ЕНЕРГЕТИКА ТА ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ

УДК 621.1.016

Використання кисню і природного газу для підвищення ефективності паротурбінних установок

Г. К. Лавренченко

ТОВ «Інститут низькотемпературних енерготехнологій», а/с 188, Одеса, 65026, Україна;

✉ e-mail: lavrenchenko.g.k@gmail.com

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-8239-7587>

Паротурбінні установки становлять основу теплоенергетики. Незважаючи на їх поширеність, вони потребують вдосконалення із залученням результатів новітніх досліджень. При цьому в першу чергу фахівці повинні звертати увагу на те, що максимальна температура пари в цих установках не перевищує 550 °С через низьку корозійну стійкість і недостатню міцність трубок котельних агрегатів, що працюють при високій різниці тисків (до 25 МПа) всередині та зовні трубок. У той же час у сучасних газотурбінних установках температура робочого тіла при вході в турбіну високого тиску становить 1400-1500 °С. Цього досягають тим, що лопатки турбін, які виготовлені із жароміцної сталі, здатні витримувати температуру, що істотно перевищує максимальну межу, встановлену в даний час для паротурбінних установок. Лопатки турбін, до того ж, не схильні до впливу такої великої різниці тисків, як трубки котельних агрегатів. Для підвищення ефективності паротурбінних установок запропоновано новий спосіб підвищення температури пари перед турбіною. В його основі лежить використання кисню та природного газу. Підвищення максимальної температури циклу від 540 до 800 °С дозволяє збільшити термічний ККД на 8,1 %, а ефективність – на 6,4 %. Описується нетрадиційний спосіб підвищення максимальної температури циклу паротурбінної установки К-1200-240 до 800 °С, що дозволяє суттєво підвищити її термічний та ефективний ККД. Сутність способу полягає у змішуванні перегрітої пари, що виходить з пароперегрівача котла, з продуктами згоряння вуглеводневого палива в кисні. Таке рішення дозволяє уникнути проблеми механічної міцності і корозійної стійкості трубок пароперегрівача при високих температурах. Одним із наслідків застосування способу є отримання значної кількості чистого діоксиду вуглецю (340 т/добу в установці потужністю 1200 МВт), який можна утилізувати або поховати з метою зниження викидів в атмосферу.

Ключові слова: Паротурбінна установка; Перегріта пара; Природний газ; Метан; Кисень; Діоксид вуглецю.

doi: <https://doi.org/10.15673/ret.v57i3.2169>

© The Author(s) 2021. This article is an open access publication

This work is licensed under the Creative Commons Attribution 4.0 International License (CC BY)

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>

1. Вступ

Паротурбінні установки є найбільш потужними енергетичними системами і становлять основу сучасної теплоенергетики. На жаль, максимальна температура пари в цих установках не перевищує 550 °С через низьку корозійну стійкість і недо-

статню жароміцність трубок котельних агрегатів, що працюють при високій різниці тисків всередині і зовні трубки (до 25 МПа). Тому, незважаючи на низьку температуру відведення теплоти, близьку до температури навколишнього середовища, термічний ККД циклу навіть кращих паротурбінних установок з багатоступеневим підігрівом регене-

ративним води, що споживається, і проміжним перегрівом пари не перевищує 53 %.

У сучасних газотурбінних установках температура робочого тіла при вході в турбіну високого тиску становить 1400-1500 °С [1-3]. Це зумовлено тим, що лопатки турбін, які виготовлені з жароміцної сталі, здатні витримувати температуру, що істотно перевищує максимальну межу, встановлену в даний час для паротурбінних установок. До того ж лопатки турбін не схильні до впливу такої великої різниці тисків, як трубки котельних агрегатів. Для підвищення ефективності паротурбінних установок запропоновано новий спосіб підвищення температури пари перед турбіною. В його основі – використання кисню і природного газу.

