::УДК 536.7

ЕКСЕРГЕТИЧНИЙ АНАЛІЗ ЦИКЛІВ ГАЗОТУРБІННОЇ УСТАНОВКИ: ПРОСТОГО, РЕГЕНЕРАТИВНОГО ТА «ВОДОЛІЙ»

С.П. Крушневич, О.І. П'ятничко

Інститут газу Національної академії наук України, 03113, м. Київ, вул. Дегтярівська, 39, тел.: (44) 456-20-97, 456-48-28, e-mail: admin@sergeyk.kiev.ua

Проведено порівняльний аналіз ексергетичних діаграм циклів ГТУ: простого, регенеративного та «Водолій». Запропоновано методи підвищення термодинамічної ефективності циклів газотурбінних установок.
Ключові слова: ексергія, аналіз, ГТУ, ГТД, простий цикл, регенеративний цикл, «Водолій».

Выполнен сравнительный анализ эксергетических диаграмм циклов ГТУ: простого, регенеративного и «Водолей». Предложены методы повышения термодинамической эффективности циклов газотурбинных установок.
Ключевые слова: эксергия, анализ, ГТУ, ГТД, простой цикл, регенеративный цикл, «Водолей».

The papers show a comparative analysis exergetic diagrams simple, regenerative cycles and "Aquarius". Methods for increasing the thermodynamic efficiency of gas turbine cycles.
Keywords: exergy, analysis, GTU, simple cycle, regenerative cycle, "Aquarius".

Вступ

Ексергія – максимальна робота, яку може виконати термодинамічна система при переході від початкового стану до стану рівноваги з навколишнім середовищем. Використання поняття ексергії дає можливість кількісно визначити вплив нерівноважності термодинамічних процесів на ефективність перетворення енергії, тобто врахувати особливості другого закону термодинаміки: виділити ту частину енергії, що не може бути використана через газодинамічні явища, такі як тертя та теплообмін. Такий підхід дає змогу аналізувати ступінь термодинамічної досконалості того чи іншого елемента установки і не вимагає попередньої оцінки працездатності всієї установки [1]. Завдяки використанню поняття ексергії можна визначити елементи термодинамічної системи, де існують великі втрати потенційної роботоздатності системи.

Розрахунок ексергії

Ексергія, що віднесена до нульового стану, є максимальною роботою речовини, що переводиться з початкового стану в стан рівноваги з оточуючим середовищем [2]:

$$E=(I_i - I_0) - T_0\cdot(S_i - S_0),\ кДж,$$

де: I_i, S_i – відповідно ентальпія та ентропія потоку за його початкових параметрів, кДж і кДж/К;

I_0, S_0 – відповідно ентальпія та ентропія потоку за температури навколишнього середовища, кДж і кДж/К.

T_0 – температура навколишнього середовища, К.

Виходячи з визначення ексергії, хімічна ексергія палива може бути прийнята як теплота згоряння палива та енергія самого потоку:

$$E_{пг}=(Q_н\cdot q_{пг} + E_{пг.вх.}),\ кДж \qquad (1)$$

де: $Q_н$ – нижча теплота згоряння палива (природного газу), кДж/кг;

$q_{пг}$ – витрата палива, кг;

$E_{пг.вх.}$ – ексергія потоку палива, кДж;

Розв'язок рівняння (1) може дати лише наближене значення ексергії палива. В табл. 1 наводяться параметри найбільш розповсюджених вуглеводнів за Я. Шаргут [2, 3] тобто значення нормальної хімічної ексергії газоподібних вуглеводнів для умов $t_п$=25 °С, $p_п$=101,325 кПа.

Для іншої температури оточуючого середовища T_0 ексергія палива розраховується за формулою [4]:

$$e_{ch} = \frac{e^0_{ch}}{M}\left(\frac{T_0}{298{,}15}\right) + \frac{\Delta H^0}{M}\left(\frac{T_0 - 298{,}15}{298{,}15}\right),кДж/кг$$

де: e^0_{ch} – нормальна хімічна ексергія палива, кДж/кмоль;

ΔH^0 – від'ємна вільна ентальпія реакції, кДж/кмоль;

M – молярна маса, кг/кмоль.

