

Процессы преобразования энергии на установке с твердооксидным топливным элементом: прямое преобразование и утилизация тепла

П. П. Иванов, А. З. Жук и И. А. Липатова

Объединенный институт высоких температур РАН, Ижорская ул., д. 13, стр. 2,
Москва 125412, Россия

E-mail: peterivanov1248@gmail.com

Статья поступила в редакцию 26 июня 2025 г.

Аннотация. Разработан подход к определению термодинамической эффективности энергетической установки с топливным элементом. Для расчета электрической и тепловой мощности топливного элемента рассматривается его термодинамический цикл как последовательность изобарно-изотермических процессов разделения, смешения и электрохимического взаимодействия рабочих тел, в приближении полного преобразования в однонаправленных реакциях, в терминах приращений потоков термодинамических потенциалов — энтальпии и энергии Гиббса. Несовершенство топливного элемента учитывается коэффициентом нагрузки, равным отношению электрической мощности к термодинамическому пределу. Показано, что в твердооксидном топливном элементе с внутренней конверсией метана доля прямого преобразования химической энергии метана в электрическую мощность топливного элемента может превосходить 76% при коэффициенте избытка окислителя (воздуха) около 2.5. Рассмотрены схемы утилизации остаточного тепла: внешнее охлаждение топливного элемента со сбросом тела в цикл Стирлинга и внутреннее охлаждение недогретыми реагентами с утилизацией тепла во встроенном субатмосферном цикле. Во втором случае КПД гибридной схемы достигает 86%.

1. ВВЕДЕНИЕ

Традиционные способы получения электрической энергии в теплоэнергетических установках основаны на многократном преобразовании энергии. В электрохимическом генераторе происходит прямое преобразование химической энергии топлива в электричество. КПД прямого преобразования с помощью твердооксидного топливного элемента оценивается выше 60%, а суммарный КПД гибридной энергетической установки с утилизацией в цикле Брайтона тепла, генерируемого параллельно с электричеством, может быть на уровне 70–75% [1].

В настоящей работе эффективность прямого преобразования в твердооксидном топливном элементе исследуется с помощью термодинамического моделирования в терминах термодинамических процессов и циклов и термодинамических потенциалов рабочих тел. Целью исследования является определение оптимальных характеристик энергетической установки с твердооксидным топливным элементом прямого преобразования, с минимальным сбросом утилизируемого тепла.

Термодинамические циклы топливных элементов принципиально отличаются от циклов Ренкина и Брайтона, на которых основывается традиционная энергетика. Основными процессами в традиционных циклах являются изобара и изоэнтропа, мерой взаимодействия с внешним окружением является энтальпия. В топливном элементе электрохимический процесс происходит в изобарно-изотермических условиях. Энтальпия продолжает быть мерой энергетического взаимодействия с внешним миром, но часть этой энергии, определяемая приращением потока энергии Гиббса, выходит в виде электричества, т.е. происходит прямое преобразование химической энергии в электрическую.

Внутренняя конверсия в твердооксидном топливном элементе на метане — это дополнительный изобарно-изотермический процесс в термодинамическом цикле, который существенно повышает долю прямого преобразования. Исследование, проведенное в работе [2], показало, что при увеличении коэффициента

избытка окислителя (воздуха) до 2.5 идеальный электрический КПД достигает 90%, и есть возможность построения схемы энергетической установки с твердооксидным топливным элементом, в которой происходит прямое преобразование в электричество существенной доли химической энергии. В этой ситуации проблемы, связанные с утилизацией вырабатываемого тепла, представляются вторичными, и их можно рассматривать отдельно, без построения гибридных схем.

Таким образом, рассматриваемая в данной работе задача оптимизации энергетической установки с автономным твердооксидным топливным элементом по критерию максимума электрической мощности (что совпадает с максимумом степени прямого преобразования химической энергии в электричество) приобретает вполне ясное практическое значение.

Расчет топливного элемента проведен для одного набора исходных данных: рабочие параметры топливного элемента 1073 К и 0.1013 МПа, расход метана 1 моль/с, расход воздуха стехиометрический (коэффициент избытка окислителя α равен 1). Как результат эвристической оптимизации рассматривается вариант $\alpha = 2.5$. При расчете термодинамического цикла в терминах приращений потоков термодинамических потенциалов — энтальпии и энергии Гиббса, в приближении полного преобразования в однонаправленных реакциях, все виды несовершенства топливного элемента учитываются одним показателем — коэффициентом нагрузки k , равным отношению электрической мощности к термодинамическому пределу. Этот коэффициент принят равным 0.85, с опорой на наши предыдущие результаты физического моделирования твердооксидного топливного элемента [3] и на один из редких экспериментов с опубликованными параметрами рабочих тел [4].

В настоящей работе рассматриваются также несколько вариантов утилизации остаточного тепла: в циклах Брайтона, Стирлинга и Калины [5].

