Efficiency Analysis of Methanol Usage for Marine Turbine Power Plant Operation Based on Waste Heat Chemical Regeneration

Cherednichenko O.C.
Admiral Makarov National University of Shipbuilding
Mykolaiv, Ukraine

Abstract. The issues of improving the efficiency of methanol usage as a promising marine power plant fuel with low carbon content are discussed. The main aim of the research is an analysis of characteristics of advanced marine gas turbine power plants with the combined thermodynamic and thermochemical regeneration of waste heat. The possible methanol conversion at the expense thermochemical heat regeneration of marine engines recoverable resources has been revealed. The analysis of parameters influences of the waste heat recoverable resources, as well as restrictions related to the engine system of gas fuel injection, on the efficiency of methanol conversion has been carried out. It was demonstrated that the simulation of methanol steam conversion processes results in the pressure increase in the reactor, which, in its turn, causes a shift of conversion efficiency process towards higher temperature area. The calculation scheme of steam injection gas turbine plant with the joint thermodynamic and thermochemical regeneration of waste heat is demonstrated. The results of mathematical simulation of the processes in regeneration plant under the 3.4 MW constant capacity and heat exchanger thermal ratio of 0.85 were obtained. The cycle optimization has been based on the efficiency of plant under the conditions of variation of water/methanol ratio and gas temperatures in thermochemical regenerator. The efficiency increase constituted 4% relative to characteristics of the base engine operating on methanol. The estimation of carbon content in produced syngas has shown that thermochemical regeneration of methanol conversion by using the waste heat can reduce the energy efficiency by 1.5 times.
Keywords**:** ship power plant, methanol reforming, thermochemical regeneration, gas turbine engine, waste heat.
DOI: 10.5281/zenodo.2650429

Analiza eficacității utilizării etanolului pentru instalațiile cu turbine cu gaz ale navelor cu recuperarea termochimică a căldurii gazelor de eșapament

Cerednichenko A.K.
Universitatea Națională de Construcții Navale în numele amiralului Makarov
Nikolaev, Ucraina
Rezumat. Acest articol abordează aspecte legate de îmbunătățirea eficienței utilizării metanolului, ca un combustibil marin de perspectivă cu conținut redus de carbon. Scopul principal al cercetării constă în analiza caracteristicilor instalațiilor navale de persepctivă cu turbine cu gaze cu regenerare termodinamică și termochimică concomitentă la funcționarea cu produse de conversie ale combustibililor de hidrocarburi. Pentru atingerea acestui scop al studiului a fost efectuată o analiză comparativă a caracteristicilor combustibililor alternativi și tradiționali a navelor, ceea ce a evidențiat indicatorii-cheie care afectează indicele de eficiență energetică. Sunt identificate aspectele legate de sporirea eficienței utilizării gazului de sinteză produs ca combustibil obținut prin recuperarea termochimică a căldurii resurselor energetice secundare ale motoarelor navale. Influența asupra eficienței conversiei parametrilor de resurse secundare de energie și a limitărilor asociate cu sistemul de alimentare cu combustibil gazos la motor sunt analizate folosind metode matematice de modelare. Din rezultatele de simulare a proceselor de conversie a metanolului, rezultă că creșterea presiunii în reactor duce la o schimbare a eficienței conversiei într-o zonă cu temperaturi mai ridicate. A fost elaborată o schemă pentru o unitate de turbină cu gaz de contact cu regenerare termodinamică și termochimică. Se prezintă principalele prevederi ale modelului matematic și rezultatele modelării matematice ale proceselor din instalația regenerativă pentru puterea fixă de 3,4 MW, gradul de regenerare de 0,85 și temperatura gazului la intrarea în turbină egală cu 1270 K. Optimizarea ciclului a fost efectuată în funcție de eficiența instalației prin modificarea raportului apă / metanol și a temperaturii gazului după regeneratorul termodinamic.
Cuvinte-cheie: instalații energetice, electrice, conversie metanol, recuperare termochemică de căldură, motor cu turbină cu gaz, căldură gazelor de eșapament.

Анализ эффективности применения метанола для судовой газотурбинной установки с термохимической регенерацией тепла отходящих газов

Чередниченко А.К.
Национальный университет кораблестроения имени адмирала Макарова
Николаев, Украина

Аннотация. В данной статье обсуждаются аспекты повышения эффективности применения метанола, как перспективного судового топлива с низким содержанием углерода. Основной целью исследования является анализ характеристик перспективных судовых газотурбинных установок с совместной термодинамической и термохимической регенерацией при работе на продуктах конверсии углеводородных топлив. Для достижения цели исследования проведен сравнительный анализ характеристик альтернативных и традиционных судовых топлив, который выявил ключевые показатели, влияющие на индекс энергоэффективности. Выявлены аспекты повышения эффективности применением в качестве топлива синтез-газа, полученного за счет термохимической регенерации тепла вторичных энергоресурсов судовых двигателей. Методами математического моделирования проанализировано влияние на эффективность конверсии параметров вторичных энергоресурсов и ограничений, связанных с системой подачи газообразного топлива в двигатель. Из результатов моделирования процессов конверсии метанола следует, что повышение давления в реакторе приводит к смещению эффективности конверсии в зону более высоких температур. Разработана схема контактной газотурбинной установки с совместной термодинамической и термохимической регенерацией. Приведены основные положения математической модели. Представлены результаты математического моделирования процессов в регенеративной установке в условиях фиксированной мощности 3,4 МВт, степени регенерации 0,85 и температуры газов перед турбиной 1270 К. Оптимизация цикла проводилась по коэффициенту полезного действия установки при варьировании отношения вода/метанол и температуры газов за термодинамическим регенератором. Рост коэффициента полезного действия составил 4% по отношению к параметрам базового двигателя, работающего на метаноле. Расчет содержания углерода в полученном синтез-газе показал, что термохимическая регенерация сбросного тепла с паровой конверсией метанола позволяет снизить значение коэффициента энергоэффективности в 1,5 раза. Результаты исследований могут быть использованы при проектировании энергетических установок перспективных судов.

