

ЭКСЕРГЕТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ НОВЫХ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИХ ЦИКЛОВ С УЛАВЛИВАНИЕМ ДИОКСИДА УГЛЕРОДА

© 2023 г. А. С. Косой^{a, b}, А. А. Косой^{a, c}, О. С. Попель^a, Ю. А. Зейгарник^a,
М. В. Синкевич^{a, *}, С. П. Филиппов^d

^aОбъединенный институт высоких температур (ОИВТ) РАН,
Ижорская ул., д. 13, стр. 2, Москва, 125412 Россия

^bПАО НПО “Алмаз” им. академика А.А. Расплетина,
Ленинградский просп., д. 80, корп. 16, Москва, 125190 Россия

^cНациональный исследовательский университет “Московский энергетический институт”,
Красноказарменная ул., д. 14, Москва, 111250 Россия

^dИнститут энергетических исследований РАН, Нагорная ул., д. 31, корп. 2, Москва, 117186 Россия

*e-mail: smvmikl@mail.ru

Поступила в редакцию 24.08.2022 г.

После доработки 16.12.2022 г.

Принята к публикации 23.12.2022 г.

Представлены результаты эксергетического анализа двух новых термодинамических циклов: цикла Аллама и цикла бескомпрессорной парогазовой установки (ОИВТ). Их принципиальной особенностью является возможность вывода диоксида углерода, образующегося при сжигании органического топлива, непосредственно из цикла энергетической установки. Это делает такие установки чрезвычайно привлекательными для проведения декарбонизации энергетики. Установки на основе цикла ОИВТ являются более универсальными, поскольку позволяют производить не только электрическую, но и тепловую энергию для централизованного теплоснабжения, а также обеспечивать вывод углекислого газа из цикла не в газообразном, а в жидком виде, более удобном для транспортировки к потребителю и/или захоронения. Показано, что электрический КПД установки на основе цикла Аллама составляет 58.1%, а на основе цикла ОИВТ при работе в режиме когенерации – 45.5% при общей эффективности использования топлива 92.5%. При отсутствии отпуска тепла электрический КПД цикла ОИВТ приближается к КПД цикла Аллама. Расчеты сопровождаются детальным представлением рассматриваемых циклов на T, s -диаграмме. Выделены процессы, в которых происходят основные потери эксергии. Сделан вывод, что рассмотренные установки могут составить реальную конкуренцию традиционным энергоустановкам с улавливанием диоксида углерода сорбционными и мембранными методами. Для верификации методики и расчетной модели предварительно был выполнен эксергетический анализ традиционной газотурбинной установки простого цикла ГТУ-110, парогазовой установки на его основе электрической мощностью 325 МВт и микротурбины с регенерацией Capstone C30. Выделены основные научно-технические задачи, требующие решения для успешного освоения рассмотренных инновационных циклов. Они включают в себя создание теплового регенератора со степенью рекуперации более 95%, работающего при температуре около 1000 К, кислородно-топливной камеры сгорания на давление более 30 МПа, парогазовой турбины с рабочим телом, имеющим температуру на входе более 1400 К и давление выше 30 МПа. Эти задачи не представляются более сложными, чем те, что ставились и успешно решались при создании современных высокотемпературных газотурбинных установок большой мощности.

Ключевые слова: декарбонизация, энергетическая установка, кислородно-топливное горение, термодинамический цикл, эксергетический анализ, эксергия, анергия, газотурбинная установка, диоксид углерода

DOI: 10.56304/S0040363623070032

Для безуглеродного развития энергетики предлагаются новые термодинамические циклы, направленные на повышение эффективности генерации энергии, снижение выбросов парниковых газов. Для подтверждения преимуществ

новых циклов требуются проведение их термодинамического анализа и сравнение с уже освоенными циклами. Критериев эффективности генерации энергии довольно много, но на ранних стадиях анализа новых термодинамических цик-

лов предпочтение отдается оценке их тепловой эффективности. Для расчета тепловой эффективности сложных циклов (когда в них участвуют различные вещества в качестве рабочих тел, их свойства претерпевают сложные изменения, а термодинамические процессы сопряжены с фазовыми переходами) используются сложные математические модели для описания процессов и громоздкие вычислительные комплексы для получения численных результатов. Часто приходится анализировать результаты сторонних исследователей, и в этом случае необходимо убедиться в достоверности таких результатов.

В данной статье для этой цели применяется подход, базирующийся на методах эксергетического анализа. Основная цель этого подхода — быстрая проверка тепловых балансов в целях соблюдения законов термодинамики. Часто анализируемая информация бывает неполной. В этом случае ее можно дополнить необходимыми величинами, исходя из имеющегося инженерного опыта. Если удастся свести тепловой баланс и баланс энергии при “разумных” величинах, задаваемых, исходя из инженерного опыта, то анализируемый тепловой баланс можно рассматривать как достоверный. Кроме того, этот подход позволяет выявлять причины потери эффективности работы теплосилового установки по отдельным узлам и обосновывать рекомендации по совершенствованию циклов.

В представленной статье предложенная методика эксергетического анализа верифицирована с помощью данных промысленных испытаний образцов турбоустановок различных типов и мощностей: ГТУ-110 (ГТУ простого цикла), ПГУ-325 (парогазовая установка бинарного цикла) и Carstone C30 (мини-ГТУ с регенерацией тепла отработавших газов). Верификация дала положительные результаты. После этого был выполнен анализ двух циклов, в которых используется технология кислородно-топливного горения: цикла Аллама [1] и цикла бескомпрессорной парогазовой установки (цикл ОИВТ)¹ [2–4], нацеленных на решение задач безуглеродной энергетики при сохранении высокой эффективности генерации электроэнергии.

Для использованного в данной работе способа эксергетического анализа необходимо и достаточно знать температуры в узловых точках цикла и тепловые потоки. При этом нет необходимости рассматривать, каким образом эти температуры и тепловые потоки были получены, а строгость анализа полностью соответствует строгости тех расчетов, которые применены для получения температур и тепловых потоков.

¹ В ранних публикациях [2, 3] применялась аббревиатура БКПГУ.

МЕТОДИЧЕСКИЕ ОСОБЕННОСТИ АНАЛИЗА

Термодинамический цикл² рассматривается как замкнутая тепловая система, взаимодействующая с внешней средой посредством теплообмена и совершения работы. В системе рабочее тело может состоять из одного или нескольких веществ. Эти вещества могут выводиться из системы, или она может пополняться ими. В любом случае учитывается лишь тепловая сторона этих процессов. Получение тепла при охлаждении отбираемой части рабочего тела до температуры окружающей среды рассматривается как его отвод из системы. Также считается, что применительно к каждой тепловой системе любая механическая энергия, включая кинетическую энергию движения рабочего тела и потенциальную энергию давления рабочего тела, реализуются во внешней среде. Превращение механической энергии в тепло расценивается как теплообмен (передача тепла из внешней среды в систему).

Все энергетические потоки (энергия, эксергия, анергия) выражаются в удельном виде — в процентах исходной тепловой энергии (энергии, которая в последующем будет фигурировать в знаменателе формулы, определяющей тепловой КПД). Энтропия тоже относится к исходной тепловой энергии и выражается в процентах на кельвин. Суть эксергетического анализа заключается в том, что тепло делится на две категории. Первая — это эксергия или часть тепла, которая теоретически может быть преобразована в другие виды энергии, вторая — анергия, которая без нарушения второго закона термодинамики ни в какой другой вид энергии преобразована быть не может.

Анализ термодинамических процессов дает возможность определить, где, почему и сколько анергии образуется в системе. Отношение разности между исходной тепловой энергией и суммой всех анергий в цикле к исходной тепловой энергии определяет тепловой КПД цикла (эксергетический баланс). При этом, по сравнению с тепловым, эксергетический баланс дает меньшую вероятность допустить ошибку, связанную с нарушением второго закона термодинамики. Еще одно преимущество эксергетического баланса заключается в том, что каждая составляющая суммарной анергии однозначно связана с конкретным процессом, реализуемым в конкретной части тепловой машины. При рассмотрении далее примеров некоторые детали методики будут описаны более подробно.

² Используется несколько расширенное понятие термодинамического цикла, включающее в себя кроме совокупности процессов еще и рабочее тело с тепловой энергией.

**ЭКСЕРГЕТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ГТУ
ПРОСТОГО ЦИКЛА НА ПРИМЕРЕ ГТУ-110**

Вся необходимая для анализа информация заимствована из [5, 6] и приводится далее:

Температура, К:		
окружающей среды.....	288	
на выходе из компрессора.....	673	
на входе в турбину.....	1473	
на выходе из турбины.....	863	
Мощность, МВт:		
исходная тепловая (энергия топлива).....	313.4	
компрессора.....	141	
турбины.....	259	
электрическая брутто.....	110*	
КПД:		
турбины адиабатический.....	0.9	
компрессора адиабатический.....	0.84	
электрогенератора.....	0.98*	
Суммарные потери полного давления, %.....		11*
Утечки рабочего тела из цикла, %.....		1.2*
Суммарный отбор воздуха на охлаждение турбины, %.....		13*

* Значения приняты исходя из инженерного опыта.

Приведенные данные позволяют определить энтропию в каждой узловой точке цикла и построить T, s -диаграмму (здесь T – температура; s – энтропия). В представленном в настоящей работе анализе используется изменение удельной энтропии Δs относительно принимаемой точки отсчета. В каждом конкретном случае может быть принята своя точка отсчета, чтобы наиболее наглядным образом показать суть термодинамических процессов.

В рассматриваемом далее примере для основного рабочего тела за точку отсчета принята энтропия на входе в компрессор (точка 1). На рис. 1 показана $T, \Delta s$ -диаграмма для ГТУ-110. В точке 1 (начало повышения давления) температура рабочего тела соответствует температуре окружающей среды (288 К), $\Delta s = 0$. Компрессор совершает работу, которая в результате сжатия рабочего тела переходит в его потенциальную энергию, но часть совершаемой работы превращается в тепло. Потенциальная энергия, как уже было сказано, относится к внешней среде. Доля работы, которая перешла в тепло, дает увеличение энтропии рабочего тела

$$\Delta s_k = \int_1^2 \frac{dQ_k}{T},$$

где Δs_k – изменение энтропии в компрессоре; Q_k – часть работы компрессора, перешедшая в тепло.

