

УДК 621.565.93/.95+621.577

doi: 10.32620/aktt.2019.4.05

С. Г. ФОРДУЙ¹, А. М. РАДЧЕНКО², А. А. ЗУБАРЄВ²,
В. В. БОЙЧУК², О. В. ОСТАПЕНКО²

¹ *PepsiCo, Inc., CTS ESSA, Київ, Україна*

² *Національний університет кораблебудування ім. адм. Макарова, Україна*

РЕЗЕРВИ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ТРАНСФОРМАЦІЇ ТЕПЛОТИ УСТАНОВКИ АУТОНОМНОГО ЕНЕРГОЗАБЕЗПЕЧЕННЯ

Проаналізовано ефективність трансформації теплоти в установці автономного електро-, тепло- і холодозабезпечення підприємства. Установка автономного енергозабезпечення включає два газопоршневі двигуни JMS 420 GS-N.LC GE Jenbacher, що виконані у вигляді когенераційних модулів з теплообмінниками для відведення теплоти випускних газів, наддувної газоповітряної суміші, охолоджуючої води рубашки двигуна і мастила на нагрів води. Теплота гарячої води трансформується абсорбційною бромистолітєвою холодильною машиною AR-D500L2 Century в холод, який витрачається на технологічні потреби і для роботи центрального кондиціонера, що охолоджує припливне повітря машинного відділення, звідки воно всмоктується турбокомпресором двигуна. Виявлено наявність значних втрат теплоти, які сягають близько 30% всієї теплоти, що відводиться від когенераційного газопоршневого модуля і обумовлені неузгодженістю режимів сумісної роботи абсорбційної бромистолітєвої холодильної машини і газопоршневого двигуна. Ця неузгодженість спричинена суперечливими умовами їх ефективною експлуатації по температурі зворотного теплоносія на виході з абсорбційної бромистолітєвої холодильної машини і на вході в систему охолодження двигуна. Термічний стан газопоршневого двигуна забезпечується підтриманням температури зворотного теплоносія на вході до нього не вище 70 °С. У той же час при трансформації теплоти теплоносія в холод в абсорбційній бромистолітєвій холодильній машині зниження його температури в ній становить не більше ніж 10...15 °С, тобто до 75...80 °С, при температурі теплоносія на виході з когенераційного газопоршневого модуля, тобто на вході абсорбційної бромистолітєвої холодильної машини, 90 °С. Тому зворотній теплоносії додатково охолоджується в радіаторі "аварійного скидання" з відведенням його теплоти в доквілля. За результатами обробки даних моніторингу системи трансформації теплоти в установці автономного енергозабезпечення показана можливість підвищення холодопродуктивності установки шляхом ступінчастої трансформації скидної теплоти зворотного теплоносія в холод в абсорбційній бромистолітєвій та ежекторній холодильних машинах.

Ключові слова: трансформація теплоти; когенераційний газопоршневий модуль; абсорбційна бромистолітєва холодильна машина; ежекторна холодильна машина.

1. Аналіз проблеми і постановка мети дослідження

В установках автономного електро-, тепло- та холодозабезпечення набули широкого поширення газопоршневі двигуни (ГПД), які випускаються в когенераційному виконанні – зі штатними теплообмінниками нагріву води (теплоносія), теплота якої в свою чергу трансформується в холод абсорбційною бромистолітєвою холодильною машиною (АБХМ) – абсорбційним бромистолітєвим термотрансформатором (АБТТ).

Термічний стан ГПД забезпечується підтриманням температури зворотного теплоносія на вході ГПД не вище 70 °С, оскільки він є водночас і охолоджувальним для відведення теплоти від вузлів охолодження двигуна, мастила тощо [1-3]. В той же час

ефективність трансформації теплоти в холод в АБТТ висока за умови зниження температури теплоносія не більше ніж на 10...15 °С, тобто до 75...80 °С при його температурі на виході з ГПД (на вході АБТТ) 90 °С. Через суперечливі вимоги до ефективною і надійної експлуатації ГПД і АБТТ по температурі зворотного теплоносія для підтримання його температури на вході ГПД на безпечному рівні 70 °С його додатково охолоджують в радіаторі "аварійного скидання" теплоти у доквілля.

