм рт. ст.

### Розв'язання

Атмосферний тиск повітря, кПа

$$P = \rho_{\text{рт}} \cdot g \cdot h = 13,6 \cdot 9,81 \cdot 0,748 = 99,795.$$

Зважаючи на те, що газова стала повітря становить  $0,287$  кДж/(кг·К), густина повітря з температурою  $T = 300$  К дорівнюватиме,  $\text{кг/м}^3$

$$\rho_{\text{вг}} = P / (RT) = 99,795 / (0,287 \cdot 300) = 1,159.$$

Величина,  $\text{м}^2$

$$F = 0,785 D_2^2 = 0,785 \cdot 1,2^2 = 1,13.$$

Колова швидкість повітря на виході з робочого колеса, м/с

$$U_2 = \pi D_2 n / 60 = 3,14 \cdot 1,2 \cdot 740 / 60 = 46,46.$$

Подача вентилятора,  $\text{м}^3/\text{с}$

$$V = \bar{V} \cdot F \cdot U_2 = 0,35 \cdot 1,13 \cdot 46,46 = 18,375.$$

Напір вентилятора, кПа

$$H = \bar{H} \cdot \rho_{\text{вг}} \cdot U_2^2 \cdot 10^{-3} = 0,88 \cdot 1,159 \cdot 46,46^2 \cdot 10^{-3} = 2,2.$$

Потужність на валу вентилятора, кВт

$$N = \bar{N} \cdot F \cdot \rho_{\text{нв}} \cdot U_2^3 \cdot 10^{-3} = 0,308 \cdot 1,13 \cdot 1,159 \cdot 46,46^3 \cdot 10^{-3} = 40,45$$

або  $N = V \cdot H = 18,375 \cdot 2,2 = 40,4$ .

Коефіцієнт швидкохідності

$$n_s = 82 \cdot \bar{V}^{0,5} / \bar{H}^{0,75} = 82 \cdot 0,35^{0,5} / 0,88^{0,75} = 53,39.$$

### Контрольні питання

1. Що розуміють під характеристиками тягодуттєвих машин?
2. Чим відрізняється робота машин з лопатками, загнутими назад від роботи машин з лопатками, загнутими вперед?
3. Як впливає підвищення температури повітря або газу на напір і потужність вентилятора та димососа?
4. Як зміниться напір вентилятора, якщо кількість обертів збільшиться в 1,1 один раз?
5. Як залежить потужність тягодуттєвих машин від кількості обертів?
6. Для чого застосовують характеристики в безрозмірних координатах?
7. Як будується характеристика газового або повітряного тракту?
8. Як визначається робоча точка тягодуттєвої машини?
9. Як впливають присмоктування в газовий тракт на потужність димососа?
10. Як будується сумісна напірна характеристика двох однотипних вентиляторів?
11. З якою метою і за яких умов застосовують паралельну роботу тягодуттєвих машин?
12. Які неполадки в роботі тягодуттєвого устаткування зустрічаються в процесі експлуатації?
13. Які засоби запобігання ненормальної роботи тягодуттєвих машин Вам відомі?

## 11 ХАРАКТЕРИСТИКА ТЕПЛОВИХ ВТРАТ І ЕКОНОМІЧНИЙ РОЗПОДІЛ НАВАНТАЖЕННЯ МІЖ ПАРОГЕНЕРАТОРАМИ

В процесі експлуатаційних випробувань експериментально визначаються питомі теплові втрати в парогенераторі в інтервалі від мінімальної до максимальної теплової потужності. Загальний характер сумарних теплових втрат  $q_c$  від теплової потужності (паровидатності) парогенератора зображений на рис. 11.1. Залежність  $q_c = f(Q)$  має криволінійний характер. Якщо до кривої сумарних втрат I провести дотичну і з початку координат II, то в точці дотику O можна буде визначити оптимальне теплове навантаження  $Q_o$ , яке відповідає мінімальним питомим втратам. Фактична крива втрат лише в одній точці збігається з дотичною II. Всі інші точки розташовані або нижче, або вище точки O.

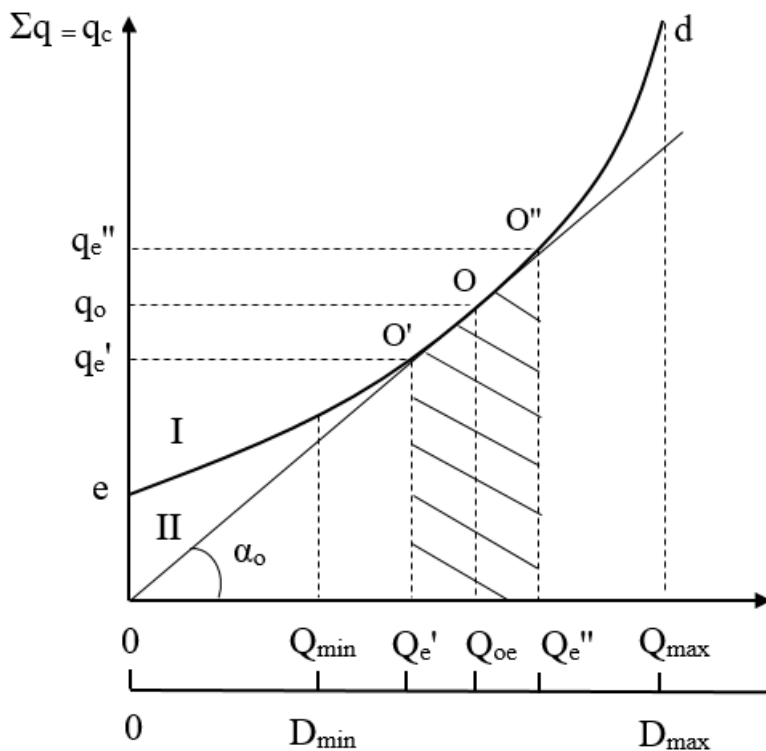


Рисунок 11.1 – Характеристика сумарних теплових втрат

В характеристиці  $q_c = f(Q)$  можна виділити три характерні зони навантажень: низьких (30–40 %), середніх (40–85 %), підвищених більше 85 % від номінального. Перша зона практично не є стійкою внаслідок нестійкого режиму горіння. Друга зона відповідає найбільш економічній роботі парогенератора. Третя зона характеризує навантаження, економічність яких менше оптимального. Практично дотична до кривої  $q_c = f(Q)$  зливається з ділянкою, де так звана зона економічної потужності  $Q_e$  має не одне значення, а точки O', O і O'' лежать на січній, проведеній з початку координат. В зоні знижених завантажень криву O' – O можна замінити прямою. Таким самим чином криволінійну характеристику  $q_c = f(Q)$  можна замінити ламаною лінією e – O' – O – d. Відрізок o – e характеризує сумарні питомі втрати «холостого ходу» (ця назва умовна). Оскільки характеристика теплових втрат апроксимується трьома прямими лініями: e – O', O' – O'' і O'' – d, то і характеристика витрати палива  $B = f_i(Q)$  буде являти собою ламану лінію (рис. 11.2).

На рис. 11.2 показано також зміни ККД парогенератора  $\eta$  і питомої витрати палива  $b$ . В межах низьких навантажень (перша зона) витрата палива визначається сталою та змінною складовими:

$$B_n = a + C_n Q_n, \quad (11.1)$$

де  $a$  – витрата холостого ходу;

$C_n$  – додаткова питома витрата (приріст) палива;

$Q_n$  – теплова потужність в діапазоні  $O - O'$ .

Питома витрата палива ( на одиницю потужності)

$$b = \frac{a}{Q_n} + C_n \quad (11.2)$$

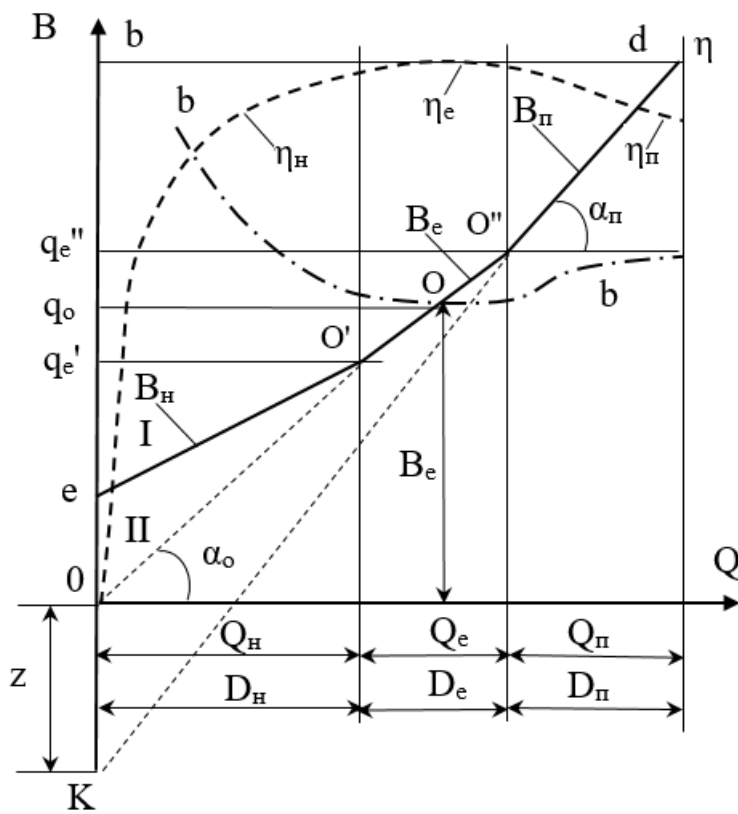


Рисунок 11.2 – Паливна характеристика парогенератора

навантаженню і дорівнює

$$B_e = a + C_n Q_n + C_e Q_e. \quad (11.4)$$

Питома витрата палива дорівнює величині відносного приросту  $C_e$  і є сталою, тобто  $b_e = C_e = const$ . Сталим залишається і ККД парогенератора.

В зоні підвищених навантажень витрата палива змінюється по лінії  $O'' - d$ , продовження якої дає від'ємний відрізок –  $z$  на вертикальній осі. Витрата палива в цій зоні становитиме

Чим більша теплова потужність  $Q_n$ , тим менша відносна витрата холостого ходу і тому з підвищенням теплового навантаження витрата палива зменшується.

Залежність ККД парогенератора від завантаження є зворотною питомій витраті палива

$$\eta = \left( \frac{a}{Q_n} + C_n \right)^{-1}. \quad (11.3)$$

Витрата палива в зоні економічних навантажень пропорційна

$$B = -z + C_n Q_n. \quad (11.5)$$

Значення питомої витрати палива і ККД в діапазоні підвищених навантажень дорівнюватиме

$$b_n = -\frac{z}{Q_n} + C_n; \quad \eta_n = \left( -\frac{z}{Q_n} + C_n \right)^{-1}. \quad (11.6)$$

Загальна витрата палива в парогенераторі буде обчислюватися за формулою

$$B_{заг} = a_n + C_n Q_n + C_e Q_e + C_n Q_n. \quad (11.7)$$

Значення  $C_n$ ,  $C_e$  і  $C_n$  визначаються із рівнянь відповідних прямих ліній.