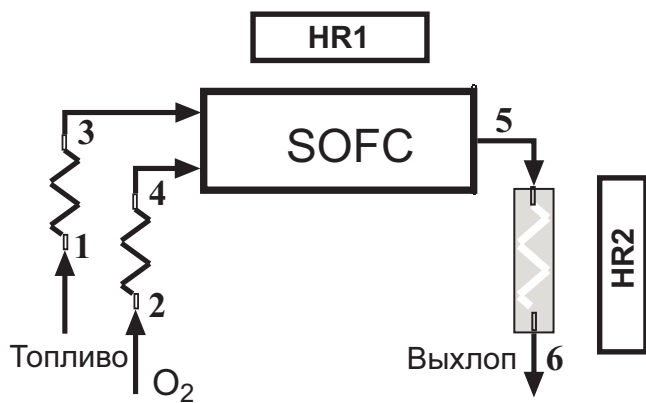


Рисунок 1. Упрощенная схема энергетической установки с твердооксидным топливным элементом (SOFC) и с двумя блоками утилизации тепла (HR1 и HR2).

2. УПРОЩЕННАЯ СХЕМА ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ УСТАНОВКИ

На рисунке 1 показана схема энергетической установки, где топливный элемент представлен в виде черного ящика с двумя входами — 3 и 4, и одним выходом — 5. Ввиду высокой рабочей температуры электрохимического процесса (здесь 1073 К) обязательными элементами схемы являются устройства подогрева топлива и окислителя (1–3 и 2–4) и охлаждения выхлопных газов (5–6). Топливный элемент осуществляет прямое преобразование части химической энергии топлива в электричество, выделяя остаток в виде тепла. Величина части прямого преобразования зависит от термодинамики электрохимической реакции и от совершенства электрохимического процесса.

Генерируемое тепло может быть использовано для подогрева топлива и окислителя или полностью, или по минимуму — для догрева на 35 К до рабочей температуры (35 К – значение минимального температурного напора между TQ-диаграммами для источников и стоков тепла, это еще одно исходное допущение, принятое в работе). Этот процесс можно назвать внутренним охлаждением топливного элемента. При минимальном внутреннем охлаждении требуется внешнее охлаждение, осуществляемое показанным на схеме утилизационным блоком HR1 (Heat Recovery 1). Расчеты этого блока проведены только для цикла Стирлинга. Цикл Ренкина не рассматривался из-за меньшего соответствия топливному элементу по температурному диапазону и единичной мощности.

Часть генерируемого тепла неизбежно уходит с выхлопными газами. На схеме показан вариант передачи этого тепла в утилизационный блок HR2. Это тепло имеет падающую TQ-диаграмму, в отличие от тепла, идущего в HR1, где температура источника постоянна, она равна рабочей температуре электрохимической реакции. Наиболее подходящим для утилизации тепла из источника с падающей TQ-диаграммой считается цикл Калины [5] со смесью аммиака с водой в качестве рабочего тела.

3. РАСЧЕТ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ТОПЛИВНОГО ЭЛЕМЕНТА НА МЕТАНЕ

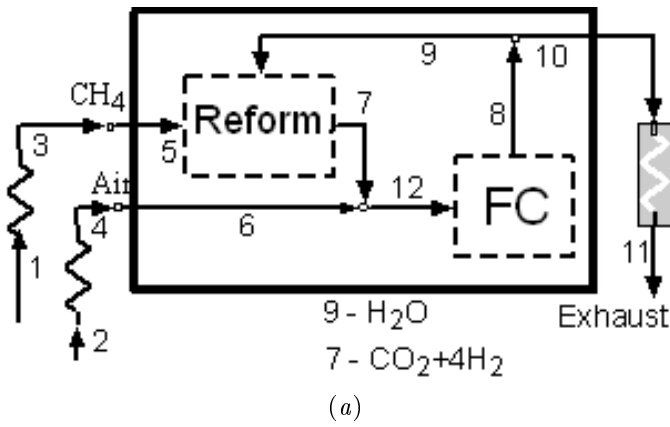
В настоящей работе рассматривается подход к этой задаче с помощью моделирования в терминах термодинамических циклов и термодинамических потенциалов рабочих тел.

Алгоритм вычисления термодинамических характеристик топливного элемента на основе общего метода исследования термодинамического цикла энергетической установки состоит из следующих операций:

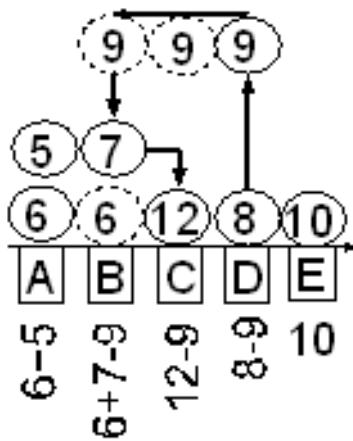
- построение расчетной схемы с указанием номеров рабочих тел;
- расчет параметров рабочих тел — расходов и термодинамических потенциалов (энергии Гиббса G и энтальпии H) — на основе предположения о полном преобразовании в однонаправленных реакциях и законов сохранения массы и энергии;
- идентификация термодинамического цикла, точек термодинамического цикла и процессов между ними, а также рабочих тел, участвующих в них;
- разбиение многоступенчатого процесса на отдельные процессы между точками цикла;
- расчет термодинамических потенциалов в точках цикла путем суммирования потенциалов участвующих рабочих тел;
- определение приращений термодинамических потенциалов ΔG и ΔH между точками цикла, т.е. в отдельных термодинамических процессах;
- определение термодинамических характеристик топливного элемента с использованием приращений потенциалов электрохимической ступени цикла.