Метою дослідження є виявлення та реалізація резерву підвищення ефективності трансформації скидної теплоти в холод в установках автономного енергозабезпечення шляхом більш глибокої її утилізації за умови ефективною і надійної з погляду теплового стану роботи когенераційних ГПД-модулів.

2. Результати дослідження

Аналіз ефективності ГПД розглянуто на прикладі установки автономного електро-, тепло- і холодозабезпечення заводу ТОВ "Сандора" – "PepsiCo Ukraine" (м. Миколаїв, Україна). Установка включає два когенераційних ГПД JMS 420 GS-N.LC GE Jenbacher (електрична потужність одного ГПД 1400 кВт, тепла потужність 1500 кВт), в яких теплота випускних газів, наддувної газоповітряної суміші, охолоджуючої води рубашки двигуна і мастила використовується для нагріву води. Теплота гарячої води трансформується в АБХМ AR-D500L2 Century в холод (холодильна потужність 2000 кВт), який витрачається на технологічні потреби і для роботи центрального кондиціонера охолодження припливного повітря машинного відділення, звідки воно всмоктується турбокомпресором двигуна (рис.1).

Принципова схема системи трансформації скидної теплоти мастила, охолоджуючої води сорочки двигуна, наддувної газоповітряної суміші і випускних газів ГПД JMS 420 GS в АБТТ з отриманням холодної води наведена на рис. 1.

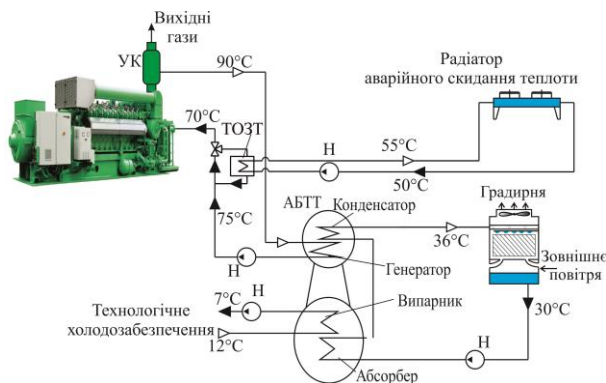


Рис. 1. Схема типової системи трансформації скидної теплоти когенераційного модуля ГПД в АБТТ: УК – утилізаційний котел; ТОЗТ – теплообмінник охолодження зворотного теплоносія; Н – насос

Результати обробки даних моніторингу з температур теплоносія наведені на рис. 2 і 3.

На рис. 3 наведені графіки поточних значень різниці температур гарячого теплоносія (гарячої води) на вході і виході з АБТТ, що характеризують теплоту, трансформовану в АБТТ в холод, і температур зворотного теплоносія після АБТТ на вході та виході з ТОЗТ, а також охолодженого в ТОЗТ шляхом аварійного скидання теплоти в атмосферу радіатором через обмеження по температурі зворотного теплоносія на вході в ГПД $t_{ГВ3} = 70^\circ\text{C}$.

З графіків на рис. 3 видно, що тільки частина теплоти, що відводиться від двигуна і визначається

різницею температур $\Delta t_{Г.Аб} = t_{ГВ1} - t_{ГВ2} = 14 \dots 15^\circ\text{C}$, трансформується в АБТТ в холод, тоді як вся наявна теплота визначається різницею температур $t_{ГВ1} - t_{ГВ3} = 20^\circ\text{C}$.

