

УДК 621.438

А.К. ЧЕРЕДНИЧЕНКО, М.Р. ТКАЧ, Н.В. ВАЩИЛЕНКО

Национальный университет кораблестроения имени адмирала Макарова, Украина

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ МОБИЛЬНЫХ ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК СЛОЖНЫХ ЦИКЛОВ ПРИМЕНЕНИЕМ ПРОМЕЖУТОЧНОГО ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ

Проанализированы требования, которые предъявляются к энергетическим установкам мобильных объектов. Рассмотрены газотурбинные установки сложных циклов без пароводяных утилизационных контуров. Приведены результаты исследования характеристик газотурбинной установки, оснащенной теплообменником - регенератором с промежуточным жидкометаллическим теплоносителем. Показано, что применение теплообменных аппаратов с промежуточным теплоносителем в составе газотурбинных установок сложных циклов обеспечивает существенное уменьшение габаритов мобильных энергетических комплексов.

Ключевые слова: газотурбинный двигатель, промежуточный теплоноситель, регенерация тепла, энергонасыщенность.

Введение

Для современных мобильных энергетических комплексов различного назначения, например, энергетических установок круизных лайнеров, специализированных судов FPSO, морских буровых платформ, плавучих электростанций, блочно-модульных электростанций, транспортных энергокомплексов характерно использование газотурбинных технологий, которые дают возможность создания единого энергокомплекса для выработки всех необходимых видов энергии с эффективным использованием различных топлив.

1. Формулирование проблемы

Газотурбинные двигатели энергетических установок мобильных объектов отличаются от ГТД стационарных энергетических установок более жесткими требованиями по массогабаритным характеристикам и характеристиками надежности, что влечет за собой относительное снижение КПД двигателя и ограничения по температуре газа перед турбиной.

На сегодняшний день высокоэффективный и надежный ГТД мобильного энергокомплекса может быть создан путем реализации сложных циклов. При этом решается многовариантная задача, связанная с минимизацией массогабаритных характеристик и гидравлических сопротивлений в газоздушном тракте, и, одновременно, с максимизацией коэффициента полезного действия. В данной работе рассмотрены установки сложных циклов без пароводяных утилизационных контуров.

2. Решение проблемы

В практике проектирования энергетических комплексов на базе ГТУ сложных циклов [1] наибольшее распространение получил способ регенерации тепла отходящих газов путем введения в схему теплообменника-регенератора. Применение регенератора такого типа влечет за собой усложнение конфигурации газоздушного тракта и нарушение равномерности потока, вызывающие значительный рост потерь полного давления и тепла, утечки рабочих сред. Повышение степени регенерации для такого теплообменника ограничено значительным увеличением площади теплопередающей поверхности регенератора. При блочно-модульном исполнении энергокомплекса для оценки габаритных показателей может использоваться такой критерий, как энергонасыщенность модуля по объему, представляющий собой отношение мощности на выходном валу двигателя к объему энергомодуля, k_v (кВт/м³). Для транспортного ГТД простого цикла мощностью 16 МВт (UGT16000) этот показатель ~ 300 кВт/м³. Предварительная проработка показала, что для ГТУ с гладкотрубным регенератором «котельного» типа [2], размещенным в выхлопном тракте газотурбинного двигателя энергонасыщенность составит около 5 кВт/м³. Столь низкая характеристика объемной энергонасыщенности не соответствует требованиям, предъявляемым к мобильным энергокомплексам.

Известным путем повышения эффективности ГТУ сложных циклов является «воздушная утилизация» с применением воздушной турбины или дополнительного воздушно-турбинного двигателя [3].

Недостатком таких установок (как и для предыдущей схемы) являются низкая энергонасыщенность и большая масса установки за счет габаритов утилизационного теплообменника [4].

Дальнейшее повышение эффективности мобильной ГТУ сложного цикла может быть связано с термохимической регенерацией тепла отходящих газов ГТД путем конверсии топлива в смесь газов с более высокой теплотворной способностью [5]. Принципиально возможна совместная термодинамическая и термохимическая регенерация тепла [6]. В зависимости от конструктивного размещения термохимического реактора (до или после регенератора) возможна конверсия таких топлив как метанол, диметиловый эфир, а также этанола и метана.

Существенным препятствием в реализации и этой схемы является увеличение потерь полного давления при размещении термохимического реактора в газовыпускном тракте ГТД.

Рациональным путем повышения эффективности мобильных ГТУ с регенеративными ГТД может быть применение теплообменника-регенератора в виде комплекса из двух теплообменников, тепловая связь между которыми осуществляется контуром промежуточного теплоносителя (ПТН). Хотя использование такого теплоносителя и представляет определенную проблему, но позволяет уменьшить габариты за счет существенного улучшения процессов теплопередачи и снизить потери в газоздушном тракте.

