

DOI 10.15589/jnn20150401
УДК 621.57
P15

HEAT CONVERSION IN THE PLANTS OF AUTONOMOUS
POWER SUPPLY WITH THE USE OF ABSORPTION REFRIGERATORS

ТРАНСФОРМАЦІЯ ТЕПЛОТИ В УСТАНОВЦІ АВТОНОМНОГО
ЕНЕРГОЗАБЕЗПЕЧЕННЯ АБСОРБЦІЙНОЮ ХОЛОДИЛЬНОЮ МАШИНОЮ

Andrey M. Radchenko
andrad@mail.ru
ORCID: 0000-0002-8735-9205

Oleksii V. Ostapenko
leshik-89@mail.ru
ORCID: 0000-0001-7343-6743

А. М. Радченко
канд. техн. наук

О. В. Остапенко
асп.

Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Mykolaiv

Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, м. Миколаїв

Abstract. Calculation of the weight-size parameters for different types of liquefied natural gas (LNG) fuel tanks used in ocean-going ships has been carried out in this article. The main aim of the study is to determine the volume, empty weight and mass with the total fuel capacity of membrane, prismatic, spherical and cylindrical tanks for five containerships from 2500 TEU to 18000 TEU. Total fuel capacity for the MAN two-stroke low speed diesel engines is estimated for a one-way trip. The weight-size parameters of cylindrical cryogenic tanks with the ellipsoidal head are also calculated. Calculation of volume and mass for other tanks types is performed with the use of the dimensionless ratio obtained for gas carrier vessels. The obtained data can be applied when selecting LNG fuel tanks at the conceptual designing of ocean-going ships. It is determined that the largest volume is occupied by spherical tanks at the constant mass of liquefied natural gas, then pressurized cylindrical tanks, and then prismatic and membrane ones with a slightly different volume. The lowest mass is required for membrane tanks, aluminum spherical and steel cylindrical cisterns are a little heavier, and prismatic tanks and spherical tanks made of steel are of the largest mass. It is shown that membrane tanks have the lowest weight-size parameters, but their usage needs a major change in the design techniques of the ship hulls. Independent cylindrical tanks of the C type or prismatic tanks of the B type are the most rational options for ocean-going ships.

Keywords: ship fuel systems; liquefied natural gas; cylindrical cryogenic tank; prismatic tank; membrane tank; weight-size parameters.

Анотація. Виконано аналіз ефективності трансформації скидної теплоти газових двигунів тригенераційної установки автономного енергозабезпечення. Виявлено наявність значних втрат теплоти, обумовлених відведенням теплоти від зворотного теплоносія, що подається до вузлів охолодження газових двигунів після абсорбційної бромистолітєвої холодильної машини. Запропонована система трансформації скидної теплоти з двопоточною подачею зворотного теплоносія до газових двигунів з додатковою витратою у другому потоці.

Ключові слова: тригенерація; когенераційний модуль; абсорбційна бромистолітєва холодильна машина; газовий двигун.

Аннотация. Выполнен анализ эффективности трансформации сбросной теплоты газовых двигателей тригенерационной установки автономного энергообеспечения. Выявлено наличие значительных потерь теплоты, обусловленных отводом теплоты от обратного теплоносителя, подаваемого к узлам охлаждения газовых двигателей после абсорбционной бромистолитиевой холодильной машины. Предложена система трансформации сбросной теплоты с двухпоточной подачей обратного теплоносителя в газовые двигатели с дополнительным расходом во втором потоке.

Ключевые слова: тригенерация; когенерационный модуль; абсорбционная бромистолитиевая холодильная машина; газовый двигатель.

REFERENCES

- [1] Economic utilization of Biomass and Municipal Waste for power generation. Some energy lasts for generations. GE Jenbacher Company Overview. June 13, 2007. 39 p.

- [2] Elsenbruch T. Jenbacher gas engines a variety of efficient applications. București, October 28, 2010. 73 p.
- [3] Rouse G., Czachorski M., Bishop P., Patel J. GTI Integrated Energy System for Buildings. Modular System Prototype. GTI Project report 15357/65118 : Gas Technology Institute (GTI). January, 2006. 495 p.