Ключевые слова: энергетическая установка, конверсия метанола, термохимическая регенерация тепла, газотурбинный двигатель, тепло отходящих газов.

ВВЕДЕНИЕ

Мировая экономика продолжает расти, что частично обусловлено глобальным ростом населения. В тоже время свыше 80% роста стимулируется усиливающимся влиянием на мировую экономику большого и растущего среднего класса в странах с развивающейся экономикой [1]. Эта тенденция вызывает рост мировой торговли и усиливает влияние транспортной системы и, главным образом, ее основной компоненты – транспортировки грузов морем. Согласно отчету United Nations Conference on Trade and Development (UNCTAD) свыше 70% стоимости мировой торговли перевозится на борту судов [2]. В 2017 г. общий объем перевезенного водным путем груза составил 10,7 млрд. тонн. При этом среднесрочные прогнозы развития морских перевозок предполагают ежегодный рост на 3,8 % на период 2018 – 2023 гг. [3].

Повышения эффективности использования потенциала энергоносителей в совокупности с минимизацией ущерба окружающей среде – парадигма проектирования энергетического оборудования в современном мире. В связи с этим, требования законодательных актов *IMO* (*International Maritime Organization*) жестко регламентируют выбросы вредных веществ от объектов судоходства. Согласно резолюциям *IMO* для каждого нового судна валовой вместимостью ≤ 400 т необходимо определять требуемый *(Required)* и достижимый *(Attained)* конструктивный индекс энергетической эффективности судна *EEDI (Energy Efficiency Design Index)*, а также операционный индекс *EEOI (Energy Efficiency Operational Index)* при проектировании, постройке и эксплуатации судна [4]. *EEDI* вычисляется в зависимости от типа судна и дедвейта с учетом поправочного коэффициента, который постепенно будет ужесточаться вплоть до 2025 г. *Attained EEDI* вычисляется в соответствии с методикой *IMO* и должен быть ≥ *Required EEDI*. Физический смысл индексов идентичен и представляет собой отношение массы произведенного энергетической установкой судна парникового газа CO_2 к величине транспортной работы судна, г CO_2/т-миль:

$$EEDI = CO_2emission/Transport\ work = Engine\ power \times SFC \times C_F/(DWT \times speed). \quad (1)$$

Требования IMO непосредственно связаны с повышением эффективности использования энергии топлива в судовой энергетике и применением альтернативных топлив. Это формирует запрос практики, направленный на адаптацию энергосберегающих технологий в судовую энергетику, разработку перспективных схем транспортных энергокомплексов, а также исследование процессов в судовом энергетическом оборудовании.

Современные малооборотные дизельные двигатели (МОД) являются основой судовой энергетики. Они имеют высокий КПД, превышающий 50 % и большую агрегатную мощность, что обеспечило возможность применения таких двигателей на большинстве типов морских транспортных судов [5]. Достаточно широко в судовой энергетике представлены и среднеоборотные (СОД) дизельные двигатели с механической или электрической передачей мощности на движитель. Некоторое распространение на коммерческом флоте получили турбинные установки, в том числе с газотурбинными двигателями (ГТД). Так только основной производитель морской газотурбинной техники (43% рынка) компания GE поставила 86 ГТД для 47 газотурбинных (ГТУ) и комбинированных установок коммерческих судов.

Утилизация вторичных энергоресурсов тепловых двигателей позволяет повысить эффективность использования энергии топлива в судовой пропульсивной установке. Анализ перспективных путей повышения энергоэффективности выявил термохимические технологии, предусматривающие конверсию углеводородных и альтернативных топлив, преобразование энергии в металлогидридных утилизационных установках, использование плазмохимических систем горения [6–12]. К этой группе относятся энергетические установки с термохимической конверсией углеводородных топлив за счет вторичных энергоресурсов тепловых двигателей. Физическую основу таких установок формирует совокупность процессов, в результате которых под влиянием тепла вторичных энергоресурсов, которое отбирается от них в утилизационном устройстве, осуществляются реакции химического преобразования топлива с образованием синтез-газа. При этом уменьшается расход топлива и выбросы парниковых газов [6]. Исследования применимости таких технологий проводятся достаточно широко, но в большей мере касаются стационарной энергетики и наземного транспорта [13–18]. В существующих публикациях практически отсутствует анализ влияния ограничений, связанных с системой подачи газообразного топлива в двигатель, на эффективность термохимической конверсии базового топлива. Недостаточно внимания уделено исследованию характеристик судовых газотурбинных установок сложных циклов с применением в качестве топлива продуктов конверсии углеводородных энергоносителей.

Таким образом, актуальна проблема определения диапазона применимости в судовой энергетике перспективных термохимических технологий конверсии углеводородных топлив.