В практиці експлуатації котелень оптимальному розподілу навантажень між парогенераторами не завжди приділяється належна увага. Через це цілком доступна економія палива часто не реалізується. Для кожного парогенератора може бути побудована істинна витратна характеристика  $B = f(D)$  (рис. 11.3). Найменші витрати палива будуть досягатись, коли відносні прирости витрат палива будуть однаковими. На рис. 11.3 індексами «н» позначені витрати палива і пари для номінальної потужності парогенераторів.

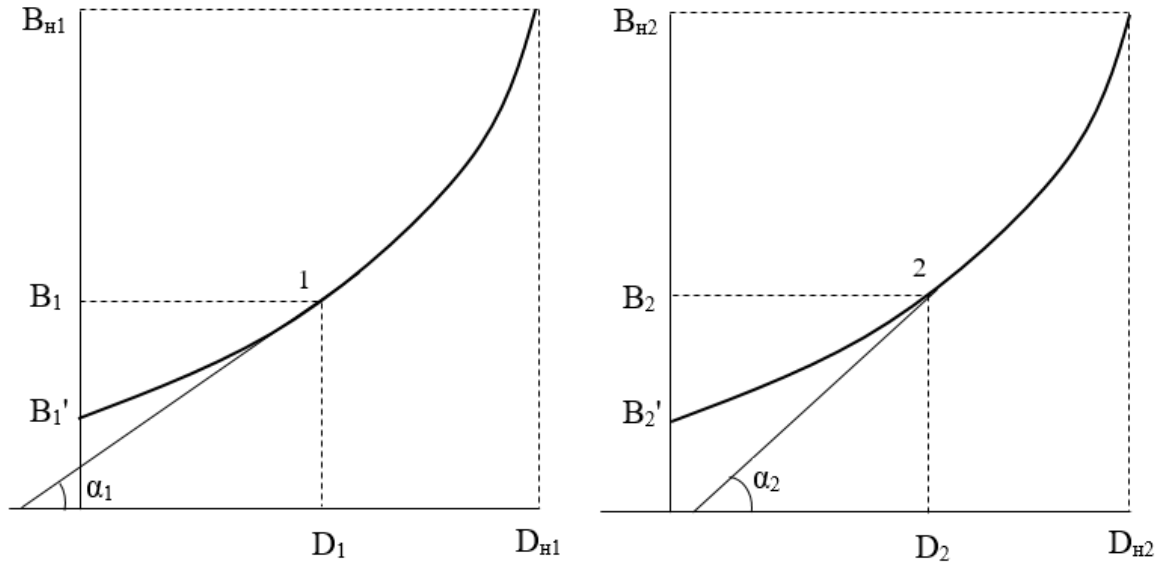


Рисунок 11.3 – Витратні характеристики парогенераторів

Нехай сумарна паровидатність становить  $D_c = D_1 + D_2$ . Якщо парогенератор завантажений на  $D_1$ , то завантаження другого має бути  $D_2 = D_c - D_1$ . Функціональні залежності витрат палива запишуться як:  $B_1 = f_1(D_1)$ ,  $B_2 = f_2(D_2)$ , а сумарна витрата палива становитиме

$$B_c = B_1 + B_2 = f_1(Q_1) + f_2(Q_2). \quad (11.8)$$



Для того, щоб витрата палива була найменшою, необхідно, щоб перша похідна суми в правій частині (11.8), яка взята за завантаженням будь-якого із парогенераторів, дорівнювала нулю, а друга похідна була додатною. Отже, умову мінімуму сумарної витрати палива  $B_c$  можна отримати як результат диференціювання, наприклад, за  $D_1$ , тобто

$$\frac{dB_c}{dD_1} = \frac{dB_1}{dD_1} + \frac{dB_2}{dD_1} = \frac{dB_2}{dD_2} \frac{dD_2}{dD_1} = 0. \quad (11.9)$$

Похідна  $\frac{dD_2}{dD_1}$  визначається за умови  $D_1 + D_2 = const$ . Тоді  $dD_1 + dD_2 = 0$  або

$$\frac{dD_2}{dD_1} = -1. \text{ З урахуванням останнього рівняння замість (11.9) одержимо}$$

$$\frac{dB_1}{dD_1} + \frac{dB_2}{dD_2}. \quad (11.10)$$

Останній вираз показує, що для отримання мінімальної сумарної витрати палива, кожний із парогенераторів має нести таке навантаження, за якого нахил дотичної до характеристики одного парогенератора дорівнював нахилу дотичної (похідної) до характеристики другого. Іншими словами, коли дотримується умова  $tg\alpha_1 = tg\alpha_2$  ( $\alpha_1 = \alpha_2$ ). Часто похідні в (11.10) можна замінити величинами відносного приросту палива

$$\Delta b = \frac{\Delta B_1}{\Delta D_1} + \frac{\Delta B_2}{\Delta D_2} = tg\alpha. \quad (11.11)$$

В кожний момент часу відносні прирости витрати палива на кожному із працюючих парогенераторів мають бути однаковими. З підвищенням загального навантаження насамперед має завантажуватися той парогенератор, у якого менший відносний приріст палива. Для того, щоб визначити відносний приріст витрати палива для певного навантаження, необхідно визначити першу похідну витрат шляхом аналітичного або графічного диференціювання функції  $B = f(D)$  або  $B_1 = f(D_1)$ , які побудовані за даними випробувань. Побудову сумарної характеристики  $\Delta B/\Delta D$  парогенераторів, які мають різні характеристики, показано на рис. 11.4.

В кожний момент часу відносні прирости витрати палива в парогенераторах мають бути однаковими. Тому підсумовування навантажень окремих парогенераторів потрібно здійснювати за однакових значень відносних приростів витрати палива. Якщо в котельні працюють парогенератори з різними характеристиками відносних приростів, то за

найменше значення відносного приросту витрати палива в котельні береться його найменше значення для парогенераторів цієї котельні.

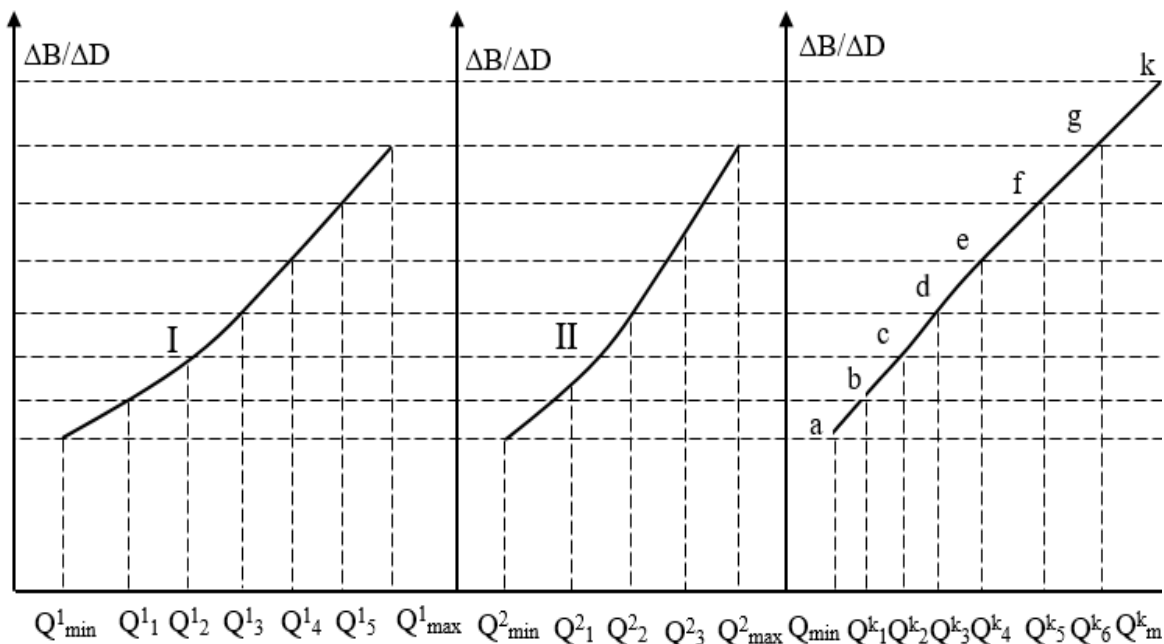


Рисунок 11.4 – Характеристики відносних приростів витрати палива в парогенераторах I, II, а в котельні – III

За найбільше значення відносного приросту витрати палива береться його максимальне значення парогенераторів цієї котельні. Злам характеристики котельні відбувається в точках, які відповідають мінімальним і максимальним навантаженням окремих парогенераторів. Мінімальне навантаження котельні дорівнює  $Q_{\min}^k = Q_{\min}^1 + Q_{\min}^2$ . Перший злам характеристики котельні (точка b) спостерігається початком навантаження другого парогенератора. Мінімальна витрата палива для мінімального навантаження  $Q_{\min}^k$  дорівнює сумі витрат палива на окремі парогенератори, тобто  $B_{\min}^k = B_{\min}^1 + B_{\min}^2$ . Витрата палива для навантаження  $Q_1^k$  дорівнює  $B_1^k = B_1^1 + B_{\min}^2$ . Витрата палива в котельні для навантаження  $Q_2^k$  становить  $B_2^k = B_2^1 + B_1^2$ . Аналогічно визначаються витрати палива для інших навантаження котельні.

Необхідними початковими даними для оптимального розподілу навантаження між парогенераторами мають бути отримані як результат експлуатаційних випробувань значення витрат палива залежно від навантаження. Нехай, наприклад, в котельні працює два парогенератори, а третій перебуває в резерві. Показники роботи працюючих парогенераторів наведено в таблицях 11.1. і 11.2.

Таблиця 11.1 – Показники роботи першого парогенератора

Показники	Витрата пари, $D_1$ , т/год							
	40	50	60	70	80	90	100	110
Теплова потужність, МВт	28,22	35,275	42,333	49,377	56,444	63,500	70,555	77,610
ККД парогенератора	0,8	0,83	0,88	0,92	0,9	0,88	0,861	0,84
Витрата умовного палива, кг/с	1,2	1,45	1,642	1,832	2,140	2,462	2,800	3,153

Таблиця 11.2 – Показники роботи другого парогенератора

Показники	Витрата пари, $D_2$ , т/год							
	40	50	60	70	80	90	100	
Теплова потужність, МВт	28,22	35,275	42,333	49,377	56,444	63,500	70,555	
ККД парогенератора	0,82	0,85	0,89	0,93	0,87	0,85	0,83	
Витрата умовного палива, кг/с	1,174	1,416	1,623	1,812	2,214	2,550	2,901	

Із наведених даних наочно видно, що в діапазоні витрат пари 80 – 110 т/год доцільніше завантажувати перший парогенератор, а в діапазоні витрат пари 40 – 70 т/год – другий. Так, наприклад, для завантаження котельні на 180 т/год оптимальними варіантами розподілу навантаження між парогенераторами будуть варіанти, коли  $D_1 = 100$  т/год,  $D_2 = 80$  т/год або  $D_1 = D_2 = 90$  т/год. Для завантаження котельні на 150 т/год оптимальним розподілом навантаження між парогенераторами буде:  $D_2 = 70$  т/год і  $D_1 = 80$  т/год. Подання залежностей  $B_1 = f(D_1)$  і  $B_2 = f(D_2)$  в табличному вигляді незручне для визначення проміжних значень витрат палива, наприклад  $D_1 = D_2 = 75$  т/год. Задача оптимального розподілу навантаження між парогенераторами ще більше ускладнюється за умови експлуатації трьох або більше парогенераторів. Тому подання результатів випробувань в графічній інтерпретації (рис. 11.4) найбільш доцільне.