АНАЛІЗ ПОПЕРЕДНІХ ДОСЛІДЖЕНЬ І ПУБЛІКАЦІЙ

В установках автономного енергозабезпечення широкого поширення набули газові двигуни (ГД), які поставляються у вигляді когенераційних модулів — зі штатними теплообмінниками для отримання гарячої води з температурою 90...95 °С (під тиском — понад 100 °С, рідше — водяної пари) шляхом відведення теплоти від вузлів охолодження ГД (охолоджувальної води рубашки двигуна, мастила, наддувної газоповітряної суміші після турбокомпресора), а також в утилізаційному котлі (УК) від відпрацьованих газів [1–3]. В установках автономного енергозабезпечення з отриманням електроенергії, теплоти та холоду (тригенераційних) теплота гарячої води (пари) трансформується в холод, як правило, абсорбційними бромистолітєвими холодильними машинами (АБХМ). Температура зворотного теплоносія, який повертається до вузлів охолодження двигуна, має бути не вище 70 °С. В той же час в АБХМ теплоносії (гаряча вода) охолоджується не більше ніж на 10...15 °С. Тож остаточне зниження температури зворотного теплоносія після АБХМ здійснюють відведенням від нього теплоти в атмосферу градирнею аварійного скидання, що спричиняє значні втрати теплоти, а відтак і недоотримання холоду.

МЕТА ДОСЛІДЖЕННЯ — підвищення ефективності трансформації скидної теплоти ГД в холод в установках автономного енергозабезпечення.

ВИКЛАД ОСНОВНОГО МАТЕРІАЛУ

Задача підвищення ефективності трансформації теплоти ГД вирішувалась на прикладі установки автономного енергозабезпечення ТОВ «Сандора» — «Pepsico Ukraine» (Миколаївська обл.). Проектування та монтаж установки виконані ПНВП «СІНАПС» — «GE Energy» (м. Київ) і ТОВ «Хладотехніка» (м. Миколаїв). Тригенераційна установка включає два когенераційних ГД JMS 420 GS-N.LC GE Jenbacher (електрична потужність одного ГД 1400 кВт, теплова потужність 1500 кВт), в яких теплота випускних газів, наддувної газоповітряної суміші (ГПС), охолоджуючої сорочку двигуна води й мастила використовується для нагріву води. Теплота гарячої води трансформується в АБХМ AR-D500L2 Century в холод (холодильна потужність 2000 кВт), який використовується на технологічні потреби і для центральних кондиціонерів охолодження приточного повітря машинного відділення (МВ), звідки воно надходить на всмоктування турбокомпресора (ТК) ГД (рис. 1).

Відповідно до базового варіанту (схема на рис. 1) при температурі зворотної (охолодженої) води на ви-