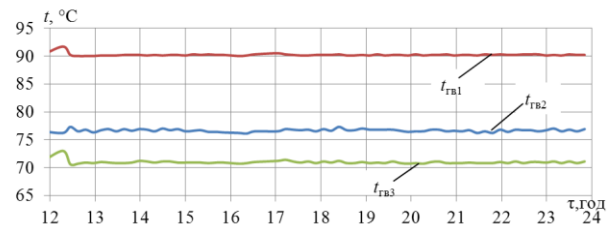


Рис. 2. Температури гарячої води $t_{ГВ1}$ на вході АБТТ, зворотної води після АБТТ $t_{ГВ2}$ та охолодженої зворотної води на вході в ГПД $t_{ГВ3}$

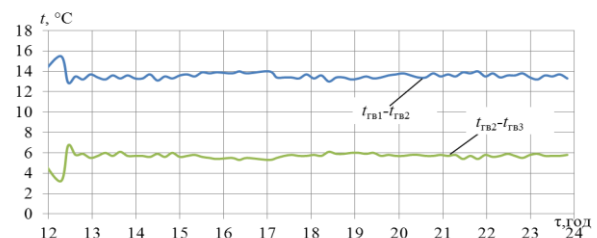


Рис. 3. Різниці температур гарячої та охолодженої в АБТТ води $\Delta t_{Г.Аб} = t_{ГВ1} - t_{ГВ2}$ та зворотної води в охолоджувачі ТОЗТ $\Delta t_{Г.втр} = t_{ГВ2} - t_{ГВ3}$ для базового варіанта за даними моніторингу

За результатами моніторингу системи трансформації скидної теплоти газового двигуна JMS 420 GS-N.LC GE фірми Jenbacher в АБТТ AR-D500L2 фірми Century, наведеними на рис. 3, були розраховані теплові потоки в системі трансформації теплоти в холод, подані на рис. 4.

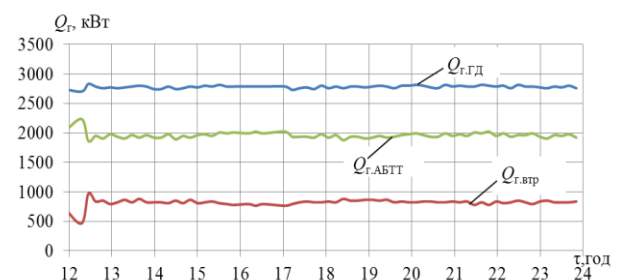


Рис. 4. Значення загальної кількості теплоти $Q_{Г.ГД}$ гарячого теплоносія, відведеної від двох ГПД, теплоти, трансформованої в АБТТ в холод, $Q_{Г.АБТТ}$, та втрат теплоти $Q_{Г.втр}$

Як видно з графіків на рис. 4, загальна кількість одержаної від двох двигунів теплоти у вигляді гаря-

чої води з температурою $t_r = 90^\circ\text{C}$ становить $Q_{г.ГД} \approx 2800$ кВт, з якої в АБТТ використовується тільки частина, $Q_{г.АБТТ} \approx 2000$ кВт. У той же час через обмеження ГПД по температурі зворотного теплоносія на вході в ГПД $t_{гвз} = 70^\circ\text{C}$ в теплообміннику ТОЗТ та радіаторі аварійного скидання від нього відводиться надлишок (втрати) теплоти $Q_{г.втр} \approx 800$ кВт. Тобто втрати теплоти $Q_{г.втр} / Q_{г.ГД}$ складають майже 30 % загальної її кількості $Q_{г.ГД}$, відведеної від ГПД.

З урахуванням температури гарячого теплоносія $t_{гв1}$ (рис. 2) і температури конденсації t_k водяної пари в АБТТ, яка визначається, виходячи зі значень температури води $t_{о.в}$, охолоджуючої конденсатор і генератор пари-десорбер АБТТ, як $t_k = t_{о.в} + 3^\circ\text{C}$, були розраховані значення теплового коефіцієнта АБТТ AR-D500L2 фірми Century $\zeta_{АБТТ}$ і всієї системи трансформації $\zeta_{СТб}$ базового варіанта (рис. 5).

