

УДК 621.57

Р. М. РАДЧЕНКО, О. В. ОСТАПЕНКО, І. П. ЄСІН, Б. С. ПОРТНОЙ

*Національний університет кораблебудування ім. адм. Макарова, Україна***ГЛИБОКА УТИЛІЗАЦІЯ ТЕПЛОТИ ТРИГЕНЕРАЦІЙНОЇ ГАЗОПОРШНЕВОЇ
УСТАНОВКИ АВТОНОМНОГО ЕНЕРГОЗАБЕЗПЕЧЕННЯ**

Виконано аналіз ефективності утилізації скидної теплоти когенераційних газових двигунів тригенераційної установки автономного енергозабезпечення. Виявлено наявність значних втрат теплоти через неузгодженість роботи когенераційного модуля та абсорбційної бромистолітєвої холодильної машини, яку обумовлену підвищеною температурою охолодженого зворотного теплоносія, що подається до вузлів охолодження двигуна після абсорбційної бромистолітєвої холодильної машини. Показано ефективність глибокої утилізації скидної теплоти газових двигунів застосуванням ежекторної холодильної машини як низькотемпературного ступеня трансформації теплоти зворотного теплоносія.

Ключеві слова: газовий двигун, когенераційний модуль, бромистолітєва абсорбційна холодильна машина, тригенерація, теплоносії.

1. Сучасний стан проблеми та аналіз останніх досліджень і публікацій.

В установках автономного енергозабезпечення широкого поширення набули газопоршневі 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 (ГПС) після турбокомпресора (ТК)), а також відпрацьованих газів [1–3]. В тригенераційних установках з отриманням електроенергії, теплоти та холоду теплота гарячої води (пари) трансформується в холод здебільшого абсорбційними бромистолітєвими холодильними машинами (АБХМ). Температура зворотного теплоносія (гарячої води), який повертається до вузлів охолодження ГД, має бути не вище 70 °С. В той же час АБХМ здатні охолоджувати теплоносії лише на 10...15 °С. Для зниження температури зворотного теплоносія після АБХМ від нього відводять теплоту в атмосферу градирнями аварійного скидання. При цьому втрати теплоти, а відтак і недоотриманий холод, доволі значні та можуть спричиняти дефіцит холоду, як наприклад, в системах холодопостачання технологічних виробництв та для охолодження машинного відділення (МВ) й циклового повітря двигунів. То ж питання визначення обсягів цих втрат і пошуку шляхів їх скорочення стоять в установках автономного енергозабезпечення доволі гостро.

Мета дослідження – підвищення ефективності утилізації теплоти ГД установок автономного енергозабезпечення шляхом низькотемпературної її трансформації в холод.

2. Результати дослідження.

Задача підвищення ефективності утилізації 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, тепла потужність 1500 кВт), в яких теплота випускних газів, ГПС, охолоджуючої сорочки двигуна води й мастила використовується для нагріву води. Теплота гарячої води використовується в АБХМ AR-D500L2 Century (холодильна потужність 2000 кВт) з отриманням холоду для технологічних потреб і кондиціонерів охолодження приточного повітря МВ, звідки воно надходить на всмоктування ТК ГД (рис. 1).

При температурі гарячого теплоносія на вході АБХМ 90...95 °С температура зворотного теплоносія після АБХМ становить 75...80 °С, що вище її специфікаційного значення 70 °С на вході ГД. Для забезпечення теплового стану ГД частина зворотної води охолоджується в охолоджувачі зворотного теплоносія (ОТН) з відведенням теплоти в атмосферу градирнею 4.