2. Характеристика способу

При реалізації цього способу підвищення температури пари перед турбіною перегріта водяна пара, що виходить з пароперегрівача котла, змішується з продуктами згоряння вуглеводневого палива в чистому кисні [4]. Як паливо можна використовувати природний газ, що складається в основному з метану. Схема модифікованої установки представлена рис. 1. На ній червоним кольором виділено вузли, яких немає у схемі еталонної установки. Для простоти зображені тільки два із дев'яти регенеративних підігрівачів води, що споживається, 14 і 15, і не показані проміжні охолоджувачі кисню і метану, що знаходяться між компресорами низького тиску 17 і 19 і високого тиску 18 і 20, що стискають ці гази перед їх надходженням у камери згоряння 3 і 5.

Камери для згоряння природного газу в кисні та ділянки трубопроводу перед турбінами, по яким буде надходити суміш водяної пари та продуктів згоряння, можуть бути виготовлені з легированої сталі. До того ж, їх можна охолоджувати за допомогою води, що споживається, і подається після регенеративних підігрівачів в котел. Теплота, відведена при охолодженні, буде корисно використана в циклі установки. Щоб уникнути контакту гарячих продуктів згоряння метану в кисні зі стінками камери згоряння в її периферійну частину слід подавати перегріту водяну пару, що виходить з котла, подібно до того, як в камери згоряння газотурбінних установок подають надлишок повітря.

При технічному обґрунтуванні запропонованого способу як прототип була використана одна з кращих паротурбінних установок К-1200-240 по-

тужністю 1200 МВт, що працює при початкових параметрах пара 540 °С та 24 МПа.

Рисунок 1 – Схема модифікованої паротурбінної установки: 1 – котел; 2 – пароперегрівач; 3 та 5 – камери згоряння; 4 – проміжний пароперегрівач; 6 – турбіна високого тиску; 7 – турбіна низького тиску; 8 – електрогенератор; 9 – конденсатор; 10 – компресор для видалення вуглецю діоксиду з конденсатора; 11, 12 та 13 – насоси води, що споживається; 14 та 15 – регенеративні підігрівачі поживної води, що споживається; 16 – повітророзподільна установка; 17 та 18 – компресори для стиснення кисню; 19 і 20 – компресори для стиснення метану

В установці передбачено проміжний перегрів пари до початкової температури при тиску 3,6 МПа і дев'ять ступенів регенеративного підігріву води, що споживається, при тисках від 0,02 до 6,4 МПа [4]. Термічний ККД циклу цієї установки дорівнює 53,3%, а ефективний – 47,4%. Еталонний та модифікований цикли в T,s -координатах показані на рис. 2; червоним кольором виділені процеси та ділянки процесів, яких немає в еталонному циклі. Процеси, що відбуваються з метаном, киснем та діоксидом вуглецю, не зображені. Для простоти показано лише два регенеративні відбори пари з дев'яти.

Рисунок 2 – Еталонний та модифікований цикли в T, s -координатах: 1-2-3 (1a-2a-3a – у модифікованому циклі) – розширення в турбіні високого тиску; 3-4 – перегрів пари в проміжному пароперегрівачі (3a-4 – в модифікованому циклі); 1-1a і 4-4a – змішання пари з продуктами згоряння метану в кисні в модифікованому циклі; 4-5-6 – розширення в турбіні низького тиску (4a-5a-6a – у модифікованому циклі); 2-11 і 5-9 – охолодження та конденсація пари в регенеративних підігрівачах (2a-11 і 5a-9 – у модифікованому циклі); 6-7 – конденсація пари (6a-7 – в модифікованому циклі); 7-8, 9-10, 11-12 – стиснення води, що споживається, в насосах; 8-9 та 10-11 підігрів води, що споживається, в регенеративних підігрівачах; 12-1 – підведення теплоти в котлі до води та водяної пари

При розрахунку модифікованого циклу з контактним перегріванням пари за допомогою продуктів згоряння метану в кисні від температури після пароперегрівача (540 °С) до температури перед турбіною (800 °С) вода і водяна пара розглядалися як реальна речовина. Метан, кисень і діоксид вуглецю (один із продуктів згоряння метану) розглядалися як ідеальні гази, оскільки їх стани при поєднаннях параметрів, що спостерігаються в характерних точках циклу, дуже далекі від кривої насичення. З рівняння згоряння метану в кисні

можна зробити висновок, що для згоряння 1 кг метану необхідні 4 кг кисню (коефіцієнт надлишку кисню цілком можна прийняти рівним одиниці). Крім того, з цього рівняння видно, що продукти згоряння складаються на 55% із CO_2 і на 45% з H_2O (за масою).