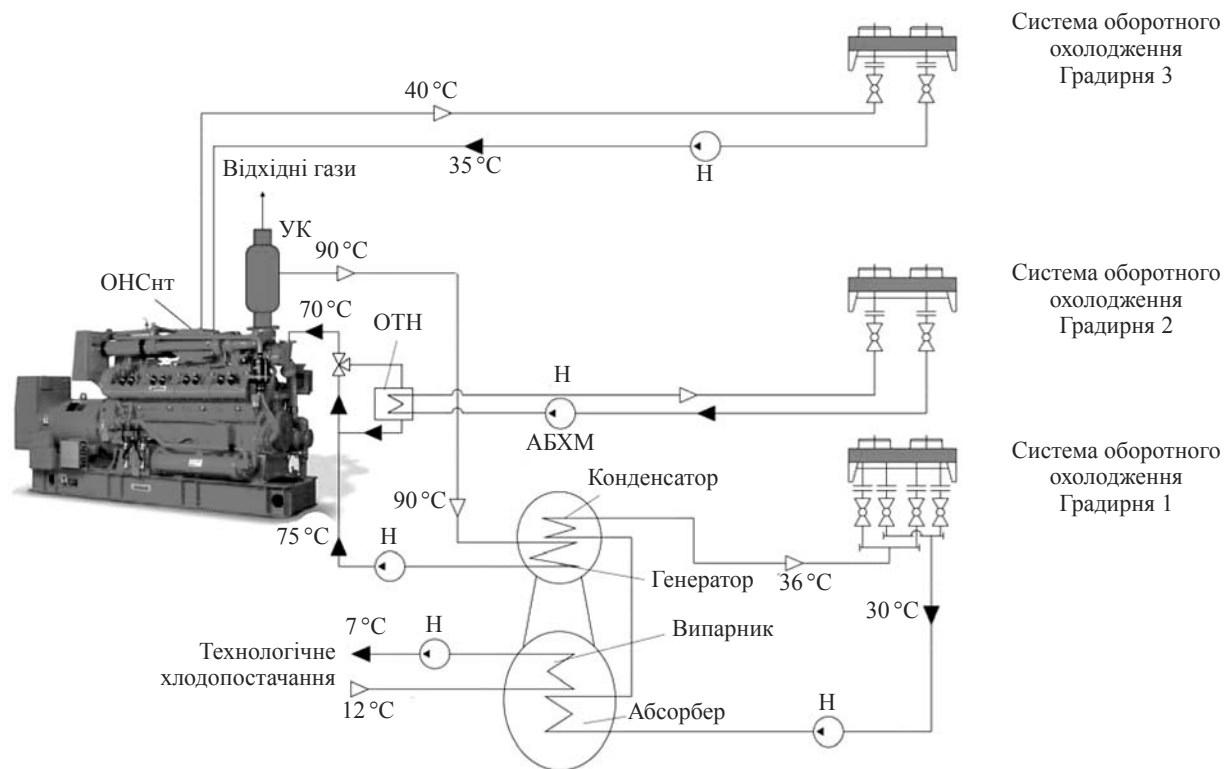


Рис. 1. Схема існуючої системи трансформації теплоти когенераційного ГД в холод в АБХМ

ході з АБХМ, наприклад, $t_{\text{обр}} = 75 \dots 80^\circ\text{C}$, тобто вище її специфікаційного значення $t_{\text{обр,сп}} = 70^\circ\text{C}$ на вході у теплообмінники відведення теплоти від вузлів охолодження ГД. Для забезпечення задовільного теплового стану ГД частина зворотної води охолоджується в охолоджувачі зворотного теплоносія (ОТН) з відведенням надлишкової теплоти в атмосферу градирнею 2. Повернення надлишкової теплоти в АБХМ неможливо через її низьку температуру, $t_{\text{обр}} = 75 \dots 80^\circ\text{C}$, порівняно зі специфікаційною температурою гарячого теплоносія на вході АБХМ: $t_{\text{г,сп}} = 90 \dots 95^\circ\text{C}$.

Шляхом автоматизованого моніторингу параметрів установки автономного енергозабезпечення (липень 2011) отримано значення температури гарячої води t_{w1} , що надходить з когенераційного модуля ГД в АБХМ системи утилізації, зворотної води після АБХМ t_{w4} (перед її охолодженням в ОТН скиданням надлишку теплоти градирнею в атмосферу) і охолодженої зворотної води після ОНТ на вході в ГД, t_{w5} (рис. 2).

Як видно, зниження температури зворотної води в ОТН $t_{w4} - t_{w5} \approx 6^\circ\text{C}$ доволі істотне порівняно з різницею температур гарячої та охолодженої в АБХМ води $t_{w1} - t_{w4} = 14^\circ\text{C}$ і становить 25...30% всієї кількості теплоти, що відводиться від ГД. Це свідчить про значні втрати теплоти $Q_{\text{п}}$ порівняно з використаною в АБХМ $Q_{\text{г,А}}$ (рис. 3).

З метою скорочення втрат тепла і, відповідно, отримання додаткового холоду запропоновано схему системи утилізації, згідно з якою теплоносії після АБХМ розділяється на два потоки, один з яких, як і в базовому варіанті, направляють через охолоджувач теплоносія (ОТН) до вузлів охолодження двигуна. Другий потік теплоносія з додатковою витратою (близько 50% базової витрати) подається повз ОТН в утилізаційний котел (УК) двигуна (рис. 4).

Оскільки загальна витрата теплоносія зростає до 150% базової, то його температура на виході з УК і після АБХМ також зменшується. Отже, скорочуються втрати теплоти в ОТН основного потоку теплоносія, який подають до вузлів охолодження двигуна ГД. Додатковий же потік теплоносія (з 50% витратою від базової) надходить безпосередньо до УК повз ОТН.