Определение характеристик выполнено применительно к регенеративной ГТУ с двухсекционным теплообменником газоотвода (ТГО), размещенным на выходе ГТД и двухсекционным теплообменником компрессора (ТКО) с переносом тепла промежуточным "тяжелым" жидкометаллическим теплоносителем [7] (рис. 1, а). Прокачка промежуточного теплоносителя осуществляется последовательно через каждый теплообменник отдельными циркуляционными насосами.

Параметры ГТД с регенерацией тепла отходящих газов соответствуют данным табл. 1.

Таблица 1

Диапазон параметров регенеративного ГТД

Параметры цикла	Степень регенерации, R	
	0,8	0,85
число компрессоров, n_k	1	
число турбин, n_t	2	
температура газов перед ТВД, T_3	1223 К	
степень повышения давления в цикле, π_k	4,0...7,0	
расход воздуха через компрессор ГТД, G_k	~ 90 кг/с	
мощность ГТД, N_e	~ 16000 кВт	

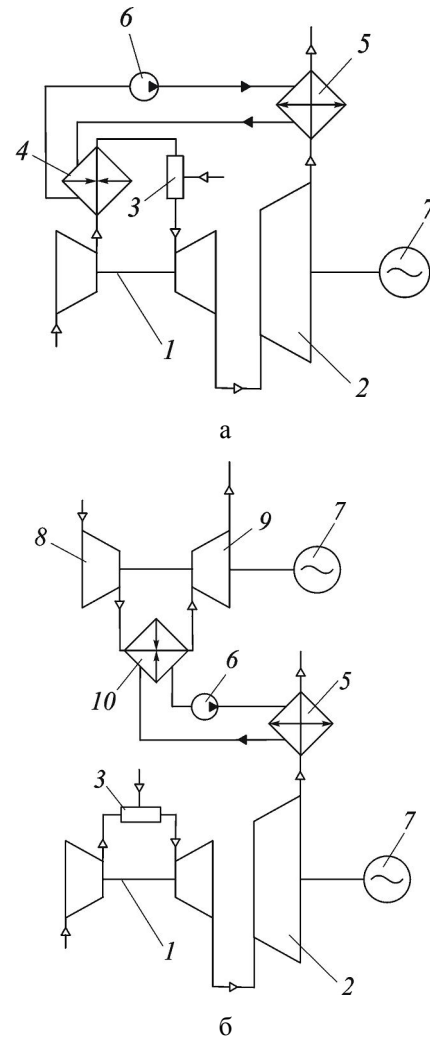


Рис. 1. Схемы ГТУ с ПТН:

- а – регенеративная ГТУ; б – ГТУ с воздушной теплоутилизирующей турбинной установкой (ВТТУ)
 1 – турбокомпрессорный блок; 2 – силовая турбина;
 3 – камера сгорания; 4 – ТКО; 5 – ТГО;
 6 – циркуляционный насос ПТН; 7 – генератор;
 8 – компрессор ВТТУ; 9 – турбина ВТТУ;
 10 – нагреватель воздуха

Диапазон значений степени регенерации принят 0,8...0,85, так как дальнейшее увеличение R сопровождается значительным увеличением теплообменной поверхности.

Температура газов перед турбиной ограничивалась диапазоном 900...1100°C в соответствии с рекомендациями [2], исходя из требований по обеспечению надежности мобильных энергокомплексов.

При выборе степени повышения давления в цикле оценивалась эффективность регенератора. В качестве критерия принималась тепловая мощность регенератора в относительном виде:

$$\bar{N} = N_T / N_e,$$

где N_T – тепловая мощность регенератора.

Результаты расчетов позволили выявить существенную взаимосвязь параметров регенеративного ГТД (рис. 2).

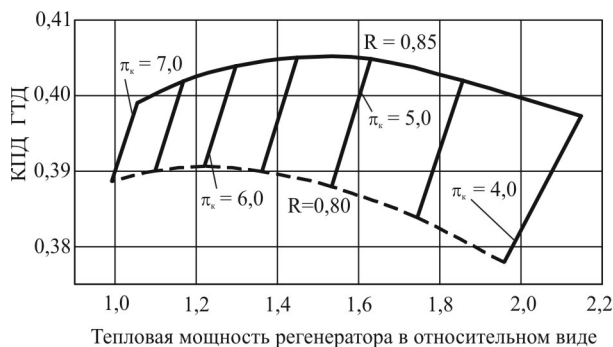


Рис. 2. Взаимосвязь КПД ГТД и тепловой мощности регенератора (в относительном виде)

Рассмотрена модульная схема регенератора с вертикальным исполнением теплообменника газотовода и среднearифметическим распределением температурных напоров. Вследствие размещения ТКО "вокруг ГТД" принята его двухсекционная конструкция.