Цель данного исследования состоит в анализе характеристик перспективных судовых газотурбинных установок с совместной термодинамической и термохимической регенерацией при работе на продуктах конверсии метанола.

ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

Для большинства транспортных судов основная составляющая выбросов CO_2 продуцируется двигателем или группой двигателей пропульсивной установки. Как видно из анализа формулы (1), сокращение выбросов CO_2 может быть достигнуто как уменьшением расхода топлива (*Engine power x SFC*), так и применением топлива с низким содержанием углерода (учитывается индексом C_F). В условиях допущения, что мощность пропульсивной установки, дедвейт и скорость судна могут быть приняты постоянными, влияние на конструктивный индекс энергетической эффективности судна *EEDI* оказывают только удельный расход топлива *SFC* и коэффициент содержания углерода в топливе C_F

$$EEDI = K \times SFC \times C_F,$$

где

$$K = Engine\ power / DWT \times speed, \text{ кВт/т-миль}$$

Удельный расход топлива обратно пропорционально зависит от низшей располагаемой теплотворной способности топлива *LCV* (*Lower calorific value*). Таким образом, при ринятых допущениях, индекс *EEDI* является функцией от характеристик топлива:

$$EEDI = f\,(C_F\,/LCV).$$

Наиболее широко в качестве топлива для судовых двигателей представлено тяжелое топливо HFO. С учетом того, что нормативные требования IMO к эмиссии CO_2 ужесточаются на каждом новом этапе, применение топлива HFO на Этапах 2 (2020-2024 гг.) и 3 (с 2025 г.) без дополнительного громоздкого оборудования и дорогостоящих мероприятий представляется бесперспективным. В настоящее время ведущие производители судовых дизельных двигателей адаптировали свою продукцию для работы на метане и других альтернативных видах топлива. Характеристики основных судовых топлив представлены в табл. 1.

Таблица 1[1].

Характеристики основных судовых топлив [4][2]

Тип топлива	Обозначение топлива	Содержание углерода	C_F, т CO_2/т топлива	Низшая теплота сгорания, МДж/кг
Дизельное/газойль (MDO)	ISO 8217 DMX…DMB	0,8744	3,206	42,700
Легкое (LFO)	ISO 8217 RMA…RMD	0,8594	3,151	41,200
Тяжелое (HFO)	ISO 8217 RME…RMK	0,8493	3,114	40,200
Сжиженный нефтяной газ (LPG)	Пропан	0,8182	3,000	46,300
	Бутан	0,8264	3,030	45,700
Сжиженный природный газ (LNG)	LNG	0,7500	2,75	48,000
Метанол (Methanol)	Метанол	0,3750	1,375	19,900
Этанол (Ethanol)	Этанол	0,5217	1,913	26,800

Представляет интерес сопоставление характеристик, влияющих на индекс энергетической эффективности судна для основного и альтернативных судовых топлив. На рис. 1 представлено сравнение с характеристиками тяжелого топлива HFO (его показатели приняты за 1,00).

Из анализа диаграммы следует, что применение газообразных топлив LPG и LNG позволяет, при прочих равных условиях, снизить индекс EEDI до 15…17 % (пропан, бутан) и 26 % соответственно, по сравнению с использованием HFO. При работе двухтопливных МОД на газообразном топливе около 3–5 % приходится на запальную дозу жидкого топлива («пилотное» топливо), которым является MDO. Газообразное топливо подается в двигатель под высоким давлением. Затраты мощности на привод компрессорной установки подачи газообразного топлива могут составлять до 2,8–3,0% мощности двигателя [5]. С учетом этих факторов применение в качестве судового топлива бутана, вместо традиционного HFO, обеспечивает снижения индекса *EEDI* до 13 %, пропана – до 15 %, а сжиженного природного газа – до 24 %.

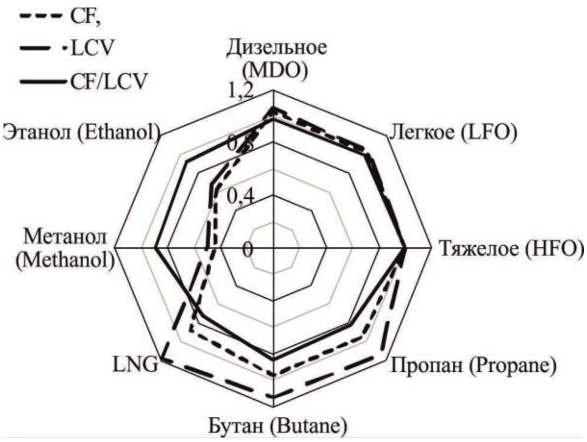


Рис. 1. Сопоставление характеристик топлива HFO и альтернативных топлив.[3]

Несмотря на то, что метанол и этанол является топливами с низким содержанием углерода, малая низшая располагаемая теплотворная способность таких топлив сдерживает эффективность их применения. Паровая конверсия спиртов позволяет получить газообразное топливо с лучшими энергетическими и экологическими характеристиками.

[1,2,3] Appendix 1

Согласно результатам предыдущих исследований, температурный потенциал вторичных энергоресурсов МОД (460…515 K в условиях ISO 3046/1-2002) не позволяет достаточно эффективно осуществлять конверсию углеводородных топлив. Уровень температур вторичных энергоресурсов СОД (620…720 K) дает возможность удовлетворительной конверсии метанола и умеренной конверсии этанола. Для располагаемого температурного диапазона отходящих газов современных серийных ГТД (620…850 K) возможна частичная конверсия природного газа, бутана, пропана, этана, метана, а также эффективная конверсия метанола, этанола [7, 8]. Представляет интерес исследование условий эффективной паровой конверсии метанола, как одного из наиболее перспективных видов судовых топлив, при термохимической регенерации тепла отходящих газов судовых двигателей.

