

Зміст

ВСТУП	6
1.ПОТЕНЦІАЛ КОГЕНЕРАЦІЙНИХ ТЕХНОЛОГІЙ	7
2.ПОТЕНЦІАЛ ВИКОРИСТАННЯ ПАРОТУРБІННИХ УСТАНОВОК МАЛОЇ ПОТУЖНОСТІ	29
3.ОСОБЛИВОСТІ ТУРБОУСТАНОВОК ТА ОСНОВНІ ПРОЕКТНІ РІШЕННЯ	47
4.МЕТОДИКА РЕАЛІЗАЦІЇ КОГЕНЕРАЦІЙНИХ ТЕХНОЛОГІЙ	63
5.КОГЕНЕРАЦІЯ І ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ В КОМУНАЛЬНІЙ ЕНЕРГЕТИЦІ	76
6.ІНТЕГРАЦІЯ КОГЕНЕРАЦІЇ В ТЕПЛОВІ ЕНЕРГОДЖЕРЕЛА З ВИКОРИСТАННЯМ ТУРБІН НА ВОДЯНІЙ ПАРІ	88
7.КОГЕНЕРАЦІЯ З ВИКОРИСТАННЯМ ПАРОТУРБІННИХ ЦИКЛІВ НА РІЗНИХ РОБОЧИХ ТІЛАХ	92
8.ВИСНОВОК	106
СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ	107

Вступ

Головною стратегією розвитку народного господарства провідних країн ЄС стає забезпечення стабільного та ефективного економічного зростання за рахунок зменшення енергоспоживання на одиницю продукції, що виробляється. Цього можна досягти завдяки застосуванню нових енергоефективних технологій та раціонального управління енергогенерувальними об'єктами. Дотримуючись такої стратегії, розвинені країни світу за останнє двадцятиріччя спромоглися збільшити енергетичну ефективність національного доходу в середньому на 24 % і забезпечили близько 62,5 % економічного зростання.

Наразі найважливішим питанням лишається вартість природного газу як основного джерела палива. Сучасний стан паливно-енергетичного комплексу України не виключає, що найближчим часом можливе встановлення єдиної ціни на природний газ для всіх споживачів України (ціна для промислових споживачів, станом на 2014 рік, становить 462 дол. США за 1 тис. м³), що призведе до подорожчання палива для потреб населення у чотири рази. Ступінь підвищення вартості природного газу та електроенергії свідчить про більш жваву тенденцію зростання вартості газу, ніж електричної енергії.

Ця тенденція призводить до зниження економічної доцільності впровадження електрогенерувальних установок із використанням природного газу як палива. Із огляду на все, підвищення енергоефективності економіки України є важливим

народногосподарським завданням, вирішення якого дасть змогу не тільки забезпечити стійке зростання економіки, а й підвищити енергетичну безпеку країни.

Варто зазначити, що питанням економії енергоресурсів в Україні приділяють багато уваги. Напрацьована широка нормативна база документів (законів, постанов, ДСТУ тощо), які націлюють підприємства країни на вирішення проблем енергозбереження. Ще у 1994 р. прийнято Закон України «Про енергозбереження», який доповнюється та переробляється для підвищення ефективності управління у сфері енергозбереження на основі раціонального використання паливно-енергетичних ресурсів.

Енергозбереження прийнято розглядати за кількома основними напрямками: у системах і технологіях тепло- та електропостачання, у теплогенерувальних установках котельень, у теплових мережах, у будівлях і спорудах, завдяки використанню вторинних ресурсів та альтернативних джерел енергії тощо.

До найефективніших напрямів енергозбереження на теплогенерувальних установках можна зарахувати: реконструкцію котельень у міні-ТЕЦ шляхом установа сучасних парових турбін малої потужності, пошук додаткових споживачів теплоти, перехід на спалювання дешевшого або екологічно чистого палива, підвищення ККД термодинамічних циклів (парогазових циклів із використанням газових турбін або газопоршневих двигунів) та ін.

У галузях паливно-енергетичного комплексу (ПЕК) найбільш енерговитратними є технологічні процеси, пов'язані з виробництвом, транспортом та використанням теплової енергії, що виробляється котельнями житлово-комунального господарства, яких у країні налічується тисячі. Перспективним напрямком підвищення їхнього енергетичної ефективності є переведення у міні-ТЕЦ: установки комбінованого виробництва теплової та електричної енергії завдяки впровадженню когенераційних технологій. Отже, за сучасного стану енергетики країни безперечно необхідно практично втілювати політику енергоощадності. Із другого боку, необхідно також

широко запроваджувати когенерації в енергогенерувальні джерела малої енергетики.

Не менше важливим динамічним та перспективним не тільки у світі, а й в Україні, напрямком є утилізація вторинних енергетичних ресурсів (ВЕР) для виробництва електроенергії з використанням турбоустановок на низькокиплячих робочих тілах. У ньому реалізується так званий органічний цикл Ренкіна (ORC – organic Rankine cycle). ВЕР (геотермальні води, гаряче повітря технологічних процесів та ін.) мають температуру 80–350 °С, що достатньо для використання турбін на НРТ, дозволених до застосування.

Найсучаснішим для створення обладнання, що працює за ORC-технологією, є вибір НРТ, узгодження з температурним потенціалом і потужністю джерела. Робоче тіло має відповідати вимогам щодо хімічних, фізичних та експлуатаційних властивостей заданим умовам роботи: бути стабільним, негорючим, вибухобезпечним, нетоксичним, не впливати негативно на довкілля, забезпечуючи максимум роботи за низьких параметрів теплоносія, бути інертним щодо конструкційних матеріалів та дешевим.

Практичне втілення когенераційних технологій в енергетиці потребує децентралізації генерувальних потужностей: необхідні енергетичні установки середньої і малої потужності для обслуговування відокремлених об'єктів промисловості, комунального господарства, технологічних та транспортних комплексів.

У цій монографії зроблено спробу узагальнення інтеграції енергоощадних технологій у «малій» енергетиці, насамперед, на основі застосування парових турбін малої потужності на різних робочих тілах.

Проведено аналіз наявних виробників та номенклатури електрогенерувальних установок малої потужності. Подані підходи до вирішення завдань енергоощадності та оптимізації режимів міні-ТЕЦ. Розглянуто впровадження енергоощадних когенераційних технологій з використанням енергетичних двигунів малої потужності (ПТУ, ГТУ, ГПД, ПГМ), до енергоджерел промислових підприємств і комунальної енергетики.

Отже, пропонована монографія присвячена аналізу теоретичних і практичних аспектів інтеграції когенерації в малу енергетику, зважаючи на загальний стан паливно-енергетичного комплексу та енергомашинобудівної галузі України. Це колективна праця фахівців Інституту проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України та Харківського національного університету міського господарства імені О. М. Бекетова.

Головна мета – узагальнення набутих результатів багаторічної співпраці авторів, пов'язаних із теорією та практикою втілення принципів когенерації, а також інших відомих робіт у цьому напрямку, розпорочених у багатьох публікаціях і доповідях.

Наукове редагування наведених у книзі матеріалів здійснили д-р техн. наук, проф. В. А. Малярєнко, заслужений діяч науки і техніки України та д-р техн. наук, проф. О. Л. Шубєнко, член-кореспондент НАН України.

Автори сподіваються, що монографія дозволить більш обґрунтовано підходити до вирішення завдань підвищення ефективності використання паливно-енергетичних ресурсів на основі впровадження когенерації.

Співавтори висловлюють глибоку вдячність рецензентам д-ру техн. наук Солов'ю В. В., д-ру техн. наук Ганжі А. М. за цінні зауваження, що сприяють поліпшенню монографії, а також колегам за допомогу в роботі та високо кваліфіковані консультації. Усі критичні зауваження, пропозиції та побажання будуть враховані у подальшій роботі.

Наші електронні адреси: vamalyarenko@gmail.com;
shuben@ipmach.kharkov.ua.

1. Потенціал когенераційних технологій

Одним із найбільш перспективних варіантів розв'язання проблеми економії паливно-енергетичних ресурсів є розвиток малої енергетики. Особливо великий потенціал має спільне вироблення електричної та теплової енергії – когенерація, яка дає можливість розвитку всієї економіки країни [40].

Реконструкція існуючих котелень у міні-ТЕЦ електричною потужністю до 50 МВт, розташованих у безпосередній близькості від кінцевого споживача, дозволяє не тільки виробляти електричну енергію на власні потреби, а й отримувати додатковий прибуток від її реалізації.

Міні-ТЕЦ може використовуватися основне або резервне джерело електроенергії для комунального господарства і очисних споруд, підприємств промисловості та сільського господарства, адміністративних і медичних установ, житлових комплексів як в автономному режимі, так і спільно з централізованими системами тепло- і електропостачання.

Переваги впровадження систем когенерації можна поділити на чотири тісно пов'язані між собою напрямки: економіка, надійність, утилізація тепла, екологія [40].

За експлуатації традиційних (паротурбінних) електростанцій, у зв'язку з технологічними особливостями процесу генерації енергії, велика кількість відпрацьованого тепла скидається до атмосфери. Велика його частка може бути утилізована для задоволення теплових потреб, що підвищить ефективність електростанції з 30–50 % до 80–90 % у системах когенерації. Порівняння між когенерацією та роздільним виробництвом електрики і тепла, засноване на типових значеннях ККД, подано на рисунку 4.4.

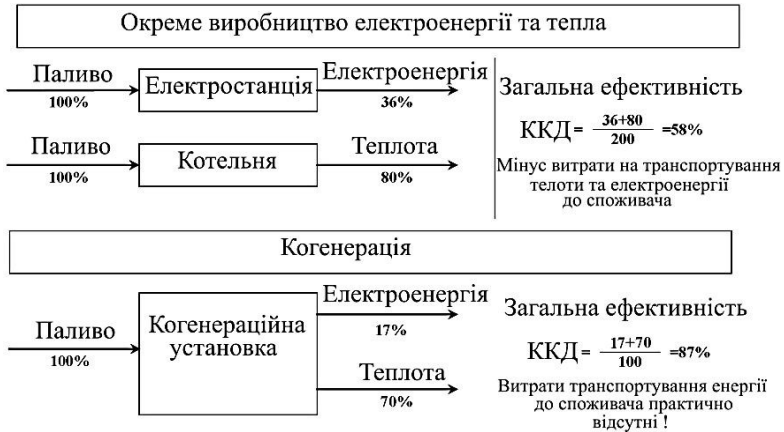


Рисунок 4.4 – Порівняння окремого виробництва електроенергії та тепла з когенерацією

На рисунку 4.5 приведена теплова схема мініелектростанції, де паралельно РОУ для виробництва електричної енергії встановлена парова протитискова турбіна, що зменшує витрати підприємства на електроенергію від мережі. Теплова потужність міні-ТЕЦ резервується відпуском пари від РОУ парових котлів, що працюють на загальну магістраль.

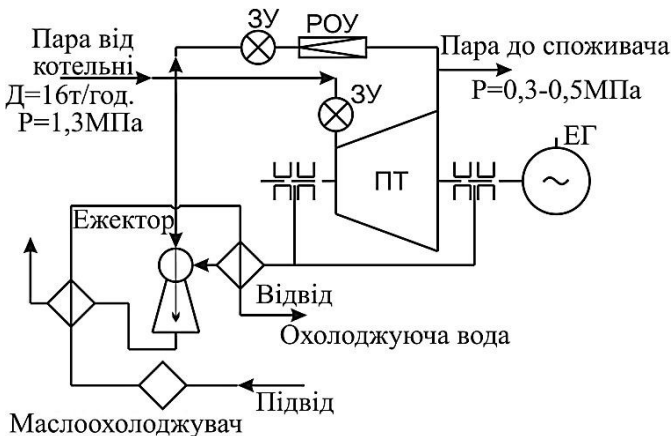


Рисунок 4.5 – Схема підключення протитискової турбіни на промислово-опалувальній котельні

Поява на вітчизняному ринку енергетичних установок малої потужності з високими техніко-економічними показниками (ККД, габаритні розміри, вартість) відкриває можливість такої реалізації виробництва тепла та електроенергії.

Схема потоків теплової та електричної енергії на парових опалювальних котельнях, переведених у міні-ТЕЦ, наведена на рисунку 4.6.

Для підвищення економічності подібних енергоустановок передбачається охолодження маслоохолоджувача (МО), охолоджувача генератора (ОГ) та ежектора відсмоктування пари з ущільнень (ЕВ) хімічищеною водою, яка подається в деаератор котельні. Цю частину тепла показано у вигляді контуру «регенерація тепла» на рисунку 4.6.

При відсутності електроенергетичної надбудови котельня виробляє в основному циклі теплову енергію Q з витратою палива B . Втрати визначаються за значенням ККД котла η_k (втрати в трубопроводах і у споживача в основному циклі віднесені до теплоспоживання).

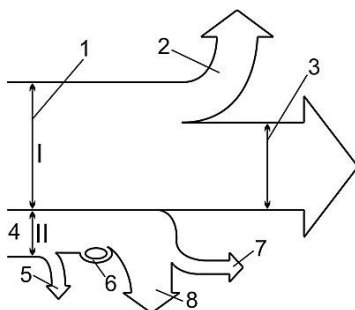


Рисунок 4.6 – Схема енергетичних потоків при комбінованому виробленні тепла та електроенергії:

- I – основний цикл без електроенергетичного навантаження;
- II – додатковий цикл надбудови; 1 – тепло основного палива;
- 2 – втрати тепла при спалюванні основного палива (з вихідним газом, продувкою); 3 – до споживача пари; 4 – тепло додаткового палива, ΔQ ; 5 – втрати тепла при спалюванні додаткового палива; 6 – регенерація тепла; 7 – втрати з повітряним охолодженням генератора ΔN й інші втрати;
- 8 – електроенергія, N

Визначення ефективності електроенергетичної надбудови здійснюється за умови, що споживач отримує таку ж кількість тепла, як при відсутності надбудови.

При виробленні електричної потужності N , потрібне додаткове паливо ΔB , яке також спалюється з ККД котла η_k . В цьому випадку можуть спостерігатися невеликі додаткові втрати енергії ΔN у вигляді витоків тепла в трубопроводах підведення пари до турбогенератора і відведення його від останнього при повітряному охолодженні генератора, при неможливості реалізувати регенерацію тепла від маслоохолоджувачів і ежекторів з використанням хімічищеної води, зазначені втрати мають бути відшкодовані додатковою витратою палива.

2. Потенціал використання паротурбінних установок малої потужності

Розглянемо потенційний ринок України щодо використання паротурбінних установок малої потужності (0,5–2,0 МПа, а в деяких випадках і більше) у промисловій сфері та комунальному секторі господарства.

За наявними оцінками, загальна кількість котлів типу ДКВР продуктивністю від 6,5 т/год до 25 т/год пара на тиск 1,3 – 1,4 МПа, установлених в Україні, наразі становить близько 3 500 одиниць, із яких понад половини знаходиться в експлуатації.

Якщо розглянути вірогідний варіант економічного розвитку України та пов'язану з ним структуру виробництва тепла для теплових мереж міст у перспективі до 2030 року, то при використанні 50 % теплової потужності котлів з продуктивністю 15–20 Гкал/год лише в комунальних котельнях може бути встановлено до 1 200 паротурбінних установок еквівалентної потужністю в одному агрегаті 1 МВт. Прогнозована потреба в таких турбоустановки в комунальних котельнях наведено в таблиці 4.3.

Таблиця 4.3 – Потреба в турбоустановках малої потужності для комунальних котельень

Період, роки	Кількість енергоблоків за період	Загальна кількість енергоблоків	Вартість млн USD за період
2011–2015	200	200	200
2016–2020	300	500	300
2021–2025	350	850	350
2026–2030	350	1200	350

Вартість одного блоку оцінювалася з урахуванням монтажу та реконструкції або модернізації котлів для подовження їх

ресурсу. При розрахунку кількості турбін враховувалося, що малими турбінами оснащується приблизно 30 % котелень від їхньої прогнозованої кількості.

У котельних, що працюють на шахтах України і оснащених котлами типу ДКВР, з якими можуть працювати малі турбіни, становить:

- 6,5 т/год – более 150 од.; – 20 т/год – 30 од.;
- 10 т/год – около 300 од.; – 25 т/год – 20 од.

Якщо, у зв'язку зі закриттям шахт, у робочому стані залишиться 25 % котлів, то навіть в такому випадку на шахтних котельних можуть бути використані приблизно 70–75 турбоустановок потужністю 0,75–1 МВт, енергія яких буде використовуватися для покриття власних потреб шахт.

У харчовій промисловості знаходиться в експлуатації приблизно 400 котлів паропродуктивністю від 6,5 т/год до 16 т/год з початковим тиском 1,4 МПа, що дозволяє використовувати близько 200–250 турбоустановок потужністю до 1 МВт.

За наявними оцінками в різних галузях промисловості встановлено близько 1 500 одиниць котлів паропродуктивністю 6,5–25 т/год, що мають початковий тиск 1,4 МПа. За відповідної реконструкції енерговузла на промислових підприємствах можна встановити до 600–700 турбоустановок.

Отже, прогнозований ринок малих паротурбінних установок потужністю 0,75 – 1,5 МВт, за умови відродження підприємств і розвитку теплопостачання міст і селищ, до 2030 р. може скласти 2 100–2 200 одиниць. Вартість їхньої установки в разі проведення реконструкції енерговузлів складе 2,1– 2,2 млрд USD, що істотно нижче вартості нового обладнання такої саме потужності.

Отже, впровадження малих турбін як автономного енергозберігаючого джерела електроенергії до 2030 року дозволить мати компенсаційну встановлену потужність на рівні 2 200 МВт, що складе близько 3 % від загальної встановленої потужності до 2030 року. Із загальної потреби виробництва електроенергії (на рівні 380 млрд кВт·год), згідно з базовим сценарієм енергетичної стратегії України на період до 2030 року, з урахуванням сезонного графіка вироблення тепла,

на турбінах малої потужності може бути вироблено близько 13 млрд кВт·год електроенергії у рік. Це складе – 3,5 % від загального виробництва у 2030 році і дозволить економити не менше 2 млн т у.п. у рік.

В окремих випадках виникає доцільність установки турбін малої або середньої потужності в конденсаційному варіанті. Прикладом може бути виконаний ІПМаш НАН України проект установки турбіни ПТ-12/13-34/1,0-1 потужністю 12 МВт виробництва Калузького турбінного заводу (Росія) на енерговузлі Ясіновського коксохімічного заводу (м. Макіївка). Економічна доцільність цього проекту виникла через можливість використання відносно дешевого місцевого палива (кокового газу) на існуючому парогенеруючому обладнанні заводу (див. розділ 5).

Однак здебільшого економічно виправданим є лише варіант з протитисковими турбінами. Така турбоустановка дозволяє за достатньо високим ККД отримувати електроенергію або з незначним додаванням палива (за необхідності суворо витримувати задану в технології кількість палива), або без додаткового палива при роботі на теплофікацію та регулювання температури теплоносія залежно від температури зовнішнього повітря. Як було показано вище, додаткова витрата палива на 1 кВт·год електроенергії, що виробляється, не перевищує 180 г у.п.

Як приклад розглянемо результати виконаної раніше авторами оцінки можливості встановлення малих турбін для утилізації енергії процесу дроселювання на теплоенергетичному центрі Роганського промвузла (ТЦРП) м. Харкова, на якому було встановлено три працюючі котли ДКВР-20/1,3 продуктивністю 20 т/год кожний і резервний котел ДВ-24/14ТМ, продуктивністю 25 т/год, що експлуатуються з 1971–1974 років.

Зниження тиску пари реалізувалося двома редуційними установками РУ-40, продуктивністю 40 т/год за тиску 1,3/0,6 МПа і однієї редуційною установкою РУ-4, яка обслуговує власні потреби, продуктивністю 4 т/год за тиску 1,3/0,12 МПа. Основне паливо – природний газ.

ТЦРП мало кілька споживачів пари, основний з яких – ВАТ «Пивзавод Рогань». В осінньо-зимовий період для

опалення підприємств і житлового масиву використовувалася бойлерна, яка споживає пару при тиску 0,25 МПа.

Виконані опрацювання з урахуванням сезонних і добових коливань парового навантаження показали, що на ТЦРП можна було встановити турбіну потужністю 1–1,2 МВт (рис. 4.7, а), що працює при зменшених відпуску пари споживачам на зниженому навантаженні. Ще одним можливим варіантом могла бути установка дубльблоку: 2 турбіни по 750 кВт з відключенням однієї з турбін у період зниженого парового навантаження (рис. 4.7, б).

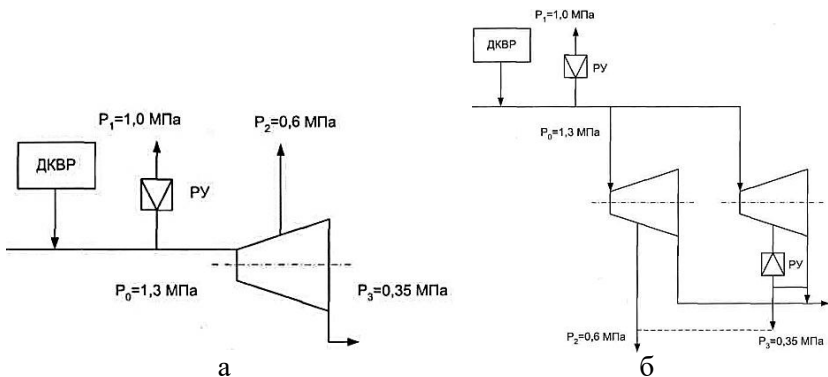


Рисунок 4.7 – Варіанти теплових схем установки парової турбіни на ТЦРП: а – одна турбіна; б – дублювання турбіни

Кількість електроенергії, що виробляється, у разі реалізації кожного із зазначених вище варіантів, повністю покриває власні потреби ТЦРП (370 кВт встановленої електричної потужності), а надлишок електроенергії можна використовувати для покриття потреб найближчих промислових підприємств.

Виконана оцінка економічної ефективності запропонованих заходів показала, що з урахуванням експлуатаційних витрат капітальні вкладення могли окупитися за 4–4,5 роки.

Таким чином, впровадження малих турбін як автономного енергозберігаючого джерела електроенергії дозволяє забезпечити власні потреби підприємства в електричній енергії, а її надлишки реалізовувати до енергомережі.

3. Особливості турбоустановок та основні проектні рішення

До малих паротурбінних установок під час розроблення та експлуатації ставляться відповідні вимоги, які повинні задовольняти умовам і режимам роботи реалізованої міні-ТЕЦ.

Характеристики такої турбоустановки повинні забезпечити, за наявності діючого парогенерувального обладнання, низькі капітальні та експлуатаційні витрати і конкурентоспроможність на внутрішньому та зовнішньому ринках.

Звідси випливають основні вимоги до паротурбінної установки, що створюється:

- зміна електричної потужності в діапазоні від 0,5 до 2 і більше МВт (найбільш вживаним можна вважати 0,75 – 1,5 МВт) залежно від місця використання;

- комплектне постачання установки турбіна-генератор-електрошафи підключення до мережі (бажано щоб турбіна, генератор, маслосистема, система регулювання були змонтовані на єдиній рамі, їхня вага повинна забезпечити монтаж і обслуговування на майданчику споживача без спеціальних кранів);

- забезпечення роботи турбоустановки в автоматичному режимі за мінімальної участі обслуговуючого персоналу;

- під'єднання турбоустановки до систем котельні по пару (підведення від парового колектора котельні та відведення до колектора заданого протитиску), по воді (для маслоохолоджувача) і по току (під'єднання до електромережі котельні).

Протитиск для турбіни вибирається з ряду 0,4; 0,25; 0,12 МПа залежно від умов роботи котельні.

Перераховані умови монтажу і експлуатації турбоустановки в котельних висуваються також і до обладнання, що входить до її складу, тобто визначають її склад і конфігурацію.

Малі парові турбіни призначені підприємствам, для яких вироблення електроенергії не є основною діяльністю, і режими їх навантаження визначаються переважно запитами теплових і виробничих споживачів, що зумовлює відносну нерівномірність витрат і параметрів пари в процесі експлуатації, а, отже, і зміну графіку навантаження на турбогенератор. Тому турбіна повинна працювати в широкому діапазоні (30–110 %) по витраті свіжої пари.

Основні експлуатаційні характеристики міні ТЕЦ повинні відповідати існуючим вимогам:

- повний термін експлуатації – не менше 30 років;
- міжремонтний період роботи – 6 років;
- коефіцієнт готовності турбіни

$$K = \frac{T_p}{T_p + T_b} \geq 0,98,$$

де T_p – сумарне напрацювання часу (за період);

T_b – сумарний час відновлення турбіни (за період);

- середнє напрацювання на відмову

$$T_n = \frac{T_p}{n_{\text{відм}}} \geq 800 \text{ год},$$

де $n_{\text{відм}}$ – сумарне число відмов (за період).

