

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний технічний університет
«Харківський політехнічний інститут»

УДК 621.165; 621.11



СЕНЕЦЬКИЙ ОЛЕКСАНДР ВОЛОДИМИРОВИЧ

НАУКОВО-МЕТОДОЛОГІЧНІ ОСНОВИ ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ
НА БАЗІ ТУРБОУСТАНОВОК МАЛОЇ ПОТУЖНОСТІ ПРИ УТИЛІЗАЦІЇ
ВТОРИННИХ ЕНЕРГЕТИЧНИХ РЕСУРСІВ

Спеціальність 05.05.16 – турбомашини та турбоустановки

Автореферат
дисертації на здобуття наукового ступеня
доктора технічних наук

Харків – 2021

Дисертацією є рукопис.

Роботу виконано в Харківському національному університеті міського господарства імені О. М. Бекетова.

Науковий консультант: Заслужений діяч науки і техніки України, Лауреат Державної премії в галузі науки і техніки України, доктор технічних наук, професор **Маляренко Віталій Андрійович**, Харківський національний університет міського господарства ім. О.М. Бекетова, професор кафедри систем електропостачання та електричних мереж.

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, професор **Черноусенко Ольга Юріївна**, Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського», Міністерство освіти і науки України, завідувача кафедри теплоенергетичних установок теплових та атомних електростанцій;

доктор технічних наук, старший науковий співробітник **Усатий Олександр Павлович**, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», Міністерство освіти і науки України, завідувач кафедри турбінобудування;

доктор технічних наук, старший науковий співробітник **Парафійник Володимир Петрович**, Публічне акціонерне товариство «Сумське машинобудівне науково-виробниче об'єднання», провідний науковий співробітник.

Захист відбудеться «25» березня 2021 року о 12⁰⁰ годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 64.050.11 в Національному технічному університеті «Харківський політехнічний інститут» за адресою: 61002, м. Харків, вул. Кирпичова 2.

З дисертацією можна ознайомитися у бібліотеці Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут» за адресою: 61002, м. Харків, вул. Кирпичова 2.

Автореферат розіслано «18» лютого 2021 р.

Вчений секретар
спеціалізованої вченої ради Д 64.050.11
кандидат технічних наук, доцент



Ю.О. Юдін

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. Енергетика є однією з основних галузей економіки України. На сучасному етапі її розвитку більшість енергогенеруючих об'єктів використовують дорогі викопні паливні ресурси, реалізуючи концепцію централізованого енергопостачання.

Разом з тим у теперішній час все більша увага приділяється децентралізації виробництва теплової та електричної енергії, що має ряд переваг, пов'язаних з суттєвим скороченням витрат при її транспортуванні. Ця задача розв'язується як за рахунок реалізації енергоустановок на відновлювальних джерелах енергії, так і створенням нових енергозберігаючих технологій з використанням скидної теплоти технологічних процесів різних підприємств. У цих випадках найбільш доцільними є турбоустановки на низькокиплячих робочих тілах (НРТ), що реалізують так званий органічний цикл Ренкіна (Organic Rankine Cycle – ORC), використання яких у розвинених країнах світу суттєво активізувалось в останні 15 – 20 років.

Незважаючи на те, що Україна має великий потенціал вторинних енергетичних ресурсів (ВЕР), цій проблемі приділяється недостатньо уваги. Це обумовлено декількома причинами і, перш за все, відсутністю методології створення такого обладнання, включаючи вибір НРТ і узгодження режиму його роботи з температурним потенціалом і потужністю джерела, а також відсутністю виробництва турбін на НРТ, що в значній мірі пов'язано з першою причиною.

Разом з тим, використання ORC технології дасть можливість утилізувати ВЕР з метою виробництва електричної енергії на об'єктах скидної теплоти промислових підприємств та комунальної енергетики. У більшості випадків ВЕР мають потенціал, що дозволяє реалізовувати паротурбінний цикл та виробляти електричну енергію без додаткового спалювання палива.

Іншим важливим напрямом економії викопних паливних ресурсів є реалізація когенераційних установок малої потужності на відновлювальних паливних ресурсах. Впровадження таких установок дозволить замінити вугільні енергетичні блоки великої потужності (які майже відпрацювали свій ресурс та потребують заміни). Економічний ефект, від енергоустановок такого типу може бути досягнуто за рахунок створення серійних когенераційних установок, у яких спалюються відновлювальні паливні ресурси, це дозволить забезпечити малі населені пункти тепловою та електричною енергією й заощаджувати більш ніж 0,5 млн м³ природного газу на рік на одній енергетичній установці потужністю ~1 МВт.

Значний вклад у вирішення проблеми розвитку енергозберігаючих технологій може бути досягнуто у газотранспортній системі, де заміна процесу дроселювання на газорозподільних станціях (ГРС) та газорозподільних пунктах (ГРП) на процес розширення робочого тіла в утилізаційних турбодетандерних установках (УТДУ) дозволить зробити свій внесок у реалізацію енергетичної стратегії розвитку України. Не зважаючи на те, що цьому питанню приділяється велика увага, що є проблеми, які потребують вирішення. Необхідні подальші дослідження з аналізу існуючих газових об'єктів редукування природного газу, фізичних параметрів та компонентного складу газу для встановлення турбодетандерів (ТД), оцінки можливостей використання надлишкового потенціалу тиску газу для отримання електричної та теплової енергії, розрахункові дослідження принципів схем та

проточних частин. Розв'язання цієї задачі у комплексі дозволить з мінімальними фінансовими витратами отримати максимальний економічний ефект. Загальна можлива встановлена електрична потужність може сягати 300 – 400 МВт, що еквівалентно річному виробництву електричної енергії за допомогою УТДУ у розмірі $2,6 \cdot 10^9 - 3,5 \cdot 10^9$ кВт·год.

Усі ці заходи, обґрунтування та створення яких і є предметом дисертаційної роботи, спрямовані на економію природних ресурсів і зменшення теплового й хімічного впливу на навколишнє середовище при виробництві теплової та електричної енергії.

Питання, що розглядаються у дисертації базуються на результатах досліджень відомих вчених: Русанова А.В., Костікова А.О., Сапожнікова М.Б., Баска Б.І., Білеки Б.Д., Васильєва Е.П., Кліменка В.М., Огуречнікова Л.А., Поварова О.А., Гришутіна М.М., Шубенка О.Л., Бабака М.Ю., Сарапіна В.П., Редька А.О., Белова Г.В., Логінової О.А., Legmann H., Yunfei Li, Minea V., Bini R. та ін., а також сучасних фірм-виробників турбоустановок – ORMAT International, Inc., Infinity, WOW Energies, Turboden, Simens та інших.

Існуючі підходи до розв'язання задачі енергозбереження є роздібненими. Таким чином, узагальнення існуючих та створення сучасних енергозберігаючих рішень у різних галузях економіки України на об'єктах скидної енергії малого потенціалу та при спалюванні відновлювальних паливних ресурсів на основі впровадження турбоустановок малої потужності на різних робочих тілах на базі науково обґрунтованого комплексного методологічного підходу є вельми актуальною проблемою.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Тематика дисертаційної роботи відповідає Закону України Про пріоритетні напрямки розвитку науки і техніки № 2623-III від 16.01.2016 року, а саме, ст. 3 «Енергетика та енергоефективність», плану заходів на 2010 – 2035 рр. з реалізації «Енергетичної стратегії України на період до 2035 р. “Безпека, енергоефективність, конкурентоспроможність”», затверджену розпорядженням Кабінету Міністрів України № 605-р від 18.08.2017 року.

Матеріал дисертації є узагальненням наукових результатів, отриманих автором за період з 2012 року по 2020 рік як виконавця науково-дослідних робіт за плановими бюджетними темами і господарськими договорами Харківського національного університету міського господарства ім. О. М. Бекетова та відділу оптимізації процесів і конструкцій турбомашин Інституту проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України, у яких автор був відповідальним виконавцем та автором окремих розділів:

- «Енергозбереження шляхом реалізації енергетичних установок малої потужності на низькокиплячих робочих тілах» (№ ДР 0113U005463);
- «Розробка аеродинамічних, режимних та конструктивних заходів з подовження ресурсу останніх ступенів енергетичних парових турбін, що працюють в зоні вологої пари» (№ ДР 0113U005011);
- «Енергозбереження при доцільному використанні турбодетандерів на вузлах редукування газу з урахуванням змінних режимів експлуатації» (№ ДР 0115U001721);

- «Розробка когенераційних установок малої потужності, що працюють на низькокиплячих робочих тілах» (№ ДР 0114U001442);
- «Термогазодинамічні основи, засоби і технології створення новітнього та модернізації діючого енергетичного обладнання» (№ ДР 0112U002489);
- «Удосконалення робочих процесів та конструкцій частин низького тиску енергетичних турбін при різних режимах експлуатації» (№ ДР 0117U000874);
- «Усовершенствование когенерационной тепловой схемы путем реализации второго каскада с использованием турбин на НРТ для эксплуатации в летний период» (госпрозрахунковий договір, 2013 р.);
- «Дослідження можливості застосування та вибір найбільш енергоефективних когенераційних технологій на районних котельнях комунального підприємства «Харківські теплові мережі» на підставі техніко-економічних обґрунтувань» (госпрозрахунковий договір, 2014 р.);
- «Разработка и формирование проточной части паровой привключенной турбины с производственным отбором типа Т-3.3/5.5-0.5/0.22/0.01» (госпрозрахунковий договір, 2015 р.);
- «Расчет и выбор теплообменного оборудования утилизационной турбоустановки, работающей на органическом рабочем теле» (госпрозрахунковий договір, 2015 р.).

Мета і завдання дослідження. Мета дисертаційної роботи полягає у підвищенні ефективності використання паливно-енергетичних ресурсів на основі науково обґрунтованої методології створення когенераційних технологій при утилізації вторинних енергетичних ресурсів та впровадження турбоустановок малої потужності, що працюють на різних робочих тілах.

Відповідно до зазначеної мети дисертаційної роботи сформульовані наступні задачі:

- розробка нових науково-методологічних основ з розв'язання задач утилізації вторинних енергетичних ресурсів з використанням турбінних циклів;
- формування критеріїв автоматичного вибору низькокиплячих робочих тіл для застосування у замкнених паротурбінних циклах;
- вдосконалення математичної моделі теплових схем енергогенеруючих установок шляхом додавання нової компоненти, яка враховує фізичні та термодинамічні характеристики низькокиплячих робочих тіл;
- вдосконалення техніко-економічної моделі оцінки доцільності реалізації енергозбереження за рахунок впровадження турбінних циклів з утилізації вторинних енергетичних ресурсів;
- розробка методики наукового обґрунтування доцільності впровадження та використання когенераційних турбінних циклів з НРТ на біопаливі;
- синтез нових типових теплових схем для джерел теплової енергії малого потенціалу при переведенні їх в міні-ТЕЦ із застосуванням замкнених паротурбінних циклів на низькокиплячих робочих тілах;
- впровадження замкнених турбінних циклів на об'єктах комунальної енергетики, де є значний потенціал скидної теплоти після котельних агрегатів;

– розробка концептуально нової схеми використання утилізаційних турбодетандерних установок для виробництва електричної енергії на ГРС шляхом впровадження турбінних циклів з мінімальним або зовсім без спалювання природного газу.

Об'єкт дослідження – енергозбереження при виробництві електричної енергії з джерелами вторинних енергетичних ресурсів на основі використання турбін малої потужності.

Предмет дослідження – теплові та газодинамічні процеси в технологічних схемах з турбоустановками малої потужності, що працюють на різних робочих тілах.

Методи дослідження: методи розрахунку фізичних та термодинамічних властивостей робочих тіл; методи математичного моделювання термодинамічних циклів енергогенеруючих установок та їх складових елементів; методи 3D розрахунків руху робочих тіл у просторі теплообмінного та турбінного обладнання; методи визначення техніко-економічних показників енергетичного обладнання.

Наукова новизна отриманих результатів полягає у наступному:

– вперше розроблено комплексні науково-методологічні основи енергозбереження на базі турбоустановок малої потужності при утилізації вторинних енергетичних ресурсів з використанням турбінних циклів на різних робочих тілах, що дає можливість обґрунтовано та цілеспрямовано підходити до розв'язання задачі корисного використання первинних енергетичних ресурсів;

– вперше формалізовано і автоматизовано розв'язання багатокритеріальної задачі з вибору низькокиплячих робочих тіл для замкнених паротурбінних циклів з урахуванням зовнішніх та внутрішніх обмежень, що дозволяє обирати робочі тіла для різних об'єктів, які мають у своєму складі вторинні енергетичні ресурси;

– отримала подальший розвиток математична модель теплових схем паротурбінних установок за рахунок впровадження модуля врахування термо- й газодинамічних характеристик низькокиплячих робочих тіл, що забезпечує моделювання термодинамічних циклів на НРТ з суттєво змінними режимами навантаження в залежності від часу доби та пори року;

– вперше запропоновано нові науково обґрунтовані шляхи підвищення ефективності енергоустановок на біопаливі за рахунок розробки та реалізації типових схем двокаскадного когенераційного турбінного циклу на НРТ, що на відміну від існуючих енергетичних установок дозволяє ефективно працювати міні-ТЕЦ на протязі усього року з урахуванням зміни кліматичних умов;

– теоретично обґрунтовано доцільність впровадження утилізаційних енергоефективних турбінних циклів на об'єктах комунальної енергетики на базі корисного використання теплоти відхідних газів котельних агрегатів, що дозволяє комплексно підходити до розв'язання задачі енергозбереження у цій галузі;

– вперше запропоновано раціональну теплову схему турбінних циклів на НРТ з урахуванням фактичних режимів роботи теплогенеруючого устаткування комунальної енергетики, що забезпечує ефективну роботу генеруючого устаткування на протязі усього періоду експлуатації;

– вперше для ГРС та ГРП запропоновано та науково обґрунтовано використання надлишкового тиску природного газу для виробництва електричної

енергії за умови спільної роботи УТДУ та повітряної кліматичної системи (ПКС) з урахуванням зміни кліматичних умов протягом року, що на відміну від існуючих підходів дозволяє виробляти теплову та електричну енергію без додаткового спалювання палива;

– надано подальшого розвитку техніко-економічній моделі щодо оцінки витрат виробленої електричної та теплової енергії, що дало можливість враховувати змінні режими роботи енергооб'єкту, які суттєво впливають на окупність реалізації проекту й вибір раціонального схемного рішення з економічної точки зору.

Практичне значення отриманих результатів. Розроблені методи та створені на їх основі алгоритми дозволяють виконувати розрахункові дослідження теплових схем різних конфігурацій з урахуванням термо- і газодинамічних характеристик різних робочих тіл та отримувати показники потужності та ефективності енергетичної установки в цілому й масогабаритні та витратні характеристики устаткування, що входить до їхнього складу.

Отримані технічні рішення для теплових схем енергогенеруючих установок, що працюють на джерелах скидної теплоти комунальної енергетики та малих індивідуальних господарств при спалюванні відновлювальних паливних ресурсів, дозволяють підвищити ефективність утилізації вторинних енергетичних ресурсів.

Надано рекомендації щодо впровадження енергоустановок, які засновані на використанні органічного циклу Ренкіна, для вироблення електричної енергії на базі утилізації теплоти вихідних газів теплогенеруючих об'єктів комунальної енергетики, що дасть можливість більш раціонально використовувати теплоту палива.

Запропоновано удосконалені підходи щодо реалізації утилізаційних турбодетандерних установок на ГРС та ГРП. Це дозволило виробляти електричну та теплову енергію з мінімальним спалюванням палива або зовсім без спалювання, при врахуванні особливостей газоредукуючих об'єктів.

Одержані в дисертаційній роботі результати досліджень передані для використання: КП «Харківські теплові мережі» (м. Харків, акт використання результатів від 27 вересня 2017 р.); ПАТ «Харківська ТЕЦ-5» (м. Харків, акт використання результатів від 16 січня 2019 р.); ПАТ «Турбогаз» (м. Харків, акт використання результатів від 15 листопада 2017 р.).

Методи та програмні засоби, що розроблені, застосовуються при виконанні науково-дослідних робіт у відділі оптимізації процесів і конструкції турбомашин Інституту проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України та проведенні учбового процесу кафедри альтернативної електроенергетики та електротехніки Харківського національного університету міського господарства ім. О.М. Бекетова й кафедри теплоенергетики і енергозберігаючих технологій Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків, акт використання результатів від 18 жовтня 2018 р.).

Особистий внесок здобувача. Основні ідеї та положення дисертації розроблено особисто автором, внесок якого полягає у наступному:

– участь у окресленні проблеми корисного використання вторинних енергетичних ресурсів [1, 3, 4, 6, 10, 12, 13, 31, 33];

– постановка задачі розробки методики вибору робочих тіл при реалізації замкнених паротурбінних циклів та компоновки теплових схем [14, 25, 29, 32];

- розвиток математичної моделі розрахунку теплових схем когенераційних установок та їх складових, що працюють на різних робочих тілах з метою розв’язання задач енергозбереження [7, 9, 22, 23, 39];
- формулювання задачі створення високоефективних паротурбінних циклів на різних робочих тілах при використанні відновлювальних паливних ресурсів [1, 37, 40];
- обґрунтування та побудова високоефективних турбінних циклів для різних галузей економіки України з метою виробництва теплової та електричної енергії [2, 5, 11, 16, 17, 19, 25, 28, 30, 31];
- постановка задачі раціонального використання паливно-енергетичних ресурсів на муніципальних котельнях шляхом утилізації теплоти відхідних димових газів на основі впровадження паротурбінних циклів на НРТ [26, 36, 38];
- постановка задачі та обґрунтування доцільності реалізації ПКС при впровадженні УТДУ на ГРС та ГРП для виробництва теплової та електричної енергії [15, 27, 35];
- постановка задачі реалізації УТДУ на газорозподільній станції з відборами до споживачів природного газу різного тиску та змінних режимів їх експлуатації [18, 34];
- постановка задачі визначення техніко-економічної доцільності впровадження енергозберігаючих технологій на джерелах енергії малого потенціалу та переведення котлів на спалювання відновлювальних паливних ресурсів [8, 20, 26];
- узагальнення існуючих підходів та формування науково-методологічного підходу до створення енергозберігаючих технологій на основі установки турбін малої потужності для об’єктів теплоти малого потенціалу [21, 24, 41].

Апробація результатів дослідження. Основні результати та положення доповідалися і обговорювалися на: Міжнародній науково-технічній конференції «Удосконалювання турбоустановок методами математичного і фізичного моделювання» (2012 р., 2015 р., ІПМаш НАН України, м. Харків), Міжнародній науково-технічній конференції «Удосконалювання енергоустановок методами математичного і фізичного моделювання» (2017 р., ІПМаш НАН України, м. Харків), Конференції молодих вчених та спеціалістів «Сучасні проблеми машинобудування» (2012 – 2019 рр., ІПМаш НАН України, м. Харків), Международной научно-практической конференции «Инновационные пути модернизации базовых отраслей промышленности, энерго- и ресурсосбережение, охрана окружающей природной среды» (2013 р., 2014 р., ГП УкрНТЦ «ЭНЕРГОСТАЛЬ», м. Харків), Международной научно-технической конференции «Современные проблемы электроэнергетики. Алтай-2013» (2013 р., АлтГТУ, м. Барнаул), Международной научно-технической конференции «Энергообеспечение и энергосбережение в сельском хозяйстве» (2014 р., ГНУ ВИЭСХ, м. Москва), «11th International Conference of Young Scientists on Energy Issues» (2014 р., Lithuanian Energy Institute, Литва, м. Каунас), Міжнародній науково-практичній конференції «Проблеми енергозабезпечення та енергозбереження в АПК України» (2014 р., ХНТУСГ імені Петра Василенка, м. Харків), Международной научно-технической конференции «Проблемы энергосбережения и пути их

решения» (2015 р., 2016 р., НТУ «ХП», м. Харків), Міжнародній науково-технічній інтернет-конференції «Новітні технології в електроенергетиці» (2012 р., 2015 р., ХНУМГ ім. О.М. Бекетова, м. Харків), «XXI-міжнародному конгресі двигунобудівників» (2016 р., Нац. аерокосмічний ун-т «ХАІ», м. Харків), Всеукраїнській науково-технічній конференції молодих вчених «Інтегровані комп'ютерні технології в машинобудуванні» (2016 р., Нац. аерокосмічний ун-т «ХАІ», м. Харків), Всеукраїнській науково-практичній конференції молодих вчених «Проблеми енергоресурсозбереження у промисловому регіоні. Наука і практика» (2017 р., Приазовський державний технічний університет, м. Маріуполь).

Публікації. Результати дисертаційної роботи опубліковано у 41 друкованій праці, з них 2 монографії, 19 статей у спеціалізованих фахових виданнях України, 1 стаття – у науковому виданні за кордоном, 1 стаття – у науковому виданні, що входить до бази даних SCOPUS, 1 стаття – у науковому виданні, що входить до бази даних Web of Science, 1 стаття – у науковому виданні, що включено до категорії "А" Переліку наукових фахових видань України, 2 патенти України, 14 – матеріали конференцій.

Структура та обсяг дисертації. Дисертаційна робота складається зі вступу, 5 розділів, висновків, додатків, списку використаних джерел. Загальний обсяг дисертації складає 406 сторінки, серед них: 281 сторінок основного тексту, 120 рисунків, 65 таблиць, 5 додатків на 30 сторінках, 310 найменувань літературних джерел на 36 сторінках.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У вступі обґрунтовано актуальність дисертаційної роботи, сформульовано мету і задачі дослідження, висвітлено наукову новизну одержаних результатів, їх практичну значущість, наведено дані про зв'язок з науковими програмами, апробацію роботи, особистий внесок здобувача та публікації.