Залежно від типу газів використовується поправочний коефіцієнт φ_{ch}, (табл. 2) [4].

Для всіх розрахунків параметри прийняті згідно ISO-2314 T_0=15°С, звідси питома хімічна ексергія природного газу становить:

$$e_{ch} = \left(\frac{836510}{16{,}042}\left(\frac{288{,}15}{298{,}15}\right) + \frac{802320}{16{,}042}\left(\frac{288{,}15 - 298{,}15}{298{,}15}\right)\right)\times$$

$$\times 1{,}04 = 5{,}0667\cdot 10^4\ кДж/кг\ .$$

Важливою характеристикою ексергетичного аналізу є значення втрат ексергії по вузлах.

Втрати ексергії для компресора та турбіни виражається в тому, що прийнята чи віддана робота «на валу» не відповідає різниці ексергій між входом та виходом вузла і виражається наступною формулою:

$$П=(E_2 - E_1) - N,\ кДж\ ,$$

де: E_1, E_2 – ексергії потоків на вході та виході вузла, кДж.

N – корисна робота, кДж.

Таблиця 1 – Стандартна ентальпія та ексергія для органічних речовин при $t_п$=25 °С, $p_п$=101,325 кПа

Формула речовини	Молярна маса М, кг/кмоль	Від'ємна вільна ентальпія реакції ΔH^0, кДж/кмоль	Нормальна хімічна ексергія e^0_{ch}, кДж/кмоль
CH_4	16.042	802320	836510
C_2H_6	30.068	1428780	1504360
C_3H_8	44.094	2045380	2163190
C_4H_{10}	58.12	2658830	2818930
і-C_5H_{12}	72.146	3274290	3477050
н-C_5H_{12}	72.146	3247240	3475590
і-C_6H_{14}	86.172	3889280	4134590
н-C_6H_{14}	86.172	3857630	4130570

Таблиця 2 – Типові значення поправочного коефіцієнта для хімічної та фізичної ексергії

Паливо	Поправочний коефіцієнт φ_{ch}
Природний газ	1,04±0,5%
Вугільний газ	1,00±0,5%
Оксид вуглецю	0,973
Водень	0.985

Для теплообмінника втрата ексергії виражається в тому, що різниця ексергій між входом і виходом одного потоку не дорівнює різниці ексергій між входом і виходом другого потоку:

$$П=(E_{гр1} - E_{гр2}) - (E_{нагр1} - E_{нагр2}),\ кДж$$

де: $E_{гр1}$, $E_{гр2}$ – ексергія першого потоку на вході та виході з теплообмінника, кДж.

$E_{нагр1}$, $E_{нагр2}$ – ексергія другого потоку на вході та виході з теплообмінника, кДж.

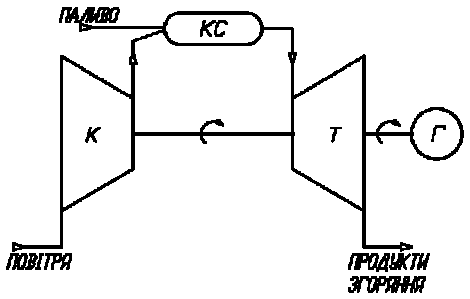
Вибір схем для аналізу

Для аналізу було вибрано такі термодинамічні цикли газотурбінної установки (ГТУ): простий, регенеративний та «Водолій».

Схему газотурбінного двигуна простого відкритого циклу (циклу Брайтона) зображено на рис. 1. Компресор стискає повітря і подає його в камеру згоряння, в яку також подається паливо. Під час горіння відбувається інтенсивне виділення тепла, що призводить до збільшення об'єму газоподібних продуктів згоряння. Продукти згоряння подаються на турбіну, де розширюються і приводять в рух компресор. На турбіні виникає надлишок потужності, який використовується для виконання корисної роботи, наприклад, приведення в дію електрогенератора, компресора газоперекачуючого агрегату та ін.