Паровая конверсия углеводородных топлив сопровождается требующими внешнего подвода теплоты (+ΔH) эндотермическими реакциями парового риформинга (SR) и декомпозиции (D), а также экзотермической реакцией (-ΔH) конверсии водяного газа (WGS).

При паровой конверсии метанола уравнения реакций имеют вид [6]

$$CH_3OH \leftrightarrow 2H_2 + CO \quad \Delta H = 91 \text{ кДж/моль (D)};$$

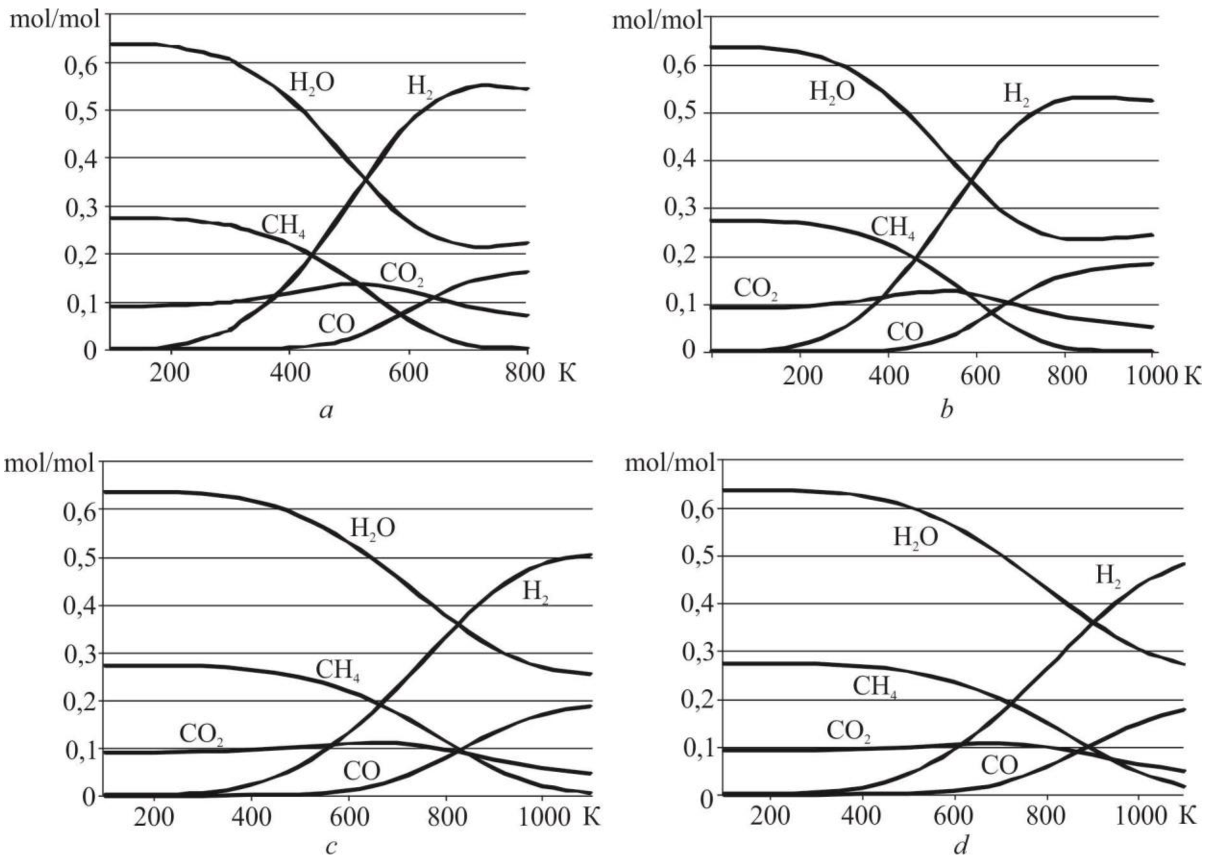
$$CO + H_2O \leftrightarrow H_2 + CO_2 \Delta H = –41 \text{ кДж/моль (WGS)};$$

$$CH_3OH + H_2O \leftrightarrow CO_2 + 3H_2 \Delta H = 50 \text{ кДж/моль (SR)}.$$

Результаты моделирования процессов паровой конверсии метанола в реакторе на основе метода минимизации свободной энергии Гиббса представлены достаточно широко [6, 13–16]. Установлено, что в диапазоне температур 573…623 K происходит полная конверсия метанола. По мере дальнейшего повышения температуры выходы H_2 и CO снижаются. При увеличении отношения пар/метанол выше оптимального выход H_2 и CO также уменьшается. В работе [13] проведено сравнение результатов математического моделирования процессов реакторе с экспериментальными данными и предложено ввести корректирующие функции, учитывающие проведение неравновесного риформинга и влияние катализатора. Согласно рекомендациям [19] при паровой конверсии метанола максимальная энергетическая эффективность может быть достигнута в диапазоне температур реакции 570…580 K при отношении вода/метанол 1,3 (моль/моль) в условиях атмосферного давления.