Оскільки температура гострої пари на виході з котлів, що використовуються в промислових котельнях, здебільшого не перевищує 360 °С, то термічні напруги, що виникають у конструктивних елементах турбіни при пуску і зупинці, значно нижчі, ніж у потужних парових турбін (де температура гострої пари може сягати більше за 600 °С). Це визначає простоту конструкції турбін малої потужності, більш дозволена кількість пусків із холодного стану, невеликий час виходу на повне навантаження.

Час пуску з холодного стану для турбін малої потужності до 20 МВт може не перевищувати 50 хв, а для турбін потужністю до 5 МВт складати – 30 хв. Кількість пусків за ресурс не менше 3 800 з різних теплових станів, зокрема, не менше 100 пусків із холодного стану.

З урахуванням істотно змінного графіку навантаження малих турбін застосування одноступеневих турбін із двухвінцевим колесом Кертіса недоцільно. Такі турбіни мають низький ККД навіть на номінальних режимах зі значним його зниженням за навантажень 50 % і нижче. Тому оптимальною конструкцією є осьова багатоступенева турбіна з сопловим паророзподілом, що забезпечує великий діапазон можливих навантажень з високим ККД на часткових навантаженнях.

Під час визначення конструкції турбіни необхідно враховувати також умови встановлення обладнання в існуючому

машзалі. Для зменшення розмірів турбіни вона конструюється на підвищену кількість обертів із подальшим застосуванням понижувального редуктора. Іншим рішенням може бути використання частотного регулятора.

Отже, найефективнішим є використання на діючих підприємствах і котельнях повнокомплектних парогенерувальних установок малої потужності. Структуру подібних установок найбільш повно подано у таблиці 4.4.

Таблиця 4.4 – Структура установок малої потужності

Електрична потужність, МВт	Із протитиском типу «Р»		Із відбором і конденсацією		Конденсаційні	
	Поч. пар. 12–14 кг/см ² 190–250 °С	Поч. пар. 35 кг/см ² 435 °С	Поч. пар. 12–14 кг/см ² 190–250 °С	Поч. пар. 35 кг/см ² 435 °С	Поч. пар. 12–14 кг/см ² 190–250 °С	Поч. пар. 35 кг/см ² 435 °С
0,5–0,7	+	–	–	–	–	–
1,0–1,5	+	–	–	–	+	–
2,5–3,0	+	+	+	–	–	–
4,0–6,0	+	+	+	+	+	+
10,0–12,0	+	+	+	+	–	–

Конструкторські опрацювання турбінних установок малої потужності, виконані ПАТ «Турбоатом», показують можливість реалізації таких напрямків:

- створення традиційної (конденсаційної або з протитиском) турбіни на 3 000 об/хв для приводу генератора з дещо зниженим ККД;

- створення високооборотних турбін із приводом генератора через понижувальний редуктор;

- створення високооборотних турбін із оптимальним ККД для приводу генератора підвищеної частоти з подальшим її інвертуванням.

Останнє рішення найбільш повно відповідає сучасним вимогам щодо ефективності, проте вимагає подальшого опрацювання. Прототипи установок подібного типу на 3 000 об/хв і 8 000 об/хв з редуктором виробляються:

- Калузьким турбінним заводом – основним постачальником турбін малої потужності для суднобудування,

цукрової промисловості, автономного енерговиробництва;
 – Чеським об'єднанням «Шкода» – для цукрової, нафтохімічної та ін. галузей;
 – Санкт-Петербурзьким об'єднанням «Економайзер»;
 – Санкт-Петербурзьким ЗАТ «Енерготех» (потужністю до 1,5 МВт).

Турбоустановки різних виробників відрізняються особливостями, пов'язаними з фірмовим науковим та інженерним рівнем, технологією і традиціями.

У наведеній нижче таблиці 4.5 подано порівняння технічного рівня турбін за показниками економічності, надійності, вартості, металоемності та габаритам за допомогою критерію якості

$$K = 30 \frac{h_{\text{ст}}}{h} + 28 \frac{b}{b} + 16 \frac{B}{B} + 10 \frac{m}{m} + 8 \frac{S}{S} + 8 \frac{V}{V},$$

де $h_{\text{ст}}$ – перепад ентальпії як показник надійності, (спочатку характеристику надійності було прийнято час пуску, однак цей показник у більшості випадків відсутній), кДж/кг;

b – питома витрата пари, кг/(кВт·год);

B – параметр, пропорційний вартості турбіни, який визначається через вартість ступені та кількості ступенів;

m – питома маса турбіни, кг/кВт;

V – питома об'єм будівлі, м³/кВт;

S – питома площа будівлі, м/кВт.

Індексом є позначені показники турбіни аналога.

Таблиця 4.5 – Технічний рівень турбін за критерієм K_0 і середнього значення ККД η_{oi}

Тип турбіни	$h_{\text{ст}}$	b	$B \cdot 10^4$	m	S	V	K_0	η_{oi}
Р-12-3,4/0,3 ПАТ «Турбоатом»	9,77	7,70	3,00	3,00	0,8	0,8	105,4	0,842
Р-12-3,5/0,5 КТЗ	12,90	9,56	2,87	2,08	1,0	1,0	100	0,832
Р-4-3,5/0,3 КТЗ	14,00	8,90	3,13	4,10	1,02	1,02	93,49	0,797
Р-4-1,3/0,6 ПАТ «Турбоатом»	33,20	36,30	9,58	4,40	2,04	2,04	61,33	0,794
Р-4-1,3/0,6 альтер. вар.	8,30	33,90	2,35	8,6	0,7	0,7	86,44	0,808
Р-2,15-1,4/0,6 ПАТ «Турбоатом»	44,87	30,23	1,03	5,58	1,03	1,03	82,19	0,790

У табл. 4.6 подано результати порівняння ККД різних турбін.

Таблиця 4.6 – Наближена оцінка ККД турбін

Тип турбіни	Методи оцінки ККД							
	Мілана	MEI	Еквівалентного сошла	Парсонаса	Траупеля	Фірма Альстом-Атлантік	Фірма Прагт і Уїтні	Метод Бейлі і Коттона
Турбіна ПАТ «Турбоатом» – Р-12-3,4/0,3	0,84	0,836	0,84	0,85	0,86	0,809	0,85	0,848
Турбіна КТЗ – Р-12-3,5/0,5	0,837	0,807	0,835	0,82	0,861	0,807	0,86	0,825
Турбіна КТЗ – Р-4-3,5/0,3	0,791	0,785	0,79	0,8	0,85	0,723	0,85	0,787
Турбіна ПАТ «Турбоатом» – Р-4-1,3/0,6	0,836	0,787	0,856	–	0,86	0,632	0,8	0,791
Турбіна Р-4-1,3/0,6 альтер. вар.	0,836	0,781	0,854	0,83	0,86	0,628	0,87	0,808
Турбіна ПАТ «Турбоатом» – Р-2,15-1,4/0,6	0,83	0,772	0,845	–	0,862	0,637	0,8	0,786

Результуючий показник рівня якості з розглянутих шести турбін найвищим виявився у турбіні Р-12-3,4/0,3 ПАТ «Турбоатом», завдяки трьом показникам:

- питомої витрати пари;
- величини перепаду ентальпії на ступінь;
- середнього значення ККД, отриманого як результат усереднення розрахунків вісьмома різними методами, розробленими в різних країнах.

Отримані результати свідчать про високий технічний рівень створеної у ПАТ «Турбоатом» протитисковими турбіни малої потужності Р-12-3,4/0,3, а проведені техніко-комерційні оцінки демонструють можливість створення в Україні високоефективних установок, конкурентоспроможних за питомими вартісними показниками.

4.Методика реалізації когенераційних технологій

Україна має металургійну, хімічну, цементну, будівельних матеріалів та інші галузі промисловості. Більшість із них охоплюють низько-, середньо- і високо температурні технологічні процеси, теплова енергія після яких скидається до атмосфери і безповоротно втрачається [40]. Утилізація скидної теплоти з метою вироблення електроенергії шляхом установки турбін малої потужності на водяній парі та НРТ дозволяє виробляти електроенергію на власні потреби підприємств, знизивши енерговитрати і собівартість основної продукції.

Як вже зазначалося, реалізуючи когенераційні системи, необхідно пам'ятати, що кожен проект вимагає індивідуального підходу. Це пов'язане з зовнішніми (ціни на паливо, надійність постачання, тарифи мереж) та внутрішніми (профіль споживання тепла і електроенергії, пікові навантаження, необхідний рівень надійності та якості енергопостачання) факторами. Для отримання високої ефективності впровадження когенерації, крім встановлення сучасного обладнання, необхідно провести аналіз об'єкта, виробити і реалізувати заходи щодо підвищення його енергетичної ефективності в цілому (спільно з новим та вже існуючим обладнанням). Поєднання оцінки економічної складової проекту з ретельним контролем його виконання дозволять реалізувати рішення, забезпечить конкурентні переваги на ринку сучасних енерготехнологій. Виконані оцінки показали, що утилізація ВЕР в промисловості України при застосуванні турбін на НРТ дозволяє отримати додатково ~200 МВт електричної потужності. У той же час питанням розробки, виробництва і впровадження турбін малої потужності на водяній парі та НРТ в Україні поки що приділяється недостатньо уваги. Випуск у країні турбін малої потужності ймовірно дозволить зменшити їхню вартість, тим самим підвищити економічну привабливість відповідних енергоощадних проектів.

Малі електростанції, що створюються на базі існуючих промислових та опалювальних котелень, мають змінні парові навантаження, сформований рівень експлуатації теплогенеруючого та теплоспоживаючого обладнання. При

переведенні на комбіновану схему виробництва теплової та електричної енергії для ведення теплоенергетичних процесів потрібні критерії оптимізації, відмінні від прийнятих при будівництві котельні для кожного конкретного замовника. Разом із тим можна визначити деякі загальні стадії цієї технології:

- енерготехнологічне обстеження об'єкта замовника, оцінка існуючого положення, прогнозування змін виробництва і споживання енергоресурсів;

- оптимізація існуючих теплових потоків і параметрів теплоносіїв у споживачів теплоенергії;

- оптимізація балансу споживання і виробництва теплової та електричної енергії, вибір кількості та типів електрогенеруючих установок;

- розроблення схеми прив'язки електрогенерувального обладнання до теплової і електричної схемами замовника;

- оцінка капітальних витрат на впровадження електрогенерувальних установок і термінів окупності;

- оптимізація режимів експлуатації теплоелектрогенерувального обладнання, а також режимів теплоелектроспоживання після впровадження енергокомплексу.

Розроблення методики вибору робочих тіл і теплових схем замкнених паротурбінних циклів залежно від потенціалу скидної теплоти технологічних процесів для вироблення електричної енергії є важливим за підвищення енергоефективності технологічних процесів підприємств. Така методика дозволить визначити витратні та параметричні характеристики основних потоків теплоти, обрати на підставі цих характеристик основне і допоміжне обладнання, потужність і геометрію складових елементів теплової схеми залежно від потенціалу теплового джерела та режиму його роботи.

Для виконання розрахунку теплової схеми складається принципова розрахункова схема, яка містить:

- аналіз режимів роботи технологічного процесу, що використовує паливо;

- оцінку теплової потужності вторинних енергетичних ресурсів;

- оцінку впливу реалізації енергетичних установок на зміну роботи основного технологічного процесу;
- визначення потенційних споживачів теплоти малого потенціалу (тепло- і холодопостачання) та електричної енергії;
- вибір робочого тіла залежно від параметрів джерела теплоти;
- підбір структури теплової схеми стосовно існуючої технологічної схеми і потреб підприємства;
- розрахунок складових елементів теплової схеми (основного і допоміжного обладнання) та вибір його з наявного на ринку, або проектування нового;
- упровадження необхідних технічних рішень для корисного використання ВЕР і недопущення зміни режимів роботи основного технологічного процесу;
- пошук раціональних режимів експлуатації для забезпечення максимальної потужності установки;
- проведення оцінки економічної доцільності проведення енергоощадних заходів на основі реалізації паротурбінних циклів на низькокиплячих робочих тілах.

Значно на режим роботи підприємства впливають сезонні зміни температури зовнішнього повітря. У зв'язку з цим необхідно розглядати характерні режими, кожному з яких відповідають певні значення температури навколишнього середовища, з ними пов'язані навантаження сезонного забезпечення комунальної енергетики тепловою енергією об'єктів на гаряче водопостачання, вентиляцію та опалення. Для України сезонний розподіл навантажень можливий у такий спосіб:

- перший режим відповідає максимальній зимовій потужності, розрахунковій зовнішній мінімальній температурі повітря для відповідного регіону при проектуванні опалення. Такий режим необхідний для перевірки забезпечення основним обладнанням піку теплових навантажень і оцінки потужності електричного обладнання. Однак насправді тривалість такого періоду не значна, і не впливає на вибір теплової схеми та термін її окупності;

- другий режим відповідає середній температурі найхолоднішого місяця. Цей режим повинен забезпечити

максимально тривалу видачу тепла для технології, середню за найбільш холодний місяць видачу тепла на опалення і середньогодинне навантаження гарячого водопостачання, за якого необхідно забезпечити електропостачання елементів технологічної схеми. За цього режиму технологічний процес працює також не тривалий проміжок часу;

– третій режим становить середньозимовий, який відповідає середній температурі за опалювальний період (тривалість для регіонів України в середньому становить 6 місяців). Загалом, режим необхідний для розрахунку середньорічних техніко-економічних показників і вибору раціонального режиму роботи основного устаткування. У зв'язку з тим, що тривалість такого періоду становить значний період часу, при ньому необхідно проводити розрахунки для оцінки потужності електричного обладнання, що знаходиться в роботі;

– четвертим режимом є середньолітній, що характеризується відсутністю теплових навантажень опалення та вентиляції, за наявності гарячого водопостачання (тривалість для регіонів України становить 5–6 місяців). Необхідний для розрахунку середньорічних техніко-економічних показників і вибору раціонального режиму роботи основного устаткування в літній період. Тривалість цього періоду становить значний період часу. У зв'язку з цим необхідно проводити розрахунки для оцінки потужності електричного обладнання, що знаходиться в роботі;

– п'ятий режим, за якого об'єкт перебуває в ремонті (орієнтовна тривалість становить один місяць). За цього режиму й споживання електричної енергії не значне, електропостачання здійснюється від зовнішнього джерела. Такий режим здебільшого не вимагає розгляду;

– шостий режим, що розглядається як вироблення електроенергії на покриття власних потреб і реалізація надлишку зовнішнім споживачам, є можливим за будь-якого з наведених вище режимів.

Теплові навантаження технологічних споживачів промислових підприємств мало залежать від значень температури навколишнього середовища. Тому прив'язка зазначених навантажень до режимів, що визначаються

температурою зовнішнього повітря, є відносно умовною. Із цього випливає, що величина теплових викидів є величиною постійною і мало залежить від пори року. Особливістю технологічних процесів промислових підприємств, на відміну від об'єктів комунальної енергетики, є наявність ВЕР різного потенціалу, що також необхідно брати до уваги (змішання, розгляд індивідуально кожного з потоків і т. д.) і розглядати весь комплекс у цілому.

Розрахунок теплових схем необхідно виконувати послідовно для кожного режиму на підставі зведених таблиць теплових навантажень і споживання електроенергії, з урахуванням особливостей наявного і пропонованого обладнання. У наступних розділах будуть подані у як приклади розрахунки теплових схем для деяких об'єктів у технологічних процесах, у яких є скідна енергія достатнього обсягу для реалізації замкнених паротурбінних циклів на різних робочих тілах.

За результатами наведених вище досліджень можливості підвищення ефективності для найбільш типових енергоджерел об'єктів малої енергетики розглянуто у наступних розділах монографії.

5. Когенерація і енергозбереження в комунальній енергетиці

Когенерація – процес спільного вироблення теплової та електричної енергії (фактично ідеальна форма забезпечення енергією з погляду безпеки енергопостачання). Раніше, зокрема й в радянській технічній літературі, був поширений термін «теплофікація» – централізоване теплопостачання на базі комбінованого виробництва електроенергії та тепла на теплових електричних станціях (ТЕС) – теплоелектростанціях. Когенерація – більш загальне поняття, що припускає використання всіх можливих втрат теплової енергії.

На сьогодні підходи до реалізації когенераційних установок широко використовуються в малій енергетиці (міні-ТЕЦ, МікроСНР) [139–144]. Основними передумовами є:

- тепло, що генерується для опалення, використовується в близькості від місця отримання, що дозволяє економити на будівництві та експлуатації багатокілометрових теплотрас;

- електроенергія використовується здебільшого в місці отримання без накладних витрат постачальників енергії, тому його вартість для виробника буде меншою, ніж у енергії з мережі. Виробник отримує енергетичну незалежність від збоїв в електропостачанні.

Крім цього джерело енергії дозволяє здійснювати як автономну, так і синхронну роботу з енергосистемою (брак компенсується з мережі, а надлишки можуть бути реалізовані зовнішнім споживачам).

Забезпечення стабільного електропостачання опалювальних котелень – важливе техніко-економічне завдання, яке вирішується за допомогою міні-ТЕЦ. Зрозуміло, що знезтрумлення котелень викличе не тільки перебої у виробленні

теплової енергії для населення або виробничого споживача, але і розхолодження систем, вихід із ладу дорогих елементів технологічного процесу. Для надійного функціонування допоміжного обладнання необхідна безперебійність постачання котельні електричною енергією, що може бути забезпечено завдяки додатковому виробництву енергії в режимі когенерації.

Переваги і потенціал впровадження систем когенерації [40, 145].

Порівняння ефективності когенерації за окремим виробництвом електроенергії та тепла для типових значень ККД наведено в таблиці 4.3 [40, 146, 147].

Нагадуємо, що поява на вітчизняному ринку енергетичних установок малої потужності з непоганими техніко-економічними показниками відкриває можливість реалізації комбінованого виробництва тепла та електроенергії. Наприклад, питома витрата палива на вироблення електроенергії при реалізації міні-ТЕЦ із застосуванням парових протитискових турбін малої потужності, на базі парових промислових і промислово-опалювальних котелень, у середньому становить 160–180 г у.п./кВт·год). Ці показники значно краще, ніж на потужних енергетичних установках (по Україні 360–380 г у.п./кВт·год)), що свідчить про конкурентоспроможність малої енергетики та необхідність впровадження турбін малої потужності [40, 148, 149].

Вибір теплових схем і складу устаткування при створенні міні-ТЕЦ визначається режимами виробництва теплоти котельнями та їх техніко-економічними показниками: графіками навантажень, характеристиками обладнання, рівнем передбачуваних капітальних вкладень та інше.

Проведемо аналіз газо- і паротурбінних двигунів малої потужності, що випускаються та застосовуються під час створення нових міні-ТЕЦ й розширенні існуючих опалювальних котелень із метою переведення їх у режим когенерації. Для цього розглянемо основні характеристик та особливості двигунів різного типу, що використовуються для підвищення ефективності використання паливно-енергетичних ресурсів (ПЕР).

Паротурбінні установки

Протитискові пари турбіни. У котельнях України встановлено котли, тиск пари в яких 1,2–1,5 МПа. Велика частина з них типу ДКВР продуктивністю від 6,5 до 25 т/год пари на тиск 1,3–1,4 МПа. Пар, що виробляється котлами (насичений або перегрітий), перш ніж поступити до споживача, дроселюється в редуційно-охолоджувальних установках (РОУ) від 1,2 – 1,5 до 0,3–0,5 МПа, потенційна енергія тиску безповоротно втрачається.

Якщо паралельно з РОУ встановити турбогенератор з протитисковою турбіною і подати до неї пар, що проходив раніше через РОУ, то можна завдяки використанню потенційної енергії пари виробити додатково електроенергію, кількість якої залежить від витрати пари і його параметрів після котлів. Водночас загальна витрата палива зросте не більше, ніж на 10–15 % у порівнянні з базовим варіантом, тобто при використанні до установки турбіни. У той же час питома витрата палива на вироблення електроенергії зменшиться, приблизно в 2 рази. У разі планового або аварійного зупину турбіни на ремонт котельня продовжить працювати, дроселюючи пару у РОУ, як і до установки турбіни [80, 81].

Якщо перевести котельню в міні-ТЕЦ, то доцільно використовувати турбіни протитискового типу, пара із яких подається на підігрівання мережної води [51, 82, 83, 150]. У літній період за відсутності опалювального навантаження, коли котел та турбіна не експлуатуються, необхідний пошук раціональних техніко-технологічних рішень для використання діючого енергетичного обладнання у економічною і соціальною метою [84 – 86]. Отже, якщо застосувати додатковий контур з низькокиплячим робочим тілом (описується нижче), то теплоту із вихлопу протитискових турбіни можна передавати у цей контур й виробляти електроенергію [87]. Подібний контур також можна застосувати під час скидання низькопотенційної пари або гарячої води після технологічного процесу на промислових підприємствах.

Використання пари більш низьких параметрів можливо у разі застосування турбін м'ятої пари або турбін декількох

тисків. Для турбін м'ятої пари потрібна постійна, достатньо велика, витрата відпрацьованої пари та рівномірне надходження її від парових турбін. Однак значні зміни витрати пари будуть викликати коливання потужності турбіни. Зазначені причини призводять до додавання частини високого тиску, яка отримує пар від котельні установки під час відсутності або недостатнього надходження м'ятої пари. Така машина має назву турбіни двох тисків. Разом із тим варіант застосування цих двох видів турбін, що забезпечують загальний ефективний ККД цього циклу, не більше 40 % за відносно високих питомих капітальних витратах, розглядати недоцільно, крім випадків, що мають цільову спрямованість.

Шляхом використання малих турбін для вже наявного в котельні обладнання вартість 1 кВт установленої потужності «під ключ» складе від 1 000 дол. США до 1 500 дол. США залежно від потужності та типу турбіни, що в два і більше рази менше, ніж за будівництва нової ТЕЦ. Собівартість електроенергії, що виробляється міні-ТЕЦ (особливо при установці турбін із протитиском) може бути значно (у кілька разів) нижче, ніж роздрібна вартість електроенергії на енергоринку. Окрім безпосередньої економічної вигоди від отримання більш дешевої електроенергії, за переведення котелень у міні-ТЕЦ підвищується надійність забезпечення електроенергією (турбогенератори можуть працювати паралельно з електричною мережею). Об'єкти, на яких установлюються турбоустановки з генераторами, стають повністю або частково незалежними від енергоринку, що змушує виробників електричної та теплової енергії підвищувати якість послуг, що надаються.

У разі надбудови діючої котельні мініблоком, відповідної потужності, доцільно розглянути потенційний ринок України з використання паротурбінних установок малої потужності (0,5–4,0 МВт, у деяких випадках і більше) у комунальному секторі господарства [151].

Теплова схема мініелектростанції, де паралельно РОУ встановлена парова протитискова турбіна, для забезпечення виробництва електричної енергії, що зменшує витрати

підприємства на придбання електроенергії від мережі (див. рисунок 4.4).

Там само подано схему потоків теплової та електричної енергії на парових опалювальних котельнях, що переведені в розряд міні-ТЕЦ (рисунок 4.5).

За відсутності електроенергетичної надбудови котельня виробляє в основному циклі теплову енергію з витратою палива. Втрати визначаються значенням ККД котла (у трубопроводах і у споживача в основному циклі до теплоспоживання). Визначення ефективності електроенергетичної надбудови здійснюється за умови, що споживач отримує таку саме кількість тепла, як за відсутності надбудови.

Під час вироблення електричної потужності, потрібне додаткове паливо, яке також спалюється з ККД котла. У цьому випадку можуть спостерігатися невеликі додаткові втрати енергії у вигляді витоків тепла в трубопроводах підведення пари до турбогенератора та відведення його при повітряному охолодженні генератора ці втрати мають бути покриті додатковою витратою палива.

Основні загальні характеристики турбін на водяній парі подано в таблиці 8.1.

Таблиця 8.1 – Загальні характеристики турбін на водяній парі

Потужність одиначної машини	0,5–50 МВт та вище
Загальний ККД	до 80 %
Відношення тепло : електроенергія	3:1 – 8:1
Паливо, що використовується	Будь-яке
<i>Переваги</i>	<i>Недоліки</i>
Робота на будь-якому паливі. Найвища одиначна потужність. Широка лінійка потужностей. Солідний ресурс.	Висока інертність (тривалий період запуску). Висока вартість. Виробництво тепла переважає над електроенергією. Складний та дорогий капітальний ремонт. Високий нижній поріг ефективного застосування.

Детальний аналіз парових турбін малої потужності, їх характеристики та можливості використання у когенераційних технологія розглянуто раніше (розділ 4).

Парові гвинтові турбіни. Гвинтова парова турбіна – компактний двигун об'ємного типу, що містить ведучий і ведений вали (ротори) шнекового типу. При їхньому обертанні утворюється V-подібна робоча камера, обсяг якої залежить тільки від кута обертання, завдяки енергії розширення робочого тіла. Синхронізація обертання валів у протилежних напрямках здійснюється шестернями зв'язку за типом гвинтових насосів, компресорів (рисунок 8.1).