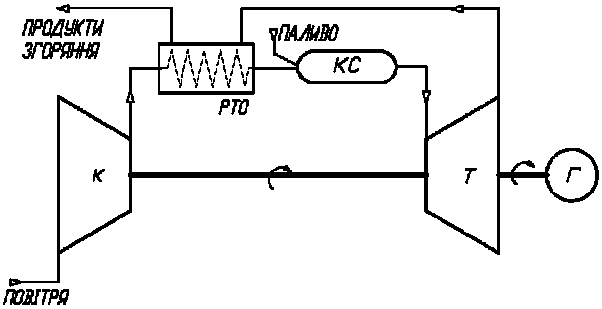
Основою для моделі ГТД простого циклу прийнято двигун UGT10000 [3], що є ГТД простого циклу на базі двигуна ДН70 з основними характеристиками, що вказані в таблиці 3.

Суть регенеративного циклу полягає в тому, що димові гази з виходу турбіни використовуються для додаткового нагрівання повітря після компресора.



К – компресор; Т – турбіна; Г – генератор; КС – камера згоряння

Рисунок 1 – Схема ГТД простого циклу



РТО – регенеративний теплообмінник

Рисунок 2 – Схема ГТД регенеративного циклу

Завдяки підігріванню повітря перед камерою згоряння знижується необхідна кількість палива для досягнення тієї ж температури на виході камери згоряння, що і без регенерації тепла. Це сприяє підвищенню ефективності ГТУ.

Основою для моделі регенеративного циклу прийнято ГТК-10Р [5] (табл. 3).

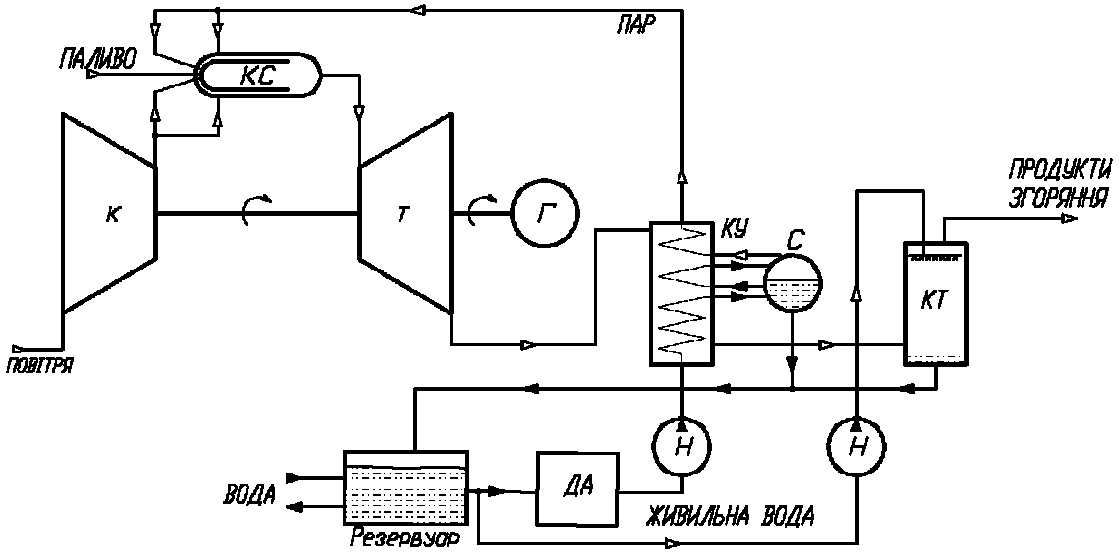
ПГТУ «Водолій» – цикл STIG (впорскування пари в камеру згоряння) з утилізацією водяної пари, що викидається в атмосферу з продуктами згоряння (рис. 3) і залежно від температури оточуючого середовища може майже повністю забезпечити ГТД живильною водою, а у холодний період року з'являється навіть надлишок води.

Основою для моделі циклу «Водолій» прийнято ГПТУ «Водолій -16» [3] (табл. 3).

