<https://doi.org/10.24223/1999-5555-2018-11-4-319-324>
УДК 621.1.65

Стендовая система охлаждения циклового воздуха для микро-ГТУ

Катенев Г. М.*, Тумановский В. А., Степанова Т. А.

ФГБОУ ВО «Национальный исследовательский университет «МЭИ»
ул. Красноказарменная, 14, 111250, г. Москва, Россия

Поступила / Received 02.10.2018

Принята к печати / Accepted for publication 14.12.2018

Рассматривается стендовая система охлаждения циклового воздуха Combustion Turbine Inlet Cooling (CTIC), поступающего в микрогазотурбинную установку (микро-ГТУ), что позволяет сохранять вырабатываемую установкой электрическую мощность на проектном уровне в период сезонного повышения температуры воздуха. Охлаждение воздуха на входе в турбокомпрессор установки происходит до значения его расчетной температуры (по стандарту ISO равной 15°C). Основу макета CTIC составляет промышленная система охлаждения на базе паровой компрессионной холодильной установки с аккумулятором холода. В качестве тела-накопителя холода в аккумуляторе использован водяной лед, в качестве охлаждающей цикловой воздух среды — ледяная вода (вода при температуре 0,5°C – 1°C). Эффект охлаждения циклового воздуха достигается пропуском ледяной воды, поступающей из аккумулятора холода через воздухо-водяной теплообменник, установленный на входе в турбокомпрессор микро-ГТУ. Цель исследования заключалась в определении ресурса работы аккумулятора холода в зависимости от скорости циркулирующей воды. Эксперименты проводились на стендовом макете системы охлаждения с аккумулятором холода, имеющим запас водяного льда 200 кг при работе с микро-ГТУ «С-30» фирмы Capstone. Поддержание температуры циклового воздуха на расчетном уровне достигается с помощью регулируемого по частоте циркуляционного насоса и цифровой измерительно-регулирующей системы с программным пакетом LabVIEW. Результаты исследования показали, что рассмотренная макетная система CTIC в режиме разрядки аккумулятора способна поддерживать необходимую расчетную температуру циклового воздуха 15°C в течение 6 часов, что вполне достаточно для покрытия пиковой нагрузки рабочего дня. Оценены технико-экономические показатели установки.

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: система охлаждения циклового воздуха CTIC, микро-ГТУ, компрессионная холодильная установка, аккумулятор холода, ледяная вода, частотно-регулируемый циркуляционный насос, цифровая измерительная система, программный пакет LabVIEW, виртуальный прибор (ВП)

Адрес для переписки:

Катенев Г. М.
ФГБОУ ВО «НИУ «МЭИ», кафедра ПТС
ул. Красноказарменная, 14, 111250, г. Москва, Россия
e-mail: KatenevGM@mpei.ru

Для цитирования:

Катенев Г. М., Тумановский В. А., Степанова Т. А.
Стендовая система охлаждения циклового воздуха для микро-ГТУ. Надежность и безопасность энергетики. 2018. – Т. 11, №4. – С. 319–324
<https://doi.org/10.24223/1999-5555-2018-11-4-319-324>

Address for correspondence:

Katenev G. M.
National Research University Moscow Power Engineering Institute (NRU MPEI)
Krasnokazarmennaya str., 14, 111250, Moscow, Russia
e-mail: KatenevGM@mpei.ru

For citation:

Katenev G. M., Tumanovskii V. A., Stepanova T. A.
[Experimental cycle air cooling system for gas microturbine unit]. Nadezhnost' i bezopasnost' energetiki = Safety and Reliability of Power Industry. 2018, vol. 11, no. 4, pp. 319–324 (in Russian)
<https://doi.org/10.24223/1999-5555-2018-11-4-319-324>

Experimental cycle air cooling system for gas microturbine unit

Katenev G. M., Tumanovskii V. A., Stepanova T. A.