### Запитання для самоперевірки

1. На якій підставі будуються характеристики теплових втрат в парогенераторі?
2. Як апроксимуються криволінійні характеристики ?
3. На які зони поділяються вищезазначені характеристики?
4. Що розуміють під питомою витратою палива?
5. Що є умовою для оптимального розподілу навантаження між парогенераторами?
6. Як будується сумарна характеристика для парогенераторів?

## 12 ПОКАЗНИКИ РОБОТИ ПАРОГЕНЕРАТОРІВ

Показники роботи парогенераторів поділяються на три категорії:

1) техніко-економічні, до яких належать коефіцієнти корисної дії бруutto і нетто, питомі витрати умовного палива на одиницю виробленої продукції або енергії, питомі витрати електроенергії на власні потреби;

2) технологічні, які характеризують досконалість режимів експлуатації: вміст  $\text{RO}_2$ ,  $\text{O}_2$ ,  $\text{CO}_2$  в продуктах згорання, температуру відхідних газів, наявність палих у золі жужелиці, інші;

3) показники, які визначають надійність роботи парогенератора.

Техніко-економічні показники визначаються за результатами експлуатаційних випробувань. Визначення витрати палива, ККД бруutto і нетто наведено в розділі 6. Питомі витрати умовного палива на виробництво одиниці пари або енергії визначаються за формулами, кг/кг або кг/ГДж

$$B_{yD} = \frac{B_y}{D}; \quad B_{yQ} = \frac{B_y \cdot 10^3}{Q_{\text{вир}}}. \quad (12.1)$$

де  $B_y$  – витрати умовного палива, кг/с;

$D$  – паровидатність парогенератора, кг/с;

$Q_{\text{вир}}$  – вироблена теплова потужність, МВт.

Коефіцієнт корисної дії бруutto є показником ефективності роботи парогенератора і по суті справи характеризує економічність його роботи. ККД парогенератора нетто відображає вплив витрат теплоти та електроенергії на ефективність використання палива.

Технологічні показники роботи парогенератора отримуються шляхом систематичного контролю та обліку роботи парогенераторної установки. Черговий персонал котельні заповнює добові відомості роботи парогенераторів на підставі показань вимірювальних пристроїв. Ці відомості є первинними документами для складання вторинної технічної звітності, яка характеризує роботу окремого парогенератора і котельні загалом за звітний період: зміну, добу, місяць, квартал та рік. Ці показники дозволяють аналізувати роботу основного допоміжного устаткування парогенераторної установки з погляду правильності здійснення режимів експлуатації та економічності, виявляти відхилення основних показників роботи від нормативних та їх причини з метою підвищення ефективності роботи парогенераторів.

Надійність роботи парогенераторної установки безпосередньо відбивається на її економічності. Ненадійне в роботі устаткування зумовлює вимушені зупинки, поточні ремонти, додаткові витрати на розпалювання та пуск парогенератора. Орієнтовні витрати умовного палива на розпалювання парогенераторів наведено в табл. 12.1.

Таблиця 12.1 – Витрати умовного палива на розпалювання парогенераторів, кг

Поверхня нагріву, м <sup>2</sup>	Тривалість зупинки, год						
	2	6	12	18	24	48	>48
50	10	25	50	75	100	200	320
100	17	50	100	150	200	400	600
200	34	100	200	300	400	800	1200
300	52	150	300	450	600	1200	1800
400	68	200	400	600	800	1600	2400
500	85	250	500	750	1000	2000	3000

Під вимушеними зупинками розуміють такі зупинки, коли парогенератор не може забезпечити нормативну паровидатність, не може забезпечити нормативних параметрів пари та режимних показників роботи або внаслідок пошкоджень потребує термінового зупинення для поточного або аварійного ремонту. Зрозуміло, що чим більша робота парогенератора без зупинок, тим вона надійніша. Показники надійності експлуатації парогенераторів оцінюються за допомогою певних коефіцієнтів.

Річний коефіцієнт робочого часу

$$K_P = \frac{\tau_{роб}}{\tau_p} = \frac{\tau_{роб}}{8760}. \quad (12.2)$$

де  $\tau_{роб}$  – тривалість роботи парогенератора протягом року, год.

$\tau_p$  – річна кількість годин.

Коефіцієнт готовності до роботи

$$K_z = \frac{\tau_{роб}}{\tau_z}, \quad (12.3)$$

де  $\tau_z = \tau_{роб} + \tau_{рез}$ ;  $\tau_{рез}$  – час перебування в резерві.

Річне виробництво пари, т

$$D_p = \sum_{\tau=0}^{\tau=\tau_p} D_i \cdot \tau_i, \quad (12.4)$$

де  $D_i$  – поточне значення паровидатності за термін  $\tau_i$ .

Тривалість використання номінальної потужності, год.

$$\tau_{ВНП} = \frac{D_p}{D_{HDM}}. \quad (12.5)$$

Коефіцієнт використання номінальної потужності

$$K_{ВНП} = \frac{\tau_{ВНП}}{\tau_p} = \frac{\tau_{ВНП}}{8760}. \quad (12.6)$$

Середнє завантаження парогенератора, т/год

$$D_{CP} = \sum_{\tau=0}^{\tau=\tau_{роб}} (D_i \cdot \tau_i) / \tau_{роб} \cdot \quad (12.7)$$

Коефіцієнт завантаження парогенератора

$$K_{ЗВ} = D_{CP} / D_H \cdot \quad (12.8)$$

Коефіцієнт використання паровидатності

$$K_{ВИК} = K_{ЗВ} \cdot K_{ВНП} \cdot \quad (12.9)$$

Останній коефіцієнт комплексно оцінює сполучення показників роботи  $K_{ЗВ}$  і  $K_{ВНП}$  в умовах експлуатації і є ширшим критерієм для порівнювання надійності роботи парогенераторів. Зниження економічності роботи в разі збільшення  $K_{ВНП}$  свідчить про погіршення стану парогенератора.

Важливим показником, що відображає технічний рівень стану устаткування та його експлуатації, є собівартість виробленої продукції (пари або теплоти). В собівартість теплоти входять змінні та постійні витрати. До змінних витрат відносять витрати на паливо, електроенергію, воду, допоміжні матеріали. Постійні витрати складаються із витрат на заробітну плату, амортизацію будівель та устаткування, витрати на поточний ремонт, відрахувань в позабюджетні фонди та інші.

Головною складовою собівартості теплової енергії є вартість палива, яка залежить від питомої витрати на вироблений МДж або МВт·год. Ціни на паливо визначаються кон'юнктурними умовами. Ціна палива впливає на умови до експлуатації, тобто до режимів роботи устаткування та термінів його використання. В разі високої ціни на паливо потрібно ставити найбільш економічне обладнання.

Складова заробітної плати залежить від чисельності персоналу котельні та середнього рівня заробітної плати. Ці витрати залежать від ступеня автоматизації та механізації парогенераторних установок. Ця складова зменшується зі збільшенням коефіцієнта використання номінальної потужності за (12.6).

Амортизаційні витрати є одними із найважливіших витрат, які призначені для відтворення властивостей устаткування, що зношується у процесі експлуатації. Частка амортизаційних відрахувань становить до 15 % і залежить як від вартості основних фондів, так і від норм їх амортизації. Норми амортизаційних відрахувань залежать від ступеня зношеності та терміну роботи основних засобів виробництва. Амортизаційні витрати складаються із відрахувань як відсоток вартості будівель, споруд і обладнання. Вони мають забезпечувати витрати на ремонти, а також часткове оновлення (модернізацію) устаткування. Основним напрямком зменшення собівартості теплової енергії є:

підвищення ККД парогенераторів і виключення втрат палива; зменшення витрат електроенергії на власні потреби парогенераторної установки; застосування нових енергозберезжних технологій; використання дешевих видів палива; застосування комплексної механізації систематизації робочих процесів.

**Приклад 12.1.** Парогенератор БКЗ-75-39 БМ з номінальною паровидатністю 75 т/год протягом доби перебуває у гарячому резерві 3 год, а його добовий режим роботи наведено в табл. 12.2.

Таблиця 12.2 – Добовий графік завантаження парогенератора

D, т/год	25	40	50	60	65	70	75	0
τ, год	2	2	3	3	4	4	3	3

Визначити добові показники надійності роботи парогенератора.

### Розв'язання

Кількість робочих годин, год

$$\tau_{роб} = \tau_{\delta} - \tau_{рез} = 24 - 3 = 21.$$

Добовий коефіцієнт робочого часу

$$K_P = \tau_{роб} / \tau_{\delta} = 21 / 24 = 0,875.$$

Коефіцієнт готовності до роботи

$$K_z = \tau_{роб} / (\tau_{роб} + \tau_{рез}) = 21 / (21 + 3) = 0,875.$$

Добове виробництво пари, т

$$D_{\delta} = \sum_{i=0}^{i=\tau_p} (D_i \cdot \tau_i) = (25 \cdot 2 + 40 \cdot 2 + 50 \cdot 3 + 60 \cdot 3 + 65 \cdot 4 + 70 \cdot 4 + 75 \cdot 3) = 1225$$

Середнє завантаження парогенератора, т/год

$$D_{CP} = D_{\delta} / \tau_{\delta} = 1225 / 24 = 51.$$

Коефіцієнт завантаження парогенератора

$$K_{ЗВ} = D_{CP} / D_{ном} = 51 / 75 = 0,68.$$

Тривалість використання номінальної потужності, год

$$\tau_{ВНП} = D_{\delta} / D_{ном} = 1225 / 75 = 16,333.$$

Коефіцієнт використання номінальної потужності

$$K_{ВНП} = \tau_{ВНП} / \tau_p = 16,33 / 21 = 0,777 .$$

Коефіцієнт використання паровидатності

$$K_{ВИК} = K_{ЗВ} \cdot K_{ВНП} = 0,68 \cdot 0,777 = 0,528 .$$

### Запитання для самоперевірки

1. Чим техніко-економічні показники роботи парогенератора відрізняються від технологічних?
2. Як визначають питомі витрати умовного палива?
3. Який зв'язок існує між питомими витратами умовного палива і ККД парогенератора?
4. Що є первинними документами звітності?
5. Що розуміють під вимушеними зупинками парогенератора?
6. Що характеризує коефіцієнт готовності до експлуатації?
7. Що характеризує коефіцієнт використання номінальної потужності?
8. Що характеризує коефіцієнт завантаження парогенератора?
9. Як визначається середнє завантаження парогенератора за певний термін його роботи?
10. Що характеризує коефіцієнт використання паровидатності (потужності)?
11. Яка головна складова собівартості теплової енергії?
12. Що розуміють під амортизаційними відрахуваннями?
13. Які існують напрями для зменшення собівартості теплової продукції?