На рис. 5 наведені значення температур на вході та виході з АБХМ, УК та ГД в залежності від загаль-

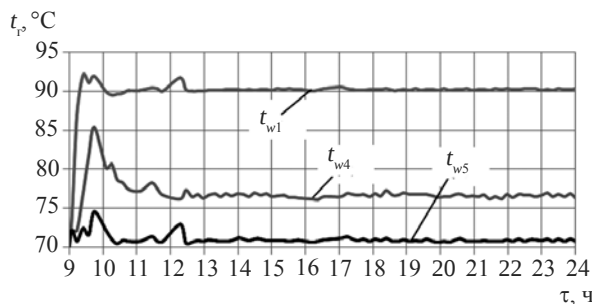


Рис. 2. Температури гарячої води t_{w1} на вході АБХМ, зворотної води після АБХМ t_{w4} та охолодженої зворотної води на вході в ГД t_{w5} протягом $\tau = 9^00 - 24^00$ (28.07.2011) за даними моніторингу ($\tau = 0^00 - 9^00$ — АБХМ відключена)

ної витрати теплоносія G (обох потоків) відповідно до зміни витрати додаткового потоку теплоносія. У подальших розрахунках загальна витрата теплоносія приймалася 150% базової з температурами на виході з УК (вході АБХМ) $t_{\text{г,АБХМ(вх.)}} = t_{\text{г,УК(вих.)}} = 85^\circ\text{C}$ і виході з АБХМ $t_{\text{г,АБХМ(вих.)}} = 73^\circ\text{C}$.

Як видно, зі збільшенням витрати теплоносія другого (додаткового) потоку зменшується температура на виході з АБХМ і відповідно в ОТН температура теплоносія знижується не з 77°C до 70°C (базовий варіант), а з 73°C до 70°C (витрата додаткового потоку теплоносія складає 50% базової).

Теплові потоки Q в системі утилізації скидної теплоти ГД, розраховані за відповідними температурами теплоносія, наведені на рис. 6.

Як видно, втрати теплоти $Q_{\text{г,п}} \approx 500$ кВт, а теплота, використана в АБХМ, $Q_{\text{г,А}} \approx 2500$ кВт.

Ефективність трансформації скидної теплоти ГД в холод в системі утилізації з АБХМ характеризується тепловим коефіцієнтом системи утилізації $\zeta_{\text{СУА}} = Q_0 / Q_{\text{г,с}}$, який являє собою відношення кількості отриманого в АБХМ холоду (холодопродуктивності) Q_0 до сумарної кількості теплоти гарячого теплоносія $Q_{\text{г,с}}$, що надходить в систему утилізації (трансформації скидної теплоти ГД в холод) від когенераційних модулів ГД.

Значення теплових коефіцієнтів АБХМ базового варіанту $\zeta_{\text{АБХМ(90)}}$ і АБХМ $\zeta_{\text{АБХМ(85)}}$ двопоточного варіанту, а також системи утилізації скидної теплоти ГД базового варіанту $\zeta_{\text{СУАб}}$ і двопоточного $\zeta_{\text{СУ2пот}}$ протягом $9^00 - 24^00$ (28.07.2011) наведені на рис. 7, а на рис. 8 — холодопродуктивність $Q_{0,6}$ базового варіанту і двопоточного $Q_{0,2\text{пот}}$ отримана в АБХМ трансформацією скидної теплоти ГД в кількості $Q_{\text{г,А}}$ (рис. 3, рис. 6).

Як видно, варіант з двома потоками зворотного теплоносія призводить до незначного зниження теплових коефіцієнтів АБХМ $\zeta_{\text{АБХМ(85)}}$ (порівняно з $\zeta_{\text{АБХМ(90)}}$ базового варіанту роботи АБХМ) через більш низьку температуру теплоносія на вході в АБХМ порівняно з базовим варіантом: 85°C проти 90°C , але ефективність системи утилізації в цілому, навпаки, значно зростає: $\zeta_{\text{СУ2пот}} \gg \zeta_{\text{СУАб}}$. Як результат, збільшується холодопродуктивність АБХМ двопоточної системи утилізації: $Q_{0,2\text{пот}} > Q_{0,6}$ (рис. 8).

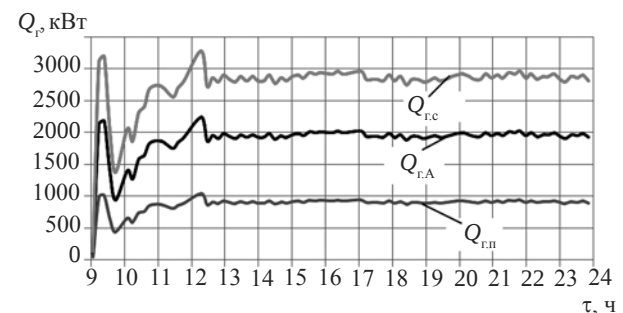


Рис. 3. Значення загальної кількості теплоти $Q_{\text{г,с}}$ гарячого теплоносія, відведеної від двох ГД, теплоти, трансформованої в АБХМ в холод, $Q_{\text{г,А}}$, і втрат теплоти зворотної гарячої води $Q_{\text{г,п}}$