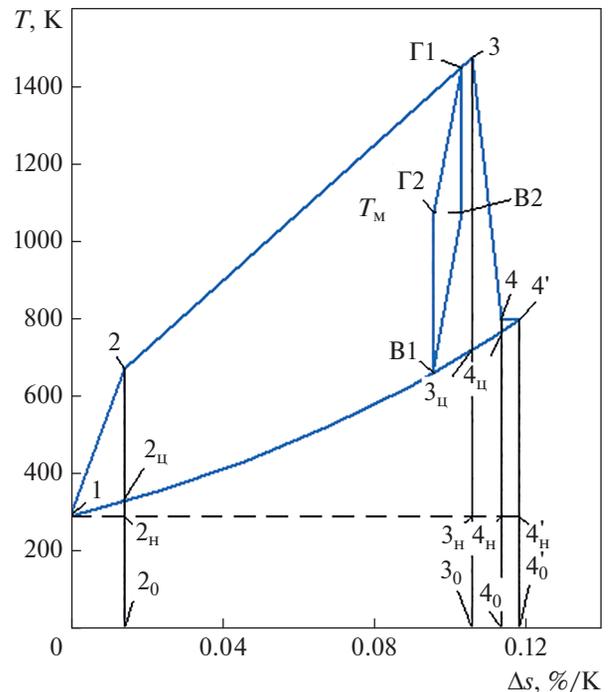


Рис. 1. Диаграмма термодинамического цикла ГТУ-110. В – воздух; Г – горячий теплоноситель; T_m – максимальная допустимая температура металла охлаждаемых деталей; 0, н, ц – проекция точек на линию 0 К, на линию температуры окружающей среды и на линию, показывающую процесс отвода тепла из цикла

В общем случае необходимо брать этот интеграл с учетом массового расхода рабочего тела и его состава. Но для большинства случаев с достаточно высокой точностью среднюю интегральную температуру можно заменить средней арифметической температурой (разность между ними не превышает 1–2%). Тогда этот интеграл можно определить следующим образом:

$$\Delta s_k = 2Q_k / (T_1 + T_2),$$

где T_1, T_2 – температуры рабочего тела в точках 1, 2 диаграммы. Подобным образом находят координаты точек 3, 4:

$$s_3 = s_2 + \Delta s_{k,c}; \quad s_4 = s_3 + \Delta s_T,$$

где $\Delta s_{k,c} = 2Q_{k,c} / (T_2 + T_3)$; $\Delta s_T = 2Q_T / (T_3 + T_4)$; $\Delta s_{k,c}$, Δs_T – изменение энтропии в камере сгорания и турбине; $Q_{k,c}$ – подвод тепла в камере сгорания (исходная тепловая энергия); T_3, T_4 – температура в точках 3, 4; Q_T – часть работы, совершенной в турбине, превратившаяся в тепло.

Все тепловые потоки используются в относительном виде. В рассматриваемом случае они отнесены к исходной тепловой энергии, поэтому $Q_{k,c}$ соответствует 100%.

Отдельное внимание следует уделить гидравлическим потерям. Множество участков проточ-

ной части оказывает сопротивление движению рабочего тела, совершающего работу, в результате которой часть потенциальной или кинетической энергии потока превращается в тепло. Гидравлические потери принято учитывать коэффициентами восстановления полного давления и выражать в потерях полного давления. Если рабочее тело — идеальный газ, то работа, перешедшая в тепло при преодолении гидравлического сопротивления, пропорциональна температуре и изменение энтропии не будет зависеть от того, в какой точке цикла проявляется гидравлическое сопротивление. Поэтому для упрощения анализа все сопротивления по тракту объединены в одной, суммарной потере полного давления и отнесены к выходу из турбины (переход 4 → 4').

После турбины рабочее тело отводится в атмосферу. При этом его отвод рассматривается как отвод тепла из цикла (охлаждение рабочего тела до возвращения в точку 1).

Часть механической энергии в процессе повышения давления в компрессоре переходит в тепло. На рис. 1 это тепло равно площади четырехугольника 0,1,2,2₀. Часть этого тепла совершает полезную работу (треугольник 1,2,2_ц). Еще одна часть (треугольник 1,2_ц,2_н) теоретически может совершить полезную работу. Часть, которая равна площади прямоугольника 0,1,2_н,2₀, без нарушения второго закона термодинамики не может быть преобразована в работу. Это — анергия, полученная в процессе повышения давления в компрессоре. Соответственно, для процесса в камере сгорания анергия равна площади прямоугольника 2₀,2_н,3_н,3₀. Для понижения давления в турбине и уменьшения гидравлических потерь анергии должны быть равны площадям прямоугольников 3₀,3_н,4_н,4₀ и 4₀,4_н,4'_н,4'₀ соответственно.

Кроме процессов, реализуемых с помощью основной массы рабочего тела, в цикле происходят процессы с его частью — охлаждающим воздухом, который минует камеру сгорания и поступает непосредственно в турбину. Отбор рабочего тела на охлаждение турбины вносит дополнительные термодинамические потери. Эти потери могут быть проиллюстрированы следующим образом. В хорошо спроектированной системе охлаждения охлаждающий воздух удается нагреть практически до допустимой по прочностным показателям температуры металла деталей проточной части турбины. При известной доле воздуха, отбираемой на охлаждение, и температуре, до которой подогревается этот воздух, не составляет труда найти количество тепла, идущего на этот подогрев, и изменение энтропии, вызванное этим подогревом.

Точку отсчета для этого процесса можно выбрать совершенно свободно, не связывая ее с

процессами в основной массе рабочего тела. На рис. 1 эта точка выбрана так, чтобы для наглядности линии процессов в системе охлаждения турбины не пересекались с линиями процессов, происходящих в основной массе рабочего тела. Тепло, идущее на подогрев охлаждающего воздуха, получается за счет охлаждения части рабочего тела, работающего в турбине. На рис. 1 начало подогрева охлаждающего воздуха обозначено точкой В1, а конец подогрева — точкой В2. Охлаждение части рабочего тела в турбине обозначено точками Г1 и Г2. Теоретически, можно было бы считать полезную работу равной площади четырехугольника В1,В2,Г2,Г1, но эта работа в реальном цикле не получена и, следовательно, безвозвратно потеряна.

Отвод рабочего тела (уходящих газов) из системы считается отводом тепла. Эксергия этого тепла равна площади треугольника 1,4',4'_н. Часть этой эксергии, а теоретически вся она, может быть преобразована в работу. В последующем, при анализе цикла ПГУ-325, это будет рассмотрено, но в цикле ГТУ-110 дальнейшее преобразование эксергии уходящих газов не предусматривается. Поэтому при выбросе уходящих газов в атмосферу их эксергия превращается в анергию.

Работа любой теплосилового установки связана с дополнительными энергетическими потерями (трением в подшипниках, безвозвратными утечками рабочего тела, потерями при преобразовании полученной работы в требуемый вид энергии). Вся эксергия с этими потерями оказывается утраченной. Это еще одна дополнительная анергия, которую необходимо учитывать.

В табл. 1 приведены результаты эксергетического анализа цикла ГТУ-110. Они сопоставлены с результатами тепловых расчетов. Хорошее совпадение конечных результатов по КПД цикла получено при весьма правдоподобных значениях показателей, которые задавались исходя из инженерного опыта. Это свидетельствует о достижимости данных теплового расчета, что было подтверждено натурными испытаниями этой установки. Если бы не удалось добиться хорошего совпадения конечных результатов или это совпадение было бы получено при недостижимых показателях отдельных процессов (потерях полного давления, отборе воздуха на охлаждение турбины, утечках рабочего тела из цикла и др.), это свидетельствовало бы о том, что данные теплового расчета некорректны.

Из результатов расчетов следует, что наибольшее количество анергии образуется в процессе подвода тепла в камере сгорания (26.8%). Зависимость, определяющая эту анергию, может быть представлена в виде

$$AEx_{к.с} = T_n / T_{к.с\text{ ср}},$$

Таблица 1. Результаты эксергетического анализа ГТУ-110, %

Процесс	Тепловая энергия	Эксергия	Анергия
Повышение давления в компрессоре	7.1	2.8	4.3
Подвод энергии в камере сгорания	100.0	73.2	26.8
Понижение давления в турбине	8.6	6.6	2.0
Гидравлические потери по тракту	3.4	2.3	1.1
Охлаждение:			
турбины	6.8	—	2.9
уходящих газов	63.1*	25.9	25.9
Потери:			
в подшипниках механические	0.41*	0	0.41
от утечек рабочего тела	0.67*	0	0.67
при преобразовании механической энергии в электрическую	0.75*	0	0.75
Суммарные безвозвратные потери	64.93*	—	64.9
КПД цикла	35.1	—	35.1

* Безвозвратные потери тепла.

где $AEx_{к.с}$ – анергия, генерируемая в камере сгорания; T_n – температура окружающей среды; $T_{к.с.ср}$ – средняя интегральная температура рабочего тела в процессе подвода тепла (далее по тексту температура подвода тепла) в камере сгорания.

Детальные расчеты подвода тепла в камере сгорания традиционных ГТУ показывают, что $T_{к.с.ср}$ на 1–2% меньше средней арифметической температуры. Поэтому с достаточной степенью точности для средней интегральной температуры подвода тепла в камере сгорания можно принять среднеарифметическое значение

$$T_{к.с.ср} = (T_2 + T_3)/2,$$

где T_2, T_3 – температура на входе в камеру сгорания и выходе из нее.

При повышении средней температуры подвода тепла на 100 К анергия, генерируемая в камере сгорания, снизится на 2.3% (абс.).

Надо учитывать, что параметры ГТУ-110 выбиралась более 30 лет назад. На то время это был передовой технический уровень. За 30 лет наука и техника продвинулись вперед, и для современных больших энергетических ГТУ достигнутые параметры выглядят следующим образом:

адиабатический КПД компрессора на 5–6% выше, чем в ГТУ-110, что уменьшает суммарную анергию на 1.4% (абс.);

адиабатический КПД турбины на 2–3% больше, чем в ГТУ-110, что дополнительно уменьшает суммарную анергию на 0.5% (абс.);

температура газов на входе в турбину на 200–300 К выше, чем в ГТУ-110, это еще уменьшает суммарную анергию на 2–3% (абс.);

эффективность разработанных за это время систем охлаждения такова, что при повышении температуры на входе в турбину на 200–300 К анергия практически не увеличивается;

учитывая то, что в настоящее время предлагается главным образом использовать ГТУ в составе ПГУ, где большая часть эксергии уходящих газов превращается в полезную работу, при создании ГТУ проектировщики не стремятся минимизировать эксергию уходящих газов. Но в тех случаях, когда это необходимо, за счет снижения анергии уходящих газов удается уменьшить суммарную анергию еще на 1.0–1.5% (абс.).

В современных энергетических ГТУ большой мощности (свыше 350 МВт) КПД составляет 40–41% и выше. В частности, ГТУ SGTS-4000F электрической мощностью 385 МВт и степенью повышения давления в компрессоре $\pi_k = 21$ компании Siemens имеет КПД (брутто) 41.5%, КПД ГТУ M701JAC компании Mitsubishi Heavy Industries (MHI) (574 МВт, $\pi_k = 25$) равен 43.4%, КПД ГТУ 9HA.02 компании General Electric (GE) Gas Power (571 МВт, $\pi_k = 22.8$) – 44% [7]. В то же время показатели присутствующих на мировом рынке ГТУ электрической мощностью около 100 МВт много скромнее. Так, КПД ГТУ 9E.03 компании GE (132 МВт, $\pi_k = 13$) равен 34.3%, КПД ГТУ M701DA компании MHI (144 МВт, $\pi_k = 14$) – 34.8%, КПД ГТУ SGTS-2000E фирмы Siemens

(117 МВт, $\pi_k = 12.8$) – 36.5%. КПД ГТУ LMS100PA+ (113 МВт) компании GE составляет 43% за счет высокой степени повышения давления ($\pi_k = 44.4$) и изотермического сжатия воздуха.

ЭКСЕРГЕТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ПГУ-325

Из предыдущего примера следует, что в ГТУ-110 большие потери эксергии связаны с выбросом отработавшего рабочего тела в атмосферу. В следующем примере будет показано, как эта эксергия полезно используется, когда ГТУ-110 работает в составе ПГУ-325. Исходные данные те же, что и для ГТУ-110. Дополнительная информация по паровой части заимствована из [8], она приведена далее:

Температура перегретого пара, К:	
высокого давления.....	759
низкого давления.....	509
Температура испарения пара, К:	
высокого давления.....	555
низкого давления.....	434
Температура питательной воды, К.....	347
Мощность, МВт:	
паровой турбины.....	110
электрическая брутто.....	325
Адиабатический КПД паровой турбины.....	0.9*
Потери полного давления в котле-утилизаторе, %.....	4*

* Данные инженерного опыта.

На рис. 2, а представлена $T, \Delta s$ -диаграмма для ПГУ-325. Параметры ГТУ почти полностью совпадают с приведенными на диаграмме, показанной на рис. 1. Однако вследствие дополнительного гидравлического сопротивления котла-утилизатора изменение энтропии, вызванное гидравлическими потерями, несколько больше.

Кроме того, показаны процессы, реализуемые в паровом контуре. Тепло отработавшего в ГТУ рабочего тела передается в котле-утилизаторе новому рабочему телу – водяному пару. Передача тепла всегда сопровождается эксергетическими потерями (рис. 2, б). Если имеются горячий теплоноситель с начальной и конечной температурой соответственно $T_{Г1}$ и $T_{Г2}$ и холодный теплоноситель с температурами $T_{Х1}$ и $T_{Х2}$, то тепло от горячего теплоносителя (линия Г1–Г2) теоретически можно было бы передать холодному теплоносителю без эксергетических потерь (линия Х1–Х2_т). В этом случае потребовался бы некий идеальный термодинамический цикл. Полезная работа этого идеального цикла была бы равна площади фигу-

ры, ограниченной линиями Г1–Г2, Г2–Х1, Х1–Х2_т, Х2_т–Г1. Холодный теплоноситель при этом получил бы меньше тепла на эту площадь. В реальности возможность произвести эту полезную работу отсутствует. Следовательно, анергия, генерируемая в процессе теплопередачи, равна площади фигуры, ограниченной линиями Г1–Г2, Г2–Х1, Х1–Х2_т, Х2_т–Г1.

Если подходить более строго, то теоретически возможная работа возвращается холодному теплоносителю в виде тепла, которое несет в себе еще долю эксергии, но эта доля мала и ею можно пренебречь. Реальная точка Х2 находится правее теоретической Х2_т, так что площади фигур, ограниченных линиями Г1–Г2, Г2–Г2₀, Г2₀–Г1₀, Г1₀–Г1 и Х1–Х2, Х2–Х2₀, Х2₀–Г2₀, Г2₀–Х1, равны. Смещение точки Х2 относительно Х2_т небольшое, и даже в увеличенном масштабе линии Х2_т–Г1₀ и Х2–Х2₀ почти сливаются. Поэтому, для того чтобы не терялась наглядность, все остальные рисунки показаны упрощенно, так, будто точка Х2 не смещена. На каждом участке котла-утилизатора генерируется анергия. В пароперегревателе эта анергия равна площади четырехугольника ПЗ₄,5₁,4',ПЗ (см. рис. 2, а), в испарителе высокого давления – площади четырехугольника ПЗ₃,5₂,5₁,ПЗ₄.

На рисунке точки ПЗ₃ и 5₂ слились в одну точку, но между ними обязательно должна быть хоть какая-нибудь разница. Иначе будет нарушен второй закон термодинамики. Чем меньше разница температур в этих точках, тем меньше анергии генерируется в испарителе, но тем больше потребуются площадь теплообменной поверхности. Согласно литературным данным, в ПГУ-325 разница между температурами в точках ПЗ₃ и 5₂ (“pinch point”) составляет 5 К. Несмотря на такую небольшую разницу температур, генерируемая анергия на участке испарителя относительно велика (2.8%). В экономайзере высокого давления, испарителе низкого давления и экономайзере низкого давления генерируемые анергии равны соответственно площадям четырехугольников ПЗ₂,5₃,5₂,ПЗ₃, ПЗ₁,5₄,5₃,ПЗ₂ и ПЗ₂,5₅,5₄,ПЗ₁. Охлажденное в котле-утилизаторе рабочее тело ГТУ еще располагает эксергией, она равна площади треугольника П1,5₅,П1_н. Вся эта эксергия теряется – переходит в анергию. При проектировании утилизационного контура его параметры и конструкцию выбирают таким образом, чтобы минимизировать эти составляющие суммарной анергии. Один из таких путей – использование парового котла двух давлений. Можно было бы пойти еще на один нижний термодинамический цикл, утилизирующий остатки эксергии уходящих газов, но пока такие решения рассматриваются как экономически нецелесообразные.

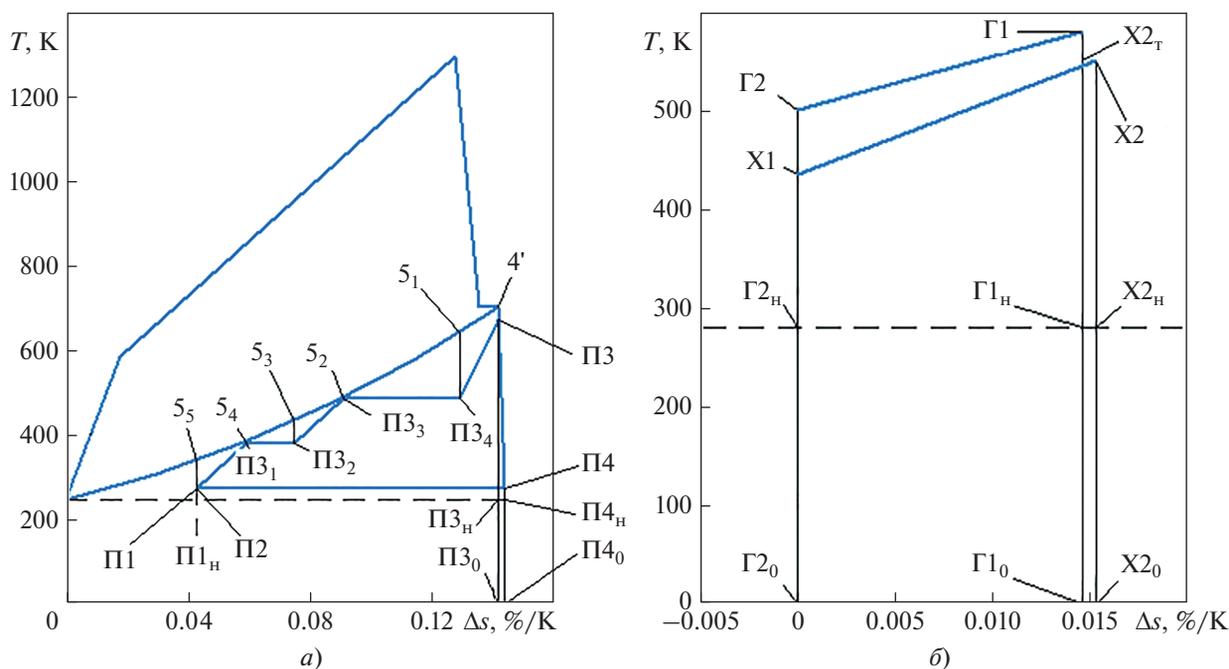


Рис. 2. Диаграмма термодинамического цикла ГТУ-325. *а* – упрощенная диаграмма процессов передачи тепла; *б* – иллюстрация упрощений, принятых при изображении диаграммы процесса теплообмена; П – пар; Г – горячий теплоноситель; X – холодный теплоноситель; т – теоретическая точка

Полученный в котле-утилизаторе пар подается в паровую турбину. Расширяясь в турбине (линия ПЗ–П4), он совершает работу. Так как процесс в паровой турбине не идеальный, часть совершенной работы превращается в тепло и возвращается в цикл. Анергия этого тепла равна площади прямоугольника ПЗ₀,ПЗ_н,П4_н,П4₀. Отработавший в паровой турбине пар конденсируется. Это тоже теплообменный процесс, генерирующий свою долю анергии, которая равна площади прямоугольника П1_н,П1,П4,П4_н.

В табл. 2 приведены результаты эксергетического анализа цикла ПГУ-325.

Как было сказано ранее, в современных мощных энергетических ГТУ достигнут КПД на 5–6% (абс.) выше, чем в ГТУ-110. В результате КПД (нетто) современных ПГУ на природном газе большой мощности (свыше 650 МВт) превысил 60%. В частности, КПД ПГУ электрической мощностью 1130 МВт с двумя ГТУ SGTS-2000E составляет 61.2%, КПД ПГУ 650 МВт с одним ГТУ M701JAC равен 64%, КПД ПГУ 1680 МВт с двумя ГТУ 9HA.02 равен 64.3% [7]. Энергетическая эффективность ПГУ на основе ГТУ мощностью около 100 МВт существенно ниже. Так, КПД ПГУ 212.5 МВт с ГТУ M701DA равен 51.4%, ПГУ 412 с двумя ГТУ 9E.03 – 53.5%, ПГУ 286 МВт с ГТУ SGTS-2000E – 54.8%. Анонсируется дальнейшее увеличение КПД мощных ПГУ до 65% [9].

ЭКСЕРГЕТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ГТУ РЕКУПЕРАТИВНОГО ЦИКЛА НА ПРИМЕРЕ ТУРБИНЫ CAPSTONE C30

Для ГТУ рекуперативного цикла Capstone C30 исходные приведены далее [10, 11]:

Температура, К:		
окружающей среды.....	288	
на выходе из компрессора.....	453	
на входе в турбину.....	1100	
на выходе из турбины.....	864	
Мощность, кВт:		
компрессора.....	52	
исходная тепловая.....	111.8	
турбины.....	85.6	
электрическая брутто.....	30	
КПД:		
компрессора адиабатический.....	0.77	
турбины адиабатический.....	0.87	
преобразования механической энергии в электрическую (электрогенератор + инвертор).....	0.91*	
Степень рекуперации тепла		
отработавших газов.....	0.87	
Суммарные потери полного давления		
по тракту ГТУ, %.....	13*	
Суммарный отбор воздуха		
на охлаждение турбины, %.....	0.5*	
Утечки рабочего тела из цикла, %.....		1.0*

* Данные инженерного опыта.

Таблица 2. Результаты эксергетического анализа ПГУ-325, %

Процесс	Тепловая энергия	Эксергия	Анергия
Повышение давления в компрессоре	7.1	2.8	4.3
Подвод энергии в камере сгорания	100.0	73.2	26.8
Понижение давления в турбине	8.6	6.6	2.0
Охлаждение турбины	6.8	—	2.9
Передача тепла:			
в пароперегревателе	7.9	—	1.0
в испарителе высокого давления	20.5	—	2.8
в экономайзере высокого давления	8.1	—	0.50
в испарителе низкого давления	6.4	—	0.45
в экономайзере низкого давления	5.5	—	0.59
Охлаждение уходящих газов	14.3*	1.8	1.8
Конденсация пара в конденсаторе	32.1*	—	1.8
Потери:			
в подшипниках механические	0.41*	—	0.41
гидравлические по тракту	4.6	3.1	1.5
от утечек рабочего тела	0.67*	—	0.67
при преобразовании механической энергии в электрическую	0.75*	—	0.75
Суммарные безвозвратные потери	48.3*	—	48.3
КПД цикла	51.7	—	51.7

* Безвозвратные потери тепла.