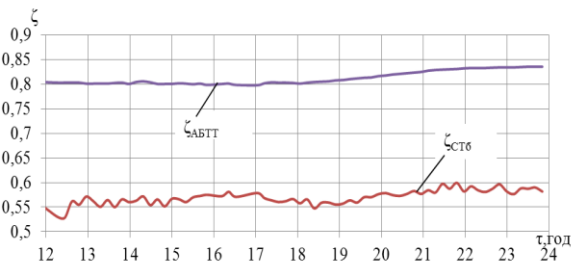


Рис. 5. Значення теплового коефіцієнта АБТТ AR-D500L2 фірми Century $\zeta_{АБТТ}$ і всієї системи трансформації $\zeta_{СТб}$ базового варіанта

За результатами моніторингу були розраховані також поточні значення холодопродуктивності АБТТ $Q_{0.АБТТ}$ і потенційно можливої кількості холоду $Q_{0.втр}$, яку можна було б отримати трансформацією в АБТТ (при тепловому коефіцієнті $\zeta_{АБТТ} = 0,7$) скидного тепла $Q_{г.втр}$ (рис. 4) існуючої системи трансформації (рис. 6).

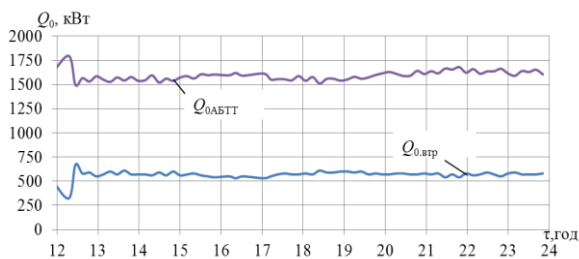


Рис. 6. Поточні значення холодопродуктивності $Q_{0.АБТТ}$ базового варіанта системи трансформації, а також потенційно можливої кількості холоду $Q_{0.втр}$, яку можна отримати трансформацією скидного тепла $Q_{г.втр}$ в АБТТ

Як видно з графіків холодопродуктивності на рис. 6, якщо трансформувати в АБТТ (з $\zeta_{АБТТ} \approx 0,7$) в

холод надлишкову теплоту $Q_{г.втр}$, яка скидається в атмосферу радіатором аварійного скидання, то можна збільшити холодопродуктивність установки з 1600 кВт до 2100 кВт.

То ж була розроблена схема системи глибокої трансформації теплоти в ЕТТ і АБТТ (рис. 7), що включає в себе крім існуючої АБТТ ще ЕТТ. Трансформація теплоти теплоносія здійснюється в такій послідовності: спочатку високопотенційний теплоносій після ГПД з температурою 90°C подається у випарну секцію генератора ЕТТ, після чого з температурою 85°C – в АБТТ. В АБТТ температура теплоносія знижується до $73...74^\circ\text{C}$, з якою він надходить до економайзерної секції генератора ЕТТ, де охолоджується до необхідної для подачі на вхід ГПД температури 70°C зворотного теплоносія на вході до вузлів охолодження ГПД.

На рис. 8 наведені температури гарячого теплоносія з ГД $t_{г.в.ген.ЕТТ}$ на вході в генератор ЕТТ, вході в АБТТ $t_{г.АБТТвх}$, зворотного теплоносія після АБТТ $t_{г.АБТТвих}$, що надходить до економайзера ЕТТ, теплоносія після економайзера ЕТТ $t_{г.екЕТТвих}$ та охолодженого зворотного теплоносія на вході в ГД $t_{г.ГДвх}$.

На рис. 9 наведені значення загальної кількості теплоти, яка надходить з ГД $Q_{г.ГД}$, теплоти, трансформованої в холод в АБТТ базової схеми $Q_{г.АБТТ90}$, теплоти, трансформованої в холод в АБТТ $Q_{г.АБТТ85}$ і ЕТТ $Q_{г.ЕТТ}$, для розробленої схеми, втрат теплоти в розробленій $Q_{г.втр}$ та базовій $Q_{г.втр.баз}$ схемах.

Як видно з рис. 9, втрати теплоти $Q_{г.скид}$ в розробленій системі трансформації мінімальні порівняно з базовою системою $Q_{г.баз.скид}$, де вони складають 30% загальної кількості теплоти від ГПД $Q_{г.з}$. Це досягається її трансформацією в ЕТТ $Q_{г.ЕТТ}$. Через те, що ЕТТ більш чутлива до температури теплоносія, гарячий теплоносій від ГПД подають спочатку в генератор ЕТТ, що забезпечує високий тепловий коефіцієнт ЕТТ, замість подачі його, як в базовій схемі, відразу в АБТТ. В результаті в АБТТ надходить теплоносій з меншою температурою, що призводить до зменшення температурного напору в генераторі АБТТ і, як наслідок, використання в АБТТ меншої кількості теплоти від ГПД $Q_{г.АБТТ85}$ в порівнянні з її значенням $Q_{г.АБТТ90}$ у базовому варіанті.