National Research University Moscow Power Engineering Institute (NRU MPEI)
Krasnokazarmennaya str., 14, 111250, Moscow, Russia,

The article considers the Combustion Turbine Inlet Cooling (CTIC) system — an experimental system for cooling the cycle air entering the gas microturbine unit. This enables to save electrical power of the unit generated at the design level in the period of seasonal increase in air temperature. Cooling of the air at the inlet to the turbocharger of the unit occurs up to its design temperature (which is, according to the ISO standard, equal to 15°C). The basis of the CTIC model is an industrial cooling system based on a vapor compression refrigeration unit with a cold accumulator. Water ice is used as a cold storage medium in the accumulator, while ice water is used as a medium cooling the cycle air (ice water is water at a temperature of 0.5°C – 1°C). The effect of cooling of cycle air is achieved by pumping ice water coming from the cold accumulator through an air-to-water heat exchanger installed at the inlet to the turbocharger. The purpose of the study was to determine the operating time of a cold accumulator, depending on the speed of the circulating water. The experiments were carried out on a model of a cooling system with a cold accumulator having a 200 kg ice storage and working with the Capstone C-30 microturbine. Maintaining the temperature of the cycle air at its design level is achieved using a frequency-controlled circulation pump and a digital measurement and control system with the LabVIEW software package. The results of the study show that the considered CTIC system, while discharging the cold accumulator, is able to maintain the required design temperature of the cycle air at 15°C for 6 hours, which is quite enough to cover the peak load of the working day. Technical and economic parameters of the plant are evaluated.

KEYWORDS: Combustion Turbine Inlet Cooling — CTIC, gas microturbine, cycle air, compression refrigerating unit, cold accumulator, ice water, frequency-controlled circulating pump, digital measuring system, software package LabVIEW, Virtual Instrument (VI)

Перспективы развития децентрализованной энергетики тесно связаны с газотурбинными установками (ГТУ) небольших мощностей, где в качестве тепловых двигателей применяются микротурбины (микро-ГТУ). На сегодняшний день в мире производится модельный ряд микро-ГТУ с единичными мощностями в диапазоне от 15 до 1000 кВт, которые при необходимости можно объединять в кластеры, что расширяет диапазон мощностей до 6 МВт.

Для всех ГТУ их расчетная мощность указывается в паспорте при поступлении на вход установки циклового воздуха с постоянным объемным расходом, определяемым температурой 15°C по международному стандарту ISO. С сезонным повышением температуры воздуха выше 15°C плотность циклового воздуха падает, что при соблюдении расчетного объемного расхода, поступающего в ГТУ, вызывает снижение массового расхода и падение вырабатываемой мощности. Зависимости производимой электрической мощности и КПД от сезонного повышения температуры воздуха для микро-ГТУ типа C-30 (мощность 30 кВтэл, фирма Capstone Inc., США) представлены фирмой-производителем и дополнены экспериментальными данными зарубежных исследователей на рисунках 1 и 2 соответственно [1, 2].

Поддержание мощности ГТУ на расчетном уровне достигается за счет

охлаждения циклового воздуха, поступающего в турбокомпрессор установки, до температуры 15°C по стандарту ISO с помощью различных технологических холодильных агрегатов, так называемых CTIC [3–7]. Техно-экономические аспекты положительного применения CTIC различных типов приведены в [8].

Аккумуляторы холода или термоаккумулирующие системы Thermal Energy Storage (TES) являются основными составляющими агрегатами ряда систем CTIC. Они осуществляют работу по охлаждению циклового

Рисунок 1. Зависимость изменения мощности микро-ГТУ от сезонного повышения температуры воздуха

Figure 1. The dependence of the power of a gas microturbine unit on the seasonal increase in air temperature

Рисунок 2. Зависимость КПД микро-ГТУ от сезонного повышения температуры воздуха
Figure 2. The dependence of the efficiency of a gas microturbine unit on the seasonal increase in air temperature

воздуха в пиковые часы, а затем заряжаются от механического рефрижератора по льготному ночному тарифу. Запасаемой холод массой аккумулятора может быть водяная этиленгликолевая смесь или специальные капсулы с наполнителем, изменяющим свое фазовое состояние при плавлении [9, 10]. Наиболее простой и эффективной в работе массой аккумулятора является водяной лед с циркулирующей вокруг него и далее в воздухоохладителе ледяной водой. Воздух, направляемый в ГТУ, проходит через теплообменник с этой средой, что снижает его температуру до уровня 15°C по стандарту ISO.