Потужність двигуна за стабільної швидкості обертання вихідного валу регулюється зміною витрати робочого тіла.



Рисунок 8.1 –
Зачеплення гвинтів
паро-гвинтової турбіни

В Україні парові гвинтові турбіни не виробляються. У Російській Федерації є кілька виробників парових гвинтових турбін [152]. Відомості про використання гвинтових машин як парових розширювачів за кордоном відсутні [152–155].

У 1998 році ЗАТ «Мала незалежна енергетика» (м. Москва) випущений пілотний зразок парової

гвинтової турбіни – ПВМ-250 потужністю 250 кВт [156, 157]. Перші три ПВМ працювали як приводи сітьових насосів на ЦТП одного з московських підприємств. Машини другого і третього покоління пройшли тривалі випробування в режимі турбогенератора на московському заводі бетонно-керамічних виробів «Бекерон» [157].

Проектування і випуск парових гвинтових турбін освоїло і ТОВ «ВМ-Енергія» (м. Уфа). У 2004 р. змонтована виготовлена на замовлення ВАТ «Раєвський цукровий завод» (п. Раєвський, Республіка Башкортостан) гвинтова енергетична машина ПВМ-2000АГ з максимальною потужністю асинхронного генератора 800 кВт [155].

Основні технічні характеристики гвинтових турбін подано в таблиці 8.2.

Таблиця 8.2 – Технічні характеристики базових моделей парових гвинтових турбін

Характеристика	ЗАТ «Мала незалежна енергетика»	ЗАТ «Еко-Енергетика», ПП «Генерація»	
	ПВМ-250	ПВМ-500 (АВПР-0,5)	ПВМ-1000 (АВПР-1,0)
Діаметри (зовнішні) гвинтів, мм	–	250	315
Робоче середовище	водяна пара	водяна пара	водяна пара (насичена)
Параметри пари:			
– тиск на вході, МПа	0,9–1,4	0,8–1,6	0,8–1,6
– температура на вході, °С	не вище 194	170–250	170–250 (194) (< 468)
– тиск на виході, МПа	0,1–0,45	0,2–0,6	0,1–0,6
– температура на виході, °С	–	100–158	120–158 (120) (не більше 393)
Масова витрата пари, т/ч	6,0–9,0	6,0–12,0	18,0
Частота обертів провідного ротора, об/хв	3 000	6 000	6 000
Частота обертів вихідного валу, об/хв	1 500	3 000	3 000
Потужність на вихідному валу, МВт	0,2–0,25	0,2–0,5	не менше 1,0
Внутрішній відносний ККД турбіни, %	65–70	65–70	67–70
Напруга / частота току, В/Гц	380 / 50		
Габаритні розміри (Д×Ш×В), мм	2 850×750×1 200	1200×700×840	2 420×1 300×1 440 (2 250×820×600)
Маса, кг	2 500	860	3 500 (2 000)
Мастильна система		циркуляційна під тиском від масляного насосу	
Масло, що використовується		турбінне Тп-46 ГОСТ 9972-74	
Рівень шуму, dBA		не більше 80*	95*
Ресурс міжремонтний, рік (год)	більш 5 років (50 000)	3	(30 000)

* У діапазоні частот 31,5–8000 Гц усереднені по чотирьох точках вимірювання, розташовані в горизонтальній площині на висоті 1 м і на відстані 1 м від поверхні установки.

Парова гвинтова турбіна застосовуються в тих же випадках, що і парові осьові турбіни з протитиском для комбінованого вироблення теплової та електричної енергії. Детально конструктивні особливості гвинтових турбін подано у [152].

На сучасній стадії розвитку і поширення гвинтових парових турбін різні виробники реалізують різну стратегію просування машин на ринок.

Фахівці ЗАТ «Мала незалежна енергетика» з метою власних потреб теплогенератора більше ніж 250 кВт рекомендують встановлювати кілька ПВМ-250 у паралель [156, 157]. Надбудова котельні групою з чотирьох ПВМ-250 дозволить виробляти до 1 МВт електричної потужності під час опалювального сезону. У разі зниження теплового навантаження можна зупинити «зайві» агрегати, експлуатуючи ПВМ у діапазоні, близькому до номінального робочого режиму. За встановлення одиничного лопаткового агрегату потужністю 1 МВт, тільки 1–2 місяці на рік турбогенератор буде працювати в режимі, близькому до номінального.

У разі зниження теплового навантаження (зменшенні виробництва і витрати пари), ефективність роботи турбогенератора буде знижуватися, а за досягнення рівня 30 %, подальша експлуатація буде неможливою [157]. Під час роботи міні-ТЕЦ у паралель з електричною мережею установка декількох машин призведе до нереального для реалізації терміну окупності проекту 6–8 років.

Менеджери ЗАТ «Еко-Енергетика» просувають на ринку машину АВПР-1, оскільки згідно з маркетинговими дослідженнями потужність 1 000 кВт найбільш задовольняє попиту на ринку енергоустановок малої потужності [157, 158]. Собівартості машин 200, 1 000, 2 000 МВт близькі, тому під час вибору потужності компанія також орієнтувалася на оптимальну собівартість 1 кВт·год електроенергії і реальні терміни окупності.

Установка використовується за температури довкілля 5–45 °С.

Що стосується реалізації електричних схем, то вони однакові за реконструкції котельні в міні-ТЕЦ і не залежать від

типу розширювальної машини, яка встановлюється для приводу генератора (осьова або гвинтова турбіна).

Техніко-економічні характеристики міні-ТЕЦ із АВПР-1,0:

- питомі капиталовкладення ~400–500 USD/кВт;
- термін виконання реконструкції котельень із переведенням у режим міні-ТЕЦ – 1,5–2 роки;
- вибрана потужність турбіни дозволяє гнучко вибудовувати схеми утилізації пари, мати резерв для пікових навантажень, враховувати сезонні графіки.

Компанія ЗАТ «Еко-Енергетика» розробляє і створює лінійку агрегатів в діапазоні потужностей від 200 до 2 000 кВт (таблиця 8.3).

Таблиця 8.3 – Технічні характеристики гвинтових турбін ЗАТ «Еко-Енергетика»

Електрична потужність, кВт	Параметри пари на вході/ виході		Витрата пари, т/год	Частота обертання валу, об/хв	Діаметр роторів, мм	Габарити, м (Д × Ш × В)
	Тиск, МПа	Температура, °С				
200	1,3/0,53	194/150	8,5	3 000	250	1,2×0,73×0,44
400	1,3/0,53	194/150	17	6 000	250	1,2×0,73×0,44
1 000	1,4/0,22	280/130	18,6	3 000	400	1,92×1,17×0,79
1 400	1,6/0,65	300/220	40	3 000	400	1,92×1,17×0,79
2 000	1,4/0,22	280/130	37	3 000	500	2,4×1,47×0,99
2 800	1,6/0,65	300/220	80	3 000	500	2,4×1,47×0,99

Випадіння вологи в процесі розширення пари в гвинтовій машині створює менше проблем, ніж в осьовій турбіні, де волого-парова ерозія може призводити до руйнування лопаток. У гвинтовій машині волога, що випадає, має і позитивний бік, тому що спричиняє захарачення щілин, збільшення опору при протіканнях пари через зазори в робочих органах і відповідно до зростання ККД. А якщо врахувати такі властивості гвинтової машини, як простота конструкції, високі надійність і довговічність роботи, то застосування гвинтового розширювача у складі енергетичного модуля виявляється цілком раціональним і практично виправданим.

Газотурбінні установки

Реалізація газотурбінних установок (ГТУ) зі скиданням вихлопних газів ГТУ в існуючий паровий чи водогрівальний котел існуючих комунальних котелень дозволяє реалізувати ГТУ ТЕЦ. Широке поширення ГТУ ТЕЦ для забезпечення електроенергією та теплом міст отримали на території Російської Федерації, що пов'язано з наявністю великої кількості родовищ природного газу. Привабливою особливістю ГТУ ТЕЦ є те, що вони орієнтовані на автономне енергопостачання районів і найкраще враховують особливості споживачів.

Основне завдання ГТУ ТЕЦ – забезпечити надійне постачання тепло- та електроенергією невеликих міст і окремих житлових мікрорайонів великих міст. На території міст застосування енергогенерувальних установок можливе лише у разі спалювання низькоемісійних видів палив, що зменшує витрати на очищення відхідних димових газів. Електростанції із застосуванням ГТУ мають низку переваг порівняно з традиційними електростанціями, а саме:

- високі початкові параметри газотурбінного циклу в поєднанні з використанням тепла вихлопних газів для виробництва гарячої води, що дозволяє підняти ККД енергоустановки на 10 – 15 % в порівнянні з традиційними енергоблоками та знижує витрати на основну складову собівартості тепло- та електроенергії – паливо;

- завдяки компактності установки скорочуються обсяги капітального будівництва і вартість спорудження електростанції (приблизно на 25 %);

- розміри майданчика ГТУ ТЕЦ дають можливість наблизити її до споживача, скоротити комунікації – тепло- та електричні мережі, знизити капіталовкладення і втрати при передачі енергії;

- низькі питомі викиди забруднювальних речовин обумовлені не тільки тим, що ГТУ працюють на природному газі, а й ефективним використанням тепла, що виділяється при згорянні, а також технологією спалювання палива.

Газотурбінний цикл майже не потребує використання води – звідси мінімальний вплив на водний басейн.

Під час створення ГТУ ТЕЦ системно вирішуються питання зниження вартості будівництва та собівартості виробництва енергії, а також мінімізації впливу на навколишнє середовище. Швидка окупність проекту робить привабливим будівництво малих електростанцій з газотурбінними установками для інвесторів.

Газотурбінні електростанції з комбінованим виробленням електричної та теплової енергії (ГТЕСК). Завдяки утилізації тепла газів, у цьому циклі з температурою від 370 до 530 °С, з'являється можливість генерування теплової енергії у вигляді гарячої води на теплопостачання будівель житлового, соціально-культурного та виробничого призначення.

Порівняно з ГТЕС капітальні витрати на спорудження таких електростанцій зростають на 30–40 % шляхом установаження теплообмінників-утилізаторів і устаткування системи теплопостачання. Оскільки в цьому випадку електрична потужність станції не змінюється, питомі капвкладення на встановлений 1 кВт зростають. Теплова потужність когенераційного циклу на 55–60 % зазвичай вище електричної, що і визначає більшу ефективність ГТЕСК порівняно з ГТЕС.

У проєкті реалізації ГТУ ТЕЦ використовуються традиційні технічні рішення, що широко застосовуються в схемах ТЕЦ з паротурбінними установками. Сутність цих рішень зводиться до досягнення максимальної надійності теплопостачання споживачів. Із цією метою додатково до обладнання ГТЕСК встановлюються водогрівальні котли з необхідним допоміжним обладнанням. Потужність водогрівальних котлів має бути приблизно такою самою, як утилізаційних теплообмінників.

Широке поширення в енергетиці набули схеми парогазових установок (ПГУ), у яких тепло відхідних газів газової турбіни утилізуються в парогенераторах у вигляді пари, що надходить у парові турбіни для вироблення електроенергії.

Основна енергія йде на виробництво електроенергії. Застосування парогазових технологій в теплоенергетиці, з одного боку, перспективно, оскільки частка природного газу – ідеального палива для ГТУ – у паливному балансі складає

більше за 60 %. Проте з другого боку істотним обмеженням є залежність ПЕР країни, зокрема, України від розрахункового газу, тобто природного газу.

Найпростіша теплова схема ГТУ ТЕЦ і відповідна їй схема теплових потоків наведені на рисунку 8.2. Утилізація теплоти вихідних газів ГТУ реалізується в котлі утилізаторі (КУ), завдяки чому тепло вихлопу корисно використовується для вироблення теплоти споживачам.

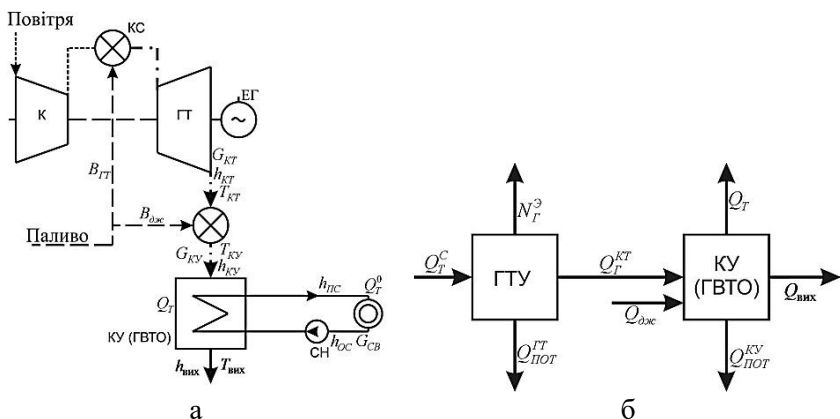


Рисунок 8.2 – Найпростіша теплова схема (а) та схема теплових потоків (б) ГТУ ТЕЦ

Можливі режими роботи ГТУ ТЕЦ із допалованням палива в середовищі вихідних газів ГТУ для підвищення теплового навантаження ТЕЦ, стабілізації параметрів пари, що генерується та ін.

Під час проектування ГТУ ТЕЦ прагнуть отримати можливо найнижчу температуру відхідних газів КУ $T_{\text{вих}}$, на рівні 80–100 °С з урахуванням точки роси. Повна утилізація теплоти Q_T^{KT} технічно нездійснена.

Коефіцієнт ефективності утилізації теплоти в КУ $\beta_{\text{вТ}}$

(режим без допаловання) збільшується при підвищенні температури вихлопних газів ГТУ $T_{\text{КТ}}$ та зниженні температури

відхідних газів КУ $T_{\text{вих}}$, змінюючись у межах 0,7–0,9. Під час

аналізування показників ГТУ ТЕЦ використовується також коефіцієнт втрати теплоти з вихідними газами ГТУ $\beta_{КТ}$.

Із літературних джерел відомо, що коефіцієнт $\beta_{КТ}$ практично не залежить від типу ГТУ. На нього мало впливають початкові параметри газів перед газовими турбінами. Він збільшується, насамперед, коли температура зовнішнього повітря стає вище $0\text{ }^{\circ}\text{C}$.

За аналогією з ПТУ вводиться поняття частки теплоти від зовнішнього споживача відносно теплоти спалюваного палива. Величину β_T можна оцінити за допомогою коефіцієнтів β_{VT} та $\beta_{КТ}$.

На рівні з параметрами газів на вході та виході КУ (ГВТО) ГТУ ТЕЦ основним параметром, який впливає на величину β_T , є температура зовнішнього повітря $T_{зп}$. Великі значення β пов'язані як з підвищенням $T_{зп}$, так і зростанням температури вихідних газів ГТУ відповідно до їхньої конструктивної схеми та початкових параметрів газів.

Загальна витрата палива на ГТУ ТЕЦ визначається з урахуванням його допалювання в середовищі вихідних газів ГТУ перед КУ. Порівняно з ККД виробництва електроенергії ГТУ в автономному режимі аналогічний ККД для ГТУ ТЕЦ зростає на 30 – 50 % залежно від значення β_T .

Основні загальні характеристики газових турбін наведено в таблиці 8.4.

Таблиця 8.4 – Основні загальні характеристики газових турбін

Потужність одиначної машини	0,25–50 МВт та вище
1	2
Загальний ККД	65–87 %
Відношення тепло : електроенергія	1,5:1 – 5:1
Паливо, що використовується	Газ, біогаз, гас, дизельне паливо

Продовження таблиці 8.4

1	2
<i>Переваги</i>	<i>Недоліки</i>
Відсутність водяної системи охолодження. Гнучкість у виборі палива. Низька емісія шкідливих речовин. Робота установки на декількох видах палива. Ресурс 40–60 тис. робочих годин. Велика можлива одинична потужність.	Нижній поріг ефективного застосування (від 5 МВт електроенергії). Продуктивність нижче, ніж у поршневих двигунів. Високий рівень шуму. Потрібна підготовка палива (очищення, осушення, компресія). Низька ефективність за неповного завантаження. Тривалий період запуску (0,5–2 години). Складний і дорогий капітальний ремонт. Ціна капремонту складає всього 30–40 % від початкових вкладень.

ГТУ ТЕЦ – це окремий випадок більш загальної схеми – парогазової ТЕЦ. На ГТУ ТЕЦ відсутнє виробництво електроенергії на базі утилізації теплоти вихідних газів ГТУ, більш актуальний варіант – ПГУ ТЕЦ.

Парогазові установки

Об'єднання паротурбінної та газотурбінної установок загальним технологічним циклом є одним із найбільш ефективних засобів значного підвищення економічності тепло- і електрогенерувальних об'єктів на органічному паливі. Зазначені вище особливості ПТУ та ГТУ дозволяють істотно підвищити термодинамічний ККД циклу за виробництва електроенергії шляхом об'єднання в одній ПГУ високотемпературного підведення (у ГТУ) і низькотемпературного відводу тепла (у конденсаторі парової турбіни).

Гази, що відпрацювали в турбіні, подаються в енергетичний паровий котел (ЕПК) або котел-утилізатор, де генерується і перегрівається пара, що надходить потім у парову турбіну. Електричний генератор, що вона обертає, за незмінної витрати палива в камері згоряння ГТУ збільшує в ПГУ вироблення

електроенергії в 1,5 рази порівняно з ПТУ такої саме потужності.

ККД (брутто) кращих сучасних ПГУ, який наразі отриманий вже реально, становить 58 – 60 %. Застосування схем ПГУ актуально для підприємств хімічної, нафтопереробної, целюлозно-паперової, вугільної промисловості з метою утилізації низькокалорійних попутних газів або газів, одержуваних у результаті хімічних реакцій, а також у житлово-комунальному господарстві, тому що генерувальні об'єкти знаходяться в безпосередній близькості від споживачів.

Перевагою скидних ПГУ є можливість використання двох видів палива: високоякісного рідкого чи газоподібного в газовому контурі та низькоякісного рідкого або твердого палива в паровому контурі. Частка низькоякісного палива значна і досягає 70 – 75 %. В умовах усе зростаючого дефіциту високоякісних палив ця перевага скидних ПГУ з низьконапірним парогенератором (НПГ) набуває особливого значення. ПГУ скидного типу характеризується високою економічністю і при роботі на часткових навантаженнях. Для цього їхнє управління організоване так, що зменшення потужності здійснюється завдяки паровому контуру за незмінного режиму роботи газового контуру.

На більшості малих ТЕЦ установлено парові котли, спроектовані на такі значення вихідних параметрів: тиск 40 кг/см², температура 440 °С. На виході з газової турбіни температура становить 370–530 °С, що дозволяє говорити про можливість реалізації ПГУ зі скиданням вихлопних газів ГТУ в існуючий паровий котел. Принципова тепла схема подібної скидної ПГУ подано на рисунку 8.3.

Обґрунтування ефективності роботи ПГУ ТЕЦ засновується на використанні основних положень теорії теплових електростанцій та узагальненої схеми теплових потоків (рисунком 8.4), у яких повинні враховуватися особливості технологічного процесу та можливість допалювання палива в КУ.

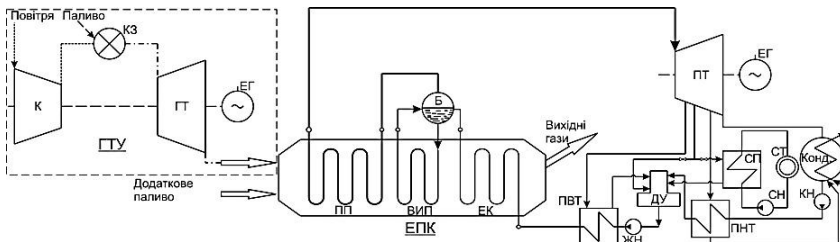


Рисунок 8.3 – Принципова теплова схема ПГУ зі скидом вихлопних газів ГТУ в ЕПК: К – компресор; КС – камера згоряння;

ГТ – газова турбіна; ПН – живильний насос; К – конденсатор; КН – конденсаційний насос; РП – регенеративний підігрівач; СП – сітвовий підігрівач; СН – сітвовий насос; СТ – споживач теплоти; ДУ – деаераційна установка; ПТ – парова турбіна; ЕПК – енергетичний паровий котел; ЕГ – електричний генератор; ЕК – економайзер; Б – барабан котла; ВСП – випарник; ПП – пароперегрівник; \cdots – повітря; $---$ – природний газ; $---$ – живильна вода; $---$ – димові гази

Теплове навантаження ПГУ ТЕЦ може бути забезпечено двома елементами теплової схеми: котлом-утилізатором (КУ) та паротурбінною установкою (ПТУ). Залежно від розподілу між цими елементами частки теплоти, що відпускається, змінюється електрична потужність ПТУ і, як наслідок, аналогічна потужність всієї ПГУ ТЕЦ.

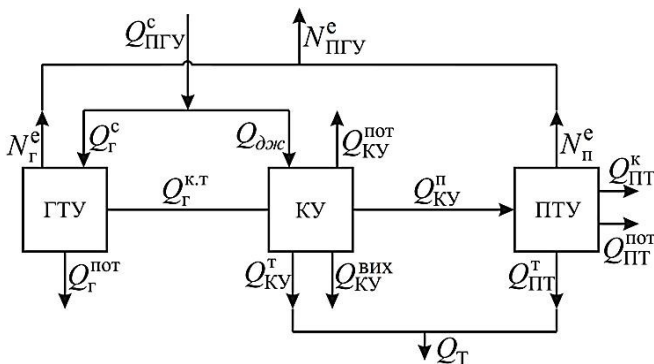


Рисунок 8.4 – Узагальнена схема теплових потоків ПГУ ТЕЦ

Коефіцієнт відносної потужності ПГУ помітно впливає на всі показники теплової економічності ПГУ ТЕЦ. Із збільшенням частки теплоти, яка відпускається від КУ (зі зростанням частки КУ в покритті теплового навантаження ПГУ ТЕЦ) і частки теплоти, яка відпускається зовнішньому споживачеві, по відношенню до теплоти палива, що спалюється в ГТУ, зменшується електрична потужність ПТУ і зростає коефіцієнт відносної потужності ПГУ ($N^e / N^e_{ПГУ}$). Для ГТУ ТЕЦ цей коефіцієнт постійний та дорівнює одиниці.

Використання ПГУ ТЕЦ дозволить підвищити ефективність спалювання природного газу та успішно конкурувати за квоти на нього. Найближчим часом, враховуючи тенденції зміни вартості природного газу і те, що більшість котелень знаходиться на території населених пунктів, доцільно реалізовувати бінарні установки.

Застосування протитискових турбін дозволить уникнути застосування градирень, знизити річні витрати природного газу, уникнути використання циркуляційної води, підвищити енергетичні та екологічні показники енергогенерувальних об'єктів, звільнити місце для напівпікових по теплу теплофікаційних ГТУ. Потужність останніх може дорівнювати величині зниження потужності парових турбін у зимовий час порівняно з літнім для повного використання створеної електричної інфраструктури.

Потужність парових блоків ПТУ+ГТУ буде зростати у міру настання холодів на противагу в турбіні з відборами пари, компенсуючи зниження потужності останніх. Через високу добову нерівномірність електроспоживання комунально-побутового сектора, яка зростає саме в зимовий час, ГТУ можуть використовуватися в напівпіковій частині графіка електричних навантажень із зупинкою на ніч. Також в електродефіцитних районах можливе встановлення додаткових циліндрів на вихлопах протитискових турбін ТЕЦ, які могли б «забирати» теплове навантаження (наприклад, у денний час) вихлопу з відповідним збільшенням (конденсаційної) потужності станцій, здатної брати участь у регулюванні

електричної потужності Об'єднаній енергетичній системі (ОЕС) України.

Газопоршневі двигуни

Останнім часом альтернативою застосування ГТУ стають газопоршневі двигуни (ГПД). Ключовою перевагою газопоршневих електростанцій є гнучкість паливних режимів. Можливість швидкого пуску в експлуатацію робить такі електростанції ефективним джерелом електроенергії для покриття пікових навантажень.

Газопоршневі двигуни, як і ГТУ, використовуються для комбінованого виробництва теплової та електричної енергії (рисунк 8.5). У процесі виробництва електроенергії газопоршневими електростанціями утворюється напрацьоване тепло різної температури. Тепло від мастила двигуна, водяної сорочки двигуна і водяних контурів охолодження надувного повітря може використовуватися для централізованого теплопостачання.