Таблиця 3 – Зведені характеристики ГТУ

Найменування параметра	Значення параметра		
	Простий цикл (UGT10000)	Регенеративний цикл (ГТК-10Р)	«Водолій - 16»
Номінальна потужність, МВт·год	10	10	16
ККД, %	36	32,5	43
ККД базового двигуна, %	-	28	36
Витрата палива (газ), нм^3	2790	3345*	3820
Ступінь підвищення тиску	19,5	4,64	19,5
Витрата продуктів згоряння, кг/с	36	79*	34*
Температура продуктів згоряння, що викидаються в атмосферу, °С	490	275*	45
Температура на вході в першу ступінь турбіни, °С	1200	810	1093

Примітка: * – розрахункові дані



ДА – деаератор; Н – насос; С – сепаратор; КУ – котел-утилізатор; КТ – контактний теплообмінник.

Рисунок 3 – Схема циклу «Водолій»

Діаграми ексергетичного балансу циклів ГТУ

За допомогою програмного комплексу ГазКондНафта [7] за даними таблиці 1 з використанням методики [6] побудовано моделі термодинамічних циклів, що дало змогу отримати значення ентропії та ентальпії по ключових потоках і визначити перетворення ексергії по всіх вузлах циклу. На основі цих даних побудовані діаграми перетворень ексергії: простого циклу (рис. 4), регенеративного циклу (рис. 5) та циклу «Водолій» (рис. 6).

Як видно з діаграм, втрати ексергії в камері згоряння зростають зі зниженням температури початку циклу внаслідок змішування холодного повітря та пари з гарячими продуктами згоряння, що виникають в процесі горіння в первинному факелі камери згоряння. Серед представлених моделей найвища температура на виході з камери згоряння в установці простого циклу – 1200 °С, при цьому втрати ексергії в камері згоряння становлять 25,4% від ексергії палива. У «Водолія» – 30,9% за температури початку циклу 1093°С. В установці регенеративного циклу – 31,7% за температури 810°С.

Порівнюючи моделі простого циклу та циклу «Водолій» можна помітити, що ексергія продуктів згоряння на виході з турбіни у «Водолія» (потік № 12) має відносну ексергію вищу, ніж у простому циклі, причому базовий двигун один і той самий. Це пов'язано з тим, що в потоці продуктів згоряння «Водолія» додатково присутня пара, що має порівняно високу енергоємність.

Відносно низький ККД регенеративного циклу, що описаний у цій статті, пов'язаний з низьким ККД базового двигуна, який працював за низької температури початку циклу (810 °С). На сьогоднішній день вже серійно випускаються ГТД з температурою початку циклу вище 1200 °С, при цьому в деяких моделях температура може сягати 1600…1700 °С [8, 9, 10].