Расчетная схема автономной (не гибридной) энергетической установки с твердооксидным топливным элементом с внутренней конверсией метана показана на рисунке 2. Внутри ограничивающего топливный элемент жирного прямоугольника пунктирными прямоугольниками показаны процессы конверсии (Reform) и электрохимической реакции (FC). Цифрами от 1 до 12 показаны рабочие тела на входе — метан и воздух, на выходе — пар, углекислый газ и азот, а также промежуточные составы: внутренняя рециркуляция водяного пара для паровой конверсии метана (9), продукты конверсии (7), смесь воздуха и продуктов конверсии (12), смесь CO_2 , N_2 и H_2O (8). Воздух и метан до состояния 3 и 4 нагреваются регенеративно теплом уходящих газов, остывающих между состояниями 10 и 11. Нагрев метана и воздуха до состояния 5 и 6 производится теплом, генерируемым в топливном элементе. Рабочие тела под номерами от 5 до 10 и 12 составляют изобарно-изотермическую среду, в которой происходят все термодинамические процессы. В таблице 1 показаны параметры всех рабочих тел, обозначенных на рисунке 2, рассчитанные с использованием базы данных по свойствам индивидуальных веществ ИВТАНТЕРМО [6], для рабочих параметров топливного элемента 1073 К и 0.1013 МПа, для расхода метана 1 моль/с и для стехиометрического расхода воздуха (коэффициент избытка окислителя α равен 1).

Пятиточечный термодинамический цикл топливного элемента согласно схеме на рисунке 2 показан



(a)



(b)

Рисунок 2. Расчетная схема автономной энергетической установки с твердооксидным топливным элементом с внутренней конверсией метана (a) и термодинамический цикл в соответствии со схемой (b).

Таблица 1. Характеристики процессов в термодинамическом цикле электролизной установки в соответствии со схемой рисунка 2 (колонки: 1 – связь процесса с переходом между точками цикла, 2 – связь процесса с рабочими телами, 3 – характеристика процесса).

1	2	3
–A	6+5	Вход: воздух и метан
A–B	6+7–9	Конверсия метана
B–C	12–9	Смешение продуктов конверсии с воздухом
C–D	8–9	Электрохимический процесс
D–E	10	Возврат водяного пара в реакцию конверсии

в таблице 3. Между точками A и B происходит паровая конверсия метана (5+9→7). Рециркулирующее рабочее тело 9 входит в состав рабочих тел в точке B с минусом. Энтальпийный эффект конверсии $-\Delta H_B = 191.2$ кВт (тепло поглощается). (Индекс “B” для приращения потока энтальпии ΔH говорит о том, что это приращение произошло при переходе к точке B термодинамического цикла). Между точками B и C про-

Таблица 2. Параметры рабочих тел на рисунке 2: температура, потоки массы, энергии Гиббса и энтальпии ($p = 0.1013$ МПа).

№	Рабочее тело	T , К	m , кг/с	G , кВт	H , кВт
1	CH ₄	298	0.01604	-112.1	-56.62
2	Air	298	0.2759	-483.1	82.91
3	CH ₄	1038	0.01604	-275.7	-15.06
4	Air	1038	0.2759	-2048	302.7
5	CH ₄	1073	0.01604	-284.5	-12.4
6	Air	1073	0.2759	-2127	313.9
7	CO ₂ +4H ₂	1073	0.05207	-1258	-220.9
8	CO ₂ +H ₂ O+N ₂	1073	0.3279	-4172	-899.9
9	H ₂ O	1073	0.03603	-905.5	-399.8
10	CO ₂ +H ₂ O+N ₂	1073	0.2919	-3242	-500.1
11	CO ₂ +H ₂ O+N ₂	343.3	0.2919	-1501	-761.5
12	CO ₂ +H ₂ O+O ₂ +N ₂	1073	0.3279	-3469	92.98

Таблица 3. Суммарные потоки рабочих тел в точках термодинамического цикла и их приращения при переходе в следующую точку цикла.