## 13 ОБСЛУГОВУВАННЯ ПАРОГЕНЕРАТОРА В ПРОЦЕСІ ЕКСПЛУАТАЦІЇ

### 13.1 Загальні положення

Експлуатація парогенератора має забезпечувати надійну і економічну генерацію пари необхідних параметрів та безпечні умови праці обслуговуючого персоналу. Для виконання цих умов експлуатація має здійснюватися згідно з положеннями [1–6]. На підставі цих документів для кожної парогенераторної установки мають бути розроблені посадові та технологічні інструкції з обслуговування, ремонту, техніки безпеки, попередження та ліквідації аварії. Знання інструкцій та правил технічної експлуатації є обов'язковим для персоналу. Має вестися оперативний журнал, в який заносяться записи чергового персоналу про роботу устаткування, а також ремонтна книга, в яку записують відомості про намічені дефекти обладнання і засобах їх усунення.

Обслуговування парогенератора полягає в контролюванні та регулюванні його роботи. Технічний контроль необхідний для оперативного ведення процесів, нагляду за надійністю та безпекою роботи, а також для отримання початкових даних первісної звітності про роботу парогенераторної установки.

Об'єктами технічного контролю мають бути:

- витрата пари та її параметри;
- якість води і пари;
- витрата палива та його якість;
- рівень води в барабані;
- температури відхідних газів, живильної води та гарячого повітря;
- аналіз продуктів згорання на  $RO_2$  або  $O_2$ ;
- розрідження в топці та заходах;
- тиск повітря перед пальниками;
- витрата електроенергії на власні потреби.

Крім того, здійснюється місцевий контроль за роботою окремих механізмів (температурою підшипників, положеннями регульованих клапанів, шиберів, інше.)

Для технічного контролю та оперативного управління режимами роботи парогенератор має бути оснащений відповідними контрольно-вимірювальними приладами: манометрами, приладами для вимірювання температур середовища, запірною і регульовальною арматурою, живильними та запобіжними пристроями.

На парогенераторах установлюють манометри, які вимірюють тиск пари в барабані та після пароперегрівника до головної парової засувки, а також на живильній лінії перед регульовальним клапаном. Необхідно, щоб манометр мав з'єднувальну сифонну трубку з гідравлічним затвором. На циферблаті манометра має бути нанесена червона риска, яка відповідає

значенню допустимого тиску з урахуванням стовпчика води для знижених манометрів. Манометр встановлюється таким чином, щоб його показання чітко бачив обслуговуючий персонал. Шкала манометра має бути розташована або вертикально, або з нахилом до 30°.

Для вимірювання температури перегрітої пари встановлюються вказівно-реєструвальні прилади. Крім приладів на загальних паропроводах встановлюються місцеві прилади для вимірювання температури на виході з кожної поверхні нагріву парогенератора. Крім того, вимірюється температура живильної води, а також рідкого палива перед форсунками.

Тип арматури, її кількість і місце встановлення мають вибиратись організацією, яка проектує парогенератор. На вході живильної води має бути встановлений зворотний клапан, який запобігає витoku води з парогенератора, і запірний кран. На живильних лініях встановлюються регульовальні органи (засувки, вентилі, клапани). Крім автоматичного регулятора живлення має бути обладнаний дистанційний привод для управління регульовальними органами з робочого місця оператора. Барабани, колектори, пароперегрівник, економайзер оснащуються відповідною арматурою для продувки і зливу води із найнижчих точок. На кожному продувальному, дренажному трубопроводі, а також на трубопроводі відбору проб води і пари мають бути подвійні запірні органи, серед яких один керівний. Умовний діаметр продувальних трубопроводів має бути не менше 20 мм. На нагнітальній і всмоктувальній лініях насосів встановлюються запірні клапани.

Для контролю рівня води в барабані на парогенераторі має бути не менше двох водопоказних приладів прямої дії. У випадках поганої видимості водопоказних приладів мають бути два знижених показники рівня. На водопоказних приладах встановлюються покажчики нижнього і верхнього рівня. Перший встановлюється не менше як на 25 мм вище нижньої кромки скла, а другий – не менш як на 25 мм нижче верхньої кромки скла.

Покажчики рівня води обладнуються запірною арматурою (краном або вентилем) для відключення їх від барабана.

Парогенератор має бути обладнаний приладами безпеки, які забезпечують своєчасне і надійне автоматичне відключення парогенератора або окремих його елементів у випадках понаднормових відхилень від заданих режимів експлуатації. Парогенератор обладнується двома незалежними запобіжними клапанами, із яких один – контрольний. За наявності в парогенераторі невідключуваного пароперегрівника один із запобіжних клапанів встановлюється на вихідному колекторі пароперегрівника.

Запобіжні клапани мають бути важільними, пружинними або імпульсними. На парогенераторах із тиском  $P \geq 4$  МПа встановлюються тільки імпульсні запобіжні клапани. Вони мають бути відрегульовані на

певний тиск:  $P_{зк} = P + 0,03$  МПа для робочого тиску  $P = 0,7 - 1,4$  МПа;  $P_{зк} = 1,03P$  МПа для  $P = 1,4 - 6$  МПа;  $P_{зк} = 1,05P$  для  $P > 10$  МПа.

Для регулювання або корегування робочих процесів парогенератор оснащується дистанційними засобами, які дозволяють здійснювати ці процеси безпосередньо з пульта управління.

### **13.2 Обслуговування парогенераторної установки під час роботи**

Настройка режиму роботи парогенератора залежно від поточної паровидатності здійснюється оператором за режимною картою. Під час обслуговування парогенератора оператор має постійно слідкувати за значеннями: витрат, тисків і температур пари та живильної води; рівня води в барабані; розрідженням в топці та заходах; температурами газів на виході із поверхонь нагріву; вмістом  $RO_2$  або  $O_2$  в продуктах згорання. Регулювання паровидатності, як зазначалось раніше, здійснюється шляхом зміни подачі палива, повітря та забезпечення відповідної тяги. Результати спостережень періодично заносяться в оперативний журнал. Регулюючи паровидатність, необхідно дуже повільно змінювати подачу палива і повітря. Крім того, необхідно здійснювати постійний візуальний контроль за процесом горіння в топці через вічки. Ознакою правильної організації процесу горіння є рівномірне заповнення факелом топкової камери, а також відсутність горіння на виході з топки. Режим горіння контролюється і регулюється за показаннями газоаналізатора.

Регулювання температури перегрітої пари може здійснюватись за допомогою зміни коефіцієнта надлишку повітря, періодичних обдувок поверхонь нагріву, пароохолодників або рециркуляції димових газів. Контроль за станом забруднень поверхонь нагріву здійснюється за температурою газів і аеродинамічним опором газоходу. Обслуговуючому персоналу необхідно слідкувати за нормальною роботою усього обладнання і не рідше одного разу за зміну перевіряти справність дії манометрів, водопоказних приладів та запобіжних клапанів.

Надійна робота парогенератора неможлива без його нормального живлення водою. Контроль роботи автоматичних регуляторів живлення оператор здійснює за показаннями водомірних приладів. Рівень води у водомірному склі має злегка коливатись. Нерухомий рівень свідчить про забруднення водомірного скла. Його справність перевіряється продувкою. Для цього відкривають продувальний кран і одночасно здійснюють продувку водяної та парової трубки. Після цього закривають водяний кран і продувають парову трубку і скло. Далі закривають водяний кран і продувають парову трубку. Після цього закривають паровий кран, відкривають водяний кран і продувають водяну трубку та скло. Насамкінець відкривають паровий кран і закривають продувальний кран. В цьому випадку рівень води у водомірному склі має показувати дійсний рівень води в барабані. Крім водопоказних приладів безпосередньої дії

рівень води в барабані контролюють за допомогою знижених водопоказників гідростатичної дії, які працюють за принципом диференційних манометрів. Їх, як правило, заповнюють бромформом, густина якого в 2,89 рази більше густини води.

Для видалення шламу із нижніх колекторів використовують періодичну продувку. Терміни такої продувки визначаються виробничою інструкцією, як правило, не рідше одного разу за зміну. Періодична продувка здійснюється в такій послідовності. Барабан парогенератора заповнюється до верхньої позначки водомірного скла. Спочатку відкривають другий за ходом води вентиль, а згодом і перший (верхній). Під час продувки здійснюється безперервний контроль рівня води в барабані. За наявності гідравлічних ударів в продувальному трубопроводі необхідно прикривати продувальний вентиль до припинення стуку в трубопроводі, після чого вентиль знову повільно відкривають. Після закінчення продувки спочатку закривають перший вентиль, а потім і другий (нижній). Через деякий час після продувки необхідно перевірити щільність запірної арматури шляхом оцупування продувального трубопроводу, який має бути холодним.

Справність запобіжних клапанів перевіряються щозмінно шляхом їх обережного відкривання. Також щозмінно здійснюється перевірка справності манометра шляхом «посадки на нуль». Для цього повільно перекидають триходовий кран манометра і з'єднують його з атмосферою. Після того як його стрілка буде на нульовій позначці, повертають триходовий кран в початкове (робоче) положення. Для перевірки манометра періодично (не рідше одного разу за півроку) порівнюють його показники з показниками контрольного манометра.

Під час роботи парогенератора необхідно уважно стежити за щільністю газопроводів і газової арматури. Періодично, не менше одного разу за зміну, здійснювати перевірку на витікання газу за вмістом газу в приміщенні котельні. В разі його вмісту більше 1 % необхідно виявити місце витіку та ліквідувати витік газу. Обслуговуючому персоналу необхідно слідкувати за станом обмурівки, щільністю лазів і лючків; під час обходів виявляти присмоктування повітря в газовий тракт парогенератора. Періодично необхідно перевіряти роботу живильних насосів і тягодуттєвих установок, контролюючи температуру статорів електродвигунів і підшипників, а також їх вібрацію. В разі необхідності підтягувати гайки фундаментних болтів; слідкувати за чистотою обладнання. Особливу увагу потрібно приділяти усуненню скупчень вугільного пилу. Через кожні дві години робити записи показань контрольно-вимірвальних приладів у оперативний журнал.