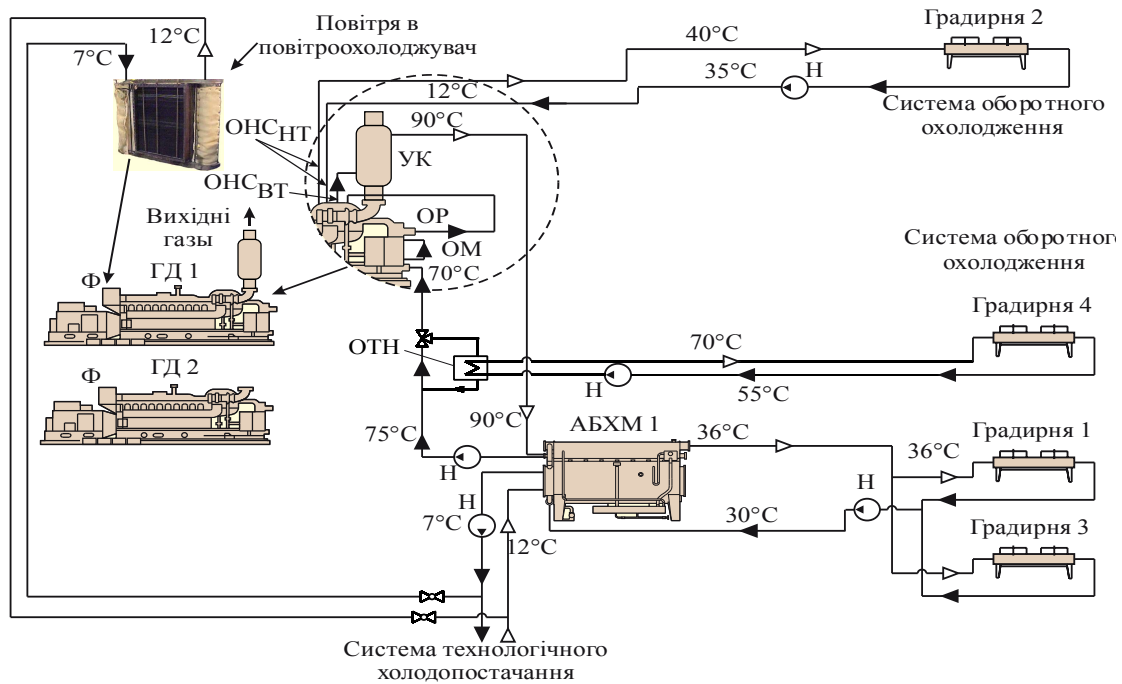


Рис. 1. Схема існуючої системи трансформації теплоти когенераційного ГД в холод в АБХМ: ОМ – охолоджувач мастила; ОР – охолоджувач рубашки двигуна; ОНС_{нт} і ОНС_{вт} – низькотемпературний і високотемпературний ступені охолоджувача наддувної ГПС; УК – утилізаційний котел; ОТН – охолоджувач зворотного теплоносія; Ф – фільтр на всмоктуванні турбокомпресора; Н – насос

За даними 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 теплоти градирнею в атмосферу і охоложеної зворотної води після ОНТ на вході в ГД, t_{w5} (рис. 2).

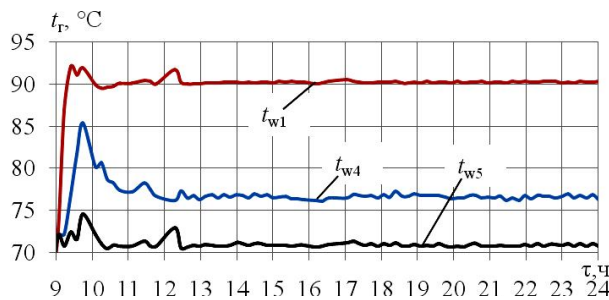


Рис. 2. Температури гарячої води t_{w1} на вході АБХМ, зворотної води після АБХМ t_{w4} та охоложеної зворотної води на вході в ГД t_{w5} протягом $\tau = 9^{00} - 24^{00}$ (28.07.2011) за даними моніторингу

Як видно, зниження температури зворотної води в охолоджувачі скидання надлишкової теплоти $t_{w4} - t_{w5} \approx 6^\circ\text{C}$ доволі істотне порівняно з різницею температур гарячої та охоложеної в АБХМ води $t_{w1} - t_{w4} = 14^\circ\text{C}$, що свідчить про значні втрати теплоти $Q_{гп}$ порівняно з використаною в АБХМ $Q_{г.а}$ (рис. 3).

