

В работе рассматривается реализация сетевого ассемблирования на основе фрактального подхода как перспективный метод охлаждения объектов микроэлектроники, обладающий рядом преимуществ перед традиционными способами отвода теплоты. В качестве теплопроводящих элементов сети предлагается использовать микротепловые трубы, принцип действия которых основан на совместном использовании современных технологий миниатюризации технических устройств и высокой эффективности систем обеспечения тепловых режимов с двухфазными теплопередающими контурами. Анализируются известные методики моделирования микротепловых труб и нерешенные проблемы. Отмечается, что хотя, с тех пор как Коттер предложил использовать микротепловые трубы для теплоотведения в полупроводниковых материалах, был сделан огромный шаг вперед на пути их теоретического и экспериментального изучения, до сих пор имеется ряд препятствий для широкого внедрения таких устройств. В частности актуальными остаются проблемы снижения работоспособности микротепловых труб в процессе эксплуатации, влияния присутствия рабочей жидкости на эффективность чипа, разработки технологии крупномасштабного производства таких устройств и определения влияния точного размера и формы микротепловой трубы. Кроме того, из-за очень малых размеров, соотносимых с величиной мениска, любые попытки экспериментального измерения температурного поля, скорости потока, давления жидкости или толщины жидкостной пленки заведомо приведут к разрушению поля потока. Следовательно, экспериментальная информация относительно местных характеристик мениска является практически недоступной, что, в свою очередь, подчеркивает актуальность разработки теоретических моделей микротепловых труб.

Для сетевых систем, состоящих из микротепловых труб, максимальная интенсивность теплопередачи достигается, когда капиллярная разность давлений становится меньше суммы перепада давлений в газовой и жидкой фазах в большинстве каналов. Таким образом, можно считать, что микротепловые каналы с двухфазными потоками являются наиболее эффективным средством отвода теплоты от теплонапряженных элементов сложных миниатюрных электронных систем.

Выводы. Использование фрактального подхода к конструированию сетей из теплопроводящих элементов предсказывает повышение эффективности процесса терморегулирования. Проведенный анализ показал, что увеличение числа ветвлений сети охлаждения приводит к возрастанию фрактальной размерности. Аналогично, увеличение фрактальной размерности сети каналов также приводит к возрастанию отношения тепловых потоков во фрактальных и параллельных сетях. С другой стороны, практическое увеличение, как числа каналов, так и числа ветвлений может приводить к возникновению паразитных мостиков между каналами. Таким образом, определение оптимальных конструктивных параметров сети каналов миниатюрных двухфазных систем терморегулирования должно основываться на их моделировании с помощью методов компьютерного термического анализа.

УДК 621.433:621.57

КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ МАШЗАЛУ ГАЗОПОРШНЕВОЇ УСТАНОВКИ ЕЛЕКТРО-ХОЛОДОПОСТАЧАННЯ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ВИРОБНИЦТВА

М.І. Радченко, Є.І. Трушляков, А. В. Грич,

Національний університет кораблебудування ім. адмірала Макарова, м. Миколаїв

Аналіз ефективності охолодження повітря машзалу (МЗ)-машинного відділення (МВ) та обґрунтування раціонального способу кондиціювання і вентиляції повітря подано на прикладі МЗ когенераційних газопоршневих двигунів автономної теплоелектростанції ТОВ "Сандора"—"Pepsico Ukraine" (с. Південне, Миколаївська обл.). Проектування та монтаж тригенераційного модуля та обладнання виконано ПНВП "СІНАПС"—"GE Energy" (м. Київ) і ТОВ "Хладотехніка" (м. Миколаїв). Установка автономного електро-, тепло- і холодозабезпечення (тригенераційна установка) включає у себе два когенераційних ГПД JMS 420 GS-N.LC GE Jenbacher електричною потужністю кожного ГПД 1400 кВт та тепловою потужністю 1500 кВт, абсорбційну бромистолітєву холодильну машину (АБХМ) AR-D500L2 Century холодильною потужністю 2000 кВт та два центральних тепловикористовуючих кондиціонера CIC Jan HREBEC H63 холодопродуктивністю по 350 кВт і витратою повітря 60000 м³/год кожного. Відведення теплоти від охолоджуючої води системи оборотного охолодження стисненої газоповітряної суміші ГПД та від АБХМ здійснюється за допомогою градирень Evarco AT 28-528 сумарною потужністю 2400 кВт.