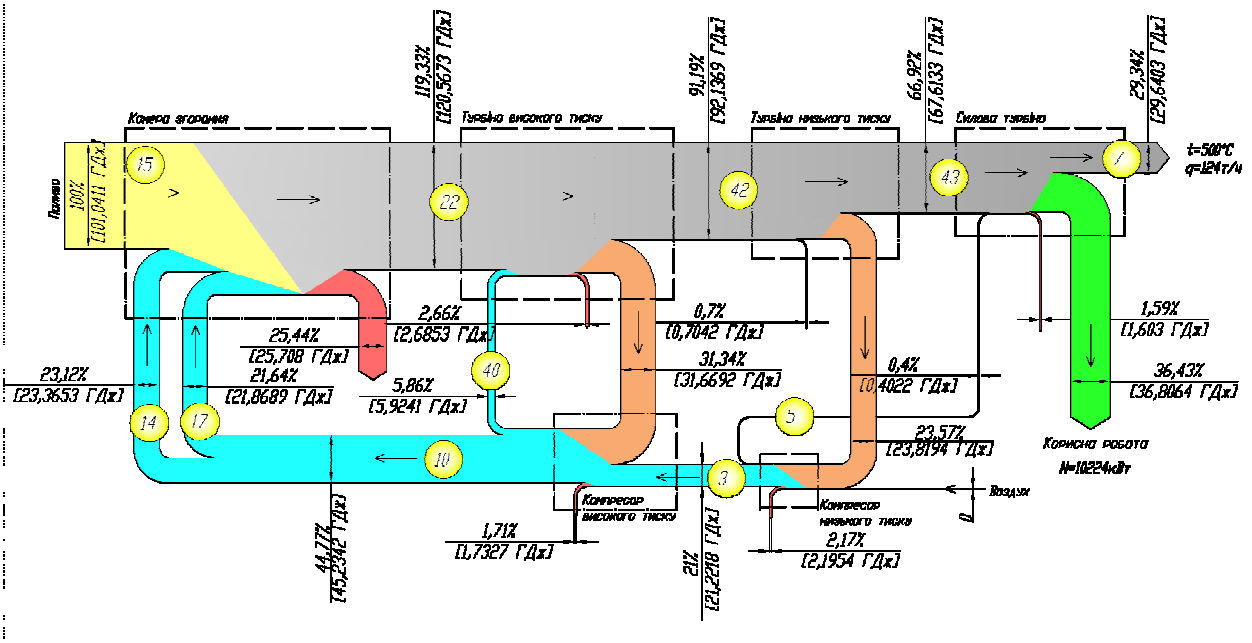


Рисунок 4 – Діаграма ексергетичного балансу ГТД простого циклу

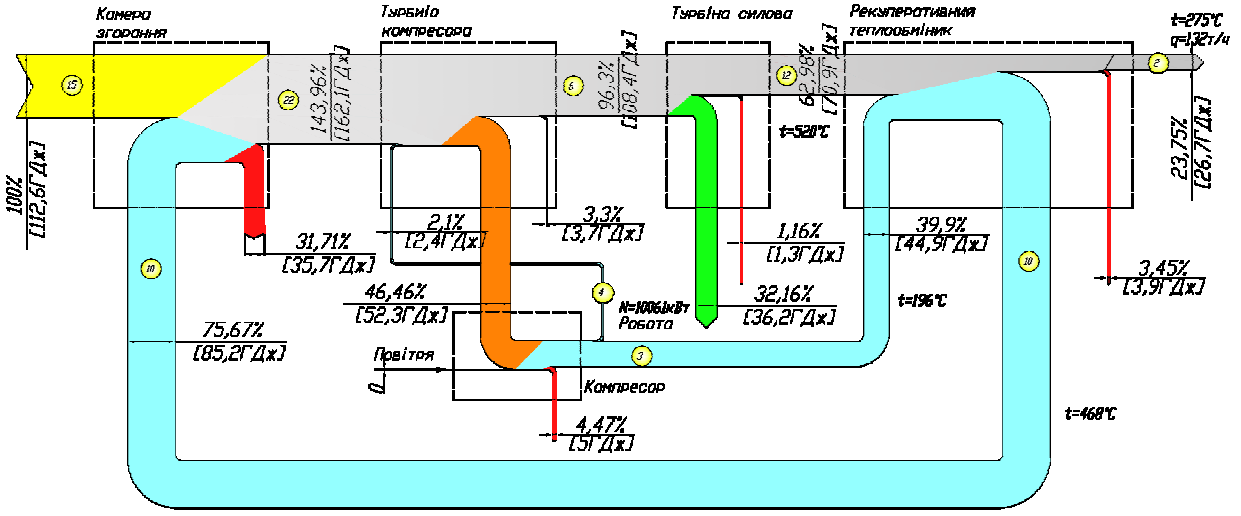


Рисунок 5 – Діаграма ексергетичного балансу ГТД регенеративного циклу

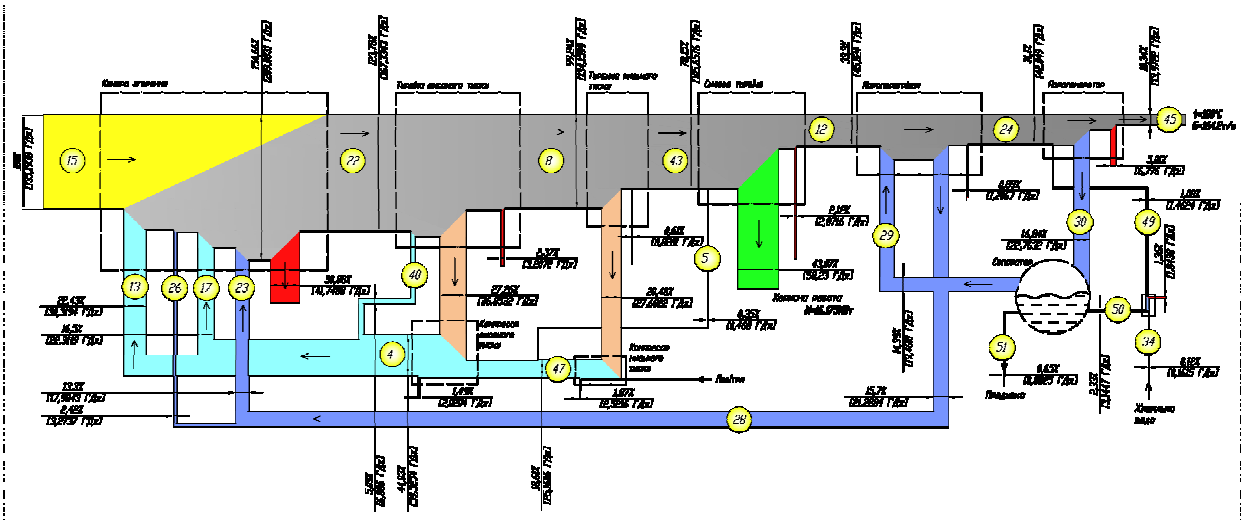


Рисунок 6 – Діаграма ексергетичного балансу ГТД «Водолій»

Як видно з діаграм, досить велика частина палива (40-50 %) витрачається на привод повітряного компресора, і тому варто звернути особливу увагу на зниження цієї потужності. Знизити затрати на привод компресора можна за рахунок зниження витрати повітря, і, як наслідок, підвищення температури на виході з камери згоряння.

Відомі й інші методи зниження витрат на роботу компресора – це охолодження повітря між ступенями компресора за рахунок впорскування води [11] або охолодження повітря на вході в компресор.

Інший шлях зниження витрати повітря через компресори – використання пари замість повітря для охолодження лопаток турбін [12]. В моделі простого циклу ексергія потоку, що подається на охолодження лопаток турбін, становить 6,3%, регенеративний – 2,1%, «Водолія-16» – 5,4%. Завдяки тому, що питома теплоємність пари вища, ніж у повітря, для охолодження лопаток витрачається менше пари, ніж повітря.

На ексергетичних діаграмах також видно, що з двигуна викидається велика кількість низькопотенційного тепла:

– простий цикл - 29 % ексергії за температури продуктів згоряння 500 °С;

– регенеративний цикл - 24 % при 275 °С;

– цикл «Водолій» - 10 % при 180 °С.

За попередніми підрахунками у разі використані пентанового циклу для утилізації тепла продуктів згоряння, що викидаються у атмосферу [13], можна додатково отримати:

– простий цикл - 3 МВт (+30 %) електричної енергії;

– регенеративний - 2 МВт (+20 %);

– «Водолій-16» - 0,9 МВт (+ 6 %).

У випадку «Водолія» додатковий теплообмінник низькопотенційного утилізатора тепла встановлюється за котлом-утилізатором перед контактним теплообмінником. При цьому помітно знижується навантаження на контактний теплообмінник, так як температура продуктів згоряння на виході низькопотенційного утилізатора становить близько 80 °С.

Висновки

За проведеними розрахунками та ексергетичними діаграмами виявлено термодинамічні цикли та виявлено основні місця та масштаби втрат ексергії палива. Проведено аналіз літературних джерел і запропоновано варіанти підвищення ефективності термодинамічних циклів. Використання пари замість повітря для охолодження лопаток турбін може знизити витрати ексергії палива на привод компресора до 6%. Утилізація низькопотенційного тепла дає змогуотримати додаткову електричну енергію до 6% – для «Водолія», до 20% – для регенеративного циклу і до 30% – для простого циклу. Зволоження повітря у компресорах або міжступеневе охолодження також можливість зниження затрат роботи на привод компресора і тим самим підвищити загальний ККД установки. Підвищення температури на вході в турбіну можливо лише для нових моделей двигунів і за температур вище 1200…1300 °С, що пов'язане з суттєвим ускладненням схеми охолодження лопаток турбін та використанням більш дорогих елементів конструкції. Тому це практикується здебільшого для ГТД великої потужності (понад 100…200 МВт).