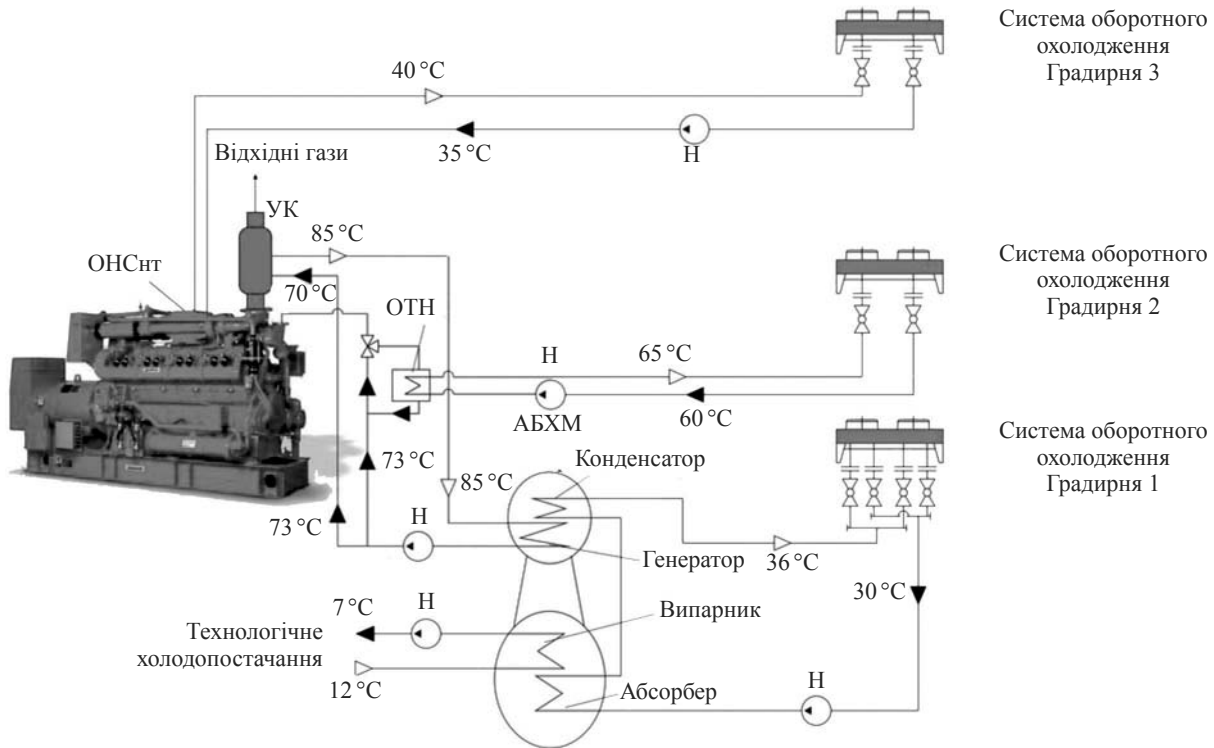


Рис. 4. Схема системи трансформації скидної теплоти двопоточного (з додатковою витратою теплоносія у другому потоці) когенераційного ГПД з АБХМ

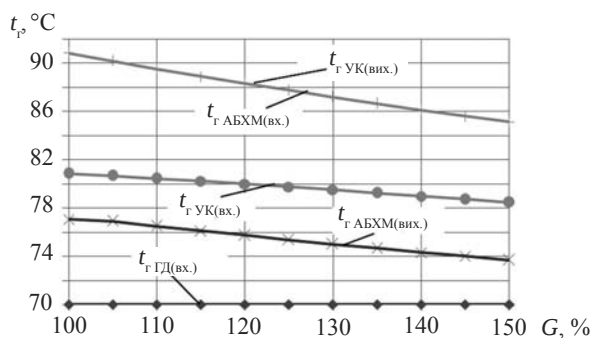


Рис. 5. Значення температур на вході в ГД $t_{ГД(вх.)}$, вході $t_{ГД(вих.)}$ і виході $t_{УК(вих.)}$ з УК, а також на вході $t_{ГД(вх.)}$ і виході $t_{ГД(вих.)}$ з АБХМ в залежності від загальної витрати теплоносія G відповідно до зміни витрати теплоносія додаткового потоку

