

О. П. УСАТИЙ, М. К. НОВІКОВ**ПОШУК ТА АНАЛІЗ СПОСОБІВ ПІДВИЩЕННЯ ПОТУЖНОСТІ І ЕФЕКТИВНОСТІ
ТУРБОДЕТАНДЕРІВ, ЯКІ ПРАЦЮЮТЬ НА СУМІШІ ПРИРОДНОГО ГАЗУ**

Однією з високоефективних сучасних альтернативних технологій виробництва електроенергії без нанесення практичної шкоди навколишньому середовищу є використання енергії стиснутого природного газу. Цей газ використовується як робоче тіло, зокрема в осьових турбодетандерах. Україна має значні родовища природного газу та розгалужену мережу магістральних трубопроводів для перекачування газу під високим тиском. Тому підвищення ефективності перетворення енергії стиснутого природного газу в механічну роботу для приводу електрогенераторів є важливою і актуальною задачею. В роботі наведені результати аналізу впливу основних геометричних параметрів проточних частин осьових турбодетандерів на їх ефективність. Для проведення розрахункових досліджень використано удосконалену математичну модель одновимірної течії в проточній частині та алгоритму, що її реалізує в програмному комплексі *TurboOptProject (TOP)*. Розроблені алгоритми, що описують рівняння стану 9-компонентної суміші природного газу в діапазоні зміни параметрів, які відповідають умовам роботи вихідного і оптимального варіантів турбодетандера. Також враховано взаємодію і вплив на ефективність проточної частини протікань в кінцеві ущільнення системи регулювання осьового зусилля на ротор. Для отримання оптимального варіанту турбодетандера виконано удосконалення оптимізаційного алгоритму багаторівневої оптимізації складних технічних об'єктів. Проведені розрахункові дослідження та аналіз їх результатів показали можливість підвищення потужності оптимального варіанту проточної частини турбодетандера на 125,81 кВт (з 1608,86 кВт до 1734,67 кВт), а внутрішнього відносного ККД на 6,17 % (з 77,34 % до 83,51 %) в порівнянні з вихідним варіантом проточної частини.

Ключові слова: турбодетандер, проточна частина, математична модель, оптимальне проєктування, природний газ.

О. USATYI, M. NOVIKOV**SEARCH AND ANALYSIS OF THE METHODS TO INCREASE THE POWER AND
EFFICIENCY OF TURBOEXPANDERS OPERATING ON A NATURAL GAS MIXTURE**

The compressed natural gas energy is one of the highly efficient modern alternative technologies used for generating electric power causing no realistic damage to the environment. This type of gas is used as a working fluid, in particular for axial turboexpanders. Ukraine has significant natural gas deposits and an extensive network of main pipelines for pumping gas under high pressure. Therefore, increasing the efficiency of converting compressed natural gas energy into mechanical work to drive electric generators is an important and urgent task. This scientific paper presents the data of the analysis of the effect of the main geometric parameters of the flow parts of axial turboexpanders on their efficiency. An improved mathematical model of one-dimensional flow in the flow part and an algorithm that implements it in the *TurboOptProject (TOP)* software package were used to conduct computational studies. The algorithms that describe the equation of state of a 9-component mixture of natural gas in the range of changes in the parameters that correspond to the operating conditions of the initial and optimal options of the turboexpander have been developed. The interaction and the effect of the leaks into the end seals of the control system of the axial force on rotor on the efficiency of the flow part have also been taken into account. To obtain the optimal variant of the turboexpander, the optimization algorithm for multi-level optimization of composite technical objects has been improved. The computational studies and the analysis of the obtained data have shown the possibility of increasing the power of the optimal option of the flow part of the turboexpander by 125.81 kW (from 1608.86 kW to 1734.67 kW), and the relative internal efficiency factor by 6.17 % (from 77.34 % to 83.51 %) as compared to the initial option of the flow part.

Key words: turboexpander, flow part, mathematical model, optimal design, and natural gas.

Вступ

Детандер це машина для охолодження газу шляхом його розширення із віддачею зовнішньої роботи. Детандер належить до класу розширювальних машин. Розширення газу в детандері є найефективнішим способом його охолодження. Турбодетандери є лопатковими машинами безперервної дії, що перетворюють енергію потоку, призначені для підготовки та подальшого транспортування природного газу в установках комплексної підготовки газу (УКПГ), для вироблення електроенергії на газорозподільних станціях (ГРС) та пунктах (ГРП). Існуючі утилізаційні установки, в яких використовується енергія надлишкового тиску і теплових потоків, знаходять зараз застосування переважно в системах транспортування природного газу магістральними газопроводами та їх відведенням до різних об'єктів [1].

Ці установки відносяться до енергогенерую-

чого обладнання, яке працює без використання енергії згоряння палива і відповідає вимогам Кіотського протоколу до Рамкової конвенції Організації Об'єднаних Націй про зміну клімату, який ратифіковано в Україні Законом № 1430-IV (1430-15) від 04.02.2004 [2]. Вони можуть бути встановлені на багатьох газорозподільних станціях України, загальна потужність яких може досягати 2750 МВт. Економія палива могла б досягати понад 150 тисяч тон у.п. на рік [3].

Задачі підвищення ефективності турбодетандерних установок на сьогодні є дуже актуальними і важливими. Існує значна кількість наукових робіт, присвячених різним аспектам цієї тематики. Наприклад, у роботі [4] розглядаються питання підвищення ресурсу та зносостійкості робочих елементів валів турбодетандерів за допомогою лазерного наплавлення. Також вказується, що турбодетандерні установки можна застосовувати і у технологічних процесах отримання рідкого водню,

кисню, повітря, азоту та інших криогенних газів.

У роботі [5] висвітлюються проблеми використання *CFD* моделювання термо- та газодинамічних процесів в турбодетандерах з високим відношенням тисків. Показано, що робоче тіло зазвичай характеризується значними відхиленнями від ідеального газу, що вимагає прийняття надійної моделі для рівнянь стану реального газу. Крім того, умови надзвукового потоку, які виникають на виході з соплових решіток, формують сильну нестационарну взаємодію з лопатями робочих коліс. Відмічається, що за таких обставин прогнози потужності та ККД, засновані на розрахунках стаціонарного стану класичного ідеального газу, можуть бути дуже не точними.

Досить багато наукових досліджень та прикладів реального проектування і впровадження надійних та високоефективних турбодетандерних установок, різноманітних схемних рішень щодо їх використання, а також готових турбодетандерних комплексів для різних промислових технологій і процесів. Наприклад, основним напрямком роботи ПрАТ «ТУРБОГАЗ» є розробка, виготовлення та впровадження детандер-компресорів, детандер-генераторів, включаючи комбіновані детандери, та інше газопромислове обладнання [6]. Компанія виконує інжиніринг і розробку конструкторської документації відповідно до міжнародних стандартів *API*, *ASME*, *DIN* та ін. Виробництво продукції здійснюється на власному заводі.

Компанія *TURBODEN* пропонує рішення для значного підвищення енергоефективності мереж транспортування та розподілу природного газу за допомогою турбодетандерів [7]. Інноваційні турбодетандери виробляють чисту електроенергію, відновлюючи та перетворюючи енергію, що виділяється під час процесу зниження тиску. Природний газ переходить із трубопроводів високого тиску до нижчого тиску, необхідного кінцевим споживачам у побутових, комерційних чи промислових цілях. На відміну від редукційних станцій (які все ще присутні в байпасі до турбодетандера з міркувань безпеки як резервна система), турбодетандери використовують перепад тиску для виробництва електроенергії, підвищуючи енергоефективність усієї газорозподільної системи (рис. 1).

В роботі [8] розглядаються основи конструкції та роботи турбодетандерів. Турбодетандери використовуються в технологічних процесах, які потребують охолодження технологічного газу. Відмінність турбодетандера полягає в тому, що в його проточній частині проходить розширення потоку газу, а механічна робота генерується як побічний продукт. Це не означає, що побічний ефект механічної роботи не є корисним. Навпаки, більшість турбодетандерів, швидше за все, приводять у дію компресор або генератор. У цьому випадку компресор або генератор служить наванта-

жувальним або гальмівним пристроєм – поглиначем механічної енергії детандера. Криогенні турбодетандери також знаходять застосування в багатьох технологічних процесах. Вони є стандартними для промисловості природного газу в процесах зрідження (див. рис. 2) і контролю точки роси. Також їх використовують в нафтохімічній промисловості для виробництва етилену, розділення повітря, охолодження та виробництва електроенергії.

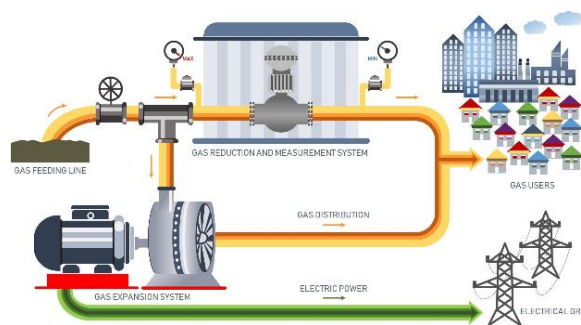


Рис. 1 – Схема використання турбодетандера [7]

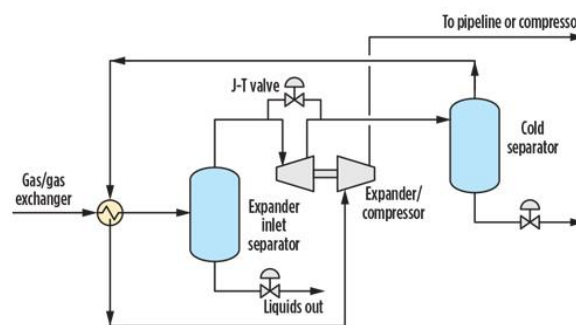


Рис. 2 – Схема використання турбодетандера [8]

В роботі [9] показано, що обробка газу турбодетандером є кращим методом для ефективного зріджування у порівнянні з обробкою типового потоку природного газу дроселем. Описані переваги низькотемпературного розділення зріджених газів при низькій температурі, а також визначення ситуацій, у яких можна застосовувати лише комбінацію низької температури та низького тиску.