Для трансформації тепла в холод АБХМ використовує теплоту, відведену від вихідних газів, наддувної газоповітряної суміші (ГПС), а від охолоджувальної води сорочки двигуна і мастила. В результаті трансформації скидного тепла в АБХМ отримують охоложену воду з температурою 7...10 °С, яку використовують як холодоносії для технологічного процесу і повітроохолоджувачів (ПО) центральних

кондиціонерів СІС J.H. H63. Охолоджене та осушене повітря подається в МВ когенераційних ГПД, вже звідки потрапляє на всмоктування ТК двигунів.

Виконаний аналіз автоматизованого моніторингу параметрів роботи тригенераційної установки дозволяє виявити резерви її вдосконалення, а саме: скоротити енерговитрати на кондиціювання припливного повітря, в той же час суттєво збільшити глибину охолодження повітря на вході ТК ГПД і, відповідно, скоротити питому витрату газу і скоротити тривалість експлуатації ГПД на режимах часткових навантажень.

Внаслідок значних тепловиділень від працюючих ГПД, теплоприпливів через огорожі приміщення в МВ температура повітря в ньому в літні місяці сягає 30 °С і вище, що всього на 5 °С нижче, ніж температура зовнішнього повітря (рис. 1). І це не зважаючи на те, що повітря в МВ охолоджується двома тепловикористовуючими центральними кондиціонерами сумарною холодопродуктивністю 700 кВт. У випадку зростання потреб у холоді для технологічного процесу значно скорочується холодопостачання на тепловикористовуючу систему охолодження (ТСО) повітря МВ, навіть до повного її відключення.

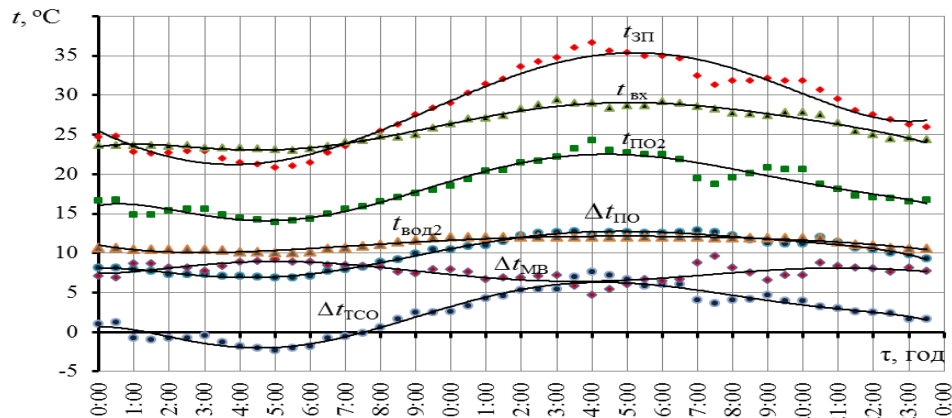


Рис. 1. Зміна температури зовнішнього повітря $t_{зп}$, повітря на вході ТК ГПД $t_{вх}$, на виході з ПО $t_{ПО2}$, зниження температури повітря в ПО $\Delta t_{ПО} = t_{зп} - t_{ПО2}$, у ТСО $\Delta t_{ТСО} = t_{зп} - t_{вх}$ і нагрів повітря в МВ $\Delta t_{МВ} = t_{вх} - t_{ПО2}$ протягом доби при витраті повітря 60000 м³/год, температурі охолоджуючої води на виході з ПО $t_{вод2}$ і витраті охолоджуючої води 60 м³/год