Газообразное топливо подается в МОД под давлением 25…30 МПа, в СОД 0,5…0,6 МПа. Давление подачи топлива в ГТД 2..3 МПа, кроме регенеративных установок, где оно может быть ниже. С целью уточнения влияния давления процесса на эффективность конверсии проведено математическое моделирование процессов паровой конверсии метанола при повышенном давлении (рис. 2). Моделирование показывает, что рост давления приводит к смещению области эффективности в зону высоких температур. Это совпадает с результатами исследований других авторов [14].

Применение полученного в результате конверсии синтез-газа с высоким содержанием водорода в серийных судовых двухтопливных двигателях внутреннего сгорания (ДВС) может вызывать некоторые трудности. Согласно документации ведущих производителей судовых ДВС, топлива с низким метановым числом (MN > 46,8) не рекомендованы к использованию в двухтопливных дизельных двигателях. Так для двухтопливных двигателей Wartsila мольное содержание водорода не должно превышать 30%, содержание метана в диапазоне 70–100%, CO не более 10% [20]. Это связано со значительным влиянием состава топлива на рабочий процесс двигателя. Изучение параметров с дальнейшей оптимизацией процессов в цилиндре ДВС при применении такого топлива требует дальнейшего детального рассмотрения и выходит за рамки данной статьи.



a – *p* = 0,1 МПа; *b* – *p* = 1,0 МПа, *c* – *p* = 5,0 МПа, *d* – *p* = 10,0 МПа

Рис. 2. Влияние давления и температуры процесса на компонентный состав продуктов паровой конверсии метанола.[4]

В тоже время производители газотурбинной техники декларируют возможность работы своей продукции на топливном газе с высоким содержанием водорода [21-23]. Согласно данным концерна Siemens, проведенные в 2012–2014 гг. [21, 22] и 2017 г. [24] испытания показали возможность устойчивой работы ГТД на синтез-газе с содержанием водорода 50…60%.

Как указывалось выше, эффективная паровая конверсия метанола не требует высокого температурного потенциала, так как характеризуется относительно низкой температурой реакции (570–620 К). Предыдущие исследования [7,8,25] выявили перспективность применения для такого базового топлива схемы ГТУ с размещенными последовательно за турбокомпрессорным блоком (ТК) регенератором (Р) и термохимическим реактором (ТХР). Обозначение схемы - ТК–Р–ТХР. Благодаря низкой степени повышения давления в ГТУ регенеративного цикла, влияние давления на эффективность конверсия метанола незначительно. Схема представляет собой контактный газотурбинный агрегат с совместной термодинамической и термохимической регенерацией. В данной схеме ГТУ парогазовая смесь после реактора, имеющая достаточно высокую температуру подается в камеру сгорания как в цикле STIG. Газопаровая смесь расширяется в турбине и проходит через рекуператор, подогревая цикловой воздух, термохимический реактор, отдавая тепло при эндотермических реакциях (D) и (SR) и далее, поступает в утилизационный парогенератор.

Исследование эффективности схемы выполнено применительно к регенеративному ГТД производства «Зоря»–«Машпроект» типа UGT3200R [26]. Двигатель предназначен для привода генератора и может использоваться в составе судовой энергетической установки с электродвижением. Степень термодинамической регенерации принята по прототипу и близкой к предельной возможной, так как дальнейшее увеличение сопровождается значительным ростом теплообменной поверхности. Температура газа перед турбиной также принята по прототипу.

В основу математической модели газотурбинного блока положен укрупненный расчет регенеративного ГТД [27] с учетом потерь полного давления во всех элементах газовоздушного тракта и отборов воздуха на охла-

[4] Appendix 1

ждение лопаток турбины. Для определения гидравлических сопротивлений проведено моделирования процессов в теплообменных аппаратах при заданных в расчетной схеме параметрах. Модель камеры сгорания основана на комбинированном химическом и фазовом равновесии, при этом для определения компонентного состава выполняется минимизация свободной энергии Гиббса для продуктов реакции [28,29]. Затраты тепла отходящих газов, необходимые для осуществления конверсии топлива определены тепловым балансом термохимического реактора. Модель термохимического реактора выполнена двухкомпонентной и включает два последовательно установленных блока.

Моделирование проводилось для указанных в табл. 2 параметрах базового турбокомпрессорного блока при следующих ограничениях: - фиксированная мощность ГТД (3400 кВт); - фиксированная температура газа перед турбиной (T_3 = 1270 K); - параметры окружающей среды согласно ISO 19859:2016.

В качестве критерия эффективности принят коэффициент полезного действия установки