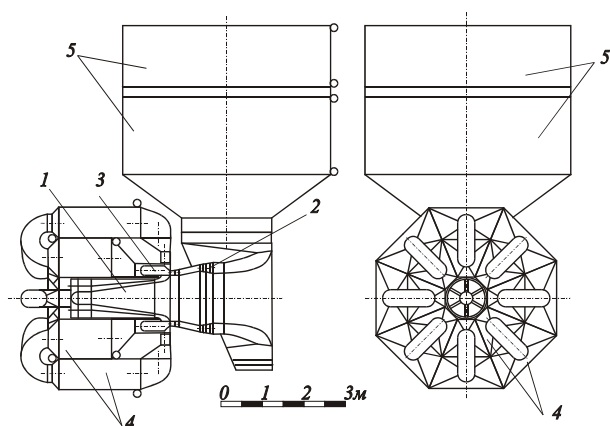


Рис. 3. Конструктивная схема ГТД с промежуточным теплоносителем (табл. 1) поз. рис. 1

Теплообменник компрессора выполнен из ряда одинаковых модульных секций, трубные пучки в которых коридорные, гладкотрубные и набраны из труб 18×2 (рис.3).

Трубные пучки теплообменника ТГО выполнены горизонтальными, коридорными, гладкотрубными и набраны из труб диаметром 12×1,5. Соотношение площадей верхней и нижней секции теплообменника ТГО составляет ≈ 4/5.

Естественно, оребрение трубок по воздушной и газовой сторонам позволяет существенно снизить габариты теплообменников, но увеличивает их стоимость.

Наибольшее влияние на показатели объёмной энергонасыщенности мобильного энергокомплекса

на базе регенеративного ГТД оказывают габариты теплообменника газотовода. Объем ТГО существенно зависит от π_k . Так при $R = 0,85$ для степеней сжатия в компрессоре 4,5 и 6,5 КПД ГТД равны и ниже максимального на 0,5%, а объем ТГО уменьшается на 17 % при большем значении π_k (рис. 4).

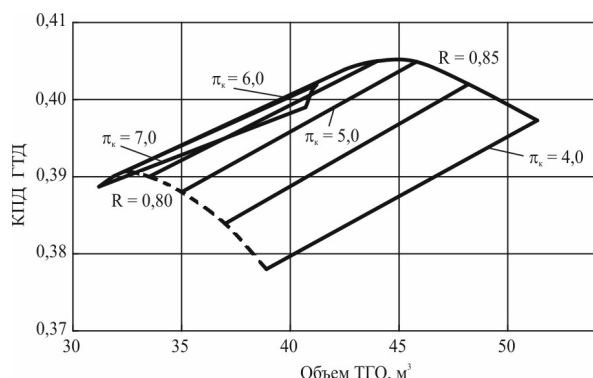


Рис. 4. Взаимосвязь КПД ГТД и объема ТГО (параметры ГТД см. табл. 1)

Согласно проведенным конструктивным разработкам для регенеративного ГТД ($R = 0,85$, $\pi_k = 5$) энергонасыщенность составила ~ 45 кВт/м³. Это сопоставимо с характеристиками среднеоборотных дизельных двигателей такой же мощности (например, для двигателей 8L64 и 16V46 фирмы Wärtsilä $k_v = 49 \dots 50$ кВт/м³).

Теплообменник с контуром промежуточного теплоносителя может быть успешно применен и для улучшения характеристик ГТУ с воздушными теплоутилизирующими установками (см. рис. 1б).

Для установок с совместной термодинамической и термохимической регенерацией тепла применение двухконтурного теплообменника с промежуточным теплоносителем дает возможность разместить термохимический реактор вне газовыпускного тракта ГТД. Исследования показывают, что температура ПТН на выходе из нижней секции ТГО составляет 780...870 К. Такой температурный диапазон позволяет осуществить эффективную термохимическую регенерацию при использовании большинства углеводородных топлив.

Заключение

1. Применение промежуточного теплоносителя обеспечивает весьма существенное (в несколько раз) уменьшение габаритов регенеративной ГТУ.

2. Дальнейшее уменьшение габаритов теплообменников ГТУ сложной схемы с промежуточным теплоносителем – регенеративного ГТД – на 15...20% достигается путем выбора π_k выше оптимального по КПД (в условиях снижения КПД не более чем на 0,5%).