При підвищених температурах зовнішнього повітря $t_{зп}$ (рис. 1), у тому числі і на вході в градирню системи оборотного охолодження наддувної ГПС у низькотемпературному рівні його охолоджувача ОНС_{НТ}, відведення тепла ГПС у градирні скорочується, що призводить до зростання температури ГПС перед впускним ресивером вище допустимого рівня 45...50 °С. Для запобігання появи надмірних термічних навантажень деталей циліндропоршневої групи САР зменшує подачу газу, і двигун експлуатується на режимах часткових навантажень, внаслідок чого падає електрична потужність N_e і зростає питома витрата палива b_e від 165 до 168...169 г/(кВт·год), тобто на величину $\Delta b_e = 3...4$ г/(кВт·год), при підвищенні температури на вході ТК $\Delta t_{вх} = t_{зп} - t_{вх}$ приблизно на 10 °С (рис. 2).

Деяке зростання глибини охолодження в ТСО $\Delta t_{ТСО} = t_{зп} - t_{вх}$ (при $t = 12^{00} - 16^{00}$ на рис. 1) пов'язане зі скороченням тепловиділень від ГПД при роботі в режимі часткових навантажень у порівнянні з номінальним: $N_e = 1000..1200$ кВт проти 1400 кВт. Реальна ж глибина охолодження повітря в ТСО $\Delta t_{ТСО}$ при подачі охолодженого повітря в МВ, а звідти в ГПД, який працює на половинному навантаженні, не перевищує 5 °С (при $t = 9^{00} - 12^{00}$ на рис. 1).

Від'ємні значення різниці температур $\Delta t_{ТСО} = t_{зп} - t_{вх}$ викликані різким зростанням температури $t_{вх}$, яка навіть вища від $t_{зп}$, унаслідок відключення подачі холодоносія до центрального кондиціонера від АБХМ (при дефіциті холоду) і впливу теплоприпливів на неохоложене зовнішнє повітря. В таких випадках була б доцільною подача повітря безпосередньо з кондиціонера на вхід ТК через ізольований повітропровід.

Варто зазначити, що і саме зниження температури в ПО встановлених кондиціонерів незначне: $\Delta t_{ПО} = t_{зп} - t_{ПО2} = 10...12$ °С в найбільш напружену частину доби $t = 12^{00} - 18^{00}$. Це пов'язано з малою глибиною ПО за ходом повітря, що не дозволяє виконати більш глибоке охолодження при відносно високій витраті повітря 60000 м³/год. Тому для більш глибокого охолодження зовнішнього повітря в ПО $\Delta t_{ПО}$ слід зменшити його витрати.