У першому розділі виконано аналіз сучасних світових тенденцій використання паливно-енергетичних ресурсів (В) при виробництві теплової та електричної енергії (рис. 1). Аналіз показує, що все більша увага приділяється підвищенню частки вторинних енергетичних ресурсів у загальному балансі генерації енергії. В основному ВЕР поділяються на горючі, теплові та надлишкового тиску.

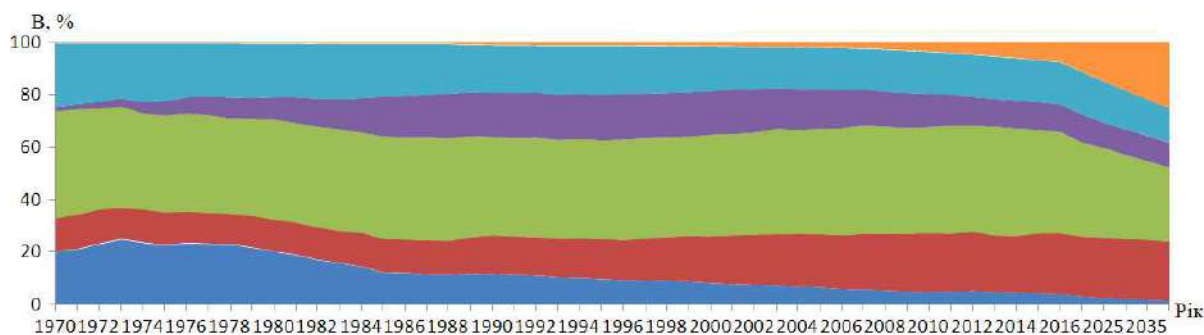


Рисунок 1. Тенденція зміни структури генерації енергії у часі за видами палива:

- – нафта (мазут); ■ – природний газ; ■ – вугілля; ■ – АЕС; ■ – ГЕС;
- – інші (включаючи поновлювані геотермальну, біопаливо і відходи і т.п.)

За результатами досліджень міжнародних енергетичних агенцій з оцінки потенціалу впровадження ресурсо- та енергозбереження за рахунок використання ВЕР для виробництва теплоти та електроенергії визначено, що Україна має значний потенціал заміни викопних паливних ресурсів. Відповідно прогнозів Інституту технічної теплофізики НАН України внесок біомаси у валове кінцеве енергоспоживання країни до 2020 р. може сягати 4,3 %, а у 2030 р. – 10 %, що визначає перспективність виробництва теплової та електричної енергії за рахунок відновлювальних паливних ресурсів та актуальність розробки ефективних енергетичних циклів, що будуть враховувати кліматичні умови України.

Проаналізовано існуючі технологічні процеси, що мають джерела енергії малого потенціалу (90 – 300 °С), використання якої дозволить знизити негативний вплив на навколишнє середовище і максимально утилізувати теплоту палива, що спалюється. Визначено, що одним з напрямків енергозберігаючих технологій при розв’язанні цієї задачі є реалізація паротурбінних установок на НРТ.

За результатами аналізу літературних джерел щодо впровадження турбінних циклів на низькокиплячих робочих тілах визначено:

- роботу енергетичних установок можна реалізувати, якщо різниця температур між гріючим і охолоджуючим середовищами перевищує 30 – 40 °С;
- як робоче тіло для ORC технології підходить речовина (суміш речовин), для якої гранична крива, що розділяє двофазну область і парову, має негативний нахил;
- велику електричну потужність в утилізаційному ORC контурі можна отримати, якщо використовувати на вході у турбіну робоче тіло з надкритичними параметрами;
- критерієм ефективності в утилізаційних циклах доцільно приймати електричну потужність, що генерується;
- для кожного гріючого середовища, починаючи з температури 80 °С, раціонально використовувати своє робоче тіло в інтервалі температур 40 – 50 °С.

Розглянуто котельні агрегати комунальної енергетики. Згідно їх паспортних даних не рекомендується знижувати температуру відхідних газів нижче 120 – 130 °С через можливу конденсацію парів сірки та виникнення сірчистої кислоти, а також води ($t_{\text{кон}} = 100$ °С) з цих газів у димових трубах, що, у свою чергу, призводить до передчасної корозії матеріалів димоходу. На сучасному етапі ставлення металургійної галузі запропоновано та розроблено матеріали, на фізичний стан яких не впливають процеси, які протікають при конденсації вологи, що утримується у відхідних газах котлоагрегатів. Останні роки у 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 теплової енергії, що знаходиться у димових газах. Вирішенню цієї проблеми присвячено досить багато публікацій. Є літературні джерела, у яких пропонується впровадження ORC технології на об’єктах комунальної енергетики, однак дані наводяться лише за умови максимального навантаження котелень без урахування того, що такі об’єкти мають глибоко змінні режими роботи. На водогрійних котельнях є наступні джерела теплоти при використанні яких можлива реалізація ORC технології:

- частини витрати гарячої води з водогрійного котла;
- енергії димових газів водогрійної котельні (ТЕЦ), що працює на природному газі.

При виконанні завдань енергозбереження на об'єктах, що мають джерела тепла малого потенціалу на основі застосування циклів, які працюють на різних робочих тілах з турбінними установками, важливим є максимальна економічність роботи установки незалежно від режиму експлуатації. У більшості випадків вибір електрогенеруючих установок на основі турбін малої потужності здійснюються за характеристиками, отриманими для базового режиму роботи. Однак протягом року навантаження джерела теплоти може варіюватися в широкому діапазоні (20 – 110 %) і це необхідно враховувати при розробці циклу. Також важливим є вибір теплової схеми з урахуванням особливостей не тільки об'єкта дослідження, а й його складових елементів (турбін, теплообмінного, насосного обладнання тощо). Цей підхід можливий з залученням програмних комплексів, в яких враховуються термодинамічні властивості робочих тіл, що дозволить отримати більш точні параметри і обрати найбільш економічні рішення.

Необхідно відзначити, що значним потенціалом впровадження енергозберігаючих заходів при використанні турбоустановок малої потужності є газотранспортна система України. Велика кількість потенційної енергії тиску стиснених газів і парів без зворотно втрачається в редуційних пристроях і регуляторах тиску на газорозподільних станціях (ГРС) і газорозподільних пунктах (ГРП) в газовій промисловості, при різних технологічних процесах в хімічній промисловості, в комунально-побутовому господарстві та інших галузях.

Виконані дослідження літературних джерел показали, що реалізація електрогенеруючих установок малої потужності дозволить впровадити сучасну стратегію децентралізації енергопостачання, регулювати піки енергетичної системи, використовувати наявний потенціал енергозбереження і поновлювані паливні ресурси, зупиняти потужні енергетичні блоки на поточний та капітальний ремонт.

На підставі проведеного аналізу сформульовано мету і завдання дослідження з розв'язання задачі енергозбереження на основі визначення перспектив впровадження турбоустановок малої потужності при використанні вторинних енергетичних ресурсів у різних галузях економіки України. Реалізація такої задачі може бути успішною тільки за умови комплексного підходу до розробки високоефективних когенераційних систем, оскільки ця задача є багатофакторною.

Другий розділ присвячено створенню комплексного науково-методологічного підходу до розв'язання задач енергозбереження при використанні турбінних циклів на різних робочих тілах.

Запропонований науково-методологічний підхід базується на теоретичному обґрунтуванні закономірностей, виявленні зв'язків та побудові структурованої послідовності щодо проведення досліджень з визначення доцільності впровадження енергозбереження на основі реалізації турбінних циклів за рахунок утилізації ВЕР. Це дозволило систематизувати існуючі роздібнені підходи та розробити підхід, при якому будь-яка система (об'єкт) розглядається як сукупність взаємопов'язаних елементів (компонентів), що має вхід (ресурси), зв'язок із зовнішніми факторами, зворотний зв'язок між компонентами та вихідний результат (мета). Згідно теорії пізнання запропонований комплексний науково-методологічний підхід базується на фундаментальних наукових засадах на відміну від техніко-економічного обґрунтування (ТЕО), яке носить приватний та прикладний характер.

Формування науково обґрунтованої методології вибору НРТ і теплових схем турбінних циклів, в залежності від потенціалу вторинних енергетичних ресурсів для вироблення електричної енергії, є вкрай важливим при підвищенні енергоефективності технологічних процесів підприємств різних галузей економіки України. Така методологія дозволяє визначити витратні та параметричні характеристики основних потоків теплоти, вибрати на підставі цих характеристик основне й допоміжне обладнання, потужність і геометрію складових елементів теплових схем в залежності від потенціалу теплового джерела і режиму його роботи. Автором побудовано та запропоновано ієрархічну структуру комплексного науково-методологічного підходу до розв'язання цієї задачі, що включає у себе певну послідовність аналізу та розрахунку існуючих об'єктів, вибору та рекомендацій щодо впровадження енергозберігаючих технічних рішень. Для наявності цю структуру наведено на рис. 2, 3.

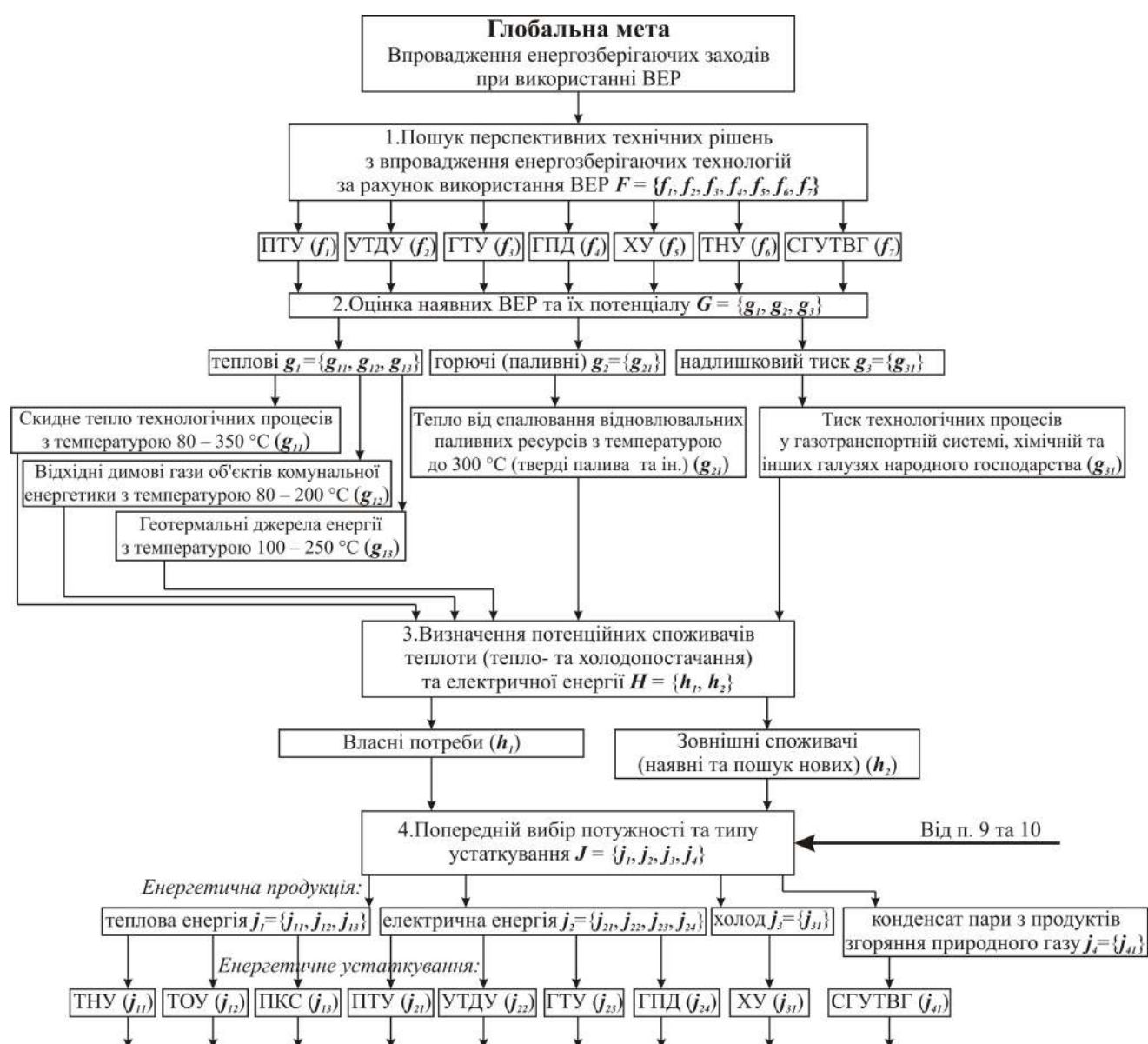


Рисунок 2. Ієрархічна структура верхнього рівня комплексного науково-методологічного підходу до побудови і розрахунку теплових схем та їх основних складових елементів (початок)

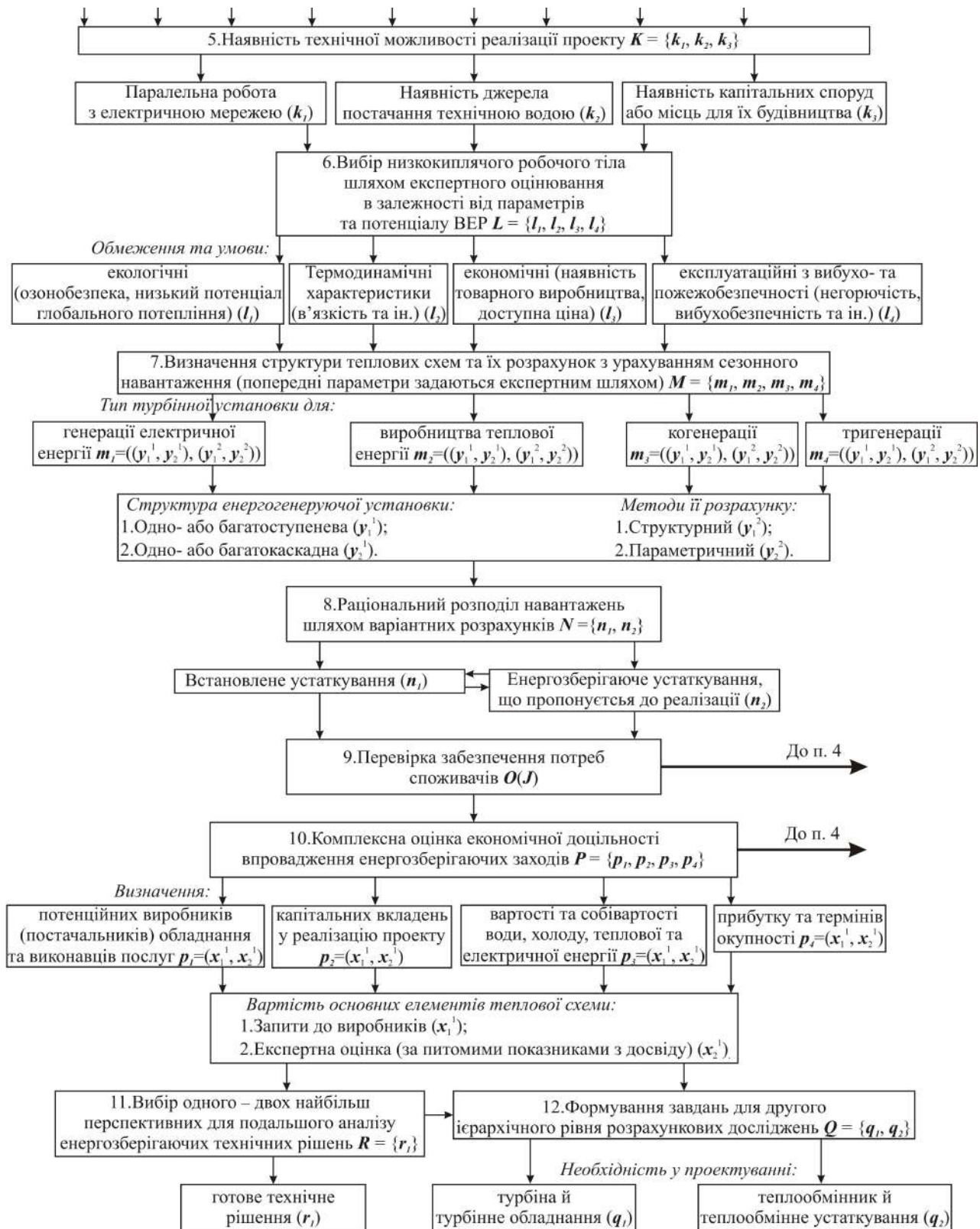


Рисунок 2. Ієрархічна структура верхнього рівня комплексного науково-методологічного підходу до побудови і розрахунку теплових схем та їх основних складових елементів (закінчення)

У дисертаційній роботі вперше сформовано та наведено комплексний науково-методологічний підхід, який узагальнює існуючі та розроблені у роботі математичні моделі та методи для створення енергозберігаючих технологій з використанням турбін малої потужності на об'єктах економіки України.

Глобальною метою є розв'язання задачі енергозбереження при утилізації вторинних енергетичних ресурсів. Ця мета досягається шляхом здійснення певної послідовності розрахункових досліджень. Основними етапами науково-методологічного підходу є: визначення типу і енергетичного потенціалу ВЕР на об'єкті, встановлення пріоритету перетворення ВЕР в холод, електричну та теплову енергію, вибір варіанта теплової схеми і низькокиплячого робочого тіла, оцінка термодинамічної ефективності циклу, техніко-економічна оцінка отриманого варіанту утилізації ВЕР, вибір і/або проектування й виготовлення необхідного устаткування елементів теплової схеми. На кожному етапі розв'язується задача пошуку локальної мети, тобто раціонального рішення на основі існуючого метода Парето. Це дозволяє використовуючи відомий підхід визначати доцільність впровадження енергозберігаючого заходу та визначення масогабаритних і термогазодинамічних характеристик елементів теплової схеми. Все це дає можливість прив'язуватися до існуючих умов роботи об'єкту дослідження.

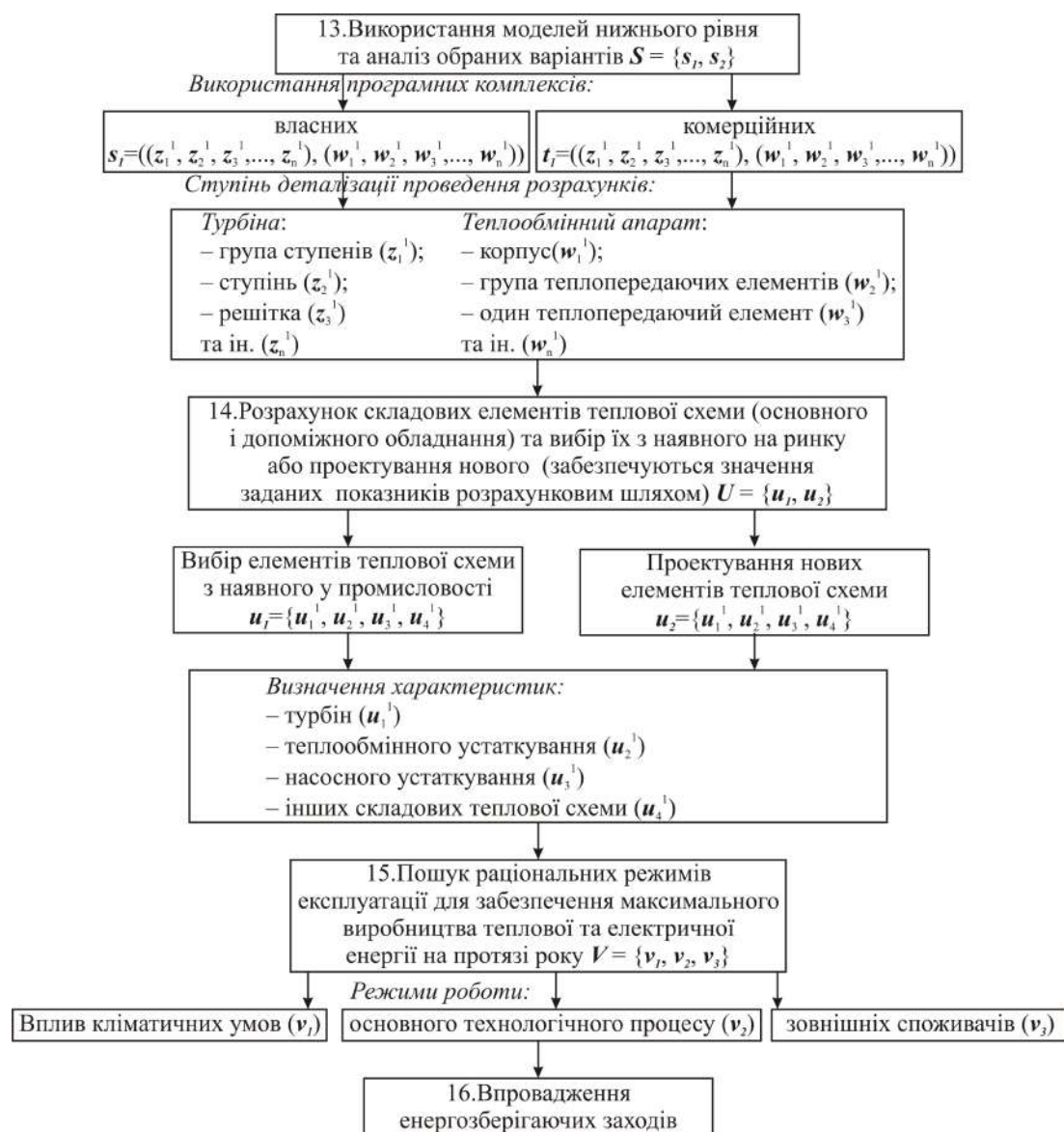


Рисунок 3. Ієрархічна структура нижнього рівня комплексного науково-методологічного підходу до побудови і розрахунку теплових схем та їх основних складових елементів

Проведення досліджень потребує врахування властивостей робочих тіл, що використовуються у турбінних циклах та особливостей формування теплових схем для максимально точного визначення енергетичних характеристик установок.