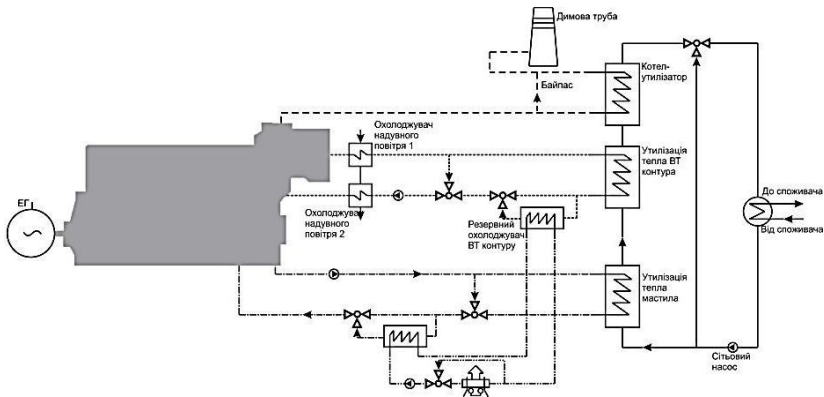


Рисунок 8.5 – Принципова теплова схема ГПД ТЕЦ:

- – водяна рубашка двигуна + охолоджувач надувного повітря 1 та 2; — — — — – відпрацьовані гази ГПД;
- – вода системи центрального опалення;
- – мастило ГПД; ■■■■■ – резервне охолодження

Як наслідок, можливість використання ГПД для одержання декількох форм корисної енергії шляхом когенерації та тригенерації [159]. Схема теплових потоків наведена на рисунку 8.6.

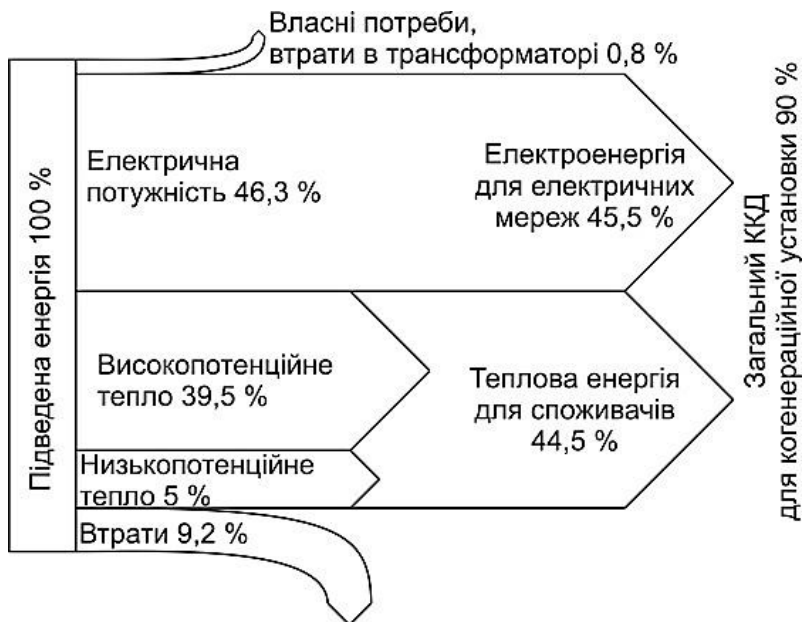


Рисунок 8.6 – Схема потоків енергії ГПД ТЕЦ

Для відповідності екологічним вимогам у газопоршневих електростанціях лише іноді потрібна установка каталізаторів вихлопних газів. Висота димової труби для газопоршневих електростанцій визначається рівнем вмісту гранично допустимих концентрацій (ГДК) у навколишньому середовищі та рівнем шкідливих складових емісій самої газопоршневої електростанції, який достатньо низький, адже основне паливо – це газ, не виділяє при згорянні практично ніяких шкідливих речовин [160].

Основні загальні характеристики газопоршневих двигунів подано в таблиці 8.5.

Таблиця 8.5 – Основні загальні характеристики газопоршневих двигунів

Потужність одиначної машини (займання від стиснення / іскри)	0,2–20 МВт / 0,003–6 МВт
Загальний ККД	70–92 %
Відношення тепло : електроенергія	0,5:1–3:1 (займання від стиснення) 1:1–3:1 (займання від іскри)
Паливо, що використовується	газ, біогаз, гас, дизельне паливо; газ, біогаз, гас
<i>Переваги</i>	<i>Недоліки</i>
<p>Найвища продуктивність. Ефективна робота при малому навантаженні (від 50 % до 100 %). Відносно низький рівень початкових інвестицій за 1 кВт. Широка лінійка моделей за вихідної потужності (від 3 кВт). Можливість автономної роботи. Експлуатаційна гнучкість залежно від зміни потреби в теплової та електричної енергії. Швидкий запуск (від 15 с, газових турбін потрібно 0,5 – 2 год). Переважання виробництва електроенергії. Малі розміри – низькі інвестиційні витрати. Робота з малим тиском газу (нижче 1 бара). Відносно простий капітальний ремонт. Ресурс 40–60 тис. робочих годин. Можливість кластеризації (паралельна робота декількох установок). Утилізація тепла, що відходить для широкого спектру застосування. Економічність завдяки утилізації тепла: відпрацьованих газів двигуна, охолоджувальної води двигуна, мастила двигуна, надувного повітря.</p>	<p>Якщо тепло не використовується, то потрібне охолодження. Високий рівень (низькочастотного) шуму. Високе співвідношення вага / вихідна потужність. Відносно мала потужність одиначної машини. Заміна вкладишів, за регламентом, повинна проводитися через 30 тис. годин. Вартість капітального ремонту може досягати 70 – 90 % від початкової вартості.</p>

Турбіни на низькокиплячих робочих тілах

Підвищення ефективності використання вторинних енергетичних ресурсів. Збільшення вартості органічного палива, його транспортування і, відповідно, підвищення відпускних цін на електричну та теплову енергію надає особливого значення використанню теплових витрат енерготехнологій, зокрема, вторинних енергетичних ресурсів малого потенціалу.

Традиційно, якщо температура ВЕР за вище 200–250 °С, можливе застосування контуру з включенням котла-утилізатора і турбіни на водяній парі за більш низьких температур застосування такого контуру малоефективно.

В останнє десятиліття активно розвивається напрямок використання ВЕР для вироблення електроенергії на основі застосування турбоустановок на низькокиплячих робочих тілах (НРТ). У цих установках реалізується так званий органічний цикл Ренкіна (ORC – organic Rankine cycle) і утилізуються ВЕР, що мають температуру 80–600 °С (охолоджувальна вода, вихлоп протитискових турбін та ін.). Цій температури достатньо для реалізації турбін на низькокиплячих робочих тілах, дозволених до застосування (силіконове масло, ISCEON MO29; фреони R-134a; R-404a; R-406a; R-407c; R-410a; пентан; бутан та ін.) НРТ вибирається залежно від параметрів теплового джерела. У найближчі 7–10 років за допомогою сучасних технологій використання ВЕР можна на рік заощадити 0,6 млн т у. п. органічного палива [161–169].

Найбільш важливим моментом під час створення устаткування, що працює за ORC-технологією, є вибір низькокиплячого робочого тіла в контурі. Робоче тіло, що обирається для енергетичної установки повинно мати відповідні хімічні, фізичні та експлуатаційні властивості при заданих умовах роботи. Воно має бути стабільним, негорючим, вибухобезпечним, нетоксичним, не мати екологічний вплив на навколишнє середовище, руйнуючи озоновий шар або створюючи парниковий ефект. Мати хороші теплофізичні властивості, забезпечуючи максимум роботи за низьких параметрів теплоносія, замерзати за достатньо низьких негативних температур, що важливо для кліматичних умов

України, бути інертним щодо конструкційних матеріалів і дешевим. Бажано вибрати робоче тіло з більш низьким коефіцієнтом динамічної в'язкості, що забезпечує зменшення гідравлічних втрат, і з більш високим коефіцієнтом теплопровідності, що покращує умови теплообміну.

Невисокі параметри відпрацьованих робочих тіл енергетичних та інших установок спричиняють пошук низькокиплячих робочих тіл з негативною кривизною правої прикордонної кривої в t,s -діаграмі. Іншими словами, процес розширення в турбіні повинен закінчуватися в області перегрітої пари, що виключає ерозію лопаток і не вимагає перегріву пари перед турбіною. У цьому випадку використання води та водяної пари призводить до погіршення термодинамічних показників і до різкого збільшення габаритів паротурбінних установок, що істотно підвищує їхню вартість [170].

Однією з галузей застосування таких турбін є міні-ТЕЦ. Пара з протитискових турбіни подається на підігрів мережної води [84–86]. У літній період за відсутності опалювального навантаження (котел і турбіна не працюють) доцільно застосувати контур із НРТ, де робоче тіло використовується одна з низькокиплячих речовин, зокрема бутан.

Перетворення низькопотенціальної теплової енергії в механічну і далі в електричну відбувається в замкненому бутановому контурі, який містить у своєму складі парогенератор (випарник) бутану, бутанову турбіну з електрогенератором, конденсатор бутану, насосне та допоміжне обладнання (рис. 8.7). Під час установки бутанового контуру на вихлопі турбіни Р-6 його орієнтовна потужність складає 1 500 кВт [170, 171].

Реалізація такої теплової схеми дозволить упродовж року подвоїти вироблення електроенергії, тому що в літній період парова турбіна працює на номінальному навантаженні та додатково експлуатується бутановий контур.

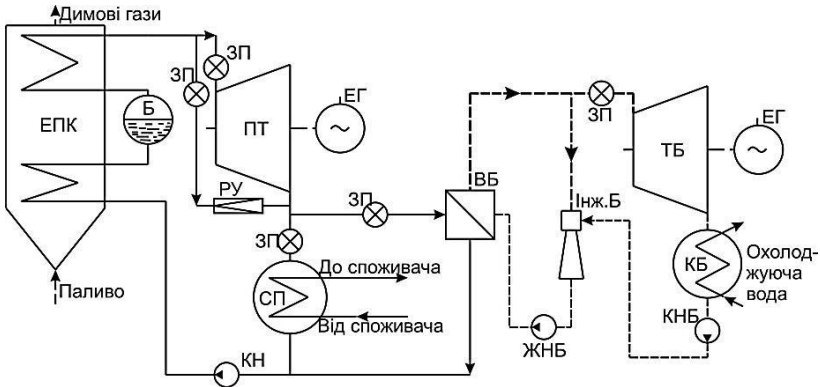


Рисунок 8.7 – Принципова теплова схема паротурбінної установки з бутанових контуром:

ЗП – запірний пристрій; КН – конденсаційний насос; ДУ – деаераційна установка; ЖН – живильний насос; ЕПК – енергетичний паровий котел; Б – барабан парового котла; ПТ – парова турбіна; ЕГ – електричний генератор; РУ – редуційна установка; СП – сітвовий підігрівач; ВБ – випарник бутану; ТБ – турбіна бутанова; Инж.Б – інжектор бутану; КБ – конденсатор бутану; КНБ – конденсаційний насос бутану; ЖНБ – живильний насос бутану;

— — — — — паливо; ————— живильна вода;
 - · - · - · - бутанова контур

Можливо також застосування контуру з НРТ з метою корисного використання вихлопу ГПД за відсутності чи частковому тепlopостачанні. Застосування технології ORC на газопоршневих енергоблоках дозволяє підвищити ККД установки на 5 %. Система ORC, що утилізує теплоту двигуна, робить більш привабливими проекти децентралізованого енергопостачання з використанням природного газу, газу сміттєвих звалищ та інших видів горючих газу.

Комбінація газових двигунів і технології ORC (рисунок 8.8) дозволяє електростанціям підвищити виробництво електроенергії без додаткового споживання палива та підвищення рівня емісії.

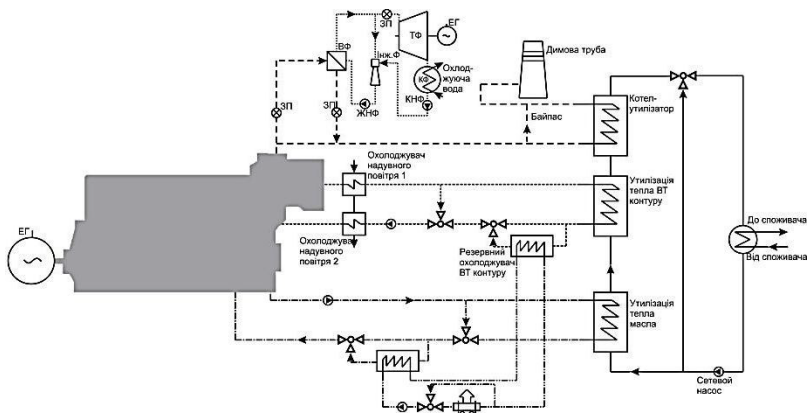


Рисунок 8.8 – Комбінація газового двигуна і ORC-контуру

Системи ORC підвищують ККД станції шляхом виробництва пари для генерації електроенергії із застосуванням НРТ, які допускають використання більш низьких температур нагрівання, ніж вода. Джерелом енергії для більш ефективного виробництва пари є тепло охолодження двигуна та тепло вихлопних газів (таблиця 8.6).

Таблиця 8.6 – Потужність ORC-циклу залежно від потужності двигуна за даними GE Jenbacher [160]

Параметри	«Середній»	«Великий»
Потужність двигуна	1–1,5 МВт	3 МВт
Паливо	Біогаз, синтезгаз, природний газ	Природний газ
Потужність в ORC-циклі	110–140 кВт	300–370 кВт
Збільшення ККД	> 4 %	> 5 %

Основні загальні характеристики турбін на низькокиплячих робочих тілах подано в таблиці 8.7.

Таблиця 8.7 – Характеристики турбін на низькокиплячих робочих тілах

Потужність одиначної машини	0,20–10,0 МВт
Загальний ККД	до 85 %
Паливо, що використовується	Будь-яке
<i>Переваги</i>	<i>Недоліки</i>
<p>Дозволяє створити компактну малогабаритну турбіну зі звичайних матеріалів.</p> <p>Об'ємна витрата теплоносія через останню сходинку, наприклад, у разі застосування бутану замість водяної пари зменшується на два порядки. У фреоновому контурі відсутня вакуумна система видалення повітря.</p> <p>Турбіни на НРТ потужністю менше 1,5 МВт мають більш високий внутрішній ККД ($\eta_{oi} = 0,85$ [172, 173]), порівняно з турбінами на водяній парі тієї ж потужності ($\eta_{oi} = 0,75$).</p> <p>Завдяки застосуванню більш низьких температур конденсації пари в ORC-циклі вдається знімати більше енергії [172].</p> <p>Відсутність стояночної корозії і ерозійного зносу лопаток крапельної вологою [172].</p> <p>Висока щільність НРТ дозволяє застосувати повітряний конденсатор.</p> <p>Немає необхідності у водопідготовці, немає втрат при дегазації води, що подається, демінералізації, а підготовка НРТ вимагає менших витрат.</p> <p>Турбіна на НРТ ефективно працює в більшому, ніж турбіна на водяній парі, діапазоні часткових навантажень практично без зниження ККД [173].</p> <p>Проста процедура запуску і експлуатації.</p>	<p>Недоліком органічного робочого тіла для турбоустановки (бутану, пентану та інші фреонів і їх сумішей) є його вибухонебезпечність у разі з'єднання з киснем повітря, проте цей недолік навчилися долати за рахунок спеціальних коштів, широко застосовуються в конструкції і під час експлуатації газових компресорів і турбодетандерів [173]</p>

Турбодетандери під час вирішення завдань енергозбереження. Велика кількість потенційної енергії тиску стиснених газів і пари безповоротно втрачається на редукторах і регуляторах тиску на газорозподільних станціях (ГРС) і газорозподільних пунктах (ГРП) у газовій промисловості, за різних технологічних процесів у хімічній та інших галузях промисловості, у комунально-побутовому господарстві та ін.

Специфічною особливістю технологічного процесу ГРС є використання процесу редуціювання газу, тобто зниження його тиску від тиску в магістральному газопроводі (5,5–7,5 МПа) до тиску в мережі безпосереднього споживача газу (0,3–0,6 МПа). Таке зниження тиску зазвичай реалізується в результаті дроселювання газу, що звичайно сильно спрощує технологічну схему ГРС, але одночасно робить її неекономічною, оскільки енергія стисненого газу в цьому випадку не використовується.

Отже використання енергії, що виділяється при зниженні тиску газу в розширювальній турбіні на ГРС, для її власних потреб, є актуальною проблемою, оскільки дозволяє отримувати таку енергію з незначною собівартістю. Як відомо, використання цієї енергії можливо в таких розширювальних пристроях, як, наприклад, турбодетандери [174].

Таким чином, для покриття власних електричних потреб ГРС доцільно використовувати електроагрегати з розширювальними турбінами (РТ), оскільки:

- потужність утилізаційних енергозберігаючих турбогенераторних установок до – 12 000 кВт (на магістральних газопроводах) і до 1 000 кВт (безпосередньо поблизу споживача) залежно від об'єму газу, що використовується;

- робота РТ органічно вписується в технологічний процес редуціювання газу на ГРС;

- для роботи РТ може бути потрібна невелика кількість газу, що не вплине на режим роботи ГРС.

Наразі в європейських країнах велика увага приділяється створенню автономних локальних джерел електричної енергії на природному газі для газорозподільних станцій. Виконуються техніко-економічні аналізи вибору оптимальних типів автономних локальних джерел електричної енергії на природному газі для електрозабезпечення газорозподільних станцій магістральних газопроводів, на основі використання розширювальних турбін.

Техніко-економічні дослідження показали, що існує реальна можливість створення висококомпактних турбінних установок потужністю від 5 до 30 кВт з електричним ККД $\approx 70\text{--}75\%$ при витраті газу не більше 0,35 кг/с з розширювальною турбіною та високооборотним електрогенератором. Зокрема, політехнічний

інститут (м. С.-Петербург, Росія) розробив нові технічні рішення маловитратних турбін, газодинамічних підшипників, високооборотних електрогенераторів, які дозволяють розробити та виготовити дослідний зразок і розпочати модельні випробування [175–177].

Сьогодні Українська компанія ПАТ «Турбогаз» виробляє утилізаційні турбодетандерні установки власної розробки різної потужності: 8 кВт, 300 кВт, 500 кВт, 1 МВт, 2,5 МВт; 4 МВт; 5 МВт; 6 МВт; 8 МВт; 12 МВт для вхідного тиску газу до 7,5 МПа і з витратою газу 0,05–6 млн $\text{м}^3/\text{добу}$ [178].

Існують різні теплові схеми підключення турбодетандерних установок до ГРС із зовнішнім і автономним джерелом тепла, зокрема, об'єднанні з газотурбінною електростанцією та інші [178–185]). Загальна схема підключення розширювальної турбіни подана на рисунку 8.9.

Згідно з тепловою схемою установки з розширювальною турбіною (рисунок 8.9) для отримання корисної потужності на валу турбіни використовується енергія газу, що відходить від магістрального трубопроводу. Перед подачею в турбіну (1) робоче тіло попередньо підігрівається в теплообмінному апараті (5). Далі до проточної частини газ проходить через вхідний пристрій, газову турбіну, вихідний пристрій і викидається в газопровід низького тиску (0,3–0,6 МПа). Механічна потужність газової турбіни використовується для отримання електричної потужності за допомогою синхронного електрогенератора (2). При необхідності є охолоджувач (4) для забезпечення необхідної температури газу на виході з турбіни.

На виході з турбіни температура газу може бути нижче точки роси. У цьому випадку можливе обмерзання проточної частини, яке призводить до зміни прохідних перетинів, підвищення тиску за проточною частиною турбіни, відривам і пульсаціям тиску та швидкості потоку, до різкого падіння ККД та потужності газової турбіни як наслідку можливого випадання гідратів. Цю проблему можна вирішити шляхом підігрівання газу перед подачею в розширювальну турбіну в спеціальному підігрівачі (5).

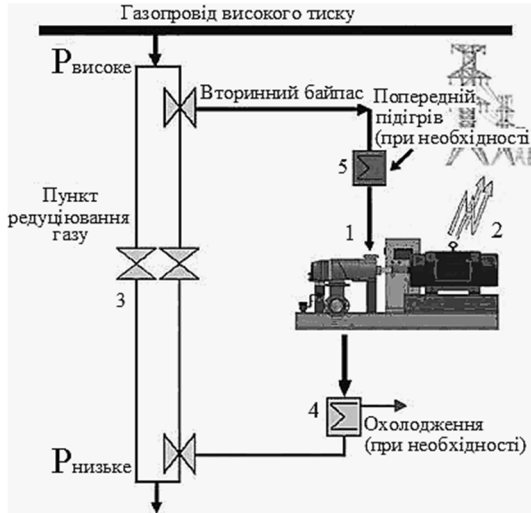


Рисунок 8.9 – Загальна схема підключення турбодетандера для газорозподільних станцій: 1 – розширювальна турбіна, 2 – високооборотний електрогенератор, 3 – редукувальний пристрій, 4 – охолоджувач газу, 5 – підігрівач газу

У таблиці 8.8, як приклад, подані основні характеристики турбодетандерних генераторів виробництва ТОВ «Інтех ГмБХ».

Таблиця 8.8 – Турбодетандери ТОВ «Інтех ГмБХ»

Показник	Характеристики		
Продуктивність об'ємна по газу, м ³ /год	3 000	9 000	15 000
Тиск газу на вході, бар (абс.)	3,0	3,0	3,0
Тиск газу на виході, бар (абс.)	1,5	1,5	1,5
Температура газу на вході, °С	15	15	15
Температура підігрітого газу, °С	43	43	43
Температура газу на виході, °С	15	15	15
Ефективність, %	60	60	60
Продуктивність масова по газу, кг/год	2,162	6,486	10,811
Ступінь розширення	2,00	2,00	2,00
Вимоги до підігріву, БТЕ/год	125,1	375,4	625,6
Розрахункова потужність, кВт	34	102	169
Електроенергія, що виробляється	380 В / 3 ф / 50 Гц		

Отже, застосування турбодетандерів дозволяє виробляти електричну енергію та частково покривати власні потреби завдяки використанню перепаду тиску природного газу ГРС та ГРП, установлених на опалювальних котельнях міста.

У кожному окремому випадку необхідно робити індивідуальний аналіз.

ІНТЕГРАЦІЯ КОГЕНЕРАЦІЇ В ТЕПЛОВІ ЕНЕРГОДЖЕРЕЛА З ВИКОРИСТАННЯМ ТУРБІН НА ВОДЯНІЙ ПАРІ

Когенерація на котельні шляхом установаження парової турбіни з протитиском

Основні характеристики котельні, що впливають на вибір технічного рішення. Методологія дослідження та її послідовність. У наступних розділах 12 та 13 монографії наведені результати досліджень щодо питань згідно з такою, запропонованою автором, методикою, а саме:

- аналіз парку теплових енергоджерел комунальної енергетики (котельні й ТЕЦ), їхній розподіл щодо параметрів скидної теплоти, особливостей експлуатації та можливостей подальшого впровадження тих чи інших когенераційних технологій;

- виходячи з результатів технічного стану, вибір когенераційних технологій та енергетичних установок, їх техніко-економічний аналіз;

- формування (чи вибір) математичної моделі та обчислювального комплексу для проведення системного аналізу інтеграції когенерації у ті чи інші теплові енергоджерела;

- розроблення конкретних технологічних рішень і рекомендацій, аналіз можливих наслідків їхнього впровадження.

Основні параметри, що впливають на вибір технічного рішення, які забезпечують когенерацію на котельні:

- наявність на джерелі надлишкових парогенерувальних потужностей або відпустку пара споживачам після дроселювання;

- вартість 1 кВт встановленої потужності під час реалізації кожного з розглянутих рішень;

- максимальна величина електричної потужності, споживана на джерелі;

- умовна ціна і вид споживаного палива;

- ціна електричної енергії в мережі;

- величина завантаження джерела з відпуску теплоти на протязі року;

– забезпеченість теплогенерувальними потужностями.

Із попереднього аналізу зрозуміло, якщо порівнювати кількість теплоти, що відпускається, та теплові потужності, установлені на розглянутих котельних, то виявляється, що потреба в установці додаткових теплогенерувальних потужностей відсутня.

Можливості когенерації на теплоджерелах у разі застосування турбін водяної пари. Проведено аналіз п'яти районних котельень КП «Харківські теплові мережі» який показав, що на об'єктах за адресою вул. Шекспіра, 17 (ПТВМ-50 – 4 од., ПТВМ-100 – 1 од.), вул. Академіка Костичева, 2/1 (ПТВМ-100 – 4 од.), вул. Академіка Проскури, 1 (ПТ-ВМ-30М-4 – 3 од., ПТ-ВМ-30М – 1 од.) встановлені водогрійні котли, а на котельні по вул. Москалівська, 99 (ПТВМ-50-І – 2 од., ДЕ-25-14-гм – 1 од.) – котел насиченої пари. Наявність котлів такого типу не дозволяє реалізувати турбіни на водяній парі без встановлення додаткових поверхонь нагрівання (пароперегрівача) в існуючих котлах або нових енергетичних котлів для виробництва пари відповідних параметрів.