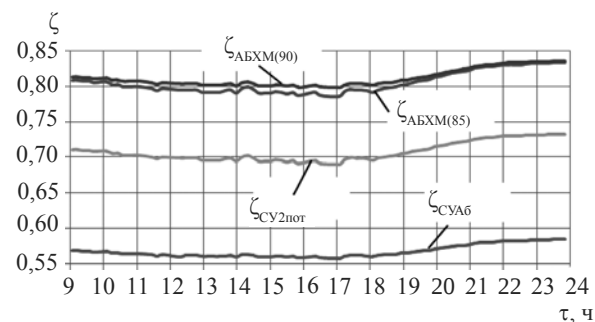


Рис. 7. Значення теплових коефіцієнтів базового варіанту утилізації скидної теплоти ГД $ζ_{СУАБ}$ і АБХМ $ζ_{АБХМ(90)}$ та запропонованого варіанту системи утилізації скидної теплоти ГД $ζ_{СУ2пот}$ і АБХМ $ζ_{АБХМ(85)}$

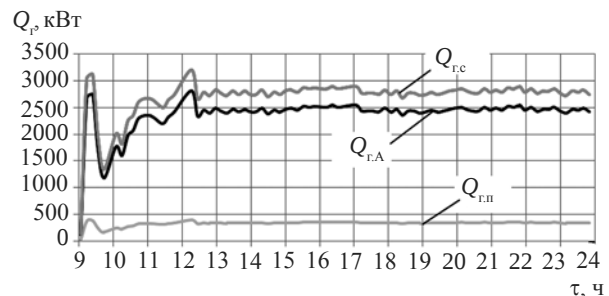


Рис. 6. Значення сумарної кількості теплоти $Q_{гс}$ гарячого теплоносія, відведеної від двох ГД, теплоти, трансформованої в АБХМ в холод, $Q_{гд,А}$, і втрат теплоти зворотної гарячої води $Q_{гп}$ для двопоточної системи утилізації скидного тепла ГД

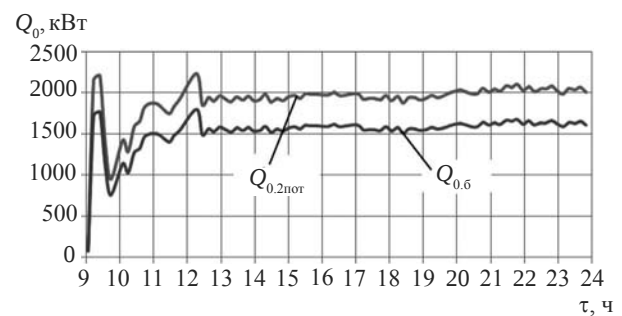


Рис. 8. Холодопродуктивність АБХМ базового варіанту системи утилізації скидної теплоти ГД $Q_{0,6}$ та АБХМ двопоточної системи утилізації $Q_{0,2пот}$

ВИСНОВКИ

За результатами аналізу ефективності утилізації теплоти когенераційного модуля газового двигуна в холод абсорбційною бромистолітєвою холодильною машиною установки автономного енергозабезпечення виявлено наявність втрат теплоти 30...40% загаль-

ної кількості теплоти, відведеної від ГД. Запропоновано двохпоточну систему утилізації скидної теплоти ГД з АБХМ, яка забезпечує зростання виробництва холоду на 20...25% з відповідним підвищенням теплового коефіцієнта $\zeta_{\text{СУ2пот}}$, хоча з незначним погіршенням теплового коефіцієнта самої АБХМ.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

- [1] GE Jenbacher Company Overview. Economic utilization of Biomass and Municipal Waste for power generation. Some energy lasts for generations — GE Jenbacher Company Overview. — June 13. — 2007. — 39 p.
- [2] **Elsenbruch T.** Jenbacher gas engines a variety of efficient applications/T. Elsenbruch. — Bucureşti. — October 28. — 2010. — 73 p.
- [3] **Rouse G.** GTI Integrated Energy System for Buildings. Modular System Prototype/G. Rouse, M. Czachorski, P. Bishop, J. Patel // GTI Project report 15357/65118: Gas Technology Institute (GTI). — January 2006. — 495 p.

© А. М. Радченко, О. В. Остапенко

Надійшла до редколегії 03.09.2015

Статтю рекомендує до друку член редколегії ЗНП НУК
д-р техн. наук, проф. *С. І. Сербін*