На рис. 10 наведені значення холодопродуктивності базового АБТТ $Q_{0.баз}$, АБТТ розробленої системи $Q_{0.АБТТ85}$ і ЕТТ $Q_{0.ЕТТ90}$.

Як видно, холодопродуктивність АБТТ запропонованої системи нижче її базового значення.

На рис. 11 наведено значення сумарної $Q_{0.АБТТ+ЕТТ}$ холодопродуктивності АБТТ і ЕТТ для запропонованої системи. Як видно, її значення збігаються зі значеннями холодопродуктивності базової АБТТ.

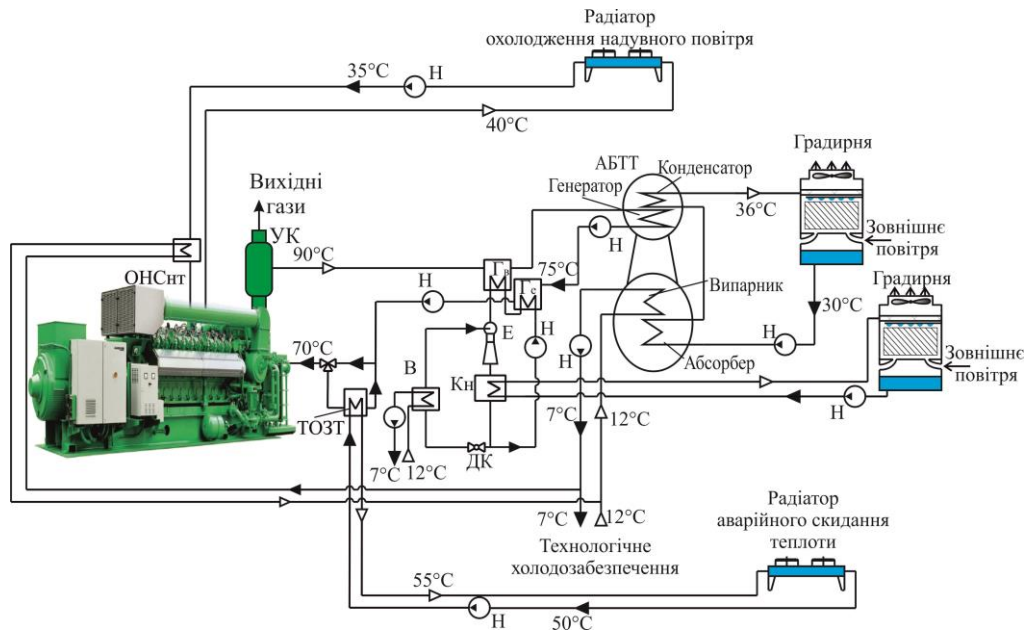


Рис. 7. Схема розробленої системи трансформації теплоти в ЕТТ і АБТТ: УК – утилізаційний котел; ТОЗТ – теплообмінник охолоджувач зворотного теплоносія; Н – насос; Е – ежектор; В – випарник; Кн – конденсатор; Г – генератор пари хладону високого тиску ЕТТ; ДК – дросельний клапан

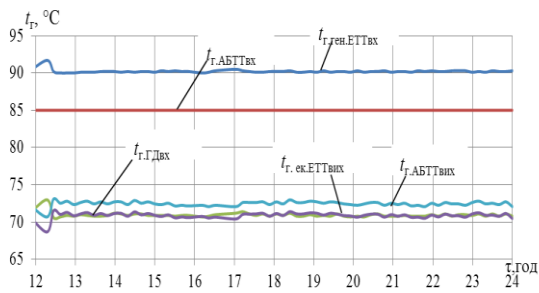


Рис. 8. Значення температури гарячого теплоносія від ГД $t_{г.ген.ЕТТвх}$ на вході в генератор ЕТТ і в АБТТ $t_{г.АБТТвх}$, зворотного теплоносія після АБТТ $t_{г.АБТТвх}$, що надходить до економайзера ЕТТ, теплоносія після економайзера ЕТТ $t_{г.ек.ЕТТвх}$ і охолодженого зворотного теплоносія на вході в ГД $t_{г.ГДвх}$