В настоящее время системы СТЭС с аккумулятором холода на основе водяного льда еще мало изучены и нет точных данных как по ресурсу работы на аккумулярованном запасе льда, так и значениям получаемой выходной температуры. Для этого на кафедре ЭВТ НИУ «МЭИ» был создан испытательный стенд на базе компрессионного холодильного агрегата с аккумулятором холода, где возможно создавать запас льда и использовать его для охлаждения циклового воздуха, поступающего в микро-ГТУ Capstone C-30 мощностью 30 кВтэл. Аккумулятор холода позволял накапливать и хранить запас водяного льда массой до 200 кг. Испытательный стенд также включал в себя водо-воздушный теплообменник-охладитель воздуха и измерительно-регулирующий комплекс на базе промышленной микро-ЭВМ фирмы National Instruments Inc. с комплектом датчиков температуры резистивного типа.

На рисунке 3 представлена схема системы СТЭС, выполненная на базе компрессионной холодильной установки, дополненной аккумулятором холода с запасом водяного льда.

Стенд включал в себя реле управления вентилятором, подающим охлажденный воздух в микро-ГТУ, и циркуляционный насос, обеспечивающий пропуск ледяной воды через теплообменник вентилятора. В случае превышения значения температуры подаваемого воздуха в 15°C вентилятор начинал продувать цикловой воздух через воздухоохладитель, охлаждая его ледяной водой и подавая в микро-ГТУ.

В микро-ЭВМ с операционной системой Windows 7 был предустановлен пакет графического программирования Laboratory Virtual Instrumentation Engineering Workbench (LabVIEW), что позволило сформировать виртуальный измерительный прибор (ВП). С помощью ВП в режиме реального времени осуществлялось непрерывное

измерение температур всех процессов и их визуализация на мониторе. Информация включала в себя сведения о температурах циркулирующей воды и воздуха, направляемого в микро-ГТУ.

На стенде установлено семь датчиков температуры: один для измерения температуры окружающего воздуха (T_0), остальные шесть датчиков располагались на воздухоохладителе. Датчики T_1 , T_2 и T_3 находились на выходе воздуха из охладителя в разных точках по высоте лопаток осевого вентилятора. Средняя температура воздушного потока, идущего в турбокомпрессор, определялась по показаниям этих трех датчиков.

Датчик T_4 также измерял температуру окружающего воздуха, но из-за теплового излучения аппаратуры его значения были несколько больше, чем у датчика T_0 . Датчики T_5 и T_6 измеряли температуру ледяной воды на выходе из воздухоохладителя и на входе в него.

Рабочий вид ВП, изображаемого на мониторе, представлен на рисунке 4.

С помощью ВП измеряемые значения температуры

Рисунок 3. Схема системы СТЭС на базе парокомпрессионной холодильной установки с аккумулятором холода

Figure 3. CTIC scheme based on a vapor compression refrigeration unit with a cold accumulator

Рисунок 4. Рабочее изображение ВП на мониторе системы

Figure 4. Working image of Virtual Instrument (VI) on the system monitor

всех датчиков представлялись как в числовом виде, так и в виде зависимостей изменения температуры по времени. Имелась возможность записи всех снятых значений температуры в Excel таблицы.

Одной из задач исследования являлось выявление точных значений времени до полной зарядки и времени до полной разрядки аккумулятора холода.