Литература

1. Коваль В.А. О выборе термодинамической схемы газотурбинной установки промышленного назначения / В.А. Коваль, А.А.Тарелин // Вестник Национального технического университета «ХПИ». - Х.: НТУ "ХПИ", 2008. - № 35. - С. 72-77.

2. Особенности создания газотурбинной установки регенеративного цикла для ГПА / В.В. Романов, В.Е. Спицын, А.Е. Боцула, С.Н.Мовчан, В.Н. Чобенко // Восточно-европейский журнал передовых технологий. – 2009. – № 4 (40). – С. 16-19.

3. Тарелин А.А. Оценка эффективных путей развития отечественных приводных двигателей для газотранспортной системы / А.А. Тарелин, В.А. Коваль, В.А. Ковалева // Восточно-европейский журнал передовых технологий. – 2009. – № 4 (40). – С. 4-8.

4. Перспективы создания и применения воздушных турбинных теплоутилизирующих установок /

О.С. Кучеренко, О.С. Мовчан, А.А. Филоненко, В.В. Кузнецов, А.П. Шевцов // Вестник Национального технического университета «ХПИ». - Х.: НТУ "ХПИ", 2008. - № 35. - С. 89-96.

5. Носач В.Г. Энергия топлива / В.Г.Носач; отв. ред. Еринов А.Е.; АН УССР, институт технической теплофизики. – К.: Наук. думка, 1989. – 148 с.

6. Ткач М.Р. Эффективность газотурбинной установки с термодинамической и термохимической регенерацией тепла отходящих газов / М.Р. Ткач, А.К. Чердніченко // Авиационно-космическая техника и технология. – 2009. – № 7 (64). – С. 19-22.

7. Теплоносители свинец-висмут и свинец в новых технологиях по переработке жидкостей и газов / Ю.И. Орлов, П.Н. Мартынов, К.Д. Иванов и др. // Конференция «Тяжелые жидкометаллические теплоносители в ядерных технологиях». – Обнинск, 2003.

Поступила в редакцию 20.04.2010

Рецензент: д-р техн. наук, проф. Б.Г. Тимошевский, Национальный университет кораблестроения имени адмирала Макарова, Николаев.

ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ МОБІЛЬНИХ ГАЗОТУРБІНИХ УСТАНОВОК СКЛАДНИХ ЦИКЛІВ ВИКОРИСТАННЯМ ПРОМІЖНОГО ТЕПЛОНОСІЯ

О.К. Чердніченко, М.Р. Ткач, М.В. Ващиленко

Проаналізовані вимоги, що висувають до енергетичних установок мобільних об'єктів. Розглянути газотурбінні установки складних циклів без пароводяних утилізаційних контурів. Наведені результати дослідження характеристик газотурбінної установки, яка обладнана теплообмінником-регенератором з проміжним рідкометалевим теплоносієм. Доведено те, що використання теплообмінних апаратів з проміжним теплоносієм в складі газотурбінних установок складних циклів забезпечує суттєве зменшення габаритів мобільних енергетичних комплексів.

Ключові слова: газотурбінний двигун, проміжний теплоносій, регенерація теплоти відпрацьованих газів, ступень підвищення тиску, енергонасиченість.

THE WAYS OF MOBIL GAS TURBINE POWER PLANT WITH INTERMEDIATE COOLANT EFFICIENCY INCREASE

A.K. Cherednichenko, M.R. Tkach, N.V. Vaschilenko

The requirements that apply to mobile power plant are analyzed in the paper. The complex gas turbine power plants with water-steam recycling are considering. The results of the research of gas turbine equipped with a heat exchanger – regenerator with an intermediate liquid metal coolant' characteristic are investigated. It has been proved that the use of the heat-exchanger with intermediate coolant in the complex circle gas turbine provides a significant reduction of mobile power plants' mass-volume characteristics.

Key words: gas turbine engine, intermediate coolant, heat recycling, mass-volume characteristics.

Чердніченко Александр Константинович – канд. техн. наук, доцент кафедры судовых и стационарных энергетических установок Национального университета кораблестроения им. адмирала Макарова, Николаев, Украина, e-mail: oleksandr.cherednichenko@nuos.edu.ua.

Ткач Михаил Романович – д-р техн. наук, зав. кафедрой теоретической механики Национального университета кораблестроения им. адмирала Макарова, Николаев, Украина, e-mail: Mikhaylo.Tkach@nuos.edu.ua.

Ващиленко Николай Витальевич - канд. техн. наук, доцент кафедры турбин Национального университета кораблестроения им. адмирала Макарова, Николаев, Украина.