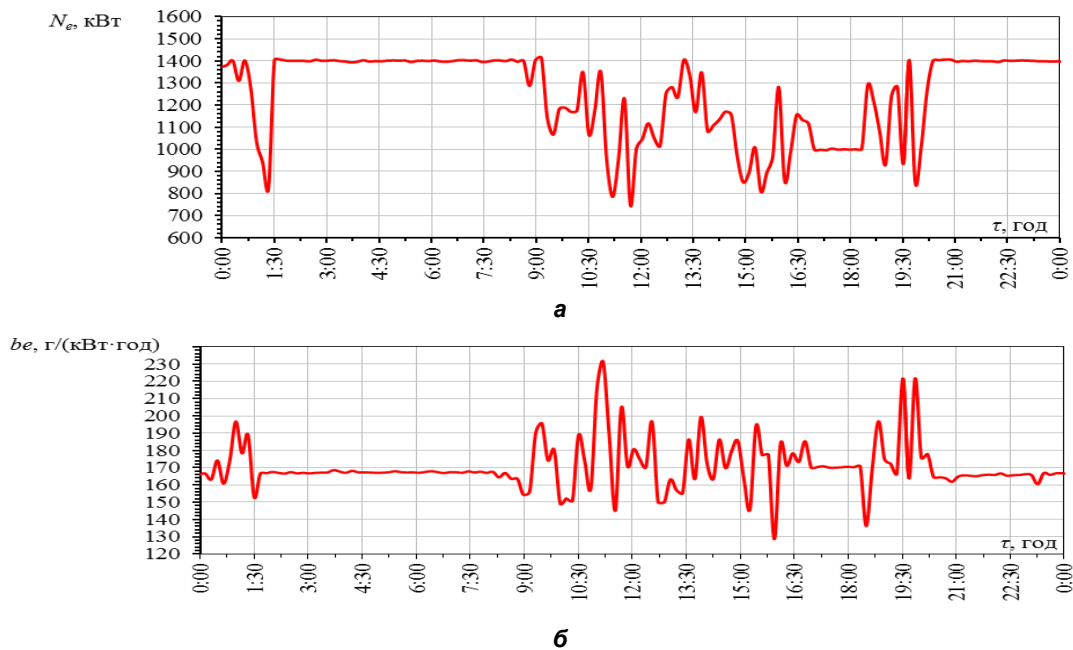


Рис. 2. Зміна електричної потужності ГПД N_e (а) і питомої витрати газу b_e (б) протягом доби

Ефективність трансформації скидної теплоти ГПД у холод з охолодженням повітря на вході ГПД у ТСО характеризується тепловим коефіцієнтом $\zeta_{\text{ТСО}} = Q_{0\text{ТСО}}/Q_r$, що є відношенням витрати холоду $Q_{0\text{ТСО}}$ на зниження температури повітря на вході ГПД на величину $\Delta t_{\text{вх}} = t_{\text{вх}} - t_{\text{вх}}$ до витрат теплоти Q_r , яка відводиться від ГПД до АБХМ. Тепловий коефіцієнт ТСО розраховують за витратами теплоти Q_r на генерування в АБХМ холоду (холодопродуктивності) $Q_{0\text{ПО}}$, яка витрачається у ПО кондиціонера на охолодження припливного повітря на величину $\Delta t_{\text{ПО}} = t_{\text{вп}} - t_{\text{ПО2}}$, причому з урахуванням втрат холодопродуктивності на компенсацію теплоприпливів до охолодженого в ПО повітря МВ: $Q_{\text{МВ}} = G_{\text{п}} \xi c_{\text{п}} (t_{\text{вх}} - t_{\text{ПО2}})$, де ξ – коефіцієнт вологовипадіння, який являє собою відношення загальної кількості відведеного тепла (включно з теплою конденсації водяної пари з повітря) до явного тепла, що визначається різницею температур повітря $t_{\text{вх}} - t_{\text{ПО2}}$. Внаслідок втрат холодопродуктивності $Q_{\text{МВ}} = G_{\text{п}} \xi c_{\text{п}} (t_{\text{вх}} - t_{\text{ПО2}})$ температура повітря на вході ТК $t_{\text{вх}}$ зростає на величину $\Delta t_{\text{МВ}} = t_{\text{вх}} - t_{\text{ПО2}}$, а дійсна холодопродуктивність ТСО виявляється менше: $Q_{0\text{ТСО}} = Q_{0\text{ПО}} - Q_{\text{МВ}}$. З урахуванням зазначених втрат холодопродуктивності $Q_{\text{МВ}}$ через теплоприпливи в МВ дійсний тепловий коефіцієнт ТСО $\zeta_{\text{ТСО}} = Q_{0\text{ТСО}}/Q_r$ також менший від теплового коефіцієнта АБХМ: $\zeta_{\text{АБХМ}} = Q_{0\text{ПО}}/Q_r$. Для температур гарячого теплоносія $t_r = 90^\circ\text{C}$, який надходить від ГПД в АБХМ, і холодоносія $t_k = 7^\circ\text{C}$, який поступає від АБХМ в ПО кондиціонера, тепловий коефіцієнт АБХМ $\zeta_{\text{АБХМ}} = 0,7$. Виходячи з $\zeta_{\text{АБХМ}}$ знаходимо затрати теплоти Q_r на виробництво в АБХМ холодопродуктивності $Q_{0\text{ПО}}$, що використовується в ПО кондиціонера на охолодження припливного повітря витратою $G_{\text{п1}} = 2$ кг/с для одного ГПД на величину $\Delta t_{\text{ПО}} = t_{\text{вп}} - t_{\text{ПО2}}$.