Точки цикла	Рабочие тела	m , кг/с	G , кВт	H , кВт	ΔG , кВт	ΔH , кВт
A	5+6	0.2919	-2412	301.5		
B	7+6–9	0.2919	-2480	492.7	-68.38	191.2
C	12–9	0.2919	-2564	492.7	-83.57	0
D	8–9	0.2919	-3266	-500.1	-702.4	-992.9
E	10	0.2919	-3242	-500.1	24.39	0

исходит изохэнтальпийный процесс смешения продуктов конверсии с окислителем с выделением энергии Гиббса $\Delta H_C = -83.57$ кВт. Между точками C и D происходит электрохимический процесс с выделением энергии $\Delta H_D = -992.9$ кВт, в том числе в предельном случае $\Delta G_D = -702.4$ кВт в виде электричества. На последнем переходе D и E происходит отделение пара для возврата в процесс конверсии. Суммарное выделение тепла в цикле согласно колонке ΔH составляет $\Sigma \Delta H = 801.7$ кВт. Собственно говоря, это – теплота сгорания метана.

Максимальная электрическая мощность, которая может быть получена в топливном элементе (по приращению потока энергии Гиббса после перехода в точку D термодинамического цикла):

$$N_{MAX} = -\Delta G_D. \quad (1)$$

Минимальная генерируемая тепловая мощность:

$$Q_T = -\Delta H_D - \Delta H_B + \Delta G_D. \quad (2)$$

Термодинамический КПД электрохимической ступени термодинамического цикла процесса при переходе к точке D:

$$\eta_T = \frac{\Delta G_D}{\Delta H_D}. \quad (3)$$

Идеальный электрический КПД, как отношение максимальной электрической мощности к суммарному выделению тепла в цикле (к сумме приращений в колонке ΔH , равной теплоте сгорания топлива):

$$\eta_E = \frac{\Delta G_D}{\Sigma \Delta H}. \quad (4)$$

ЭДС электрохимической реакции:

$$E_0 = \frac{-1000\Delta G_D}{4FO_{mol}}, \quad (5)$$

где F — число Фарадея, O_{mol} — число молей кислорода в реакции (здесь $O_{mol} = 2$).

Удобным показателем несовершенства электрохимического процесса является коэффициент нагрузки k , смысл которого понятен из следующей записи распределения падения напряжения и мощности в цепи, по которой проходит ток нагрузки топливного элемента плотностью I_C :

$$(E_0k + E_0(1 - k))I_C = E_0I_C = N_{MAX}. \quad (6)$$

Здесь E_0k — падение напряжение на нагрузке, а $E_0(1 - k)$ — на внутреннем сопротивлении топливного элемента. Коэффициент нагрузки k единообразно определяет как напряжение U топливного элемента (падение напряжения на нагрузке):

$$U = kE_0, \quad (7)$$

так и реальную его мощность N_{EL} :

$$N_{EL} = kN_{MAX}. \quad (8)$$

Падение напряжения внутри топливного элемента из выражения (6) в экспериментальной статистике принято выражать через поляризационное сопротивление R_{ASR} (area-specific resistance):

$$E_0(1 - k) = R_{ASR}I_C. \quad (9)$$

Можно считать, что поляризационное сопротивление R_{ASR} является первичным показателем совершенства электрохимической реакции, минимально достигнутое значение которого можно найти в литературе (например, анализ, проведенный в работе [7], позволил использовать значение $R_{ASR} = 0.2$ Ом см²), а коэффициент нагрузки k — вторичным, связанным с R_{ASR} формулой:

$$k = 1 - R_{ASR}I_C/E_0 \quad (10)$$

Коэффициент нагрузки, вместе с идеальным электрическим КПД η_E электрохимического процесса (формула (4)), определяет эффективность установки, ее электрический КПД:

$$\eta = k\eta_E. \quad (11)$$

В конкретной ситуации, для которой проведены расчеты термодинамического цикла и параметров рабочих тел в таблицах 1 и 2 (расход метана 1 моль/с, окислитель — воздух, коэффициент избытка окислителя 1,

рабочие параметры топливного элемента 1073 К и 0.1013 МПа), получают следующие характеристики топливного элемента:

- максимальная электрическая мощность, 702.4 кВт;
- минимальная генерируемая тепловая мощность, 99.3 кВт;
- термодинамический КПД процесса, 70.74%;
- идеальный электрический КПД, 87.61%;
- ЭДС электрохимической реакции, 0.91 В.

Принятое в настоящей работе значение коэффициента нагрузки $k = 0.85$ получается по формуле (9) при плотности тока 0.166 А/см² и при значении поляризационного сопротивления $R_{ASR} = 0.82$ Ом см², полученного в [3] с помощью физического моделирования (это далеко от минимального значения среди опубликованных экспериментальных данных). В эксперименте [4] $k = 0.74$ получено при $R_{ASR} = 0.96$ Ом см².

Коэффициент нагрузки $k = 0.85$ позволяет определить по формулам (8) и (10) реальную электрическую мощность установки $N_{EL} = 597.1$ кВт и ее электрический КПД $\eta = 74.48\%$. Реальная тепловая мощность определяется по формуле (аналог формулы 2):

$$Q_T = -\Delta H_D - \Delta H_B - N_{EL}. \quad (12)$$

Она равна 204.7 кВт.