Єдина котельня КП «ХТМ», на якій встановлені водогрійні котли (ПТВМ-100 – 3 од., ПТВМ-180 – 2 од.) та парові котли (НЛЗ 60/85 – 2 од., ДЭМ-105 – 1 од.) – на пр. Московському, 275.

Парові котли спроектовані для роботи при спалюванні природного газу. Це пов'язано насамперед з розташуванням районної котельні ТЕЦ-4 на території міста, що тягне за собою посилення вимог до викидів при спалюванні палива. Загальний обсяг виробленої пари 3-ма паровими котлами – до 200 т/год. (два НЛЗ 60/85 по 60 т/год., один ДЭМ-105 до 80 т/год.), із параметрами $P_0=1,6$ МПа, $t_0=350$ °С.

Для виробництва власної електроенергії за умови забезпечення тепловою енергією та гарячою водою споживачів відповідних параметрів, необхідно розглянути можливість реалізації паротурбінного циклу на районній котельні ТЕЦ-4, провівши оцінку балансів витрати палива, електроенергії, потоків теплоти і витрат води.

Отже, необхідно здійснити переведення котельні у розряд міні-ТЕЦ шляхом встановлення парової турбіни з протитиском.

Для вирішення завдання переведення котельні в міні-ТЕЦ і розрахунку техніко-економічних показників реалізованої енергетичної установки основною видатковою складовою є вартість палива, у нашому випадку природного газу.

Котельню ТЕЦ-4 спроектовано для роботи при спалюванні природного газу (мазуту). На котельні, як було згадано раніше, встановлено водонагрівальні котли: один ПТВ-100, два ПТВМ-100 та два ПТВМ-180. На теплопостачання і гаряче водопостачання (ГВП) у 2013 р. прямувало 27–167 Гкал/год теплоти залежно від сезону (узимку під час опалювального сезону – більше значення).

Електрична потужність власних потреб котельні ТЕЦ-4 ~4,07 МВт в опалювальний період (максимальна добова витрата електроенергії в січні 2013 р. 97 654 кВт·год); улітку 1,77 МВт (максимальна добова витрата електроенергії в цей період у 2013 р. ~42 541 кВт·год).

Як показано в [40, 256] за наявності надлишкових парогенерувальних потужностей на енергоджерелі ефективним енергозберігаючим рішенням є встановлення парових турбін із протитиском потужністю, яка забезпечує літне навантаження ГВП. За таких умов можливо втілити кілька технічних рішень. Вибір раціонального рішення залежить від інвестиційних можливостей, використання надлишків електричних потужностей та лімітів на паливо (природний газ).

Результати попереднього розрахунку характеристик трьох варіантів оцінки можливості встановлення у котельні ТЕЦ-4 парових турбін із протитиском, які доцільно розглянути, наведено у таблиці 12.1.

Температура перегрітої пари на виході з турбіни з протитиском 0,2 МПа 150 °С. Далі цей пар направляєється у бойлер для нагрівання води на ГВП, з якого у вигляді конденсату закачується конденсатним насосом у деаератор. Із деаератора вода подається живильним насосом на підігрівач, де підігрівається до 165 °С парою з відбору, а далі з тиском 2 МПа – у паровий котел. Цикл замикається. Принципова теплова схема підключення парової турбіни з протитиском наведена на рисунку 12.1.

Таблиця 12.1 – Результати розрахунку технічних показників парової турбіни з протитиском, що може бути встановлена на котельні Орджонікідзевського району м. Харкова (ТЕЦ-4)

Варіанти:	1		2	3	
Сезон:	Літо	Зима мах	Літо	Літо	Зима мах
1	2	3	4	5	6
Навантаження на турбіну:	73 %	100 %	100 %	41 %	100 %
Параметри пари на вході турбіни:					
- тиск, МПа	1,6				
- температура, °С	350				
- тепловміст, кДж/кг	3 145				
Витрати пари через турбіну					
- т/год	19,06	43,72	57,15	57,70	140,00
- кг/с	5,00	6,88	15,88	16,03	38,89
<i>Частина високого тиску</i>					
Параметри пари наприкінці розширення по ізентропі:					
- тиск, МПа	0,30				
- температура, °С	140,00				
- тепловміст, кДж/кг	2 685,0				
Темперопад по ізентропі в ЧВТ	384,0				
Внутрішній КПД ЧВТ турбіни	0,75	0,8	0,80	0,75	0,82
Параметри пари у відборі на підігрів:					
- тиск, МПа	0,3				
- температура, °С	175,0				
- тепловміст, кДж/кг	2845,6	2857,0	2837,8	2857,0	2830,0
Електрична потужність ЧВТ турбіни, МВт	1,6	3,7	5,0	3,3	12,2
Витрата пари у відбір турбіни (на підігрівач)					
- т/год	3,699	8,498	11,392	8,00	27,325
- кг/с	1,028	2,360	3,164	2,222	7,590
<i>Частина низького тиску</i>					
Витрата пари через ЧНТ турбіни					
- т/год	15,4	35,2	47,2	33,4	112,7
- кг/с	4,27	9,78	13,10	9,27	31,30
Тепловміст наприкінці розширення по ізентропі, кДж/кг	2 773				
Темперопад у ЧНТ по ізентропі, кДж/кг	316,6	312,0	312,0	335,0	302,8

Продовження таблиці 12.1

1	2	3	4	5	6
Внутрішній ККД ЧНТ турбіни	0,76	0,78	0,79	0,75	0,80
Параметри пари на виході турбіни:					
- тиск, МПа	0,2				
- температура, °С	150				
- тепловміст, кДж/кг	2 790,4	2 795,7	2 786,6	2 795,7	2 784,4
ККД генератора	0,985				
Механічні втрати у підшипниках	0,015				
Електрична потужність ЧНТ турбіни, МВт	0,23	0,51	0,65	0,55	1,39
Електрична потужність турбіни, МВт	1,81	4,19	5,65	3,86	13,63
Відносна витрата електроенергії на власні потреби	0,03				
Частка електроенергії на власні потреби	0,03				
Електрична потужність турбіни, що відпускається, МВт	1,77	4,07	5,48	3,74	13,22
Електричний ККД цикла	0,125	0,126	0,126	0,122	0,128
Температура зворотної води, °С	50				
Тепловміст конденсату, що потрапляє у деаератор, кДж/кг	180,1				
Параметри живильної води					
- тиск, МПа	0,7				
- температура, °С	165				
- тепловміст, кДж/кг	697,3				
Кількість теплоти, що отримана з вихлопу турбіни					
- МДж	11,14	25,52	34,14	34,81	83,53
- Гкал/год	9,58	12,73	29,36	20,84	70,09
Втрати теплоти	0,05				
Кількість теплоти, що відпущена споживачам					
- МДж	9,92	13,62	31,40	32,02	76,85
- Гкал/год	8,81	20,19	27,00	19,17	64,49
Питома витрата умовного палива					
- на відпущення теплоти бруто, кг у.п./Гкал	244,9	244,9	244,9	245,0	244,9
- на виробництво електроенергії бруто, г у.п./кВт	193,8	193,7	193,7	193,8	193,7

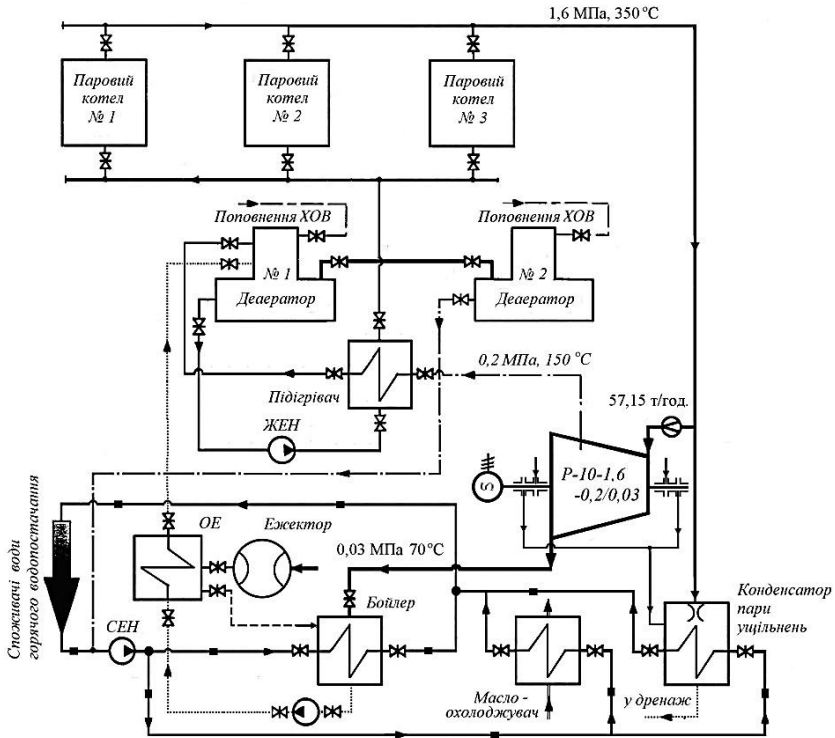


Рисунок 12.1 – Принципова теплова схема включення на котельні парової турбіни з протитиском 0,03 МПа: СЕН – сільовий електричний насос; ЖЕН – живильний електричний насос; ОЕ – охолоджувач ежектора; ХОВ – хімічно очищена вода

Відзначимо, що температура пари 70 °С на виході з турбіни з протитиском (для приготування води на ГВП з температурою 68 °С) забезпечується при розширенні пари до тиску ~0,031 МПа, що недостатньо для роботи в опалювальний період.

Розглянемо три, перспективні для аналізу, варіанти встановлення на котельні парових турбін із протитиском різної електричної потужності: для забезпечення тільки власних потреб (узимку ~4,07 МВт, улітку 1,77 МВт, варіант 1); у масштабах виробітку, що забезпечує теплове навантаження

влітку на ГВП 27 Гкал/год (варіант 2, узимку – навантаження аналогічне); варіант 3 – узимку на тепловому навантаженні в об'ємах, що відповідають максимальному використанню пари, яка може бути вироблена 2-ма котлами: НЛЗ 60/85 і ДЕМ (один у резерві), улітку мінімальне навантаження турбіни.

Перший варіант забезпечується турбіною Р-4-1,6/0,2 електричною потужністю 4 МВт із параметрами пари на вході 1,6 МПа, 350 °С із протитиском 0,2 МПа. Із урахуванням питомої ціни встановленого кВт 900 USD/кВт інвестиції на реалізацію проекту встановлення турбіни Р-4-1,6/0,2 складуть ~3,6 млн USD.

Витрата пари на вході в цю турбіну 43,72 т/год забезпечує відправлення з ТЕЦ узимку 20,19 Гкал/год води з температурою до 145 °С на теплопостачання (витрата пари 8,5 т/год у відбір забезпечує підігрів живильної води котла до 165 °С), разом із тим генерується 4,07 МВт електричної потужності (прийнято, що потреби електроенергії турбінного цеху складають 3 % генерації). Це режим 100 % навантаження турбіни.

Експлуатувати турбіну Р-4-1,6/0,2 улітку з частковим навантаженням (73 % номіналу), щоб забезпечити власні потреби котельні в електричній потужності (1,77 МВт) проблематично, тому що мінімальний режим ефективної роботи котла зазвичай складає 30 % витрат, тобто 18 т/год для котла НЛЗ. У разі витрати пари на турбіну 19,6 т/год генерується 1,81 МВт електричної потужності, споживачам відпускається 8,81 Гкал/год теплоти на ГВП (табл. 12.1). Необхідний (до 27 Гкал/год) доробок теплоти на ГВП при цьому складає 18,19 Гкал/год, що менше ніж мінімальне припустиме навантаження котла ПТВМ-100 (25 % потужності складе 25 Гкал/год).

Отже, варіант 1 встановлення турбіни на котельні Індустріального району, хоча і потребує відносно варіантів 1 та 3 менших інвестицій, але недоцільний до реалізації.

Другий варіант – це встановлення турбіни Р-6-1,6/0,2 номінальною електричною потужністю 6 МВт із параметрами пари на вході 1,6 МПа, 350 °С із протитиском 0,2 МПа, номінальна витрата пари 62 т/год. Витрата пари на вході в турбіну 58,55 т/год забезпечує відправлення з котельні влітку

27 Гкал/год води на ГВП з температурою 68 °С (витрата пара 11,39 т/год у відбір забезпечує підігрівання живильної води до 165 °С), разом із тим генерується 5,65 МВт електричної потужності. Необхідна витрата пари на турбіну влітку забезпечується будь-яким із котлів котельні Індустріального району (або котел НЛЗ 60/85 працює з навантаженням, близьким до номінального, або котел ДЕМ-105 із 72 % навантаженням).

В опалювальний період турбіна Р-6-1,6/0,2 може працювати з таким саме навантаженням, як і улітку. Надлишки електроенергії (узимку ~1,4 МВт, улітку ~3,7 МВт) можливо продавати в мережу, або, користуючись послугами мережі, направляти їх своїм користувачам – тепловим пунктам (іншим філіям).

Третій варіант – це встановлення турбіни Р-14-1,6/0,2 електричною потужністю 14 МВт із протитиском 0,2 МПа. Витрата пари на вході в турбіну 140 т/год (працюють два котли) з параметрами 1,6 МПа, 350 °С.

Турбіна Р-14-1,6/0,2 влітку працює на частковому навантаженні (43 % витрати), забезпечує з котельні 27 Гкал/год води з температурою 68 °С на ГВП (витрата пари 11,26 т/год у відбір забезпечує підігрівання живильної води котла до 165 °С), разо із тим генерується 5,44 МВт електричної потужності. Генерація електричної потужності у цьому разі менша, ніж у аналогічному випадку 2 варіанта завдяки тому, що турбіна Р-14-1,6/0,2 влітку працює на навантаженні 43 % із меншим внутрішнім ККД.

В опалювальний період турбіна Р-14-1,6/0,2 працює з витратою до 140 т/год пари при цьому генерується до 13,6 МВт електричної потужності. У бойлері до оборотної води підводиться 66,1 Гкал/год теплоти.

З урахуванням питомої ціни встановленого кВт ~800 USD/кВт інвестиції на реалізацію проекту встановлення турбіни Р-14-1,6/0,2 складуть ~12,2 млн USD. Оскільки влітку турбіна Р-14-1,6/0,2 працює з частковою генерацією, то термін окупності відповідного проекту буде великий. Цей варіант наперед програє варіанту два, тому його економічні характеристики далі не розглянуто.

Розрахунки, результати яких наведено у таблиці 12.1, виконані за припущення, що і улітку, і узимку протитиск пари за турбінами фіксований і складає 0,2 МПа. В реальних умовах можливо зменшувати протитиск за турбіною, тим самим зменшуючи температуру пари за турбіною, що підвищує ККД турбінного циклу. У таблиці 12.2 наведено результати розрахунку характеристик турбіни Р-10-1,6-0,2/0,03, яка має регульований теплофікаційний відбір із тиском 0,2 МПа пари і протитиск 0,031 МПа, а температура вологої пари за турбіною 70 °С (див. рисунок 12.1). Це дає змогу отримати високий ККД циклу і потужну генерацію електроенергії. Як видно під час порівняння даних таблиць 12.1 та 12.2, питома витрата умовного палива на виробництво електроенергії бруто у турбіни Р-10-1,6/0,2-0,03 складає 173 г у.п./кВт, а у Р-6-1,6/0,2 193,7 г у.п./кВт, ККД циклу відповідно 0,215 і 0,126.

Таблиця 12.2 – Результати розрахунку технічних показників парової турбіни Р-10-1,6-0,2/0,03 із протитиском 0,03 МПа, що може бути встановлено на котельні Індустріального району м. Харкова (ТЭЦ-4)

<i>Сезон:</i>	<i>Літо/ Зима</i>	- температура, °С	150,0
<i>Навантаження на турбіну:</i>	<i>100%</i>	- тепловміст, кДж/кг	2 777,0
Параметри пари на вході турбіни:		Електрична потужність ЧВТ, МВт	5,8
- тиск, МПа	1,6	Витрата пари з відбору (на підігрівач)	
- температура, °С	350	- т/год	4,826
- тепловміст, кДж/кг	3145	- кг/с	1,332
Витрати пари через турбіну, т/год	57,15	Теплота для споживачів, отримана з відбору, Гкал/год	0,0
- кг/с	15,88	<u>Частина низького тиску</u>	
<u>Частина високого тиску</u>		Витрата пари через ЧНТ турбіни	
Тепловміст пари наприкінці розширення по ізоентропії, кДж/кг	2 685,0	- т/год	52,3
Температурний ККД ЧВТ турбіни	0,80	- кг/с	14,53
Параметри пари у теплофікаційному відборі:		Параметри пари наприкінці розширення по ізоентропії:	
- тиск, МПа	0,2	- тиск, МПа	0,031
		- температура, °С	70
		- тепловміст, кДж/кг	2 465

Продовження таблиці 12.2

Темперерад у ЧНТ по ізоентропі, кДж/кг	312,0	Тепловміст конденсату, що потрапляє у деаератор, кДж/кг	180,1
Внутрішній ККД ЧНТ турбіни	0,8	Параметри живильної води	
Параметри пари на виході турбіни:		- тиск, МПа	0,1
- тиск, МПа	0,031	- температура, °С	165
- температура, °С	70	- тепловміст, кДж/кг	399,4
- тепловміст, кДж/кг	2 527,4	Кількість теплоти, що отримана з вихлопу турбіни, - МДж	34,12
ККД генератора	0,985	- Гкал/год	29,34
Механічні втрати у підшипниках	0,015	Втрати теплоти	0,05
Електрична потужність ЧНТ турбіни, МВт	3,52	Частка електроенергії на власні потреби	0,03
Електрична потужність турбіни, МВт	9,36	Кількість теплоти, що відпущена споживачам, - МДж	31,40
Відносна витрата електроенергії на власні потреби	0,03	- Гкал/год	27,00
Електрична потужність турбіни, що відпускається, МВт	9,08	Питома витрата умовного палива	
Електричний ККД цикла	0,215	- на відпущення теплоти бруто, кг у.т./Гкал	218,6
Температура зворотної води, °С	40	- на виробництво електроенергії бруто, г у.п./кВт	173,0

Узимку догрівання 68 °С води з бойлера до температури прямої води згідно з температурним графіком може проводитися з теплофікаційного відбору турбіни або водою з водонагрівального котла, або шляхом збільшення протитиску за турбіною, або з застосуванням одного, двох чи усіх трьох вказаних засобів разом. Зрозуміло, що при тиску пари за турбіною 0,1 МПа температура пари, яка гріє бойлер, досягне 100 °С.

Вибір раціонального режиму підігріву в опалювальний сезон води до 68 °С, що нагріта парою з турбіни Р-10-1,6/0,2-0,03 до температури прямої води, є окремим завданням, як і вибір раціональної потужності турбіни потребує детальніших розрахунків. Оскільки теоретично вартість теплоти від водонагрівального котла за однієї і тієї самої температури води

нижче, ніж від парового котла [257], то, ймовірно, що більш вигідно догрівати воду, нагріту паром вихлопу турбіни, водою з водогрійного котла. Так само питання вибору потужності парової турбіни в цьому разі визначається можливістю реалізації надлишків електричної потужності, та ціною палива.

Отже, дієвим є варіант установки турбіни P-6-1,6/0,2. Якщо турбіна не серійна, вартість її виготовлення на 60–80 тис. USD дорожче, ніж серійної. Термін виготовлення серійних турбін зазвичай 12 місяців по передоплаті, а не серійних на 6–8 місяців довше. Виготовити парову турбіну P-10-1,6-0,2/0,03 може ВАТ «Турбоатом».

Результати попереднього розрахунку економічних показників проекту встановлення у котельні парової турбіни P-6-1,6/0,2 для трьох цін на газ для населення наведено у таблиці 12.3. Це ціна на газ на кінець 2014 р. (варіант 1), ціна на природний газ, яка прогнозується на кінець 2017 р. (варіант 2) та 3 варіант – ціна на природний газ для населення 200 USD/тис. м³ без ПДВ. При попередніх розрахунках прийнятий фізичний метод розподілу затрат на виробництво теплоти та електроенергії.

Таблиця 12.3 – Результати розрахунку техніко-економічних показників парової турбіни P-6-1,6/0,2 (варіант 2) із протитиском, що може бути встановлена на котельні Індустріального району м. Харкова (ТЭЦ-4)

<i>Найменування величини</i>	<i>1 варіант</i>	<i>2 варіант</i>	<i>3 варіант</i>
1	2	3	4
Номінальна потужність турбіни	6 000		
Теплотворна здатність природного газу, кДж/м ³	34 408,8(8 219 ккал/м ³)		
Щільність природного газу, кг/м ³	0,8		
Витрата природного газу, тис. м ³ /год	5,252		
- м ³ /с	1,459		
ККД парового котла	0,89		
Кількість теплоти, яка підведена в котлі, кВт	4 4677		
Витрата умовного палива, т у.п./год	7 708,2		

Продовження таблиці 12.3

1	2	3	4
Питома витрата умовного палива	7523,3		
- на виробіток теплоти бруто, кг у.п./Гкал	193,7		
Підведення теплоти в котлі до 1 кг води	2 747		
Витрата пари, кг/с	16,26		
- т/год	58,55		
Комерційна ціна природного газу без ПДВ, USD/тис. м ³	385,0		
- грн/тис.м ³	6160		
Ціна природного газу для населення з ПДВ, грн/тис. м ³	1182	2383	3840
Середня ціна природного газу без ПДВ, грн/тис. м ³	1761	2612	3644
Середня ціна умовного палива, грн/тис.м ³	1200	1779,7	2483
Частка природного газу, яка споживається населенням	0,85		
Вартість природного газу, грн/год	9250	13718	19138
Частка палива в затратах котельні	0,80		
Сумарні витрати за годину на ТЕЦ, грн/год	11 563	17 148	22 516
Частка витрат на генерацію електроенергії (фізичний метод)	0,161		
Собівартість електроенергії, грн/кВт год	0,341	0,505	0,663
Ціна електроенергії в мережі II класу без ПДВ, грн/кВт год	1,1861		
Питома вартість 1 кВт встановленої потужності, USD/кВт*	900		
Кількість теплоти, що відпускається з турбіни, Гкал/год	27		
Електрична потужність власних потреб котельні влітку, кВт	1 770		
Електрична потужність власних потреб котельні в опалювальний сезон, кВт	4 070		
Собівартість теплоти від турбіни, грн/Гкал	359,2	532,7	699,4
Часові втрати від підвищення собівартості теплоти після встановлення турбіни улітку та узимку, грн/год	484,9	719,1	944,2
Ціна теплоти для бізнесу без ПДВ, грн/Гкал	965,50		

Закінчення таблиці 12.3

1	2	3	4
Ціна теплоти для населення без ПДВ, грн/Гкал	312,08		
Сумарна річна зміна витрат, тис. грн/рік	28 450	23 412	14 843
- зміна витрат за літо, тис. грн	17 275	13 915	10 685
- зміна витрат за опалювальний сезон, тис. грн	18 932	15 250	11 711
- зміна витрат від подорожчання теплоти влітку, тис. грн	-3 879	-5 753	-7 553
- зміна витрат від подорожчання теплоти взимку, тис. грн	-3 879	-5 753	-7 553
Сумарні інвестиції, тис. USD	5 400		
тис. грн	86 400		
Простий термін окупності, год	3,0	3,7	5,8

* Курс 1 USD = 16 грн.

Як видно з таблиці 12.3, залежно від вартості природного газу для населення (за даними котельні прийнято, що 85 % газу на ТЕЦ-4 використовується для потреб населення) простий термін окупності проекту встановлення турбіни Р-6-1,6/0,2 змінюються від 2,6 до 9,9 року.

Простий термін окупності проекту встановлення парової турбіни $\tau_{ок}$ оцінювався так

$$\tau_{ок} = c_N N_e' / (\tau \Delta B_{год}),$$

де $N_e' = 10\,000$ кВт – номінальна потужність турбіни;

$c_N = 900$ USD/кВт – питома вартість встановленої електричної потужності;

$\tau = 8\,000$ год – річне напрацювання турбіни;

$\Delta B_{год}$ – зміна витрат на ТЕЦ за годину після встановлення турбіни, яка розраховувалася так

$$\Delta B_{год} = \tau_j / (\tau_L + \tau_z) \sum_{j=1}^2 \{ (c_{e,m} - c_{e,t}) [N_{e,j} + (N_{e,\Gamma j} - N_{e,j}) \times (1 - \Delta c_M)] + Q_{Tj} (1 - \Delta C_{Qj}) c_{Q,j} \},$$

де j – індекс сезону (літо $j = 1$; зима $j = 2$);

$c_{e,m}$ – ціна електроенергії II класу в мережі без ПДВ;

$c_{e,t}$ – собівартість виробництва електроенергії на ТЕЦ;

$N_{e,j}$ – генерація електричної потужності турбіною в обраний сезон за вирахуванням власних потреб турбіни;

$N_{e,j}$ – потреби на котельні в електричній потужності в обраний сезон;

ΔC_m – частка ціни електроенергії, що дістається електромережі за послуги;

ΔC_Q – частка підвищення витрат на виробництво теплоти після встановлення турбіни;

$c_{Q,j}$ – собівартість виробництва теплоти на ТЕЦ з використанням турбіни в обраний сезон;

$Q_{T1} = Q_{T2} = 27$ Гкал/год – кількість теплоти, що отримується з вихлопу турбіни.

