

УДК 621.57

А.М. Радченко, О.В. ОстапенкоНаціональний університет кораблебудування ім. адмірала Макарова,
просп. Героїв Сталинграда, 9, м. Миколаїв, 54025, Україна**ТРАНСФОРМАЦІЯ ТЕПЛОТИ В УСТАНОВЦІ АВТОНОМНОГО ЕНЕРГОЗАБЕЗПЕЧЕННЯ АБСОРБЦІЙНОЮ ХОЛОДИЛЬНОЮ МАШИНОЮ**

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.

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

А.Н. Радченко, А.В. ОстапенкоНаціональний університет кораблестроєння ім. адмірала Макарова, Україна
просп. Героев Сталинграда, 9, г. Николаев, 54025, Україна**ТРАНСФОРМАЦИЯ ТЕПЛОТЫ В УСТАНОВКЕ АВТОНОМНОГО ЭНЕРГООБЕСПЕЧЕНИЯ АБСОРБЦИОННОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНОЙ**

Выполнен анализ эффективности трансформации сбросной теплоты газовых двигателей тригенерационной установки автономного энергообеспечения. Выявлено наличие значительных потерь теплоты, обусловленных отведением теплоты от обратного теплоносителя, который подается к узлам охлаждения газовых двигателей после абсорбционной бромистолитиевой холодильной машины. Предложена система трансформации сбросной теплоты с двухпоточной подачей обратного теплоносителя к газовым двигателям.

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

DOI: 10.15673/0453-8307.2/2015.39350



This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY).
<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>

I. АНАЛІЗ ПРОБЛЕМИ І ПОСТАНОВКА МЕТИ ДОСЛІДЖЕННЯ

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 бромистолітє-

євими холодильними машинами (АБХМ). Температура зворотного теплоносія, який повертається до вузлів охолодження двигуна, має бути не вище 70 °С. В той же час в АБХМ теплоносієм (гаряча вода) охолоджується не більше ніж на 10...15 °С. То ж 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.

II. РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕННЯ

Задача підвищення ефективності трансформації теплоти ГД вирішувалась на прикладі уста-

новки автономного енергозабезпечення ТОВ "Сандора"- "Persico 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 сорочки 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 центрального кондиціонерів охолодження приточного повітря машинного відділення (МВ), звідки воно надхо-

дить на всмоктування турбокомпресора (ТК) ГД (рисунок 1).

Відповідно до базового варіанту (схема на рисунку 1) при температурі зворотної (охолодженої) води на виході з АБХМ, наприклад $t_{обр} = 75...80\text{ }^{\circ}\text{C}$, тобто вище її специфікаційного значення $t_{обр,сп} = 70\text{ }^{\circ}\text{C}$ 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, $t_{обр} = 75...80\text{ }^{\circ}\text{C}$, порівняно зі специфікаційною температурою гарячого теплоносія на вході АБХМ: $t_{г,сп} = 90...95\text{ }^{\circ}\text{C}$.