Полной зарядкой аккумулятора холода считался момент срабатывания датчиков соприкосновения льда на змеевиках намораживания льда в аккумуляторе холода, что сопровождалось автоматическим отключением холодильной установки. Полной разрядкой аккумулятора считалось состояние, при котором его змеевики больше не были покрыты слоем льда, а температура на выходе из воздухоохладителя была равна температуре окружающего воздуха.

После ряда циклов исследований было выявлено, что бак с аккумулирующей способностью 200 кг льда при окружающей температуре воздуха 19°C–25°C способен полностью зарядиться за 6–7 часов.

Для процесса разрядки аккумулятора холода приведены основные результаты. В начале исследования на ВП выбирались параметры для сохранения результатов и периодичности снятия показаний датчиков температуры. Замеры проводились с периодом измерения равным 0,5 Гц, т. е. все датчики опрашивались один раз в две секунды.

В течение первой минуты после запуска ВП воздухоохладитель и циркуляционный насос не запускались, давая ВП измерить и записать значения всех датчиков при температуре окружающей среды. По истечении минуты запускались насос и воздухоохладитель, при этом практически мгновенно фиксировалось снижение температуры циркулирующей воды, входящей в воздухоохладитель T_6 , а затем и температуры циклового воздуха, выходящего из воздухоохладителя T_1 , T_2 , T_3 (рисунок 5).

На рассматриваемом графике видно, что уже через 3,5 минуты температура воды на входе в воздухоохладитель становится равной 6,2°C, значение температуры на датчиках T_1 и T_2 от температуры 23,6°C (температура окружающего воздуха) снижается до значения, равного 10,2°C и 7°C, а через 10 минут макет системы СТIC переходит в стационарный режим и устанавливает температуры на выходе из воздухоохладителя равными: $T_1=9^\circ\text{C}$; $T_2=6^\circ\text{C}$; $T_3=10,5^\circ\text{C}$. В таком режиме система проработала 3 часа, после чего температура на всех датчиках начала повышаться. Еще через 1 час температура воздуха на выходе из воздухоохладителя стала равной 15°C. С температурой окружающей среды температура на выходе из воздухоохладителя при частоте работы циркуляционного насоса 50 Гц, сравнялась через 6,5 часов после начала эксперимента.

Главной задачей исследования было продление работы системы СТIC в режиме разрядки аккумулятора холода. Единственным на текущий момент возможным способом продления работы системы являлось изменение подачи у циркуляционного насоса ледяной воды, которое можно было выполнить с помощью частотного преобразователя. Уменьшение частоты напряжения питания насоса с 50 Гц до 25 Гц привело практически к мгновенному увеличению температур воздуха из воздухоохладителя в 1,8 раза (рисунок 6).

Для наглядности приведены значения температурного датчика T_1 до и после изменения частоты. При 50 Гц $T_1=8,4^\circ\text{C}$, при 25 Гц $T_1=14,6^\circ\text{C}$. Как видно, значения температуры практически совпадают с допустимой по ISO расчетной для ГТУ температурой циклового воздуха в 15°C. В результате такое снижение частоты вращения позволило практически в 1,5 раза увеличить работу аккумулирующей системы, сохраняя при этом температуру циклового воздуха на уровне 15°C.

Технико-экономический анализ стендовой системы СТІС

Проведенный анализ выполнен для микро-ГТУ C-30 Capstone (вырабатываемая мощность 30 кВтэл) при условии непрерывной работы холодильной системы СТІС в течение 5 месяцев в году, в предположении, что среднесуточная температура окружающего воздуха будет выше 15°C. Также предполагается, что микро-ГТУ работает или с разряжаемым аккумулятором холода и подачей ледяной воды в теплообменник (период разрядки 6 часов), выдавая при этом полную электрическую мощность, или в режиме зарядки аккумулятора с выключенной подачей ледяной воды (период зарядки 4 часа), с потерей 20% вырабатываемой мощности и закупкой недостающего дефицита мощности по пиковым или ночным тарифам. Комбинированный режим работы — зарядка льдом аккумулятора холода, совмещаемая с подачей от него охлажденной воды в тепло-

обменник циклового воздуха и частичной закупкой недостающей мощности, не рассматривался.