В разі порушення нормальної роботи парогенератора внаслідок несправностей, які можуть призвести до аварії, або у випадках, коли трапилась аварія, парогенератор має бути негайно зупинений. Негайне зупинення здійснюється у випадках:

- виявлення несправності запобіжного клапана;
- тиск в барабані зростає вище допустимого на 10 % і продовжує зростати;
- рівень води зменшується, не дивлячись на живлення парогенератора;
- підвищення рівня води понад допустиме значення, якщо за рахунок продування знизити його не вдається;
- припинення дії всіх живильних насосів;
- несправність всіх показчиків рівня води;
- погасання факела в топці;
- пошкодження основних елементів парогенератора (барабана, колекторів, труб, пропуски пари в зварних з'єднаннях );
- порушення кладки парогенератора;
- горіння палива в газоходах.

В разі аварійної зупинки парогенератор має бути негайно відключений від парової магістралі. Порядок аварійних зупинок має бути вказаний в інструкції з обслуговування парогенератора, розробленій відповідно до [1, 2].

### **Запитання для самоперевірки**

1. Що має бути об'єктами технічного контролю?
2. Якими контрольно-вимірними приладами оснащується парогенератор?
3. Які прилади застосовують для контролю рівня води в барабані?
4. Якими приладами безпеки оснащується парогенератор?
5. Як здійснюється контроль забруднення поверхонь нагріву?
6. Як здійснюється продувка водомірних приладів?
7. Як здійснюється періодична продувка парогенератора?
8. В яких випадках здійснюється аварійна зупинка парогенератора?

## 14 ПОРУШЕННЯ В РОБОТІ ПАРОГЕНЕРАТОРНИХ УСТАНОВОК

Аварії та неполадки парогенераторного устаткування призводять до його простоїв і руйнування. У випадках аварій виводиться з ладу основне і допоміжне обладнання котельні. Серед основних причин, які призводять до аварійних ситуацій, можна виділити такі: недостатня кваліфікація персоналу та його недбалість; порушення правил технічної експлуатації, правил техніки безпеки та виробничих інструкцій; погана якість ремонту обладнання. З метою попередження можливих аварій мають регулярно здійснюватись протиаварійні тренування, під час яких перевіряється і контролюється робота персоналу. Після тренувань обов'язково має відбуватись розбір ситуацій, оцінення дій персоналу.

### **Аварійні ситуації через надмірний підйом рівня води в барабані або його опускання**

В разі надмірного підйому рівня води в барабані вода разом із паром з великою швидкістю викидається в пароперегрівник, що призводить до гідравлічних ударів, які можуть викликати пошкодження змійовиків. Крім того, усередині труб можуть відкладатися розчинні солі, що сприяє перегріванню стінок труб. Повільне падіння рівня може спричинити порушення циркуляції в окремих трубах або пучках екранних та кип'ятильних труб, що призводить до їх місцевого перегрівання, ослаблення вальцювальник з'єднань та руйнування.

У випадках дуже різкого зниження рівня води метал труб перегрівається, витрачає свою міцність, деформується, що також призводить до розриву труб з руйнівними наслідками. Не потрібно забувати, що забруднення з'єднувальних труб барабана з водомірними пристроями може спотворювати їх показання. Перевірка достовірності їх роботи здійснюється продувками (див. п. 12.2).

Якщо за умови нормального тиску рівень води в барабані піднімається і наближається до верхньої допустимої позначки, необхідно:

- перевірити справність роботи водопоказних пристроїв продувкою;
- перевірити роботу автоматичного регулятора живлення і в разі його несправності перейти на ручне (дистанційне) управління, зменшивши живлення;
- збільшити безперервну продувку;
- відкрити запірну арматуру і обережно розпочати періодичну продувку;
- якщо рівень води не знижується, перетинає верхню допустиму позначку, згідно з інструкцією здійснити аварійне зупинення парогенератора.

Потрібно зазначити, що підвищений рівень води у водопоказних пристроях може бути зумовлений раптовим закипанням та спінюванням

води внаслідок різкого збільшення навантаження або збільшенням солевмісту та лужності води в барабані. В цих випадках необхідно зменшити форсування парогенератора; відкрити продувку пароперегрівника; взяти пробу котлової води для аналізу.

Якщо за умови нормального тиску рівень води в барабані знижується, необхідно:

- здійснити продувку водопоказних пристроїв і переконатися їх справності;
- перевірити роботу регулятора живлення і в разі його несправності перейти на ручне регулювання, посиливши живлення;
- перевірити справність живильних насосів і в разі необхідності ввімкнути резервні;
- закрити вентилі безперервної продувки перевірити щільність вальних вентилів.

Якщо рівень води продовжує знижуватись і перетинає нижню допустиму позначку, то згідно з інструкцією потрібно здійснити аварійне зупинення парогенератора.

### **Порушення в роботі кип'ятильних і екранних труб**

Пошкодження кип'ятильних і екранних труб може виникати через перевищення тиску, порушення водного режиму або циркуляції, корозії та ерозії труб, неякісний монтаж, неналагодженість топкових процесів, інше. Порушення водного режиму спричиняє відкладання усередині труб, що зумовлює погіршення інтенсивності теплопередачі та призводить до підвищення температури стінок труб. Значне підвищення тиску і температури зумовлює підвищення напруження в стінках труб та місцях їх розвальцювання. Підвищення температури виникає в разі зменшення витрати пароводяної суміші, збільшення температури продуктів згорання, внутрішніх відкладень.

Порушення циркуляції може виникати внаслідок шлакування труб, нерівномірного їх прогріву через нерівномірність заповнення факелом топкового об'єму, поганою роботою пальників, зниження рівня води в барабані, відкладання шламу на похилих ділянках труб та ін. Причинами корозії може бути агресивність котлової води, а причинами ерозії – стирання зовнішньої поверхні труб частинками золи. Пошкодження можуть виникати через погану якість металу в зоні зварних з'єднань в процесі ремонту. Переважно порушення спостерігаються на ділянках гнуття труб. Розриви кип'ятильних та екранних труб можуть викликати небезпечні руйнації. Ознаками розриву цих труб є швидке зниження рівня води в барабані, не дивлячись на посилення живлення; сильний шум пари в топці, підвищення тиску в топці та викиди димових газів через люки та вічка.

З огляду на вищевикладене необхідно регулярно перевіряти стан трубопроводів. Під час цих перевірок має здійснюватися визначення

пошкоджених ділянок з метою їх заміни, а також виявлення тріщин у місцях розвальцьовування труб.

### **Порушення в роботі пароперегрівників**

Пароперегрівник є найбільш небезпечним елементом парогенератора. Основним видом аварій пароперегрівника є перепал зміювиків через надмірне підвищення температури стінок труб, яке може виникати через:

- нерівномірний розподіл температур і швидкостей димових газів по периметру газоходу;
- нерівномірний розподіл пари у зміювиках;
- занесення внутрішніх поверхонь труб відкладеннями;
- забруднення зовнішніх поверхонь труб;
- зменшення температури живильної води;
- погіршення якості палива;
- збільшення коефіцієнта надлишку повітря;
- збільшення навантаження парогенератора;
- підвищення температури газів на вході в пароперегрівник унаслідок шлакування екрана і кип'ятильника труб або затягування факела та зони догорання палива в область пароперегрівника.

Якщо температура підвищується поза допустимі норми, здійснюють зменшення навантаження, включення в роботу всіх пароохолодників, обдування поверхні нагріву, налагодження топового режиму.

Різке зменшення температури перегрітої пари може зумовлюватись:

- закиданням води в пароперегрівник в разі підвищення рівня води в барабані;
- різким набуханням рівня в разі підвищення навантаження;
- спінюванням котлової води;
- інтенсивними присмоктуваннями в зоні пароперегрівника;
- швидким розшлакуванням значної поверхні екранів.

В разі потрапляння води в пароперегрівник негайно здійснюється посилене продування пароперегрівника і паропроводу від парогенератора і витрата води в пароохолодник аж до повного відключення; усуваються присмоктування повітрям газохід; здійснюється налагодження топкового режиму, яке забезпечує симетричну роботу пальників.

### **Порушення в роботі економайзера**

Пошкодження сталевих економайзерів виникає внаслідок внутрішньої та зовнішньої корозії труб, ерозії зовнішніх поверхонь. Свищі та розриви в місцях зварювання можуть з'являтися в разі незадовільної якості монтажних або ремонтних робіт. Внутрішня корозія спостерігається в разі великого вмісту  $O_2$  і  $CO_2$  в живильній воді. Зовнішня корозія найчастіше відбувається в парогенераторах, які працюють на вологих і сірчистих видах палива (див. п. 5.3). Найбільш інтенсивний золотий знос труб економайзера виникає в зонах найбільших швидкостей газів. Інтенсивність



ерозійного зносу труб пропорційна третьому степеню швидкості, тому для палива з підвищеною абразивністю золи швидкість газів не має перевищувати 7–9 м/с. Але в разі невеликих швидкостей газів починається інтенсивне зростання золових відкладень, що призводить до погіршення теплообміну. Під час спалювання мазуту в зоні температуру нижче 600 °С за рахунок неповного згорання утворюються в'язкі відкладення, які мають кислу основу. Додання до мазуту присадок з лужними властивостями робить ці відкладення більш пухкими. Для запобігання відкладень здійснюють регулярну повітряну обдувку або дробоочистку хвостових поверхонь парогенератора.

Пошкодження чавунних ребристих економайзерів найчастіше виникають через розрив труб і з'єднувальних калачів, а також пошкодження прокладок у фланцевих з'єднаннях. Ці пошкодження зумовлюються гідравлічними ударами, неправильним встановленням прокладок, надмірним затягуванням та ін. Ознаками пошкоджень є зменшення рівня води в барабані, шум, витікання води із газоходу під економайзером. В разі невеликих пошкоджень, які не викликають суттєвого витоків води допускається короткочасна робота парогенератора. У випадках різкого зниження рівня води в барабані здійснюють негайне аварійне зупинення.

### **Вибухи та хлопки в топці та газоходах**

Вибух газів у топці та газоходах може відбуватися внаслідок нерівномірної подачі палива живильниками або нестійкого процесу сушіння палива. Провісником можливого вибуху є пульсація факела. В парогенераторах, які працюють на газовому паливі, вибухи в топці можуть виникати внаслідок витоків газу і поганої вентиляції топки та газоходів перед розпалюванням, неповної продувки газопроводів, а також повторним запалюванням газу після обривання факела без додаткової вентиляції топки та газоходів. В разі спалювання мазуту небезпека виникає внаслідок неякісного його розпилювання, яке супроводжується витіканням мазуту на стінки та в амбразури, а також підвищеним виносом сажі. Неповне згорання палива і виносення сажі, недогорілих частинок вугільного пилу, фрезерного торфу призводить до відкладання сухих легкозаймистих продуктів в газоходах парогенератора. За певних умов ці відкладення можуть займатися і викликати серйозні пошкодження хвостових поверхонь парогенератора і димососа. Горіння в газоходах викликає підвищення температури поверхонь нагріву, обмурівки і каркасу.