Виконано комплексний аналіз існуючих підходів до вибору робочих тіл. Це дозволило вперше узагальнити та сформулювати критерії, яким вони повинні відповідати при використанні у енергогенеруючих установках.

Вимоги до НРТ підрозділяються на наступні групи:

- *екологічні* – озонобезпечність, низький потенціал глобального потепління і нетоксичність;
- *термодинамічні* – температура кипіння, тиск конденсації, теплопровідність та інші;
- *економічні* – наявність товарного виробництва, доступні (низькі) ціни;
- *експлуатаційні* – термохімічна стабільність, хімічна сумісність з матеріалами, негорючість, вибухобезпечність і т.і.

При цьому необхідно враховувати, що у кожному окремому випадку перевага буде віддаватися різній групі критеріїв. Це залежить від множини зовнішніх факторів, що можуть слугувати обмеженнями при виборі робочого тіла.

Таким чином у роботі побудовано детермінований підхід для вибору робочих тіл в залежності від вимог, що до них пред'являються, температурних режимів джерела теплоти, конструктивних особливостей об'єкту, що створюється та ін.

З метою визначення фізичних параметрів робочих тіл у турбінних циклах проведено аналіз рівнянь стану, що використовуються для опису термодинамічних властивостей вуглеводнів (загально відомим є те, що робочі тіла, які можуть використовуватися у турбінних циклах, є похідними природного газу) та обрано рівняння Пенга-Робінсона

$$p = \frac{R \cdot T}{V_M - b} - \frac{a \cdot \alpha}{V_M^2 + 2 \cdot b \cdot V_M - b^2}, \quad (1)$$

де $a = \frac{0,457235 \cdot R^2 \cdot T_k^2}{p_k}$, $b = \frac{0,077796 \cdot R \cdot T_k}{p_k}$ – деякі константи (тяжіння і відштовхування), що залежать від конкретної речовини та які можна визначити при відомих критичних параметрах; $\alpha = \left(1 + m \cdot \left(1 - \sqrt{T/T_k}\right)\right)^2$ – універсальна функція, що залежить від двох індивідуальних параметрів, що характеризують властивості тієї чи іншої конкретної рідини: критичної температури T_k і, так званого, ацентричного фактора Пітцера ω . Параметр m задається наступним чином $m = 0,37464 + 1,54226 \cdot \omega - 0,26992 \cdot \omega^2$.

Перевагою рівняння є той факт, що властивості чистого робочого тіла описуються за допомогою лише трьох індивідуальних фізичних параметрів: температура і тиск робочого тіла в критичній точці, а також ацентричний фактор Пітцера. Ці параметри визначені для широкого кола речовин.

Для розрахунку рівноваги в ізобарно-ізотермічних умовах вихідне рівняння (1) переводять до більш зручного виду, оскільки в ньому аргументами виступають

температура T і молярний об'єм V_M . Отже, рівняння (1) перетворюється в кубічне рівняння для коефіцієнта стиснення $Z = \frac{pV_M}{RT}$

$$Z^3 - (1 - B) \cdot Z^2 + (A - 3 \cdot B^2 - 2 \cdot B) \cdot Z - (A \cdot B - B^2 - B^3) = 0,$$

$$\text{де } A = a \cdot \alpha \cdot \frac{p}{R^2 \cdot T^2}; \quad B = b \cdot \frac{p}{R \cdot T}.$$

При розрахунку фізичних властивостей багатокомпонентної суміші, яка розглядається як деяке гіпотетичне робоче тіло, параметри критичної точки є відомою функцією концентрацій вихідних компонентів і термодинамічних параметрів їх критичних точок

$$b = \sum_i b_i x_i; \quad a \cdot \alpha = \sum_i \sum_j (a \cdot \alpha)_{ij} x_i x_j; \quad (a \cdot \alpha)_{ij} = \sqrt{(a \cdot \alpha)_i \cdot (a \cdot \alpha)_j} \cdot (1 - \delta_{ij}),$$

де δ_{ij} – коефіцієнт бінарної взаємодії молекул.

Для сумішей використовується лише єдина двовимірна матриця бінарних коефіцієнтів δ_{ij} , яка визначається для багатьох пар речовин.

Вдосконалена математична модель розрахунку турбінних циклах дозволяє використовувати визначені властивості різних робочих тіл при компонуванні теплових схем і подальших розрахунках термодинамічних процесів енергетичних установок та їх складових елементів.

Принципові теплові схеми (ПТС) є основою для проектування, оптимізації та розрахунку номінальних і змінних режимів паротурбінних установок (ПТУ). ПТС включають у себе обладнання і зв'язки, які беруть участь в процесі перетворення енергії, тобто основне і допоміжне обладнання, яке входить до складу пароконденсаційного тракту ПТУ, а також трубопроводи пари і конденсату з регулюючою арматурою, що зв'язують обладнання в єдину схему. Таким чином, ПТС представляє єдиний технічний комплекс різноманітного обладнання з системою технологічних зв'язків.

Розрахунок теплових схем полягає у визначенні всіх параметрів в обладнанні та технологічних зв'язках за заданими проектними показниками. Для стандартних турбін і котлів принципова тепла схема турбоустановки має в основі типові рішення, тобто відомі: число теплообмінних апаратів та спосіб їх підключення, схема зливу дренажів та інші деталі схеми. При розробці ПТС нових турбоустановок проводяться повні дослідження щодо раціонального вибору окремих елементів і всієї схеми в цілому з оптимізацією найбільш важливих параметрів.

У роботі отримали подальший розвиток математична модель та програмний комплекс, що були розроблені в ІПМаш НАН України, для розрахунку теплових схем паротурбінних установок великої потужності та адаптовано до розрахунку енергетичних установок на різних робочих тілах. Це дозволило проводити розрахункові дослідження з урахуванням особливостей низькокиплячих робочих тіл та суттєво змінних режимів експлуатації енергогенеруючого устаткування.

У якості проектних показників обладнання зазвичай служать параметри пари та конденсату; недогрів в поверхневих теплообмінниках; ККД обладнання; втрати тиску робочого тіла практично відсутні (в зв'язку з малими довжинами трубопроводів).

Базова математична модель дозволяє записати процеси, що протікають в елементах і зв'язках установки наступними рівняннями:

– рівняння балансу енергії для кожного k -го елемента схеми

$$\sum_{j=1}^{J_k-K_k} (\eta \cdot G \cdot h)_j + \sum_{j=1}^{K_k} (\eta \cdot E)_n = 0 ;$$

– рівняння балансу витрат для кожного l -го енергоносія k -го елемента схеми

$$\sum_{j=1}^{J_{kl}} G_j = 0 ;$$

– рівняння гідравлічного балансу витрат для кожного l -го енергоносія k -го елемента схеми

$$(p_{\text{вх}} - \Delta p - p_{\text{вих}})_{kl} = 0 ;$$

– рівняння зміни ентальпії для кожного l -го енергоносія k -го елемента схеми

$$(h_{\text{вх}} - \Delta h - h_{\text{вих}})_{kl} = 0 ,$$

де G , h , p – витрата, ентальпія і тиск енергоносія; E – потужність енергетичного потоку; η – ККД; Δh , Δp – зміна ентальпії та тиску енергоносія в елементі або зв'язку; J – загальне число енергоносіїв в елементах; K – число енергетичних потоків в елементах; індекси «вх», «вих» характеризують параметри на вході і виході елемента. Як енергоносії в теплоенергетичних установках виступають потоки води, пари, повітря, газів, теплової, механічної і електричної енергії. При цьому потоки теплоносіїв характеризуються витратою і двома термодинамічними параметрами, а потоки енергії одним параметром – потужністю.

η , Δh , Δp залежать від витрат G і термодинамічних параметрів теплоносіїв X і конструктивних параметрів елементів установки Z і для k -го елемента установки можуть бути описані як

$$\eta_k = f(G_k, X_k, Z_k); \quad \Delta p_k = f(G_k, Y_k, X_k); \quad \Delta h_k = f(G_k, Y_k, X_k).$$

Витратні, термодинамічні і конструктивні параметри елементів установки можуть змінюватися лише в межах фізично можливих і технічно здійснених станів енергоносіїв і конструкцій. Тому система рівнянь повинна бути доповнена системою обмежень

$$G_k^{\min} \leq G_k \leq G_k^{\max}; \quad Y_k^{\min} \leq Y_k \leq Y_k^{\max}; \quad X_k^{\min} \leq X_k \leq X_k^{\max}.$$

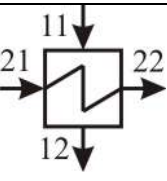
У якості прикладу наведено такий елемент як «Теплообмінник». Дані, що становлять зміст предметної частини ІМ цього елемента, наведені в табл. 1. Необхідно відзначити, що кожен елемент теплової схеми розглядається з врахуванням теплових балансів, теплового напору з низкою інших параметрів, що входять до нього та виходять з нього при врахуванні властивостей відповідних робочих тіл.

Принципова тепла схема енергетичної установки представляється у вигляді окремих елементів, пов'язаних між собою певними сигналами, як було сказано раніше. В якості сполучних сигналів використовуються тепловий або енергетичний потоки. Як було сказано раніше, розрахунок фізичних властивостей робочого тіла в певних точках проводиться шляхом двомірного лінійного інтерполювання з

використанням розрахованих раніше таблиць властивостей робочого тіла в опорних вузлах при використанні рівняння стану Пенга-Робінсона (1).

Таблиця 1

Енерготехнологічні дані ІМ елемента «Теплообмінник»

Назва і код елемента	Зображення на схемі	Умовне позначення полюсів з'єднань	Теплоенергетичні властивості елемента обладнання
Тепло-обмінник, код=9		11 – вхід середовища, що гріє 12 – вихід середовища, що гріє 21 – вхід середовища, що нагрівається 22 – вихід середовища, що нагрівається	P – тиск середовища, МПа t – температура середовища, що гріє, °С W – витрата середовища, що гріє, кг/с F – поверхня нагріву, м ² n – число ходів d – внутрішній діаметр трубок, мм nt – число трубок в одному ході G – витрата середовища, що нагрівається, кг/с

Послідовність системи рівнянь, що описують функціонування елементів теплової схеми записуються наступним чином.

Система рівнянь, що описує принцип функціонування теплообмінника, записується таким чином

$$\begin{aligned}
G_1 \cdot (i_{11} - i_{12}) &= G_2 \cdot (i_{21} - i_{22}) \cdot \eta_{\text{ТО}}, \\
P_{11} - P_{12} &= f_{G1}(G_1), \quad P_{21} - P_{22} = f_{G2}(G_2), \\
i_{11} &= f_i(P_{11}, T_{11}), \quad i_{12} = f_i(P_{12}, T_{12}), \\
i_{21} &= f_i(P_{21}, T_{21}), \quad i_{22} = f_i(P_{22}, T_{22}),
\end{aligned}$$

де $\eta_{\text{ТО}}$ – коефіцієнт корисної дії теплообмінника, значення з індексом 1 – параметри першого потоку, з індексом 2 – другого потоку, 11 та 21 на вході в теплообмінник, 12 та 22 на виході з теплообмінника.

Турбіна – це пристрій, призначений для розширення робочого тіла з виробленням механічної енергії. Рівняння енергії для цієї машини записуються наступним чином

$$N_T = G \cdot H_{\text{ад}_T} \cdot \eta_{\text{ад}_T},$$

де $H_{\text{ад}_T}$ – адіабатний тепловий перепад, який визначається за температурою і тиском на вході та тиском на виході $H_{\text{ад}_T} = f_h(P_1, T_1, P_2)$; $\eta_{\text{ад}_T}$ – адіабатний ККД турбодетандера.

Для визначення адіабатного теплового перепаду $H_{\text{ад}_T}$, що спрацьовується в турбіні, використовується система рівнянь

$$\begin{aligned}
i_1 &= f_i(P_1, T_1), \quad S_1 = f_s(P_1, T_1), \\
T_{2a} &= f_{T_{2a}}(P_2, S_1), \quad i_{2a} = f_i(P_2, T_{2a}), \\
H_{\text{ад}_T} &= i_1 - i_{2a}.
\end{aligned}$$

Для визначення дійсної температури на виході з турбодетандера T_2 , використовується система рівнянь

$$\begin{aligned}
H_{\text{д}_T} &= H_{\text{ад}_T} \cdot \eta_{\text{ад}_T}, \\
i_2 &= i_1 - H_{\text{д}_T}, \quad T_2 = f_T(P_2, i_2).
\end{aligned}$$

Насос (компресор) – це пристрій, призначений для стиснення робочого тіла зі споживанням механічної енергії. Споживану потужність можна записати у вигляді

$$N_H = G \cdot H_{ад_н} / \eta_{ад_н},$$

де $H_{ад_н}$ – адіабатний тепловий перепад, який визначається за температурою і тиском на вході та тиском на виході $H_{ад_н} = f_h(P_3, T_3, P_4)$; $\eta_{ад_н}$ – адіабатний ККД стискувального агрегату.

Для визначення адіабатного теплового перепаду $H_{ад_н}$ використовується система рівнянь

$$\begin{aligned} i_3 &= f_i(P_3, T_3), & S_3 &= f_S(P_3, T_3), \\ T_{4a} &= f_{T_{4a}}(P_4, S_3), & i_{4a} &= f_i(P_4, T_{4a}), \\ H_{ад_н} &= i_{4a} - i_3. \end{aligned}$$

Дійсна температура на виході з насоса T_4 , визначається наступним чином

$$H_{д_н} = H_{ад_н} / \eta_{ад_н}, \quad i_4 = i_3 + H_{д_н}, \quad T_4 = f_{T_4}(P_4, i_4).$$

На підставі наведених систем рівнянь можна розрахувати будь-яку теплову схему, що складається з цих елементів.

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. З цього випливає, що теплові викиди є величиною постійною і мало залежать 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.

Для об'єктів комунальної енергетики характерним є вплив сезонних змін температури зовнішнього повітря, в зв'язку з цим запропоновано розподілити на шість режимів роботи теплогенеруючого устаткування та у залежності від об'єкту дослідження розглядати найбільш раціональні.

Для об'єктів, які забезпечують тепlopостачання у зимовий період та гаряче водопостачання у літній, навантаження носить глибоко змінний характер. Сумарне виробництво електричної енергії протягом року становитиме

$$N_{сез} = \sum_{i=1}^n \tau_i \cdot N_i,$$

де τ_i , N_i – тривалість роботи та електрична потужність енергоустановки на відповідному режимі; n – кількість режимів роботи енергоустановки.

Розрахунок теплових схем необхідно виконувати послідовно для кожного режиму на підставі зведених таблиць теплових навантажень і споживання електроенергії, з урахуванням особливостей наявного та пропонованого обладнання. У наступних розділах в якості прикладів будуть представлені розрахунки теплових схем для типових об'єктів технологічних процесів, у яких є скидна енергія достатнього обсягу для реалізації замкнених паротурбінних циклів на НРТ.

Для енергокомплексу в цілому та на кожному етапі пошуку раціонального рішення (вибір робочих тіл, компонування теплової схеми, проектування турбін

та теплообмінників) розв'язується задача з відповідною функцією цілі (мінімізація масогабаритних характеристик та капітальних вкладень, максимізація ККД та часу роботи установки на протязі року й інше) комплексного пошуку найкращих параметрів і профілю теплоенергетичної установки та її основних складових елементів. У загальному вигляді математичне формулювання подається наступним чином залежно від поставленої задачі мінімізації або максимізації нелінійної функції цілі

$$\begin{aligned} N &= N(X, Y, Z), \\ X &\in XD, \end{aligned} \quad (2)$$

де XD – допустима область зміни аргументу функції N , визначається системою нелінійних обмежень:

– у вигляді рівності

$$\Phi_j(X_j, Y_j, Z_j) = 0, \quad j = 1, 2, \dots, n_{TC}; \quad (3)$$

– у вигляді нерівностей

$$\begin{aligned} [F_{\min}] &\leq F(X, Y, Z) \leq [F_{\max}], \\ [U_{\min}] &\leq U(X, Y, Z) \leq [U_{\max}], \end{aligned} \quad (4)$$

а також на незалежні параметри зв'язку

$$Y_{\min i} < Y_i < Y_{\max i}, \quad i = 1, 2, \dots, k_y \quad (5)$$

та конструктивні параметри

$$X_{\min i} < X_i < X_{\max i}, \quad i = 1, 2, \dots, k_x, \quad (6)$$

де X – множина конструктивних параметрів енергоустановки; Y – множина визначуваних параметрів стану (термодинамічних параметрів і ККД); Z – множина заданих зовнішніх факторів (температура зовнішнього повітря та ін.); Φ_j – сукупність рівнянь балансів для всіх елементів обладнання установки.

Для розв'язання задачі умовної оптимізації (2) – (6) використовуються прямі методи пошуку максимуму та мінімуму. У даному випадку перевага полягає у тому, що немає необхідності розраховувати похідні цільової функції (2).

Згідно верхнього ієрархічного рівня основним результатом є прийняття рішення з необхідності проведення подальших деталізованих розрахункових досліджень елементів теплової схеми. Таке рішення приймається шляхом проведення ТЕО, що дозволяє визначити доцільність розв'язання задачі енерго-та ресурсозбереження при впровадженні турбінних циклів.

В роботі виконано вдосконалення та адаптацію існуючої моделі розрахунку техніко-економічних показників шляхом врахування використання ВЕР та змінних режимів роботи енергооб'єкту, що суттєво впливає на окупність реалізації проекту.

При використанні горючих ВЕР основною складовою у вартості теплової та електричної енергії є паливна. Особливістю використання теплових вторинних енергетичних ресурсів є той факт, що ще до впровадження енергозберігаючого рішення вартість палива (основна складова) вже увійшла до собівартості електричної та теплової енергії, в тому числі і тих потоків, які не використовуються. Тому, розраховуючи показники енергоустановки з утилізації ВЕР, вартість палива, що пішло на утворення цих ресурсів, може або не

враховуватися (якщо енергозберігаюча установка має тогож власника і не використовується для виробництва іншої продукції), або враховуватися частково (найчастіше, поділяється у рівних частках). Далі, будемо вважати, що вартість палива вже врахована. Обсяг і ефективність використання ВЕР визначається виробленням теплової, електричної енергії та холоду в утилізаційній установці.

Вироблення енергії в утилізаційній установці за рахунок теплових ВЕР:

– теплоти

$$Q_T = G_{\text{ВЕР}} (c_{p1}t_1 - c_{p2}t_2) k_{\text{в т}} \tau_{\text{рік}} \eta_{\text{у у}},$$

де $G_{\text{ВЕР}}$ – кількість енергоносія, що проходить через утилізаційну установку; t_1 – температура енергоносія на виході з джерела ВЕР; c_{p1} – теплоємність енергоносія при температурі t_1 ; t_2 – температура енергоносія, що надходить на наступну стадію технологічного процесу після утилізаційної установки, або температура навколишнього середовища; c_{p2} – теплоємність енергоносія при температурі t_2 ; $k_{\text{в т}}$ – коефіцієнт використання встановленої теплової потужності; $\tau_{\text{рік}}$ – календарна тривалість року в годинах; $\eta_{\text{у у}}$ – ККД утилізаційної установки;

– електроенергії

$$N_E = G_{\text{ВЕР}} (c_{p1}t_1 - c_{p2}t_2) k_{\text{в е}} \tau_{\text{рік}} \eta_{\text{у у}} \eta_{\text{т}} \eta_{\text{м}} \eta_{\text{г}},$$

де $k_{\text{в е}}$ – коефіцієнт використання встановленої електричної потужності; $\eta_{\text{т}}$ – ККД турбіни; $\eta_{\text{м}}$, $\eta_{\text{г}}$ – ККД механічний та електричний турбоустановки;

– холоду

$$Q_X = Q_T \varepsilon,$$

де ε – холодильний коефіцієнт.

Отримана потужність дозволить підприємству провести заміщення покупної енергії енергією власного виробництва повністю або частково

$$Q_T^{\text{еф}} = Q_T^{\text{зовн}} - Q_T^{\text{влас}}, \quad N_E^{\text{еф}} = N_E^{\text{зовн}} - N_E^{\text{влас}}, \quad Q_X^{\text{еф}} = Q_X^{\text{зовн}} - Q_X^{\text{влас}},$$

де $Q_T^{\text{еф}}$, $N_E^{\text{еф}}$, $Q_X^{\text{еф}}$ – позитивний ефект від виробництва власної теплової, електричної енергії та холоду; $Q_T^{\text{зовн}}$, $N_E^{\text{зовн}}$, $Q_X^{\text{зовн}}$ – кількість енергії, що купується від зовнішніх споживачів; $Q_T^{\text{влас}}$, $N_E^{\text{влас}}$, $Q_X^{\text{влас}}$ – кількість енергії, що виробляється при використанні ВЕР.

У зв'язку з тим, що паливна складова врахована, основним критерієм оцінки економічної ефективності використання ВЕР є значення терміну окупності впроваджуваних енергозберігаючих заходів

$$\tau_{\text{ок}} = \frac{k_T + k_E + k_X}{Pr},$$

де k_T , k_E , k_X – капітальні вкладення в тепло-, електрогенеруючу і холодильну установки; Pr – прибуток підприємства від реконструкції та модернізації.