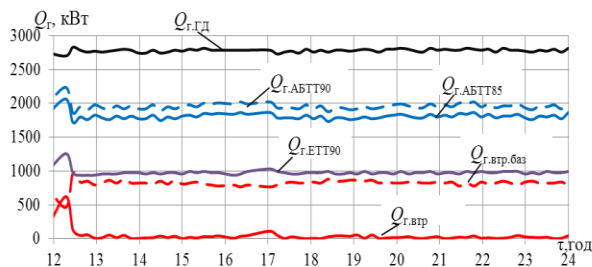


Рис. 9. Значення кількості теплоти від ГПД $Q_{г.ГД}$, теплоти, трансформованої в холод в АБТТ базової схеми $Q_{г.АБТТ90}$, трансформованої в АБТТ $Q_{г.АБТТ85}$ і в ЕТТ $Q_{г.ЕТТ}$ розробленої схеми, втрат теплоти в розробленій $Q_{г.втр}$ і базовій $Q_{г.втр.баз}$ системах

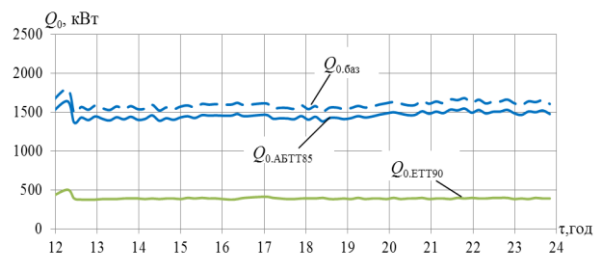


Рис. 10. Значення холодопродуктивності базового АБТТ $Q_{0.баз}$, АБТТ запропонованої системи $Q_{0.АБТТ85}$ та ЕТТ $Q_{0.ЕТТ90}$

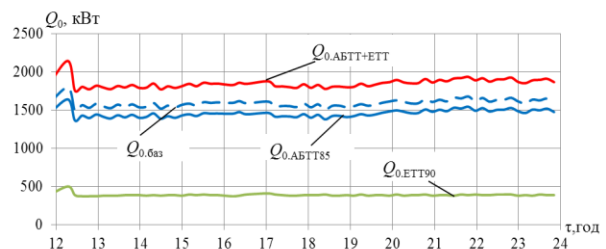


Рис. 11. Значення холодопродуктивності АБТТ $Q_{0.баз}$ базової системи, АБТТ розробленої системи $Q_{0.АБТТ85}$, ЕТТ $Q_{0.ЕТТ90}$ та сумарної АБТТ і ЕТТ $Q_{0.АБТТ+ЕТТ}$ для розробленої системи

Значення теплових коефіцієнтів АБТТ $\zeta_{АБТТ90}$, базової системи, АБТТ розробленої системи $\zeta_{АБТТ85}$, ЕТТ $\zeta_{ЕТТ90}$ і системи трансформації: базової $\zeta_{ст6}$ і запропонованої $\zeta_{ст.АБТТ+ЕТТ}$ наведено на рис. 12.