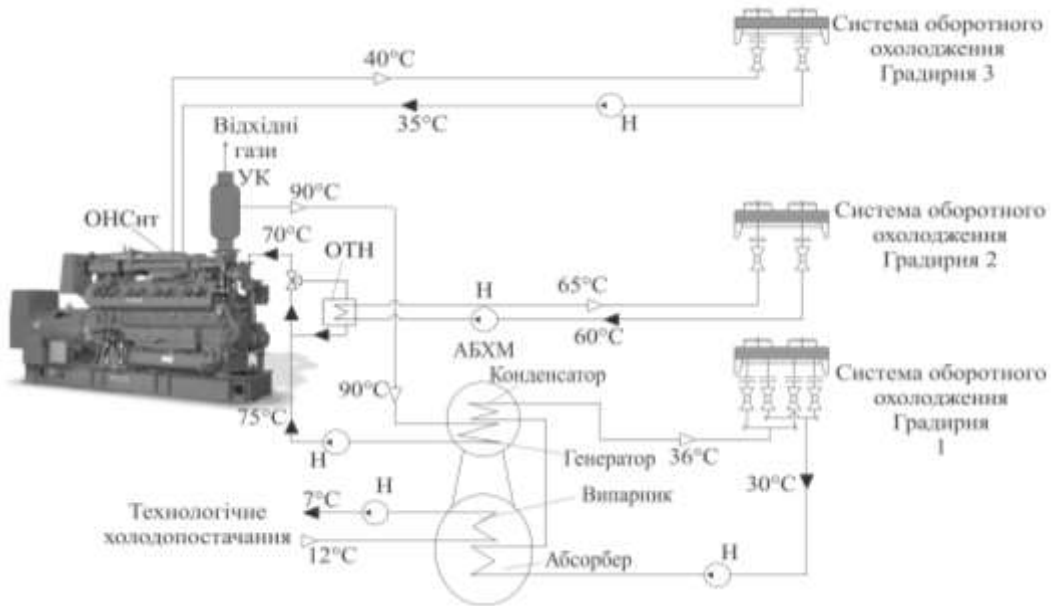


Рисунок 1 – Схема існуючої системи трансформації теплоти когенераційного ГД в холод в АБХМ:

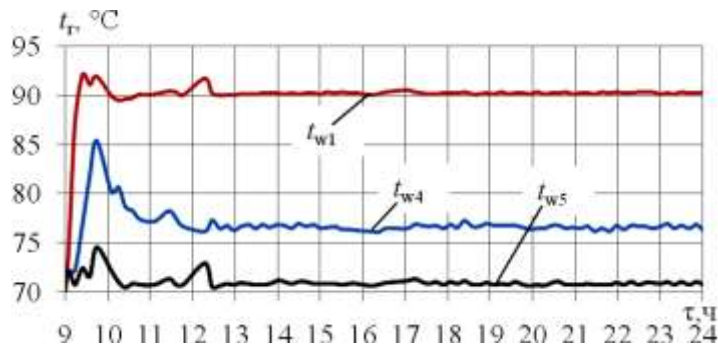


Рисунок 2 – Температури гарячої води t_{w1} на вході АБХМ, зворотної води після АБХМ t_{w4} та охолодженої зворотної води на вході в ГД t_{w5} протягом $\tau = 9^{00} - 24^{00}$ (28.07.2011) за даними моніторингу ($\tau = 0^{00} - 9^{00}$ – АБХМ відключена)

Шляхом автоматизованого моніторингу параметрів установки автономного енергозабезпечення (липень 2011) отримано значення температури гарячої води t_{w1} , що надходить з когенера-

ційного 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 во-

ди після ОНТ на вході в ГД, t_{w5} (рисунок 2).

Як видно, зниження температури зворотної води в ОТН $t_{w4} - t_{w5} \approx 6^\circ\text{C}$ доволі істотно 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 $Q_{\text{Г.А}}$ (рисунок 3).

З метою скорочення втрат тепла і, відповідно, отримання додаткового холоду запропоновано схему системи утилізації, згідно з якою теплоносій 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 (рисунок 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.

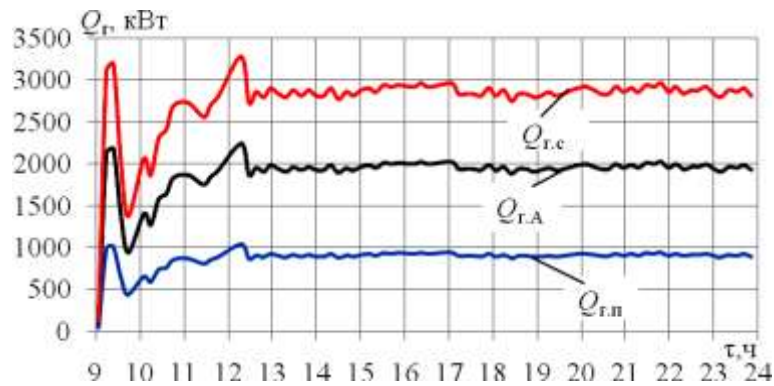


Рисунок 3 – Значення загальної кількості теплоти $Q_{\text{Г.с}}$ гарячого теплоносія, відведеної від двох ГД, теплоти, трансформованої в АБХМ в холод, $Q_{\text{Г.А}}$, і втрат теплоти зворотної гарячої води $Q_{\text{Г.п}}$