4. ЭЛЕМЕНТЫ ОПТИМИЗАЦИИ АВТОНОМНОГО ТВЕРДООКСИДНОГО ТОПЛИВНОГО ЭЛЕМЕНТА

Параметром, определяющим стоимость создания энергетической установки с топливным элементом, является площадь электродов S :

$$S = \frac{N_{el}}{I_C U} = \frac{kN_{MAX}}{I_C k E_0} = \frac{1}{I_C} \frac{N_{MAX}}{E_0}. \quad (13)$$

Подстановка I_C из (10) в (13) дает следующую формулу:

$$S = \frac{N_{MAX}}{E_0^2} \frac{R_{ASR}}{1 - k}. \quad (14)$$

Эту формулу можно рассматривать как зависимость между стоимостью и эффективностью энергетической установки с топливным элементом при заданных термодинамических параметрах (N_{MAX} и E_0) и показателе совершенства топливного элемента, достигнутого в экспериментах (R_{ASR}). В конкретной ситуации эта зависимость выглядит так, как показано на рисунке 3. Эту кривую можно приблизительно разделить на медленный и быстрый участки, и границу между ними идентифицировать как оптимум по эффективности и стоимости. В этом состоит суть эвристического алгоритма, который часто применяется при выборе верхней границы стоимости как в экономике, так и в быту. Например, перед тем как купить новый диск к компьютеру, строится зависимость цены от емкости диска. Эта кривая всегда вначале прямолинейна, а при какой-то емкости резко взмывает вверх. Граничная емкость и является оптимальной. Если, конечно, нет дополнительного

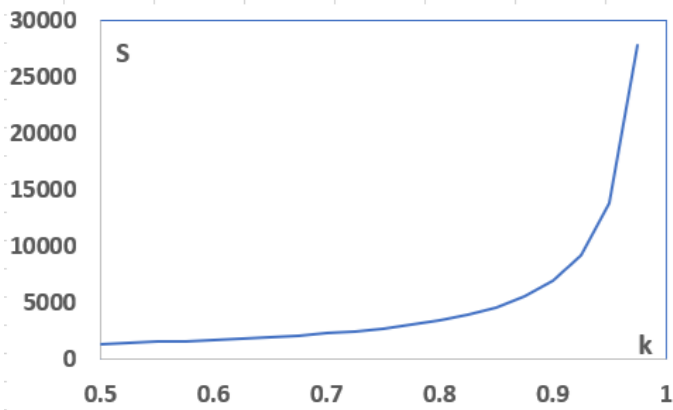


Рисунок 3. Зависимость между стоимостью и эффективностью энергетической установки с топливным элементом: S — площадь электродов (см^2), k — коэффициент нагрузки.

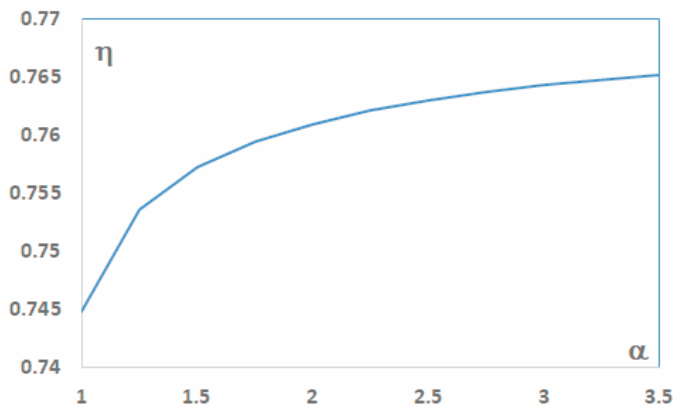


Рисунок 4. Зависимость КПД установки с топливным элементом от коэффициента избытка окислителя α .

ограничения свободы выбора — денег мало, или нужна экстремальная емкость за любые деньги.

Значение $k = 0.85$, использованное в предыдущем разделе для определения реальных мощностей топливного элемента, вполне соответствует эвристическому алгоритму оптимизации, судя по рисунку 3.

Еще один простой оптимизационный шаг — это выбор коэффициента избытка окислителя (воздуха), так как в данном случае он бесплатный (т.е. не энергозатратный). На рисунке 4 представлена зависимость электрического КПД η от коэффициента избытка окислителя α при $k = 0.85$. Экстремума на кривой нет, потому снова приходится использовать вариант эвристического алгоритма оптимизации. Видно, что быстрый в начале рост кривой замедляется, и около значения $\alpha = 2.5$ дальнейший рост переходит в пологую прямую. Нег смысла при используемой простой термодинамической модели искать, что будет при стремлении α к бесконечности. Следует, по-видимому, остановиться на этой умеренной характерной точке $\alpha = 2.5$, назвав ее оптимальной.

Характеристики этого оптимального топливного элемента в сравнении с рассмотренным ранее при $\alpha = 1$ приведены в таблице 4.