Використання більш низьких температур для збільшення вилучення рідких вуглеводнів із природного газу є добре відомим методом, який має широке застосування на практиці. В останні роки все нижчі температури використовуються для вилучення все більших і вищих відсотків стану та пропану в потоках природного газу. Зниження температури забезпечує краще розділення складових природного газу, які потребують зрідження, і тими, які потрібно залишити в газоподібному стані.

В роботі [10] розглядається варіант коли турбодетандерна установка використовується замість

регулятора тиску, щоб уникнути ексергетичного руйнування, що виникає в системах зниження тиску газу. Однак через варіацію масової витрати природного газу, досягнути стійкої роботи цієї технології досить складно. Для розв'язання зазначеної проблеми, у цьому дослідженні спочатку було виконано оптимізацію системи газоредукційної станції, обладнаної радіальним турбодетандером. В процесі оптимізації враховувалися економічні та ексергетичні показники якості, а також враховувався вплив геометричних, рідинних, термодинамічних обмежень компонентів і системних обмежень. Для цього розроблено детальні розрахункові моделі основних складових системи, включаючи розрахункову модель радіальної турбіни по середньому радіусу, математичну модель теплообмінника та розрахункову модель нагрівача. Потім було оцінено річну ефективність оптимальної системи в динамічних умовах відповідно до стратегій, які розглядаються для забезпечення стабільного виробництва. Одним із рішень є підвищення ефективності турбодетандера шляхом регулювання кута повороту соплових лопатей для зміни масової витрати. Результати оптимального проектування показують, що ексергетична ефективність без поворотних направляючих лопаток може досягати максимум 40 %. Застосування направляючого апарату з поворотними лопатками підвищує ефективність турбодетандера до 60 %. Середня вартість електроенергії та період окупності обраної оптимальної конструкції становлять приблизно 0,0236 \$/(кВт·год) і 4 роки відповідно. Це вказує на те, що ця технологія може бути конкурентною в порівнянні з іншими системами виробництва електроенергії.

В роботі [11] досліджується гелієвий турбінний детандер, як важливу частину систем зрідження водню, що визначає загальну ефективність системи. У цій статті двоступеневий послідовно з'єднаний гелієвий турбінний детандер розроблений для досягнення продуктивності зрідження водню 1,7 тони на добу. Запропонований детандер заснований на зворотному циклі Брайтона та реалізує високий рівень відношення тисків (8,32) для досягнення проектною мети. Експлуатаційні характеристики турбінного детандера в умовах, що відрізняються від номінальних прогнозуються шляхом регулювання швидкості обертання та масової витрати. Результати показують, що розумний діапазон швидкості обертання турбодетандера становить 46000 – 54000 об/хв, а розумний діапазон коефіцієнта масової витрати становить 0,6 – 1,2, що може підтримувати високий рівень ефективності. Характеристики внутрішнього потоку турбодетандера аналізуються за допомогою чисельного моделювання. Результати показують, що температура на виході підходить для зрідження водню, яке в основному відбувається у верхній і середній час-

тині робочого колеса та зазорі поблизу вихідної кромки, а потім у горлі сопла. Під час випробувань прототипу для перевірки раціональності конструкції турбінних детандерів експериментальні результати показують, що два турбінні детандери можуть досягти падіння температури на 31 K при рівнях ізоентропійних ККД 76,8 % і 80,5 % відповідно, що вище, ніж проектні вимоги 75 %. Фактична температура на виході та ізоентропічна ефективність порівнюються з результатами чисельного моделювання. Похибки становлять менше 4 % і 10 % відповідно, що підтверджує точність виготовлення прототипу відповідно системним вимогам. Запевняється що, конструкція послідовно з'єднаних двоступеневих турборозширювачів задовольняє вимогам технічного завдання.

Робота [12] присвячена дослідженню системи попереднього підігріву, як невід'ємної частини редукційної станції природного газу при заміні редукційного клапана на турбодетандер. У цій статті порівнюються дві конфігурації для оптимального проектування системи попереднього підігріву, що використовується з турбодетандерною установкою. У першому випадку в якості гарячої рідини використовується вода, яка нагрівається в газовому нагрівачі, а в другому – це конфігурація з рекуперацією відпрацьованого тепла. Методи багатоцільової оптимізації та багатокритеріального прийняття рішень реалізовані для визначення оптимальної конструкції згаданих систем попереднього нагрівання та отримання можливості для проектувальника легко вибрати оптимальне рішення. В якості цільових функцій обрано загальну вартість і модифіковану ексергетичну ефективність. Крім того, для обох конфігурацій виконується аналіз чутливості параметрів конструкції та їх впливу на цільові функції. Результати показують, що оптимальні конструкції для варіанту з рекуперацією відпрацьованого тепла, забезпечують суттєве зниження не лише загальної вартості на 2 %, але й коефіцієнта ексергетичного руйнування до 22 %. Крім того, модифікована ексергетична ефективність збільшується на цілих 5 % порівняно зі звичайною конфігурацією. Виходячи з вищезазначених моментів, конфігурація з рекуперацією відпрацьованого тепла є вигідною як в економічному, так і в ексергетичному плані.

В роботі [13] розглядаються питання щодо ефективного відновлення енергії тиску за допомогою регулювання тиску газу. У цьому дослідженні запропоновано інноваційну схему, за якою єдиний турбодетандер працює як для регулювання тиску природного газу, так і для рекуперації енергії тиску. Новизна роботи полягає в тому, що: пропонується інноваційна схема, за якою єдиний турбодетандер керується ПІД-регулятором (пропорційно-інтегрально-диференціальний) для регулювання тиску газу, а також рекуперації енергії тиску для га-

зопроводів природного газу, при цьому дросельна заслінка не потрібна. Розроблено детандерну платформу регулювання тиску з рекуперацією енергії.

Завдяки створенню експериментальної платформи було детально досліджено ефективність регулювання тиску та відновлення енергії.

Відновлення енергії з розподільних мереж природного газу є багатообіцяючою стратегією для досягнення енергетичної стабільності в міських районах, відмічається в роботі [14]. Процес зниження тиску природного газу, який зазвичай досягається за допомогою звичайних дросельних клапанів, може бути модернізований шляхом впровадження технології турбодетандера, яка дозволяє рекуперувати енергію від падіння тиску природного газу. Як відомо, у цьому процесі природний газ необхідно попередньо підігріти, щоб уникнути утворення метангідрату. Температура попереднього нагріву є ключовим параметром процесу, від якого залежить можливість інтеграції в систему джерел тепла з низькою ентальпією, а також використання більш ефективних технологій і відновлюваних джерел енергії.

В статті [15] розглядається нова динамічна імітаційна модель для аналізу гібридної турбодетандерної установки в поєднанні з інноваційними високовакуумними сонячними тепловими колекторами. Модель розроблена в *MatLab* і здатна динамічно розраховувати енергетичні, ексергетичні, екологічні та економічні показники досліджуваної системи, беручи до уваги погодинні коливання термодинамічних та економічних параметрів (наприклад, вартість електроенергії, температура природного газу, витрати, тощо). Крім того, для досягнення оптимального дизайну запропонованої системи були використані методи теорії планування експерименту (*DOE*). Представлено відповідне прикладне дослідження, щоб показати можливості розробленого інструменту моделювання. Традиційні та нетрадиційні системи декомпресії, розташовані в погодній зоні Мессіни (Південна Італія), досліджувалися з метою оцінки оптимальної конфігурації системи. За допомогою *DOE* були розраховані оптимальні значення кількох проєктних параметрів (таких як кількість сонячних колекторів, об'єм резервуара для гарячої води та розмір насоса водяного контуру). Чисельні результати показують значну економію первинної енергії ($1,36 \cdot 10^{12}$ Вт·год/рік) та уникнення викидів вуглекислого газу (348 т CO_2 /рік). З економічної точки зору було оцінено можливий простий період окупності, який склав 4,51 роки.

В роботі [16] досліджується ефект попереднього підігрівання газу перед тим, як відбудеться зниження тиску на станції зниження тиску природного газу. Це підігрівання гарантує, що потік природного газу залишається над зоною гідратування. Обігрівач, який використовується для

забезпечення необхідного тепла, споживає велику кількість палива. У цій роботі традиційна конфігурація станції перепаду тиску природного газу змінена шляхом використання переваг геотермальної енергії для забезпечення всього або значної частини необхідного тепла. Для оцінки запропонованої системи з точки зору економічної та теплової ефективності, в якості прикладу, була обрана станція *Gonbad Kavoos*. Проведено комплексний термoeкономічний аналіз запропонованої системи. Результати показують, що система, яка складається з вісім свердловин глибиною 150 м і діаметром 0,15 м кожна, є найбільш ефективною конфігурацією для станції *Gonbad Kavoos*.

Робота [17] присвячена оптимізації характеристик турбін. Стверджується, що оптимізація топології є одним із найбільш перспективних нових підходів у галузі турбомашин для механічної оптимізації роторних і статорних компонентів. Це може бути дуже ефективним засобом для визначення нових шляхів і стратегій, а також для виходу за рамки методів, які уже використовуються у проєктуванні турбомашин, таких як оптимізація параметрів і форми. Методи оптимізації топології покращують розподіл матеріалу в заданому проєктному просторі (для заданого набору граничних умов і навантажень), щоб дозволити кінцевому макету відповідати встановленому набору цільових показників ефективності. Цю методологію було застосовано до компонента турбіни, щоб зменшити рівень статичної напруги та масу деталей та, водночас, налаштувати власні частоти. Таким чином, інтерес цієї роботи полягає в дослідженні як статичних, так і динамічних аспектів структурної оптимізації.