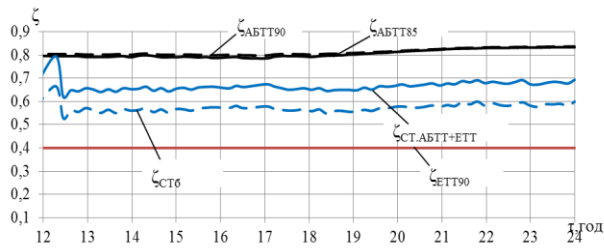


Рис. 12. Теплові коефіцієнти АБТТ $\zeta_{\text{АБТТ90}}$ базової системи, АБТТ розробленої системи $\zeta_{\text{АБТТ85}}$, ЕТТ $\zeta_{\text{ЕТТ90}}$ і системи трансформації: базової $\zeta_{\text{СТ6}}$ і розробленої $\zeta_{\text{СТ.АБТТ+ЕТТ}}$

Як видно з рис. 11 і 12, більш глибока трансформація теплоти зворотного теплоносія в АБТТ і ЕТТ забезпечує зростання холодопродуктивності приблизно на 200...300 кВт (для двох ГПД) порівняно з базовою системою з АБТТ з відповідним підвищенням коефіцієнта трансформації теплоти від $\zeta_{\text{СТ6}} \approx 0,55$ базового варіанта до $\zeta_{\text{СТ.АБТТ+ЕТТ}} \approx 0,65$ для розробленої системи двоступеневої трансформації теплоти в АБТТ і ЕТТ.

Висновки

За результатами обробки даних моніторингу системи трансформації теплоти в установці автономного енергозабезпечення виявлено наявність втрат теплоти близько 30 % всієї її кількості. Показано, що їх усунення можливе шляхом глибокої двоступеневої трансформації теплоти зворотного теплоносія, яка в базовій установці скидається у довкілля

Поступила в редакцію 15.04.2019, рассмотрена на редколлегии 7.08.2019

РЕЗЕРВЫ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ТРАНСФОРМАЦИИ ТЕПЛОТЫ УСТАНОВКИ АВТОНОМНОГО ЭНЕРГООБЕСПЕЧЕНИЯ

С. Г. Фордуй, А. Н. Радченко, А. А. Зубарев, В. В. Бойчук, А. В. Остапенко

Проанализировано эффективность трансформации теплоты в установке автономного электро-, тепло- и холодообеспечения предприятия. Установка автономного энергообеспечения включает два когенерационных газовых двигателя JMS 420 GS-N.LC GE Jenbacher, выполненных в виде когенерационных модулей с теплообменниками для отвода теплоты выпускных газов, наддувочной газозвоздушной смеси, охлаждающей воды рубашки двигателя и смазочного масла на нагрев воды. Теплота горячей воды трансформируется абсорбционной бромистолитиевой холодильной машиной AR-D500L2 Century в холод, который расходуется на технологические нужды и для работы центрального кондиционера охлаждения приточного воздуха машинного отделения, откуда он всасывается турбокомпрессором двигателя. Выявлено наличие значительных потерь теплоты, которые составляют около 30 % всей теплоты, отводимой от когенерационного газопоршневого модуля, и обусловлены несогласованностью режимов совместной работы абсорбционной бромистолитиевой холодильной машины и газопоршневого двигателя. Эта несогласованность вызвана противоречивыми условиями их эффективной эксплуатации по температуре обратного теплоносителя на выходе из абсорбционной бромистолитиевой холодильной машины и на входе в систему охлаждения двигателя. Термическое состояние газопоршневого двигателя обеспечивается поддержанием температуры обратного теплоносителя на входе в него не выше 70 °С. В то же время при трансформации теплоты теплоносителя в холод в абсорбционной бромистолитиевой холодильной машине снижение его температуры составляет не более чем 10...15°С, то есть до 75...80°С, при температуре теплоносителя на выходе из когенерационного газопоршневого модуля, т.е. на входе абсорбционной бромистолитиевой холодильной машины, 90 °С. Поэто-

радіатором "аварійного скидання", із застосуванням абсорбційної та ежекторної холодильних машин відповідним підвищенням холодопродуктивності.

Література

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 [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.

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.

му обратный теплоноситель дополнительно охлаждается в радиаторе "аварийного сброса" отводом теплоты в окружающую среду. По результатам обработки данных мониторинга системы трансформации теплоты в установке автономного энергообеспечения показана возможность повышения холодопроизводительности установки путем ступенчатой трансформации сбросной теплоты обратного теплоносителя в холод в абсорбционной бромистолитиевой и эжекторной холодильных машинах.