Таблица 4. Характеристики автономного топливного элемента при двух значениях коэффициента избытка окислителя α .

	$\alpha = 2.5$	$\alpha = 1$
ЭДС электрохимической реакции, В	0.9322	0.91
Максимальная электрическая мощность, кВт	719.6	702.4
Реальная электрическая мощность, кВт	611.6	597.1
Реальная тепловая мощность, кВт	190	204.7
Термодинамический КПД процесса, %	72.47	70.74
Идеальный электрический КПД, %	89.76	87.61
Электрический КПД, %	76.3	74.48

5. СХЕМЫ УТИЛИЗАЦИИ ТЕПЛА

Таким образом, глядя в таблицу 4, можно утверждать, что в оптимальном твердооксидном топливном элементе с внутренней конверсией метана при рассмотренных параметрах происходит прямое преобразование 76.3% химической энергии метана в электричество. Для утилизации оставшихся 190 кВт тепла из 801.6 имеющихся по теплотворной способности метана просматриваются 3 схемы:

- 1) внешнее охлаждение топливного элемента со сбросом тепла в цикл Стирлинга;
- 2) внутреннее охлаждение топливного элемента со сбросом высокотемпературной части тепла охлаждения выхлопного газа в цикл Стирлинга;
- 3) внутреннее охлаждение топливного элемента со сбросом высокотемпературной части тепла охлаждения выхлопного газа в газотурбинный цикл, который будет субатмосферным по причине работы топливного элемента при атмосферном давлении; субатмосферный газотурбинный цикл иногда называется обратным циклом Брайтона, так как здесь турбина предшествует компрессору.

5.1. Внешнее охлаждение. Цикл Стирлинга.

Все тепло внешнего охлаждения топливного элемента сбрасывается при постоянной (рабочей) температуре в утилизационный цикл Стирлинга, за исключением небольшой части генерируемого в топливном элементе тепла, необходимого для подогрева топлива и окислителя с 1038 К до рабочей температуры 1073 К (вследствие принятого допущения о минимальном температурном напоре между суммарными TQ-диаграммами источников и стоков тепла 35 К) в процессе внутреннего охлаждения топливного элемента. Эта схема утилизации тепла показана на рисунке 5. Характеристики стоков и источников тепла приведены в таблице 5.

Видно, что источник 1 и стоки 1 и 2 практически сбалансированы по тепловой мощности при минимальном температурном напоре 35 К. Для утилизации тепла с постоянной температурой из источника 2 наиболее подходящим устройством (из соображений единичной

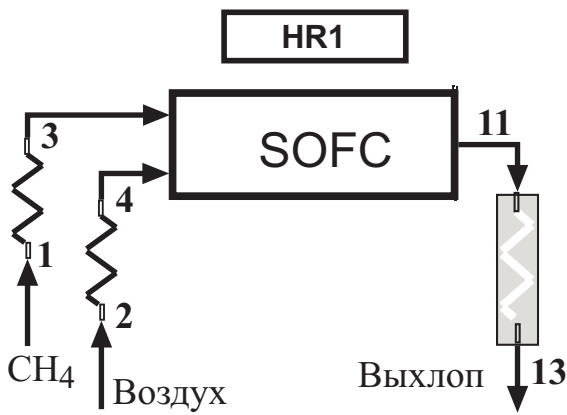


Рисунок 5. Схема утилизации тепла (внешнее охлаждение, цикл Стирлинга).

Таблица 5. Стоки (Out) и источники (In) тепла на схеме рисунка 5. Крайние температуры T_1 и T_2 и тепловые мощности Q .

Рабочие тела	T_1	T_2	Q
Out1 1–3	298.0	1038	41.53
Out2 2–4	298.0	1038	549.2
In1 13–11	300.0	1073	671.9
Ln2 HR1	1073	1073	159.0

мощности и высокой температуры) является двигатель внешнего сгорания, работающий по циклу Стирлинга. Идеальный цикл Стирлинга имеет максимально возможный КПД, равный КПД цикла Карно:

$$\eta_K = 1 - T_0/T_1, \quad (15)$$

где T_0 и T_1 — температуры холодильника и нагревателя.

Совершенствование технологии ведет к повышению оптимизма по отношению к циклу Стирлинга и к приближению его КПД к практическому пределу — КПД Шамбадаля–Новикова [8–10]:

$$\eta_{Ch-No} = 1 - \sqrt{T_0/T_1}. \quad (16)$$

Свежая публикация компании Cool Energy [11] показывает, что реальный КПД в расчетном режиме практически совпадает с КПД Шамбадаля–Новикова. Такой же уровень приближения к КПД Шамбадаля–Новикова показывают достаточно старая разработка лаборатории Oak Ridge [12] и свежая проектная разработка [13] (интересно, что в публикациях [12] и [13] рассматриваются свободнопоршневые машины). Одним словом, реальный КПД циклов Стирлинга, которые могут быть использованы для утилизации тепла в нашей постановке, естественно положить равным КПД Шамбадаля–Новикова.