В роботі [18] для аеродинамічного та механічного проєктування компонентів турбодвигунів використовуються методи автоматичної оптимізації. Незважаючи на численні переваги, їх використання зазвичай обмежується простими застосуваннями в промисловій практиці через високу обчислювальну вартість. У цьому документі представлена стратегія оптимізації, яка дозволяє тривимірну аеродинамічну оптимізацію лопаток турбомашин у часові рамки, сумісні з промисловими стандартами. Стратегія проєктування базується на поєднанні тривимірного оберненого дизайну, методу поверхні відгуку, багатоцільових еволюційних алгоритмів і обчислювального аналізу гідродинаміки. Параметризація лопаті виконується за допомогою методу тривимірного оберненого проєктування, де аеродинамічні параметри, такі як навантаження на лопаті, використовуються для опису форми лопаті. Метод проєктування застосовано для переробки відцентрового та осьового ступенів компресора. Поєднання функцій відгуку та зворотної параметризації проєкту також дозволило легко провести аналіз чутливості впливу параметрів

проекту на продуктивність, сприяючи розробці інструкцій щодо проектування, які можна використовувати для подібних програм проектування.

Слід зазначити, що використання методів планування експерименту (DOE) для створення сурогатних моделей (формальних макромоделей) з метою опису поверхні відгуку вперше було запропоновано в роботі присвяченій багатопараметричній оптимізації циліндрів високого тиску потужних парових турбін [19].

Підсумовуючи результати проаналізованих наукових публікацій щодо проектування, виробництва та використання турбодетандерних установок можна зробити наступні висновки:

1) Турбодетандерні установки є перспективними енергетичними машинами, робота яких може відбуватися без спалювання викопного палива.

2) Турбодетандерні установки повністю відповідають положенням Київського протоколу до Рамкової конвенції Організації Об'єднаних Націй.

3) Більшість наукових публікацій присвячені різного роду схемним рішенням щодо використання турбодетандерів та оптимізації механічних характеристик обертових турбомашин і окремих ступенів компресорів.

4) Практично відсутні наукові роботи щодо оптимального проектування конструкцій проточних частин осьових турбодетандерів з метою підвищення їх ефективності і потужності.

Мета роботи

Метою наукових досліджень даної роботи є пошук та аналіз способів підвищення потужності і ефективності проточних частин осьових турбодетандерів, які працюють на багатоконпонентних сумішах природного газу.

Виклад основного матеріалу

Для дослідження було обрано чотирьох ступеневий осьовий турбодетандер без поворотних соплових лопаток першого ступеня. Робочим тілом цього турбодетандера є дев'ятикомпонентна суміш природного газу (метан, етан, пропан, *i*-бутан, *n*-бутан, *i*-пентан, CO₂, O₂, і N₂).

Розрахункові дослідження проводилися з використанням програмного комплексу *TurboOptProject (TOP)* [20], у якому було удосконалено математичну 1D модель термо- та газодинамічних процесів у проточній частині (ПЧ) турбодетандера.

1 Удосконалення математичної моделі

При удосконаленні математичної моделі були розв'язані дві ключові задачі.

По-перше, було розроблено табличне представлення залежностей характеристик робочого

тіла та алгоритми лінійної апроксимації на поверхні. Це дозволило точно визначати характеристики дев'ятикомпонентного природного газу в області зміни параметрів, яка відповідає протіканню термо- та газодинамічних процесів у проточній частині турбодетандера. Реалізована можливість визначати значення параметрів природного газу за залежностями (1):

$$\left. \begin{aligned} T &= f(p, h); \rho = f(p, h); S = f(p, h); \\ a &= f(p, h); k = f(p, h); p = f(S, h); \\ h &= f(p, S); v = f(p, h); h = f(T, p); \end{aligned} \right\}, \quad (1)$$

де T – температура природного газу;

p – тиск;

h – ентальпія;

ρ – щільність;

S – ентропія;

a – швидкість звуку;

k – показник адіабати;

v – кінематична в'язкість.

По-друге, до системи рівнянь 1D математичної моделі [20] були включені рівняння, що описують протікання через розвантажувальні пази, кінцеві ущільнення на валу та диску першого і останнього ступеня турбодетандера. Для цього були використані загальновідомі залежності:

– для протікань через розвантажувальні пази:

$$dG_5 = 0,25\mu\pi D_e^2 \sqrt{\frac{2k}{k-1} p_2 \rho_2 \left[\left(\frac{p_{11}}{p_2} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_{11}}{p_2} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}, \quad (2)$$

де dG_5 – масова витрата протікання через розвантажувальні пази;

μ – коефіцієнт масової витрати;

π – число пі;

D_e – еквівалентний діаметр розвантажувальних пазів;

p_2, ρ_2 – тиск і щільність газу за діафрагмовим ущільненням;

p_{11} – протитиск в камері думісу;

– для протікань через кінцеві ущільнення:

$$dG_{ku} = \mu_{ku} A_4 D_{ku} s_{ku} \sqrt{\frac{1 - \left(\frac{p_{2u}}{p_{0u}} \right)^2}{z_{ku} - \log \left(\frac{p_{2u}}{p_{0u}} \right)}}, \quad (3)$$

де dG_{ku} – масова витрата протікання через кінцеве ущільнення;

μ_{ku} – коефіцієнт масової витрати,

$\mu_{ku} = A_1 + h_{ku} (A_2 - A_3 h_{ku})$;

A_1, A_2, A_3, A_4 – відповідні коефіцієнти;

h_{ku} – висота щілини кінцевого ущільнення;

D_{ku}, s_{ku} – діаметр і ширина щілини кінцевого ущільнення, відповідно;

p_{0u}, ρ_{0u} – тиск і щільність газу перед ущільненням;

p_{2u} – тиск за ущільненням;

Z_{ku} – кількість гребінців ущільнення.

Треба розуміти, що при розрахунку кінцевого ущільнення на валу ротора тиск за ущільненням $p_{2u} = p_{11}$, а для кінцевого ущільнення на диску робочого колеса останнього ступеню тиск перед ущільнення $p_{0u} = p_{11}$.

Для удосконалення математичної моделі термо- та газодинамічних процесів в ПЧ осової турбіни [20] – [22] до рівнянь загальної системи (4)

$$\left. \begin{aligned} \Delta_{g1(j)}(G_{1(j)}, C_{1(j)}) &= 0; \\ \Delta_{g2(j)}(G_{2(j)}, C_{1(j)}, W_{2(j)}) &= 0; \quad (j = 1); \\ \Delta_{g1(j)}(G_{1(j)}, C_{1(j)}, W_{2(j-1)}) &= 0; \\ \Delta_{g2(j)}(G_{2(j)}, C_{1(j)}, W_{2(j)}) &= 0; \quad (j = 2); \\ &\dots\dots\dots \\ \Delta_{g1(n)}(G_{1(n)}, C_{1(n)}, W_{2(n-1)}) &= 0; \\ \Delta_{g2(n)}(G_{2(n)}, C_{1(n)}, W_{2(n)}) &= 0; \quad (j = n); \\ (j = 1, \dots, n); \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

де n – кількість ступенів турбодетандера;

j – номер ступеня;

Δ_{g1} – величина неув'язки масової витрати робочого тіла через соплову решітку;

Δ_{g2} – величина неув'язки масової витрати через робочу решітку;

Δ_h – величина неув'язки наявного перепаду ентальпій осьової турбіни;

G_1 – масова витрата через соплову решітку;

G_2 – масова витрата через робочу решітку;

C_1 – абсолютна швидкість потоку на виході із соплової решітки;

W_2 – відносна швидкість потоку на виході із робочої решітки) було додано ще одне рівняння (5), яке формується за рахунок використання залежностей (2) і (3) для визначення величини неув'язки балансу масових витрат природного газу в камері думісу:

$$\Delta_{gd} = dG_5 + dG_{1ky} + dG_{2ky} = 0, \quad (5)$$

де $dG_5 = f_1(p_{11})$, $dG_{1ky} = f_2(p_{11})$, $dG_{2ky} = f_3(p_{11})$.

Спільне розв'язання системи рівнянь (4) разом з рівнянням (5) відбувалося чисельним способом пошуком максимуму функції

$$F = - \left(\sum_{j=1}^n (\Delta_{g1(j)}^2 + \Delta_{g2(j)}^2) + \Delta_h^2 + \Delta_{gd}^2 \right) \quad (6)$$

(суми квадратів неув'язок). Для пошуку екстремуму функції F (6) використовувався метод сполучених градієнтів Флетчера-Рівза [23].

Це дозволило не тільки визначати величину протитиску (p_{11}) в камері думісу, а й значення масової витрати протікання природного газу з камери думісу через розвантажувальні пази в щілину між діафрагмою та диском робочого колеса другого ступеня (dG_5), через частину заднього кінцевого ущільнення на валу в камеру думісу (dG_{1ku}) і через кінцеве ущільнення на диску робочого колеса в вихідний патрубок за робочим колесом останнього ступеня (dG_{2ku}).

Масова витрата протікання із камери думісу в щілину між діафрагмою та диском робочого колеса другого ступеня призводить до збільшення рівня додаткових втрат енергії, пов'язаних зі змішуванням основного потоку природного газу, що витікає з соплової решітки та протікань через кореневий міжвінцевий зазор другого ступеня. При цьому збільшується масова витрата природного газу через робочу решітку другого ступеня та соплові і робочі решітки третього і четвертого ступенів на величину dG_5 .

Слід зауважити, що збільшення втрат енергії від змішування потоків призводить до зменшення ККД турбодетандера. З іншого боку, збільшення масової витрати через відповідні соплові і робочі решітки призводить до відповідного збільшення потужності турбодетандера.

В проведених дослідженнях для оцінки втрат енергії в соплових і робочих решітках ступенів турбодетандера використовувалися дві методики оцінки коефіцієнтів швидкості решіток (оригінальна методика Крейга і Кокса [24] і удосконалена методика Крейга і Кокса за результатами експериментальних досліджень кафедри Турбінобудування НТУ «ХПІ» [20] з осередненням відповідно ваговими коефіцієнтами по 0,5 для кожної методики. Окрім втрат енергії в решітках та з вихідною швидкістю в удосконаленій математичній моделі термо- та газодинамічних процесів в проточній частині турбодетандера визначаються ряд додаткових втрат (втрати масової витрати робочого тіла: від протікань в радіальні надлопаткові/надбандажні ущільнення; в діафрагмові ущільнення; в розвантажувальні отвори; від протікання в кореневі і периферійні щілини перед і за робочими колесами; від сепарації вологи; втрати з відборами робочого тіла перед і за робочими колесами ступенів, а також втрати енергії: ротаційні втрати; від тертя об нерухомі поверхні; від розмиву струменів потоку в міжвінцевих зазорах; втрати від періодичної нестаціонарності; втрати від змішування потоків в прикорневих і периферійних

зонах та в області розвантажувальних отворів дисків робочих коліс).