В разі вибуху в топці потрібно негайно припинити подачу палива і повітря, після чого закрити тягу, всі люки та вічка, вибухові клапани. Далі поступово і обережно відкрити тягу для вентиляції газоходів, збільшуючи розрідження в топці. Після розпалювання першого пальника здійснити огляд екранів і футеровки через люки та вічка, щоб переконатись у відсутності пошкоджень. У випадках загорання сажі та виносу в газоходах

хвостових поверхонь необхідно негайно припинити подачу палива і повітря, а також зупинити димосос, повністю перекрити газові та повітряні заслінки і заповнити газохід паром. В разі виникнення полум'я в димососі, він має бути аварійно зупинений.

На надійність роботи парогенератора суттєво впливає шлакування стін топки і накопичення шламу на екранних трубах. Останнє зумовлює деформацію труб, руйнування їх кріплень. У випадках падіння брил шлаку деформуються та руйнуються труби в нижній частині топки, можуть руйнуватись обмурівка і опори шлакових шахт, пристрої для видалення шлаку, що призводить до зупинення парогенератора.

### **Порушення в роботі тягодуттєвих установок**

В процесі експлуатації тягодуттєвих машин можливі вібрації, перегрівання і пошкодження підшипників, поломки роторів. Причиною вібрації димососа може бути нерівномірний знос лопаток, ослаблення розтяжок ротора, знос вкладишів підшипників або пошкодження шарика (ролика) підшипника. Вібрації можуть виникати через погане центрування валів машини та двигуна, чиркання ротора об кожух або вала об ущільнювальну втулку кожуха. Димососи з двобічним всмоктуванням можуть вібрувати через нерівномірну подачу газів на обидва боки внаслідок неправильного регулювання заслінок або неоднакового газового опору. Вібрації тягодуттєвих машин можливі в разі ослаблення фундаментних болтів машини або електродвигуна, а також в разі недостатньої жорсткості рам під підшипники або всієї опорної конструкції.

У випадках виникнення сильної вібрації, звуків чиркання тягодуттєва машина має бути зупинена. За наявності великих вібрацій і звуків чиркання необхідно зменшити кількість обертів (якщо є така можливість) або зменшити навантаження прикриттям заслінки. Необхідно оглянути підшипники (замінити мастило), перевірити правильність відкриття заслінок. В разі необхідності зменшується навантаження парогенератора.

Підвищення температури підшипників понад допустиму (60–65 °С) може бути викликане декількома причинами: нестачею або забрудненням масла, зменшенням подачі охолодної води, підвищенням температури відхідних газів, вібрацією в підшипниках з кільцевим мащенням. Нагрівання може викликатись високим рівнем масла.

В разі підвищення температури підшипника необхідно перевірити наявність мастила та чистоту останнього, а також подачу охолодної води та її температуру. В екстрених випадках застосовують зовнішнє охолодження за допомогою компресу з холодною водою або льодом, а якщо це не допомагає, зупиняють машину.

Інколи може спостерігатись погіршення тяги за нормальної роботи димососа. Це може зумовлюватись неправильним установленням заслінок, внаслідок чого здійснюється перетікання димових газів з нагнітального боку на всмоктувальний. В цьому випадку димосос навантажується, а розрідження перед ним зменшується. Неправильний режим горіння та забруднення поверхонь нагріву підвищують температуру відхідних газів і аеродинамічний опір газоходів, що викликає перевантаження димососа і електродвигуна. На перевантаження впливають присмоктування повітря в газовий тракт за рахунок нещільностей в обмурівці та поганому закритті вибухових клапанів, лючків, вічок.

В разі погіршення тяги необхідно перевірити: положення газових заслінок, щільність закриття клапанів, лючків, вічок, шиберів золених бункерів, перевірити температуру відхідних газів та величину коефіцієнта надлишку повітря перед димососом, порівнюючи його з надлишком за парогенератором за значеннями  $RO_2$  або  $O_2$ .

### **Порушення в роботі пилоготувального устаткування**

Найбільші утруднення виникають в процесах спалювання твердого палива. Надійна робота систем пилотпідготовки насамперед залежить від нормальної роботи бункерів сирого палива. Через наявність вологи в бункерах сирого палива можливо злежування і зависання твердого палива з утворенням склепінь. В разі руйнації останніх великі маси палива обвалюються на живильники палива, виводячи їх з роботи. Припинення подачі палива призводить до підвищення температури суміші на виході із млина, що може сприяти вибуху в системі пилотпідготовки. Персоналу необхідно контролювати наявність палива в бункерах. Періодично (раз на тиждень) необхідно спрацьовувати паливо в бункерах до мінімально допустимого рівня, а також постійно слідкувати за роботою вібраторів та електроімпульсних струшувачів палива і пилу.

Основними порушеннями в роботі з шахтними млинами є: вібрація млина, завал млина вугіллям, проникнення полум'я у шахту млина і загоряння аеропилу, вибух пилу в шахті млина.

Вібрація може виникати внаслідок порушення балансу ротора в разі обривання брил або в разі їх нерівномірного зносу. Обривання можуть відбуватися через потрапляння в млин кусків металу або колчедану. Надмірна подача палива у млин спричиняє перевантаження електродвигуна та його відключення захисними пристроями. Причинами проникнення полум'я в шахту млина можуть бути перебої в подачі палива, внаслідок чого створюються небезпечні концентрації, підвищені температури аеросуміші, виникає пересушування пилу. Причиною вибуху

може бути самозаймання відкладень пилу або висікання іскри в разі потрапляння металу у млин. Пульсації факела в топці також можуть спричинити самозаймання пилу в шахті.

В разі сильних вібрацій млин необхідно зупинити. У випадках перезавантажень млина і зупинки електродвигуна пробують здійснити запуск млина в нагрітому стані. Якщо запуск млина здійснити неможливо, млин відкривається для того, щоб очистити ротор млина від вугілля, закрити млин і знову його запустити в роботу. У випадках проникнення полум'я в шахту млин негайно зупиняється. Припиняється подача палива і повітря. Далі млин розкривається і очищується від тліючого палива. Новий запуск млина здійснюється після ліквідації вогнища.

В системах пилопідготовки з кульовими барабанними млинами (КБМ) виникають порушення в системі масляного мащення, які можуть спричинити важкі наслідки: нагрівання підшипників редукторів, розплавлення вкладишів корінних підшипників млина. Зазначене може пояснюватись недостатньою подачею масла для охолодження і мащення підшипників, що виникає внаслідок несправності масляного насоса; забрудненням фільтрів; витоків масла; потрапляння піску або води в підшипники або масляний бак.

В разі перевищення температури підшипників вище 65–70 °С спочатку підсилюється робота масляних насосів та охолодження масла в маслоохолодниках; може додаватись свіже масло у маслосистему. Якщо температуру масла зменшити не вдається, пилосистема переводиться в резерв і стає на ремонт.

В роботі КБМ спостерігаються вібрації привода редуктора або електродвигуна. Виникають пошкодження з'єднувальних муфт вала привода з редуктором, а також підшипників барабана. Причиною пошкоджень може бути передчасний знос підшипників в разі недостатнього мащення або забруднення масла. Пошкодження муфт виникає в разі незадовільного центрування валів, ослаблення гайок фундаментних болтів, несправності у зчепленні шестерен редуктора і барабана.

У випадках пошкоджень, які викликають удари в підшипниках і створюють загрозову вібрацію всього привода, потрібно негайно зупинити млин до з'ясування причин і усунення пошкоджень. Потрібно переходити на роботу з резервними млинами.

Серед порушень в роботі КБМ має місце підвищення температури сушильного агента за млином. Причиною порушення може бути недостатня подача сирого палива у млин внаслідок зупинення живильника сирого вугілля, застрягання палива на виході з бункера. В цьому випадку

негайно здійснюється додання холодного повітря в трубопровід перед млином; поновлюється нормальна робота живильника сирого палива.

Порушення роботи з КБМ можуть спричинити спрацьовування вибухових запобіжних клапанів у системі пилоготування. Спрацьовування клапанів свідчить про різке підвищення тиску в пилосистемі (циклоні, сепараторі або пилопроводах), яке може зумовлюватись «хлопком» або вибухом пилу. В цьому випадку система пилопідготовки аварійно зупиняється, а пуск її здійснюється після повної ліквідації причин вибуху і вогнища.

Причинами інтенсивних вібрацій млинового вентилятора можуть бути: знос або поломка лопаток ротора, пошкодження підшипників. Передчасний знос підшипників, ковзання найчастіше відбувається через незадовільне мащення. В підшипниках кочення поломка шариків або роликів призводить до сильних ударів і нагрівання підшипників.

Вентилятор може бути зупинений або переведений на роботу з пониженим навантаженням. Перевіряється стан підшипників і центрівка валів по муфті, а також наявність вібрацій електродвигуна.

Вібрації пилопроводів виникають через недостатню кількість опор і кріплень. Можливі порушення нормального положення внаслідок температурних розширень. В цьому разі потрібно перевірити кріплення і усунути помічені дефекти.

Причиною зупинення млинового вентилятора можуть бути: несправність електродвигуна, спрацьовування електрозахисту, а також несправність вентилятора або пилопроводів.

У випадках, коли неможливо увімкнути вентилятор негайно, необхідно розпалити аварійні мазутні або газові пальники для того, щоб не загасити топку, відключити авторегулятори горіння і перевести роботу парогенератора на дистанційне управління; закрити заслінки до та після млинового вентилятора і після цього зупинити роботу живильника палива й млина. В разі недостатнього тиску первинного повітря зменшити кількість працюючих пальників.

### **Порушення в роботі систем золо- і шлаковидалення**

За умови охорони повітряного басейну робота парогенераторів на твердому паливі без зололовлювачів заборонена. В сухих інерційних зололовлювачах найчастіше спостерігаються такі порушення: золовий знос вхідних елементів та підвідних газопроводів, погіршення виходу золи із бункерів зололовлювача.

Через це необхідно здійснювати регулярні огляди зололовлювачів та їх поточний ремонт. Для зменшення зносу застосовують спеціальні захисні

накладки. Для боротьби з корозією і погіршенням видалення золи потрібно виключити можливість конденсації водяної пари за рахунок ліквідації присмоктувань повітря і пошкоджень теплової ізоляції.

В установках з «мокрими» зололовлювачами виникає забивання сопел і форсунок води, зростання аеродинамічного опору внаслідок відкладень золи на пруткових решітках та стінках підвідних газоходів.

Тому в процесі експлуатації потрібно контролювати аеродинамічний опір, стежити за належним очищенням води, здійснювати періодичні промивання вхідних патрубків та пруткових решіток.