При утилизации тепла источника 2 из таблицы 4 температуры в формуле (16) можно положить равными 300 и 1038 К и получить КПД 46.2% и дополнительную электрическую мощность 73.69 кВт.

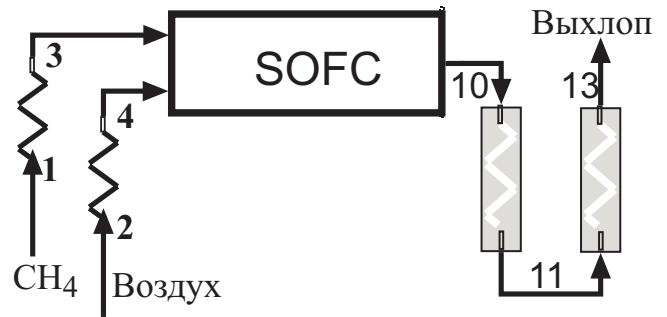


Рисунок 6. Схема утилизации тепла (внешнее охлаждение, цикл Стирлинга).

Таблица 6. Стоки (Out) и источники (In) тепла на схеме рисунка 6. Крайние температуры T_1 и T_2 и тепловые мощности Q .

Рабочие тела	T_1	T_2	Q
Out1 1–3	298.0	851.7	28.29
Out2 2–4	298.0	851.7	403.4
In1 13–11	333.0	886.7	437.1
Ln2 11–10	886.7	1073	159.5

5.2. Внутреннее охлаждение. Цикл Стирлинга.

При внутреннем охлаждении генерируемое в топливном элементе тепло полностью используется для подогрева топлива и окислителя до рабочей температуры 1073 К с температуры 851.7 К, а для их подогрева до этой температуры источник тепла, а это продукты реакции, должен иметь температуру хотя бы на 35 К больше. Тепло, уходящее с продуктами электрохимической реакции, в диапазоне температур выше этой границы сбрасывается в утилизационный цикл Стирлинга. Эта схема утилизации тепла показана на рисунке 6. Характеристики стоков и источников тепла приведены в таблице 6.

Видно, что источник 1 и стоки 1 и 2 практически сбалансированы по тепловой мощности при минимальном температурном напоре 35 К. Тепло из источника 2 отличается от предыдущего случая небольшим падением температуры. Но, похоже, это не тот случай, чтобы обратиться к циклу Калины — слишком высокие значения температуры. По-прежнему более подходящим представляется цикл Стирлинга, с температурой нагревателя 851 К в формуле 16 для КПД. При этом КПД равен 40.6%, а дополнительная электрическая мощность равна 64.8 кВт.

5.3. Внутреннее охлаждение. Цикл Брайтона.

Генерируемое в топливном элементе тепло полностью используется для подогрева топлива и окислителя с 851.7 К до рабочей температуры 1073 К. Тепло, уходящее с продуктами электрохимической реакции, по возможности утилизируется во встроенном субатмосферном цикле Брайтона; подогрев топлива и окислителя до 851.7 К производится выхлопными газами из

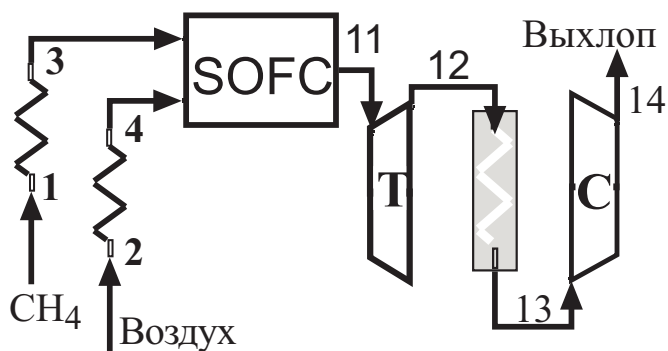


Рисунок 7. Схема утилизации тепла (внешнее охлаждение, цикл Стирлинга).

Таблица 7. Стоки (Out) и источники (In) тепла на схеме рисунка 7. Крайние температуры T_1 и T_2 и тепловые мощности Q .

Рабочие тела	T_1	T_2	Q
Out1 1–3	298.0	851.7	28.29
Out2 2–4	298.0	851.7	403.4
In1 13–11	300.0	886.7	461.6

турбины, температура которых должна быть не ниже $851.7+35$ К.

Видно, что источник 1 и стоки 1 и 2 сбалансированы по тепловой мощности при минимальном температурном напоре 35 К. Расширение в турбине в 2.427 раз с изоэнтальпическим КПД 0.9 до 886.7 К дает мощность 159.6 кВт. Для сжатия охлажденных до 300 К выхлопных газов до атмосферного давления компрессор с КПД 0.85 затрачивает 75.3 кВт. Выходная электрическая мощность газотурбинной установки 84.4 кВт.