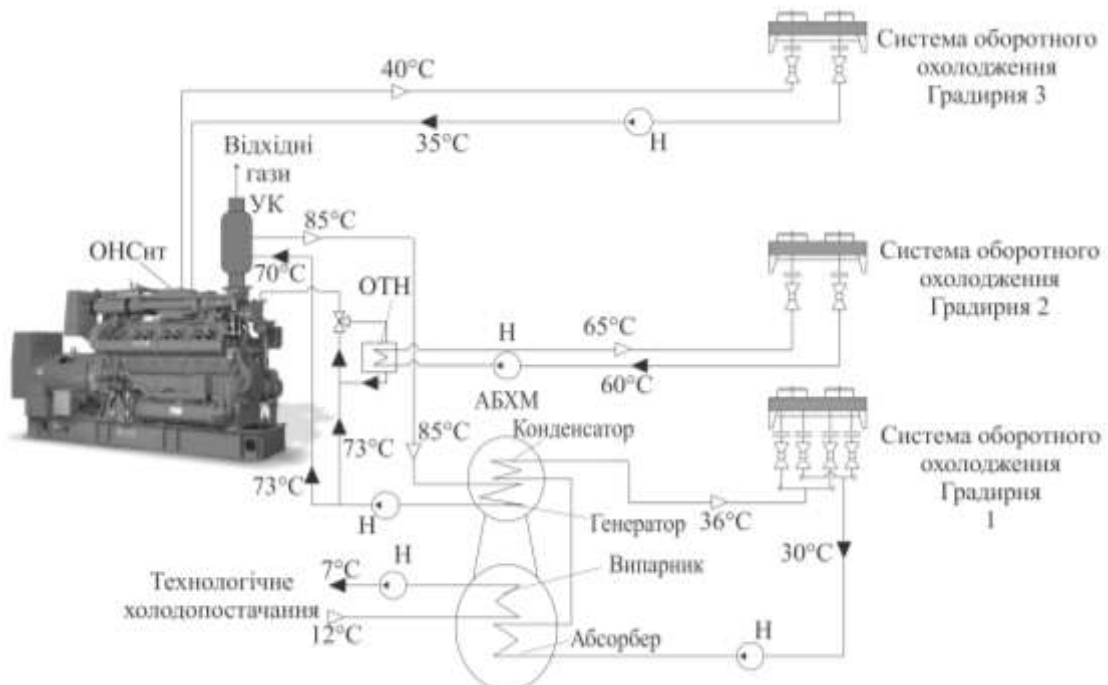


Рисунок 4 – Схема системи трансформації скидної теплоти двопоточного (по зворотному теплоносію) когенераційного ГПД з АБХМ

На рисунку 5 наведені значення температур на вході та виході з АБХМ, УК та ГД в залежності від загальної витрати теплоносія G (обох потоків) відповідно до зміни витрати додаткового потоку теп-

лоносія. 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 $t_{\text{Г АБХМ(вих.)}} = 73^\circ\text{C}$.

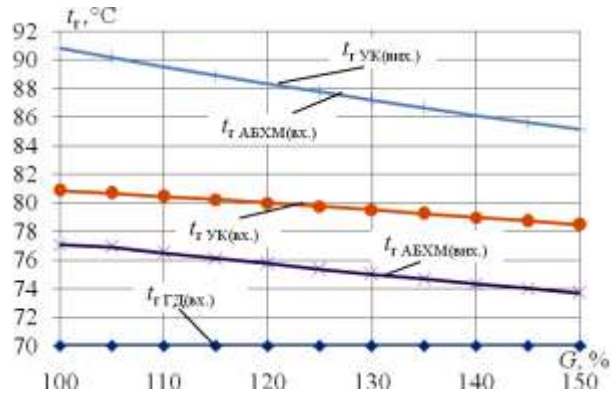


Рисунок 5 – Значення температур на вході в ГД $t_{ГД(вх.)}$, вході $t_{УК(вх.)}$ і виході $t_{УК(вих.)}$ з УК, а також на вході $t_{АБХМ(вх.)}$ і виході $t_{АБХМ(вих.)}$ з АБХМ в залежності від загальної витрати теплоносія G відповідно до зміни витрати теплоносія додаткового потоку

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 °С до 70 °С (базовий варіант), а з 73 °С до 70 °С (витрата

додаткового потоку теплоносія складає 50 % базової).