Таким чином, в результаті удосконалення 1D математичної моделі термо- та газодинамічних процесів в ПЧ було створено потужний інструмент для аналізу конструкцій осевих турбодетандерів та впливу на їх інтегральні показники якості різних геометричних параметрів з урахуванням широкого комплексу основних і додаткових втрат енергії в ПЧ та зміни масової витрати природного газу, що протікає через соплові і робочі решітки турбодетандера.

2 Пошук і аналіз можливостей підвищення потужності і ККД ПЧ вихідного варіанту турбодетандера

Слід зазначити, що в даному дослідженні використовувалася постановка задачі аналізу, в якій задавалися геометричні параметри ПЧ, а також параметри природного газу на вході в турбодетандер: масова витрата природного газу (G_0), повний тиск і повна ентальпія ($\bar{p}_0, \bar{h}_0$), а також статичний тиск за останнім ступенем турбодетандера (p_k). Підгонка заданого значення масової витрати G_0 виконувалася за рахунок автоматичного корегування ефективних кутів виходу потоку із соплових решіток турбодетандера ($\alpha_{1e(j)}$). При такій постановці задачі аналізу, усі зміни геометрії, які впливають на пропускну здатність ПЧ компенсувалися відповідною зміною значень ефективних кутів ($\alpha_{1e(j)}$), забезпечуючи таким чином незмінність параметрів природного газу на вході і виході із турбодетандера. Крім того, результати аналізу впливу зміни геометричних параметрів ПЧ дають інформацію не тільки про їх вплив на ефективність турбодетандера, але і про зміну значень ефективних кутів ($\alpha_{1e(j)}$), які потрібно впровадити, щоб забезпечити отриману ефективність ПЧ.

Попередні дослідження з оцінки впливу на ефективність і потужність вихідного чотирьох ступеневого турбодетандера показали, що найбільш відчутний вплив мають наявність і відповідно кількість гребінців в надбандажних ущільненнях та величини відкритих міжвінцевих осевих щілин на периферії ступенів (при наявності надбандажних ущільнень з гребінцями). При відсутності надбандажних ущільнень з гребінцями величини відкритих осевих щілин розраховуються як різниця між значенням міжвінцевого зазору та закритих осевих зазорів на периферії ступенів і тому мають постійне значення для конкретної

конструкції турбодетандера. Результати розрахунку вихідного варіанту ПЧ турбодетандера для шести комбінацій значень відкритих міжвінцевих осевих щілини і різної кількості ущільнюючих гребінців надбандажних радіальних ущільнень ступенів наведені в табл. 1.

З табл. 1 видно, що застосування радіальних надбандажних ущільнень з трьома гребінцями та зменшення значень відкритих міжвінцевих осевих щілин на периферії ступенів до 0,5 мм підвищує потужність турбодетандера на 55,09 кВт з 1608,86 кВт до 1664,05 кВт і внутрішній відносний ККД на 1,92 % з 77,34 % до 79,26 %.

В табл. 2 наведені значення ефективних кутів виходу потоку із соплових решіток турбодетандера ($\alpha_{1e(j)}$), які були визначені автоматично для кожного варіанту ПЧ турбодетандера виходячи із умови збереження значень параметрів природного газу на вході і виході із турбодетандера.

Більш детальний аналіз результатів розрахунку шести різновидів геометрії ПЧ вихідного варіанту турбодетандера дозволяє визначити причини підвищення його потужності і внутрішнього відносного ККД. В табл. 3 наведено порівняння значень втрат енергії в ступенях турбодетандера та масових витрат природного газу через робочі решітки для розглянутих варіантів геометрії ПЧ, які найбільше вплинули на ефективність та потужність турбодетандера.

Зменшення наведених в табл. 3 втрат (dG_{rz}, dH_{rz}) обумовлені в першу чергу зменшенням пропускну здатності радіальних надбандажних ущільнень ступенів, а основною причиною зменшення рівня втрат (dG_{du} і dH_{du}) стало збільшення ступеню реактивності вздовж висот лопаток, в тому числі і біля кореня, в усіх ступенях турбодетандера (табл. 4). Відомий факт впливу радіального надбандажного ущільнення на рівень реактивності ступенів багатоступеневої осевої турбіни підтверджується і цими дослідженнями. Як бачимо з табл. 2, зменшення пропускну здатності радіального ущільнення (при збереженні заданої масової витрати на вході в турбодетандер) призводить до збільшення ефективних кутів виходу із соплових решіток, що викликає зменшення швидкості виходу природного газу та збільшення тиску за сопловими решітками (перед робочими колесами), а відповідно і до збільшення перепаду ентальпій на робочих решітках і відповідно ступеню реактивності.

Таблиця 1 – Геометрія ПЧ вихідного варіанту турбодетандера та значення його інтегральних показників якості

Параметри	Варіанти геометрії ПЧ					
	1	2	3	4	5	6
Відкрита осьова щілина, h_{vz} , мм	Розрахунок	2	1	0,5	0,5	0,5
Кількість гребінців радіального ущільнення, z_g , шт.	0	1	1	1	2	3
Потужність, $N_{тд}$, кВт	1608,86	1631,58	1639,34	1651,58	1659,39	1664,05
Внутрішній відносний ККД турбодетандера, η_{oi} , %	77,34	78,44	78,71	79,01	79,17	79,26

Таблиця 2 – Значення ефективних кутів виходу потоку природного газу із соплових решіток

Ефективні кути соплових решіток	Варіанти геометрії ПЧ					
	1	2	3	4	5	6
$\alpha_{1e(1)}, ^\circ$	15,00	15,00	15,02	15,07	15,11	15,13
$\alpha_{1e(2)}, ^\circ$	15,00	15,00	15,02	15,07	15,11	15,13
$\alpha_{1e(3)}, ^\circ$	15,00	15,00	15,02	15,07	15,11	15,13
$\alpha_{1e(4)}, ^\circ$	15,00	15,00	15,02	15,07	15,11	15,13

Таблиця 3 – Параметри вихідного варіанту турбодетандера

Параметри	Варіанти геометрії ПЧ					
	1	2	3	4	5	6
Масова витрата протікання в радіальне надлопаткове/надбандажне ущільнення, dG_{rz} , кг/с	1,135–0,855	1,109–0,848	1,036–0,777	0,846–0,629	0,696–0,515	0,606–0,447
Втрата енергії в радіальному ущільненні (змішування потоку через радіальне ущільнення і основного потоку), dH_{rz} , Дж/кг	327,6–215,9	261,0–183,4	243,1–169,9	197,8–136,7	163,2–112,0	142,5–97,4
Втрата енергії в міжвінцевій осевій щілині, dH_{oz} , Дж/кг	249,9–167,4	141,6–93,9	113,9–75,2	99,0–65,2	97,8–64,4	97,15–64,0
Масова витрата протікання через діафрагмове ущільнення, dG_{du} , кг/с	0,947–0,656	0,946–0,655	0,945–0,655	0,941–0,653	0,938–0,652	0,936–0,651
Втрати енергії пов'язані з протіканнями у діафрагмове ущільнення (змішування основного потоку з соплової решітки і потоку через прикореневу осьову щілину), dH_{du} , Дж/кг	448,9–341,6	448,1–339,9	446,5–334,9	442,1–326,9	438,8–324,5	436,8–323,0
Масова витрата природного газу через робочі решітки турбодетандера, G_2 , кг/с	40,343–40,738	40,368–40,759	40,44–40,82	40,63–41,0	40,78–41,07	40,868–41,136

Таблиця 4 – Кореневі ступені реактивності вихідного варіанту ПЧ турбодетандера

Реактивності у кореня	Варіанти геометрії ПЧ					
	1	2	3	4	5	6
$\rho_{k(1)}, \%$	3,50	3,59	3,87	4,59	5,14	5,47
$\rho_{k(2)}, \%$	2,83	2,90	3,13	3,70	4,13	4,38
$\rho_{k(3)}, \%$	0,69	0,83	1,08	1,67	2,12	2,38
$\rho_{k(4)}, \%$	-0,58	-0,54	-0,30	0,27	0,71	0,97

Аналіз проведених розрахункових досліджень вихідного варіанту ПЧ турбодетандера показує, що за допомогою досить простих заходів можна суттєво підвищити потужність і ККД турбодетандера.

Слід зазначити, що досліджуваний варіант ПЧ турбодетандера був спроектований свого часу з використанням багаторічного досвіду фахівців і науковців, а також наявних технологій виготовлення турбодетандерів в ПрАТ «ТУРБОГАЗ». При проектуванні цієї ПЧ було використано так званий підхід «типового ступеня», який базується на ідеї використання постійної геометрії для усіх ступенів турбодетандера за виключенням висот соплових і робочих лопаток, які відповідним чином збільшуються від першого до останнього ступеня. Як бачимо, в табл. 2 ефективні кути соплових решіток однакові для усіх ступенів, аналогічно незмінними від ступеня до ступеня є і ефективні кути виходу із робочих решіток, хорди решіток, кількість лопаток та інші геометричні параметри ступенів. Незважаючи на просту технологію виготовлення ступенів такої ПЧ її ефективність і потужність знаходяться на досить високому рівні.

Разом з цим, постійний розвиток сучасних технологій проектування осевих турбін [20], [21], [25], які базуються на використанні методів оптимального проектування складних технічних об'єктів, до яких безумовно відноситься і ПЧ турбодетандерів, потребує використання відповідного удосконалення методів оптимізації ПЧ та використання їх в практиці проектування нових та модернізації існуючих конструкцій турбодетандерів.