Главная отличительная особенность рекуперативных циклов заключается в том, что в результате передачи тепла внутри цикла повышается средняя температура подвода тепла в цикл, полученного при сгорании топлива, и понижается средняя температура отвода тепла из цикла. В рассматриваемом примере рекуперативного цикла температура рабочего тела на входе в турбину почти на 400 К ниже, чем в рассмотренном ранее примере с ГТУ-110, но благодаря регенерации средняя температура подвода тепла меньше всего на 120 К. Таким образом, анергия в процессе подвода тепла в камере сгорания оказывается лишь на 2% больше, чем в ГТУ-110. Несмотря на то что степень повышения давления в цикле Capstone C30 в 4 раза меньше, чем в ГТУ-110, средняя температура отвода тепла из цикла Capstone C30 меньше на 170 К, и это дает выигрыш по анергии около 8%.

На рис. 3 показана $T, \Delta s$ -диаграмма для цикла ГТУ Capstone C30. По этой диаграмме можно найти анергию в компрессоре (площадь прямоугольника $0,1,2_n,2_0$), в камере сгорания (площадь прямоугольника $2_0,2_n,3_n,3_0$), в турбине (площадь прямоугольника $3_0,3_n,4_n,4_0$) и вызванную гидрав-

лическими сопротивлениями (площадь прямоугольника $4_0,4_n,4'_n,4'_0$). Эксергия уходящих газов равна площади треугольника $1,4'_p,4'_n$. Вся эксергия уходящих газов теряется, превращаясь в анергию.

Отдельно следует остановиться на процессах, связанных с рекуперацией тепла. Они взаимосвязаны так, что для иллюстрации особенностей этой взаимосвязи надо совмещать точки отчета энтропии в этих процессах. Поэтому во всех рассмотренных примерах процессы в рекуператорах вынесены на отдельные рисунки.

На рис. 4 показана $T, \Delta s$ -диаграмма процесса теплообмена в рекуператоре ГТУ Capstone C30. В рекуператоре горячий теплоноситель – рабочее тело, отработавшее в турбине, охлаждается от точки Г1 до точки Г2. Точки отсчета для процессов охлаждения и подогрева выбраны так, чтобы изменение энтропии горячего теплоносителя на входе в рекуператор совпало с изменением энтропии холодного теплоносителя на выходе из него. В результате получается четырехугольник X1, Г2, Г1, X2. Если увеличивать степень рекуперации, линии Г2–Г1 и X1–X2 будут сближаться и в предельном случае точка X2 сольется с точкой Г1. То,

что первыми слились точки Г1 и X2, – довольно частый, но не общий случай. Все зависит от свойств теплоносителей, главным образом от их водяных эквивалентов.

Для простых вариантов, как в рассматриваемом примере, водяные эквиваленты мало зависят от температуры. Тогда линии X1–X2 и Г2–Г1 почти прямые и первое касание их происходит в точках Г1 и X2, если водяной эквивалент горячего теплоносителя больше. Если водяной эквивалент больше у холодного теплоносителя, первыми сливаются точки X1 и Г2. Но, в общем-то, водяные эквиваленты могут существенно зависеть от температуры. Возможны варианты, когда первое касание линий охлаждения и нагрева будет в какой-нибудь промежуточной точке процесса теплообмена. Но, так или иначе, первое касание – это предельный случай, когда передается максимальное теоретически возможное количество тепла. Степень рекуперации определяют как отношение тепла, реально переданного в рекуператоре, к теоретически возможному. В табл. 3 приведены результаты эксергетического анализа цикла ГТУ Capstone C30.

Capstone C30 относится к классу микротурбинных энергетических установок, на КПД которых оказывает существенное влияние масштабный фактор, вследствие чего достигнутые температуры на входе в турбину значительно меньше, чем в мощных газовых турбинах. Эффективность процессов повышения и понижения давления в мощных газовых турбинах также существенно выше, но имеется больше резервов повышения КПД, чем в больших двигателях. Так, повышение адиабатического КПД компрессора до уровня, приближающегося к достигнутому в мощных двигателях, позволяет увеличить КПД установки на 3–4% (абс.), повышение температуры на входе в турбину – поднять КПД установки на 1% (абс.) на каждые 100 К, повышение степени рекуперации на 1% – увеличить КПД установки на 0.7% (абс.). Если учитывать все резервы в целом, то при достигнутом в настоящее время техническом уровне КПД машин такого класса может достигать 37–42% [10], и успешные работы в этом направлении уже ведутся.

Из приведенных примеров видно, как эксергетический анализ позволяет ранжировать причины потерь эффективности, определять пути совершенствования термодинамических циклов и оценивать достижимые уровни их КПД. Такой анализ особенно актуален при разработке новых термодинамических циклов. В связи с повышенным вниманием к проблемам воздействия энергетики на окружающую среду особый интерес представляют циклы, основанные на технологии кислородно-топливного горения. Среди таких циклов можно выделить два наиболее привлека-

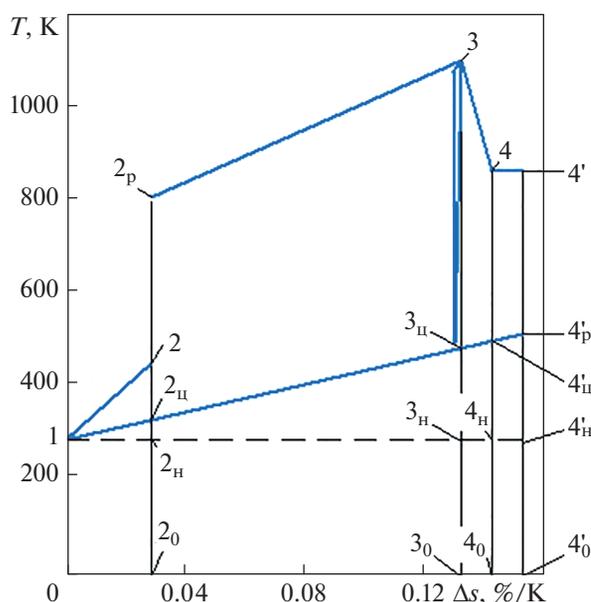


Рис. 3. Диаграмма термодинамического цикла ГТУ Capstone C30. Процессы передачи тепла в рекуператоре не показаны, они иллюстрируются на рис. 4. p – индекс точки после подогрева/охлаждения в рекуператоре

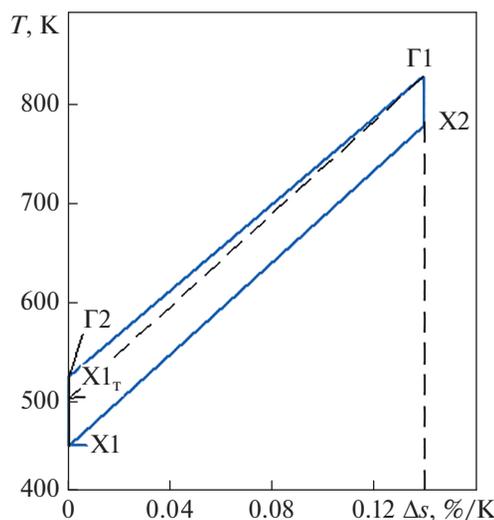


Рис. 4. Диаграмма процесса теплообмена в рекуператоре ГТУ Capstone C30. X1_T – теоретически возможная температура холодного теплоносителя на входе в рекуператор при температуре горячего теплоносителя T_{G2}

тельных. Первый, цикл Аллама, позиционируется как наиболее перспективный, обеспечивающий высокий КПД выработки электроэнергии [1]. Второй, цикл ОИВТ, обладает существенными преимуществами при совместном производстве тепла и электроэнергии, что существенно для специфических условий России [4, 12].

Таблица 4. Исходные данные для эксергетического анализа цикла Аллама при температуре окружающей среды 288 К

Показатель	Значение		
Повышение давления в цикле			
Номер ступени компрессора	1	2	3
Температура, К:			
на входе в ступень компрессора		296	
на выходе из ступени компрессора	334	333	328
Мощность ступени компрессора, МВт	16.2	14.9	32.1
Адиабатический КПД ступени компрессора		0.87*	
Отвод тепла в окружающую среду			
Номер ступени отвода тепла**	1	2	3
Отводимое тепло, МВт	30.6	47.3	177.9
Теплообмен в рекуператоре			
Номер ступени передачи тепла***	1	2	3
Температура горячего теплоносителя, К:			
на входе в ступень	1000	455	470
на выходе из ступени	455	333	333
Температура холодного теплоносителя, К:			
на входе в ступень	445	328	328
на выходе из ступени	980	445	445
Передаваемое тепло, МВт	648	119	36,9
Подогрев в камере сгорания			
Исходная тепловая мощность (энергия топлива), МВт		500	
Понижение давления в цикле			
Температура, К:			
на входе в турбину		1423	
на выходе из турбины		1000	
Мощность турбины, МВт		413.5	
Адиабатический КПД турбины		0.9	
Суммарные потери полного давления по тракту установки, %		15*	
КПД электрогенератора		0.985*	
Энергия, расходуемая на получение кислорода, МВт		36.9	
Эксергия, возвращаемая в цикл после разделения воздуха, МВт		9.4	
Электрическая мощность (брутто), МВт		290	

* Значения приняты исходя из инженерного опыта.

** Предусмотрены [1] три ступени отвода тепла в окружающую среду. Первая – охлаждение после рекуператора, вторая – после первой ступени повышения давления и третья – после второй ступени повышения давления.

*** Рекуператор условно разделен на три ступени. Первая – высокотемпературная (теплообмен происходит при температурах выше “pinch point”). Вторая и третья работают параллельно. Холодный теплоноситель разделен на две части. Во вторую ступень подается приблизительно 70% общего количества теплоносителя, а 30% направляется в третью ступень, где для подогрева используется эксергия процесса разделения воздуха.

что в каждой ступени повышения давления газ нагревается не более чем на 40 К. Поэтому средняя температура отвода тепла в окружающую среду относительно низкая, практически на уровне температур в конденсаторах паровых циклов. Это одна из особенностей цикла Аллама, которая обеспечивает возможность достижения высокого КПД цикла.