Зміну холодопродуктивності ПО кондиціонера $Q_{0\text{ПО}}$, витрат теплоти Q_r на її виробництво в АБХМ, дійсної холодопродуктивності ТСО при подачі охолодженого повітря в МВ $Q_{0\text{ТСО}} = Q_{0\text{ПО}} - Q_{\text{МВ}}$ з урахуванням втрат холоду $Q_{\text{МВ}}$ на покриття теплоприпливів до потоку циклового повітря ГПД витратою $G_{\text{п1}} = 2$ кг/с і дійсного теплового коефіцієнта ТСО $\zeta_{\text{ТСО}} = Q_{0\text{ТСО}}/Q_r$, а також температури зовнішнього повітря $t_{\text{вп}}$ на вході ПО, повітря на виході ПО $t_{\text{ПО2}}$ і на вході ТК ГПД $t_{\text{вх}}$, нагріву потоку циклового повітря ГПД у МВ через теплоприпливи $\Delta t_{\text{МВ}} = t_{\text{вх}} - t_{\text{ПО2}}$ протягом доби (19 липня 2011, с. Південне Миколаївської обл.) наведено на рис. 4.

Як видно, в часи найвищих температур $t_{\text{вп}}$ ($t = 11^{00} - 18^{00}$) тепловий коефіцієнт $\zeta_{\text{ТСО}} = 0,4 \dots 0,5$ проти $\zeta_{\text{АБХМ}} = 0,7$, тобто на 15...30 % менший від потенційно можливого. При цьому ГПД працює при частковому навантаженні: $N_e = 1000 \dots 1200$ кВт проти 1400 кВт (див. рис. 2), і зі зниженим тепловиділенням.

Таким чином, за величиною теплового коефіцієнта ТСО $\zeta_{\text{ТСО}}$ можна оцінювати теплову ефективність системи охолодження повітря на вході ТК ГПД як однієї зі складових системи трансформації теплоти ГПД у холод, тобто судити про ефективність використання отриманого в АБХМ холоду.

За результатами аналізу можна зробити висновок, що ТСО працює неефективно, оскільки різниця температур $\Delta t_{\text{ТСО}} = t_{\text{вп}} - t_{\text{вх}}$ вкрай мала: $\Delta t_{\text{ТСО}} = 5 \dots 8^\circ\text{C}$. Варто зазначити, що і зниження температури припливного повітря в ПО кондиціонерів також незначне: $\Delta t_{\text{ПО}} = t_{\text{вп}} - t_{\text{ПО2}} = 8 \dots 12^\circ\text{C}$ ($t = 12^{00} - 18^{00}$), а вночі та зранку ($t = 21^{00} - 7^{00}$) температура повітря на вході ТК ГПД $t_{\text{вх}}$, яке нагрівається в результаті теплоприпливів від ГПД і електрогенератора, навіть перевищує порівняно невисоку температуру зовнішнього повітря $t_{\text{вп}}$.