Під час розрахунків терміну окупності вважалося, що і влітку, і взимку турбіна Р-6-1,6/-0,2 працює на близьких режимах, а собівартість виробництва електроенергії і теплоти не змінні (змінюються не суттєво). Як було сказано раніше, собівартість теплоти для споживачів, що отримується з використанням турбіни, теоретично підвищиться, прийнято, що це підвищення складає 5 % від собівартості теплоти влітку та взимку. Величину складових відповідно до формули для визначення $\Delta B_{\text{рік}}$ за літній, за опалювальний період та від зміни собівартості теплоти наведено у таблиці 12.2.

Як видно під часи аналізу даних таблиці 12.1 та 12.3, питома витрата умовного палива на вироблення теплоти бруто в розглянутому випадку через більш низькі параметри пари, виробленої котлами на ТЕЦ-4, і низького ККД парових котлів порівняно з водонагрівальними $\sim 244,9$ кг у.п./Гкал (хоча він достатньо сильно відрізняється від даних ТЕЦ-4 до установки турбіни 156 кг у.п./Гкал). Питома ж витрата умовного палива на вироблення електроенергії $\sim 193,7$ г у.п./кВт·год відчутно менше ніж 320 г у.п./кВт·год – показник, який досягається при генерації з використанням турбін К-300-240. Це свідчить про високу ефективність процесу вироблення електричної енергії з природного газу, що запропоновано. Перераховане свідчить, що фізичний метод розподілу витрат працює у бік зменшення витрат на виробництво електроенергії.

8. КОГЕНЕРАЦІЯ З ВИКОРИСТАННЯМ ПАРОТУРБІННИХ ЦИКЛІВ НА РІЗНИХ РОБОЧИХ ТІЛАХ

Загальні положення реалізації ORC-технології

Мета та завдання дослідження. Теплові схеми за когенерації з використанням ORC-контурів

Розглянемо можливості реалізації когенераційної установки на базі ORC-контуру (без повітряного конденсатора) у потужній водонагрівальній котельні, що працює на природному газі. Для обігріву цього контуру використовується, зокрема, енергія димових газів котла. Досліджуються літній та зимовий режим роботи котельні, разом із тим враховується можливість роботи моноблока або дубльблока (один або кілька котлів і однієї турбіни).

Завдання дослідження формулюється у такий спосіб:

- аналіз особливостей функціонування ORC-контурів, що обігріваються джерелами теплоти з температурою 80–180 °С;
- вибір об'єкта дослідження (визначення технічних характеристик та режимів роботи потужної водогрійної котельні) для створення когенераційної установки;
- синтез теплової схеми когенераційної установки на базі ORC-контуру, що забезпечує переведення водонагрівальної котельні в міні-ТЕЦ із генерацією електроенергії для часткового або повного покриття власних потреб;
- вибір раціональних характеристик енергетичної установки на базі ORC-контуру.

Із метою підвищення надійності теплопостачання та поліпшення техніко-економічних показників (ТЕП) потужних котелень проводяться дослідження їхніх теплових схем, що спрямовані на генерацію власної електроенергії.

Особливістю теплогенерувальних об'єктів, що розглядаються, є нерівномірність навантажень протягом року. У зв'язку з цим традиційним технічним рішенням для газових котелень вважається використання газопоршневих (дизельних) двигунів внутрішнього згорання [281, 282].

Якщо температура існуючого джерела теплоти вище 200–250 °С застосовується контур із включенням котла-утилізатора і турбіни на водяній парі. В іншому випадку застосування такого контуру малоефективно.

Упродовж останнього десятиріччя активно розвивається напрям корисного використання низькопотенційної теплоти з виробленням електроенергії на основі застосування турбоустановок на низькокиплячих робочих тілах (НРТ) під час реалізації органічного циклу Ренкіна (Organic Rankine Cycle – ORC-контур) [137, 160, 267, 283, 284]. У цих установках реалізується ORC-цикл, що дозволяє утилізувати вторинні енергетичні ресурси (ВЕР) технологічних процесів промислових підприємств, що мають температуру 80–600 °С (охолоджувальна вода, гаряче повітря технологічних процесів та ін.) [84, 138, 267, 285 – 289]. Ці ж підходи можна застосувати і для водонагрівальних котельнь, на яких температура ВЕР під час спалювання палива не перевищує 180 °С (води для тепломережі, димових газів).

На водонагрівальних котельнях є ціла низка джерел теплоти, на яких можливе використання ORC-циклів [130]. Різними авторами запропонована низка відповідних технічних рішень:

– використання частини витрати гарячої води з водонагрівального котла для обігріву ORC-контуру, який виробляє електричну енергію для повного або часткового покриття власних потреб котельні потреб (із повітряним конденсатором) [160]. У поданому випадку ORC-контур має повітряний конденсатор і, природно, такий цикл має недостатньо високий ККД через втрату значної частини теплоти в конденсаторі (рисунк 14.1). Як робоче тіло пропонується використовувати, наприклад, бутан (R600) [160]. Це одна з перших публікацій у СНД з цієї проблеми і, природно, має скоріше ознайомлювальний характер.

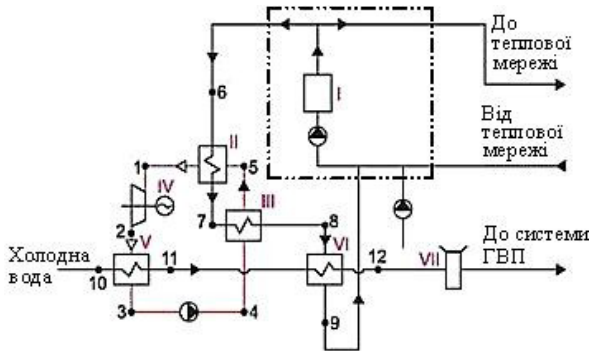


Рисунок 14.2 – Принципова тепла схема водогрійної котельні з інтегрованою установкою з виробництва електроенергії:
 I – водонагрівальний котел; II – випарник; III – підігрівач;
 IV – тепловий двигун; V – теплообмінник-конденсатор;
 VI – додатковий підігрівач; VII – бак-акумулятор

Пропонована схема характеризується малими втратами, тобто високим коефіцієнтом використання палива;

– використання енергії димових газів водонагрівальної котельні (ТЕЦ), що працює на природному газі, для обігріву ORC-контуру, який виробляє електричну енергію (рисунок 14.3) [293, 294].

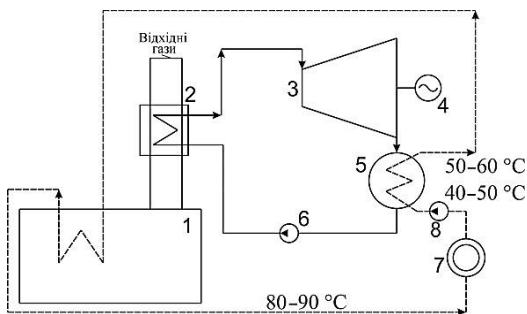


Рисунок 14.3 – Принципова тепла схема когенераційної установки з водонагрівальним котлом та ORC-контуром:
 1 – водонагрівальний котел; 2 – теплообмінник-випарник НРТ;
 3 – турбіна на НРТ; 4 – електрогенератор; 5 – теплообмінник-конденсатор; 6 – конденсаційний насос; 7 – споживач теплоти;
 8 – насос сітрової води

Зрозуміло, що 3 варіант технічного рішення більш

перспективний для впровадження, оскільки для когенерації не потрібно спалювати додаткову кількість палива.

3.1.1 Проблема утилізації теплоти димових газів

За часів СРСР у науково-технічній літературі рекомендувалося не знижувати температуру відхідних газів нижче 120–130 °С через можливу конденсацію водяної пари з цих газів у димових трубах [294]. Останні роки в зв'язку зі зміною співвідношення цін на природний газ і метал для котлоагрегатів, що працюють на природному газі, стало економічно доцільно застосовувати системи глибокої утилізації теплоти димових газів. Вирішенню цієї проблеми присвячено багато публікацій [130–133, 294, 295].

У [295] розглянуто впровадження на котельних агрегатах КВГМ-100 теплоцентралі Imanta пасивної системи утилізації димових газів. За котлом КВГМ-100 було встановлено конденсаційний економайзер (Данія) номінальною тепловою потужністю 10 МВт. Із метою запобігання корозії проведено реконструкцію залізобетонної димової труби – в існуючій трубі, яка використовується як несуча конструкція, було встановлено три теплоізольованих стовбури (за кількістю котлів КВГМ-100 на джерелі), виготовлених із високоякісної нержавіючої сталі. Відзначається, що вкрай важливо враховувати кліматологічну інформацію про середньомісячні температури, погодинний графік навантажень конкретного джерела тепла, а також інформацію про реальну середню температуру зворотної сільової води за певних температур зовнішнього повітря в опалювальний період.

Загальні висновки щодо утилізації теплоти відхідних димових газів (ДГ) у газифікованих котельнях наведені у [131]:

– глибоке охолодження відхідних ДГ отримує все більш широке поширення, що зумовлено енергозбереженням і зниженням шкідливих викидів в атмосферу. Для цієї мети використовують контактні та контактньо-поверхневі теплоутилізатори-економайзери, контактні теплообмінники з

активною насадкою (КТАН) і конденсаційні поверхневі теплообмінники;

– за простотою конструкції і виготовлення перевагу мають конденсаційні поверхневі теплообмінники. За інтенсивністю теплообміну, компактності, аеродинамічному опору обидва типи теплообмінників (поверхневі та контактні) приблизно рівноцінні. З екологічного погляду контактні економайзери мають переваги перед конденсаційними поверхневими теплообмінниками. У разі підігріву ДГ ОРС-контуру можна застосовувати тільки конденсаційні поверхневі теплообмінники за прямого підігрівання НРТ (без проміжного теплоносія);

– за якістю нагрітої води перевага за поверхневими теплообмінниками, оскільки нагріта вода та газу в них не контактують один із одним. Це дозволяє застосовувати їх для нагрівання води в низькотемпературних системах опалення ($t_0 = 30\text{--}40\text{ }^\circ\text{C}$);

– охолодження димових газів у конденсаційних теплоутилізаторах нижче точки роси різко знижує їхній вміст вологи, але не виключає можливості конденсації залишків водяної пари у газоходах і димовій трубі, особливо в холодну пору року;

– економічно ефективно застосування в газифікованих котельнях контактних теплообмінників розробки НДІ санітарної техніки і обладнання будівель (м. Київ) та Ульяновського державного технічного університету (Росія). Наявність у таких котельнях контактних підігрівачів повітря і контактних економайзерів дозволяє одночасно зменшити витрату палива і відмовитися від застосування хімводоочищення за повернення з системи теплопостачання понад 66 % конденсату.

За нормальної експлуатації котла коефіцієнт надлишку повітря в продуктах згоряння природного газу становить 1,25–1,3, температура точки роси таких газів 53–55 °С. Звідси випливає, що для роботи теплоутилізатора в режимі конденсації всієї його конвективної частини потрібно, щоб температура нагріву води в конвективному пакеті не перевищувала 50 °С.

Схема утилізації тепла продуктів згоряння котла з використанням теплоутилізатора поверхневого типу наведено на рисунку 14.4 [131].

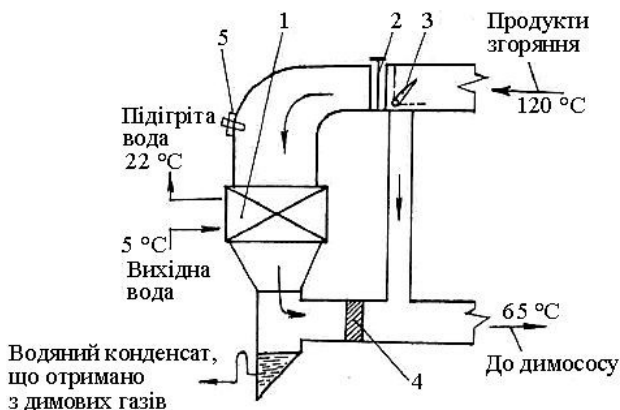


Рисунок 14.4 – Схема утилізації теплоти ДГ з використанням конденсаційного поверхневого теплообмінника:

- 1 – теплоутилізатор, 2 – сітчастий фільтр,
- 3 – розподільний клапан, 4 – краплеуловлювач,
- 5 – гідропневматичний обдувальний пристрій

Теплоутилізатор (1) встановлений в газоході котла між економайзером і димососом. Відхідні продукти згоряння після економайзера з температурою 120–150 °С потрапляють на розподільний клапан (3), який розділяє їх на два потоки, основний потік газу (70–80 %) направляється через сітчастий фільтр (2) у теплоутилізатор, другий (20–30 %) йде по обвідній лінії газоходу. Змінний сітчастий фільтр встановлюється для захисту теплоутилізатора від відкладень, які можуть утворитися під час переходу котельні з мазуту (резервного палива) на природний газ. У разі роботи на мазуті замість сітчастого фільтра встановлюється шибер.

Процес охолодження продуктів згоряння у теплоутилізаторі нижче точки роси супроводжується зменшенням вмісту вологи з 115 г/кг до 50 г/кг і випаданням конденсату в кількості 0,6–0,7 кг/год на 1 м³ спалюваного природного газу.

Температура продуктів згоряння після змішання підтримується на рівні 65–70 °С, що вище точки роси, вологовміст – 65,7–70 г/кг і відносна вологість 57–55 %. Це дозволяє за всіх режимів роботи котла виключити випадання конденсату в газовому тракті.

Додатковий аеродинамічний опір, що створюється тепло утилізатором, не повинен перевищувати 4 кПа (400 мм вод. ст.), що дозволить реалізувати утилізатор теплоти в газовому тракті котла без шкоди його економічності.

Конденсат, що утворюється, збирається в піддоні і, минаючи водопідготовчу установку, направляється до баку декарбонізованої води, звідки насосами подається в деаератор для підживлення тепломережі при закритій системі теплопостачання. У разі використання цього конденсату забезпечується також економія реагентів, електроенергії та води і, крім того, скорочуються скиди продуктів регенерації від натрій-катионітних фільтрів у доквілля завдяки зменшенню кількості регенерацій.

Реалізація установок із використанням технології конденсаційних котлів становить особливий інтерес, тому що дозволить частково використовувати теплоту димових газів не тільки в котельнях, а й на інших об'єктах енергетики [131].

Для перевірки відсутності конденсації пари димових газів після переведення парового котла на роботу з глибоким охолодженням продуктів згоряння (до 65–70 °С) потрібно проводити розрахунок режиму роботи димової труби [296]. У разі використання КТ технології на ТЕЦ тільки в літній період (після встановлення малого котла) ці розрахунки можна не виконувати, оскільки температури зовнішнього повітря влітку високі та ймовірність охолодження газів у димовій трубі до точки роси (50–55 °С) дуже мала.

Виграш від застосування КТ при роботі ТЕЦ на природному газі складається: з економії палива (3–5 %), економії на водопідготовці (під час спалювання $A_B = 22,4 \text{ м}^3$ природного газу утворюється $m_{H_2O} = 36 \text{ кг}$ конденсату), економії електроенергії на власні потреби (димосос) шляхом зменшення обсягу димових газів, скорочення викидів NO_x (на ~30 % [293]).

Із погляду завдання корисного використання низькопотенціальних димових газів (до 180 °С) водонагрівальних котелень для підігрівання НРТ в утилізаційному ORC-контурі розглянемо можливість реалізації когенераційної установки з метою часткового або повного забезпечення власних потреб щодо електроенергії на основі

збереження опалювального навантаження та гарячого водопостачання споживачів. Розглянемо можливість генерації електроенергії з використанням ORC-контуру.

3.1.2 Особливості реалізації ORC-контурів з температурою робочого тіла 80–180 °C

Останнім часом дослідженням, спрямованим на підвищення ефективності використання ORC-циклів, приділяється багато уваги.

Не зупиняючись на аналізі конкретних публікацій, перерахуємо важливі з погляду застосування цих циклів результати:

- роботу ORC-циклів можна реалізувати, якщо різниця температур між нагрівальним середовищем та охолоджувальним перевищує 30–40 °C;

- як робоче тіло для ORC-контуру підходять речовини (суміші речовин), прикордонна крива, яких розділяє двофазну область і парову, має негативний нахил;

- більшу електричну потужність в утилізаційному ORC-контурі можна отримати, якщо використовувати на вході в турбіну органічне тіло з надкритичними параметрами;

- в багатоконтурних ORC-циклах ККД вище, ніж в одноконтурних;

- критерієм якості в утилізаційних циклах доцільно приймати електричну потужність, що генерується;

- для кожного інтервалу температур нагрівального середовища в 40–50 °C раціонально використовувати своє робоче тіло.

Найбільш ефективним робочим тілом (за ККД) для ORC-контуру в діапазоні температур нагрівального середовища 80–120 °C вважається R245fa, у діапазоні 120–160 °C – однокомпонентні (R600), у діапазоні 180–220 °C – суміші (i-C₄H₁₀/R141b; i-C₄H₁₀/R161; i-C₄H₁₀/n-C₆H₁₄), як показано на рисунку 14.5.

Як видно на рисунку 14.5, жодне робоче тіло не працює ефективно в усьому діапазоні зміни температури від 80 до 180 °C.

Показана на рисунку 14.5 залежність ККД ОРС-контуру від температури джерела тепла та охолоджуючої води (робоче тіло R245fa) [132] не повною мірою відповідає рисунку 14.6. Це говорить про те, що в кожному окремому випадку необхідно враховувати параметри не тільки нагрівального, а й охолоджувального середовища.

Зміну питомої електричної потужності, що генерується в ОРС-контурі за використання різних робочих тіл, подано на рисунку 14.7 [294].

Як видно з рисунку 14.7 у діапазоні температур 80–140 °С як робоче тіло використовується суміш робочих тіл R142b та R12 у пропорції 80/20, відповідно, а в температурному діапазоні від 140–220 °С – i-C4H10/n-C6H14 (60/40) [294], водночас необхідно враховувати, що R142b і R12 шкідливо впливають на навколишнє середовище [297–299]. Однак залежно від умов, що впливають на роботу установки, вибір може змінитися і це, як уже зазначалося, необхідно враховувати в кожному окремому випадку.

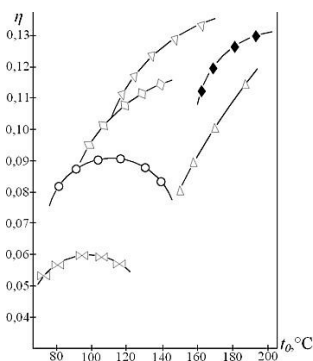


Рисунок 14.5 – Залежність ККД циклу від температури пари на вході в турбину (◆ – i- C₄H₁₀/R141b [294]; ▽ – R600, △ – n-пентан, ▽ – R134a, ○ – R245fa, ◇ – R600a [300, 301])

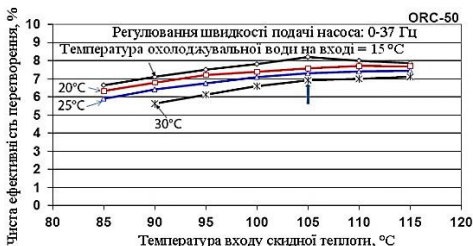


Рисунок 14.6 – Залежність ККД ОРС-контуру від температури джерела тепла і охолоджувальної води (робоче тіло R245fa) [132]

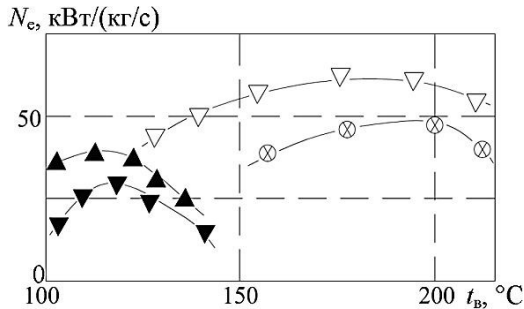


Рисунок 14.7 – Зміна питомої електричної потужності, що генерується утилізаційним ORC-контуром залежно від температури відхідних газів: ▲ – R142b/R12 (80/20); ▼ – R600a; ▽ – $i\text{-C}_4\text{H}_{10}/n\text{-C}_6\text{H}_{14}$ (60/40); ⊗ – $i\text{-C}_4\text{H}_{10}/\text{R141b}$ (60/40)

Термодинамічні властивості низькокиплячих робочих тіл дозволяють утилізувати скидну низькопотенційну теплоту, виробляючи теплову енергію, яка згодом буде перетворена в електроенергію. Перш ніж вибрати хладони для застосування в енергетиці, необхідно враховувати всі вимоги, що висувуються до них:

- екологічні – озонобезпечні, низький потенціал глобального потепління, негорючість та нетоксичність;

- термодинамічні – низька температура кипіння при атмосферному тиску; невисокий тиск конденсації; хороша теплопровідність; мала в'язкість хладону, що забезпечують скорочення гідравлічних втрат на тертя і місцеві опори за його руху в системі;

- експлуатаційні – термохімічна стабільність, хімічна сумісність з матеріалами, негорючість, вибухобезпечність і т. д.;

- економічні – наявність товарного виробництва, доступні (низькі) ціни.

Хладони, що повністю відповідають перерахованим вимогам, знайти практично неможливо. У кожному окремому випадку хладон обирають з урахуванням конкретних умов роботи. Перевагу варто віддавати таким, які задовольняють більшості поданих вище вимог [265, 302, 303].

3.1.3 Когенераційна установка з використанням ORC-контуру на відхідних димових газах

Використання R245fa та R600a/R141b. У роботі [294] досліджено особливості функціонування утилізаційного ORC-контуру на димових газах котла, що працює на природному газі (принципову теплову схему установки див. на рисунку 14.8). Виконано оптимізаційні розрахункові дослідження циклу. Як робоче тіло запропоновано в діапазоні температур джерела тепла 80–130 °С використовувати R245fa, у діапазоні температур 130–180 °С суміш (i-C₄H₁₀/R141b). На вході в турбіну це сумішеве робоче тіло повинне нагріватися до надкритичних параметрів.

Використовуючи графічну залежність питомої електричної потужності (рисунк 14.7) [294] теплове навантаження котлів і обсяги відповідних димових газів, можна оцінити генерацію електроенергії утилізаційним ORC-контуром (табл. 14.1–14.3).