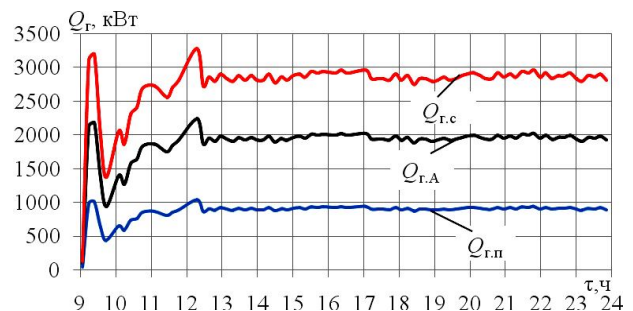


Рис. 3. Значення загальної кількості теплоти $Q_{г.с}$ гарячого теплоносія, відведеної від двох ГД, теплоти, трансформованої в АБХМ в холод, $Q_{г.а}$, і втрат теплоти зворотної гарячої води $Q_{г.п}$

З рис. 3 видно, що втрати теплоти $Q_{г.п}$, тобто теплота, відведена від зворотного теплоносія після АБХМ в атмосферу градирнею 2 аварійного скидання в атмосферу (рис. 1) через неможливість його подачі в ГД з температурою t_{w5} вище 70°C , вельми значні і становлять приблизно 30 % її загальної кількості $Q_{г.с}$, що свідчить про наявність резервів більш глибокої утилізації скиданої теплоти ГД шляхом скорочення цих втрат.

Ефективність трансформації скиданої теплоти ГД в холод в системі утилізації характеризується тепловим коефіцієнтом $\zeta_{сва} = Q_0 / Q_{г.с}$ – відношенням отриманого в АБХМ холоду (холодопродуктивності) Q_0 до сумарної теплоти гарячого теплоносія $Q_{г.с}$, що надходить в систему утилізації від когене-

раційних модулів ГД. В автономних системах енергозабезпечення для охолодження АБХМ застосовуються градирні мокрого типу. Отже теплові коефіцієнти АБХМ $\zeta_{\text{АБХМ}}$ і всієї системи утилізації $\zeta_{\text{СУА}}$ залежать від температури мокрого термометра, відповідно й від температури зовнішнього повітря, що змінюється протягом доби (рис. 4).

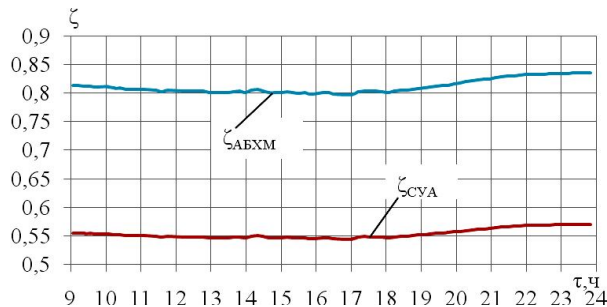


Рис. 4. Значення теплових коефіцієнтів АБХМ $\zeta_{\text{АБХМ}}$ і системи утилізації скидної теплоти ГД базового варіанту утилізації теплоти ГД $\zeta_{\text{СУА}}$

Як видно з рис. 4, через втрати теплоти $Q_{\text{г.п}}$ (рис. 3) теплові коефіцієнти системи утилізації $\zeta_{\text{СУА}}$ значно нижче теплових коефіцієнтів власне АБХМ $\zeta_{\text{АБХМ}}$, що зумовлює істотне зменшення холодопродуктивності Q_0 порівняно з потенційно можливою, виходячи зі всієї скидної теплоти $Q_{\text{г.с}}$.

Дефіцит холоду обмежує його витрати на охолодження повітря в МВ когенераційних ГД, звідки воно надходить на всмоктування ТК ГД (рис. 1). Підвищення ж температури повітря на вході ТК викликає перехід ГД на часткові режими з відповідним зростанням витрат палива.

Збільшення виробництва холоду можливе трансформуванням низькопотенційної теплоти зворотного теплоносія $Q_{\text{г.п}}$ в додатковому низькотемпературному ступені утилізації. Рациональним варіантом модернізації існуючої системи є застосування як низькотемпературного ступеня утилізації конструктивно найбільш простої і надійної в експлуатації ежекторної холодильної машини (ЕХМ) на низькокиплячих робочих тілах (НРТ). Однак ефективність трансформації теплоти в ЕХМ невисока: теплові коефіцієнти ЕХМ $\zeta_E = 0,1 \dots 0,3$ залежно від температури кипіння НРТ в генераторі високого тиску (відповідно до температури гарячого теплоносія t_r) і випарнику НРТ низького тиску t_0 , а також температури конденсації НРТ t_k . Для охолодження конденсатора ЕХМ можна задіяти систему оборотного охолодження АБХМ з градирнею мокрого типу, а в генераторі ЕХМ, який складається з випарної та економайзерної секцій, використовувати теплоносієм різної температури: з низькою температурою – в економайзерній секції, а з більш високою – у випарній. Залежно від температури $\zeta_E = 0,1 \dots 0,3$.