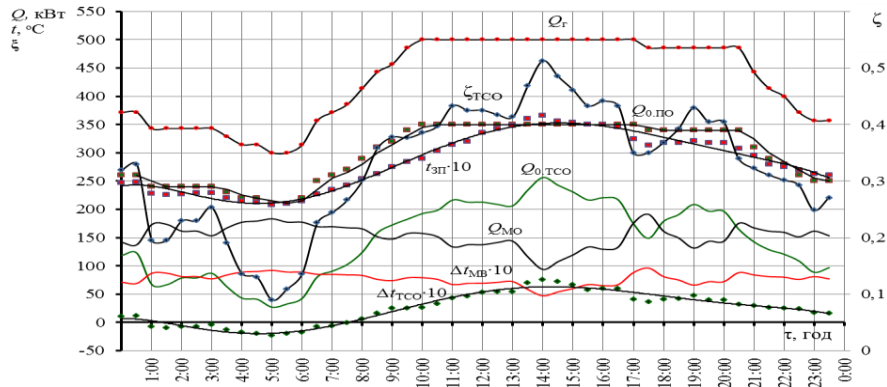


Рис. 4. Зміна холодопродуктивності ПО упродовж доби

Знизити температуру повітря $t_{вх}$ на вході ТК ГПД можна, якщо подавати повітря в ТК окремим повітропроводом (див. рис. 3,б), а для більш глибокого охолодження повітря в ПО – зменшити його витрату. Результати аналізу параметрів ПО показали, що при зменшеній витраті повітря до $G_n = 35000 \text{ м}^3/\text{год}$ можна досягти найбільшої глибини охолодження повітря в даному ПО $\Delta t_{по} = t_{зп} - t_{по2} = 15...17 \text{ }^\circ\text{C}$ (проти $10...12 \text{ }^\circ\text{C}$ при $G_n = 60000 \text{ м}^3/\text{год}$ на рис. 1) зі зниженням температури повітря на виході з ПО до $t_{по2} = 18 \text{ }^\circ\text{C}$ (проти $25 \text{ }^\circ\text{C}$) при максимальній зовнішній температурі $t_{зп} = 35 \text{ }^\circ\text{C}$, причому не вносячи зміни в конструкцію ПО (рис. 5).

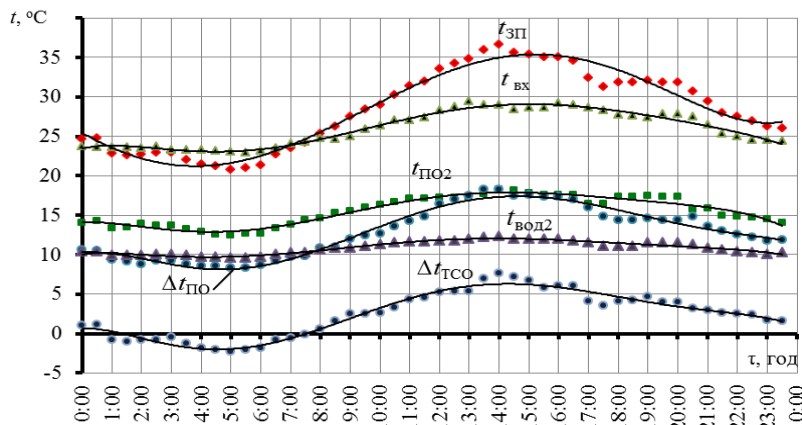


Рис. 5. Зміна температури зовнішнього повітря $t_{зп}$, повітря на вході ТК ГПД $t_{вх}$, на виході з ПО $t_{по2}$, температури холодоносія (води) на виході з ПО $t_{вод2}$, а також зниження температур в ПО $\Delta t_{по} = t_{зп} - t_{по2}$ і в ТСО $\Delta t_{тсо} = t_{зп} - t_{вх}$ протягом доби при витраті повітря $35000 \text{ м}^3/\text{год}$ і витраті охолоджуючої води $60 \text{ м}^3/\text{год}$,

Зменшення напору вентилятора при скороченні його продуктивності G_n майже вдвічі виключає можливість надійного транспортування мас охолодженого повітря на вхід ТК при тих же аеродинамічних умовах, що і при номінальній, практично вдвічі більшій, витраті повітря $G_n = 60000 \text{ м}^3/\text{год}$ і, отже, при більшому напорі вентилятора. Тому раціональним рішенням є подача охолодженого повітря в ТК повітропроводом, що забезпечує більш глибоке охолодження повітря в ПО і ТСО: $\Delta t_{тсо} = \Delta t_{по} = t_{зп} - t_{по2} = 15...17 \text{ }^\circ\text{C}$ на рис. 5 (проти $\Delta t_{тсо} = t_{зп} - t_{вх} = 5...7 \text{ }^\circ\text{C}$ при $G_n = 60000 \text{ м}^3/\text{год}$ на рис. 1) зі зниженням температури повітря на виході з ПО (на вході ТК) до $t_{зп} = t_{по2} = 15...18 \text{ }^\circ\text{C}$ (проти $t_{вх} = 25...27 \text{ }^\circ\text{C}$) при подачі охолодженого в ПО повітря витратою $G_n = 60000 \text{ м}^3/\text{год}$ у МВ, а вже з нього на вхід ТК ГПД (див. рис. 5).