Розрахунок маси продуктів згоряння, необхідної для перегріву 1 кг водяної пари при тиску 24 МПа від 540 до 800 °С, показав, що ця маса дорівнює 0,06714 кг і складається з 0,03693 кг CO_2 і 0,03021 кг H_2O . Зауважимо, що за цих і подальших розрахунках значення ізобарної теплоємності метану, кисню та діоксиду вуглецю приймалися як ідеального газу по таблицям [6]. Значення ентальпії води та водяної пари визначалися за таблицями М.П. Вукаловича та співавторів [7].

Внаслідок двох відборів при 6,4 та 3,6 МПа у турбіні низького тиску розширюється менша кількість робочого тіла, ніж у турбіні високого тиску. Якщо віднести всі маси та кількості роботи та підведеної теплоти до 1 кг пари, що виходить з первинного пароперегрівача котла (при тиску 24 МПа та температурі 540 °С), то отримаємо, що в турбіні високого та низького тисків надходять 1,06714 та 0,98218 кг робочого тіла. Для контактного підігріву робочого тіла перед турбіною низького тиску при $p = 3,6$ МПа від 540 °С до 800 °С необхідно 0,05017 кг продуктів згоряння (що складаються з 0,02759 кг CO_2 та 0,02258 кг H_2O). Таким чином, загальна кількість діоксиду вуглецю, що потрапляє в конденсатор, дорівнює 0,06452 кг. Для видалення цієї кількості CO_2 з конденсатора, в якому підтримується тиск 0,004 МПа, необхідно витратити роботу 16 кДж/кг.

При визначенні відносних кількостей пари, що відбирається для регенеративного підігріву води, що споживається, передбачалося, що в підігрівачах знаходяться тільки вода і водяна пара, оскільки діоксид вуглецю як газ, що не конденсується, може бути видалений з підігрівача і спрямований на подальше розширення в турбіні.

Сумарна технічна робота еталонного циклу визначалася як різниця робіт розширення пари в турбінах та стиснення води, що споживається, в насосах:

$$L_{\text{ет}} = 1440,9 - 30,3 = 1410,6 \text{ кДж / кг.}$$

Технічна робота модифікованого циклу дорівнює сумі робіт розширення водяної пари та діоксиду вуглецю в турбінах мінус роботи стиснення

діоксиду вуглецю від тиску в конденсаторі (0,004 МПа) до атмосферного тиску (16,0 кДж/кг) та природного газу (метану) та кисню до тиску в камерах згоряння (108,7 кДж/кг). Також враховуються витрати на отримання чистого кисню з повітря (101,4 кДж/кг) та робота стиснення води, що споживається, в насосах. Таким чином,

$$L_{\text{мод}} = 2183,6 + 58,5 - 16,0 - 108,7 - 101,4 - 30,6 = 1985,4 \text{ кДж / кг}$$

При цьому прийнята витрата роботи на одержання 1 кг газоподібного кисню в повітророздільній установці 0,3 кВт·ч/кг.

Кількість теплоти, підведеної в еталонному циклі, визначалася як сума кількостей теплоти, підведених у котельному агрегаті в процесі переходу води, що споживається, в перегріту пару з температурою 540 °С та в проміжному пароперегрівачі:

$$Q_{\text{лет}} = 2057,6 + 588,0 = 2645,6 \text{ кДж/кг.}$$

Кількість теплоти, підведеної в модифікованому циклі, визначалася як сума кількостей теплоти, підведених в котлоагрегаті в процесі переходу води, що споживається, в перегріту пару з температурою 540 °С, в проміжному пароперегрівачі (при тиску 3,6 МПа) до водяної пари, в проміжному паропідігрівачу до вуглецю, що виділився при згорянні метану в кисні:

$$Q_{\text{иконт}} = 2057,6 + 210,3 + 2,9 + 1173,1 = 3443,9 \text{ кДж/кг.}$$

Завдяки підвищенню максимальної температури циклу від 540 до 800 °С термічний ККД циклу збільшується на 8,1 % (з 53,3 % до 57,7 %), а ефективний ККД на 6,4 % (з 47,4 % до 50,4%). При потужності установки 1200 МВт це має забезпечити економію 116 000 т мазуту на рік або $\$17,4 \cdot 10^6$ на рік (з розрахунку ціни мазуту $\$150$ за т). Необхідна маса кисню – 233,48 т/год. Тому для реалізації способу підвищення температури пари перед турбіною в енергоблоці потужністю 1200 МВт знадобиться повітророздільна установка відповідної продуктивності. При орієнтовній вартості повітророздільної установки продуктивністю 125 т/год кисню $\$25 \cdot 10^6$ термін окупності нововведення становитиме близько трьох років.

Зауважимо, що при розрахунках не було прий-

нято до уваги дві обставини, завдяки яким зростання ефективного ККД має бути більшим за розрахунковий. По-перше, в модифікованому циклі ступінь сухості робочого тіла в кінці процесу розширення в турбіні низького тиску вище, ніж в еталонному циклі (0,93 замість 0,85). Це сприятливо впливає на відносний внутрішній ККД турбіни низького тиску. По-друге, ККД реальних котлів завжди менше 100% (головним чином через втрату теплоти з газами), а при змішуванні продуктів згоряння метану в кисні з водяною парою практично вся кількість теплоти, що виділилася при згорянні, передається робочому тілу. Оцінюючи цю обставину, слід врахувати, що у модифікованому циклі в котлі підводиться лише 66 % теплоти, а еталонному циклі – 100 % теплоти.

Максимальна температура модифікованого циклу – 800 °С, що визначається жароміцністю лопаток перших ступенів турбін, обрана досить консервативно. Як зазначено вище, у сучасних газотурбінних установках температура робочого тіла при вході в турбіну високого тиску досягає 1400-1500 °С [1-3], тобто є можливість подальшого суттєвого підвищення максимальної температури циклу паротурбінних установок і, як наслідок, ефективного ККД.

Побічним ефектом застосування запропонованого способу підвищення температури пари перед турбіною є отримання значної кількості чистого діоксиду вуглецю (3400 т/добу в установці потужністю 1200 МВт), вартість якої по порядку величини можна порівняти з вартістю зекономленого палива.

У світлі введення обмежень на викид діоксиду вуглецю в атмосферу відповідно до Кіотського протоколу [8] описаний вище спосіб має ще дві переваги. По-перше, у зв'язку з підвищенням ефективного ККД зменшується кількість палива, що спалюється для отримання 1 кВт·год електроенергії, і, як наслідок, зменшується кількість діоксиду вуглецю, що виділяється, в розрахунку на 1 кВт·год електроенергії. По-друге, весь діоксид вуглецю, що виділяється в процесі згоряння метану в кисні, виводиться із циклу в чистому вигляді. Це дозволить або використати, або поховати діоксид вуглецю без додаткових витрат енергії на його відокремлення від продуктів згоряння вуглеводного палива в повітрі.

У модифікованому циклі з максимальною температурою 800 °С 34% загальної кількості теплоти підводиться в процесі контактного перегріву.

Тому при збереженні потужності установки на 1/3 зменшується кількість діоксиду вуглецю, що викидається в атмосферу разом з димовими газами котла, а відповідну кількість CO₂, що отримується при згорянні природного газу в кисні, можна використовувати або поховати. При підвищенні максимальної температури циклу частка теплоти, підведеної у процесі контактного перегріву, збільшиться.