3 Удосконалення методики багатопараметричної багатокритеріальної оптимізації

Перед розв'язанням задачі оптимального проектування було вдосконалено методику багатопараметричної багатокритеріальної оптимізації складних технічних систем і об'єктів [20]. З огляду на те, що ПЧ турбодетандера складається лише з чотирьох ступенів, а це призводить до оптимізаційних задач з відносно низькою розмірністю. Крім цього, розрахункові можливості сучасних ПК суттєво зросли, і тому для оптимізації ПЧ турбодетандера в відомій методиці [20] було виключено використання методів планування експерименту для побудови ФММ (сурогатних моделей) критері-

їв якості. Тому в удосконаленій методиці для оцінки якості проміжних варіантів ПЧ турбодетандера використовувалася удосконалена математична модель термо- та газодинамічних процесів, що протікають в ПЧ турбодетандера. Ця модель базується на розв'язанні системи рівнянь (4) і (5). Це дозволило більш точно оцінювати якість ПЧ і розв'язувати задачі оптимального проектування турбодетандерів в прийнятні терміни.

В удосконаленій методиці оптимального проектування ПЧ турбодетандерів послідовно використовуються методи КПт з рою бджіл [26], по координатний спуск та метод сполучених градієнтів Флетчера-Рівза [23]. Використання цих методів багатопараметричної оптимізації разом з удосконаленою математичною моделлю термо- та газодинамічних процесів, що протікають в ПЧ турбодетандера, дозволяє надійно розв'язувати задачі оптимального проектування ПЧ турбодетандерів в різних постановках.

4 Оптимізація і аналіз оптимального варіанту ПЧ турбодетандера

В число параметрів, значення яких змінювалися в процесі оптимізації були включені ефективні кути виходу соплових і робочих решіток, числа лопаток соплових і робочих решіток усіх ступенів (16 параметрів), периферійний діаметр робочої лопатки останнього ступеню і висота робочої лопатки останнього ступеню (два параметри) та периферійні і кореневі перекриші між усіма сопловими і робочими решітками (14 параметрів). Всього в процесі оптимізації змінювалися 32 параметри. Слід зауважити, що задача оптимізації розв'язувалася з урахуванням заданої геометрії профілів, тобто з «заданими профілями». Соплові решітки формувалися із профілів Н4, а робочі із профіля Р2. При зміні ефективних кутів в процесі оптимізації автоматично змінювалися кути установки профілів і геометричні (металічні) кути входу відповідно соплових і робочих решіток. Це дозволяло коректно оцінювати кути атаки та відповідно величини втрат від удару потоку природного газу, що натікає на соплові і робочі решітки. Оцінка якості усіх варіантів ПЧ турбодетандера виконувалася за двома параметрами – потужністю і внутрішнім відносним ККД. Тобто, оптимізаційна задача була двохкритеріальною з 32 параметрами,

що змінювалися в процесі пошуку оптимального варіанту ПЧ.

Загалом постановка оптимізаційної задачі виглядає, як окремий випадок [20]:

$$\left. \begin{aligned} \bar{Y}^{opt}(\bar{x}_r^{opt}) &= \max \bar{Y}(\bar{x}_r), \quad \bar{x}_r \in X, \\ \bar{Y}(Y_1(\bar{x}_r), Y_2(\bar{x}_r)), \\ N_{X_{\min}} \leq |X| \leq N_{X_{\max}} < \infty, \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

де $\bar{Y}$ – вектор цільових функцій;

$\bar{x}_r$ – вектор геометричних параметрів;

X – область існування геометричних параметрів;

$N_{X(\min, \max)}$ – границі областей існування відповідних геометричних параметрів.

Тобто завдання оптимізації ПЧ турбодетандера полягає у відшуванні такого допустимого (задовольняючого обмеженням) проектного рішення, реалізація якого дає екстремальне значення цільової функції (7). З метою спрощення розв'язання двокритеріальної задачі використовується згортка векторного критерію якості, що здійснюється за залежністю (8):

$$\|Y^*(\bar{x}_r)\| = \sqrt{\sum_{i=1}^2 (\mu_i Y_i^*(\bar{x}_r))^2} \quad (8)$$

що є по суті модулем вектору окремих критеріїв якості з урахуванням їх вагових коефіцієнтів (μ_i) [20].

За своєю суттю, використовуваний вид згортки (8), аналогічний згортці методу ідеальної точки. Відомо, що метод ідеальної точки на відміну від

методу зважених критеріїв (адитивного згортки), дозволяють знаходити рішення, що лежать як на опуклій, так і на неопуклій частині фронту Парето.

Практика використання цього підходу показала високу ефективність і надійність.

В результаті розв'язання задачі оптимального проектування отримано нове конструктивне рішення для ПЧ турбодетандера з відмінними від вихідного варіанту ПЧ 32 параметрами.

Враховуючи, що вихідний варіант ПЧ і тим паче оптимальний варіант є комерційною таємницею ПрАТ «ТУРБОГАЗ» конкретні значення параметрів, які були знайдені в процесі оптимізації, в даній роботі приводитися не будуть. Будуть надані значення відносних змін цих параметрів в порівнянні з аналогічними параметрами вихідного варіанту ПЧ турбодетандера. зазначимо, що в процесі оптимізації ПЧ, зміна висот лопаток і діаметрів (периферійних, середніх і кореневих) соплових та робочих решіток відбувалася за рахунок використання алгоритму автоматичного формування обводів проточної частини через значення відповідних перекиш [20]. Тому, в табл. 5 наведені значення відносних змін параметрів, які були отримані в результаті використання алгоритму автоматичного формування обводів ПЧ та її інтегральних показників якості.

В табл. 5 значення цих параметрів дорівнюють відношенню величин відповідних параметрів кожного ступеня оптимального варіанту ПЧ до значень вихідного варіанту ПЧ.

Таблиця 5 – Відносних зміни параметрів, що оптимізувалися

Параметри		Ступені турбодетандера			
		1	2	3	4
Ефективні кути виходу	$\bar{\alpha}_{1e}$	0,8840	0,8547	0,8698	0,9709
	$\bar{\beta}_{2e}$	0,9235	0,9417	0,9309	0,9034
Середні діаметри	$\bar{D}_{1cp}$	1,0849	1,0849	1,0849	1,0849
	$\bar{D}_{2cp}$	1,0849	1,0849	1,0849	1,0849
Висота лопаток	$\bar{\ell}_1$	1,0135	1,0692	1,0556	1,0443
	$\bar{\ell}_2$	1,0526	1,0405	1,0254	1,0550
Кількість лопаток	$\bar{z}_1$	1,2750	1,2750	1,2750	1,2750
	$\bar{z}_2$	1,2314	1,2314	1,2314	1,2314
Коефіцієнти швидкості	$\bar{\varphi}^2$	1,0066	1,0239	1,0203	1,0223
	$\bar{\psi}^2$	1,0090	1,0056	1,0059	1,0246
Внутрішній відносний ККД	$\bar{\eta}_{oi}$	1,0746	1,0860	1,0741	1,0908
Потужності ПЧ турбодетандера	$\bar{N}_{тд}$	1,1180	1,1084	1,1135	0,9740

5 Порівняння показників якості вихідного і оптимального варіантів ПЧ турбодетандера

В табл. 6 наведені абсолютні значення інтегральних показників якості ПЧ турбодетандера оптимальної конструкції. Оптимізація ПЧ дозволила суттєво підвищити потужність і внутрішній відносний ККД турбодетандера.

Детальну інформацію щодо основних втрат масової витрати та важливих складових втрат енергії оптимального варіанту ПЧ турбодетандера наведено в табл. 7.

Порівнюючи дані з табл. 1 та 6 бачимо, що за рахунок оптимізації підвищено потужність турбодетандера на 125,81 кВт (з 1608,86 кВт до 1734,67 кВт) і внутрішній відносний ККД на 6,17 % (з 77,34 % до 83,51 %) в порівнянні з вихідним варіантом проточної частини.

Загальний рівень втрат оптимального варіанту ПЧ турбодетандера суттєво менший ніж у вихідного варіанту ПЧ (табл. 3), що і обумовило значно вищий рівень потужності і внутрішнього відносного ККД оптимального варіанту ПЧ турбодетандера.

Таблиця 6 – Геометрія ПЧ оптимального варіанту турбодетандера та значення його інтегральних показників якості

Параметри	Варіанти геометрії ПЧ					
	1	2	3	4	5	6
Відкрита осьова щілина, h_{vz} , мм	Розрахунок	2	1	0,5	0,5	0,5
Кількість гребінців радіального ущільнення, z_g , шт.	0	1	1	1	2	3
Потужність, $N_{тд}$, кВт	1662,89	1692,43	1701,97	1717,86	1728,41	1734,67
Внутрішній відносний ККД турбодетандера, η_{oi} , %	80,68	82,14	82,51	83,02	83,33	83,51

Таблиця 7 – Значення втрат масової витрати та енергії в оптимальному варіанті турбодетандера

Параметри	Варіанти геометрії ПЧ					
	1	2	3	4	5	6
Масова витрата протікання в радіальне надлопаткове/надбандажне ущільнення, dG_{rz} , кг/с	1,087–0,988	1,06–0,964	0,99–0,948	0,807–0,773	0,663–0,63	0,577–0,546
Втрата енергії в радіальному ущільненні (змішування потоку через радіальне ущільнення і основного потоку), dH_{rz} , Дж/кг	311,7–199,0	240,1–175,1	243,1–169,9	182,8–127,07	151,1–103,1	132,1–89,3
Втрата енергії в міжвінцевій осьовій щілині, dH_{oz} , Дж/кг	347,2–160,8	179,2–75,1	145,2–57,8	127,6–48,8	126,9–48,5	126,5–48,3
Масова витрата протікання через діафрагмове ущільнення, dG_{du} , кг/с	0,545–0,382	0,545–0,382	0,545–0,382	0,544–0,381	0,545–0,381	0,542–0,38
Втрати енергії пов'язані з протіканнями у діафрагмове ущільнення (змішування основного потоку з соплової решітки і потоку через прикореневу осьову щілину), dH_{du} , Дж/кг	331,6–199,0	331,4–171,8	330,5–171,3	328,1–170,1	326,3–169,3	325,2–168,7
Масова витрата природного газу через робочі решітки турбодетандера, G_2 , кг/с	40,401–40,582	40,427–40,609	40,497–40,681	40,68–40,865	40,823–41,007	40,909–41,09

Таблиця 8 – Кореневі ступені реактивності оптимального варіанту ПЧ турбодетандера

Реактивності у кореня	Варіанти геометрії ПЧ					
	1	2	3	4	5	6
$\rho_{к(1)}, \%$	0,55	0,58	0,76	1,21	1,56	1,76
$\rho_{к(2)}, \%$	1,10	1,13	1,30	1,75	2,08	2,28
$\rho_{к(3)}, \%$	0,89	0,98	1,18	1,68	2,06	2,27
$\rho_{к(4)}, \%$	8,85	8,85	9,06	9,54	9,90	10,10

В табл. 8 наведені значення кореневих ступенів реактивності кожного ступеню ПЧ турбодетандера.