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

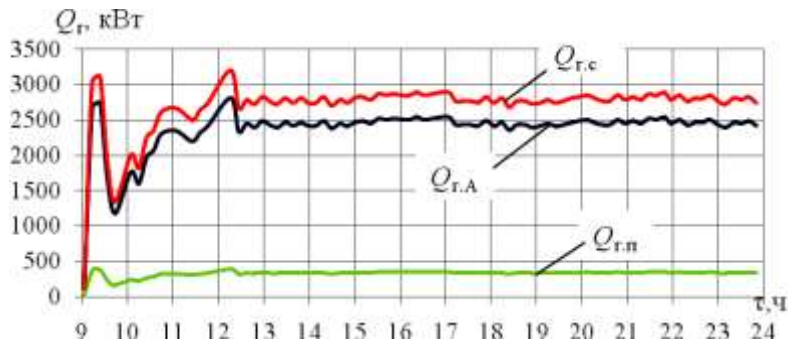


Рисунок 6 – Значення сумарної кількості теплоти $Q_{r,c}$ гарячого теплоносія, відведеної від двох ГД, теплоти, трансформованої в АБХМ в холод, $Q_{r,A}$, і втрат теплоти зворотної гарячої води $Q_{r,n}$ для двопоточної системи утилізації скидного тепла ГД

Як видно, втрати теплоти $Q_{r,n} \approx 500$ кВт, а теплота, використана в АБХМ, $Q_{r,A} \approx 2500$ кВт.

Ефективність трансформації скидної теплоти ГД в холод в системі утилізації з АБХМ характеризується тепловим коефіцієнтом системи утилізації $\zeta_{СУА} = Q_0 / Q_{r,c}$, який являє собою відношення

кількості отриманого в АБХМ холоду (холодопродуктивності) Q_0 до сумарної кількості теплоти гарячого теплоносія $Q_{r,c}$, що надходить в систему утилізації (трансформації скидної теплоти ГД в холод) від когенераційних модулів ГД.

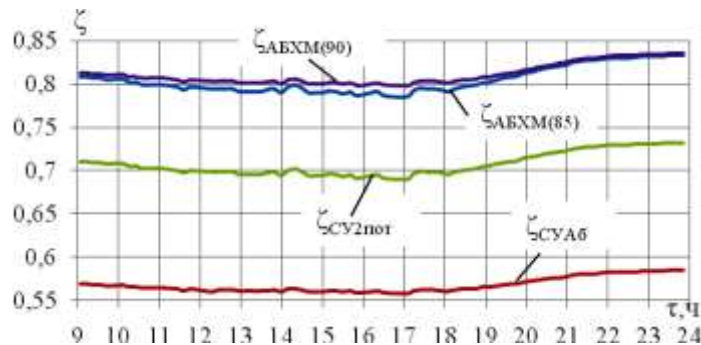


Рисунок 7 – Значення теплових коефіцієнтів базового варіанту утилізації скидної теплоти ГД $\zeta_{СУА6}$ і АБХМ $\zeta_{АБХМ(90)}$ та запропонованого варіанту системи утилізації скидної теплоти ГД $\zeta_{СУ2пот}$ і АБХМ $\zeta_{АБХМ(85)}$

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 9⁰⁰ – 24⁰⁰ (28.07.2011) наведені на рисунку 7, а на рисунку 8 – холодопродуктивність $Q_{0,6}$ базового варіанту і двопоточного $Q_{0,2\text{пот}}$, отримана в АБХМ трансформацією скидної теплоти ГД в кількості $Q_{\text{ГД}}$ (рисунок 3, рисунок 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 °С проти 90 °С, але ефективність системи утилізації в цілому, навпаки, значно зростає: $\zeta_{\text{СУ2пот}} \gg \zeta_{\text{СУАб}}$. Як результат, збільшується холодопродуктивність АБХМ двопоточної системи утилізації: $Q_{0,2\text{пот}} > Q_{0,6}$ (рисунок 8).