$$\eta = (Ne - N_{pump})/(C_N \cdot \mathrm{LCV})$$

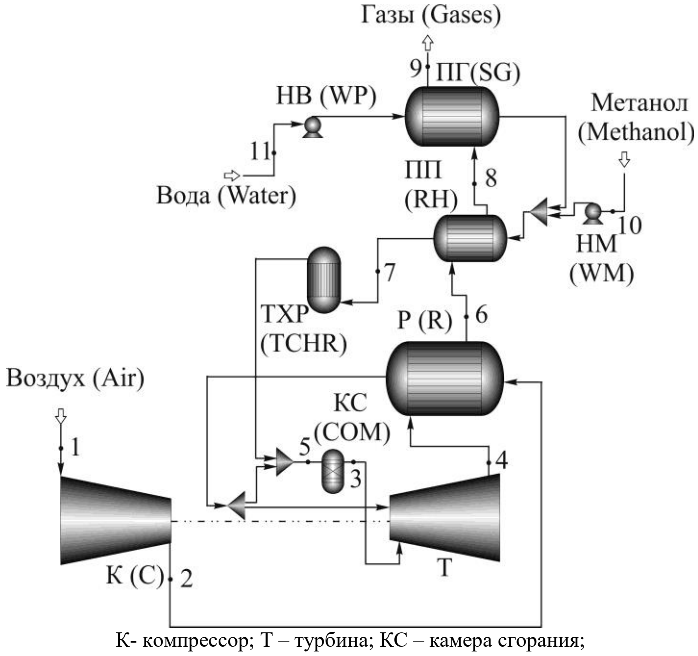
где Ne - механическая мощность на выходном валу газотурбинного двигателя, кВт; N_{pump} - затраты мощности на привод насосов подачи воды и метанола, кВт; C_N - секундный расход топлива, кг/с; LCV - низшая располагаемая теплотворная способность базового топлива, для метанола 19900 кДж/кг [4].

Таблица 2.[5]

Диапазон параметров базового регенеративного ГТД [16].[6]

Параметр (Parameter)	Значение Value
Количество компрессоров Number of compressors	1
Количество турбин (Number of turbines)	1
Мощность, (Power) MW	3,4
Расход воздуха, (Air mass flowrate) кг/с	16
Степень повышения давления (Pressure Increase)	7
Степень регенерации Degree of regeneration	0,85
Температура газа за регенератором, К (Gas temperature after the regenerator)	600

Упрощенная расчетная схема установки ТК–Р–ТХР представлена на рис. 3. Параметры рабочих сред в контрольных точках схемы представлены в табл. 3.



К- компрессор; Т – турбина; КС – камера сгорания;
ТХР – реактор; Р – регенератор; ПП – пароперегреватель; ПГ -парогенератор;
НВ- насос подачи воды; НМ – насос подачи метанола.

Рис. 3. Упрощенная расчетная схема регенеративной газотурбинной установки с термохимической конверсией метанола.[7]

[5,6,7] Appendix 1

Таблица 3.[8]

Параметры рабочих сред установки ТК–Р–ТХР при максимальном критерии эффективности.[9]

Точка контроля Point of control	Температура среды, К Temperature	Давление среды, Мпа Pressure	Массовый расход, кг/с Mass Flowrate
1	288	0,101	16
2	546	0,709	16
3	1251	0,672	12,17
4	787	0,114	17,09
5	753	0,702	12,17
6	604	0,109	17,09
7	584	1,000	1,09
8	588	0,105	17,09
9	451	0,101	17,09
10	288	0,101	0,40
11	288	0,101	0,69

Оптимизация цикла проводилась по указному критерию эффективности при варьировании следующих параметров:

- массовое отношение вода/метанол в диапазоне 0,2…1,0 (верхний предел диапазона ограничивался температурой газов за ГТД);

- температуры газа за регенератором в диапазоне 580…620 К (диапазон определялся минимальной эффективной температурой в термохимическом реакторе и заданной степенью регенерации).

Моделирование процессов в установке ТК–Р–ТХР показало, что рост КПД составил 4% по отношению к параметрам базового двигателя, работающего на метаноле. Выявлено, что оптимальное мольное отношение вода/метанол для данных параметров схемы ТК–Р–ТХР составляет 3 (рис. 4). Исследование позволило определить уровень ключевых температур цикла (рис. 5).

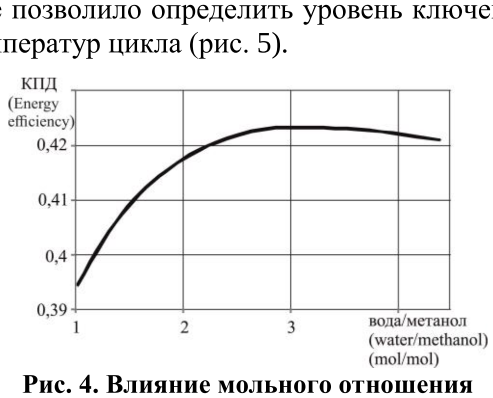


Рис. 4. Влияние мольного отношения вода/метанол на КПД установки ТК–Р–ТХР при фиксированных параметрах турбокомпрессора и мощности ГТД.[10]

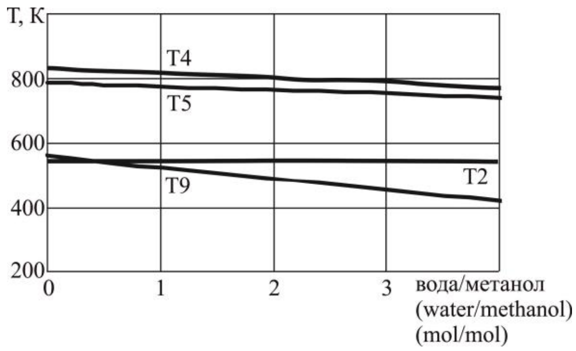


Рис. 5. Влияние мольного отношения вода/метанол на ключевые температуры регенеративного цикла при фиксированной мощности ГТД.[11]

Для определения влияния паровой конверсии метанола на образующийся при сжигании топлива CO_2 по методике [30] был проведен расчет содержанием углерода в полученном синтез-газе по сухим компонентам CH_4, CO_2, CO. Согласно полученным результатам, коэффициент содержания углерода в топливе составил 0,892 т CO_2/т метанола. В целом термохимическая регенерация сбросного тепла судовой газотурбинной установки с паровой конверсией метанола, как базового топлива позволило снизить EEDI в 1,54 раза.