В точке 1₃ происходит удаление избытка диоксида углерода, образовавшегося в результате горения, и вводится кислород, необходимый для сжигания топлива. За счет передачи тепла внутри цикла (передачи тепла отработавшего в турбине рабочего тела рабочему телу перед камерой сгорания) температура смеси диоксида углерода и кислорода (рабочего тела перед камерой сгорания)

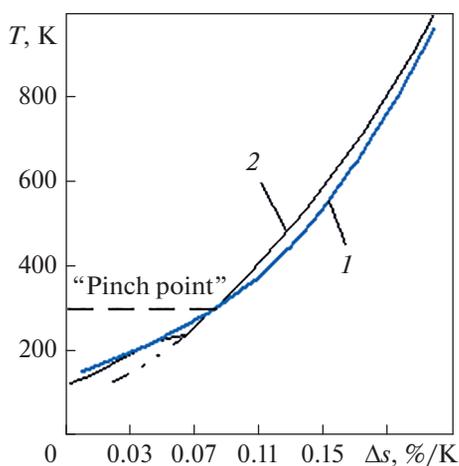


Рис. 6. Диаграмма процесса теплообмена в рекуператоре для цикла Аллама.
1 – процесс подогрева; 2 – процесс охлаждения

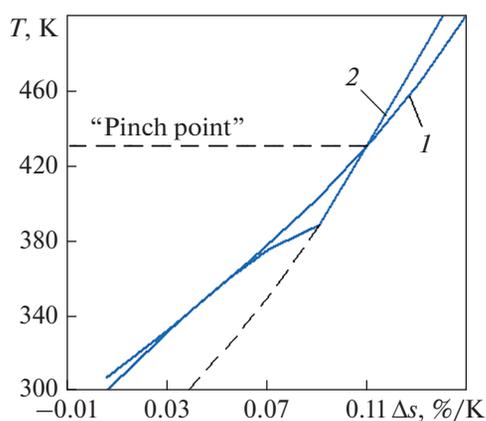


Рис. 7. Диаграмма процессов подогрева 1 и охлаждения 2 рабочего тела в рекуператоре цикла Аллама в увеличенном масштабе вблизи “pinch point”

повышается (точка 2_p). В этой точке подается топливо, для чего используется дожимающий компрессор. Для его привода из цикла отбирается часть механической работы, которая возвращается в цикл в виде эксергии тепла топлива. В камере сгорания осуществляется подвод тепла, полученного в результате сгорания топлива. Подогретое в камере сгорания рабочее тело подается в турбину (точка 3). В турбине совершается работа, в результате чего рабочее тело охлаждается (точка 4). Все гидравлические сопротивления условно отнесены к выходу из турбины (точка 4'). Рабочее тело после турбины охлаждается сначала в рекуператоре (точка 4_p), а затем в первой ступени отвода тепла (точка 1).

Более подробно следует остановиться на теплообменных процессах в рекуператоре. На рис. 6

показана $T, \Delta s$ -диаграмма процессов подогрева и охлаждения рабочего тела в рекуператоре для цикла Аллама. Особенность рабочего тела в этом цикле заключается в том, что водяные эквиваленты как холодного теплоносителя (рабочее тело, подогреваемое перед камерой сгорания), так и горячего теплоносителя (рабочее тело, отработавшее в турбине) очень сильно зависят от температуры. Если не предпринимать специальных мер, то нагреть холодный теплоноситель до желаемой температуры не удастся. Уже на уровне температур 430–450 К линии охлаждения и подогрева пересекаются. Это свидетельствует о том, что у горячего теплоносителя не хватает тепла. Надо или смириться с тем, что холодный теплоноситель не будет нагрет до желаемой температуры (опустить линию подогрева настолько, чтобы на всем протяжении между линиями охлаждения и подогрева оставался хоть какой-нибудь температурный напор), или найти дополнительный источник тепла.

На рис. 7 показана $T, \Delta s$ -диаграмма процессов подогрева и охлаждения рабочего тела в рекуператоре вблизи “pinch point” в увеличенном масштабе. Изменение водяного эквивалента холодного теплоносителя связано с тем, что при сверхкритическом давлении и температурах, незначительно превышающих критическую, диоксид углерода имеет очень высокую теплоемкость. При принятых к рассмотрению параметрах (давление 30 МПа) теплоемкость диоксида углерода в диапазоне температур 300–400 К в 1.5 раза выше, чем в диапазоне температур 600–800 К, и почти вдвое выше, чем при давлении 3 МПа в диапазоне 350–650 К.

Горячий теплоноситель тоже имеет особенности: на чистом диоксиде углерода при давлении 3 МПа во всем диапазоне процесса теплообмена изменение теплоемкости не превышает 15%. Но горячий теплоноситель содержит около 2.5% водяного пара, образовавшегося при горении. Этот пар начинает конденсироваться при температурах ниже 390 К, и вследствие этого водяной эквивалент горячего теплоносителя в диапазоне температур конденсации водяного пара резко возрастает. Это видно по характеру линий охлаждения горячего теплоносителя (см. рис. 6, 7). Эти линии имеют изломы в районе температуры 390 К. Штриховой линией показано, как проходила бы линия охлаждения горячего теплоносителя, если бы в его составе отсутствовал водяной пар.

Тепло конденсации водяного пара, образовавшегося при горении, частично компенсирует дефицит низкопотенциального тепла. Это одна из особенностей рассматриваемого цикла. Если в большинстве случаев принято считать тепло конденсации водяного пара, образовавшегося при горении, безнадежно потерянным, то в рассматриваемом примере это тепло возвращается в

цикл. Но даже с учетом тепла, полученного при конденсации, его дефицит остается. Поэтому приняты следующие меры. Условно рекуператор разделен на три ступени, и первая ступень – высокотемпературная (теплообмен происходит при температурах выше “pinch point”).

На рис. 8, а показана $T, \Delta s$ -диаграмма процесса теплообмена в первой ступени рекуператора. В принятом для первой ступени температурном диапазоне водяные эквиваленты горячего и холодного теплоносителя достаточно близки и это позволяет передать все тепло с минимальной анергией (в данном случае анергия, получаемая в первой ступени рекуператора, равна площади фигуры $1_{1x}, 2_{1x}, 1_{1r}, 2_{1r}$).

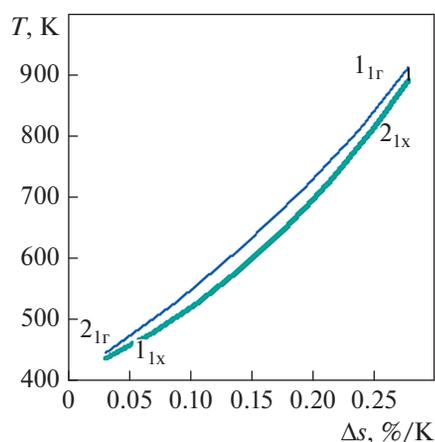
На рис. 8, б и в показаны $T, \Delta s$ -диаграммы процесса теплообмена во второй и третьей ступени рекуператора цикла Аллама. Анергия процесса рекуперации во второй ступени равна площади фигуры $1_{2x}, 2_{2x}, 1_{2r}, 2_{2r}$.

Одна из наиболее перспективных технологий получения кислорода в больших количествах – криогенная ректификация. Эта технология предусматривает повышение давления разделяемого воздуха и последующее его охлаждение. Основная энергия, расходуемая на разделение воздуха, идет на повышение его давления и превращается в тепло разделяемого воздуха. Затем это тепло необходимо отвести. В цикле Аллама предложено вернуть его в цикл. Если при повышении давления температура разделяемого воздуха поднялась до 470 К, тогда в третьей ступени рекуперации $T, \Delta s$ -диаграмма процесса его охлаждения будет выглядеть, как показано на рис. 8, в (линия между точками 1_{3r} и 2_{3r}), а процесс подогрева соответствующей части рабочего тела будет представлять линия между точками 1_{3x} и 2_{3x} .

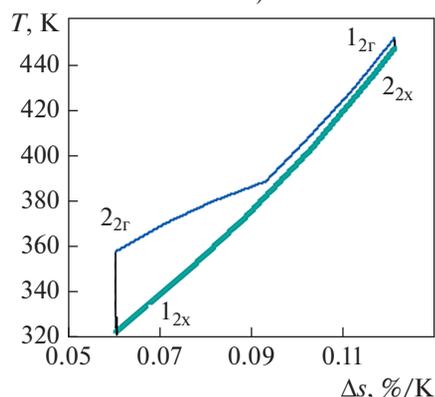
В табл. 5 приведены результаты эксергетического анализа цикла Аллама, в табл. 6 – эксергетические потери в циклах Аллама и ПГУ-325.

По большей части позиций (понижение давления в турбине, гидравлические потери по тракту, механические потери, преобразование механической энергии в электрическую) значения генерации анергии в этих циклах очень близки. По потерям, связанным с охлаждением турбины в цикле Аллама, информации было недостаточно, поэтому была принята гипотеза, что она такая же, как и в цикле ПГУ-325. То, что тепловой и эксергетический балансы для цикла Аллама сошлись, свидетельствует о том, что принятая гипотеза близка к истине. Наиболее существенное различие заключается в том, что в цикле Аллама теряется 5.5% исходной эксергии на получение кислорода, но это с лихвой компенсируется тем, что:

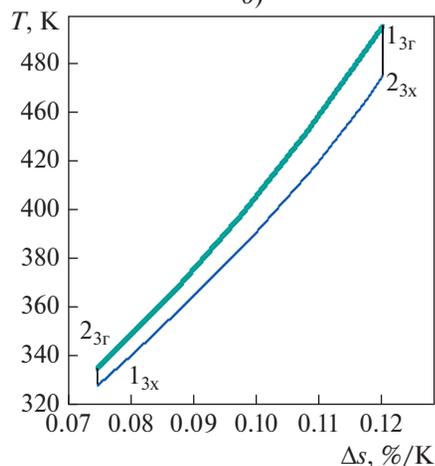
потери при подводе энергии в камере сгорания почти на 3.4% меньше. В этой части цикл Аллама превосходит даже наиболее передовые высоко-



а)



б)



в)

Рис. 8. Диаграмма процесса теплообмена в первой (а), второй (б) и третьей (в) ступени рекуператора

температурные ГТУ несмотря на то, что температура газа на входе в турбину принята весьма умеренной;

потери при повышении давления почти на 2.8% меньше;

потери при передаче тепла внутри цикла ниже на 2.3%;

Таблица 5. Результаты эксергетического анализа цикла Аллама, %

Процесс	Тепловая энергия	Эксергия	Анергия
Повышение давления в цикле:			
в ступени компрессора:			
первой	0.42	0.036	0.38
второй	0.38	0.032	0.35
третьей	0.83	0.065	0.76
топлива	1.80	1.26	0.54
Подвод энергии в камере сгорания	100.0	76.5	23.5
Понижение давления в турбине	8.2	6.3	1.9
Охлаждение турбины	6.8	–	2.9
Термодинамические потери в ступенях рекуператора:			
первой	129.6	–	2.5
второй	23.8	–	0.4
третьей	7.38	–	0.24
Отвод тепла во внешнюю среду по ступеням:			
первая	6.2*	0.45	0.45
вторая	9.6*	0.71	0.71
третья	35.9*	1.38	1.38
Тепло конденсации пара, образовавшегося в результате горения**	–11.2*	–	–2.55
Потери:			
гидравлические по тракту	5.6	4.1	1.5
в подшипниках механические	0.17*	–	0.17
от утечек рабочего тела	0.1*	–	0.1
при преобразовании механической энергии в электрическую	0.87*	–	0.87
при передаче энергии на привод компрессоров и другого вспомогательного оборудования	0.37*	–	0.37
Получение кислорода	7.4	1.9	5.5
Суммарные безвозвратные потери	41.9*	–	41.9
КПД цикла	58.1	–	58.1

* Безвозвратные потери тепла.