Під час експлуатації електрофільтрів найпоширенішими порушеннями є: відмова електричної частини, забивання газорозподільних решіток, значні відкладення золи на осаджувальних електродах і золорозвантажувальних пристроях. Наявність присмоктувань повітря призводить до вторинного виносу золи із зололовлювачів і до посилення абразивного зносу в місцях присмоктування. Небезпечними є зависання золи у збірних бункерах, які сприяють короткому замиканню в активній частині електрофільтра.

В усіх випадках потрібно виявляти причини порушень і застосовувати відповідні заходи: виправляти електричну схему; очищувати газорозподільні решітки і золовий спуск; періодично збільшувати енергію струшування; відновлювати теплову ізоляцію корпусу та усувати присмоктування повітря.

В разі спалювання мазуту в пиловугільних топках належить відключати електроживлення від електродів за виключенням струшування пристроїв, щоб зменшити можливість осідання електропровідної сажі, яка може викликати коротке замикання.

Поломки в пристроях для видалення шлаку виникають в разі потрапляння в них сторонніх речей або значних брил шлаку. Більш вразливими елементами є шнекові або скребкові транспортери. У випадках їх пошкодження необхідно тимчасово зменшити навантаження парогенератора і спробувати звільнити транспортери від брил шлаку через лази у шлакових шахтах. Ці роботи потрібно здійснювати дуже обережно, дотримуючись відповідних правил техніки безпеки. Якщо очистити шлакові транспортери не вдається, необхідно зупинити парогенератор, уникаючи повного зашлакування топки.

Поломки багерних насосів виникають внаслідок потрапляння металевих речей, які можуть потрапляти у відкриті золошлакові канали. Тому в процесі їх експлуатації необхідно забезпечити якісне металовловлення і своєчасне очищення металовловлювачів. Для попередження пошкоджень необхідний регулярний контроль за роботою

каналів, а також своєчасний ремонт пошкоджених ділянок. В установках шлаковидалення потрібно стежити за достатнім охолодженням і дробінням шлаку, за безперебійним надходження води на поповнення шлакової ванни. Необхідно контролювати тиск води та її надходження у золозмивні апарати, а також контролювати справність гідрозатворів. Забивання пульпопроводів спричиняє аварійні ситуації. Тому в разі їх забивання необхідно збільшити витрати води в пульпопровід і, якщо це не допомагає, зупинити пульпопровід на очистку.

### **Порушення в роботі арматури**

Причинами пошкоджень регулювальних живих клапанів, що зумовлює порушення нормального живлення парогенератора водою, можуть бути: великі перепади тиску в клапані; потрапляння сторонніх тіл на ущільнювальні поверхні; руйнування гумових манжет клапана внаслідок високої температури; пошкодження клапана, їх заїдання під впливом вібрацій; ерозійний знос нарізних з'єднань сідла з корпусом.

За наявності двох живильних магістралей живлення переводять на резервну лінію з відключенням місця пошкодження. У випадках, коли це неможливо, зменшують навантаження парогенератора. У випадках великих пошкоджень здійснюють зупинення парогенератора.

Пошкодження важільних запобіжних клапанів з порушенням герметичності зумовлюються: пошкодженням ущільнювальної поверхні за рахунок потрапляння сторонніх тіл (накипу, окалини, піску) в місця ущільнень; ерозійний зносом; нещільною посадкою клапана; переносом рухомих деталей; пропусками пари через нарізку сідла і т. ін.

У зазначених випадках потрібно здійснити ретельну продувку і перевірку клапана на ходу з примусовою його посадкою на місце. В разі незадовільних результатів продувки парогенератор має бути зупинений для ремонту.

Пошкодження імпульсних запобіжних клапанів, яке супроводжується нещільною посадкою клапана і великим пропуском пари, може пояснюватися поломками тарілкових або спіральних пружин, неякісним складанням головного клапана, поломками чавунних поршневіх кілець. Якщо клапан не вдається закрити шляхом примусової посадки, парогенератор має бути зупинений.

Пошкодження елементів водопоказних приладів може спостерігатись у вигляді потемніння скла або у вигляді його руйнування. Потемніння скла виникає внаслідок високотемпературної дії лужної котлової води. Механічне пошкодження скла виникає в разі неправильного затягування шпильок, наявності тріщин. У випадках порушення видимості та пошкодження скла воно підлягає заміні, яку здійснюють на ходу.

## Запитання для самоперевірки

1. За яких умов виникає підвищення рівня води в барабані парогенератора?
2. Якими мають бути дії персоналу в разі надмірного збільшення або зменшення рівня води в барабані?
3. За рахунок чого виникають порушення в роботі екранних і кип'ятильних труб?
4. Чим викликані порушення в роботі пароперегрівника?
5. Внаслідок чого виникають порушення в роботі сталевих і чавунних економайзерів?
6. Що спричиняє хлопки та вибухи в топці та газоходах?
7. Як має діяти персонал в разі вибуху в топці?
8. Що спричиняє порушення в роботі тягодуттєвих установок?
9. Як має діяти персонал в разі погіршення тяги?
10. Які основні види порушень виникають під час експлуатації топок з шахтними млинами?
11. Які види порушень спостерігаються в роботі кульових барабанних млинів?
12. Які порушення викликають зупинку млинових вентиляторів?
13. Які види порушень спостерігаються в роботі сухих і мокрих золовловлювачів?
14. Які види порушень спостерігаються в роботі електрофільтрів?
15. Що спричиняє поломки пристроїв для видалення шлаку?
16. Які причини пошкодження запобіжних клапанів?



## 15 РЕМОНТ І ТЕХНІЧНИЙ ОГЛЯД ПАРОГЕНЕРАТОРІВ

В процесі експлуатації парогенераторних установок відбувається знос або пошкодження елементів і частин устаткування. Через це виникає необхідність в систематичному їх поновленні, яке здійснюється за допомогою ремонтів. Основними задачами ремонту є: усунення причин, які зумовлюють неполадки або аварії; поновлення пошкоджених деталей або їх заміна; впровадження заходів щодо підвищення надійності та економічності роботи установки. Усі ремонтні роботи мають виконувати згідно зі спеціальними інструкціями. До ремонту мають бути виконані всі підготовчі роботи, до яких належать:

- складання дефектної відомості на підставі зовнішнього і внутрішнього оглядів;
- складання графіка повного обсягу робіт;
- підготовка матеріалів, запасних частин та інструментів;
- наявність необхідних підйомних механізмів;
- порядок здавання та приймання обладнання після ремонту.

Розрізняють аварійні та планово-попереджувальні ремонти. Останні поділяються на поточні та капітальні. Поточні ремонти можуть здійснюватися 2 – 3 рази на рік, а капітальні – один раз на рік. Поточні ремонти здійснюються на місці установлення обладнання або в ремонтних майстернях. До складу поточних ремонтів входять: огляд і виявлення стану окремих елементів або деталей; часткове розбирання устаткування; ремонт або заміна зношених деталей або вузлів; перевірка і випробування відремонтованого обладнання. Під час поточного ремонту можуть виконуватись такі роботи:

- внутрішнє і зовнішнє очищення поверхонь нагріву;
- промивка пароперегрівника;
- замір зовнішніх діаметрів труб хвостовик поверхонь;
- перевірка щільності обмурівки та усунення присмоктвань;
- ремонт димососів і вентиляторів;
- перевірка центрування валів і стану підшипників;
- очищення і ремонт контрольно-вимірювальних приладів.

Під час капітального ремонту повністю поновлюється початковий стан устаткування і покращуються його технічні характеристики за рахунок модернізації. Капітальний ремонт передбачає виконання таких робіт:

- повне розбирання обладнання парогенератора;
- заміна основних вузлів і деталей, які мають значний знос;
- виправлення всіх виявлених дефектів і пошкоджень;
- перевірка відремонтованих частин і деталей та їх випробування.

Час, витрачений на виконання ремонту, залежить від конструкції, характеристик устаткування і обсягу виконаних робіт. Для парогенераторів з тиском до 4 МПа час капітального ремонту залежно від потужності

можна складати від двох до трьох тижнів, а для парогенераторів високого тиску – від 20 до 24 календарних діб.

Здавання здійснює, як правило, керівник ремонтних робіт, а приймає роботу керівництво котельні за результатами перевірки та випробувань. Приймання устаткування після ремонту оформлюється відповідними документами, після чого парогенератор може бути введений в експлуатацію.

Аварійні ремонти залежно від складності та обсягу робіт були віднесені до поточного або капітального ремонту.

До пуску в роботу парогенератори мають бути зареєстровані в органах Держтехнагляду та Держпраці. Для реєстрації подаються всі документи, які характеризують устаткування: паспорт, посвідчення про якість монтажу, кресленики парогенератора і приміщення котельні, аналізи живильної води, довідки про наявність живильних пристроїв та їх характеристики. Первинний та позачерговий технічний огляд здійснюється інспектором Держтехнагляду, а періодичні – інженером спеціалізованої організації, який має дозвіл органів Держтехнагляду на виконання таких робіт.

Технічний огляд здійснюється до пуску в роботу після монтажу і в процесі експлуатації. Він складається із внутрішнього огляду і гідравлічного випробування. Внутрішній огляд здійснюється, щоб упевнитись, що парогенератор та його допоміжне устаткування перебувають у справному стані та придатні до надійної експлуатації.

Гідравлічні випробування здійснюється з метою виявлення міцності елементів парогенератора, які перебувають під тиском, а також щільності з'єднань елементів.

Внутрішній огляд парогенераторів здійснюється один раз на три – чотири роки, гідравлічне випробування один раз на 7 – 8 років. Внутрішній огляд обов'язково здійснюється перед гідравлічним випробуванням. Крім того, позачергові огляди здійснюються у випадках:

- коли парогенератор не працює більше року;
- якщо він був демонтований або змонтований в іншому місці;
- якщо відбулась 50 % заміна екранних і кип'ятильник труб або 100 % заміна труб пароперегрівника або економайзера;
- після заміни колекторів пароперегрівника і економайзера.

Внутрішній огляд і гідравлічні випробування здійснюються після очищення внутрішніх поверхонь або капітального ремонту. Гідравлічні випробування парогенератора здійснюють з тиском  $P = 1,25 \cdot P_{роб}$ . Під цим тиском парогенератор має перебувати 5 – 10 хв, а тиск, який дорівнює робочому  $P_{роб}$ , підтримується весь час, необхідний для огляду парогенератора. Парогенератор визнається таким, що витримає гідравлічні випробування, якщо:

- не виявляється ознак розриву;
- не помічається витоків у гідравлічній системі та арматурі;

- не виявляється деформацій після випробувань.

Перед гідравлічним випробуванням парогенератор охолоджується і ретельно очищається від накипу та сажі. Під час внутрішнього огляду зосереджується увага щодо виявлення таких можливих дефектів:

- тріщин на внутрішній та зовнішній поверхнях стінок елементів парогенератора особливо в місцях розташування отворів, зварних швах та в місцях відбортовки днищ;

- корозії в області подачі води або в місцях слабкої циркуляції;

- тріщин від міжкристалічної корозії в заклепкових швах;

- порушень щільності вальцювальних з'єднань;

- наявність кільцевих тріщин в кінцях вальцювальних труб;

- пошкоджень обмурівки, які пов'язані з небезпекою перегріву металу елементів, які працюють під тиском.