Література

1 Самсонов А.И. Эксергетический анализ работы тепловых машин. Противоречия и неточности в учебниках по технической термодинамике [Текст] / А.И.Самсонов // Кораблестроение, океанотехника, вопросы экономики. Выпуск 25. – Владивосток, 2002. - С. 21-22

2 Эксергетический метод и его приложения [Текст] / под ред. В.М. Бродянского. – М. : Мир, 1967. - 248 с.

3 Газотурбинные двигатели для использования в газотранспортных сетях [Текст] // Рекламный проспект НПО Зоря-Машпроект, 2004.

4 Somkiat Boonnasa. Exergy Evaluation of the EGAT (Block 1) Combined Cycle Power Plant [Текст] / Somkiat Boonnasa, Pichai Namprakai // Department of Energy Technology, King Mongkut's University of Technology Thonburi, Bangkok, Thailand. The Joint International Conference on "Sustainable Energy and Environment (SEE)" 1-3 December 2004, Hua Hin, Thailand. #4-004 (O), p. 437-441.

5 Технико-коммерческое предложение на ремонт с восстановлением технических характеристик турбоблоков газоперекачивающих агрегатов ГТК-10 [Електронний ресурс]. Режим доступу: www.nzl.spb.ru/production/turbines/tkp_gtk-10.doc

6 Денисов, И.Н. К анализу табличных данных проспектов ПГУ методом термодинамического анализа [Текст] / И.Н. Денисов, А.В. Зюганов // Газотурбинные технологии. – Октябрь 2008. – С. 1-3.

7 Программный комплекс ГазКондНефть [Электронный ресурс]. Режим доступа: http://gascondoil.com/

8 Елисеев Ю. Перспективные технологии производства лопаток ГТД [Електронний ресурс] / Елисеев Ю. // Режим доступу: http://engine.aviaport.ru/issues/17/page04.html

9 ITO Shoko. Conceptual design and cooling blade development of 1700°C class high-temperature Gas Turbine / ito Shoko, saeki Hiroshi, inomata Asako, ootomo Fumio, yamashita Katsuya, fukuyama Yoshitaka, koda Elichi, Takehashi Toru, Sato Mikio, Koyama Miki, Ninomiya Toru. // Japon Journal of engineering for gas turbines and power. ISSN 0742-4795 ITO Shoko 2005, vol. 127, #2, pp. 358-368.

10 EISAKU ITO. Development of Key Technology for Ultra-high-temperature Gas Turbines / Eisaku Ito, Keizo Tsukagoshi, Akimasa Muyama, Junichiro Masada, Taiji Torigoe // Mitsubishi Heavy Industries Technical Review Vol. 47, #1 March 2010. pp.: 19-25.

11 Беляева С.О. Современные методы повышения эффективности парогазовых установок / С.О. Беляева, В.А. Коваль // Вестник национального технического университета «ХПИ». – 2008. – № 35. – С. 8-13.

12 Цирков М. Б. Совершенствование утилизационных ПГУ за счет использования парового охлаждения газовых турбин [Текст] : автореф. дисс. на соискание ученой степени канд. техн. наук / Цирков М. Б. – М: Наука, 2007.

13 Пятничко В.А. Утилизация низкопотенциального тепла для производства электроэнергии с использованием пентана в качестве рабочего тела [Электронный ресурс] / Пятничко В.А., Крушневич Т.К., Пятничко А.И. // Режим доступа: http://sergeyk.kiev.ua/tech/n-pentan/

Стаття надійшла до редакційної колегії 22.03.10
Рекомендована до друку професором ***Мойсишиним В.М.***