Значення теплових коефіцієнтів базового варіанту утилізації скидної теплоти ГД тільки в АБХМ $\zeta_{\text{СУА}}$ та системи утилізації в АБХМ з ЕХМ $\zeta_{\text{СУАЕ}}$ при різних теплових коефіцієнтах ЕХМ: $\zeta_E = 0,15; 0,20$ і $0,25$ – наведено на рис. 5.

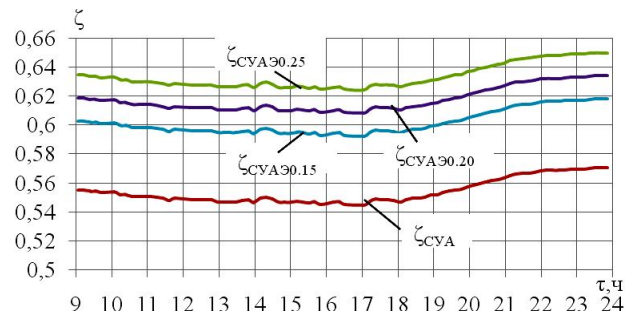


Рис. 5. Значення теплових коефіцієнтів базового варіанту утилізації скидної теплоти ГД тільки в АБХМ $\zeta_{\text{СУА}}$ та двоступеневої системи утилізації з АБХМ і ЕХМ $\zeta_{\text{СУАЕ}}$ при різних теплових коефіцієнтах ЕХМ ζ_E : $\zeta_{\text{СУАЕ}0.15}$; $\zeta_{\text{СУАЕ}0.20}$ і $\zeta_{\text{СУАЕ}0.25}$ – при $\zeta_E = 0,15; 0,20$ і $0,25$

Кількість холоду, отриманого в АБХМ існуючої системи утилізації скидної теплоти ГД Q_{0A} та в двоступеневій системі утилізації тепла з АБХМ і ЕХМ $Q_{0,AE}$ при різних теплових коефіцієнтах ЕХМ $\zeta_E = 0,15; 0,20$ і $0,25$, наведено на рис. 6.

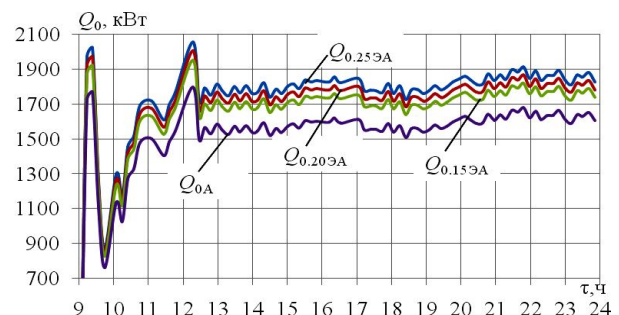


Рис. 6. Кількість холоду, отриманого в АБХМ існуючої системи утилізації скидної теплоти ГД Q_{0A} та в двоступеневій системі утилізації тепла з АБХМ і ЕХМ $Q_{0,AE}$ при різних теплових коефіцієнтах ЕХМ ζ_E : $Q_{0,15AE}$; $Q_{0,20AE}$ і $Q_{0,25AE}$ – при $\zeta_E = 0,15; 0,20$ і $0,25$

Як видно, за рахунок утилізації теплоти зворотної гарячої води $Q_{\text{г.п}}$, що раніше скидалась в атмосферу, можна збільшити холодопродуктивність установки автономного енергозабезпечення на величину $Q_{0,E} = 150 \dots 200$ кВт, доводячи холодопотужність установки на базі двох ГД до $Q_{0,AE} = Q_{0A} + Q_{0E} = 1700 \dots 1900$ кВт.

Ефективність розробленої двоступеневої системи утилізації скидної теплоти ГД з АБХМ і ЕХМ оцінювали термічним ККД η_r , який розраховували як відношення кількості скидної теплоти Q_r , трансформованої в холод включно з низькопотенційною

теплотою зворотної води після АБХМ, до загальної кількості теплоти від спалювання палива в ГД J 420 GS потужністю 1400 кВт (рис. 7).