Можливість запобігання викиду діоксиду вуглецю в атмосферу при використанні як робочого тіла газотурбінної установки суміші CO₂ та продуктів згоряння природного газу в кисні відзначена в роботі [9]. На жаль, автор цієї роботи не обґрунтував енергетичну доцільність запропонованої ним схеми та не спробував використати високу температуру продуктів згоряння для підвищення ККД установки, а обмежився лише екологічним аспектом проблеми.

Для запобігання потраплянню діоксиду вуглецю в робоче тіло паротурбінної установки та виключення тим самим витрат енергії та складнощів, пов'язаних з видаленням CO₂ з конденсатора та регенеративних підігрівачів, можна використовувати хімічну реакцію конверсії метану у водень [10]:

Продукти хімічної реакції складаються головним чином з H₂, H₂O, CO₂ та CO. Оскільки нормальна температура кипіння H₂ значно нижча за нормальні температури кипіння H₂O, CO₂ і CO, існує можливість відділення H₂ від інших продуктів реакції. CO і H₂ можуть бути відокремлені від H₂O і CO₂ хімічним способом, що має на меті пропускання продуктів реакції через водний розчин карбонату калію

Після цього CO може бути відокремлено від H₂ термодинамічним способом, заснованим на різниці нормальних температур кипіння цих речовин, а CO₂ може бути отриманий з розчину KHCO₃ за допомогою нагрівання.

Після поділу продуктів реакції водень може бути використаний замість метану для спалювання в кисні і перегріву водяної пари після котла, а окис вуглецю як паливо в котлі. Таке рішення спро-

стить завдання отримання чистого діоксиду вуглецю і дозволить уникнути втрат енергії, пов'язаних із його видаленням з конденсатора та регенеративних підігрівачів води, що споживається.

3. Висновок

Запропонований спосіб підвищення температури пари перед турбіною дозволяє суттєво збільшити ефективність роботи паротурбінних установок та заощадити значну кількість палива, завдяки чому термін окупності способу, незважаючи на необхідність включення до складу енергоблоку повітророздільної установки, виявляється невеликим. Додатковим ефектом, що скорочує термін окупності, є можливість отримання чистого діоксиду вуглецю у великих кількостях.

При збереженні потужності установки можна значно знизити викид діоксиду вуглецю в навколишнє середовище шляхом його утилізації або поховання. Є також можливість подальшого вдосконалення способу шляхом використання конверсії вуглеводневого палива у водень.

Література

1. Артемов Г.А., Горбов В.М., Романовский Г.Ф. Судовые установки с газотурбинными двигателями. – Николаев: УГМТУ, 1997. – 233 с.
2. Слободянюк Л.И. Проектирование судовых газотурбинных двигателей. – Киев: ІЗМН, 1996. – 168 с.
3. Ольховский Г.Г. Разработки перспективных ГТУ // Теплоэнергетика. – 1996. – №4. – С. 66-75.
4. Вассерман А.А., Шутенко М.А. Патент Украины на изобретение № 57773 «Способ повышения температуры пара перед турбиной» // Бюллетень «Промислова власність». – 2003. – № 7.
5. Гольстрем В.А., Кузнецов Ю.Л. Энергетический справочник инженера. – Киев: Техніка, 1983. – 416 с.
6. Глушко В.П. Термодинамические свойства индивидуальных веществ. Т.2. Таблицы термодинамических свойств. – М.: Изд-во АН СССР, 1962. – 916с.
7. Вукалович М.П., Ривкин С.Л., Александров А.А. Таблицы теплофизических свойств воды и водяного пара. – М.: Изд-во стандартов, 1969. – 408 с.
8. United Nations on Climate Change. Global

Warming General Convention. – Kyoto, 1997. – 8p.

9. **Али Абдельхафид Абулгасем.** Математическая модель и алгоритм расчета тепловой схемы ГТУ с полным улавливанием продуктов сгорания // Холодильная техника и технология. – 1999. – Вып. 63. – С. 81-85.

10. **Верхивкер Г.П., Абу Эльжадаиль Кахер, Кравченко В.П., Чулкин О.А.** Использование химической регенерации теплоты в газотурбинных и парогазовых установках // Холодильная техника и технология. – 2000. – Вып. 69. – С. 85-90.