Таким чином, проводиться оцінка економічної доцільності капітальних вкладень в реалізацію проекту при використанні ВЕР, впровадження є допустимим за умови допустимих значень терміну окупності (на сучасному етапі розвитку економіки передбачається, що $\tau_{\text{ок}}$ не повинен перевищувати трьох років).

При формуванні завдання для нижнього рівня комплексного науково-методологічного підходу враховується, що основне обладнання (турбіни та теплообмінники) для теплової схеми можна обрати з існуючого на ринку, або

проектувати нове. Для оцінки теплових та масогабаритних характеристик турбін та теплообмінників проводяться відповідні розрахунки.

При моделюванні проточних частин турбін властивості робочих тіл будуються у вигляді табличних залежностей від тиску (P) й температури (T) та розташовані в окремому файлі: ентальпія $i = f(P, T)$; ентропія $S = f(P, T)$; щільність $\rho = f(P, T)$; кінематична в'язкість $\nu = f(P, T)$; показник адіабати $k = f(P, T)$.

У процесі розрахунку газодинамічних і геометричних характеристик фізичні властивості робочого тіла враховуються шляхом звертання до таблиці, проміжні значення визначаються шляхом двомірної лінійної інтерполяції.

У якості вихідних даних для проведення розрахунку проточної частини турбін служать тиск (P_0) і температура (T_0) на вході, тиск на виході (P_2), витрата (Q_H) робочого тіла через турбіну та частота обертання ротора (n). Кількість ступенів (Z) і коефіцієнт розподілу тиску за ступенями (k_π) обираються на підставі проведення попередніх розрахунків з метою досягнення максимальної ефективності.

Масова витрата робочого тіла визначається за рівнянням

$$G = Q_H \cdot \rho_H,$$

де Q_H – витрата робочого тіла, $\text{м}^3/\text{с}$; ρ_H – щільність робочого тіла при нормальних умовах ($P = 0,101325 \text{ МПа}$, $t = 0 \text{ }^\circ\text{C}$), $\text{кг}/\text{м}^3$.

З урахуванням загальноприйнятих підходів до моделювання проточних частин турбін, що пред'являються до розрахунку ступеня, оцінюється ефективність роботи кожного ступеня, що згодом дозволяє отримати потужність електрогенеруючої установки

$$N_T = \sum_{i=1}^n G_i \cdot (H_{\text{ад}})_i \cdot \eta_i,$$

де N_T – потужність на валу турбіни; i – номер ступеня; G – масова витрата робочого тіла; $H_{\text{ад}}$ – адіабатний тепловий перепад ступеня; η – ККД ступеня.

Результати одновимірного розрахунку дозволяють за короткий проміжок часу отримати геометричні характеристики та ефективність проточної частини, які є вихідними даними для подальшого проведення 3D розрахунків проточної частини турбіни з метою визначення її газодинамічних характеристик.

Для проведення розрахункових досліджень з визначення характеристик теплообмінників на НРТ розроблено програмний продукт, який дозволяє оцінювати габаритні розміри теплообмінного обладнання, що входить до складу теплової схеми, і підбирати його з існуючих типів теплообмінників. Таке рішення дозволяє знизити терміни виготовлення і витрати на проектування нових теплообмінників. За базу беруться державні стандарти і технічні умови виробників.

Під час дослідження потік середі в трубних пучках розглядався як одновимірний зі сталими фізичними характеристиками по перетину труби. Зміною кінетичної енергії середі в трубках можна нехтувати, оскільки ці величини малі в порівнянні зі зміною теплоти. На основі математичної моделі теплообмінника із зосередженими і розподіленими параметрами розв'язувалася задача пошуку основних його характеристик.

За значеннями температур вхід-вихід теплоносіїв, що гріє та нагрівається у теплообмінному апараті визначається температурний напір в ньому

$$\Delta t_{\text{нап}} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}},$$

де $\Delta t_1, \Delta t_2$ – більше та менше значення з двох різниць температур.

З урахуванням фізичних властивостей теплоносія знаходиться число Рейнольдса

$$\text{Re} = \frac{W \cdot d}{\nu},$$

де W – швидкість потоку; d – діаметр трубки; ν – кінематична в'язкість.

За критеріальним рівнянням теплообміну, в залежності від характеру руху середовища, обчислюється число Нуссельта

$$\text{Nu} = a \cdot \text{Re}^b \cdot \text{Pr}^c,$$

де a, b, c – коефіцієнти, які залежать від ступеня турбулізації потоку; Pr – число Прандтля.

Визначається значення коефіцієнта тепловіддачі $\alpha = \frac{\text{Nu} \cdot \lambda}{d}$.

Коефіцієнт теплопередачі визначається як $K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + R_{\text{ст}} + \frac{1}{\alpha_2}}$,

де $R_{\text{ст}}$ – термічний опір стінки.

Обирається діаметр, крок, кількість рядів труб, поверхня теплообміну, що дозволяє в результаті оцінити значення гідравлічних втрат тиску в кожному з потоків, при цьому розбивши його на елементарні типові ділянки

$$\Delta p = \sum_{i=1}^n \left(\rho \cdot \frac{W^2}{2} \cdot \zeta \right)_i,$$

де ρ – щільність робочого середовища; W – швидкість газового потоку; ζ – коефіцієнт опору елементарної ділянки; i – порядковий номер елементарної ділянки; n – кількість елементарних ділянок.

За результатами розрахунку проводиться аналіз конструкції теплообмінника і при необхідності переглядаються геометричні характеристики теплообмінного обладнання (рис. 4 та 5), після чого розрахунок виконується заново. З декількох варіантів теплообмінників обирається найкращий варіант, що задовольняє як за гідравлічним опором, так і за масогабаритними параметрами. У разі відсутності теплообмінника, відповідного за витратними і тепловими характеристиками, виникає необхідність в проектуванні нового теплообмінника. За результатами вибору раціональної конструкції визначаються масогабаритні характеристики теплообмінного апарату.

Сформований науково-методологічний підхід є універсальним та дозволяє комплексно підходити до розв'язання задач впровадження енергозберігаючих технологій з використанням турбін малої потужності на різних об'єктах економіки України, що мають у своєму складі вторинні енергетичні ресурси. Згідно

наведеної структури у подальших розділах наведено приклади утилізації ВЕР на основі використання турбінних циклів з метою виробництва електричної енергії.

Теплообменник_ver1_01

Конструкция Расчет

Документ: ГОСТ 15119-79

Диаметр кожуха, мм

Размер трубки (dxt): наружный диаметр, мм

толщина стенки, мм

Число ходов по трубкам, шт

Общее число трубок, шт

Длина трубки, м

Теплопроводность материала трубки, Вт/(м·К)

Толщина трубной доски, м

Толщина трубной перегородки, м

Поперечный шаг между трубками, мм

Число ходов по межтрубью, шт

Зазор между крайней трубкой и кожухом, мм

Рисунок 4. Характеристики теплообмінника

Теплообменник_ver1_01

Конструкция Расчет

Межтрубное пространство

Состав

Расход рабочего тела, кг/с

Давление на входе, МПа

Давление на выходе, МПа

Температура на входе, °C

Температура на выходе, °C

Тепловой поток, кВт

Трубное пространство

Состав

Расход рабочего тела, кг/с

Давление на входе, МПа

Давление на выходе, МПа

Температура на входе, °C

Температура на выходе, °C

Тепловой поток, кВт

Коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·К)

Среднелогарифмический напор, °C

Конструктивная площадь, м²

Расчетная площадь, м²

Запас по площади, %

Коэффициент ЦА

РАССЧИТАТЬ

ПОДРОБНО

СОХРАНИТЬ

Рисунок 5. Параметры теплоносія і теплові характеристики теплообмінника

У третьому розділі розв'язується задача створення конденсаційного та когенераційного турбінного циклу малої потужності з урахуванням сезонних змін температури навколишнього середовища.

У розділі наведено приклади реалізації запропонованого методологічного підходу (див. розділ 2), а саме – створення утилізаційної енергоустановки в рамках сучасної стратегії децентралізації енергопостачання. Розглянуто сучасний європейський досвід реалізації біоенергетичних об'єктів, який свідчить про ефективність застосування когенераційних установок (міні-ТЕЦ) на базі спалювання біомаси з використанням для виробництва електроенергії ORC технології. У якості робочої рідини циклу використовуються низькокиплячі робочі тіла. ORC мають наступні переваги: відсутність високого тиску пари в котлі, що забезпечує безперервну й безпечну роботу котельного агрегату; низькі експлуатаційні витрати на технічне обслуговування; просте керування, не потрібна постійна присутність ліцензованого оператора; висока ефективність турбіни (до 85 %), навіть при частковому навантаженні (до 20 %); низькі механічні напруження в елементах турбін; відсутня ерозія лопаток; не потрібна система водопідготування; проста процедура запуску – зупину; великий ресурс роботи устаткування (> 20 років).

У якості типового енергоефективного рішення запропоновано розробку когенераційної установки ORC контуру електричною потужністю ~100 кВт.

Вибір електричної потужності установки ~100 кВт обумовлений бажанням оцінити показники установки розумної мінімальної потужності. Це, з одного боку, дозволяє виконати поставлене завдання забезпечення енергією організацій, які є на піклуванні громади, з іншого боку – обмежитися мінімальними інвестиціями для реалізації установки. Очевидно, що аналогічна установка більшої електричної потужності буде мати більш привабливі економічні показники.

За основу прийнята розроблена Інститутом проточних машин ім. Р. Шевальського Польської академії наук когенераційна установка, що працює на біомасі, робоче тіло MDM (рис. 6). Енергетична установка працює тільки у зимовий період.

На рис. 6 бачимо, що надлишкова теплота пари після турбіни використовується для підігріву MDM у рекуператорі 3, а теплота конденсації робочого тіла ефективно використовується після рекуператора для підігріву сітьової води. Електричний ККД замкнутого ORC контуру базової установки (без урахування ККД котла на біомасі ~85 %) становить ~16 %. Корисна електрична потужність (при потужності сітьового насосу ~12 кВт), що генерується для споживачів ~64 кВт. Теплова потужність, що відпускається на теплопостачання складає ~373 кВт.

Прийнята теплова схема ORC контуру на MDM розрахована на роботу в зимовий час. Насправді ж, в залежності від сезону, теплове навантаження змінюється, що позначається на режимі експлуатації когенераційної установки. З метою підвищення ефективності експлуатації когенераційної установки на протязі усього року, в тому числі у літній та перехідний періоди, в роботі вперше запропоновано модернізувати типову когенераційну теплову схему за рахунок реалізації 2-го каскаду.

Для 2-го каскаду обрано низку робочих тіл з урахуванням вимог, що пред'являються до них. При виборі параметрів НРТ для 2-го каскаду приймалося:

- початкова температура теплоносія, що гріє 2-ий каскад, відповідає параметрам пари на виході з рекуператора 3 (рис. 6);

- температура НРТ на виході з турбіни забезпечує температурний графік гарячого водопостачання, а при конденсаційному режимі – можливості циркуляційної системи охолодження технічною водою.

Початковий тиск пари для 2-го каскаду відповідає прийнятій температурі. Електрична потужність 2-го каскаду є цільовою функцією досліджень.

На підставі проведеного аналізу з урахуванням критеріїв, що пред'являються до вибору НРТ для енергетичного циклу, взято низку робочих тіл для подальших розрахункових досліджень (R134a, R600a та ін.).

В $P-h$ діаграмі на рис. 7 представлені варіанти побудови термодинамічного циклу для одного з робочих тіл 2-го каскаду досліджуваної енергоустановки при роботі в літній період на ГВП і на конденсатор. Відповідно розв'язувалась задача перегріву НРТ, або побудови процесу розширення поблизу кривої ступеня сухості. Отримано, що при розташуванні процесу розширення поблизу кривої ступеня сухості можна отримати потужність енергоустановки на 10 % більшу, ніж за умови перегріву.

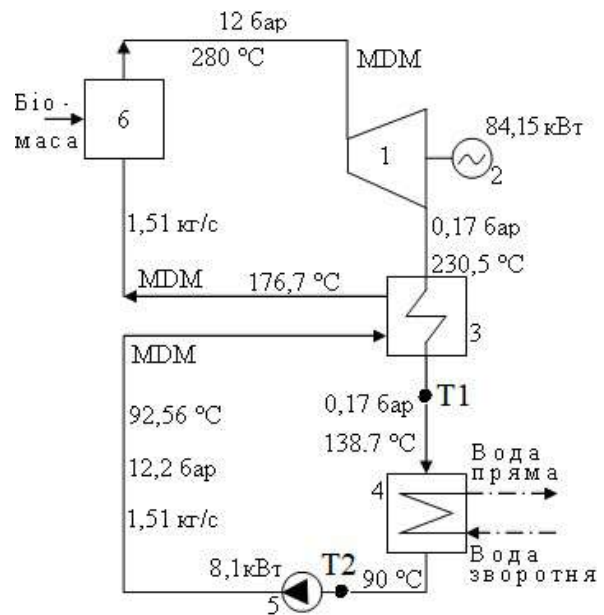


Рисунок 6. Принципова теплова схема вихідної когенераційної установки:

1 – турбіна; 2 – електрогенератор;

3 – рекуператор; 4 – бойлер

теплопостачання; 5 – конденсатний насос;

6 – випарник НРТ

На рис. 8 представлено 2-ий каскад (підключається у т. Т1 та т. Т2, рис. 6) теплової схеми досліджуваної енергоустановки з розрахунковими характеристиками з робочим тілом R600a при роботі в літній період (теплообмінник 4 – відключений) на ГВП. Одним з рішень є реалізація установки такого типу з конденсатором, що охолоджується циркуляційною водою.

Витрата R600a в замкнутому циклі 2-го каскаду склала при ГВП

1,17 кг/с, а в конденсаційному режимі – 0,92 кг/с. Електрична потужність в конденсаційному режимі склала 49 кВт, при наявності ГВП – 24 кВт.

При наявності 2-го каскаду, перший каскад працює на номінальному навантаженні, а регулювання здійснюється за рахунок зміни режиму роботи 2-го каскаду. Результати дозволяють оцінити показники міні-ТЕЦ при роботі з частковим навантаженням ГВП в літній період, а також на початку і кінці опалювального періоду.

Для оцінки впливу термодинамічних властивостей робочих тіл на ефективність роботи циклу проведено розрахункові дослідження енергоустановки в літній період на різних робочих тілах. В результаті розрахункових

досліджень визначено витратні та параметричні характеристики низки НРТ в опорних точках теплової схеми, а також енергетичні показники міні-ТЕЦ, які для

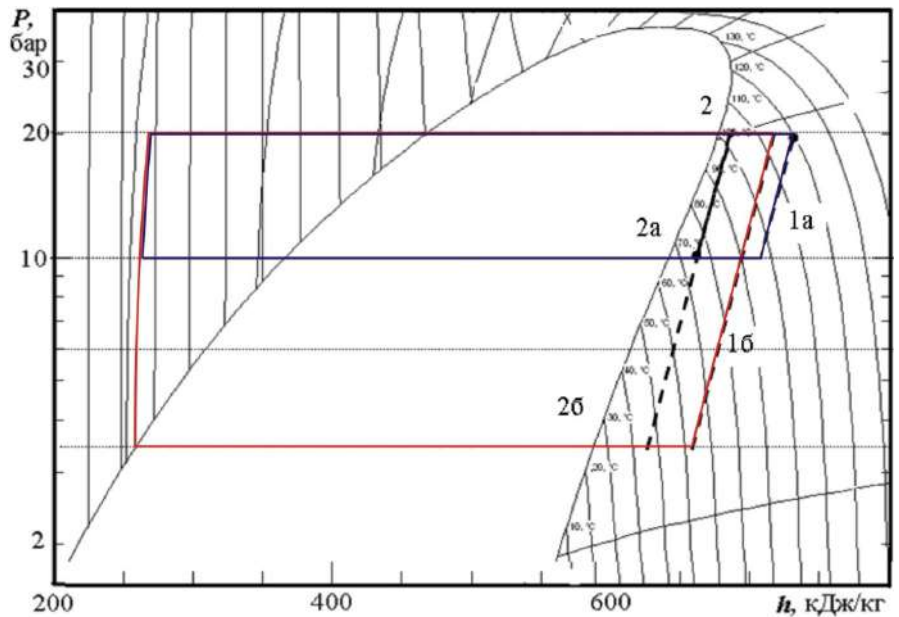


Рисунок 7. Термодинамічний цикл 2-го каскаду з робочим тілом R600a в $P-h$ діаграмі:
а – режим ГВП; б – конденсаційний режим

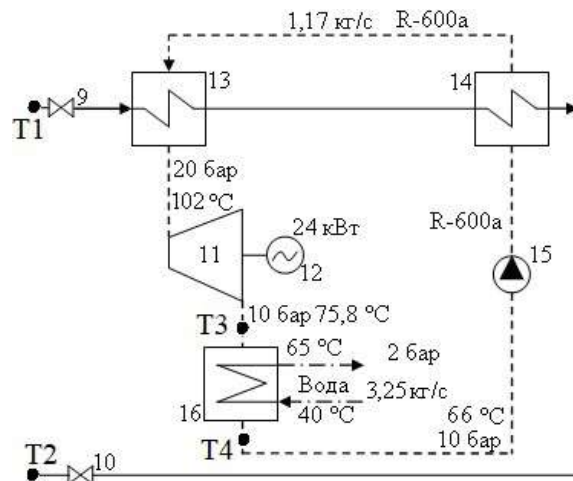


Рисунок 8. Принципова теплова схема енергоустановки з робочим тілом R600a у 2-му ORC контурі при літньому режимі роботи на гаряче водопостачання: 7, 8, 9, 10 – засувки; 11 – турбіна 2-го каскаду; 12 – електрогенератор; 13, 14 – підігрівачі; 15 – конденсаційний насос; 16 – бойлер (конденсатор)

зручності порівняння представлені в табл. 2. З таблиці видно, яким чином змінюються параметри в циклі 2-го каскаду для наведених робочих тіл.

Таблиця 2

Характеристики енергоустановки при роботі в літній період 2-го каскаду з різними НРТ на гаряче водопостачання при нагріванні MDM в котлі першого каскаду з 176,7 до 280 °С і його витраті 1,51 кг/с

Робоче тіло	Витрата НРТ в циклі, кг/с	Параметри НРТ на турбіні		Витрата сітьової води ГВП, кг/с (т/год)	Електрична потужність		Сумарний електричний ККД двох контурів ¹ , %
		на вході, бар/°С	на виході, бар/°С		2-го каскаду, кВт	двох каскадів, кВт	
R124	2,06	20/120	9/93,1	2,5 (9,3)	23	107,15	21,43
R134a	1,71	20/99,4	11/77,3	5,2 (18,7)	19	103,15	20,63
R142b	1,8	25/124,9	12/92,6	3,35 (10,9)	24	108,15	21,63
R236fa	2,33	20/120	10/98,3	2,47 (8,9)	19	103,15	20,63
R600a	1,17	20/102	10/75,8	3,25 (11,7)	24	108,15	21,63

¹ Без урахування ККД котла на біомасі

Термодинамічні властивості робочого тіла 2-го каскаду і параметри пари перед турбіною істотно впливають на характеристики енергоустановки в цілому. Залежно від параметрів робочого тіла потужність 2-го каскаду установки змінюється: при наявності ГВП в діапазоні 19 – 24 кВт; при конденсаційному – 30 – 49 кВт.

Важливим фактором є зміна теплового навантаження міні-ТЕЦ протягом року. Врахування зміни теплового навантаження міні-ТЕЦ на ГВП влітку можливе, організувавши паралельну роботу даної енергоустановки на ГВП і конденсатор у 2-му каскаді (підключається у т. Т3 та т. Т4, рис. 8). На рис. 9 представлено повітряний конденсатор, що додається до двокаскадної теплової схеми та його розрахункові характеристики при такому підключенні (за даними Запорізького регіону). В табл. 3 представлені енергетичні характеристики обладнання досліджуваної міні-ТЕЦ на основних режимах.

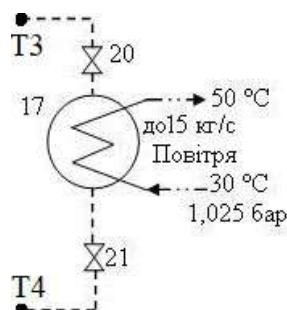


Рисунок 9. Повітряний конденсатор, що додається до двокаскадної теплової схеми енергоустановки з робочим тілом R600a, комбінований варіант (ГВП включено): позначення елементів як на рис. 8; 17 – повітряний конденсатор

Як видно з даних табл. 3, самий неефективний режим роботи міні-ТЕЦ з комбінованою схемою (ККД циклу становить 14 %) – це чисто конденсаційний режим, який має місце влітку вночі, його добова тривалість з 00 до 05 год ночі. Режим ГВП, що реалізовується в решту часу доби (позначений в табл. 3 як річний), має більш ніж в два рази кращий ККД (29 %) в порівнянні з чисто конденсаційним режимом. Найефективніший режим роботи міні-ТЕЦ з комбінованою схемою (ККД 0,725) реалізується при температурі зовнішнього повітря менше, ніж мінус 5 °С (режим 3, табл. 3). У цьому випадку повітряний конденсатор відключений і в ньому

немає втрат теплоти (втрати мають місце в котлі, турбінах, теплообмінниках, насосах). Режими 1 та 2 в табл. 3 мають місце на початку опалювального періоду і характеризуються середніми показниками між літнім режимом і зимовим 3.