Якщо під час технічного огляду будуть виявлені серйозні дефекти, які викликають сумнів у міцності елементів парогенератора, то його робота має бути заборонена. Якщо виявлені дефекти все ж дозволяють роботу парогенератора, то термін його роботи до наступного технічного огляду скорочується. Якщо виявлені дефекти викликають сумнів щодо здійснення механічного випробування, металографічного дослідження або хімічного аналізу.

Дозвіл на експлуатацію парогенераторів, які зареєстровані в органах Держнаглядохоронпраці України, дається після здійснення пусконаладжувальних робіт на підставі технічного огляду під час парового випробування. Дозвіл оформляється на підставі письмового розпорядження особи, яка відповідає за справний стан парогенератора. На кожному парогенераторі, введеному в експлуатацію, має міститися табличка форматом 300 на 200 мм із зазначенням таких даних: реєстраційний номер; дозволений тиск; дата і рік наступного внутрішнього огляду гідравлічного випробування.

### **Запитання для самоперевірки**

1. Які види ремонтів парогенератора Вам відомі?
2. Які види робіт виконуються під час поточного ремонту?
3. Які види робіт виконуються під час капітального ремонту?
4. Коли здійснюється технічний огляд парогенератора?
5. З якою метою і коли здійснюються гідравлічні випробування парогенератора?
6. Які дефекти виявляються під час технічного огляду?
7. Коли і ким дається дозвіл на експлуатацію парогенератора?

## Задачі для самостійного розв'язання

**Задача 1.** Парогенератор з паровидатністю 50 т/год і параметрами пари  $P = 3,9$  МПа,  $t = 445$  °С спалює природний газ з характеристиками:  $Q_H^p = 35$  МДж/м<sup>3</sup>;  $V^0 = 9,5$  м<sup>3</sup>/ м<sup>3</sup>;  $V_r^0 = 11,0$  м<sup>3</sup>/м<sup>3</sup>;  $W^p = 3$  %. Коефіцієнт надлишку повітря в топці – 1,1, а частка присмоктвань  $\Delta\alpha_t = 0,05$ . Температура живильної води дорівнює 130 °С, а температура гарячого повітря – 300 °С. Визначити адіабатну температуру в топці, питома навантаження топкового об'єму, а також як зміниться адіабатна температура в разі зменшення температури гарячого повітря на 100 °С, якщо об'єм топки 450 м<sup>3</sup>, а ККД парогенератора 0,9; коефіцієнт надлишку повітря у відхідних газах 1,3.

**Задача 2.** Фестон парогенератора, який працює на природному газі, виготовлений із труб діаметрами 70/58 мм, розташований у коридорному порядку з кроками  $S_1 = S_2 = 4d_{зн}$ . Температура газів на вході у фестон і на виході з нього становить 1000 і 900 °С, відповідно, а швидкість газів – 4,2 м/с. Визначити надійність роботи труб фестона, якщо: тиск в барабані 4 МПа; радіаційний коефіцієнт тепловіддачі 55 Вт/(м<sup>2</sup>·К), а допустима температура зовнішньої стінки труб 630 °С.

**Задача 3.** Визначити механічні напруження в стінці сталевого барабана із зовнішнім діаметром 1000 мм і товщиною стінки 110 мм, а також температурні напруження, що виникають на стінках барабана під час розпалювання парогенератора, якщо тиск у барабані 6 МПа, середня швидкість розпалювання 1,25 град/хв, коефіцієнт температуропровідності металу  $11 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>/с.

**Задача 4.** В топці парогенератора спалюється природний газ. Швидкість продуктів згорання в газоході –  $W_r = 8,5$  м/с. Визначити, чи буде мати місце низькотемпературна корозія на поверхні сталевих змійовиків економайзера із труб діаметром  $d_{зн}/d_{вн}=38/32$  мм, які розташовані в газоході коридорно з кроками  $S_1 = S_2=2 d_{зн}$ , якщо відомо: коефіцієнт теплопровідності металу труб  $\lambda_m = 40$  Вт/(м·К); в трубах є шар забруднення 1,0 мм з коефіцієнтом теплопровідності  $\lambda_3 = 1,0$  Вт/(м·К); температура живильної води 102 °С; температура димових газів на виході з економайзера 300 °С; навантаження парогенератора номінальне.

**Задача 5.** Перед димовою трубою димові гази з витратою 4,0 кг/с і температурою 180 °С змішуються з димовими газами, витрата яких 3,2 кг/с, а температура 60 °С. Визначити, чи буде мати місце конденсація пари в димовій трубі діаметром  $D = 1,0$  м, якщо термічний опір стінки труби  $R_{тр}=1,2$  м<sup>2</sup>·К/Вт, коефіцієнт тепловіддачі від стінки труби до

навколишнього середовища з температурою  $t_{nc} = -15 \text{ }^\circ\text{C}$  становить  $15 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ , а температура точки роси  $50 \text{ }^\circ\text{C}$ .

**Задача 6.** В топці парогенератора потужністю  $50 \text{ МВт}$  спалюється природний газ із характеристиками:  $Q_n^c = 33,7 \text{ МДж}/\text{м}^3$ ;  $V^0 = 9,5 \text{ м}^3/\text{м}^3$ ;  $V_r^0 = 10,6 \text{ м}^3/\text{м}^3$ . Коефіцієнт надлишку повітря в топці  $1,1$ , а частка присмотувань повітря в топку і газоходи  $0,05$  і  $0,25$ , відповідно. Температура газів на виході з топки  $1120 \text{ }^\circ\text{C}$ , а температура холодного і гарячого повітря  $25$  і  $300 \text{ }^\circ\text{C}$ , відповідно. Периметр топки  $30 \text{ м}$ , а теплові напруження  $q_v = 0,165 \text{ МВт}/\text{м}^3$  і  $q_F = 2,7 \text{ МВт}/\text{м}^2$ ; коефіцієнт ефективності екранів  $0,37$ . Пальники бокові зустрічні вихорові; ККД парогенератора  $0,92$ . Визначити масовий викид оксидів азоту.

**Задача 7.** Визначити масовий викид  $\text{SO}_2$  в атмосферу від парогенератора потужністю  $80 \text{ МВт}$ , в якому спалюється вугілля з характеристиками:

$Q_n^p = 23,6 \text{ МДж}/\text{кг}$ ;  $S^p = 2,8\%$ ;  $V^0 = 5,85 \text{ м}^3/\text{кг}$ ;  $V_r^0 = 6,32 \text{ м}^3/\text{кг}$ , якщо за результатами випробувань встановлено, що  $\alpha_T = 1,3$ ;  $\alpha_{вг} = 1,45$ ;  $q_F = 7,5 \text{ МДж}/\text{м}^2$ ;  $\eta_{пг} = 0,85$  для номінального навантаження.

**Задача 8.** Парогенератор БКЗ-75-39 БМ з номінальною паровидатністю  $75 \text{ т}/\text{год}$  протягом доби перебуває у гарячому резерві  $5 \text{ год}$ , а його добовий режим роботи наведено в табл. 1.

Таблиця 1 – Добовий графік завантаження парогенератора

D, т/год	30	45	55	65	70	75	75	0
$\tau$ , год	2	2	3	3	4	4	3	3

Визначити добові показники надійності роботи парогенератора.

## Література

1. Правила технічної експлуатації теплових установок і мереж. [Чинний від 14.02.2007.]. Режим доступу: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/z0197-07#Text>
2. ГКД 34.20.507:2003 Технічна експлуатація електричних станцій і мереж. Правила. Львів, 2002. 342 с.
3. НПАОП 0.00-1.81-18. Правила охорони праці під час експлуатації обладнання, що працює під тиском. Київ. Міністерство соціальної політики України Чинний від 25.05.2018.].
4. Закон України «Про енергозбереження». [Електронний ресурс]. Режим доступу: <http://zakon3.rada.gov.ua>.
5. Закон України про охорону навколишнього природного середовища. [Електронний ресурс]. Режим доступу: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/1264-12#Text>
6. ГKN 04.07.028-2005 Положення про проведення планово-попереджувальних ремонтів основного обладнання теплопостачальних підприємств.
7. Чепурний М. М., Ткаченко С. Й. Теплові розрахунки парогенераторів. Вінниця : ВДТУ, 1998. 92 с.
8. Степанов Д. В., Корженко Є. С., Боднар Л. А. Котельні установки промислових підприємств: навч. пос. Вінниця: ВНТУ, 2011. 120 с.
9. Варламов Г. Б., Любчик Г. М., Маляренко В. А. Теплоенергетичні установки та екологічні аспекти виробництва енергії. Київ : Політехніка, 2003. 232 с.
10. Експлуатація теплоенергетичних установок і систем / Драганов Б. Х., Іщенко В. В., Шеліманова О. В.; за ред. Б.Х. Драганова. Київ : Аграрна освіта, 2009. 230 с.
11. Співак О. Ю., Резидент Н. В. Тепломасообмін. Частина I : навчальний посібник. Вінниця : ВНТУ, 2021. 113 с.
12. Чепурний М. М., Резидент Н. В. Нагнітачі та теплові двигуни. Вінниця : ВНТУ, 2012. 98 с.
13. Кулінченко В. Р. Гідравліка, гідравлічні машини і гідропривід : підручник. Київ : ІНКOS, Центр навчальної літератури, 2006. 616 с.
14. Мандрус В. І. Гідравлічні та аеродинамічні машини. Львів: Магнолія, 2006. 328 с.

*Навчальне електронне видання  
комбінованого використання.  
Можна використовувати в локальному та мережному режимах*

**Наталія Володимирівна Резидент  
Станіслав Йосипович Ткаченко  
Марко Миколайович Чепурний**

# **ЕКСПЛУАТАЦІЯ ПРОМИСЛОВОГО ТЕПЛОЕНЕРГЕТИЧНОГО УСТАТКУВАННЯ**

**ЧАСТИНА I**

**ЕКСПЛУАТАЦІЯ ПРОМИСЛОВИХ  
ПАРОГЕНЕРАТОРІВ**

Навчальний посібник

Рукопис оформила *Н. Резидент*

Редактор *Т. Старічек*

Оригінал-макет підготувала *Т. Старічек*

Підписано до видання 20.10.2023 р.  
Гарнітура Times New Roman.  
Зам. № P2023-123.

Видавець та виготовлювач  
Вінницький національний технічний університет,  
Редакційно-видавничий відділ.  
ВНТУ, ГНК, к. 114.  
Хмельницьке шосе, 95, м. Вінниця, 21021.  
Тел. (0432) 65-18-06.  
**press.vntu.edu.ua;**  
*E-mail: irvc.ed.vntu@gmail.com.*  
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи  
серія ДК № 3516 від 01.07.2009 р.