Заключение

Проведенное исследование позволило выявить резервы повышения эффективности использования метанола, как топлива для тепловых двигателей судовых энергетических установок.

Определено влияние давления на температурный диапазон эффективной конверсии метанола и установлено, что параметры регенеративного газотурбинного двигателя соответствуют этому диапазону.

Моделирование процессов в контактной газотурбинной установке с совместной термодинамической и термохимической регенерацией, показало, что в условиях фиксированной мощности ГТД рост КПД составил 4% по отношению к параметрам базового двигателя, работающего на метаноле. При этом оптимальное мольное соотношение вода/метанол составляет 3.

Применение термохимических технологий позволило более чем в 1,5 раза снизить выбросы CO_2 при эксплуатации судовой энергетической установки на базе газотурбинного двигателя.

Представляет интерес дальнейшее исследование характеристик контактной газотур-

[8,9,10,11] Appendix 1

бинной установки с совместной термодинамической и термохимической регенерацией для перспективных температур газа перед турбиной при работе на топливах с низким содержанием углерода - метанол, этанол, LNG и LPG.

APPENDIX 1 (**ПРИЛОЖЕНИЕ 1**)
[1,2] **Table 1.** Parameters of main marine fuels
[3]**Fig. 1.** Comparison of characteristics of HFO and alternative fuels
[4]**Fig. 2.** Influence of pressure and temperature on the component composition of steam methanol conversion (*a* – *p* = 0,1 MPa; *b* – *p* = 1,0 MPa, *c* – *p* = 5,0 MPa, *d* – *p* = 10,0 MPa)
[5,6]**Table 2.** Parameters of the base gas turbine engine
[7]**Fig. 3.** Simplified calculation scheme of a gas turbine plant with thermochemical methanol conversion (C– compressor; T- gas turbine; COM – combustor; TCHR - thermo-chemical reactor; R – regenerator; RH – reheater; SG - steam generator; WP -water pump; WM – methanol pump)
[8,9]**Table 3.** Parameters of working mediums of the gas turbine plant with thermochemical methanol reforming in maximum energy efficiency conditions
[10]**Fig. 4.** Influence of water/methanol ratio on the energy efficiency.
[11]**Fig. 5.** Influence of water/methanol ratio on main temperatures of the regeneration gas turbine cycle.

Литература (References)

[1] BP Energy Outlook: 2019 edition. Available at: (https://www.bp.com/content/dam/bp/business-sites/en/global/corporate/pdfs/energy-economics/energy-outlook/bp-energy-outlook-2019.pdf (accessed 01.04.2019)

[2] UNCTAD/RMT/2017. Available at: https://unctad.org/en/PublicationsLibrary/rmt2017_en.pdf (accessed 01.04.2019)

[3] UNCTAD/RMT/2018. Available at: https://unctad.org/en/PublicationsLibrary/rmt2018_en.pdf (accessed 01.04.2019)

[4] IMO Train the Trainer (TTT) Course on Energy Efficient Ship Operation. Module 2 – Ship Energy Efficiency Regulations and Related Guidelines. 2016. Available at: http://www.imo.org/en/OurWork/Environment/PollutionPrevention/AirPollution/Pages/IMO-Train-the-Trainer-Course.aspx (accessed 01.04.2019)

[5] LNG Carriers with ME-GI Engine and – High Pressure Gas Supply System. MAN Diesel & Turbo. 5510-0026-04ppr Sep 2014. – Available at: https://marine.mandieselturbo.com/docs/librariesprovider6/technical-papers/lng-carriers-with-high-pressure-gas-supply-system.pdf?sfvrsn=16 (accessed 01.04.2019).

[6] Poran A, Tartakovsky L. Energy efficiency of a direct injection internal combustion engine with high-pressure methanol steam reforming. *Energy*, 2015; Vol. 88, pp. 506-514.

[7] Cherednichenko O., Serbin S. Analysis of Efficiency of the Ship Propulsion System with Thermochemical Recuperation of Waste Heat. *Journal of Marine Science and Application,* 2018, Vol. 17, Issue 1, pp 122–130. doi: https://doi.org/10.1007/s11804-018-0012-x.

[8] Cherednichenko O. Analysis of efficiency of diesel-gas turbine power plant with thermo-chemical heat recovery. *MOTROL. Commission of motorization and energetics in agriculture,* 2015, Lublin-Rzeszow, vol.17, № 2, pp. 25–28

[9] Matveev I, Serbin S. Investigation of a reverse-vortex plasma assisted combustion system, *Proc. of the ASME 2012 Heat Transfer Summer Conf*., Puerto Rico, USA, HT2012-58037, pp. 133-140, 2012.