Для більшої наочності на рис. 3 – 5 показані трикутники швидкості та $h-S$ діаграми процесу розширення природного газу в ПЧ.

Аналізуючи трикутники швидкості (рис. 3) бачимо, що у оптимального варіанту ПЧ турбодетандера кінематика потоку природного газу в сту-

пенях суттєво краща з точки зору втрат енергії з вихідною швидкістю, так як вихідні швидкості $c_{2(j)}$ мають напрям суттєво ближчий до осевого. Крім цього, близький до осевого напрям вихід потоку природного газу з робочих решіток обумовлює і більш сприятливі (з меншим кутом атаки) умови натикання на соплові решітки наступних ступенів, що також призводить до підвищення їх ефективності.

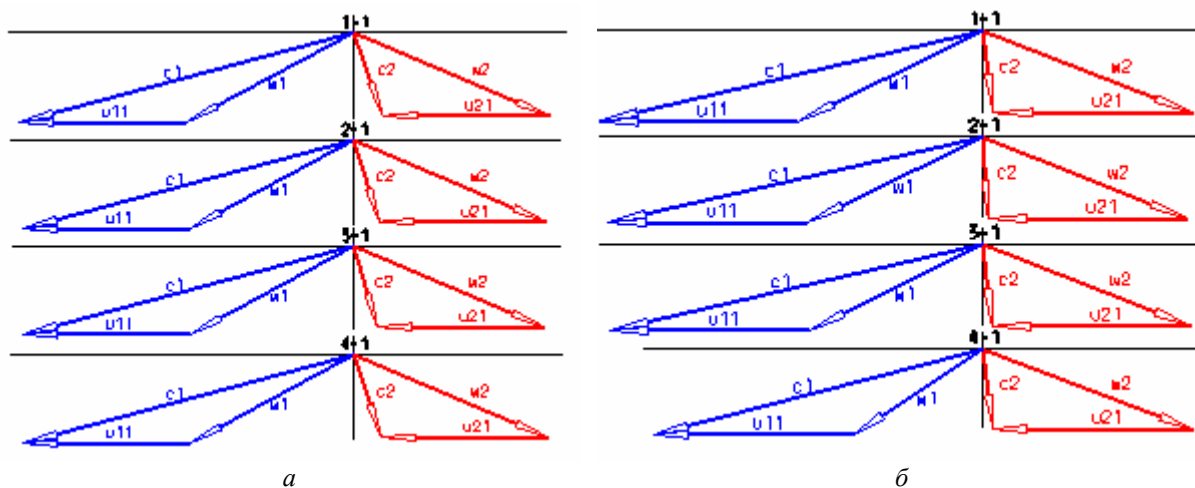


Рис. 3 – Трикутники швидкостей ступенів турбодетандера:
а – вихідний варіант ПЧ; б – оптимальний варіант ПЧ

Порівнюючи рис. 4 і 5 бачимо, що у вихідного і оптимального варіантів ПЧ є суттєві відмінності в розподілі наявного перепаду ентальпій турбодетандера між його ступенями. Так, збільшення наявного перепаду ентальпій і тисків на першому ступені оптимального варіанту ПЧ (13,4 кДж/кг) проти 12,9 кДж/кг вихідного варіанту ПЧ дозволило зменшити протікання через переднє кінцеве ущільнення диску робочого колеса першого ступеня, а значить збільшити масові витрати природного газу через 2 – 4 ступені, що призвело не тільки до збільшення внутрішнього відносного ККД ПЧ, а і збільшення потужності оптимального варіанту ПЧ. Зменшення ступеню реактивності у ступенів оптимального варіанту ПЧ позитивно відобразилося на зменшенні втрат від протікань в радіальні надбандажні щілини, що також призвело до

підвищення внутрішнього відносного ККД ПЧ та потужності оптимального варіанту ПЧ.

Висновки

Під час виконання досліджень був проведений аналіз способів підвищення потужності та ефективності турбодетандерів, які працюють на суміші природного газу. Для досягнення цієї мети були виконані наступні дії:

- 1) Проведено аналіз сучасного стану використання та проєктування проточних частин турбодетандерів.
- 2) Удосконалено математичну модель термодинамічних процесів в проточній частині турбодетандера.

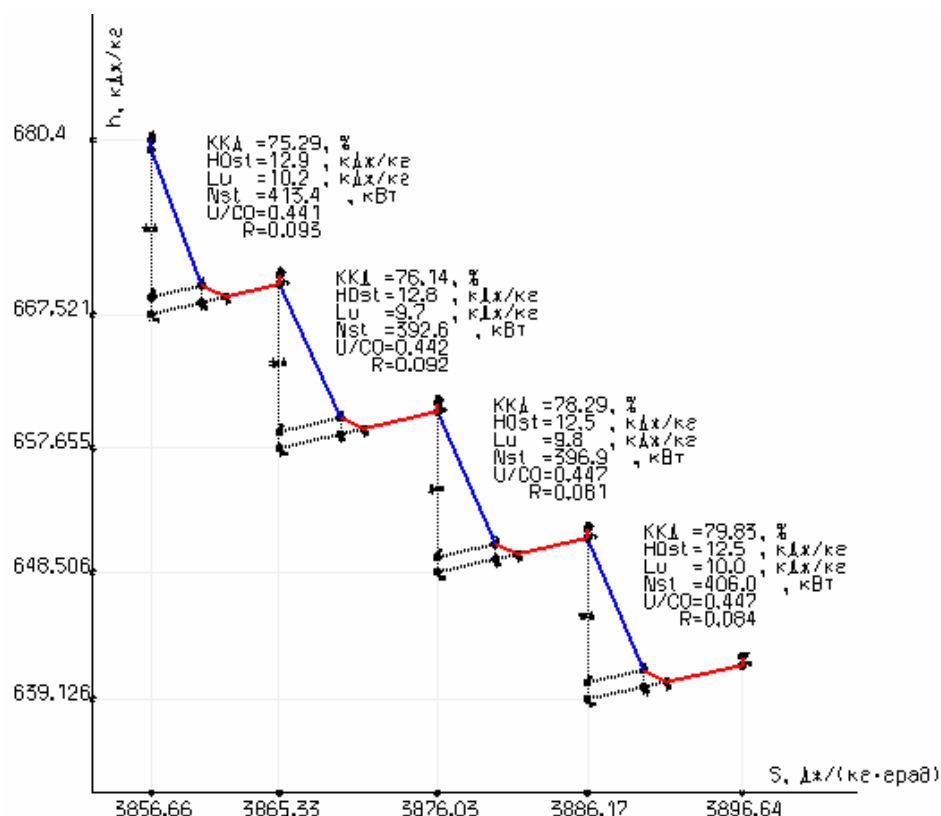


Рис. 4 – h - S діаграма процесу розширення природного газу в ПЧ вихідного варіанту турбодетандеру

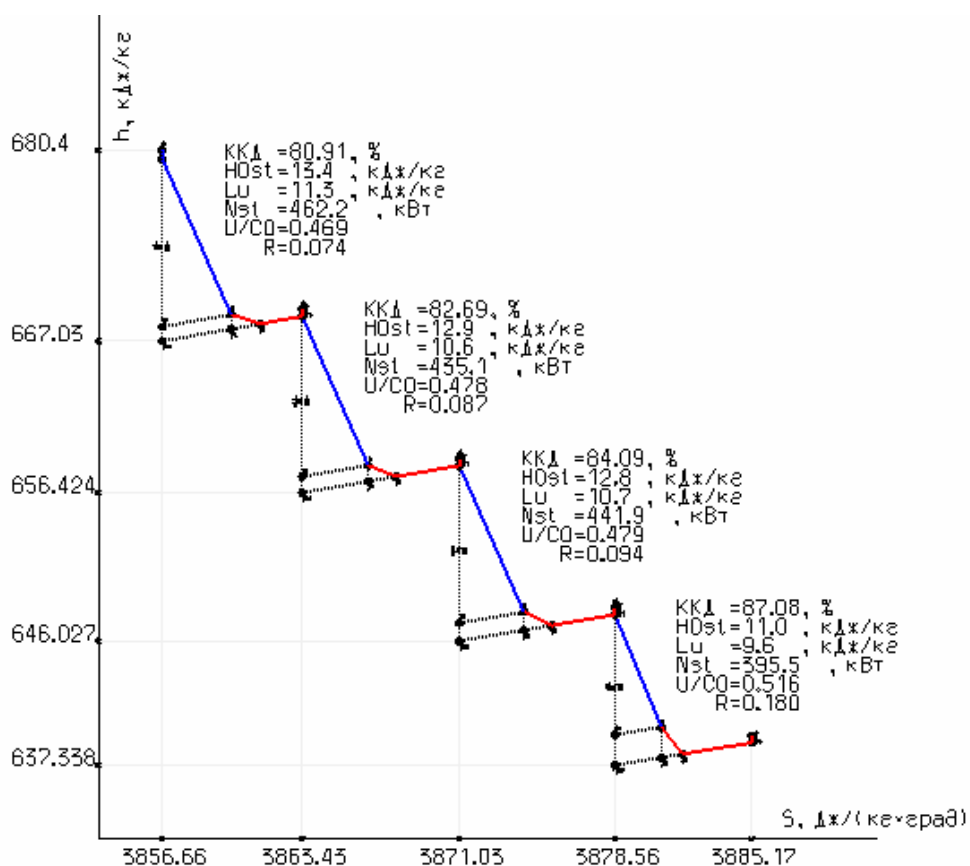


Рис. 5 – h - S діаграма процесу розширення природного газу в ПЧ оптимального варіанту турбодетандеру

3) Удосконалено методику багатокритеріальної та багатопараметричної оптимізації складних технічних об'єктів з її адаптацією до розв'язання задач оптимального проєктування проточних частин турбодетандерів, які працюють на багатокомпонентних сумішах природного газу.