** Подведенное тепло в камере сгорания принято по нижней теплоте сгорания топлива (тепло конденсации пара, образовавшегося в результате горения, не учитывается), а в тепле, отведенном в теплосеть, тепло конденсации учтено. Поэтому это тепло добавлено как введенное в цикл. В данном цикле это тепло частично превращается в работу, и оно учтено в виде отрицательной анергии.

на 1% меньше потери при отводе тепла во внешнюю среду;

почти 2.6% исходной эксергии возвращается в цикл с работой, полученной от тепла конденсации воды, которая образовалась в результате горения.

В итоге КПД цикла Аллама становится выше КПД ПГУ-325 более чем на 6%. Безусловно, ПГУ-325 – не самая современная энергетическая установка. Уже освоены ПГУ с КПД более 60% [9].

При этом на первый план выходят многие другие показатели, среди которых будет иметь важнейшее значение выведение из цикла продуктов сгорания топлива (диоксида углерода) в концентрированном виде.

Можно выделить четыре основных фактора, которые обеспечивают высокие показатели цикла Аллама. Наиболее важный – это то, что цикл Аллама рекуперативный. Во-первых, за счет рекуперации тепла температура рабочего тела перед

Таблица 6. Эксергетические потери, %, в циклах Аллама и ПГУ-325

Процесс	Анергия		Разность
	ПГУ-325	цикла Аллама	
Повышение давления в цикле	4.26	1.49	-2.77
Подвод энергии в камере сгорания	26.84	23.48	-3.36
Понижение давления в турбине	2.04	1.86	Около 0
Гидравлические потери по тракту	1.38	1.44	Около 0
Охлаждение турбины	2.9	2.9	0
Передача тепла в цикле (суммарные потери)	5.4	3.1	-2.3
Отвод тепла во внешнюю среду	3.59	2.54	-1.05
Тепло конденсации пара	0	-2.55	-2.55
Получение кислорода	–	5.5	5.5
Повышение давления топлива	–	0.54	0.54
Прочие	1.83	1.61	Около 0

подачей в камеру сгорания повышается почти до 1000 К, и таким образом средняя температура подвода тепла в камере сгорания получается выше, чем в наиболее передовых высокотемпературных ГТУ, несмотря на то что температура газа на входе в турбину предусматривается весьма умеренной (1423 К). Во-вторых, рабочее тело, отработавшее в турбине, за счет рекуперации тепла охлаждается почти до 330 К, что способствует уменьшению потерь при отводе тепла во внешнюю среду. Безусловно, создание такого рекуператора является одной из ключевых научно-технических проблем, которые будут определять будущее установок, выполненных по циклу Аллама. Требуется рекуператор со степенью рекуперации более 0.97, работающий при весьма большой разнице давлений холодного и горячего теплоносителей. В таком рекуператоре холодный теплоноситель подогревается до предельной освоенной температуры современных сплавов. В то же время вследствие высокого давления обоих теплоносителей объемные расходы будут небольшими, числа Рейнольдса будут достаточно высокими даже при очень малых эквивалентных диаметрах каналов, чтобы коэффициенты теплопередачи были на порядок больше, чем в котле-утилизаторе традиционных ПГУ. В целом задача довольно сложная, но нельзя сказать, что неразрешимая.

Второй фактор – использование промежуточного охлаждения в процессе повышения давления, третий – очень высокая теплоемкость при повышении давления, которая приближает этот процесс к изотермическому. Благодаря этим двум факторам можно снизить среднюю температуру отвода тепла почти до 310 К, и в этой части цикл Аллама по эффективности не уступает конденсаторам паровых турбин.

Четвертый фактор – параметры рабочего тела при рекуперации тепла такие, что удастся вернуть

в цикл часть тепла конденсации воды, образовавшейся при горении, и получить до 2.5% полезной работы.

Разработка эффективного рекуператора – далеко не единственная проблема, которую необходимо решить при создании энергетических установок, функционирующих по циклу Аллама. Среди сложных научно-технических задач, требующих решения, можно выделить следующие:

- создание кислородно-топливной камеры сгорания, рассчитанной на давление более 30 МПа;

- создание турбины, работающей при температуре рабочего тела на входе более 1400 К и давлении более 30 МПа.

Но если сравнить эти задачи с теми, которые решают, чтобы повысить эффективность традиционных ПГУ (освоение температур на входе в турбину более 1800 К, применение парового охлаждения турбины, борьба с выбросами вредных веществ в атмосферу) [9], то можно сделать вывод, что они не превосходят по сложности те задачи, которые сегодня успешно решаются.

ЭКСЕРГЕТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ЦИКЛА ОИВТ

Еще один цикл, базирующийся на технологии кислородно-топливного горения, – цикл ОИВТ. Его тепловая схема и основные характеристики описаны в [4]. Главная особенность, отличающая его от цикла Аллама, заключается в том, что он ориентирован на совместное производство электроэнергии и тепла. Цикл Аллама является дефицитным по низкопотенциальному теплу, что равносильно параллельной работе оборудования, производящего тепло, и оборудования, генерирующего электроэнергию. Но если цикл видоизменить таким образом, что в камеру сгорания будет дополнительно подаваться водяной пар, то боль-

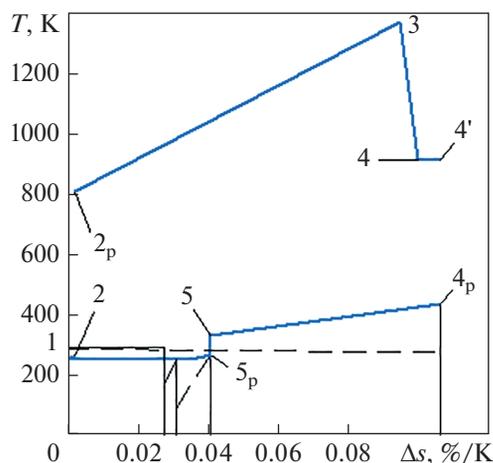


Рис. 9. Диаграмма термодинамического цикла ОИВТ (процессы передачи тепла в рекуператоре подробно иллюстрируются на рис. 10–12)

шое количество тепла будет отводиться во внешнюю среду при температуре, приемлемой для теплосетей. Чем больше количество водяного пара, тем больше кондиционного тепла можно выдать в теплосеть.

Еще одна отличительная особенность цикла ОИВТ — весь избыток диоксида углерода, образовавшийся при сгорании топлива, удаляется из цикла в жидкой фазе, что делает этот цикл более маневренным при дальнейших операциях с CO_2 (транспортировке, полезном использовании, захоронении).

Одно из важнейших качеств оборудования, ориентированного на совместное производство тепла и электроэнергии, заключается в возможности независимо регулировать производительность по каждому виду генерируемой энергии. Поэтому в цикле ОИВТ предусмотрено регулирование соотношения расходов диоксида углерода и водяного пара, подаваемых в камеру сгорания. Такое регулирование проще реализовать, если повышать давление компонентов рабочего тела не компрессорным, а насосным оборудованием. Насосы потребляют меньше энергии и имеют широкий диапазон регулирования подачи. Чтобы диоксид углерода подавать насосом, его надо перевести в жидкую фазу, но температура его перехода из газообразной в жидкую фазу ниже температуры окружающей среды. Поэтому в цикле ОИВТ для отвода тепла конденсации диоксида углерода предусмотрена холодильная машина. По технологии криогенной ректификации изначально кислород получается в жидкой фазе. После повышения его давления остается еще довольно большое количество холода (тепла с температурой ниже окружающей среды), которое можно утилизировать при конденсации диоксида

углерода, уменьшая таким образом работу холодильной машины. Если в качестве топлива использовать сжиженный природный газ, то следует учитывать, что температура газа в сжиженном состоянии всегда ниже температуры окружающей среды, поэтому он тоже обладает холодом, который можно утилизировать. Если тепловая энергия не требуется, то подачу водяного пара можно уменьшить вплоть до нулевой, и тогда цикл ОИВТ будет очень близок по технической сути и КПД к циклу Аллама [15]. Поскольку цикл ОИВТ особенно привлекателен при совместном производстве тепла и электроэнергии [12], его эксергетический анализ выполнен для режима, когда генерируется приблизительно равное их количество. Исходные данные для эксергетического анализа цикла ОИВТ заимствованы из [4] и приведены в табл. 7.

На рис. 9 показана $T, \Delta s$ -диаграмма цикла ОИВТ. Давление рабочего тела в жидком виде повышается условно³ от точки 1 до точки 2, после чего рабочее тело подается в комплекс теплообменного оборудования. Кислород и топливо поступают сначала в утилизаторы холода, а затем в подогреватели, диоксид углерода направляется сразу в подогреватель, потом в рекуператор, в который также подается вода. После теплообменного оборудования рабочее тело направляется в камеру сгорания (точка 2_p) и далее в турбину (точка 3). Отработавшее в турбине рабочее тело (точка 4) направляется в рекуператор. Гидравлические потери по всему тракту условно отнесены к выходу из турбины (точка $4'$). В рекуператоре рабочее тело охлаждается до температуры, при которой начинает конденсироваться водяной пар (точка $4'_p$). Дальнейшее охлаждение отработавшего рабочего тела происходит в теплообменном аппарате (контактном конденсаторе). Поскольку значительная часть рабочего тела имеет после повышения давления температуру, близкую к температуре, при которой конденсируется диоксид углерода (меньше температуры окружающей среды), отработавшее рабочее тело удастся охладить до температуры ниже температуры окружающей среды (точка 5_p).

Контактный конденсатор можно условно разделить на две части. Первая — между точками $4'_p$ и 5 — это тепло, передаваемое во внешнюю среду, в данном случае в теплосеть, вторая (между точками 5 и 5_p) — тепло, передаваемое внутри цикла. Кроме того, в контактном конденсаторе из рабочего тела удаляется водяной пар. На выходе из контактного конденсатора в рабочем теле остается практически чистый диоксид углерода, кото-

³ Условно потому, что до поступления в камеру сгорания рабочее тело состоит из четырех разных веществ с разными температурами.