Таблиця 3

Енергетичні витрати на двокаскадній енергоустановці на розрахункових режимах при комбінованій схемі (Запорізький регіон)

№ режи- му	Температура зовнішнього повітря, °С	Тривалість режиму, год	1-й каскад		
			Електрична потужність		Кількість теплоти, що гріє 2-й каскад, кВт (Гкал/год)
			генерація, кВт	споживана живильним насосом, кВт	
літо	+5 <	3 615	84,2	8	373,8 (0,3212)
	+5 < ніч	605 (5 год)			
1	+5 - +8	669			
2	0 - +5	1 514			
3	< -5	2 007			
2-й каскад					
№ режи- му	Генерація електроенергії, кВт	Споживана електрична потужність			Втрати теплоти у ПК, кВт
		вентилятором ПК, кВт	конденсатним насосом, кВт	сітьовим насосом, кВт	
літо	24	13	3	10	244,4
		15		0	341,1
1		8,7		12	167,6
2		7,5			101
3		0			0
Міні-ТЕЦ					
№ режи- му	Частка витрат на виробництво електроенергії	Електрична потужність, що відпускається, кВт	Відпущена споживачам теплота, Гкал/год	Температура прямої води, °С	ККД нетто
літо	0,434	74,2	0,083	70	0,290
	1	82,2	0	-	0,140
1	0,306	76,5	0,149	48	0,425
2	0,246	77,7	0,206	56	0,540
3	0,200	85,2	0,293	68	0,725

Техніко-економічний розрахунок показників досліджуваної енергоустановки виконується з використанням вище наведених підходів визначення економічної доцільності впровадження проекту. У табл. 4, як приклад, наведено результати розрахунку собівартості електроенергії й теплоти (без урахування "зеленого тарифу"), а також результати річної господарської діяльності міні-ТЕЦ, що пропонується, при ціні умовного палива 40 USD/т без ПДВ із використанням даних про передбачувані режими роботи станції, які представлені у табл. 3.

За даними табл. 4 можна оцінити результати річної господарської діяльності міні-ТЕЦ, що розглядається, та простий строк окупності енергоустановки. Результати такого розрахунку для питомої вартості устаткування міні-ТЕЦ 2000 USD/кВт представлені в табл. 5.

Як видно з табл. 5, при заданих цінах на енергоносії (умовне паливо, електроенергія, теплота) і питому електричну потужність установки простий строк окупності міні-ТЕЦ становить 2,7 року. На подібних міні-ТЕЦ у літній період часто практикують відключення станції.

Таблиця 4

Результати розрахунку собівартості електроенергії й теплоти, що відпускають із міні-ТЕЦ встановленою електричною потужністю 110 кВт із двома ORC каскадами, які працюють із постійним навантаженням при ціні умовного палива (біомаса) 40 USD/т без ПДВ

Найменування параметру	Режими				
	Літо		Пере-хідний	Початок зими	Зима
	день	ніч	1	2	3
Тривалість режиму, год	3615	951	669	1514	2007
Вартість витрати умовного палива за годину, грн/год	72,21				
Фонд зарплатні з нарахуваннями, тис.грн/міс.	60,00				
Витрати міні-ТЕЦ за годину, грн./год	171,56				
Виробництво теплової потужності, Гкал/год	0,083	0	0,149	0,206	0,293
Частка теплоти на генерацію електроенергії	0,434	1,000	0,306	0,245	0,200
Генерація електроенергії для споживачів, кВт	74,20	82,20	76,5	77,7	85,2
Витрати на міні-ТЕЦ за розрахунковий період, тис. грн	275,5	72,49	51,0	115,4	153,0
Собівартість електроенергії, грн/(кВт·год)	1,060	2,203	0,725	0,570	0,425
Собівартість теплоти, грн/Гкал	1234,0	0,00	843,4	663,9	494,5

Таблиця 5

Річні техніко-економічні показники міні-ТЕЦ встановленою електричною потужністю 110 кВт із двома ORC каскадами, що працюють із постійним навантаженням, при ціні умовного палива (біомаса) 40 USD/т без ПДВ

Найменування параметру	Режими				
	Літо		Пере-хідний	Початок зими	Зима
	день	ніч	1	2	3
Тривалість режиму, год	3615	951	669	1514	2007
Виробництво електроенергії за період, тис. кВт·год	268,2	78,2	51,2	117,6	171
Річне виробництво електроенергії, тис. кВт·год	686,2				
Виробництво теплоти за період, Гкал	300	0	99,7	311,9	588
Річне виробництво теплоти, Гкал	1299,6				
Ціна електроенергії 2-го класу в мережі в тому числі ПДВ, грн/(кВт·год)	2,00				
Ціна теплоти для споживачів в тому числі ПДВ, грн/Гкал	2000				
Прибуток міні-ТЕЦ за годину, грн	107,1	-30,4	232,2	339,0	512,2
Фінансові показники за час режиму, тис. грн	387,2	-28,9	155,4	513,3	1028,1
- від продажу електроенергії, тис. грн	207,4	-28,9	56,7	148,6	240,8
- від продажу теплоти, тис. грн	186,8	0	98,7	364,7	787,2
Всього річний прибуток, тис. грн	2055,1				
Інвестиції, тис. грн	2000 x 25 x 110 = 5500				
Простий строк окупності, рік	2,7				

При заданих цінах на енергоносії за літній період прибуток міні-ТЕЦ становить ~360 тис. грн, що свідчить на користь роботи станції (табл. 5). Інтерес представляє дослідження впливу на строк окупності розглянутої міні-ТЕЦ цін на енергоносії. Результати таких досліджень представлені на рис. 10.

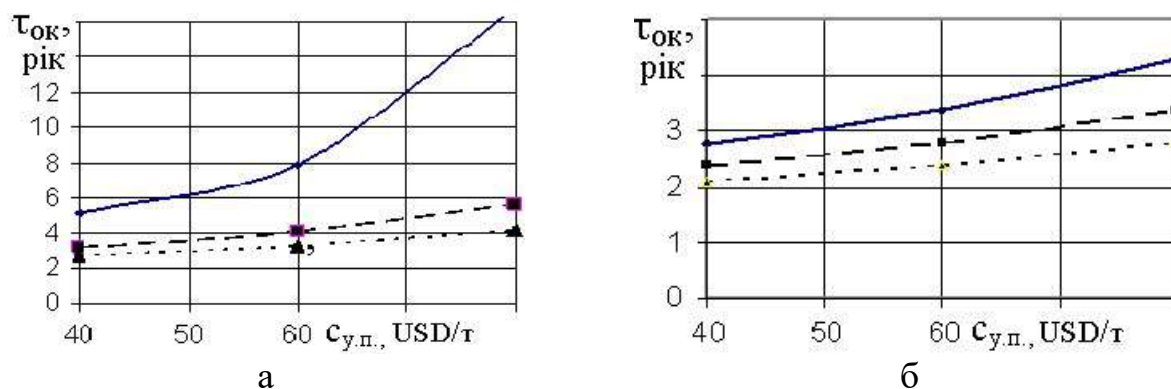


Рисунок 10. Залежність простого строку окупності проекту міні-ТЕЦ із двома ORC каскадами при питомій вартості 2000 USD/кВт від встановленої електричної потужності і цін на енергоносії: а – 110 кВт; б – 450 кВт;

— $c_e = 1,8$ грн/(кВт·год),
 $c_o = 1800$ грн/Гкал;

- - - $c_e = 2,0$ грн/(кВт·год),
 $c_o = 2000$ грн/Гкал;

..... $c_e = 2,2$ грн/(кВт·год),
 $c_o = 2200$ грн/Гкал

Як видно з рис. 10, а, при ціні 2000 USD/кВт реалізація розглянутої міні-ТЕЦ встановленою електричною потужністю 110 кВт перспективна тільки при мінімальній ціні на умовне паливо $c_{у.п.} = 40$ USD/т і цінах 2016 р. на електроенергію $c_e = 2,2$ грн/(кВт·год) і теплоту $c_o = 2200$ грн/Гкал.

Згідно рис. 10, б, при мінімальній ціні 2000 USD/кВт реалізація розглянутої міні-ТЕЦ встановленою електричною потужністю 450 кВт (350 кВт 1-ий ORC каскад і 100 кВт 2-ий) при сучасних цінах на електроенергію $c_e = 2,2$ грн/(кВт·год) і теплоту $c_o = 2200$ грн/Гкал перспективна при ціні на умовне паливо до $c_{у.п.} = 70$ USD/т.

Таким чином, варто реалізовувати міні-ТЕЦ на біомасі починаючи з потужності 450 – 550 кВт, простий строк окупності такої станції при дійсних цінах на енергоносії складе 2,7 – 4 роки залежно від питомої вартості устаткування. Продаж електроенергії з біомаси за "зеленим тарифом" (0,1239 ЄВРО/(кВт·год)) скоротить строк окупності розглянутої ТЕЦ як мінімум в 1,5 рази.

Шляхом ітераційного процесу виконано розрахункові дослідження з визначення геометричних характеристик теплообмінного обладнання, що входить до теплової схеми. Результати показали можливість використання існуючого, розробленого у нафтохімічній промисловості, теплообмінного устаткування при створенні замкнених паротурбінних циклів на низькокиплячих робочих тілах. Отримано, що сумарна маса всього теплообмінного обладнання склала орієнтовно 12 тон.

Проведено розрахункові дослідження проточної частини турбіни 2-го каскаду (R600a), потужністю 24 кВт. У зв'язку з тим, що задача вибору конструкції проточної частини турбіни є цілочисельною, для отримання раціонального типу турбіни розв'язувалась шляхом перебору. У процесі розрахунку варіювався тип турбіни (осьової та радіально-осьової) і кількість ступенів. В результаті отримана раціональна конструкція турбіни, що складається з одного ступеня радіально-осьового типу (табл. 6).

Таблиця 6

Характеристики проточної частини радіально-осьової турбіни з робочим тілом R600a

Параметр	Показник	Параметр	Показник
Тиск на вході, МПа	2,0	Ступінь парціальності, %	50
Тиск на виході, МПа	1,0	Зовнішній діаметр колеса, м	0,0625
Температура на вході, °С	102	Висоти лопаток (вхід/вихід), мм	4,3 / 16,2
Температура на виході, °С	70	ККД, %	80,5
Витрата, кг/с	1,17	Частота обертання, об/хв	62400

Така конструкція дозволяє значно зменшити масогабаритні характеристики в порівнянні з турбіною осьового типу з кількістю ступенів 3 од.

Проведені дослідження вперше показали важливість застосування комплексного підходу до розв'язання задачі енергозбереження при використанні відновлювальних паливних ресурсів на основі впровадження турбінних циклів на НРТ, що дозволить ефективно працювати міні-ТЕЦ протягом року за змінних кліматичних умов.

Предметом розгляду в **четвертому розділі** є розв'язання задачі підвищення ефективності використання паливних ресурсів на об'єктах комунальної енергетики шляхом утилізації теплоти відхідних газів котельних агрегатів на основі турбінних циклів на НРТ. Розв'язання цієї задачі базується на використанні побудованого науково-методологічного підходу (див. розділ 2).

У розділі аналізуються режими роботи типових районних водогрійних котелень на прикладі м. Харкова з метою подальшої утилізації теплоти димових газів котлів шляхом використання ORC контуру. Аналіз показав, що на котельнях, як правило, встановлюється 3 – 4 котли, що дозволяє розподіляти між ними навантаження для зменшення теплових викидів до атмосфери. Згідно режимних карт на котельнях, з метою недопущення підвищення температури відхідних газів, котли навантажуються не більш ніж на 60 %. Такий підхід забезпечить температуру відхідних газів на рівні 100 – 115 °С, замість 150 °С. Використання групи котлів при частковому навантаженні дозволить скоротити діапазон температур, а як наслідок – вибір робочих тіл для ORC контуру. Однак це призведе до зменшення термодинамічного ККД циклу. Слід зазначити, що у зимовий період на роботу ORC контуру витрачається 70 % тепла димових газів.

Як приклад дослідження для реалізації електрогенеруючої установки на основі замкненого паротурбінного циклу на НРТ для реального об'єкту з урахуванням режимів експлуатації розглянуто роботу типової котельні м. Харків.

Загальна теплова потужність цієї котельні 400 Гкал/год, встановлена електрична потужність 5829 кВт, застосовується якісне керування системою теплопостачання з температурним графіком 95/70 °С. Зміна на протязі року теплового та електричного навантаження цієї котельні наведена на рис. 11.

Результати оброблення даних рис. 11 з метою визначення середніх сезонних навантажень котельні наведено у табл. 7. Як видно з останньої, теплове навантаження котельні забезпечується двома котлами.

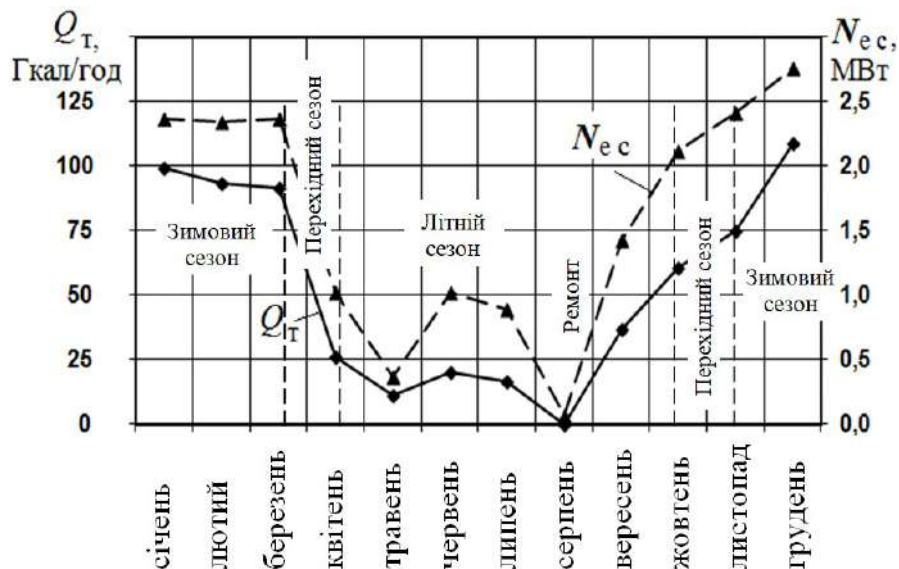


Рисунок 11. Опалювальне та електричне навантаження котельні помісячно за 2013 р.

Таблиця 7

Середньомісячне сезонне вироблення теплової потужності Q_T ,
і споживання електроенергії $N_{ес}$ на котельні

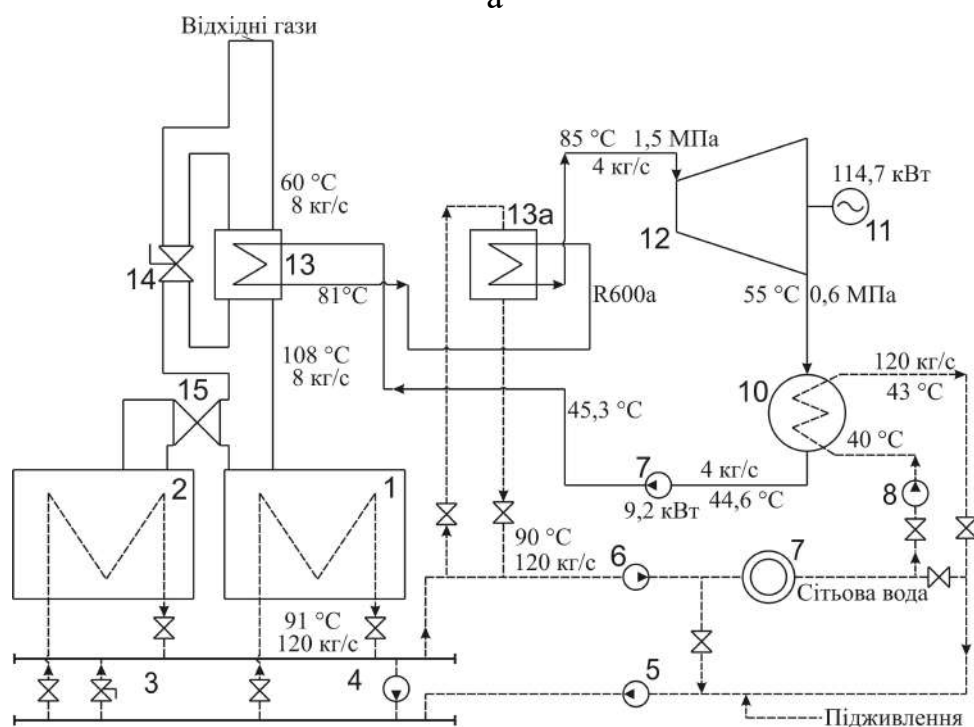
Склад котельні	Літній		Перехідний (жовтень, квітень)		Зимовий (основний опалювальний)	
	Q_T , Гкал/год	$N_{ес}$, МВт	Q_T , Гкал/год	$N_{ес}$, МВт	Q_T , Гкал/год	$N_{ес}$, МВт
4 од. – ПТВМ-100	25	1,05	43	1,4	87	2,5

В умовах України, коли існує проблема інвестування, актуально розглянути варіант теплової схеми (ТС) зі зменшеними витратами. Запропоновано утилізаційний контур теплоти ДГ (рис. 12,а) та контур комплексного використання теплоти сітрової води (СВ) і ДГ (рис. 12,б). Особливістю запропонованого рішення є те, що у якості охолоджуючого середовища для НРТ виступає зворотна сіткова вода. Це дозволяє повернути частку теплоти від ДГ до основного циклу.

При розрахунку запропонованої для дослідження ТС енергозберігаючої електрогенеруючої установки (ЕЕУ) приймалося: ККД теплообмінника-випарника НРТ $\sim 0,8$; ККД НРТ турбіни $\sim 0,8$; ККД конденсатного насоса $\sim 0,9$; втрати у конденсаторі НРТ $\sim 0,05$. Для вибору раціонального НРТ виконані розрахунки характеристик ТС на трьох режимах для R600a і R142b.

Розрахункові дослідження показали, що ефективність досліджуваної ЕЕУ при роботі на R600a і R142b мало відрізняються, тобто їх термодинамічні властивості при роботі в інтервалі температур 90 – 117 °С практично рівнозначні. Обидва НРТ мають досить близьку вартість. Оскільки екологічні характеристики R600a кращі, доцільно обрати його у якості робочого тіла для ЕЕУ.

З точки зору корисного використання теплоти ДГ водогрійних котлів для підігріву НРТ в утилізаційному ORC контурі можна з упевненістю сказати, що реалізація запропонованої ЕЕУ не вплине на якість опалювання та ГВП споживачам. Але за рахунок повернення частки теплоти ДГ навантаження котлів зменшиться.



¹⁾ТС котельні дана спрощено, не вказані: даератор, система приготування живильної води та інше.

Основний показник, який характеризує доцільність впровадження енергозберігаючого заходу, є термін окупності реалізації проекту $\tau_{ок}$

$$\tau_{ок} = \frac{I}{\Delta TEP_p},$$

де I – інвестиції на реалізацію проекту ЕЕУ; ΔTEP_p – зміна річних техніко-економічних показників (ТЕП) енергокомплексу після впровадження ЕЕУ.

Сума інвестиції для реалізації ЕЕУ визначається як питома витрата $c_{ЕЕУ}$ на створення ЕЕУ на базі ORC контуру (за умови виробництва цього обладнання в Україні – 1100 – 1200 USD/кВт) помножена на встановлена електрична потужність ЕЕУ $N_{ЕЕУ}$. Таким чином, маємо

$$I = c_{ЕЕУ} \times N_{ЕЕУ},$$

Оцінки ТЕП базувалися на наступних цінах енергоносіїв з ПДВ: ПГ для промислових споживачів – 9016,8 грн/м³; ПГ для населення 6854 грн/м³ (доля теплоти, що постачається населенню ~90 %); електроенергії 1 класу – 2,01 грн/(кВт·год). Зміна ціни котлової води – 9 грн/т. Курс 1 USD = 28 грн. Плановий ремонт котельні триває 740 год (відбувається влітку).

ΔTEP_p складається зі зменшення витрат на електроенергію за рахунок особистої генерації, на закупівлю ПГ та на підживлення СВ за рахунок конденсату при збільшенні витрат, що пов'язані з утриманням ЕЕУ та підвищеним гідравлічним спротивом вихідного каналу ДГ. При заданому тепловому навантаженні котельні зменшення витрат на ПГ пов'язано зі зменшенням навантаження котлів за рахунок часткової утилізації теплоти ДГ. Результати обчислення ΔTEP_p для трьох варіантів $N_{ЕЕУ}$: 100, 200 та 300 кВт з урахуванням сезонних навантажень наведено у табл. 8.