Таблиця 14.1 – Технічні характеристики водогрійного котла ПТВМ-100 [304]

Показник	Значення характеристики	
	в основному режимі	у піковому режимі
Номінальна теплопродуктивність, Гкал/год	100	
Межі регулювання продуктивності, %	25–100	
Площа поверхні нагрівання, м ² :		
	конвективної	2 999
радіаційної	184,4	
водяний обсяг, м ³	30	
Температура води на вході, °С	70	104
Температура води на виході, °С	150	
Витрати води, т/год	1 235	2 140
Гідравлічний опір котла, кПа (кгс/см ²):	215 (2,15)	96 (0,96)
Комбінований газомазутний паливник:		
кількість, од.	16	
продуктивність по газу, м ³ /с (м ³ /год)	0,25 (900)	
Дуттьовий вентилятор Ц9-57: кількість, од.	16	
продуктивність по газу, м ³ /с (м ³ /год)	2,8 (10 000)	
тиск, МПа (кгс/см ²)	15 (150)	
потужність електродвигуна, кВт	10	

Таблиця 14.2 – Основний режим водогрівального котла ПТВМ-100. Паливо природний газ. Характеристика палива на робочу масу: $Q^p_n = 33,3 \text{ МДж/м}^3$ (7950 ккал/м^3) [130]

Показник	Навантаження котла, Гкал/год					
	25	30	40	60	80	100
Температура холодного повітря на вході в дуттьові вентилятори $t_{х.в}$, °С	← 5 →					
Витрата води через котел G_k , т/год	← 1235 →					
Температура води на вході $t_{вх}$, °С	← 70 →					
Температура води на виході $t_{вих}$, °С	90	94	102	119	135	150
Коефіцієнт надлишку повітря за котлом $a_{нп}$	1,10	1,09	← 1,07 →			
Присоси повітря в котел Da_k	0,48	0,40	0,30	0,20	0,15	0,12
Температура димових газів $t_{дг}$, °С	85	89	102	128	155	180
Втрати тепла:						
- із димовими газами q_2 , %	3,62	3,77	4,28	5,42	6,60	7,69
- із хімічної неповнотою згорання q_3 , %	← 0 →					
- із механічною неповнотою згорання q_4 , %	← 0 →					
- у навколишнє середовище q_5 , %	← 0,05 →					
Коефіцієнт корисної дії бруто $\eta^{бр}_k$, %	96,33	96,18	95,67	94,53	93,35	92,26
Потужність, споживана дуттьовими вентиляторами $N_{дв}$, кВт	23,8	28,2	38,8	59,4	81,6	109,2

Таблиця 14.3 – Характеристика ДГ котла ПТВМ-100 за $Q^p_n = 33,3 \text{ МДж/м}^3$

Показник	Навантаження котла, %					
	25	30	40	60	80	100
1	2	3	4	5	6	7
Кількість увімкнених пальників, од.	4	5	6	8	12	16
Об'ємна витрата природного газу на котел, $\text{м}^3/\text{год}$	3 600	4 500	5 400	7 200	10 800	14 400
$\text{м}^3/\text{с}$	1,0	1,25	1,5	2,0	3,0	4,0
Об'ємна витрата повітря на котел: годинний, $\text{м}^3/\text{год}$	40 000	50 000	60 000	80 000	120 000	160 000
секундний, $\text{м}^3/\text{с}$	11,1	13,9	16,7	22,2	33,3	44,4

Продовження таблиці 14.3

1	2	3	4	5	6	7
Температура відхідних газів, °С	90	94	102	119	135	150
Коефіцієнт надлишку повітря за котлом	1,1	1,09	1,07	1,07	1,07	1,07
Об'ємна витрата ДГ, м ³ /год	55 316	69 390	83 813	116 816	182 377	252 109
м ³ /с	15,37	19,27	23,28	32,45	50,66	70,03
Теоретична кількість водяної пари у ДГ, т/год	4,896	6,142	7,418	10,339	16,142	22,314
кг/с	1,36	1,706	2,061	2,872	4,484	6,198
Тепломісткість ДГ, кДж/кг	1 858	1 974	2 122	2 425	2 899	3 378
Теплота, що виділилася при повній конденсації водяної пари, кДж/с	3 074	3 856	4 658	6 491	10 134	14 007

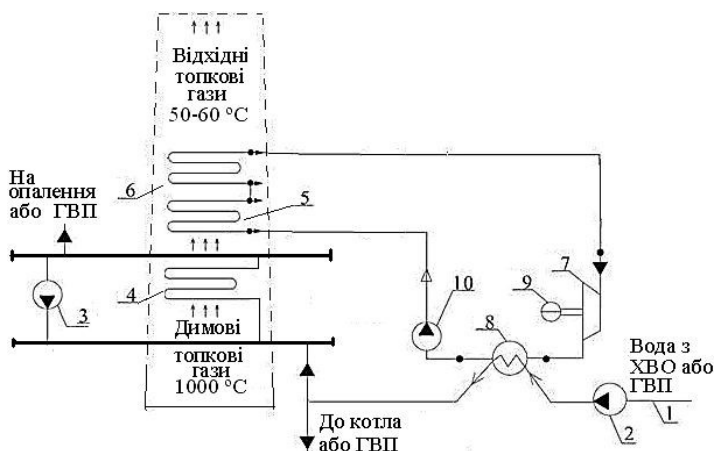


Рисунок 14.8 – Схема водонагрівального котельного агрегату з теплоутилізаційною когенераційною енергетичною установкою: 1 – пом'якшена вода після хімоводоочищення (ХВО) або ГВП; 2 – живильний насос; 3 – рециркуляційний насос; 4 – теплообмінник котла; 5 – теплообмінник-випарник; 6 – теплообмінник ORC; 7 – турбіна; 8 – теплообмінник-конденсатор; 9 – генератор; 10 – конденсаційний насос

У процесі дослідження можливості одержання електричної потужності за реалізації ORC-контуру на водонагрівальній котельні необхідно враховувати такі аспекти:

- температура димових газів змінюється в діапазоні 90–150 °С;

- охолоджувальним середовищем для НРТ є зворотна сітьова вода з температурою 40–50 °С (у літній період);

- наявність технічної води для охолодження НРТ у зимовий період з температурою 20–30 °С, або реалізація повітряного охолодження (за необхідності роботи в опалювальний період).

За зазначених умов проведені розрахункові дослідження при використанні програмного комплексу розробленого в ПІМаш НАН України та адаптованого авторами до вирішення визначеного завдання енергозбереження.

Крім того, варто розглядати варіанти з температурою димових газів, починаючи з ~ 85 °С (за мінімального 25 % навантаження водонагрівального котла ПТВМ-100) та з більш високою, наприклад, за ~ 119 °С (за 60 % навантаження котла ПТВМ-100). В обох випадках в ORC-циклі можна як робоче тіло використовувати R245fa. У першому випадку з димових газів одного котла ПТВМ-100 маємо генерацію ~ 80 кВт ($\eta_{\text{ORC}} = 5,6$ %, літній режим), у другому випадку ~ 360 кВт ($\eta_{\text{ORC}} = 8,8$ %, опалювальний сезон, працюють два котли), в обох випадках ступінь конденсації водяної пари ~ 15 %.

Як видно з таблиці 14.4, у літній період можливості когенерації з використанням утилізаційного ORC-контуру складають для котельні № 5 ~ 8 %, у зимовий період відповідно ~ 24 % від потреб. Розрахункова оцінка можливостей генерації в опалювальний період проводилася за умови середнього навантаження, однак, при покриттях піків у разі зниження температури зовнішнього повітря теплове навантаження на котел і температура димових газів зростають (теоретично до 150 °С). Останнє не дозволяє ефективно використовувати робоче тіло R245fa.

Таблиця 14.4 – Вироблення теплоти і споживання електроенергії залежно від сезону

Номер котельні	Адреса котельної	Установлені котли	Режими роботи					
			Літній		Перехідний (жовтень, квітень)		Основний опалювальний	
			$Q_{тл}$, Гкал/год	$N_{ел}$, МВт	$Q_{тп}$, Гкал/год	$N_{еп}$, МВт	$Q_{то}$, Гкал/год	$N_{ео}$, МВт
1	Вул. Москалівська, 99	2 ПТВМ-50-I, + паровий	2,4–3,8	0,18–0,19	8,0–12,5	0,29–0,37	14,0–21,8	0,38–0,43
2	Вул. Академіка Прокура, 1	3 ПТВМ-30M4, 1 ПТВМ-30M	1,2–5,5	0,06–0,23	13,4–18,1	0,45–0,66	21,6–33,9	0,69–0,79
3	Вул. Академіка Костичева, 2/1	4 ПТВМ-100	11,3–35,6	0,37–1,38	25,5–61,0	1,0–2,21	73,8–112,4	2,34–2,77
4	Вул. Шекспіра, 17	4 ПТВМ-50, 1 ПТВМ-100	3,0–25,1	0,14–1,11	31,7–60,2	0,96–1,93	69,1–115,2	2,05–2,29
5	Пр-т Московський, 275 (ТЕЦ-4)	3 ПТВМ-100 2 ПТВМ-180 + парові	27,0–30,0	1,42–1,51	58,6–93,8	2,2–3,43	104,0–167,5	3,66–3,95
6	Вул. Столетова, 4	6 ПТВМ-100 1 ПТВМ-180	28,2–31,4	1,5–1,63	61,9–95,1	2,52–3,7	143,1–181,0	3,85–4,22

Вибір фреонів, наявних на ринку України. Необхідно підібрати однокомпонентні робочі тіла, які пропонуються на ринку України, задовольняють екологічним, термодинамічним, експлуатаційним вимогам і мають прийнятну вартість. Розглядається діапазон температур 80–150 °С (температура відхідних газів водонагрівальних котлів) та відповідні робочі тіла (таблиця 14.5).

Таблиця 14.5 – Основні властивості хладонів [297– 299, 303, 305]

Хладон	Формула	Мол. м., г/моль	$T_{ки}^*$, °С	$T_{кр}^{**}$, °С	$P_{кр}^{**}$, МПа	ОРП (ODP)	ПГП (GWP)	Вартість, грн/кг
R134a	CF ₂ HCHF ₂	102,03	-22,5	101,10	4,07	0	1 300	145
R142b	CH ₃ -CClF ₂	100,5	-10,01	137,05	4,12	0,06	2 000	100
R152a	C ₂ H ₄ F ₂	66,05	-25,0	113,89	4,44	0	140	180
R600	C ₄ H ₁₀	58,12	-0,51	152,0	3,8	0	3	147
R600a	C ₄ H ₁₀	58,12	-11,79	134,83	3,65	0	3	165

* температура кипіння;

** значення параметрів в критичній точці;

ОРП – озоноруйнуючий потенціал; ПГП – потенціал глобального потепління.

Розглянемо зміну потужності установки залежно від ступеня завантаженості котельного агрегату (без обліку наявності парів вологи в ДГ). Навантаження котла змінюється від 25 до 100 % і його потужність, відповідно, варіюється від 25 до 100 Гкал/год (вихідні дані подані в таблиці 14.3). Залежно від потужності котельного агрегату на рисунках 14.9 та 14.10 подані показники ефективності установки на низькокиплячих робочих тілах. Разом із тим незмінними приймалися параметри, наведені в таблиці 14.6.

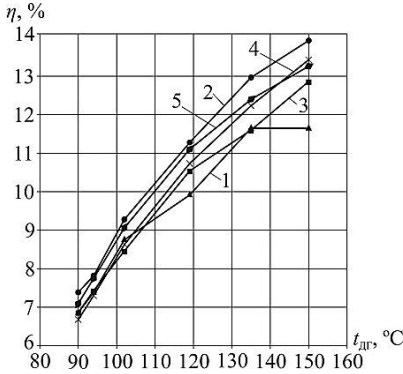


Рисунок 14.9 – Електричний ККД ОРС-циклу в залежності від ступеня завантаженості котла (без обліку наявності парів вологи в ДГ):
 1 – R134a; 2 – R142b;
 3 – R152a; 4 – R600; 5 – R600a

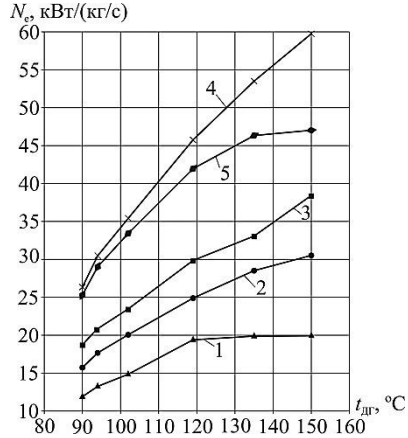


Рисунок 14.10 – Питома електрична потужність ОРС-циклу (без обліку наявності парів вологи в ДГ):
 1 – R134a; 2 – R142b;
 3 – R152a; 4 – R600; 5 – R600a

Таблиця 14.6 – Константи під час розрахунку теплової схеми ОРС-контур

Параметр	Навантаження котла, %					
	25	30	40	60	80	100
Температура димових газів до НРТ ТВ, °C	90	94	102	119	135	150
Температура димових газів за НРТ ТВ, °C	60	60	60	60	60	60
Витрата димових газів, м³/с	15,37	19,27	23,28	32,45	50,66	70,03
Температура робочого тіла на вході в турбіну, °C	85	90	98	115	125–130	125–145
Температура охолоджуючої води на вході в ТК НРТ, °C	40	40	40	40	40	40
ККД проточної частини турбіни, %	80	80	80	80	80	80

ТВ – теплообмінник-випарник; ТК – теплообмінник-конденсатор.

Вихідні дані для проведення розрахункових досліджень:

- теплова потужність, яку можна підвести до ORC-контуру;
- температура на вході в турбіну;
- параметри на вході в турбіну обираються за умови відсутності пароперегріву;
- температура охолоджувального середовища.

Із результатів поданих графіків на рисунках 14.9 і 14.10 видно, що у разі збільшення початкових параметрів робочого тіла збільшується ККД ORC циклу. Проведені розрахункові дослідження показали, що за однакової кількості підведеної теплоти електрична потужність установки залежно від застосовуваного робочого тіла і кількості скидної теплоти в середньому відрізняється на 10 %.

Найбільша потужність установки буде у разі використання як робоче тіло R142b, яка складе, за мінімального навантаження котла ~ 34 кВт, а за максимальної – ~ 880 кВт. Мінімальна ж електрична потужність ORC-контуру, за мінімального навантаження котла буде, якщо взяти R600 (~ 30 кВт), а при максимальній R134a (~ 745 кВт). Зниження ефективності застосування R134a як робочого тіла на параметрах вище 120 °C (рис. 14.10) пов'язана з тим, що потужність залишається незмінною, а витрата збільшується. У результаті, збільшення потужності можливе лише завдяки додатковій витраті НРТ.

Проведено також дослідження, як позначається наявність парів вологи в ДГ на параметри й ефективність ORC-циклу.

Як виявилось, конденсація водяної пари в димових газах не позначається на ККД установки. Це пов'язано з тим, що кількість теплоти передається більше, але параметри робочого тіла не збільшуються, а витратні характеристики підвищуються. При обліку вологи в ДГ питома електрична потужність не змінюється, але потужність установки збільшується практично в 3 рази. Це відбувається завдяки конденсації водяної пари, що містяться в димових газах.

У цьому випадку за використання R142b та максимального навантаження котла потужність може скласти ~ 2900 кВт, це стосується інших робочих тіл також. Розрахунки проведені за умови використання теплоти димових газів у повному обсязі, тоді як на обігрів ORC-контуру витрачається лише 70 %, інша

частина газів байпасується і йде на підігрівання газів, що викидаються в трубу після утилізатора. Виходячи з цього, електрична потужність реалізованого ORC-циклу буде на третину менше, ніж отримана в результаті розрахункових досліджень.

У реальних умовах на котельні встановлюється 3–4 котли, що дозволяє розподіляти між ними навантаження для зменшення теплових викидів в атмосферу. За теплової потужності споживачів 100 Гкал/год, навантаження розподіляється так, щоб у резерві знаходився один котел. За наявності на теплогенерувальному підприємстві 4-х котлів теплове навантаження буде розподілятися по 30 % на два і 40 % на один котли.

Така розстановка забезпечить температуру відхідних газів на рівні 97 °С, замість 150 °С (якщо працювати на одному котлі). Розподіл навантажень між котлами дозволить зменшити температуру відхідних газів, водночас їхній обсяг зменшиться і становитиме 61,28 м³/с порівняно з номінальним навантаженням одного котла 70,03 м³/с. Використання групи котлів дозволить скоротити діапазон температур і, як наслідок, вибір робочих тіл для ORC контуру. Однак це призведе до зменшення термодинамічної ККД циклу і вироблення електричної енергії.

Дослідження проведені також і для котлів ПТВМ-30 та ПТВМ-50 потужністю 30 та 50 Гкал/год відповідно. Результати показали, що параметри ефективності ORC-циклів схожі з отриманими під час розрахунку котла ПТВМ-100. Зміна потужності залежно від котельного агрегату, що використовується за однакових параметрів димових газів (150 °С) має лінійний характер (рисунок 14.11).

Як об'єкт дослідження насамперед доцільно розглядати роботу потужних водонагрівальних котлів, наприклад, типу ПТВМ [163–165, 306, 307].

По-перше, чим потужніший котел, тим більше витрата (енергія) газів і, отже, вищу електричну потужність можна згенерувати в ORC-циклі, у результаті мати вищі техніко-економічні показники (ТЕП) енергозберігаючого проекту.

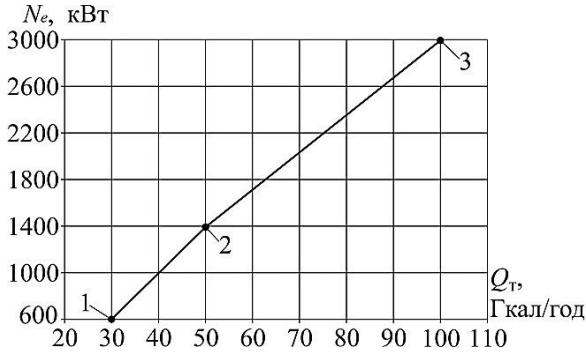


Рисунок 14.11 – Електрична потужність ORC-циклу:
1 – ПТВМ-30; 2 – ПТВМ-50; 3 – ПТВМ-100

3.1.4 Вибір об'єкта дослідження для створення когенераційної установки. Аналіз особливостей функціонування водонагрівальної котельні

По-друге, за даними Інституту газу НАН України [308] в Україні встановлено більше 200 од. таких котлів. Це дає підстави припускати за доволі обґрунтовані можливості: широкого тиражування проекту, виробництві в Україні досить великої серії блочних установок (не менше 50 од.) на базі ORC-циклу забезпечення зниження вартості 1 встановленого кілота останніх. Підтвердити вибір об'єкта дослідження можна також тим фактом, що на шести потужних районних котельнях КП «Харківські теплові мережі» встановлено водонагрівальні котли: 4 од. ПТВМ-30, 6 од. ПТВМ-50, 14 од. ПТВМ-100 і 3 од. ПТВМ-180. У таблиці 14.4 наведено середні теплові навантаження Q_m і середня споживана електрична потужність N_e шести потужних водонагрівальних котельень м. Харкова за даними 2013 року.

З урахуванням деякого запасу потужності маємо такий ряд необхідних електричних потужностей когенераційних установок для задоволення власних потреб перерахованих котельень: ~0,5; 0,8; 2,5; 2,5 ~4,0 та ~4,0 МВт.

Розглянемо як приклад роботу районної котельні з водонагрівальними котлами типу ПТВМ-100. Це котел баштовий, водотрубний, радіаційного типу, прямоочний з примусовою циркуляцією. Основні технічні характеристики котла ПТВМ-100, згідно з [308], подано в таблиці 14.1.

У процесі експлуатації водонагрівального котла ПТВМ-100, його навантаження може змінюватися від 25 до 100 % номінальної потужності. Характеристики котла залежно від режиму його роботи подано в таблиці 14.2.

Як показав аналіз даних таблиць 14.1 та 14.2, робота котла ПТВМ-100 найбільш ефективна на малих навантаженнях (аналогічно і для інших котлів цього типоряду). Іншими словами, забезпечувати середнє опалювальне навантаження, наприклад, котельні № 3 (див. табл. 14.4) 125–130 Гкал/год найдоцільніше, увімкнувши 3 котла ПТВМ-100 з навантаженням 40–45 Гкал/год. Водночас температура димових газів цих котлів складе ~102–108 °С. Тільки в разі піків теплового навантаження за зниження температури зовнішнього повітря температура відхідних газів буде перевищувати 140 °С (теплове навантаження $70 \times 3 = 210$ Гкал/год). Останнє важливо з погляду вибору раціонального робочого тіла для використання утилізаційного ОРС-контуру. Витрату газу та повітря на котел залежно від режиму роботи подано в таблиці 14.3 [304].

Теоретично з погляду режимів роботи котлів у літній період на гаряче водопостачання (ГВП), тривалість якого для різних регіонів України становить 4 086–5 742 год, можливі два варіанти.

Перший варіант – у літній період працює 1 котел із мінімальним навантаженням (наприклад, у котельні № 3 таблиці 14.1, це котел ПТВМ-100, його тепла потужність ~25 Гкал/год, 4 увімкнені пальники, ККД брутто 96,33 %, температура відхідних газів ~85 °С [130]). У цій котельні в опалювальний сезон початкове теплове навантаження складає ~60 Гкал/год, середнє теплове навантаження ~85–112 Гкал/год, тобто працюють 2 або 3 котла з 40–45 % навантаженням з температурою відхідних газів 102–108 °С), у літній період

максимальна потужність – 25–35 Гкал/год, за експлуатації одного котла.

Другий варіант пов'язаний з роботою в літній період на тепловому джерелі 1 котла з навантаженням, що перевищує 50–60 %, тобто з температурою димових газів понад 140 °С [130]. Як видно за аналізу даних таблиці 14.1, такий режим не характерний, наприклад, для потужних котельень КП «ХТМ», що мають великий запас теплової потужності.

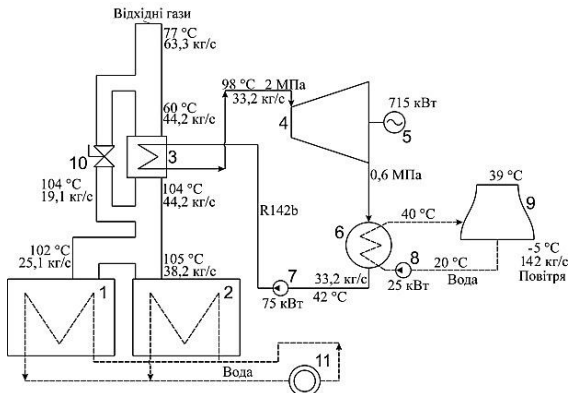
Розглянемо реалізацію електрогенерувальної установки на основі замкненого паротурбінного циклу на НРТ для котельні КП «ХТМ», де встановлені котли ПТВМ-100 (таблиця 14.4).

3.2 Реалізація ORC-контуру на водонагрівальній котельні

3.2.1 Використання димових газів

Як виходить з наведеного аналізу, особливістю районної котельні є непостійність завантаженості протягом року, що позначається на обсязі газів та як наслідок на труднощах вибору потужності замкненого паротурбінного циклу на НРТ. Для цієї котельні вибір робочого тіла обмежується температурою 90–100 °С. Це пов'язано з тим, що згідно з режимними картами (таблиця 14.7), температура відхідних газів не перевищує 117 °С.

У зимовий період (6 місяців) у роботі знаходиться 2 котла (котел № 1 та 2), які в результаті дають у середньому 87 Гкал/год (таблиця 14.7): котел № 1 навантажений на 40 %, а котел



№ 2 на 47 %. Реалізація ORC-контурів може дозволити отримати ~600 кВт корисної електричної потужності шляхом використання теплоти відхідних димових газів (рисунки 14.24 та 14.25).

Рисунок 14.24 – Теплова схема ORC-циклу з градирнею і проміжним охолоджувачем: 1 – котел № 1; 2 – котел № 2; 3 – теплообмінник-випарник НРТ; 4 – турбіна НРТ; 5 – електричний генератор; 6 – теплообмінник-конденсатор НРТ; 7 – конденсаційний насос; 8 – циркуляційний насос; 9 – градирня; 10 – регулюючий шибер димових газів; 11 – споживач теплоти

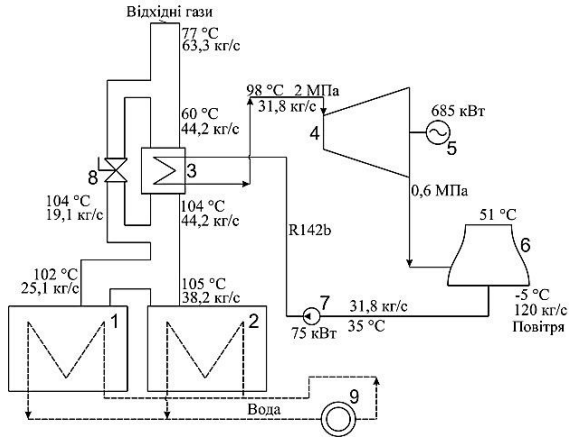


Рисунок 14.25 – Теплова схема ORC-циклу з повітряним конденсатором і без проміжного охолоджувача: 1 – котел № 1; 2 – котел № 2; 3 – теплообмінник-випарник НРТ; 4 – турбіна НРТ; 5 – електричний генератор; 6 – повітряний конденсатор; 7 – конденсаційний насос; 8 – регулюючий шибер димових газів; 9 – споживач теплоти

Як видно з рисунків 14.24 та 14.25, принциповою відмінністю є наявність або відсутність проміжного охолоджувального контуру, який впливає на показники ефективності установки в цілому.

У тепловій схемі з проміжним охолоджувачем електрична потужність буде більше і складе 715 кВт, без нього – 685 кВт. Крім цього з'являються додаткові елементи – конденсатор та циркуляційний насос. Установка циркуляційного насоса збільшує витрату електроенергії на власні потреби на 25 кВт, а також здорожує електрогенерувальну установку завдяки додатковому контуру і його складовим елементам.

З урахуванням власних потреб потужність турбіни в першому випадку складе 615 кВт, а в другому – 610 кВт. Це дозволить в опалювальний період покривати ~25 % власних потреб котельні з електричної енергії.

У перехідній (осінньо-весняний) період за зменшення теплового навантаження споживачів регулювання потужності

паротурбінного циклу на НРТ здійснюється завдяки прикриттю засувки (8) (рисунок 14.25) і додаткової витрати димових газів через теплообмінник-випарник (3).

Тим самим знижується температура димових газів на виході з димової труби, але підтримується температурний рівень низькокиплячого робочого тіла.

У квітні та вересні відпусканна теплова потужність становить 25–35 Гкал/год, що відповідає роботі одного котельного агрегату на 25 % навантаженні. Згідно з поданими режимними картами кожного котла, температура відхідних газів котельні не перевищує 90 °С, що не дозволяє експлуатувати електрогенерувальну установку на НРТ у літній період за наведених вище параметрів.