4) Створено універсальний потужний інструмент аналізу та оптимального проєктування проточних частин осевих турбодетандерів.

5) Проведені дослідження та аналіз вихідного варіанту проточної частини турбодетандера щодо впливу на його інтегральні показники якості параметрів радіальних надлопаткових/надбандажних ущільнень та відкритих міжвінцевих щілин. Показана можливість підвищення внутрішнього відносно ККД на 1,92 % та потужності відповідно на 55,09 кВт за рахунок використання надбандажних ущільнень та зменшення величин відкритих осевих щілин.

6) Поставлено та розв'язано задачу оптимального проєктування проточної частини турбодетандера за 32 параметрами. Отримано нову оптимальну конструкцію 4-х ступеневого турбодетандера з суттєвим підвищенням потужності на 125,81 кВт (з 1608,86 кВт до 1734,67 кВт) і внутрішнього відносного ККД на 6,17 % (з 77,34 % до 83,51 %) в порівнянні з вихідним варіантом проточної частини.

7) Потрібні додаткові дослідження проточних частин вихідного і оптимального варіантів проточних частин турбодетандера з метою оцінки їх роботоздатності при змінних режимах навантаження.

Список літератури

1. Хоменко, А. С. Турбодетандеры и оборудование компрессорных станций Ч. 1 : учеб. пособие : в 2-х ч. / А. С. Хоменко, А. Г. Волов, С. К. Чернов. – Харьков : Нац. аэрокосм. ун-т «Харьков. авиац. ин-т», 2005. – 64 с.
2. Київський протокол до Рамкової конвенції Організації Об'єднаних Націй про зміну клімату / Верховна Рада України. – Чинний з 04.02.2004. – Назва з екрану. – URL: https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/995_801#Text (дата звернення 22.12.2024).
3. Самойчук К. О. 3.8 Детандер-генераторні установки / К. О. Самойчук, Н. В. Лівик // Використання вторинних енерго-ресурсів та систем акумуляції енергії в промисловості України : електронний навч. посібн. – Запоріжжя : Таврійський державний агротехнологічний університет ім. Д. Моторного, 2020. – URL: https://elib.tsatu.edu.ua/dep/mtf/ophv_2/page13.html (дата звернення 22.12.2024).
4. Капустинский О. А. Лазерне зміцнення робочих елементів валів турбодетандерів / О. А. Капустинский, М. С. Блощин, Л. Ф. Головка // Загальноуніверситетська науково-технічна конференція молодих вчених та студентів, присвячена дню Науки. Секція «Машинобудування», підсекція «Лазерної техніки та фізико-технічних технологій» : тези доповідей, 2014 р., м. Київ. – Київ : НТУУ «КПІ», 2014. – С. 83–84.
5. Rubellini F. Special Challenges in the Computational Fluid Dynamics Modeling of Transonic Turbo-Expanders / F. Rubellini, M. Marconcini, A. Arnone, A. S. Del Greco, R. Biagi // Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. – 2013. – Vol. 135(10), No. 102701. – 8 p. – DOI: <https://doi.org/10.1115/1.4025034>.
6. Розробка і виробництво турбодетандерної техніки / ПрАТ «Турбогаз». – Назва з екрану. – URL: <https://turbogaz.com.ua/uk/> (дата звернення 22.12.2024).
7. Gas Expander : Efficient turbo expanders solutions for natural gas networks / Turboden. – Назва з екрану. – URL: <https://www.turboden.com/solutions/2604/gas-expander> (дата звернення 22.12.2024).
8. Avetian T. Fundamentals of turboexpander design and operation / T. Avetian, L. E. Rodriguez // Gas Processing & LNG. – 05.01.2020. – Назва з екрану. – URL: <http://gasprocessingnews.com/articles/2020/06/fundamentals-of-turboexpander-design-and-operation/> (дата звернення 22.12.2024).
9. Maddox R. N. Turbo-Expander Applications in Natural Gas Processing / R. N. Maddox, K. E. Bretz // Journal of Petroleum Technology. – 1976. – Vol. 28. – PP. 611–613. – DOI: <https://doi.org/10.2118/5398-PA>.
10. Saryazdi S. M. E. Optimal detailed design and performance assessment of natural gas pressure reduction stations system equipped with variable inlet guide vane radial turbo-expander for energy recovery / S. M. E. Saryazdi, F. Rezaei, Y. Saboohi // Journal of Natural Gas Science and Engineering. – 2021. – Vol. 96, No. 104222. – DOI: <https://doi.org/10.1016/j.jngse.2021.104222>.
11. Zhu Z. The design and research of two-stage series-connected helium turbine expanders for hydrogen liquefaction system / Z. Zhu, S. Lou, Y. Zhang, L. An, Y. Liu, X. Li // Applied Thermal Engineering. – 2024. – Vol. 249, No. 123396. – DOI: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2024.123396>.
12. Saryazdi S. M. E. Multi-objective Optimization of Preheating System of Natural Gas Pressure Reduction Station with Turbo-expander through the Application of Waste Heat Recovery System / S. M. E. Saryazdi, F. Rezaei, Y. Saboohi, F. Sassani // Thermal Science and Engineering Progress. – 2022. – Vol. 38(13), No. 101509. – DOI: <http://dx.doi.org/10.1016/j.tsep.2022.101509>.
13. Xiong Y. Investigation of a sole gas expander for gas pressure regulation and energy recovery / Y. Xiong, A. Zhang, X. Peng, C. Yao, N. Wang, Y. Wu, Q. Xu, C. Ma // Energy. – 2023. – Vol. 281, No. 128258. – DOI: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2023.128258>.
14. Borelli D. Energy recovery from natural gas pressure reduction stations: Integration with low temperature heat sources / D. Borelli, F. Devia, E. Lo Cascio, C. Schenone // Energy Conversion and Management. – 2018. – Vol. 159. – PP. 274–283. – DOI: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2017.12.084>.
15. Barone G. Energy recovery through natural gas turboexpander and solar collectors: Modelling and thermoeconomic optimization / G. Barone, A. Buonomano, F. Calise, C. Forzano, A. Palombo // Energy. – 2019. – Vol. 183. – PP. 1211–1232. – DOI: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2019.06.171>.
16. Farzaneh-Gord M. Employing geothermal heat exchanger in natural gas pressure drop station in order to decrease fuel consumption / M. Farzaneh-Gord, R. Ghezelbash, A. Arabkoohsar, L. Pilevari, L. Machado, R.N.N. Koury // Energy. – 2015. – Vol. 83. – PP. 164–176. – DOI: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2015.02.093>.
17. Rindi A. Static and Modal Topology Optimization of Turbomachinery Components / A. Rindi, E. Meli, E. Boccini, G. Iurisci, S. Corbò, S. Falomi // Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. – 2016. – Vol. 138(11), No. 112602. – 9 p. – DOI: <https://doi.org/10.1115/1.4033512>.
18. Bonaiuti D. On the Coupling of Inverse Design and Optimization Techniques for the Multiobjective, Multipoint Design of Turbomachinery Blades / D. Bonaiuti, M. Zangeneh // Journal of Turbomachinery. – 2009. – Vol. 131(2), No. 021014. – 16 p. – DOI: <https://doi.org/10.1115/1.2950065>.
19. Усатий О. П. Оптимізація ЦВТ потужних парових турбін : дис. ... канд. техн. наук : 05.04.12 / Усатий Олександр Павлович. – Харків, 1988. – 187 с.