Существующая на стенде холодильная установка с аккумулятором холода имеет электрическую мощность 2,6 кВт. Время приготовления 200 кг льда в аккумуляторе составляет 4 часа. Оценка проводилась из расчета начала разрядки аккумулятора в наиболее пиковое время потребления мощности от микро-ГТУ (с 10 до 16 часов), последующей зарядки аккумулятора с закупкой дефицита мощности по пиковому тарифу (с 16 до 20 часов) и последующей его второй разрядкой (с 20 часов до 2 часов). В оставшийся период (с 2 часов до 10 часов) аккумулятор заряжался и не функционировал до 10 часов. Требуемая недостающая электрическая мощность покупается по ночному или пиковому тарифам.

В результате расчетов было получено, что использование рассматриваемой системы СТІС совместно с микро-ГТУ C-30 в течение периода сезонного повышения температур в 5 месяцев требует покупки электроэнергии для привода холодильной установки и покрытия дефицита в вырабатываемой ГТУ мощности на сумму около 53 тыс. рублей. Работа рассматриваемой микро-ГТУ без системы СТІС в указанный период требует для покрытия дефицита вырабатываемой мощности суммы примерно в 101 тыс. рублей.

Экономия средств от использования системы СТІС составляет 48 тыс. рублей в сезон. (Если учесть, что в некоторые моменты времени имеется невостребованная электрическая мощность, получаемая непосредственно от микро-ГТУ, то эта мощность может использоваться для зарядки аккумулятора и с учетом ее себестоимости на уровне 1,2 руб. за 1 кВт·ч сумма экономии значительно возрастает).

Оценка срока окупаемости для рассматриваемого случая не проводилась, так как система представляла собой макет, сформированный из разных комплектующих, приобретаемых по разным источникам финансирования.

Выводы

Проведенные исследования макета системы охлаждения циклового воздуха на входе в микро-ГТУ, выполненной на базе компрессионной холодильной установки с аккумулятором холода, показали, что рассматриваемая система является оптималь-

Рисунок 5. Динамика охлаждения циклового воздуха при подаче насосом ледяной воды с частотой питания электропривода 50 Гц.

Figure 5. Cyclic air cooling rate, ice water is pumped at an electric drive frequency of 50 Hz.

Рисунок 6. Динамика охлаждения циклового воздуха при подаче насосом ледяной воды со сниженной частотой питания до 25 Гц

Figure 6. Cyclic air cooling rate, icy water is pumped at a reduced electric drive frequency of up to 25 Hz

ной для подготовки циклового воздуха в погодных условиях России. Система СТІС в режиме разрядки аккумулятора способна поддерживать необходимую расчетную температуру циклового воздуха в 15°C в течение 6 часов, что вполне достаточно для покрытия пиковой нагрузки рабочего дня. (Необходимо также принять во внимание, что эксперимент проводился на макетном стендовом образце в далеких от идеальных условиях, поэтому при доработке системы значение времени разрядки аккумулятора может быть увеличено).

На текущий момент для оптимизации системы по времени работы было доступно только ступенчатое частотное регулирование двигателя насоса, что, тем не менее, выявило его как очень действенный метод, поэтому этот метод планируется использовать и для регулирования привода вентилятора воздухоохладителя. Совершенствование структуры ВП, создаваемого в среде LabVIEW, в направлении одномоментного автоматического регулирования работы насоса и вентилятора в системе СТІС позволит реализовать киберфизическую модель управления и существенно увеличить ресурс активной работы установки.