[10] Serbin S. Features of liquid-fuel plasma-chemical gasification for diesel engines, *IEEE Trans. Plasma Sci*., 2006, vol. 34, no. 6, pp. 2488-2496

[11] Serbin SI, Matveev IB, Goncharova MA. Plasma Assisted Reforming of Natural Gas for GTL. Part I, *IEEE Trans. Plasma Sci.*, 2014, vol. 42, no. 12, pp. 3896-3900

[12] Cherednichenko O., Tkach M. Vliynie klimaticheskikh faktorov na efektivnost utilizatsionnoy metallogidridnoy ustanovki dvukhtoplivnogo malooborotnogo DVS gazovoza [Influence of Climatic Factors on the Efficiency of Disposal Metal-Hydride Unit for the Double-Fuel Low-Speed Internal Combustion Engine of Gas Tankers]. *Trudy NTU “KhPI” - Bulletin of NTU "KhPI"*,2017, Vol. 10(1232), pp. 85–91. doi: 10.20998/2078-774X.2017.10.12. (In Russian).

[13] Tartakovsky L., Baibikov V., Veinblat M. Modeling Methanol Steam Reforming for Internal Combustion Engine. *Energy and Power*, 2014, Vol. 4(1A), pp. 50-56. doi: 10.5923/s.ep.201401.04

[14] Tartakovsky L., Sheintuch M. Fuel reforming in internal combustion engines. *Progress in Energy and Combustion Science*, 2018, № 86, pp. 88-114.

[15] Tartakovsky L, Baibikov V, Veinblat M. Comparative performance analysis of SI engine fed by ethanol and methanol reforming products. *SAE Technical Paper,* 2013, paper 11. Doi: 10.4271/2013-01-2617.

[16] Poran A., Tartakovsky L. Performance and emissions of a direct injection internal combustion engine devised for joint operation with a high-pressure thermochemical recuperation system. *International journal of hydrogen energy,* 2017, Vol. 42, pp. 15652-15668

[17] Pashchenko D. Thermochemical recovery of heat contained in flue gases by means of bioethanol conversion. Thermal Engineering, 2013, vol. 60(6), pp. 438-443.

[18] Pashchenko D. Thermodynamic equilibrium analysis of combined dry and steam reforming of propane for thermochemicalwaste-heat recuperation. *Int J Hydrogen Energy,* 2017, vol. 42(22), pp. 14926-14935.
[19] Tartakovsky L., Baibikov V., Veinblat, M. Comparative performance analysis of SI engine fueled by ethanol and methanol reforming products. *SAE Technical Paper*, 2013, vol. 11, pp. 1-10. doi: 10.4271/2013-01-2617
[20] Wärtsilä Methane number calculator. Available at: https://www.wartsila.com/products/marine-oil-gas/gas-solutions/methane-number-calculator (accessed 01.04.2019).
[21] Jenny Larfeldt, Mats Andersson, Anders Larsson, Daniel Moell. Hydrogen Co-Firing in Siemens Low NO_X Industrial Gas Turbines. *POWER-GEN Europe in Cologne*, Germany, June 27 - 29, 2017, Available at: http://m.energy.siemens.com/US/pool/hq/energy-topics/technical-papers/gas%20turbines/pge_2017_paper_hydrogen-cofiring_igt_larfeldt_siemens.pdf (accessed 01.04.2019).
[22] Bancalari E., Chan P., Diakunchak I. S. Advanced Hydrogen Gas Turbine Development Program, *ASME Paper GT2007*, 2006, 27869. doi: 10.1115/GT2007-27869
[23] Masakazu Nose, Tomo Kawakami, Hidefumi Araki, Noriaki Senba, Satoshi Tanimura. Hydrogen-fired Gas Turbine Targeting Realization of CO_2-free Society. *Mitsubishi Heavy Industries Technical Review*,2018, Vol. 55 No. 4, pp. 1-7.
[24] Jenny Larfeldt. *Applying simulation and additive manufacturing to the development of next generation of hydrogen combustion*. Available at: http://www.international-bc-online.org/wp-content/uploads/2018/04/2_-Hydrogen_cofiring_Larfeldt_13april2018.pdf. (accessed 01.04.2019)
[25] Cherednichenko A.K. Modelirovanie energokompleksov s termokhimicheskoi regeneratsiei tepla dlya sudov-gazovozov [Modeling of efficiency of ship power plants with thermochemical heat recovery for liquefied natural gas carriers], *Vestnik dvigatelestroenija - Herald of Aeroenginebuilding*, 2016, Vol. 2, pp. 36-41.
[26] Romanovsky GF, Serbin SI., Patlaychuk VM. Suchasni gazoturbinnye agregatu [Advanced gas turbine plants] , 2005, NUK. t. 1 , - 344 p.
[27] Romanovsky GF, Vashchilenko MV., Serbin SI. Teoretichni osnovy proectuvanny sudnovykh turbinnykh agregatov [Theoretical foundations of the design of ship gas turbine plants]. 2003, UDMTU, Mykolaiv, p. 304.
[28] ANSYS Chemkin Theory Manual 17.0, Reaction Design: San Diego, 2015. Available at: https://www.ems.psu.edu/~radovic/ChemKin_Theory_PaSR.pdf (accessed 01.04.2019).
[29] Gagliano A., Nocera F., Bruno M., Cardillo G. Development of an equilibrium-based model of gasification of biomass by Aspen Plus. *Energy Procedia 111*, 2017, vol. 10, pp. 1010 – 1019.
[30] API TR 2571. TECHNICAL REPORT. Carbon Content, Sampling, & Calculation. 2012.

Сведения об авторе.

Чередниченко Александр Константинович, кандидат технических наук, доцент. Докторант НУК им. адм. Макарова. Область научных интересов: исследование процессов в судовых энергетических установках.
E-mail: cherednichenko.alexandr65@gmail.com