Отримана в редакції 25.08.2021, прийнята до друку 01.10.2021

Use of oxygen and natural gas to increase the efficiency of steam turbines

Georg Lavrenchenko

«Institute of Low Temperature Energy Technology», POB 188, Odessa, 65026, Ukraine

✉ e-mail: lavrenchenko.g.k@gmail.com

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-8239-7587>

Steam turbines are the basis of thermal power. Despite their prevalence, they need to be improved with the latest research. At the same time first of all experts should pay attention that the maximum temperature of steam in these installations does not exceed 550 °C because of low corrosion resistance and insufficient durability of tubes of the boiler units working at a high pressure difference (to 25 MPas) inside and outside of tubes. At the same time in modern gas turbine plants the temperature of the working fluid at the entrance to the high pressure turbine is 1400-1500 °C. This is achieved by the fact that the turbine blades, which are made of heat-resistant steel, are able to withstand temperatures significantly exceeding the maximum limit currently set for steam turbines. Turbine blades, moreover, are not subject to such a large pressure difference as the tubes of boiler units. To increase the efficiency of steam turbines, a new method of increasing the steam temperature in front of the turbine has been proposed. It is based on the use of oxygen and natural gas. Increasing the maximum cycle temperature from 540 to 800 °C allows to increase the thermal efficiency by 8.1% and efficiency by 6.4%. An unconventional method of increasing the maximum cycle temperature of the steam turbine unit K-1200-240 to 800 °C is described, which allows to significantly increase its thermal and effective efficiency. The essence of the method is to mix superheated steam coming from the superheater of the boiler with the products of combustion of hydrocarbon fuel in oxygen. This solution avoids the problem of mechanical strength and corrosion resistance of superheater tubes at high temperatures. One of the consequences of the method is to obtain a significant amount of pure carbon dioxide (340 t / day in a plant with a capacity of 1200 MW), which can be disposed of or buried to reduce emissions.

Keywords: Steam turbine unit; Superheated steam; Natural gas; Methane; Oxygen; Carbon dioxide.

References

1. **Artemov, G.A., Gorbov, V.M., Romanovsky, G.F.** (1997) Marine installations with gas turbine engines. *Mykolaiv: UGMTU*, 233.

2. **Slobodianiuk, L.I.** (1996) Design of marine gas turbine engines. *Kyiv: IZMN*, 168.

3. **Olkhovsky, G.G.** (1996) Development of promising gas turbines. *Teploenergetika*, 4, 66-75.

4. **Vasserman, A.A., Shutenko, M.A.** (2003) Patent of Ukraine for invention No. 57773 "Method of increasing the temperature of steam in front of the turbine". *Bulleten "Promislova Vlasnist"*, 7.

5. **Golstrem, V.A., Kuznetsov, Yu.L.** (1983) Energetic handbook of the engineer. *Kyiv: Tekhnika*, 416.

6. **Glushko, V.P.** (1962) Thermodynamic properties of individual substances. T.2. Tables of thermodynamic properties. *Moscow: Izdatelstvo AN SSSR*, 916.

7. **Vukalovich, M.P., Rivkin, S.L., Alexandrov, A.A.** (1969) Tables of thermophysical properties of water and steam. *Moscow: Izdatelstvo standartov*, 408.

8. (1997) United Nations on Climate Change. Global Warming General Convention. *Kyoto*, 8.

9. **Ali Abdelhafid Abulgasem** (1999) Mathe-

mathematical model and algorithm for calculating the thermal scheme of a gas turbine with complete trapping of combustion products. *Kholodilnaya tekhnika i tekhnologiya*, 63, 81-85.

10. Verhivker, G.P., Abu Eljadail Kakher, Kravchenko, V.P., Chulkin, O.A. (2000) The use of

chemical heat recovery in gas turbine and combined cycle plants. *Kholodilnaya tekhnika i tekhnologiya*, 69, 85-90.

Received 25 August 2021

Approved 01 October 2021

Available in Internet 15 October 2021