Таблиця 8

Результати розрахунку річних ТЕП роботи ЕЕУ¹⁾

Назва показника			ЕЕУ 100 кВт			ЕЕУ 200 кВт			ЕЕУ 300 кВт		
			Л	П	З	Л	П	З	Л	П	З
1			2	3	4	5	6	7	8	9	10
Сер. температура повітря, °С			19	+2	-4	19	+2	-4	19	+2	-4
Тривалість сезону, год			3660	1480	2880	3660	1480	2880	3660	1480	2880
Теплова потужність	- утилізована у конденса- торі НРТ, Гкал/год		0,7	0,9	0,9	0,7	1,5	2,2	0,7	1,5	3,4
	- котел № 1, Гкал/год		25	43	50	25	43	50	25	43	50
	- котел № 2, Гкал/год		0	0	37	0	0	37	0	0	37
	З ЕЕУ:										
	- котел № 1, Гкал/год		0	0	50	0	0	50	0	0	50
	- котел № 2, Гкал/год		24,3	42,1	36,1	24,3	41,5	34,8	24,3	41,5	33,6
Питома витрата ПГ	Без ЕЕУ	- котел № 1, м³/Гкал	127,42	128,15	129,25	127,42	128,15	129,25	127,42	128,15	129,25
		- котел № 2, м³/Гкал	0	0	128,99	0	0	128,97	0	0	128,97
	З ЕЕУ	- котел № 1, м³/Гкал	127,44	128,02	129,25	127,44	127,94	129,25	0	0	127,75
		- котел № 2, м³/Гкал	0	0	128,87	0	0	128,72	127,44	129,35	129,57

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Економія ПГ, м ³ /год	88,7	120,8	130,0	88,7	200,9	292,4	88,7	200,9	451,9
Вартість ПГ, що зекономлено за сезон, тис. грн	1938	1067	2236	1938	1775	5027	1938	1775	7770
Разом, :тис. грн			5251			8741			11483
Надлишкова електрична потужність ЕЕУ, кВт	78	90	91	78	154	186	78	154	285
Електрична потужність, кВт	74	85	86	74	147	179	74	147	277
Вартість електроенергії, що зекономлена за сезон, тис. грн	453,7	210,7	414,9	453,7	364,4	863,5	453,7	364,4	1331,4
Разом, :тис. грн			1079			1682			2150
Витрата конденсату, т/год	5,0	6,0	6,0	5,0	10,0	15,0	5,0	10,0	23,0
Сезонна вартість конденсату, тис. грн	164,7	79,9	155,5	164,7	133,2	388,8	164,7	133,2	596,2
Разом, :тис. грн			400			687			894
Річні додаткові витрати на експлуатацію ЕЕУ, тис. грн			600			600			600
ΔTEP_p , тис. грн (тис.USD):		6120,8 (218,6)			10509,6 (375,3)			13033,2 (465,2)	
Інвестиції на ЕЕУ, тис. USD			200			400			600
Термін окупності ЕЕУ, місяць			11			13			16

¹⁾ Скорочено: Л – літній, П – перехідний, З – зимовий сезони.

Як видно з табл. 8, найбільш значущою складовою ΔTEP_p після впровадження ЕЕУ є економія на вартості ПГ, яка досягається за рахунок підігріву зворотної СВ у конденсаторі ORC.

Важливим також є оцінка доцільності часткового використання теплоти СВ для нагрівання НРТ. Результати обчислення ΔTEP_p для варіантів ЕЕУ при комплексному використанні теплоти ДГ і СВ електричною потужністю 360 кВт з урахуванням зміни навантаження в залежності від пори року наведено у табл. 9.

Таблиця 9

Результати розрахунку річних ТЕП роботи ЕЕУ¹⁾

Назва показника		ЕЕУ 360 кВт		
		Л	П	З
1		2	3	4
Сер. температура повітря, °С		19	+2	-4
Тривалість сезону, год		3660	1480	2880
Теплова потужність	- утилізована у конденсаторі НРТ, Гкал/год	0,7	1,5	3,4
	- котел № 1, Гкал/год	25	43	50
	- котел № 2, Гкал/год	0	0	37
	З ЕЕУ:			
	- котел № 1, Гкал/год	0	0	50
	- котел № 2, Гкал/год	24,65	42,25	35,3
Питома витрата ПГ	Без			
	ЕЕУ - котел № 1, м ³ /Гкал	127,415	128,15	129,25
	ЕЕУ - котел № 2, м ³ /Гкал	0	0	128,97
	З			
ЕЕУ	- котел № 1, м ³ /Гкал	0	0	128,845
	- котел № 2, м ³ /Гкал	127,405	128,08	129,25

1	2	3	4
Економія ПГ, м ³ /год	44,84	99,07	223,66
Вартість ПГ, що зекономлено за сезон, тис. грн	980	875	3845
Разом, тис. грн	5700		
Електрична потужність, кВт	78	154	345
Кількість включених горілок (потужність 1-єї становить 1 кВт)	4	7	9
Надлишкова електрична потужність ЕЕУ, кВт	74	147	336
Вартість електроенергії, що зекономлена за сезон, тис. грн	453,7	364,4	1621
Разом, тис. грн	2439		
Витрата конденсату, т/год	5,0	10,0	23,0
Сезонна вартість конденсату, тис. грн	164,7	133,2	596,2
Разом, тис. грн	894,1		
Річні додаткові витрати на експлуатацію ЕЕУ, тис. грн	600		
ΔTEP_p , тис. грн (тис. USD)	8433,5 (301,2)		
Інвестиції на ЕЕУ, тис. USD	792		
Термін окупності ЕЕУ, місяць	32		

¹⁾ Скорочення: Л – літній, П – перехідний, З – зимовий сезони.

Дослідження показали, що у літній період найбільш раціонально експлуатувати енергетичну установку без використання теплоти СВ.

Підігрів сітьової води приймався рівним повернутій теплоті від НРТ у конденсатор. Відповідно, якщо 50 % поверненої теплоти піде на підігрів НРТ, а 50 % – на економію ПГ, тоді отримаємо електричну потужність ORC контуру 360 кВт. При повному використанні зекономленого газу на виробництво електроенергії електрична потужність ЕЕУ складе 420 кВт. Також слід відзначити, що при частковому відборі теплоти від СВ на нагрівання ORC встановлюється додатковий теплообмінний апарат, що зумовить збільшення капіталовкладень до 2200 USD/кВт.

Як видно з табл. 9, найбільш значущою складовою ΔTEP_p після впровадження ЕЕУ є економія на вартості ПГ, яка досягається за рахунок підігріву зворотної СВ у конденсаторі ORC. Розрахункові дослідження показали, що збільшення виробництва електричної енергії у ORC контурі за рахунок зекономленого ПГ призведе до підвищення термінів окупності енергетичної установки. Це пов'язане з непропорційним зростанням вартості природного газу та електричної енергії.

Проведені дослідження дозволили вперше з урахування фактичних режимів роботи теплогенеруючого устаткування районної котельні підібрати раціональну теплову схему на НРТ та обґрунтувати доцільність впровадження утилізаційних енергоефективних турбінних циклів.

В **п'ятому розділі** розв'язуються задачі сумісної роботи УТДУ та ПКС й реалізація осьового турбодетандера з проміжними відборами до споживачів різного тиску.

З використанням побудованого науково-методологічного підходу (див. розділ 2) розв'язується задача підвищення енергоефективності газотранспортної системи шляхом впровадження турбодетандерних установок на ГРС та ГРП.

Загально відомим є те, що отримання електричної енергії за допомогою турбодетандерних установок супроводжується зниженням температури

природного газу на виході за рахунок його розширення близького до ізоентропійного. Перепад температур на турбодетандері залежить від перепаду тиску. Так, при ступені розширення 4,16, перепад температур становить 100 °С, а при ступені розширення 5,28 – 120 °С. Для підвищення ефективності використання надлишкового тиску в турбодетандерах при виробництві електричної енергії, а також недопущення подачі природного газу до газової магістралі низького тиску з мінусовою температурою у більшості випадків пропонується його підігрів за рахунок спалювання природного газу перед турбодетандером. Максимальна температура газу на вході 100 – 120 °С, оскільки більш висока температура ускладнює теплообмінне обладнання і веде до підвищених енергетичних витрат. З метою нагріву можна використовувати тепло від різних джерел: теплової електричної станції, газотурбінної установки, водогрійного котла та ін.

Обладнання на більшості ГРС України є подібним. У зв'язку з цим у якості прикладу розглянуто ГРС «Каланчак», яка є однією з типових станцій України. Необхідно відзначити, що джерелом тепlopостачання системи опалення будівлі ГРС є 2 опалювальних газових побутових котла Колві-Термона КТН 50 СРМ. В якості палива для них використовується природний газ низького тиску. Газ в теплогенераторну подається від шафового газорегуляторного пункту (за нормальних умов):

- максимальна витрата газу на котельний агрегат КТН 50 СРМ – 5,4 м³/год;
- максимальна витрата газу на два котли – 10,8 м³/год;
- ККД котлоагрегату Колві КТН 50 СРМ складає 92 %;
- тиск газу на вході в ГРС – 5,5 МПа (середнє значення);
- температура газу на вході в ГРС – 10 °С (середнє значення);
- тиск газу на виході з ГРС – 0,41 МПа (постійне значення);
- $\rho_{\text{ст.}} - 0,72594 \text{ кг/м}^3$.

На ГРС ступінь розширення дорівнює 13. Це говорить про необхідність підігріву газу на вході/виході УТДУ в залежності від витрати та параметрів ПГ на виході УТДУ (при використанні холоду на технологічні потреби).

Принципову технологічну схему ГРС «Каланчак» представлено на рис. 13.

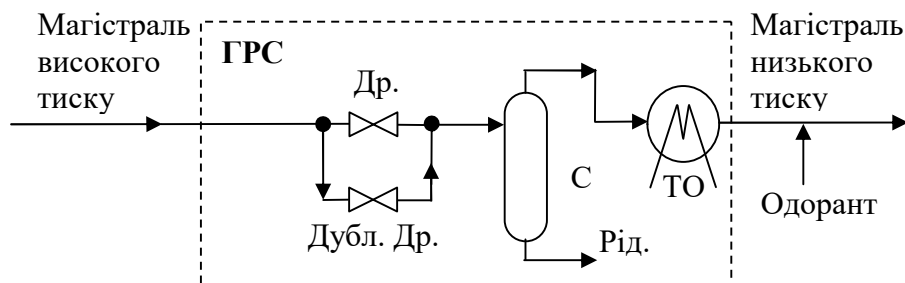


Рисунок 13. Існуюча принципова схема ГРС «Каланчак»:

ТО – теплообмінник; С – сепаратор; Др. – дроселюючий пристрій;
 Дубл. Др. – дублюючий дроселюючий пристрій; Рід. – потік газового конденсату;
 Одорант – впорскування одоранту

З технологічної схеми бачимо, що енергія надлишкового тиску газу не використовується. Саме тому для вдосконалення системи редукування природного газу дуже важливим є впровадження такого енергозберігаючого заходу, як реалізації УТДУ паралельно дроселюючому пристрою та відповідно підігріву газу перед або за УТДУ з мінімальними витратами паливних ресурсів для недопущення зниження температури газу нижче 0°C перед подачею у магістраль низького тиску. Це дозволить виробляти електричну енергію на власні потреби, а надлишки реалізовувати до електричної мережі.

В дисертації вперше запропоновано новий підхід до вирішення цієї проблеми, а саме створення УТДУ сумісно з ПКС за умови сезонних змін температури навколишнього середовища. Запропоноване технічне рішення реалізується з метою підігріву природного газу перед подачею до газової магістралі низького тиску і забезпечення режиму теплопостачання до приміщень станції (рис. 14). Електропостачання здійснюється від УТДУ.

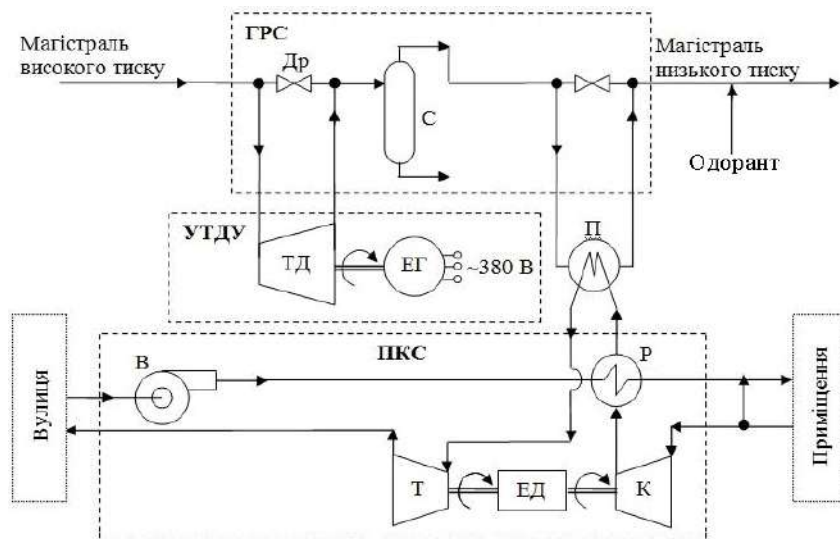


Рисунок 14. Спрощена схема УТДУ з ПКС для роботи на ГРС у зимовий період: ГРС – газорозподільна станція; УТДУ – утилізаційна турбодетандерна установка; ПКС – повітряна кліматична система; Др – дроселюючий пристрій; С – сепаратор; П – доданий підігрівач газу; ТД – турбодетандерний агрегат; ЕГ – електрогенератор; В – вентилятор; Р – рекуператор; Т – турбіна повітряна; ЕД – електродвигун; К – компресор

Для параметрів цієї ГРС при температурі зовнішнього повітря мінус 25°C проведено тепловий розрахунок схеми, що пропонується. Результати розрахунку наведені в табл. 10. За умов наведених в табл. 10, енергетичний комплекс з УТДУ та ПКС працює у режимі теплопостачання приміщень. Потужності ТД вистачає на привід основних та допоміжних систем ПКС. Однак необхідно враховувати, що для території України характерним є зміна температури навколишнього середовища в залежності від пори року. Проведено розрахункові дослідження з визначення впливу температури навколишнього середовища на можливість генерації електричної енергії.

Отримано, що чим ближче температура повітря навколишнього середовища до температури повітря в приміщенні (22°C), тим більше можливо отримати електроенергії. При температурі повітря навколишнього середовища 22°C ПКС

переходить в режим провітрювання приміщення, тепла енергія витрачається тільки на підігрів природного газу після УТДУ.

Таблиця 10

Результати теплового розрахунку у зимовий період

Елемент схеми	Найменування	Параметри	
		на вході	на виході
УТДУ			
Турбодетандер	Витрата газу, кг/с	0,615	0,615
	Тиск газу, МПа (абс.)	5,5	0,41
	Температура газу, °С	10	- 99,5
	Потужність, кВт	115,9	
Електрогенератор	Потужність, кВт	112,5	
Підігрівач	Витрата газу, кг/с	0,58	0,58
	Тиск газу, МПа (абс.)	0,41	0,4
	Температуру газу, °С	- 101,5	0
	Витрата повітря з приміщення, кг/с	1,956	1,956
	Тиск повітря з приміщення, МПа (абс.)	0,207	0,197
	Температура повітря з приміщення, °С	14,5	- 49,3
	Теплова потужність, кВт	123,1	
ПКС			
Вентилятор	Витрата атмосферного повітря, кг/с	1,956	1,956
	Тиск атмосферного повітря, МПа (абс.)	0,101	0,106
	Температура атмосферного повітря, °С	- 25	- 20
	Потужність, яка споживається, кВт	9,7	
Рекуператор	Витрата атмосферного повітря, кг/с	1,956	1,956
	Тиск атмосферного повітря, МПа (абс.)	0,106	0,101
	Температура атмосферного повітря, °С	- 20	73,5
	Тиск повітря з приміщення, МПа (абс.)	0,212	0,207
	Температура повітря з приміщення, °С	107,3	14,5
	Теплова потужність, кВт	181,6	
Компресор	Витрата повітря з приміщення, кг/с	1,956	1,956
	Тиск повітря з приміщення, МПа (абс.)	0,101	0,212
	Температура повітря з приміщення, °С	22	107,3
	Потужність, яка споживається, кВт	166,3	
Турбіна	Витрата повітря з приміщення, кг/с	1,956	1,956
	Тиск повітря з приміщення, МПа (абс.)	0,197	0,101
	Температура повітря з приміщення, °С	- 49,3	- 83,4
	Потужність, яка виробляється, кВт	64,3	
Приміщення	Витрата повітря, кг/с ¹⁾	4,347	4,347
	Тиск повітря, МПа (абс.)	0,101	0,101
	Температура повітря, °С	45,2	22
	Споживання теплоти, кВт	100,4	

¹⁾ Витрата повітря при коефіцієнті рециркуляції 0,45 (45 % свіжого повітря з вулиці).

За відсутності ж споживача теплоти можливе використання теплоти від повітряної кліматичної системи тільки на підігрів природного газу перед подачею до магістралі низького тиску. У такому випадку надлишкова електрична

потужність з урахуванням власних потреб газоредукуючої станції становитиме у зимовий та літній періоди 60,6 кВт і 92,5 кВт.

Використання теплоти зовнішнього повітря дозволить працювати електрогенеруючій установці максимальну кількість годин на протязі року (у зимовий період в режимі підігріву та літній період – кондиціонування приміщень). Якщо врахувати, що в неопалювальний період (160 днів) ПКС буде працювати в режимі кондиціонування приміщень, а надлишки електроенергії, що будуть вироблятися УТДУ, використовувати на власні потреби або видавати до мережі, термін окупності не перевищуватиме 4,5 років.

Тиск газу на виході ГРС у більшості випадків постійний протягом року, а тиск на виході ГРП може бути різним. В залежності від споживання. ГРС в основному має один вихідний потік, а ГРП кілька вихідних потоків з різним тиском до різних споживачів. Наприклад, може бути три вихідних потоки з тиском газу 0,7; 0,4; 0,105 МПа (абс.). Виходячи з умов роботи ГРП зі споживачами природного газу різного тиску, необхідно максимально ефективно використовувати енергетичний потенціал розширення природного газу в утилізаційних турбодетандерних установках. Існує кілька варіантів реалізації УТДУ на газорозподільних станціях зі споживачами природного газу різного тиску:

- газ розширюється в турбодетандері до максимального значення тиску, до інших значень відбувається поетапне розширення у дроселюючих пристроях;
- використання декількох турбодетандерів на різний вхідний і кінцевий тиск газу;
- реалізація багатоступінчастого турбодетандерного агрегату з відборами газу відповідних параметрів.

Перший підхід є найбільш відомим та часто використовується, другий підхід рідко використовують через велику вартість та великий термін окупності, але третій, виходячи з проведеного в роботі аналізу, розглянутий недостатньо і практично не використовувався.

Для розв'язання поставленої задачі пропонується багатоступінчастий турбодетандер осьового типу з двома відборами, параметри вихлопу відповідають значенням самого низького тиску. Принципову схему та параметри газу в залежності від споживача приведено на рис. 15.

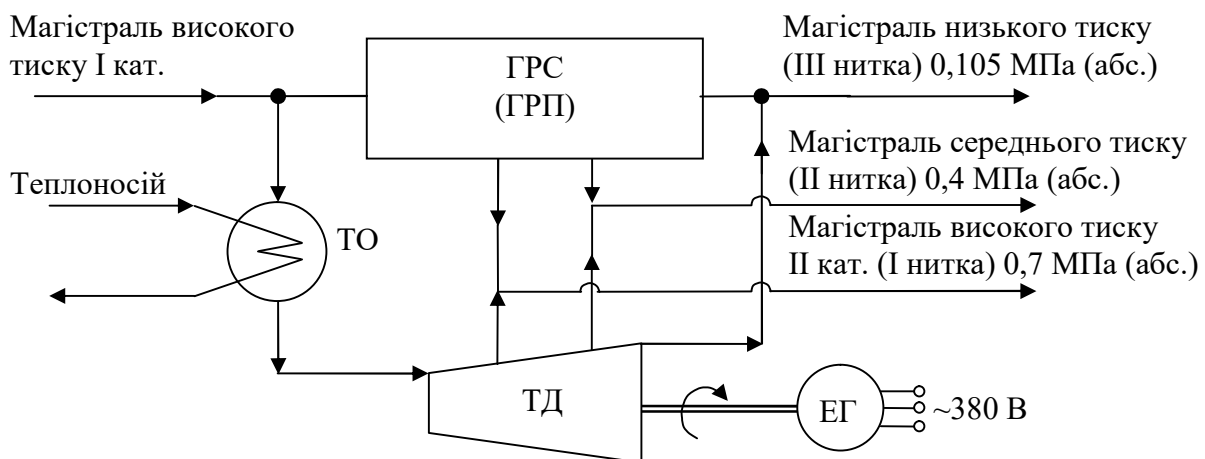


Рисунок 15. Схема УТДУ з проміжними відборами газу на ГРС (ГРП)

Виконаний аналіз роботи декількох ГРС (ГРП) допоміг провести оцінку кількості газу, що відбирається від загальної витрати газу. Отримано:

- 10 – 15 % до магістралі високого тиску II кат.;
- 25 – 30 % до магістралі середнього тиску;
- решта 55 – 65 % до магістралі низького тиску.

Ці значення приблизні та для кожної газорозподільної станції проводиться кількісна оцінка.

За витратою природного газу через ГРС і фізичними параметрами можна визначити потужність турбодетандера

$$N_{\text{ТД}} = \sum_{i=1}^n G_i \cdot H_{\text{ад}i} \cdot \eta_i, \quad (7)$$

де $N_{\text{ТД}}$ – потужність на валу турбодетандера; G – масова витрата газу; $H_{\text{ад}}$ – адіабатний теплової перепад; η – коефіцієнт корисної дії.

Для розглянутої розподільної станції, у якій масова витрата газу 10 кг/с і тиск на вході 1,3 МПа (абс.), при використанні турбодетандера з розширенням до тиску 0,7 МПа (абс.) його потужність складе 940 кВт, а при використанні пропонованої конструкції турбодетандера з відборами можна розрахувати потужність за (7), яка складе 2600 кВт, це більш ніж в 2,5 рази перевищує показники в порівнянні з існуючим підходом.

Загально відомим є те, що режими роботи ГРС та ГРП глибоко змінні на протязі року, тому дуже важливим є врахування цих режимів експлуатації ТД при розробці його проточної частини. Для оцінки газодинамічної ефективності проточної частини турбодетандера, що реалізується на ГРС (ГРП) з кількома споживачами газу, проаналізовано параметри газу на ГРС (ГРП), на підставі цього отримано проточну частину осьового типу, тому що від ГРС (ГРП) природний газ подається до трьох різних споживачів, це передбачає два відбори газу з проточної частини з відповідними значеннями тиску і витрати газу (табл. 11).