Список использованных источников

1. Product Specification Model C30 Capstone MicroTurbine, 460000 Rev. J. (December 2010): [Electronic resource.] // Capstone Turbine Corporation. URL: <https://www.capstoneturbine.com/> (Date of asking: 28.04.2018.)
2. Friedrich M., Armstrong P. R., Smith D. L. New technology demonstration of microturbine with heat recovery at Fort Drum, New York. Pacific Northwest National Laboratory Richland, Washington 2004.
3. Punwani D. V. Turbine inlet cooling case study for an industrial CHP system for multiple buildings in the Midwest. Intern. District Energy Association Annual Conf. Chicago, Illinois, June 2012.
4. Buecker B., Mieckowski C. Turbine Inlet Air Cooling Cutting Edge Technology. Power Engineering. April 2012; 116(4): 58–62.
5. Hany A. Al-Ansary, Jamel A. Orfi, Mohamed E. Ali Impact of the use of a hybrid turbine inlet air cooling system in arid. Climates Energy Conversion and Management 2013; (75): 214–223.
6. Наши Шахин, Хасан Акул – Фритерм А. С. Системы охлаждения циклового воздуха для газовых турбин // Турбины и дизели 2011, (2): 28–31.
7. Наши Шахин, Хасан Акул – Фритерм А. С. Системы охлажде-

ния циклового воздуха для газовых турбин// Турбины и дизели 2011, (3): 32–35.

8. Sepehr Sanaye, Abbasali Fardad, Masoud Mostakhdemi. Thermoeconomic optimization of an ice thermal storage system for gas turbine inlet cooling. Energy 2011; (36): 1057–1067.
9. R. Chacartegui, F. Jimenez-Espadafor, D. Sanchez. T. Sanchez. Analysis of combustion turbine inlet air cooling systems applied to an operating cogeneration power plant. Energy Conversion and Management 2008; (49): 2130–2141.
10. Jean-Pierre Bedecarrats, Francoise Strub. Gas turbine performance increase using an air cooler with a phase change energy storage. Applied Thermal Engineering 2009; (29): 1166–1172.

References

1. Product Specification Model C30 Capstone MicroTurbine, 460000 Rev. J. (December 2010): [Electronic resource.] // Capstone Turbine Corporation. URL: <https://www.capstoneturbine.com/> (Date of asking: 28.04.2018.)
2. Friedrich M., Armstrong P. R., Smith D. L. New technology demonstration of microturbine with heat recovery at Fort Drum, New York. Pacific Northwest National Laboratory Richland, Washington 2004.
3. Punwani D. V. Turbine inlet cooling case study for an industrial CHP system for multiple buildings in the Midwest. Intern. District Energy Association Annual Conf. Chicago, Illinois, June 2012.
4. Buecker B., Mieckowski C. Turbine Inlet Air Cooling Cutting Edge Technology. Power Engineering. April 2012; 116(4): 58–62.
5. Hany A. Al-Ansary, Jamel A. Orfi, Mohamed E. Ali Impact of the use of a hybrid turbine inlet air cooling system in arid. Climates Energy Conversion and Management 2013; (75): 214–223
6. Nashi Shahin, Hassan Akul – Friterm A. S. Combustion turbine inlet cooling systems for gas turbines. Turbines and diesel engines 2011; 2: 28–31. (In Russ.)
7. Nashi Shahin, Hassan Akul – Friterm A. S. Combustion turbine inlet cooling systems for gas turbines. Turbines and diesel engines 2011; (3): 32–35. (In Russ.)
8. Sepehr Sanaye, Abbasali Fardad, Masoud Mostakhdemi. Thermoeconomic optimization of an ice thermal storage system for gas turbine inlet cooling. Energy 2011; (36): 1057–1067.
9. R. Chacartegui, F. Jimenez-Espadafor, D. Sanchez. T. Sanchez. Analysis of combustion turbine inlet air cooling systems applied to an operating cogeneration power plant. Energy Conversion and Management 2008; (49): 2130–2141.
10. Jean-Pierre Bedecarrats, Francoise Strub. Gas turbine performance increase using an air cooler with a phase change energy storage. Applied Thermal Engineering 2009; (29): 1166–1172.