Таблица 7. Исходные данные для эксергетического анализа цикла ОИВТ при температуре окружающей среды 288 К

Показатель	Значение			
Повышение давления				
Номер питательного насоса/перекачиваемая среда	1/CO ₂	2/H ₂ O	3/O ₂	4/CH ₄
Температура, К:				
на входе в насос	254	440	90	163
на выходе из насоса	260	443	95	168
Мощность насоса, МВт	12.0	4.0	2.5	1.7
Адиабатический КПД насоса	0.8			
Отвод тепла в окружающую среду по ступеням: в теплотель (1), в холодильную установку (2)				
Номер ступени отвода тепла	1		2	
Отводимое тепло, МВт	232		71.68	
Теплообмен по ступеням в рекуператоре (1), контактном конденсаторе секция 1 (2), секция 2 (3) и холодильной установке (4)				
Номер ступени передачи тепла	1	2	3	4
Температура горячего теплоносителя, К:				
на входе в ступень	926.9	443.6	338.0	275.0
на выходе из ступени	443.6	33.08	280.0	254.0
Температура холодного теплоносителя, К:				
на входе в ступень	438	333	275	250
на выходе из ступени	762.2	438.0	333.0	252.0
Передаваемое тепло, МВт	257.0	317.0	26.0	71.7
Подогрев в камере сгорания				
Исходная тепловая мощность (энергия топлива), МВт	500			
Понижение давления				
Температура, К:				
на входе в турбину	1373			
на выходе из турбины	926.9			
Мощность турбины, МВт	285			
КПД:				
турбины адиабатический	0.9			
электрогенератора	0.985			
Суммарные потери полного давления по тракту цикла, %	15			
Энергия, расходуемая на получение кислорода, МВт	36.9			
Потребляемая мощность холодильной установки, МВт	13.7			
Электрическая мощность (брутто), МВт	227.5			

рый сначала охлаждается до температуры конденсации, а затем конденсируется. Частично это осуществляется с помощью жидкого кислорода и сжиженного природного газа (рекуперация тепла внутри цикла). Диоксид углерода также конденсируется за счет холода, произведенного в холодильной машине (отвод тепла во внешнюю среду). Большая часть тепла, снимаемого в контактном конденсаторе, — это тепло конденсации водяного пара. Следовательно, чем меньше будет подано в камеру сгорания водяного пара, тем

меньше тепла можно будет передать в теплотель. Так же как и в цикле Аллама, в цикле ОИВТ высокая тепловая эффективность достигается за счет рекуперации тепла, и на процессах теплообмена внутри цикла следует остановиться более подробно.

На рис. 10 показана $T, \Delta s$ -диаграмма процессов подогрева и охлаждения рабочего тела в рекуператоре для цикла ОИВТ. Качественно эти процессы схожи с соответствующими процессами в цикле Аллама, но большее количество водяного

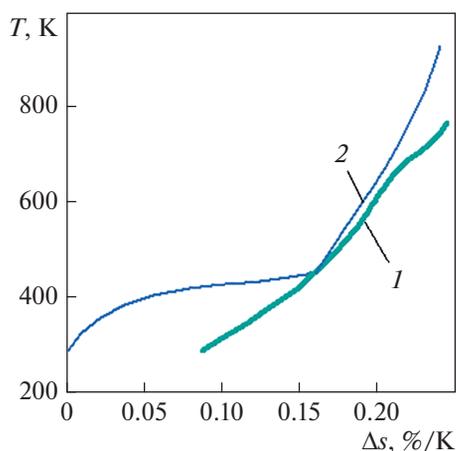


Рис. 10. Диаграмма процессов подогрева (1) и охлаждения (2) рабочего тела в рекуператоре для цикла ОИВТ

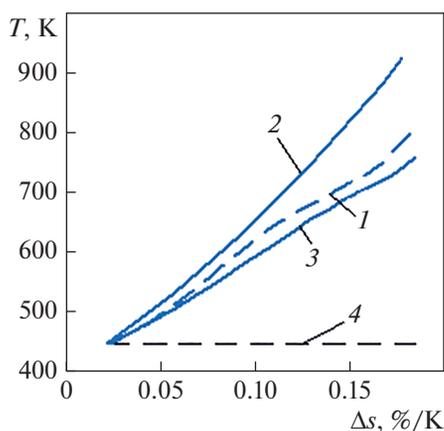


Рис. 11. Диаграмма процесса теплообмена в первой ступени рекуператора.

1 – средняя температура холодного теплоносителя (часть рабочего тела, подогреваемого в рекуператоре, CO_2 и H_2O); 2 – средняя температура горячего теплоносителя; 3 – средняя температура подогреваемого рабочего тела; 4 – средняя температура части рабочего тела, не подогретой в рекуператоре (O_2 и CH_4)

пара в отработавшем рабочем теле приводит к более выраженному излому линии 2, отображающей процесс охлаждения, и большому количеству избыточного тепла при 350–450 К. Это – тепло конденсации водяного пара (на этом участке конденсируется весь водяной пар, поданный в камеру сгорания, и большая часть пара, образовавшегося в процессе сгорания топлива). Температурный уровень процесса таков, что все избыточное тепло можно полезно использовать, передавая его в теплосеть. Процесс подогрева отличается тем, что наличие дополнительной воды увеличивает водяной эквивалент холодного теплоносителя и при высоких температурах.

Процесс рекуперации тепла можно условно разбить на две ступени. Первая – до начала конденсации водяного пара. На рис. 11 показана $T, \Delta s$ -диаграмма процесса теплообмена в первой ступени рекуператора, в которой водяной эквивалент холодного теплоносителя существенно превосходит водяной эквивалент горячего теплоносителя. Это приводит к тому, что даже при очень маленьком температурном напоре в точке максимального сближения линий нагрева и охлаждения (в “pinch point” он принят равным 5 К) средняя⁴ температура рабочего тела на входе в камеру сгорания (холодного теплоносителя на выходе из рекуператора) остается относительно низкой (в этом режиме более чем на 150 К ниже исходной температуры горячего теплоносителя). По сравнению с циклом Аллама, такой недогрев рабочего тела приводит к двум последствиям: первое – увеличиваются эксергетические потери в камере сгорания (уменьшается средняя температура подвода тепла), второе – повышаются эксергетические потери в рекуператоре (увеличивается разность между средними температурами горячего и холодного теплоносителей). Эта разность зависит от относительного количества подаваемой воды. Если потребности в тепле нет, подачу воды можно сократить до нуля (как это имеет место в цикле Аллама). Тогда, как и в цикле Аллама, можно будет нагреть рабочее тело на входе в камеру сгорания до температуры, очень близкой к температуре рабочего тела на выходе из турбины. Из позитивных последствий подачи водяного пара в камеру сгорания, кроме производства тепла, можно отметить то, что нет необходимости нагревать все компоненты рабочего тела выше температуры “pinch point”. Но эта средняя температура останется и в том случае, когда в рекуператоре будут подогреваться только вода и диоксид углерода, а кислород и топливо, в соответствии с условиями пожаробезопасности, будут подаваться в камеру сгорания, минуя рекуператор.

Вторая ступень рекуперации тепла тоже имеет свои особенности. Конденсация водяного пара и наличие большого количества жидкой фазы в составе горячего теплоносителя приводят к тому, что для отвода тепла наиболее рациональное решение – это применение тепломассообменного аппарата (контактного конденсатора), который выполняет сразу две функции: второй ступени рекуператора и утилизатора тепла. В нем используется промежуточный теплоноситель – циркуляционная вода, которая может быть нагрета прак-

⁴ До камеры сгорания рабочее тело состоит из четырех компонентов (CO_2 , H_2O , O_2 и CH_4). Каждый из этих компонентов может подогреваться отдельно, но с термодинамической точки зрения важна суммарная энтальпия, которая вносится в камеру сгорания вместе с этими компонентами. Средняя температура – это условная температура, соответствующая вносимой энтальпии.

тически до температуры “точки росы” горячего теплоносителя. После этого нагретая вода разделяется на несколько потоков. Часть направляется в первую ступень рекуператора, а затем в камеру сгорания. Часть подается на подогрев компонентов рабочего тела (топлива, кислорода и диоксида углерода). Остальная вода поступает в теплообменник, передающий тепло в теплосеть. На рис. 12 показана $T, \Delta s$ -диаграмма процесса теплообмена во второй ступени рекуператора, на рис. 13 — $T, \Delta s$ -диаграмма процесса теплообмена в утилизаторе тепла.

В табл. 8 приведены результаты эксергетического анализа цикла ОИВТ. Тепловой и эксергетический балансы хорошо совпадают. Наибольшие эксергетические потери связаны с подводом тепла в камеру сгорания (25.9%), но, несмотря на относительно умеренную температуру на входе в турбину (1373 К), эксергетические потери в процессе подвода тепла находятся на уровне потерь в современных ПГУ аналогичной мощности. Это следствие того, что цикл ОИВТ, так же как и цикл Аллама, является рекуперативным.

В табл. 8 указаны энергетические потери в циклах Аллама и ОИВТ. Наибольший проигрыш цикла ОИВТ по сравнению с циклом Аллама связан с отводом тепла во внешнюю среду (3.4%), но при этом надо учитывать то, что в бескомпрессорной парогазовой установке это тепло полезно используется (подается в теплосеть), а его количество целенаправленно регулируется в соответствии с графиком нагрузки теплосети (для анализа был принят режим работы с генерацией примерно равного количества тепла и электроэнергии). Кроме этого, имеется еще разница 2.55%, связанная с теплом конденсации пара. Это тоже дань производству тепла (низкопотенциальное тепло отдается в теплосеть). Тепло, которое сопутствует производству кислорода, при этом режиме бескомпрессорной парогазовой установки тоже направляется в теплосеть, а не возвращается в цикл, что дает еще 1.9%. Таким образом, прямые потери эксергии, связанные с производством тепла, составляют 7.85%. Но следует заметить, что эксергия тепла, переданного в теплосеть, составляет всего 11%. Поэтому любой другой способ получения тепла приведет к большому эксергетическим потерям. Например, если это тепло производить в отдельной котельной, то потери эксергии составят как минимум 50%.

В рассмотренном режиме цикл ОИВТ уступает циклу Аллама в процессах подвода тепла в камеру сгорания (2.4%) и передачи тепла в цикле (1.8%). Это дополнительные (косвенные) потери, связанные с производством тепла. Эти потери обусловлены главным образом тем, что для подогрева водяного пара, подаваемого в камеру сгорания, не хватает тепла. Чем большее количество водя-

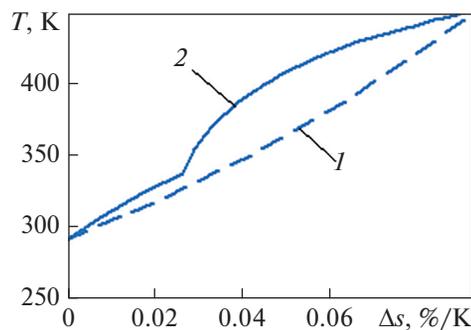


Рис. 12. Диаграмма процесса теплообмена во второй ступени рекуператора. 1, 2 — средняя температура холодного и горячего теплоносителя

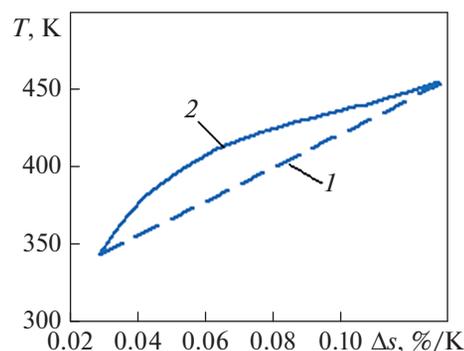


Рис. 13. Диаграмма процесса теплообмена в утилизаторе тепла. Обозначения см. рис. 12

ного пара подается в камеру сгорания, тем ниже средняя температура рабочего тела на входе в нее, соответственно ниже средняя температура подвода тепла и больше средний температурный напор в рекуператоре. Но если потребности в тепле нет, то количество пара можно уменьшить, вслед за этим будут уменьшаться и потери. Из не связанных с производством тепла потерь можно отметить потери в цикле ОИВТ на привод холодильной машины (2.77%), которые компенсируются меньшей работой, затрачиваемой в процессе повышения давления (на привод насосов), и, соответственно, меньшими потерями. Как показано в [15], уменьшение работы в процессе повышения давления может полностью компенсировать расход энергии на привод холодильной машины.