З використанням вихідних даних проведено розрахункові дослідження проточної частини багатоступеневого осьового турбодетандера з відборами газу для визначення його газодинамічних та геометричних характеристик й можливої електричної потужності.

Таблиця 11

Вихідні дані для розрахунку проточної частини турбодетандера з урахуванням відборів

Параметр	1 група ступенів	2 група ступенів	3 група ступенів
Витрата газу, кг/с (м ³ /д ¹)	10 (1,234·10 ⁶)	9,0 (1,1·10 ⁶)	6,3 (0,777·10 ⁶)
Тиск газу на вході, МПа (абс.)	1,3	0,7	0,4
Тиск газу на виході, МПа (абс.)	0,7	0,4	0,105
Температура газу на вході, °С	140	100	66

¹⁾ Значення витрати приведено до нормальних умов (P=0,101325 МПа, T=20 °С).

За розрахунковий прийнято зимовий режим роботи ГРС, при якому максимальна витрата газу до споживачів. За цих параметрів проведено попередні одновимірні розрахунки проточної частини кожної групи ступенів. При визначенні

кількості ступенів у кожному відсіку використовувалися наступні обмеження: мінімально ефективна кількість ступенів; число Маха по абсолютній швидкості на виході з соплового апарату (СА) не більше 0,8; периферійний діаметр по лопатках робочого колеса (РК) не більше 1 м; частота обертання ротора 3000 об/хв; кут виходу потоку з робочої решітки 90°; ступінь реактивності в кореневому перерізі 0 – 0,05.

В результаті розрахунків отримано проточну частину 10-ступеневого турбодетандера осьового типу, перший відбір після 3 ступеня, а другий відбір після 6 ступеня. Результати розрахунку наведено в табл. 12.

Таблиця 12

Результати одновимірного розрахунку проточної частини турбодетандера осьового типу з відборами

Параметр	1 відсік			2 відсік			3 відсік			
Номер ступеня	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Витрата газу, кг/с ($\text{м}^3/\text{д}^{1)}$)	10 ($1,234 \cdot 10^6$)			9,0 ($1,1 \cdot 10^6$)			6,3 ($0,777 \cdot 10^6$)			
Тиск на вході, МПа (абс.)	1,3	1,06	0,86	0,7	0,58	0,48	0,4	0,286	0,205	0,147
Температура на вході, °С	140	126,7	113,3	100	87,5	75,1	66	45,9	26	6,3
Тиск на виході, МПа (абс.)	1,06	0,86	0,7	0,58	0,48	0,4	0,286	0,205	0,147	0,105
Середній діаметр СА ²⁾ , м	0,8	0,8	0,8	0,85	0,85	0,85	0,9	0,9	0,9	0,9
Середній діаметр РК ³⁾ , м	0,8	0,8	0,8	0,85	0,85	0,85	0,9	0,9	0,9	0,9
Довжина лопатки СА, мм	12,5	14,5	16	20	21,9	24,4	15,5	20	25,5	33
Довжина лопатки РК, мм	13	15	17,5	20,6	23,6	26,8	17,5	22,5	28,5	37
Кількість лопаток СА, од.	87	87	87	95	95	95	101	101	101	101
Кількість лопаток РК, од.	120	120	120	127	127	127	135	135	135	135

¹⁾ Значення витрати приведено до нормальних умов (P=0,101325 МПа, T=20 °С).

Для більш досконалого аналізу газодинамічної ефективності течії газу в решітках проточної частини проведено тривимірні розрахунки за допомогою програмного комплексу *IPMFlow*.

При побудові розрахункової сітки для кожного ступеня прийнято $864 \cdot 10^3$ елементів. Використовується розрахункова двопараметрична диференціальна модель турбулентності SST Ментера, неявна квазімонотонна ENO-схема підвищеної точності. Граничні умови для розрахунку наведені у табл. 11.

Результати розрахунку проточної частини турбодетандера осьового типу з відборами природного газу до різних споживачів на номінальному навантаженні наведені в табл. 13.

Проведено дослідження з оцінки впливу змінних режимів експлуатації на показники ефективності турбодетандера з відборами газу. Відомо, що на протязі року через ГРС витрата газу суттєво змінюється, улітку витрата газу у I та II нитках відсутня, що впливає на характеристики турбодетандеру. Виходячи з цього, проведено розрахункові дослідження роботи турбодетандера на частковому навантаженні (нерозрахункових режим) за умови зменшення споживання газу для літнього режиму. Геометричні характеристики прийнято з табл. 12.

Таблиця 13

Основні характеристики турбодетандера осьового типу з відборами природного газу

Параметр	1 відсік			2 відсік			3 відсік			
Номер ступеня	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Витрата робочого тіла, кг/с	10,0	10,0	10,0	9,46	9,46	9,46	6,56	6,56	6,56	6,56
Температура на вході, °С	140	126,7	113,3	100	87,5	75,1	66	45,6	26	6,3
Температура на виході, °С	126,7	113,3	100	87,5	75,1	66	45,6	26	6,3	0
Тиск на вході, МПа	1,30	1,05	0,856	0,696	0,589	0,485	0,395	0,286	0,206	0,147
Тиск на виході, МПа	1,05	0,856	0,70	0,589	0,485	0,40	0,286	0,206	0,147	0,105
ККД ступеню адіабатний, %	86,0	87,1	87,5	92,3	87,3	91,4	87,0	87,6	88,3	88,8
ККД відсіку адіабатний, %	86,7			91,6			88,5			
Потужність відсіку на валу, кВт	911			730			1037			
ККД турбодетандера, %	83									
Потужність турбодетандера, кВт	2678									

За допомогою програмного комплексу *IPMFlow* отримано газодинамічні характеристики соплових та робочих решіток на номінальному та частковому навантаженні.

Для побудови проточної частини ТД з проміжними відборами газу взято стандартні профілі соплових та робочих лопаток, оптимізацію профілів не проведено. Однак, профілі соплових апаратів та робочих решіток досить економічно працюють у діапазоні зміни витрати газу від 35 % до 100 %. ККД проточної частини турбодетандера такого типу при заданому змінному режимі експлуатації у середньому становить 81 %, потужність при максимальному та мінімальному навантаженні становить 2678 кВт та 595 кВт. Річна кількість електричної енергії, що виробляється установкою потужністю 2600 кВт становитиме $22,7 \cdot 10^6$ кВт·год. Окупність такої установки орієнтовно складатиме 4 – 5 років в залежності від розподілу навантаження протягом року.

ВИСНОВКИ

В дисертаційній роботі розроблено, теоретично обґрунтовано науково-технічні принципи та створено науково-методологічні основи до застосування енергозберігаючих технологій з використанням вторинних енергетичних ресурсів на основі установки турбін малої потужності на різних робочих тілах.

Основні наукові та практичні результати роботи полягають у наступному:

1. Створено науково-методологічні основи побудови, розрахунку і дослідження теплових схем енергоустановок на низькокиплячих робочих тілах з урахуванням особливостей джерел теплоти малого потенціалу (скидної теплоти технологічних процесів промислових підприємств та ін.) з метою вироблення електричної й теплової енергії та оцінки економічної доцільності їх реалізації. Дана методологія дозволяє визначати характеристики основних потоків теплоти, на їх підставі обрати основне і допоміжне обладнання, його витратні та масогабаритні характеристики.

2. Удосконалено математичну модель та програмний комплекс, який раніше показав свою ефективність при розрахунку теплових схем енергоустановок

великої потужності на водяній парі, шляхом врахування термо- і газодинамічних характеристик НРТ.

3. На основі проведеного аналізу наявних рівнянь стану обрано рівняння для визначення фізичних параметрів різних робочих тіл, які використовуються в турбінних циклах та розроблено програму, що дозволяє отримувати властивості речовин в табличній формі.

4. Побудовано модель для розрахунку основних складових елементів теплової схеми (турбіна та теплообмінне обладнання), що дозволяє визначати попередні геометричні й масогабаритні характеристики з метою оцінити їх конструктивних особливостей та можливості виготовлення.

5. Запропоновано нове рішення до створення теплової схеми енергоефективної когенераційної установки малої потужності шляхом реалізації другого каскаду, який забезпечує роботу генеруючого обладнання протягом усього року на постійному номінальному навантаженні. З використанням розробленої методики обрано найбільш раціональний теплоносії для другого каскаду. Електрична потужність першого каскаду розглянутого варіанту складала 84,5 кВт (ККД НРТ циклу брутто 16,9 %), кількість тепла, що відпускається споживачам – 0,321 Гкал/год. Розрахунки показали, що для обраного робочого тіла при схемі з ГВП електрична потужність 2-го каскаду становить 24 кВт, при конденсаційному режимі – 49 кВт. Це дозволить підвищити ККД до 21 % та 26 % й працювати енергетичній установці протягом усього року.

Визначено, що проект міні-ТЕЦ на біомасі доцільно реалізовувати починаючи з електричної потужності 440 – 550 кВт, простий термін окупності такої станції при сучасних цінах на енергоносії складе 2,7 – 4 роки.

6. Розв'язано задачу підвищення ефективності використання теплоти димових газів для виробництва електричної енергії на основі реалізації замкнених паротурбінних циклів на НРТ. Проведено оцінку теплової потужності та параметрів скидної теплоти на об'єктах комунальної енергетики. Виконано вибір найбільш раціонального НРТ. Результати розрахункових досліджень показали, що найбільш доцільним є впровадження паротурбінного циклу такого типу електричною потужністю ~100 кВт, що дозволить покривати власні потреби котельні у електричній енергії на рівні 5 – 10 % без додаткового спалювання палива.

7. Результати проведеного теоретичного аналізу та розрахункових досліджень з впровадження УТДУ та ПКС на ГРС показали, що:

- використання УТДУ спільно з ПКС замість редукування природного газу дозволить ефективно використовувати його енергетичний потенціал для обігріву приміщень і для підігріву природного газу перед подачею його до магістралі низького тиску без використання зовнішніх енергоресурсів;

- для дослідженої ГРС отримано, що УТДУ та ПКС працюють протягом усього року. У зимовий період (при мінус 25 °С) УТДУ дозволяє покрити власні потреби ПКС, але у теплу пору року (при плюс 35 °С) виробляти надлишкову електричну енергію у кількості більш ніж 80 кВт, при забезпеченні кондиціонування приміщень. Період окупності запропонованого рішення в режимі підігріву (165 днів) та кондиціонування (160 днів) становить 4 – 5 років.

8. За результатами теоретичних та розрахункових досліджень обґрунтовано доцільність впровадження на ГРС (ГРП) зі споживачами різного тиску турбодетандеру осьового типу з проміжними відборами природного газу. Ефективність роботи проточної частини турбодетандеру такого типу при змінному режимі експлуатації у середньому складе 81 %, потужність при максимальному та мінімальному навантаженні становить 2678 кВт та 595 кВт.

9. Подані в дисертаційній роботі рекомендації щодо енергозбереження на різних об'єктах економіки України передані підприємствам КП «Харківські теплові мережі», ПАТ «Турбогаз», ПАТ «Харківська ТЕЦ-5». Методи та програмні засоби, що розроблені, застосовуються при виконанні науково-дослідних робіт у відділі оптимізації процесів Інституту проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України та проведенні учбового процесу підготовки бакалаврів, спеціалістів і магістрів кафедри альтернативної електроенергетики та електротехніки Харківського національного університету міського господарства імені О.М. Бекетова та кафедри теплоенергетики і енергозбереження Української інженерно-педагогічної академії.

СПИСОК НАУКОВИХ ПРАЦЬ, ОПУБЛІКОВАНИХ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Шубенко А.Л., Маляренко В.А., Сенецкий А.В., Бабак Н.Ю. Когенерационные технологии в энергетике на основе применения паровых турбин малой мощности. Харьков: НАН Украины, Институт проблем машиностроения. 2014. 320 с.

Здобувачем окреслено проблеми та сформульовано задачі створення вискоелективних паротурбінних циклів на різних робочих тілах при використанні вторинних енергетичних ресурсів.

2. Маляренко В.А., Шубенко О.Л., Андреев С.Ю., Бабак М.Ю., Сенецкий О.В. Когенераційні технології в малій енергетиці : монографія / Харків. нац. ун-т міськ. госп-ва ім. О.М. Бекетова, Ін-т проблем машинобуд. ім. А.М. Підгорного. 2018. 454 с.

Здобувачем узагальнено підходи до розв'язання задачі підвищення ефективності використання паливно-енергетичних ресурсів на основі реалізації турбінних циклів на низькокиплячих робочих тілах для комунальної енергетики.

3. Шубенко А.Л., Маляренко В.А., Сенецкий А.В., Бабак Н.Ю. Утилизация сбросной теплоты технологических процессов промышленного предприятия с целью выработки электроэнергии. Энергосбережение. Энергетика. Энергоаудит. 2012. № 07(101). С. 23-29.

Здобувач брав участь у окресленні проблеми корисного використання теплоти технологічних процесів промислових підприємств шляхом впровадження турбінних циклів на низькокиплячих робочих тілах.

4. Маляренко В.А., Шубенко А.Л., Сенецкий А.В., Темнохунд И.А. Потенциал интеграции когенерационных систем в малую энергетику Украины. Интегрированные технологии та энергосбережения. НТУ «ХПИ»: сб. наук. пр. Харьков: НТУ «ХПИ». 2012. № 4. С. 11-17.

Здобувачем узагальнено існуючі підходи та постановлено задачу щодо вибору низькокиплячих робочих тіл й можливості реалізації замкнених турбінних циклів на промислових підприємствах при утилізації скидної теплоти технологічних процесів.

5. Шубенко А.Л., Русанов А.В., Сенецкий А.В., Русанов Р.А. Реализация каскадных тепловых схем с применением турбин на низькокипящих рабочих телах. Энергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. Вісник НТУ «ХП»: зб. наук. праць. Харків. 2013. № 12'2013. С. 24-29.

Здобувачем розв'язано задачу підвищення ефективності роботи одноконтурної теплової схеми шляхом реалізації другого каскаду паралельно сітьової установки (літній режим експлуатації, при збереженні гарячого водопостачання).

6. Маляренко В.А., Шубенко А.Л., Сенецкий А.В., Темнохунд И.А. Тенденции модернизации объектов малой энергетики на базе когенерации. Ползуновский вестник. 2013. № 43. С. 131-137.

Здобувачем оцінено потенціалу впровадження енергозбереження на основі реалізації турбінних циклів на різних робочих тілах для об'єктів промисловості, які мають у своєму складі енерговузли.

7. Шубенко О.Л., Сенецкий О.В., Бабенко О.А. Підвищення ефективності паротурбінних установок різної потужності. Східно-Європейський журнал передових технологій, 2014. № 2/8(68). С. 13-19.

Здобувачем запропоновано розв'язання науково-технічної задачі підвищення ефективності експлуатації енергогенеруючого устаткування за рахунок економічного розподілу електричних навантажень між турбінами різної потужності. Розроблено наукові засади та методологію розв'язання задач як аналізу станів енергетичних установок, так і їх синтезу (оптимізації) із урахуванням великої кількості факторів.

8. Шубенко А.Л., Бабак Н.Ю., Сенецкий А.В., Роговой С.В. Перевод малой теплоэлектроцентрали на сжигание местного топлива в объемах, обеспечивающих ее работу в летнее время. Энергосбережение. Энергетика. Энергоаудит. 2014. № 04(122). С. 17-26.

Здобувачем виконано постановку задачі та вдосконалення моделі з точки зору визначення техніко-економічної доцільності впровадження енергозберігаючих технологій при переведенні котлів на спалювання відновлювальних паливних ресурсів.

9. Сенецкий А.В. Влияние изменения экономичности турбин на рациональное распределение нагрузок между ними. Энергосбережение. Энергетика. Энергоаудит. 2014. № 05(123). С. 18-26.

10. Маляренко В.А., Темнохунд И.А., Сенецкий А.В., Петров А.Ю. Перевод котельных в режим когенерации путем внедрения турбин малой мощности. Проблемы энергозабезпечення та енергозбереження в АПК України. Технічні науки. Вісник НТУСГ. Харків: ХНТУСГ. 2014. № 153. С. 110-111.

Здобувачем окреслено проблеми, що виникають на об'єктах комунальної енергетики та запропоновано вдосконалення існуючих котелень шляхом реалізації турбінних циклів на різних робочих тілах та переведення їх у режим когенерації. Участь в аналізі отриманих результатів.

11. Сенецкий О.В. Реализация когенерационного паротурбинного цикла на низькокиплячому рабочему тілі для сільгосппідприємства. Проблеми

енергозабезпечення та енергозбереження в АПК України. Технічні науки. Вісник НТУСГ. Харків: ХНТУСГ. 2014. № 154. С. 10-11.

12. Андреев С.Ю., Маляренко В.А., Темнохуд І.О., Шубенко О.Л., Бабак М.Ю., Сенецький О.В. Дослідження перспектив впровадження когенераційних технологій в комунальній енергетиці України. Східно-Європейський журнал передових технологій. 2015. № 8 (74). Т. 2. С. 11-17.

Здобувачем виконано комплексний аналіз електрогенеруючих установок малої потужності, що можуть застосовуватися при переведенні існуючих котелень у міні-ТЕЦ та перспективності впровадження когенерації на котельнях в умовах сучасної України.

13. Андреев С.Ю., Маляренко В.А., Темнохуд І.О., Сенецький О.В. Возможности підвищення енергоефективності теплових мереж шляхом впровадження когенерації. Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. Вісник НТУ «ХП»: зб. наук. праць. Харків: НТУ «ХП». 2015. № 17(1126). С. 147-155.

Здобувачем проведено аналіз та можливості впровадження енергозберігаючих заходів за рахунок когенераційних технологій для теплогенеруючих об'єктів комунальної енергетики на прикладі Комунального підприємства «Харківські теплові мережі».

14. Шубенко А.Л., Сенецький А.В., Сарапин В.П. Влияние начальных параметров на характеристики проточных частей турбин, работающих на низкокипящих рабочих телах. Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. Вісник НТУ «ХП»: зб. наук. праць. Харків: НТУ «ХП». 2016. № 9(1181). С. 118-127.

Здобувачем поставлено задачу та сформульовано висновки щодо вибору робочих тіл, які можуть використовуватися у замкнених турбінних циклах.

15. Шубенко А.Л., Сарапин В.П., Сенецький А.В., Сарапина М.В. Энергосбережение на ГРС при совместной работе турбодетандера и воздушной климатической системы. Гідравлічні машини та гідроагрегати. Вісник НТУ «ХП»: зб. наук. праць. Харків: НТУ «ХП». 2016. № 20(1192). С. 15-19.

Здобувачем запропоновано технологічну схему тепло- і електропостачання газорозподільної станції на основі спільної роботи утилізаційної турбодетандерної установки і повітряної кліматичної системи, що дозволило виробляти теплову та електричну енергію без спалювання палива.

16. Андреев С.Ю., Маляренко В.А., Шубенко О.Л., Бабак М.Ю., Сенецький О.В., Темнохуд І.О. Когенерация у водогрійних котельнях з котлами ПТВМ-100 при використанні органічного циклу Ренкіна. Інтегровані технології та енергозбереження: щоквартальний науково-практичний журнал. Харків: НТУ «ХП». 2016. № 2. С. 48-60.

Здобувачем проведено дослідження теплових схем теплогенеруючих об'єктів з метою впровадження електрогенеруючого устаткування, що дасть можливість генерувати власну електроенергію та поліпшити техніко-економічні показники потужних котелень та підвищити надійність теплопостачання.

17. Андреев С.Ю., Маляренко В.А., Шубенко А.Л., Бабак Н.Ю., Сенецький А.В., Темнохуд І.А. Когенерация в котельных на основе органического

цикла Ренкіна. Комунальне господарство міст. Серія: Технічні науки та архітектура. Харків: ХНАМГ. 2016. № 130. С. 55-64.

Здобувачем запропоновано та на основі проведених розрахункових досліджень науково обґрунтовано доцільність реалізації енергозбереження на комунальних котельнях із застосуванням органічного циклу Ренкіна.

18. Шубенко А.Л., Сарапин В.П., Сенецький А.В., Пащенко Н.В. Многоступенчатый осевой утилизационный турбодетандер для работы с потребителями газа разных давлений. Гідравлічні машини та гідроагрегати. Вісник НТУ «ХПІ»: зб. наук. праць. Харків: НТУ «ХПІ». 2016. № 42 (948). С. 17-22.

Здобувачем поставлено задачу з оцінки можливої одержуваної електричної потужності на газорозподільній станції, що має у своєму складі споживачів природного газу різного тиску, при реалізації турбодетандера осьового типу з проміжними відборами природного газу до відповідних споживачів.

19. Шубенко А.Л., Маляренко В.А., Бабак Н.Ю., Сенецький А.В., Сарапин В.П. Разработка каскадной тепловой схемы турбоустановки на низкокипящих рабочих телах для сельской энергетики. Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. Вісник НТУ «ХПІ»: зб. наук. праць. Харків: НТУ «ХПІ». 2017. № 10 (1232). С. 13-24.

Здобувачем запропоновано та обґрунтовано доцільність вдосконалення існуючої теплової схеми малої когенераційної турбоустановки електричною потужністю ~80 кВт шляхом підключення другого каскаду. Оцінено можливі режими експлуатації енергогенеруючої установки та визначено найбільш раціональні з точки зору отримання максимального ККД біоенергетичної установки, що пропонується.