Таким чином, подача повітря, охолодженого в ПО до більш низької температури, окремим повітропроводом у ТК дозволяє підтримувати на вході ТК стабільно низьку температуру $t_{вх} = t_{по2} = 15...18 \text{ }^\circ\text{C}$ (проти $25...27 \text{ }^\circ\text{C}$ в базовому варіанті), забезпечуючи тим самим експлуатацію ГПД на номінальному навантаженні зі зниженням питомої витрати газу b_e на $3...4 \text{ г}/(\text{кВт}\cdot\text{год})$ у порівнянні з роботою при часткових навантаженнях (див. рис. 2).

ВИСНОВКИ

За результатами аналізу ефективності охолодження повітря машинного відділення когенераційних модулів ГПД діючої тригенераційної установки обґрунтовано раціональний спосіб охолодження шляхом подачі охолодженого повітря безпосередньо на вхід турбокомпресорів ГПД окремим повітропроводом. На основі даних моніторингу параметрів тригенераційної установки показано, що реалізація запропонованого способу дозволяє підтримувати температуру повітря на вході ГПД на рівні $15...17 \text{ }^\circ\text{C}$ опівдні та звести до мінімуму експлуатацію двигунів на часткових навантаженнях, завдяки чому скоротити питомі витрати палива.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

- [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.

УДК 621.438.13:621.57

**РАСЧЕТ РАЦИОНАЛЬНЫХ ТЕПЛОВЫХ НАГРУЗОК КОМБИНИРОВАННЫХ
АБСОРБЦИОННО-ЭЖЕКТОРНЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН ОХЛАЖДЕНИЯ ВОЗДУХА НА ВХОДЕ ГТУ****Радченко А.Н., канд. техн. наук, доцент***Национальный университет кораблестроения, г. Николаев, Украина*

Одним из направлений повышения топливной эффективности газотурбинных установок (ГТУ) при высоких температурах воздуха на входе $t_{\text{нв}}$ является его охлаждение теплоиспользующими холодильными машинами (ТХМ), трансформирующими в холод теплоту отработанных газов [2–5]. Применение таких ТХМ позволяет сократить потребление топлива. Так, для ГТУ производства ГП НПКГ "Зоря-Машпроект" с понижением температуры $t_{\text{нв}}$ на 10°C удельный расход топлива ГТУ уменьшается на $7...8 \text{ г/(кВт}\cdot\text{ч)}$ [1]. Снижение температуры воздуха $\Delta t = t_{\text{нв}} - t_{\text{б2}}$ зависит от температуры наружного воздуха $t_{\text{нв}}$ и охлажденного в ТХМ воздуха $t_{\text{б2}}$, которая определяется температурой хладоносителя t_{x} (рабочего тела ТХМ), т.е. типом и режимом работы ТХМ [2–4]. Так, в эжекторных хладоновых холодильных машинах (ЭХМ) с использованием низкокипящих рабочих тел (НРТ) воздух можно охладить до температуры $t_{\text{б2}} = 10^\circ\text{C}$ и ниже (температура кипения НРТ $t_{\text{x}} = t_0 = 2...3^\circ\text{C}$ и ниже), а в абсорбционных бромистолитиевых машинах (АБХМ), как правило, до $t_{\text{б2}} = 15^\circ\text{C}$ и выше ($t_{\text{x}} \approx 7^\circ\text{C}$). Хотя ЭХМ и обеспечивает более глубокое охлаждение воздуха на входе ГТУ и соответственно большее сокращение потребления топлива, но эффективность трансформации ими теплоты в холод гораздо ниже, чем в АБХМ: их тепловые коэффициенты $\zeta_{\text{Э}} = 0,2...0,3$ против $\zeta_{\text{А}} = 0,7...0,8$ для АБХМ, где тепловой коэффициент $\zeta = Q_0/Q_{\text{г}}$ – отношение холодопроизводительности к затраченной теплоте отработанных газов (горячей воды, получаемой за счет теплоты газов). Это в свою очередь требует увеличенных расходов теплоты, что не всегда возможно при ограниченном тепловом потенциале отработанных газов, особенно в ГТУ регенеративного типа с нагревом сжатого воздуха перед камерой сгорания газами после турбины и температурой уходящих газов $t_{\text{гр}} = 240...250^\circ\text{C}$.