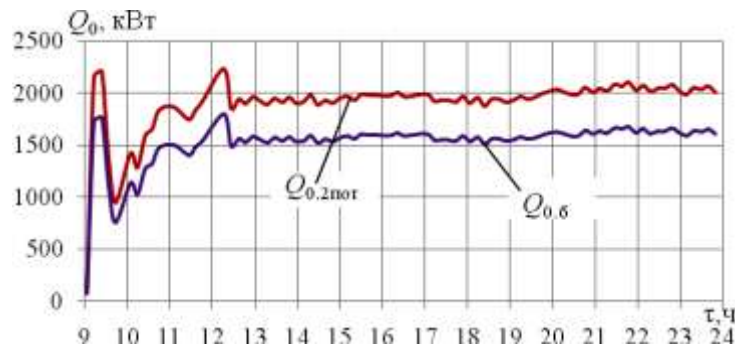


Рисунок 8 – Холодопродуктивність АБХМ базового варіанту системи утилізації скидної теплоти ГД $Q_{0,6}$ та АБХМ двопоточної системи утилізації $Q_{0,2\text{пот}}$

III. 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 % загальної 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.

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.

A.N. Radchenko, O.V. Ostapenko

Admiral Makarov National University of Shipbuilding, pr. Geroev Stalingrada, 9, Nikolaev, 54025, Ukraine

HEAT TRANSFORMATION IN THE PLANT FOR INTEGRATED ENERGY SUPPLY BY LITHIUM BROMIDE ABSORPTION MACHINE

The efficiency of waste heat transformation from gas engines in the plant for integrated energy supply by lithium bromide absorption refrigerating machine was analyzed. Such gas engines are equipped with heat exchangers for producing hot water from the engine recoverable heat. The waste heat from gas engine jacket and lubricant oil cooling water, scavenge gas-air mixture and exhaust gas are used to produce hot water with the temperature of about 90 °C as heating source for absorption chiller. The analysis was made for trigeneration plant on the base of cogeneration reciprocating gas engine modules JMS 420 GE Jenbacher (electrical power output of each cogeneration gas engine 1400 kW, thermal power output 1500 kW). This trigeneration plant was designed for combined energy supply of the factory "Sandora"—"PepsiCo Ukraine" (Nikolaev, Ukraine). The trigeneration plant, equipped with two cogeneration JMS 420 GE Jenbacher gas engine modules and a single-stage absorption chiller, has been designed and assembled by "Sinapse"—"GE Energy" (Kiev) and "Khladotekhnika" (Nikolaev). The absorption chiller produces chilled water for technology process cooling and conditioning of engine room intake air. The significant heat losses were revealed caused by the cogeneration gas engine modules and the lithium bromide absorption chiller temperature regime performance discrepancy. In its turn it

was caused by the increased temperature of return water from the single-stage absorption chiller of about 75 °C to the parts of the gas engine to be cooled. But in respect of the condition of engine reliable maintenance at the appropriate thermal rate the temperature of the return cooled water entering the engine cogeneration system is limited to the design value not exceeding 70 °C. If it excess, a surplus heath of return water is rejected to the atmosphere by the cooling tower. Return of excess heat to a single-stage absorption chiller is impossible because of its temperature of 75...78 °C lowered rather design temperature of the supply hot water for a single-stage absorption chiller of 90...95 °C. Fall of temperature of the supply hot water to a single-stage absorption refrigerating machine would cause considerable dropping the efficiency of transforming a gas engine recoverable heat into a cold – decrease in coefficient of performance (COP) from nominal (design) value of about 0.7 to 0.5 and lower. The results of water temperature and flow measuring showed the heat losses of 30...40 % of the heat transformed by absorption chiller into a cold. There were proposed an improved two-stream system of return water flow to the cogeneration gas engine modules that reduces the heat losses compared with traditional one-stream variant. In the two-stream system the water mass flow through cogeneration gas engine modules and absorption chiller is increased up to about 150 % compared with the base variant and the return cooled water flow from the absorption chiller is divided into two streams. With this the temperature of the supply hot water for the absorption chiller, leaving the cogeneration gas engine modules, and the temperature of return cooled water from the absorption chiller is lowered as compared with the base one-stream system. One of the return water stream – of the same mass flow as in the base variant but at the lowered temperature – is cooled down to the required temperature of 70 °C as in the base variant and directed to the gas engine nodes those need cooling. The other (addition) return water stream of the 50 % mass flow and of increased temperature higher than 70 °C is delivered directly to the gas engine exhaust gas recovering boiler (economizer) by-passing the gas engine cooling nodes. It was shown that the two-stream system of return water flow to the cogeneration gas engine modules increases cooling capacity by approximately 25 % compared with traditional one-stream variant due to reducing the heat losses during transformation of gas engine waste heat into a cold.

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

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

Отримана в редакції 02.02.2015, прийнята до друку 03.03.2015