20. Шубенко А.Л., Бабак Н.Ю., Сенецький А.В., Сарапин В.П. Оценка технико-экономических показателей каскадной тепловой схемы турбоустановки на низкокипящих рабочих телах. Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. Вісник НТУ «ХПІ»: зб. наук. праць. Харків: НТУ «ХПІ». 2017. № 11 (1233). С. 6-15.

Здобувачем виконано постановку задачі та вдосконалення моделі з точки зору визначення техніко-економічної доцільності впровадження енергозберігаючих технологій при реалізації двокаскадних енергетичних установок на різних робочих тілах.

21. Шубенко О.Л., Маляренко В.А., Сенецький О.В., Бабак М.Ю. Утилізація теплоти димових газів котельні шляхом використання органічного циклу Ренкіна. Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. Вісник НТУ «ХПІ»: зб. наук. праць. Харків: НТУ «ХПІ». 2018. № 11(1287). С. 4-11.

Здобувачем розкрито передумови та попередньо сформульовано основні етапи, що входять до науково-методологічного підходу при впровадженні енергозберігаючих технологій на основі установки турбін малої потужності для об'єктів теплоти малого потенціалу.

22. Шубенко А.Л., Сенецький А.В., Сарапин В.П., Бабак Н.Ю., Роговой С.В. Выбор и расчет теплообменного оборудования для паротурбинных циклов на низкокипящих рабочих телах. Гідравлічні машини та гідроагрегати. Вісник НТУ «ХПІ»: зб. наук. праць. Харків: НТУ «ХПІ». 2018. № 17 (1293). С. 9-16.

Здобувачем поставлено задачу та запропоновано підхід щодо оцінки масогабаритних характеристик теплообмінного обладнання, що входить до складу теплових схем на низькокиплячих робочих тілах шляхом побудови розрахункової моделі. З метою зменшення витрат на проектування при реалізації теплової схеми пропонується можливість використання наявного у нафтохімічній промисловості типоряду теплообмінного обладнання.

23. Rusanov A.V., Shubenko A.L., Senetskyi O.V., Babenko O.A., Rusanov R.A. Heating modes and design optimization of cogeneration steam turbines of powerful units of combined heat and power plant. ENERGETIKA. Lithuania : Lietuvos mokslų akademija. 2019. T. 65. Nr 1. PP. 39-50.

Здобувачем поставлено задачу щодо адаптації програмного комплексу до розв'язання задачі пошуку раціональних режимів роботи енергетичного устаткування в залежності від зовнішніх та внутрішніх факторів, які впливають на економічність енергоблоку.

24. Шубенко А.Л., Бабак Н.Ю., Сенецкий А.В., Сарапин В. Научно-методологический подход к созданию энергосберегающих технологий на основе установки турбин малой мощности на низькокипящих рабочих телах. Гідравлічні машини та гідроагрегати. Вісник НТУ «ХПІ»: зб. наук. праць. Харків: НТУ «ХПІ». 2019. № 2. С. 30-42.

Здобувачем узагальнено існуючі підходи та сформовано науково-методологічний підхід до створення енергозберігаючих технологій на основі установки турбін малої потужності для об'єктів теплоти малого потенціалу.

25. Горпинко Ю.И., Сенецкий А.В., Сарапин В.П., Шубенко А.Л., Маляренко В.А. Двухконтурный термодинамический цикл с однонаправленным теплообменом между холодильным и энергетическим циклами. PROBLEMELE ENERGETICII REGIONALE. 2019. № 3 (44). С. 51-64.

Здобувачем поставлено задачу та виконано аналіз отриманих результатів щодо вибору робочих тіл з точки зору роботоспроможності та отримання максимальної ефективності роботи двоконтурного термодинамічного циклу.

26. Когенераційна установка з котлоагрегатом: пат. 113257 Україна, МПК(2015) F24D 3/18, F24H 4/02, F01K 25/02. / Шубенко О.Л., Голощапов В.М., Сенецький О.В., Козлоков О.Ю., Бабак М.Ю., Стенніков В.М., Роговий С.В.; заявник і патентовласник Ін-т проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України. № а 2015 12456; заявл. 16.12.2015; опубл. 26.12.2016, Бюл. № 24. 4 с.

Здобувачем запропоновано та обґрунтовано з економічної точки зору доцільність впровадження принципово нового підходу щодо включення турбінного циклу на низькокиплячому робочому тілі до існуючої теплової схеми водогрійної котельні. Проаналізовано отримані результати щодо можливості вдосконалення теплових схем та раціонального використання паливно-енергетичних ресурсів на муніципальних котельнях.

27. Газорозподільна станція з енергетичною установкою: пат. 118378 Україна, МПК(2015) F17D 1/04, F17 D 1/075, F02C 1/02. / Шубенко О.Л., Сарапін В.П., Сенецький О.В.; заявник і патентовласник Ін-т проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України. № а 2016 11217; заявл. 07.11.2016; опубл. 10.01.2019, Бюл. № 1. 4 с.

Здобувачем проведено аналіз та оцінки термодинамічної ефективності сумісної роботи утилізаційної турбодетандерної установки і повітряної кліматичної системи на газорозподільних станціях, що дасть можливість відмовитися від газових водогрійних котлів, які використовуються для підігріву природного газу перед подачею до магістралі низького тиску. Виконано оцінки вироблюваної електроенергії утилізаційною турбодетандерною установкою при спрацьовуванні перепаду тиску природного газу.

28. Сенецкий А.В., Русанов Р.А. Применение турбин на низкокипящих рабочих телах для промышленных предприятий с целью выработки электроэнергии. Инновационные пути модернизации базовых отраслей промышленности, энерго- и ресурсосбережение, охрана окружающей природной среды: II Междунар. науч.-практич. конф., 27-28 марта 2013 г.: Сб. науч. трудов. Харьков: ГП УкрНТЦ «ЭНЕРГОСТАЛЬ». 2013. С. 41-48.

Здобувачем виконано постановку задачі та проведено розрахункові дослідження з точки зору формування теплових схем турбінних циклів на низкокипящих рабочих тілах стосовно утилізації теплоти відхідних газів різних технологічних процесів.

29. Сенецкий О.В., Альохіна С.В., Сімбірська О.О. Вибір робочих тіл при реалізації енергозберігаючих технологій на основі використання парових турбін малої потужності. Сучасні проблеми машинобудування: конференція молодих вчених та спеціалістів, 11-13 лист. 2013 р.: тези доп. Харків: ІПМаш НАН України. 2013. С. 41.

Здобувачем поставлено задачу розробки методики та формування критеріїв вибору робочих тіл при реалізації термодинамічних циклів паротурбінних установок.

30. Маляренко В.А., Шубенко А.Л., Сенецкий А.В., Темнохунд И.А. Когенерация – реальный путь повышения энергоэффективности малой энергетики. Современные проблемы электроэнергетики. Алтай-2013: I Междунар. науч.-технич. конф., 28 ноября 2013 г.: Сб. статей. Барнаул: Изд-во АлтГТУ. 2013. С. 76-78.

Здобувачем обґрунтовано доцільність впровадження когенераційних технологій на об'єктах малої енергетики для підвищення ефективності використання паливно-енергетичних ресурсів.

31. Alyokhina S., Senetskyi O. The use of turbines that work on Organic Rankine Cycle for small enterprises. 11th International Conference of Young Scientists on Energy Issues, May 29-30, 2014. Kaunas, Lithuania: Lithuanian Energy Institute. 2014. 6 p.

Здобувачем запропоновано впровадження турбінних циклів на низкокипящих рабочих тілах для сільськогосподарських підприємств на основі використання вторинних енергетичних ресурсів.

32. Сенецкий А.В., Сарапин В.П. Использование смесевых низкокипящих рабочих тел в замкнутых паротурбинных циклах. Сучасні проблеми машинобудування: конференція молодих вчених та спеціалістів, 17-20 лист. 2014 р.: тези доп. Харків: ІПМаш НАН України. 2014. С. 44.

Здобувачем поставлено задачу та проведено розрахункові дослідження з точки зору визначення доцільності використання сумішевих робочих тіл при реалізації термодинамічних циклів паротурбінних установок.

33. Сенецький О.В., Сарапін В.П., Пащенко Н.В. Аналіз структури газотранспортної системи та потужностей газоредуючих станцій України з метою впровадження УТДУ. Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования: XV междунар. науч.-техн. конф. 14-17 сент. 2015 г. Харьков, ИПМаш НАН Украины. 2015. С. 6.

Здобувачем виконано аналіз структури газотранспортної системи України та проведено оцінки з визначення можливої одержуваної електричної потужності при впровадженні утилізаційних турбодетандерних установок на газорозподільних станціях.

34. Сенецький О.В., Сарапін В.П. Турбодетандер з відборами газу необхідних параметрів. XXI-міжнародний конгрес двигунобудівників: тези доп. – Харків: Нац. аерокосмічний ун-т «Харк. авіац. ін-т». 2016. С. 22-23.

Здобувачем окреслено проблему, що виникає на газорозподільних станціях зі споживачами природного газу різного тиску та запропоновано впровадження турбодетандерів осьового типу з проміжними відборами природного газу до відповідних споживачів.

35. Сенецький О.В., Сарапін В.П., Пащенко Н.В. Спільна робота УТДУ та ПКС на газорозподільних станціях при змінній температурі навколишнього середовища. Інтегровані комп'ютерні технології в машинобудуванні: всеукраїнська наук.-техн. конф. молодих вчених, 15-17 лист. 2016 р.: зб. матеріалів конф. Харків: Нац. аерокосмічний ун-т «Харк. авіац. ін-т». 2016. С. 66-68.

Здобувачем виконано постановку задачі та проведено розрахункові дослідження з точки зору визначення можливості спільної роботи утилізаційної турбодетандерної установки та повітряної кліматичної системи на газорозподільних станціях при змінній температурі навколишнього середовища.

36. Маляренко В.А., Андрєєв С.Ю., Сенецький О.В., Казарова І.О. Підвищення енергоефективності об'єктів комунальної енергетики шляхом впровадження ORC технології [Електронний ресурс]. Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования: XVI междунар. науч.-техн. конф. 11-15 сент. 2017 г. Тез. докл. Електрон. дан. Харьков, ИПМаш НАН Украины, 2017 г. 1 электрон. опт. диск (CD-ROM). Загл. с экрана. 1 с.

Здобувачем проведено вибір низькокиплячих робочих тіл та визначено можливі теплові схеми паротурбінних циклів з врахуванням особливостей експлуатації муніципальних котелень з метою утилізації теплоти відхідних димових газів.

37. Русанов А.В., Шубенко А.Л., Бабак Н.Ю., Сарапін В.П., Сенецький А.В. Выбор турбогенератора для мини-электростанции на биотопливе [Электронный ресурс]. Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования: XVI междунар. науч.-техн. конф. 11-15 сент. 2017 г. Тез. докл. Електрон. дан. Харьков, ИПМаш НАН Украины, 2017 г. 1 электрон. опт. диск (CD-ROM). Загл. с экрана. 1 с.

Здобувачем проведено вибір турбогенератора з врахуванням можливих режимів експлуатації енергогенеруючої установки на протязі року та вартісних показників реалізації проекту та біопаливі для малих господарств.

38. Шубенко О.Л., Маляренко В.А., Сенецький О.В. Замкнені паротурбінні цикли на низькокиплячих робочих тілах для комунальних котелень [Электронный

ресурс]. Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования: XVI междунар. науч.-техн. конф. 11-15 сент. 2017 г. Тез. докл. Электрон. дан. Харьков, ИПМаш НАН Украины, 2017 г. 1 электрон. опт. диск (CD-ROM). Загл. с экрана. 1 с.

Здобувачем поставлено задачу з вибору раціональних теплових схем паротурбінних циклів з врахуванням особливостей експлуатації об'єктів комунальної енергетики при утилізації теплоти відхідних димових газів та часткового використання теплоти сітрової води.

39. Сенецький О.В., Сарапін В.П., Роговий С.В. Моделювання теплообмінного обладнання з урахуванням властивостей та стану робочих тіл. Всеукраїнська науково-технічна конференція «Інтегровані комп'ютерні технології в машинобудуванні ІКТМ-2017»: Тези доповідей. – Харків: Національний аерокосмічний університет ім. М.Є. Жуковського «Харківський авіаційний інститут». 2017. Т. 1. С. 138.

Здобувачем запропоновано підхід щодо моделювання теплообмінного устаткування з врахуванням термодинамічних властивостей робочих тіл, що можуть використовуватися у турбінних циклах.

40. Костіков А.О., Шубенко О.Л., Голощипов В.М., Сарапін В.П., Сенецький О.В. Когенераційна установка малої потужності на відновлювальних паливних ресурсах. Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування: XV міжнар. наук.-техн. конф. 25-26 квіт. 2019 г. Тез. доп. Харків: НТУ «ХП». 2019. С. 7-8.

Здобувачем розв'язано задачу створення високоефективних паротурбінних циклів на різних робочих тілах при використанні відновлювальних паливних ресурсів.

41. Шубенко О.Л., Сенецький О.В., Бабак М.Ю., Сарапін В.П., Роговий С.В. Створення методологічного підходу до вирішення задач енергозбереження при утилізації вторинних енергетичних ресурсів на основі використання турбінних циклів [Електронний ресурс]. Удосконалювання енергоустановок методами математичного і фізичного моделювання: XVII міжнар. наук.-техн. конф. 7–11 жовтня 2019 г. Тез. доп. електрон. дан. Харків, ИПМаш НАН України. 2019 р. Стор. 13-14. Режим доступу: <http://ipmach.kharkov.ua/без-рубрики/конференції>.

Здобувачем проведено аналіз існуючих підходів щодо розв'язання задач енергозбереження при утилізації вторинних енергетичних ресурсів на основі використання турбінних циклів.

АНОТАЦІЇ

Сенецький О. В. Науково-методологічні основи енергозбереження на базі турбоустановок малої потужності при утилізації вторинних енергетичних ресурсів. – На правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук за спеціальністю 05.05.16 – турбомашини та турбоустановки. – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків, 2020.

Дисертацію присвячено науковому обґрунтуванню і розробці методологічного підходу енергозберігаючих заходів щодо підвищення ефективності використання паливно-енергетичних ресурсів при виробництві

теплової та електричної енергії на базі застосування турбоустановок малої потужності на різних робочих тілах.

Обґрунтовано доцільність розв'язання задачі ресурсо- та енергозбереження шляхом реалізації турбінних установок на об'єктах скидної енергії малого потенціалу та при спалюванні відновлювальних паливних ресурсів. Проаналізовано особливості ORC технології, а також властивості робочих тіл, що застосовуються при розв'язанні подібних задач.

На основі проведеного аналізу літературних джерел виконано узагальнення підходів щодо формування критеріїв вибору низькокиплячих робочих тіл для замкнених паротурбінних циклів. Вдосконалено та адаптовано математичну модель розрахунку теплових схем та їх складових елементів (теплообмінні апарати і турбіна) для розв'язання поставлених задач з врахуванням властивостей теплоносіїв.

За допомогою вдосконаленого програмного комплексу виконано комплексні розрахункові дослідження, що дало можливість запропонувати нові рішення щодо компоновки теплових схем та визначення витратних й геометричних характеристик основних елементів енергогенеруючої установки (теплообмінники і турбіна). При цьому на кожному етапі розв'язувалась задача пошуку найбільш підходящого робочого тіла, раціональної компоновки турбінного циклу та вибору найбільш економічної конструкції турбіни і теплообмінників за умови врахування режимів роботи основного технологічного процесу та енергетичної установки, що реалізується.

Отримані результати можуть бути застосовані при розв'язанні задач утилізації ВЕР різних типів (горючих, теплових та надлишкового тиску) у комунальній енергетиці, газотранспортній системі, індивідуальних господарствах та інших сферах економіки держави. Це дозволяє комплексно підходити до розв'язання задачі ефективного використання паливно-енергетичних ресурсів, що є вельми актуальним на сучасному етапі розвитку України.

Для запропонованих рішень виконано техніко-економічне обґрунтування доцільності впровадження енергозберігаючих технологій на базі турбоустановок малої потужності при використанні ВЕР.

Ключові слова: енергозбереження, низькокипляче робоче тіло, турбіна, теплообмінник, органічний цикл Ренкіна, техніко-економічне обґрунтування, турбодетандер, повітряна кліматична система, вторинні енергетичні ресурси, когенерація, теплове джерело, відхідні гази.

Сенецкий А. В. Научно-методологические основы энергосбережения на базе турбоустановок малой мощности при утилизации вторичных энергетических ресурсов. – На правах рукописи.

Диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук по специальности 05.05.16 – турбомашины и турбоустановки. – Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», г. Харьков, 2020.

Диссертация посвящена научному обоснованию и разработке методологического подхода энергосберегающих мероприятий по повышению эффективности использования топливно-энергетических ресурсов при

производстве тепловой и электрической энергии на базе применения турбоустановок малой мощности на различных рабочих телах.

Обоснована целесообразность решения задачи ресурсо- и энергосбережения путем реализации турбинных установок на объектах сбросной энергии малого потенциала и при сжигании возобновляемых топливных ресурсов. Проанализированы особенности ORC технологии, а также свойства рабочих тел, применяемых при решении подобных задач.

На основе проведенного анализа литературных источников выполнено обобщение подходов к формированию критериев выбора низкикипящих рабочих тел для замкнутых паротурбинных циклов. Усовершенствована и адаптирована математическая модель расчета тепловых схем и их составляющих элементов (теплообменные аппараты и турбина) для решения поставленных задач с учетом свойств теплоносителей.

С помощью усовершенствованного программного комплекса выполнены комплексные расчетные исследования, что позволило предложить новые решения по компоновке тепловых схем и определения расходных и геометрических характеристик основных элементов энергогенерирующей установки (теплообменники и турбина). При этом на каждом этапе решалась задача поиска наиболее подходящего рабочего тела, рациональной компоновки турбинного цикла и выбора наиболее экономичной конструкции турбины и теплообменников при условии учета режимов работы основного технологического процесса и реализуемой энергетической установки.

Полученные результаты могут быть применены при решении задач утилизации вторичных энергетических ресурсов различных типов (горючих, тепловых и избыточного давления) в коммунальной энергетике, газотранспортной системе, индивидуальных хозяйствах и других сферах экономики государства. Это позволяет комплексно подходить к решению задачи эффективного использования топливно-энергетических ресурсов, что является весьма актуальным на современном этапе развития Украины.

Для предложенных решений выполнено технико-экономическое обоснование целесообразности внедрения энергосберегающих технологий на базе турбоустановок малой мощности при использовании вторичных энергетических ресурсов.

Ключевые слова: энергосбережение, низкикипящее рабочее тело, турбина, теплообменник, органический цикл Ренкина, технико-экономическое обоснование, турбодетандер, воздушная климатическая система, вторичные энергетические ресурсы, когенерация, тепловой источник, уходящие газы.

Senetskyi O. V. Scientific and methodological foundations of energy saving on the basis of low-power turbines in the utilization of secondary energy resources. – On rights of a manuscript.

Dissertation for doctor of technical science degree in specialty 05.05.16 – Turbomachines and turbo-installations. – National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute". – Kharkiv, 2020.

The scientific substantiation and development energy-saving measures methodological approach to improve the efficiency of the use of fuel and energy

resources in the production of heat and electrical energy based on the use of low-power turbine units on various working fluids the thesis is devoted.

The expediency of solving the problem of resource and energy saving through the implementation of turbine units at waste energy facilities of low potential and at burning renewable fuel resources has been substantiated. The features of ORC technology and the properties of working fluids used in solving such problems are analyzed.

Based on the analysis of the literature, a generalization of approaches to the formation of criteria for the selection of low boiling working fluids for closed steam-turbine cycles has been performed. The mathematical model for calculating thermal schemes and their constituent elements (heat exchangers and turbine) to solve the set problems, taking into account the properties of heat carriers has been improved and adapted.

With using of the improved software package, comprehensive computational researches were carried out, which made it possible to propose new solutions for the layout of thermal schemes and the determination of the consumption and geometric characteristics of the main elements of the power generating unit (heat exchangers and turbine). At each stage, the problem of finding the most suitable working fluid, rational layout of the turbine cycle and the choice of the most economical design of the turbine and heat exchangers was solved, provided that the operating modes of the main technological process and the power plant being implemented were taken into account.

The results obtained can be applied in solving problems of various types secondary energy resources utilization (combustible, thermal and overpressure) in municipal energy, gas transmission systems, individual farms and other spheres of the state economy. This allows a comprehensive approach to solving the problem of efficient use of fuel and energy resources, which is very relevant at the present stage of Ukraine's development.

A feasibility studies of introducing energy-saving technologies based on low-power turbines at using secondary energy resources was carried out for the proposed solutions.

Key words: energy saving, low boiling working fluid, turbine, heat exchanger, organic Rankine cycle, feasibility study, turbo expander, air climate system, secondary energy resources, cogeneration, heat source, exhaust gases.



Сенецький Олександр Володимирович

НАУКОВО-МЕТОДОЛОГІЧНІ ОСНОВИ ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ
НА БАЗІ ТУРБОУСТАНОВОК МАЛОЇ ПОТУЖНОСТІ ПРИ УТИЛІЗАЦІЇ
ВТОРИННИХ ЕНЕРГЕТИЧНИХ РЕСУРСІВ

Автореферат
дисертації на здобуття наукового ступеня
доктора технічних наук

Підп. до друку 11.02.2021. Формат 60 × 84/16.
Друк на ризографі. Ум. друк. арк. 3,3
Тираж 100 пр. Зам. № 10205.

Видавець і виготовлювач:
Харківський національний університет
міського господарства імені О. М. Бекетова,
вул. Маршала Бажанова, 17, Харків, 61002.
Електронна адреса: rectorat@kname.edu.ua
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи:
ДК № 5328 від 11.04.2017.