Исследованию охлаждения воздуха на входе ГТУ трансформацией сбросной теплоты отработанных газов посвящено ряд публикаций [2–5]. В работах [2–4] рассмотрены теплоиспользующие холодильные машины абсорбционного и эжекторного типов. Однако вопросы повышения эффективности эксплуатации холодильных машин комбинированного абсорбционно-эжекторного типа при пониженных температурах наружного воздуха $t_{\text{нв}}$ (в ночные часы, межсезонье), когда тепловая нагрузка на них, прежде всего на высокотемпературную абсорбционную бромистолитиевую ступень (АБХМ-ступень) сокращается, не рассматривались. Очевидно, что при умеренных температурах $t_{\text{нв}}$ весьма целесообразным было бы использование избыточной теплоты для более глубокого охлаждения воздуха на входе ГТУ низкотемпературной ЭХМ-ступенью.

Цель работы – разработать методологический подход к определению рациональных тепловых нагрузок абсорбционной и эжекторной ступеней комбинированной абсорбционно-эжекторной холодильной машины охлаждения воздуха на входе ГТУ с учетом климатических условий эксплуатации.

Данные по экономии топлива удобно представлять в относительных (удельных) величинах – в виде экономии топлива, приходящейся на 1 кВт мощности ГТУ, т.е. $V_{\text{т,у1}} = V_{\text{т}}/N_{\text{е}}$, в зависимости от затрат удельной холодильной мощности (холодопроизводительности), приходящейся на единичный расход воздуха (при $G_{\text{в}} = 1 \text{ кг/с}$): $q_0 = Q_0/G_{\text{в}}$, где Q_0 – затраты холодильной мощности на охлаждение воздуха. Рассчитаны значения годовой удельной экономии топлива $V_{\text{т,у1}} = V_{\text{т}}/N_{\text{е}}$ в зависимости от затрат удельной холодильной мощности (холодопроизводительности) q_0 при разных температурах охлажденного воздуха $t_{\text{б2}}$: $V_{\text{т,7}}$ и $V_{\text{т,10}}$ – при $t_{\text{б2}} = 7$ и 10°C (АЭХМ); $V_{\text{т,15}}$ и $V_{\text{т,20}}$ – при $t_{\text{б2}} = 15$ и 20°C (АБХМ-ступень) для климатических условий эксплуатации газотурбокомпрессорного агрегата ГТК-10-4 (мощность $N_{\text{е}} = 10 \text{ МВт}$) Южнобугской компрессорной станции (с. Любашевка, Николаевская обл., 2009 г.).

При этом для регенеративной ГТУ ГТК-10-4 мощностью $N_{\text{е}} = 10 \text{ МВт}$ и расходом воздуха $G_{\text{в}} = 80 \text{ кг/с}$, как и для ГТУ производства ГП НПКГ "Зоря-Машпроект" при снижении температуры воздуха на входе на 1°C удельный расход топлива уменьшается на величину $\Delta b_{\text{е}} = 0,7 \text{ г/(кВт}\cdot\text{ч)}$.

Показано, что для рассматриваемых климатических условий при охлаждении воздуха на входе ГТУ до температуры $t_{\text{б2}} = 10^\circ\text{C}$ при удельной (приходящейся на единичный расход воздуха $G_{\text{в}} = 1 \text{ кг/с}$)