Таким образом, рассмотренные 3 схемы утилизации генерируемого топливным элементом в оптимальном режиме тепла в количестве 190 кВт дают дополнительную электрическую мощность следующей величины: 73.69, 64.8 и 84.4 кВт. Похоже, что лучше других выглядит 3-я схема, внутреннее охлаждение топливного элемента с утилизацией тепла выхлопных газов во встроенном субатмосферном цикле Брайтона. Она обеспечивает КПД гибридной установки на уровне 86.8%. Есть еще одно соображение в пользу этого варианта — в субатмосферной области легче создавать газотурбинное оборудование, соответствующее по единичной мощности топливным элементам. Не намного хуже 1-й вариант — внешнее охлаждение топливного элемента со сбросом тепла в цикл Стирлинга. Следует признаться, что на том уровне произвола, который был использован при моделировании, трудно сделать окончательный выбор, особенно когда речь идет о полутора процентах рядом с 76-ю процентами, полученными путем прямого преобразования.

Цифры термодинамической эффективности получены в настоящей работе с использованием предельной идеализации — в приближении полного преоб-

разования в однонаправленных реакциях. Это приближение, тем не менее, позволяет сопоставлять результаты с полученными с помощью более глубокого численного моделирования [3] или эксперимента [4], как это было показано выше. Но в настоящей работе вся теплотворная способность топлива реализуется в топливном элементе, утилизационный блок принимает только остаток от прямого преобразования. Поэтому рассматриваемая установка по существу не является гибридной, как все без исключения объекты термодинамического исследования установок с твердооксидным топливным элементом [14–16].

6. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Проведено моделирование твердооксидного топливного элемента путем рассмотрения термодинамического цикла как последовательности изобарно-изотермических процессов разделения, смешения и электрохимического взаимодействия рабочих тел, в приближении полного преобразования в однонаправленных реакциях, в терминах приращений потоков термодинамических потенциалов — энтальпии и энергии Гиббса.

Показано, что в топливном элементе с внутренней конверсией метана доля прямого преобразования химической энергии метана в электрическую мощность топливного элемента может превосходить 76% при коэффициенте избытка окислителя (воздуха) около 2.5. Такой топливный элемент может быть выполнен как устройство внешнего или внутреннего охлаждения. В первом случае тепло охлаждения выхлопных газов используется для подогрева метана и воздуха на входе, а тепло охлаждения топливного элемента сбрасывается в утилизационный цикл Стирлинга. Во втором случае тепло, генерируемое в электрохимической реакции, полностью используется для подогрева реагентов в высокотемпературном диапазоне, а тепло выхлопных газов в этом диапазоне температур утилизируется в субатмосферном газотурбинном цикле, обеспечивая суммарный КПД гибридной установки около 86%.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Bretscher N L 2019 Solid oxide fuel cell gas turbine hybrids for distributed generation *Technical Information INL/EXP-19-55104-Revision-0* (Idaho National Laboratory)
2. Жук А З и Иванов П П 2024 *ТВТ* **62** 913–919
3. Жук А З и Иванов П П 2023 *ТВТ* **61** 777–782
4. Fernandes A, Brabandt J, Posdziech O, Saadabadi A, Recalde M, Fan L, Promes E, Liu M and Woudstra T 2018 *Energies* **11** 1985
5. Kalina A L 1984 *ASME Journal of Engineering for Power* **106** 737–742
6. URL <https://thermo.jiht.ru/ru/>
7. Жук А З, Иванов П П и Липатова И А 2024 *Вестник ОИВТ РАН* **16** 38–44
8. Curzon F L and Ahlborn B 1975 *Am. J. Phys.* **43** 22–24
9. Новиков И И 1957 *Атомная энергия* **11** 409–412
10. Шамбадаль П 1967 *Развитие и приложения понятия энтропии* (Москва: Наука)
11. Smith L, Nuel B, Weaver S P, Berkower S, Weaver S C and Gross B 2016 25 kw Low-Temperature Stirling Engine for Heat Recovery, Solar, and Biomass

- Applications URL https://www.ohio.edu/mechanical/stirling/ISEC_papers/ISEC2016-CoolEnergy.pdf
12. Chen N C J and Griffin F P 1986 Linear Harmonic Analysis of Free-Piston Stirling Engines *Technical Information ORNL/CON-172* (ORNL)
 13. Qiu S and Solomon L 2018 Free-Piston Stirling Engine Generators URL <https://www.intechopen.com/chapters/62541>
 14. Филимонова А А, Чичиров А А, Чичирова Н Д и Печенкин А В 2022 *Журнал СВУ. Техника и технологии* **15** 812–817
 15. Wilson J A, Wang Y, Carroll J, Raush J, Arkenberg G, Dogdibegovic E, Swartz S, Daggett D, Singhal S and Zhou X D 2022 *Energies* **15** 2885–2895
 16. Serbin S, Washchilenko N, Cherednichenko O, Burunsuz K, Dzida M and Chen D 2022 *Ships and Offshore Structures* **17** 866–870