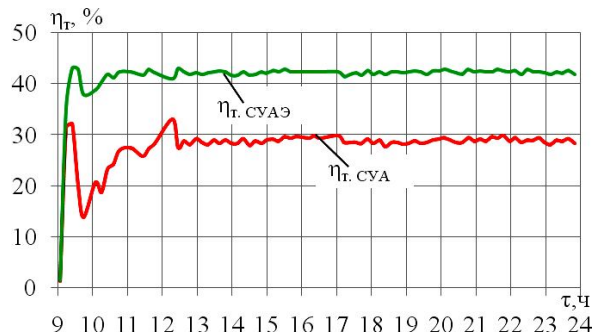


Рис. 7. Термічні ККД η_t розробленої двоступеневої системи утилізації скидної теплоти ГД з АБХМ і ЕХМ $\eta_{t,СУАЕ}$ та базового варіанту $\eta_{t,СУА}$

Як видно, застосування розробленої двоступеневої системи утилізації скидної теплоти ГД забезпечує зростання виробництва холоду на 10...15 % з підвищенням теплового коефіцієнта системи утилізації $\zeta_{СУАЕ}$ та термічного ККД ГД.

Надійшла до редакції 18.12.2014, розглянута на редколегії 20.01.2015

ГЛУБОКАЯ УТИЛИЗАЦИЯ ТЕПЛОТЫ ТРИГЕНЕРАЦИОННОЙ ГАЗОПОРШНЕВОЙ УСТАНОВКИ АВТОНОМНОГО ЭНЕРГООБЕСПЕЧЕНИЯ

Р. Н. Радченко, А. В. Остапенко, И. П. Есин, Б. С. Портной

Выполнен анализ эффективности утилизации сбросной теплоты когенерационных газовых двигателей тригенерационной установки автономного энергообеспечения. Выявлено наличие значительных потерь теплоты из-за несогласованности работы когенерационного модуля и абсорбционной бромистолитиевой холодильной машины, которая обусловлена повышенной температурой охлажденного обратного теплоносителя, который подается к узлам охлаждения двигателя после абсорбционной бромистолитиевой холодильной машины. Показана эффективность глубокой утилизации сбросной теплоты газовых двигателей применением эжекторной холодильной машины в качестве низкотемпературной ступени трансформации теплоты обратного теплоносителя.

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

DEEP HEAT UTILIZATION IN TRIGENERATION GAS PISTON INSTALLATION FOR INTEGRATED ENERGY SUPPLY

R. M. Radchenko, O. V. Ostapenko, I. P. Esin, B. S. Portnoy

The analysis of the efficiency of waste heat utilization of cogeneration gas engines in trigeneration installation for integrated energy supply was made. The presence of significant heat losses was revealed because of the inconsistency of the performance of the cogeneration module and the lithium bromide absorption chiller caused by the increased temperature of cooled return heating flow directed from the lithium bromide absorption chiller to the parts of the engine being cooled. The efficiency of deep waste heat utilization of gas engines due to the application of ejector chiller as low temperature stage of return heat transformation has been shown.

Key words: gas engine, cogeneration module, lithium bromide absorption chiller, trigeneration, heating flow.

Радченко Роман Миколайович – канд. техн. наук, доц., Національний університет кораблебудування ім. адмірала Макарова, Миколаїв, Україна, e-mail: andrad69@mail.ru.

Остапенко Олександр Валерійович – аспірант, Національний університет кораблебудування ім. адм. Макарова, Миколаїв, Україна.

Есин Ігор Петрович – канд. техн. наук, доц., Національний університет кораблебудування ім. адм. Макарова, Миколаїв, Україна

Портной Богдан Сергійович – магістрант, Національний університет кораблебудування ім. адм. Макарова, Миколаїв, Україна.

Висновки

Виявлено наявність втрат теплоти 30...35 % загальної її кількості, відведеної від ГД. Запропоновано двоступеневу систему утилізації скидної теплоти ГД з АБХМ і ЕХМ, яка забезпечує збільшення виробництва холоду і термічного ККД ГД.

Література

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

2. *Elsenbruch T. Jenbacher gas engines a variety of efficient applications [Text]/T. Elsenbruch. – București, October 28, 2010. – 73 p.*

3. *GTI Integrated Energy System for Buildings. Modular System Prototype [Text]/ G. Rouse, M. Czachorski, P. Bishop, J. Patel // GTI Project report 15357/65118: Gas Technology Institute (GTI). – January 2006. – 495 p.*