Використання низькокиплячого робочого тіла можливе і за параметрів газів на рівні 90 °С за їхньої витрати 12,1 кг/с (уся витрата направляється через теплообмінник-випарник НРТ). У такому випадку можна отримати ~100 кВт електричної енергії за витрати робочого тіла 4,5 кг/с із параметрами на вході в турбіну $P_0 = 1,5$ МПа, $t_0 = 85$ °С і виході $P_k = 0,4$ МПа. Теплова потужність 25 Гкал/год дозволить покривати ~10 % власних потреб котельні по електричній енергії в літній період.

Роботу ORC-циклу необхідно організувати так, щоб контур працював максимальну кількість годин на рік на максимальному навантаженні. У літній період конденсацію робочого тіла можна здійснювати завдяки зворотній сільовій воді, температура якої становить 40 °С (рисунок 14.26).

Режим роботи котельного агрегату на мінімальному опалювальному навантаженні (25 Гкал/год) може забезпечити електричну потужність ORC-контур на рівні 85 кВт. Охолодження низькокиплячого робочого тіла сільовою водою дозволяє максимально ефективно використовувати приховану теплоту конденсації робочого тіла (рисунок 14.26) [310].

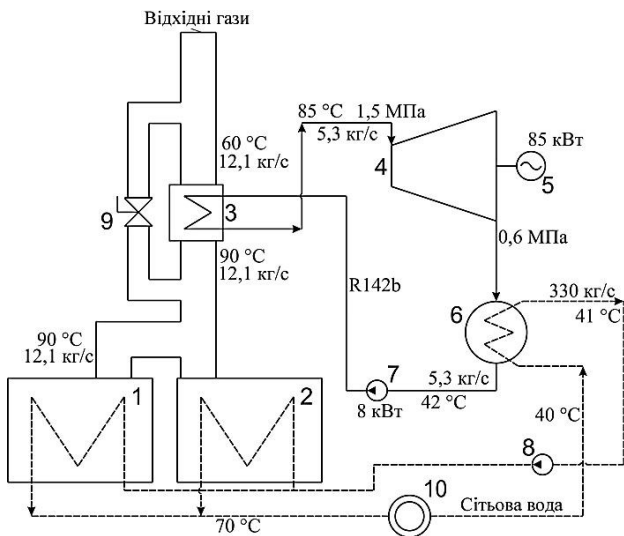


Рисунок 14.26 – Теплова схема ОРС-циклу за охолодження НРТ зворотною сільовою водою: 1 – котел № 1; 2 – котел № 2; 3 – теплообмінник-випарник НРТ; 4 – турбіна НРТ; 5 – електричний генератор; 6 – конденсатор; 7 – конденсаційний насос; 8 – насос сільової води; 9 – регулюючий шибєр димових газів; 10 – споживач теплоти

Як видно з поданих результатів, котельні мають глибоко змінні режими експлуатації протягом року. Необхідно це врахувати під час вибору технічних рішень вдосконалення наявного обладнання.

3.2.2 Використання сільової води з котла

Виробництво електричної енергії можливе також у разі використання частини теплоти від сільової води, температура якої на опалення в зимовий період становить 90–100 °С. Згідно з режимними картами котли дають у середньому 87 Гкал/год (таблиця 14.7) і нагрівають теплоносій до 100 °С, що дозволяє реалізувати теплову схему на НРТ з робочим тілом R142b (рисунок 14.27).

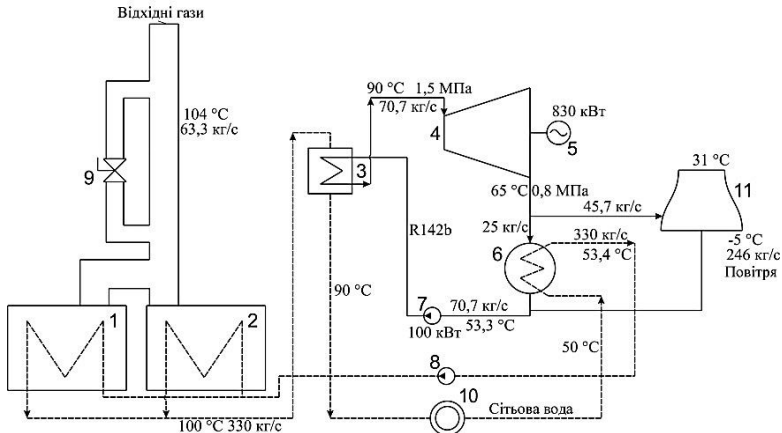


Рисунок 14.27 – Теплова схема ORC-циклу під час нагрівання НРТ сітьовою водою: 1 – котел № 1; 2 – котел № 2; 3 – теплообмінник-випарник НРТ; 4 – турбіна НРТ; 5 – електричний генератор; 6 – теплообмінник-конденсатор НРТ; 7 – конденсаційний насос; 8 – циркуляційний насос; 9 – регулюючий шибер димових газів; 10 – споживач теплоти; 11 – повітряний конденсатор

Як видно з теплової схеми (рисунок 14.27), реалізація ORC-контур у цьому випадку, дозволить отримати ~ 730 кВт (30 % власних потреб котельні в зимовий період) корисної електричної потужності шляхом використання частини теплоти нагрітої сітьової води, водночас цьому частини теплоти низькокиплячого робочого тіла віддається зворотній сітьовій воді. Залежно від температури зворотної сітьової води змінюється потужність електрогенерувальної установки за інших рівних умов (рисунок 14.28). Це пов'язано зі збільшенням тиску й температури конденсації робочого тіла. Це призводить до зменшення теплоперепаду, що припадає на турбіну.

Зростання температури сітьової води на виході з котла дозволить збільшити витрату НРТ в ORC-контурі, тим самим отримати більшу потужність електрогенерувальної установки (рисунок 14.29). Необхідно враховувати, що збільшення витрат НРТ в ORC-контурі призводить до додаткових втрат при

конденсації робочого тіла, тому що додаткова кількість пари направляється у повітряний конденсатор. Проведені також розрахункові дослідження часткового відбору теплоти від сільової води за умови корисного використання прихованої теплоти конденсації НРТ для підігрівання зворотної сільової води під час входу в котел без застосування повітряного конденсатора (рисунок 14.30).

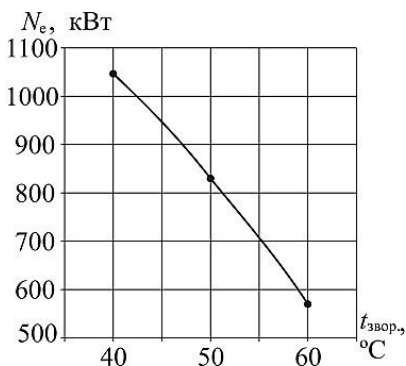


Рисунок 14.28 – Зміна електричної потужності ORC-контурі залежно від температури зворотної сільової води

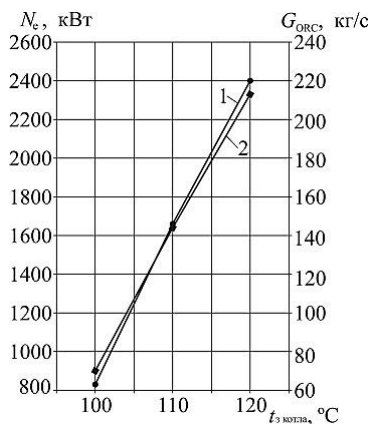


Рисунок 14.29 – Вплив температури джерела теплоти на електричну потужність ORC-контурі: 1 – електрична потужність ORC-циклу; 2 – витрата робочого тіла

У цьому випадку наведено приклад використання частини теплоти сільової води з метою виробництва електричної енергії шляхом реалізації контуру на НРТ. Для вирішення завдання енергозбереження із застосуванням такого підходу необхідно розглядати індивідуально кожен об'єкт.

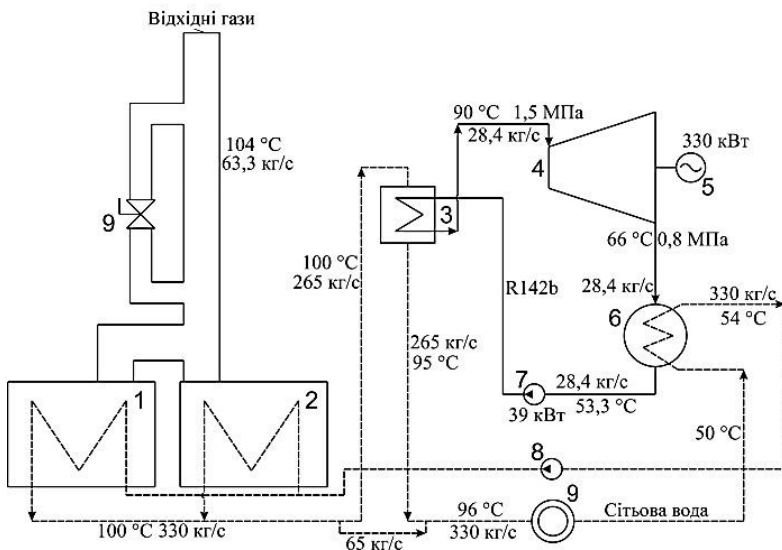


Рисунок 14.30 – Теплова схема ОРС-циклу під час нагрівання НРТ сільовою водою (без градирні): 1 – котел № 1; 2 – котел № 2; 3 – теплообмінник-випарник НРТ; 4 – турбіна НРТ; 5 – електричний генератор; 6 – теплообмінник-конденсатор НРТ; 7 – конденсаційний насос; 8 – циркуляційний насос; 9 – регулюючий шибер димових газів; 10 – споживач теплоти

Підвищення енергоефективності теплогенерувальних установок можливе шляхом застосування комплексного підходу – використання теплоти відхідних газів і частково теплоти сільової води на виході з котельного агрегату.

3.2.3 Комплексне використання відхідних газів і сільової води з котла

На рисунку 12.32 наведено схему виробництва електроенергії на основі використання теплоти димових газів та частини теплоти від сільової води.

Сільова вода на опалення відправляється з температурою 100 °С. Як говорилося раніше, згідно з режимними картами (таблиця 14.7), котли дають у середньому 87 Гкал/год та

нагрівають теплоносії до 100 °С. Комплексний підхід може дозволити отримати електричну потужність установки 1 900 кВт, що значно більше, ніж за окремого використання теплоти димових газів або сітьової води та дозволяє покрити більше ніж 70 % власних потреб (рисунок 14.31).

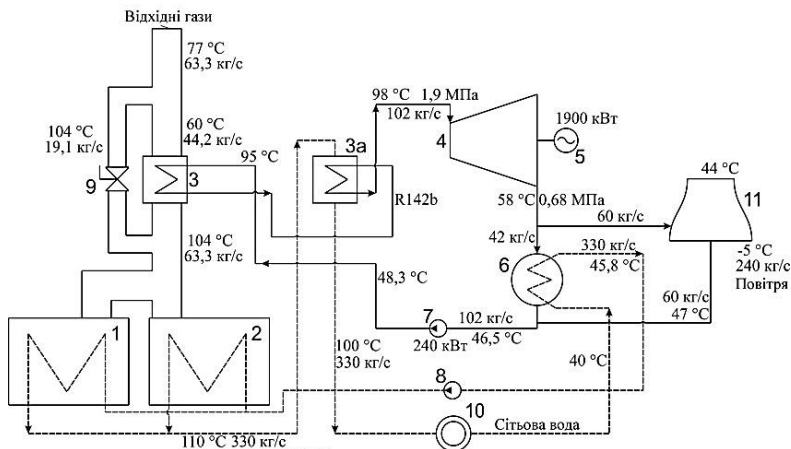


Рисунок 14.31 – Теплова схема ORC-циклу під час нагрівання НРТ сітьовою водою та димовими газами: 1 – котел № 1; 2 – котел № 2; 3 – теплообмінник-випарник НРТ (відхідні гази – НРТ); 3а – теплообмінник-випарник НРТ (сітьова вода – НРТ); 4 – турбіна НРТ; 5 – електричний генератор; 6 – теплообмінник-конденсатор НРТ; 7 – конденсаційний насос; 8 – циркуляційний насос; 9 – регулюючий шибер димових газів; 10 – споживач теплоти; 11 – градирня

Результати проведених досліджень із реалізації замкнених паротурбінних циклів на низькокиплячих робочих тілах для комунальних котельень можна сформулювати так:

1. Вирішено завдання енергозбереження на об'єктах комунальної енергетики шляхом реалізації замкнених паротурбінних циклів на низькокиплячих робочих тілах.

2. Проведено дослідження з вибору НРТ. На прикладі котельного агрегату ПТВМ-100 проведено оцінку можливої одержуваної електричної потужності за реалізації НРТ турбін.

Отримано, що за максимального навантаження котла (100 Гкал/год) та використання теплоти димових газів електрична потужність установки на НРТ може досягти ~2 900 кВт.

3. Виконано розрахунків дослідження можливості переведення котельні в міні-ТЕЦ. Електричний ККД встановленої електрогенерувальної установки в зимовий період, за корисної потужності 610 кВт, становить ~8 %, але для виробництва електроенергії використовується скидне тепло відхідних газів і додаткове паливо не спалюється. У літній період теплова потужність котельні становить 25 Гкал/год, крім цього електрична потужність і ККД НРТ турбіни складуть 85 кВт та ~6,5 %, відповідно.

4. Показано, що використання теплоти димових газів без додаткового спалювання палива обмежує максимальні температури НРТ та не дозволяє досягти максимальної потужності енергетичної установки ОРС-контуру через малий тепловий перепад, що припадає на турбіну. Більшу кількість теплоти можливо зняти тільки шляхом збільшення витрати низькокиплячого робочого тіла, що не завжди виправдано. Доцільним є вибір варіанта, який дасть змогу покривати власні потреби котельні у електричній енергії на рівні 5–10 % без додаткового спалювання палива.

5. Для визначення доцільності впровадження ОРС-циклу у кожному окремому випадку необхідно проводити оцінку кількості та параметрів скидної теплоти, а також повне техніко-економічне обґрунтування.

ВИСНОВКИ

1. Напрацювання енергетичного устаткування України одиничною потужністю понад 200 МВт, що наближається до граничного терміну експлуатації (310–330 тис. годин), свідчить, що через 7–10 років у країні постане питання дефіциту виробництва електричної енергії. Заміна потужних енергоблоків потребує значних коштів.

Світовий досвід енергетичної галузі свідчить про доцільність впровадження децентралізованих джерел енергопостачання, що суттєво впливає на формування енергетичного ринку та підвищення якості енергопостачання.

2. Розвиток децентралізованого енергопостачання, використання скидної теплоти, відновлюваних та інших нетрадиційних джерел енергії за врахування вимог до енергозберігаючих технологій дозволить заощаджувати значні об'єми ПЕР у енергоємних технологічних процесах різних виробництв. За результатами аналізу та проведених досліджень зрозуміло, що впровадження когенераційних технологій із застосуванням замкнених паротурбінних циклів на різних робочих тілах розширює можливості малої енергетики і дозволяє використовувати теплоту різних потенціалів для виробництва теплової та електричної енергії.

3. Для існуючих енерговузлів промислових підприємств обґрунтовано використання малих турбін, що може суттєво підвищити їхню енергоефективність. Вартість 1 кВт установленної потужності «під ключ» складе 1 000–2 000 USD/kВт залежно від потужності та типу турбіни. Це приблизно у два рази менше, ніж за будівництва нової міні-ТЕЦ. Собівартість електроенергії може бути значно нижче, ніж роздрібна її вартість на енергоринку, а надійність забезпечення підприємств електроенергією підвищується.

4. Запропоновано теплові схеми та визначено склад устаткування під час створення міні-ТЕЦ з урахуванням режимів виробництва теплоти котельнями та їхніми ТЕП:

графіками навантажень, характеристиками обладнання, рівнем передбачуваних капітальних вкладень та інше.

Розглянуто основні характеристики та особливості використання газо- і паротурбінних двигунів малої потужності під час створення нових міні-ТЕЦ та інтеграції існуючих опалювальних котелень у режим когенерації.

5. Стан, проблеми та перспективи подальшого розвитку централізованого енергопостачання показано на прикладі КП «Харківські теплові мережі». Визначені основні ризики та сформульовані пропозиції щодо забезпечення успішної реалізації програми реформування ЖКГ України. Детальний аналіз результатів діяльності показав, що КП «ХТМ» послідовно здійснює реалізацію заходів з енергозбереження. Це потребує розвитку і реалізації комплексної системи енергоощадних заходів, з обов'язковим упровадженням таких як: модернізація обладнання, зниження енергоємності виробництва, впровадження енергозберігаючих технологій, робіт щодо реконструкції котелень та центральних теплових пунктів, перекладання теплових мереж із застосуванням попередньо ізольованих труб у пінополіуретановій теплоізоляції, упровадження нової техніки і технологій.

6. На основі аналізу режимів роботи районної котельні пропонується утилізація відхідних газів котельного агрегату з реалізацією замкненого паротурбінного циклу на низькокиплячому робочому тілі. Наведені приклади вибору робочого тіла та розрахункові дослідження з оцінки можливої електричної потужності ORC-контур. Показано, що на сучасному етапі розвитку замкнених паротурбінних циклів на НРТ, найбільш доцільними є варіанти, які дозволяють покривати власні потреби котельні у електричній енергії на рівні 5–10 % без додаткового спалювання палива.

Список використаної літератури

1. Худенко А.А., Швачко Н.А., Лисицький М.Ф. Методичні вказівки до виконання курсового проекту "Теплопостачання житлового мікрорайону". –К.: КНУБА, 2000. –51с.
2. П.М. Єнін, Н.А. Швачко. Теплопостачання. – К.: Кондор, 2007. – 242с.
3. Внутрішній водопровід та каналізація. Частина І. Проектування. Частина ІІ. Будівництво: ДБН В.2.5-64: 2012. – [Чинні з 2013-03-01]. – Офіц. вид. – К.: Міністерство регіонального розвитку, будівництва та житлово-комунального господарства України, 2013. – 70с. - (Державні будівельні норми України).
4. Теплові мережі. Інженерне обладнання будинків і споруд. Зовнішні мережі та споруди: ДБН В.2.5-39:2008. – [Чинні з 2008-01-07]. – Офіц. вид. – К.: Мінрегіонбуд України, 2009. – 56 с. – (Державні будівельні норми України).
5. ДСТУ Б А.2.4-1:2009. СПДБ. Умовні зображення і позначення трубопроводів та їх елементів.
6. ДСТУ Б А.2.4-8:2009. СПДБ. Умовні графічні зображення і позначки елементів санітарно-технічних систем.
7. Будівельна кліматологія: ДСТУ Н Б В.1.1-27:2010. – [Чинні з 2011-01-11]. – Офіц. вид. – К.: Мірегіонбуд України, 2011. – 123 с. – (Національний стандарт України).
8. Технічний опис ' Автоматичні регулятори перепаду тиску AVP ' -DanfossТОВ , 2015.
9. Боженко М. Ф. Джерела теплопостачання та споживачі теплоти: навч. посіб. / М.Ф. Боженко, В.П. Сало – К.; ІВЦ «Видавництво «Політехніка», 2003. – 192 с.

10. Жидецький В.Ц. Практикум із охорони праці. Навчальний посібник / В.Ц. Жидецький, В.С. Джигирей, В.М. Сторожук та ін. Львів: Афіша, 2000. – 352 с.
11. Бедрій Я.І. Охорона праці: Навчальний посібник. / Я.І. Бедрій, В.С. Джигирей, А.І. Кидасюк та ін. – Львів: ПТВФ «Афіша», 1997. – 258 с.
12. Опалення, вентиляція та кондиціонування: ДБН В.2.5-67:2013. – [Чинні від 2014– 01–01] // Мінрегіон України. – К.: Укрархбудінформ, 2013. – 140 с. – (Державні будівельні норми України).
13. Теплова ізоляція будівель: ДБН В.2.6–31:2021. – [Чинні від 2022–09–22, на заміну ДБН В.2.6–31:2016] // Мінрегіон України. – К.: Укрархбудінформ, 2022. – 22 с. – (Державні будівельні норми України).

**КИЇВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
БУДІВНИЦТВА І АРХІТЕКТУРИ**

Факультет: Інженерних систем та екології

Випускова кафедра: Теплотехніки

Освітній ступінь: Магістра

Спеціальність 144 «Теплоенергетика»

Освітня програма: «Енергетичний менеджмент, енергоефективні муніципальні та промислові теплові технології»

ЗАТВЕРДЖУЮ

Декан факультету

Приймак О.В.

„___” _____ 20__ року

З А В Д А Н Н Я

**ДО ВИКОНАННЯ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ НА
ЗДОБУТТЯ ОСВІТНЬОГО СТУПЕНЯ МАГІСТРА**

Пащенко Дмитро Юрійович

1. Тема роботи: «Модернізація централізованої системи енергопостачання з розробкою когенераційної установки» затверджена наказом ректора КНУБА № 2494/2 від 28.11.2024 року
2. Керівник роботи Приймак О.В. д.т.н. проф.
3. Строк подання здобувачем роботи до захисту 02.12.2024р.
4. Зміст пояснювальної записки за розділами:
 - Р. 1. ПОТЕНЦІАЛ КОГЕНЕРАЦІЙНИХ ТЕХНОЛОГІЙ;
 - Р. 2. ПОТЕНЦІАЛ ВИКОРИСТАННЯ ПАРОТУРБІННИХ УСТАНОВОК МАЛОЇ ПОТУЖНОСТІ;
 - Р. 3. ОСОБЛИВОСТІ ТУРБОУСТАНОВОК ТА ОСНОВНІ ПРОЕКТНІ РІШЕННЯ;
 - Р. 4. МЕТОДИКА РЕАЛІЗАЦІЇ КОГЕНЕРАЦІЙНИХ ТЕХНОЛОГІЙ;
 - Р. 5. КОГЕНЕРАЦІЯ І ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ В КОМУНАЛЬНІЙ ЕНЕРГЕТИЦІ;
 - Р. 6. ІНТЕГРАЦІЯ КОГЕНЕРАЦІЇ В ТЕПЛОВІ ЕНЕРГОДЖЕРЕЛА З ВИКОРИСТАННЯМ ТУРБІН НА ВОДЯНІЙ

- ПАРІ;
- Р. 7. Використана література;
5. Графічний матеріал за розділами
- Р. 1. Когенераційні установки в Україні в сучасний період;**
- Р. 2. Поняття енергоефективної системи тепlopостачання;**
- Р. 3 Типи когенераційних установок;**
- Р. 4. Сучасна теплоцентраль з поновленими джерелами енергії;**
- Р. 5 Централізовані системи тепlopостачання та холодопостачання;**
- Р. 6 Комбіноване джерело тепла з когенераційною установкою ;**

Календарний план виконання роботи:

Види робіт та їх зміст	Дата виконання
Розділ 1.	07.08.24
Розділ 2.	15.08.24
Розділ 3.	25.08.24
Розділ 4.	18.09.24
Розділ 5.	28.09.24
Розділ 6.	19.10.24
Остаточне оформлення роботи	28.11.24
Направлення роботи для перевірки на плагіат	02.12.24
Попередній захист роботи на випусковій кафедрі	02.12.24
Направлення роботи на рецензування	02.12.24

Консультанти розділів кваліфікаційної роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Перевірів	
		дата	підпис

Дата видачі завдання _____

Зав. кафедри _____ (підпис)	<u>Кириченко М.А.</u> (прізвище, ініціали)
Керівник _____ (підпис)	<u>Приймак О.В.</u> (прізвище, ініціали)
Здобувач _____ (підпис)	<u>Пашенко Д.Ю.</u> (прізвище, ініціали)

**КИЇВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
БУДІВНИЦТВА І АРХІТЕКТУРИ**

Інженерних систем та екології
Теплотехніки

**ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА
ДО КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ
НА ЗДОБУТТЯ ОСВІТНЬОГО СТУПЕНЯ МАГІСТРА**

на тему:

«Модернізація централізованої системи енергопостачання з розробкою
когенераційної установки»

Пащенко Дмитро Юрійович

Київ 2024 р.

**КИЇВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
БУДІВНИЦТВА І АРХІТЕКТУРИ**

Інженерних систем та екології

Теплотехніки

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

_____ Кириченко М.А.

»___» _____ 20__ року

**ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА
ДО КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ
НА ЗДОБУТТЯ ОСВІТНЬОГО СТУПЕНЯ МАГІСТРА**

«Модернізація централізованої системи енергопостачання з розробкою
когенераційної установки»

Виконав Пащенко Дмитро Юрійович
144 «Теплоенергетика»

«Енергетичний менеджмент,
енергоефективні муніципальні та промислові
теплові технології»

Група ТЕМ-23

Керівник Приймак О.В. д.т.н. проф.

Ідентичність підтверджую

Київ 2024 р.