20. Усатий О. П. Всережимна багатопараметрична багатокри-
теріальна оптимізація проточної частини турбін в інтег-
рованому інформаційному просторі : дис. ... д-ра техн. наук :
05.05.16 / Усатий Олександр Павлович. – Харків, 2013. –
419 с.
21. Boiko, A. Optimization of the Axial Turbines Flow Paths :
monograph / A. Boiko, Y. Govorushchenko, and A. Usatyi. –
New York : Published by Science Pub-lishing Group 548 Fash-
ion Avenue New York, NY 10018, U.S.A, 2016. – 272 p. –
ISBN 978-1-940366-67-8. – URL:
<http://www.sciencepublishinggroup.com/book/B-978-1-940366-67-8> (дата звернення 22.12.2024).
22. Усатий О. П. Порівняльна оцінка ефективності двох техно-
логічних підходів з проектування та виготовлення робочих
решіток циліндра високого тиску турбіни К-330-23,5 / О. П.
Усатий Ю. Г. Пашенко, О. П. Авдєєва // Вісник НТУ
«ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й
устаткування. – Харків: НТУ «ХПІ», 2019. – № 3(1328). –
С. 11–23. – Бібліогр.: 8 назв. – ISSN 2078-774X. – DOI:
<https://doi.org/10.20998/2078-774X.2019.03.02>.
23. Himmelblau D. M. Applied Nonlinear Programming / D. M.
Himmelblau. – McGraw-Hill, 1972. – 498 с. – ISBN
9780070289215.
24. Craig H. R. M. Performance Estimation of Axial Flow Turbines
/ H. R. M. Craig, H. J. A. Cox // Proceedings of the Institution
of Mechanical Engineers. – 1970. – Vol. 185, Is. 1. – PP. 407–
424. – DOI:
https://doi.org/10.1243/PIME_PROC_1970_185_048_02.
25. Бойко А. В. Многокритериальная многопараметрическая
оптимизация проточной части осевых турбин с учетом ре-
жимов эксплуатации : моногр. / А. В. Бойко, А. П. Усатий,
А. С. Руденко ; Нац. техн. ун-т «Харьков. политехн. ин-т». –
Харків : Підручник НТУ «ХПІ», 2014. – 220 с.
26. Pham D. T. The Bees Algorithm Technical Note / D. T. Pham,
A. Ghanbarzadeh, E. Koç, S. Otri, S. Rahim, M. Zaidi. – UK :
Manufacturing Engineering Centre, Cardiff University, 2005. –
URL:
https://www.researchgate.net/publication/260985621_The_Bee_s_Algorithm_Technical_Note (дата звернення 22.12.2024).
5. Rubecchini F., Marconcini M., Arnone A., Del Greco A. S.,
Biagi R. (2013), “Special Challenges in the Computational Flu-
id Dynamics Modeling of Transonic Turbo-Expanders”, *Jour-
nal of Engineering for Gas Turbines and Power*, vol. 135(10),
no. 102701, 8 p., <https://doi.org/10.1115/1.4025034>.
6. PJSC “Turbogaz” (2024), *Development and production of
turboexpander equipment*, Access mode:
<https://turbogaz.com.ua/uk/> (accessed 22 December 2024).
7. Turboden (2024), *Gas Expander : Efficient turbo expanders
solutions for natural gas networks*, Access
mode:<https://www.turboden.com/solutions/2604/gas-expander>
(accessed 22 December 2024).
8. Avetian T., Rodriguez L. E. (2020), “Fundamentals of turboex-
pander design and operation”, *Gas Processing & LNG*, No
05.01.2020, Access mode:
[http://gasprocessingnews.com/articles/2020/06/fundamentals-
of-turboexpander-design-and-operation/](http://gasprocessingnews.com/articles/2020/06/fundamentals-of-turboexpander-design-and-operation/) (accessed 22 Decem-
ber 2024).
9. Maddox R. N., Bretz K. E. (1976), “Turbo-Expander Applica-
tions in Natural Gas Processing”, *Journal of Petroleum Tech-
nology*, vol. 28, pp. 611–613, <https://doi.org/10.2118/5398-PA>.
10. Saryazdi S. M. E., Rezaei F., Saboohi Y. (2021), “Optimal
detailed design and performance assessment of natural gas
pressure reduction stations system equipped with variable inlet
guide vane radial turbo-expander for energy recovery”, *Journal
of Natural Gas Science and Engineering*, vol. 96, no. 104222,
<https://doi.org/10.1016/j.jngse.2021.104222>.
11. Zhu Z., Lou S., Zhang Y., An L., Liu Y., Li X. (2024), “The
design and research of two-stage series-connected helium tur-
bine expanders for hydrogen liquefaction system”, *Applied
Thermal Engineering*, vol. 249, no. 123396,
<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2024.123396>.
12. Saryazdi S. M. E., Rezaei F., Saboohi Y., Sassani F. (2022),
“Multi-objective Optimization of Preheating System of Natural
Gas Pressure Reduction Station with Turbo-expander through
the Application of Waste Heat Recovery System”, *Thermal
Science and Engineering Progress*, vol. 38(13), no. 101509,
<http://dx.doi.org/10.1016/j.tsep.2022.101509>.
13. Xiong Y., Zhang A., Peng X., Yao C., Wang N., Wu Y., Xu Q.,
Ma C. (2023), “Investigation of a sole gas expander for gas
pressure regulation and energy recovery”, *Energy*, vol. 281, no.
128258, <https://doi.org/10.1016/j.energy.2023.128258>.
14. Borelli D., Devia F., Cascio E. Lo, Schenone C. (2018), “Ene-
rgy recovery from natural gas pressure reduction stations: Inte-
gration with low temperature heat sources”, *Energy Conversion
and Management*, vol. 159, pp. 274–283,
<https://doi.org/10.1016/j.enconman.2017.12.084>.
15. Barone G., Buonomano A., Calise F., Forzano C., Palombo A.
(2019), “Energy recovery through natural gas turboexpander
and solar collectors: Modelling and thermoeconomic optimiza-
tion”, *Energy*, vol. 183, pp. 1211–1232,
<https://doi.org/10.1016/j.energy.2019.06.171>.
16. Farzaneh-Gord M., Ghezelbash R., Arabkoohsar A., Pilevari L.,
Machado L., Koury R.N.N. (2015), “Employing geothermal
heat exchanger in natural gas pressure drop station in order to
decrease fuel consumption”, *Energy*, vol. 83, pp. 164–176
<https://doi.org/10.1016/j.energy.2015.02.093>.
17. Rindi A., Meli E., Boccini E., Iurisci G., Corbò S., Falomi S.
(2016), “Static and Modal Topology Optimization of Tur-
bomachinery Components”, *Journal of Engineering for Gas
Turbines and Power*, vol. 138(11), no. 112602, 9 p.,
<https://doi.org/10.1115/1.4033512>.
18. Bonaiuti D., Zangeneh M. (2009), “On the Coupling of Inverse
Design and Optimization Techniques for the Multiobjective,
Multipoint Design of Turbomachinery Blades”, *Journal of Tur-
bomachinery*, vol. 131(2), no. 021014, 16 p.,
<https://doi.org/10.1115/1.2950065>.
19. Usatyi O. P. (1988), *Optimizacija CVT potuzhnyh parovyh
turbin* [Optimization of HPC of Powerful Steam Turbines],
Ph.D. Thesis, Kharkiv, 187 p., Ukraine.
20. Usatyi O. P. (2013), *Vserezhyzna bagatoparametrychna бага-
tokryterial'na optymizacija protochnoi' chastyny turbin v in-
tegrovanomu informacijnomu prostori* [All-mode multi-

References (transliterated)

1. Homenko, A. S., Volov A. G., Chernov S. K. (2005), *Tur-
bodetandery i oborudovanie kompressornyh stancij Ch. 1*
[Turboexpanders and equipment of compressor stations],
Kharkiv, 64 p.
2. Verxovna Rada Ukrainy` [Verkhovna Rada of Ukraine]
(2004), *Kiots'kyj protokol do Ramkovoyi konvenciyi Organi-
zacyi Ob'yednany'x Nacij pro zminu klimatu* [Kyoto Protocol
to the United Nations Framework Convention on Climate
Change], Access mode:
https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/995_801#Text (accessed
22 December 2024).
3. Samojchuk K. O., Livyk N. V. (2020), “3.8 Detander-
generatori ustanovky [3.8 Expander-generator installations]”,
*Vykorystannya vtorynyh energoresursiv ta system akumuljacji
enerгии' v promyslovosti Ukrainy* [Use of secondary energy re-
sources and energy storage systems in the industry of Ukraine],
Access mode:
https://elib.tsatu.edu.ua/dep/mtf/ophv_2/page13.html (accessed
22 December 2024).
4. Kapustynskij O. A., Bloshhycyn M. S., Golovko L. F. (2014),
“Lazernye zmienennija robochychykh elementiv valiv turbodetanderiv
[Laser strengthening of working elements of turboexpander
shafts]”, *Zagal'nonuniversytets'ka naukovy-technichna konfer-
encija molodyh vchenyh ta studentiv, prysvjachena dnju Nauky.
Seksija «Mashynobuduvannja», pidseksija «Lazernoi' tehniki
ta fizyko-tehnichnyh tehnologij» : tezy dopovidej. 2014 r., m.
Kyiv* [University-wide scientific and technical conference of
young scientists and students dedicated to the Day of Science.
Section “Mechanical Engineering”, subsection “Laser Engi-
neering and Physical and Technical Technologies” : abstracts,
2014, Kyiv], pp. 83–84.

- parameter multi-criteria optimization of the flow part of turbines in the integrated information space], D. Sc. Thesis, Kharkov, 419 p. Ukraine.
21. Boiko A. V., Govorushchenko Yu. N., Usatyi A. P. (2016), *Optimization of the Axial Turbines Flow Paths : monograph*, Published by Science Publishing Group 548 Fashion Avenue New York, NY 10018, U.S.A., 272 p, ISBN 978-1-940366-67-8, Access mode: <http://www.sciencepublishinggroup.com/book/B-978-1-940366-67-8> (accessed 22 December 2024).
 22. Usatyi O., Paschenko Yu., Avdieieva O. (2019), "A Comparative Evaluation of the Efficiency Two Technological Approaches to the Design and Manufacture of the Blade Cascades of High Pressure Cylinder Turbine K-330-23.5", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 3(1328), pp. 11–23, ISSN 2078-774X (print), ISSN 2707-7543 (on-line), <https://doi.org/10.20998/2078-774X.2019.03.02>.
 23. Himmelblau D. M. (1972), *Applied Nonlinear Programming*, McGraw-Hill, 498 p., ISBN 9780070289215.
 24. Craig H. R. M., Cox H. J. A. (1970), "Performance Estimation of Axial Flow Turbines", *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, vol. 185, is. 1, pp. 407–424, https://doi.org/10.1243/PIME_PROC_1970_185_048_02.
 25. Boiko A. V., Usatyi A. P., Rudenko A. S. (2014), *Mnogokriterial'naya mnogoparametricheskaya optimizatsiya protochnoy chasti osevykh turbin s uchetom rezhimov ekspluatatsii* [Multicriteria multiparameter optimization of the flow part of axial turbines taking into account operating modes], *Pidruchnik NTU "KHPI"*, Kharkov, 220 p.
 26. Pham D. T., Ghanbarzadeh A., Koç E., Otri S., Rahim S., Zaidi M. (2005), *The Bees Algorithm Technical Note*, Access mode: https://www.researchgate.net/publication/260985621_The_Bee_s_Algorithm_Technical_Note (accessed 22 December 2024).

Надійшла (received) 16.09.2024

Відомості про авторів / About the Authors

Усатий Олександр Павлович (Usaty Oleksandr) – доктор технічних наук, старший науковий співробітник; завідувач кафедри турбінобудування, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків, Україна; e-mail: alpaus@ukr.net; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-8568-5007>.

Новіков Максим Костянтинович (Novikov Maxim) – аспірант, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»; головний інженер ПрАТ «ТУРБОГАЗ», м. Харків, Україна; e-mail: maksym.novikov@ieee.khpi.edu.ua; ORCID: <https://orcid.org/0009-0001-4169-6046>.