Ключевые слова: трансформация теплоты; когенерационный газопоршневой модуль; абсорбционная бромистолитиевая холодильная машина; эжекторная холодильная машина.

THE RESERVES OF INCREASING THE EFFICIENCY OF HEAT CONVERSION IN INTEGRATED ENERGY SYSTEM

S. G. Forduy, A. M. Radchenko, A. A. Zubarev, V. V. Boychuk, O. V. Ostapenko

It is analyzed the efficiency of heat conversion in the integrated electricity, heat and cooling supply of the enterprise. The installation for energy supply includes two JMS 420 GS-N.LC GE Jenbacher cogeneration gas engines manufactured as cogeneration modules with heat exchangers for removing the heat of exhaust gases, scavenge gas-air mixture, cooling water of engine and lubricating oil. The heat of hot water is transformed by the absorption lithium-bromide chiller AR-D500L2 Century into the cold, which is spent on technological needs and for the operation of the central air conditioner for cooling the incoming air of the engine room, where from it is sucked by the turbo-charger of the engine. The presence of significant heat losses, which account for about 30% of the total heat removed from the cogeneration gas piston module and is due to the inconsistency of the joint operation modes of the absorption lithium-bromide chiller and the gas piston engine, was revealed. This inconsistency is caused by the contradictory conditions of their effective operation according to the temperature of the return coolant at the outlet of the absorption lithium-bromide chiller and the entrance to the engine cooling system. The thermal state of the gas piston engine is ensured by maintaining the temperature of the return coolant at the entrance to it is not higher than 70 °C. At the same time, during the transformation of the heat of the coolant into the cold in an absorption lithium-bromide chiller, the temperature decreasing in the machine is no more than 10 ... 15 °C, that is, up to 75 ... 80 °C, if the temperature of the heat coolant outlet from the cogeneration gas piston module, i.e. at the inlet of the absorption lithium-bromide chiller, 90 °C. Therefore, the return coolant is additionally cooled in the "emergency heat release" radiator by removing its heat into surroundings. It is shown the possibility of increasing the cooling capacity of the system by conversion of the return coolant exhaust heat into cold in absorption lithium-bromide and ejector chillers through the data procession of monitoring the heat conversion system in the integrated energy plant.

Keywords: heat conversion; cogeneration gas-piston module; absorption lithium-bromide chiller; ejector chiller.

Фордуй Сергій Георгійович – канд. техн. наук, технічний керівник напряму енергоресурсів та енергозбереження PepsiCo, Inc., CTS ESSA, Київ, Україна.

Радченко Андрій Миколайович – канд. техн. наук, доц. Національного університету кораблебудування ім. адмірала Макарова, Миколаїв, Україна.

Зубарев Анатолій Анатолійович – ст. викладач Національного університету кораблебудування ім. адмірала Макарова, Миколаїв, Україна.

Бойчук Володимир Володимирович – науковий співробітник Національного університету кораблебудування ім. адмірала Макарова, Миколаїв, Україна.

Остапенко Олексій Валерійович – канд. техн. наук, доцент Національного університету кораблебудування ім. адмірала Макарова.

Forduy Serhiy Georgiyovych – Candidate of Technical Science, Sr. Engineering manager PepsiCo, Inc., Central Technical Team-Europe and Sub Saharan Africa (CTS ESSA), Kyiv, Ukraine, e-mail: serhiy.forduy@pepsico.com.

Radchenko Andrii Mykolayovych – Candidate of Technical Science, Assistant Professor, Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Mykolaiv, Ukraine, e-mail: nirad50@gmail.com, ORCID Author ID: 0000-0002-8735-9205.

Zubarev Anatolii Anatoliyovych – senior lecturer, Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Mykolaiv, Ukraine, e-mail: anatoly.zubarev@nuos.edu.ua.

Boychuk Volodymyr Volodymyrovych – scientific researcher, Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Mykolaiv, Ukraine, e-mail: sertan-65@ukr.net.

Ostapenko Oleksii Valeriyovych – Candidate of Technical Science, Assistant Professor, Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Mykolaiv, Ukraine, e-mail: ostapenko.alex89@gmail.com.