Энергетические установки на основе новых термодинамических циклов, таких как циклы Аллама и ОИВТ, обеспечивающие внутрицикловое удаление CO_2 , являются привлекательными для решения задачи декарбонизации процесса генерации электрической энергии на основе органических топлив. Они могут оказаться вполне конкурентоспособными с традиционными ПГУ с

Таблица 8. Результаты эксергетического анализа цикла ОИВТ, %

Процесс	Тепловая энергия	Эксергия	Анергия
Повышение давления в цикле:			
CO ₂	0.30	-0.03	0.33
H ₂ O	0.09	0.03	0.06
O ₂	0.04	-0.02	0.06
CH ₄	0.03	-0.01	0.04
Понижение давления в турбине	5.70	4.27	1.43
Подвод энергии в камере сгорания	100.0	74.1	25.9
Гидравлические потери по тракту	5.7	4.1	1.6
Охлаждение турбины	6.8	—	2.9
Термодинамические потери:			
в рекуператоре	51.4	—	4.7
в контактном конденсаторе:			
первая секция	52.2	—	0.2
вторая секция	5.2	—	0.1
Отвод тепла во внешнюю среду:			
в теплотель	40.0*	6.0	6.0
холодильной установкой	14.5*	—	0
Тепло конденсации пара, образовавшегося в результате горения**	-11.2*	—	0
Механические потери в подшипниках	0.1*	—	0.1
Потери:			
от утечек рабочего тела	0.1*	—	0.1
при преобразовании механической энергии в электрическую	0.68*	—	0.68
при передаче энергии на привод компрессоров и другого вспомогательного оборудования	0.18*	—	0.18
Получение кислорода	7.4*	—	7.4
Привод холодильной установки	2.8*	—	2.8
Суммарные безвозвратные потери	54.5*	—	54.5
КПД цикла	45.5	—	45.5

* Безвозвратные потери тепла.

** Значение подведенного тепла в камере сгорания взято по низшей теплоте сгорания топлива (тепло конденсации пара, образовавшегося в результате горения, не учитывается), а в тепле, отведенном в теплотель, тепло конденсации учтено. Поэтому это тепло добавлено как введенное в цикл.

Таблица 9. Эксергетические потери, %, в циклах Аллама и ОИВТ

Процесс	Анергия цикла		Разница
	Аллама	ОИВТ	
Повышение давления в цикле	1.49	0.49	-1.0
Подвод энергии в камере сгорания	23.5	25.9	2.4
Понижения давления в турбине	1.8	1.4	-0.4
Гидравлические потери по тракту	1.4	1.6	0.2
Охлаждение турбины	2.9	2.9	0
Суммарные потери при передаче тепла в цикле	3.1	4.9	1.8
Отвод тепла во внешнюю среду	2.5	5.9	3.4
Тепло конденсации пара	-2.55	—	2.55
Получение кислорода	5.5	7.4	1.9
Повышение давления топлива	0.54	—	-0.54
Привод холодильной установки	—	2.77	2.77
Прочие	1.6	1.0	-0.6
КПД цикла	58.1	45.5	-12.6
Коэффициент использования топлива	58.1	92.5	34.4

улавливанием CO₂ абсорбционными, адсорбционными или мембранными методами. В [16] показано, что оснащение мощных ПГУ на природном газе установками улавливания CO₂ связано со снижением КПД до 48–52%, удвоением удельных капиталовложений и полуторакратным ростом стоимости производимой электроэнергии. Для ПГУ на основе ГТУ мощностью около 100 МВт с улавливанием CO₂ технико-экономические показатели будут еще хуже.

ВЫВОДЫ

1. Энергетические установки на основе новых термодинамических циклов с улавливанием CO₂ (цикл Аллама и цикл ОИВТ) могут оказаться востребованными для решения задач декарбонизации энергетики. Они способны составить конкуренцию традиционным энергоустановкам с улавливанием CO₂ сорбционными и мембранными методами.

2. Установки на основе цикла ОИВТ являются более универсальными, чем на основе цикла Аллама, поскольку позволяют производить не только электрическую, но и тепловую энергию для централизованного теплоснабжения. Кроме этого, обеспечивается вывод углекислого газа из цикла не в газообразном, а в жидком состоянии, более удобном для транспортировки к потребителю и/или захоронения.

3. Электрический КПД установки на основе цикла Аллама составляет 58.1%, а на основе цикла ОИВТ при работе в режиме когенерации – 45.5% при общей эффективности использования топлива 92.5%. При отсутствии отпуска тепла электрический КПД цикла ОИВТ приближается к КПД цикла Аллама.

4. Для успешного освоения рассмотренных инновационных циклов требуется решить ряд научно-технических задач, включая создание теплового регенератора со степенью рекуперации более 95%, работающего при температуре около 1000 К, кислородно-топливной камеры сгорания на давление более 30 МПа, парогазовой турбины, работающей при температуре рабочего тела на входе выше 1400 К и давлении более 30 МПа. Представляется, что эти задачи сложнее тех, которые ставились и успешно решались при создании современных высокотемпературных газотурбинных установок большой мощности.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **High** efficiency and low cost of electricity generation from fossil fuels while eliminating atmospheric emissions, including carbon dioxide / R.J. Allam, M.R. Palmer, G.W. Brown, Jr., J. Fetvedta, D. Freeda, H. Nomoto, M. Itoh, N. Okita, C. Jones, Jr. // *Energy Procedia*.

2013. V. 37. P. 1135–1149.
<https://doi.org/10.1016/j.egypro.2013.05.211>

2. **Пат. 2651918 РФ.** Способ и установка для выработки механической и тепловой энергии / А.С. Косой, О.С. Попель, М.В. Синкевич // Б.И. 2018. № 12.

3. **Пат. 2665794 РФ.** Способ и установка для выработки механической и тепловой энергии / А.С. Косой, А.А. Косой, М.В. Синкевич, А.Ю. Антипов // Б.И. 2018. № 25.

4. **Концептуальная** схема парогазовой установки с полным улавливанием диоксида углерода из продуктов сгорания / А.С. Косой, Ю.А. Зейгарник, О.С. Попель, М.В. Синкевич, С.П. Филиппов, В.Я. Штеренберг // *Теплоэнергетика*. 2018. № 9. С. 23–32.
<https://doi.org/10.1134/S0040363618090047>

5. **Ольховский Г.Г.** Газовые турбины для энергетики // *Теплоэнергетика*. 2004. № 1. С. 33–43.

6. **Ольховский Г.Г., Тумановский А.Г.** Теплоэнергетические технологии в период до 2030 г. // *Изв. АН. Энергетика*. 2008. № 6. С. 79–94.

7. **Turbine Technology Directory 2022** // *Modern Power System*. July-Aug. 2022.

8. **Мошкарин А.В., Мельников Ю.В., Торгов В.В.** Анализ показателей работы ПГУ-325 на частичных нагрузках // *Вестник ИГЭУ*. 2009. Вып. 2. С. 1–8.

9. **Ольховский Г.Г.** Парогазовые установки: вчера, сегодня, завтра (обзор) // *Теплоэнергетика*. 2016. № 7. С. 38–45.
<https://doi.org/10.1134/S0040363616070043>

10. **Газотурбинные** установки малой мощности в энергетике: пути повышения эффективности и масштабирования / А.С. Косой, О.С. Попель, В.Н. Бесчастных, Ю.А. Зейгарник, М.В. Синкевич // *Теплоэнергетика*. 2017. № 10. С. 25–32.
<https://doi.org/10.1134/S004036361710006X>

11. **Технические** данные БПЦ инжиниринг. www.bpc-energy.ru/equipment/capstone/

12. **Analysis** of the compressorless combined cycle gas turbine unit performance efficiency in district heating systems / Y. Borisov, N. Fominykh, E. Ramazanov, O. Popel // *E3S Web. Conf.* 2020. V. 209. No. 11. P. 03008.
<https://doi.org/10.1051/e3sconf/202020903008>

13. **Thermodynamic** optimization and equipment development for a high efficient fossil fuel power plant with zero emissions / A. Rogalev, E. Grigoriev, V. Kindra, N. Rogalev // *J. Clean. Prod.* 2019. V. 236. P. 117592.
<https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2019.07.067>

14. **Numerical** study of heat transfer in rectangular channels with single pin fin and pin fin-dimple / A.N. Rogalev, N.D. Rogalev, V.O. Kindra, S.K. Osipov, A.S. Zonov // *E3S Web Conf.* 2019. V. 124. 01010.
<https://doi.org/10.1051/e3sconf/201912401010>

15. **Sinkevich M., Kosoy A., Popel O.** Comparative analysis of the Allam cycle and the cycle of compressorless combined cycle gas turbine unit // *E3S Web Conf.* 2020. V. 209. P. 03023.
<https://doi.org/10.1051/e3sconf/202020903023>

16. **Филиппов С.П.** Экономические характеристики технологий улавливания и захоронения диоксида углерода (обзор) // *Теплоэнергетика*. 2020. № 10. С. 17–31.
<https://doi.org/10.56304/S0040363622100022>

An Exergetic Analysis of New Thermodynamic Cycles Involving Carbon Dioxide Capture

A. S. Kosoi^{a, b}, A. A. Kosoi^{a, c}, O. S. Popel^a, Yu. A. Zeigarnik^a, M. V. Sinkevich^{a, *}, and S. P. Filippov^d

^a Joint Institute for High Temperatures (JIHT), Russian Academy of Sciences, Moscow, 125412 Russia

^b PAO Academician Raspletin NPO ALMAZ, Moscow, 125190 Russia

^c National Research University Moscow Power Engineering Institute, Moscow, 111250 Russia

^d Energy Research Institute, Russian Academy of Sciences, Moscow, 117186 Russia

* e-mail: smvmikl@mail.ru

Abstract—The article presents the results of an exergetic analysis of two new thermodynamic cycles: the Allam cycle and the cycle of a compressorless combined-cycle plant (the JIHT cycle). Their fundamental feature is that the carbon dioxide produced during fossil-fuel combustion can be removed directly from the power-installation cycle. Owing to this feature, such installations become extremely attractive for performing energy decarbonization. The JIHT cycle based installations are more versatile because they can be used for generating not only electricity but also heat for district heating purposes; in addition, they open the possibility to remove carbon dioxide from the cycle not in gaseous but in liquid form, which is more convenient for transportation to a consumer and/or for storage. It is shown that the electrical efficiency of an installation based on the Allam cycle makes 58.1% and that of the JIHT cycle installation operating in the cogeneration mode makes 45.5% with the total fuel efficiency equal to 92.5%. If there is no heat supply, the JIHT cycle electrical efficiency approaches that of the Allam cycle. The calculations are supported by detailed presentation of the considered cycles on a T, s diagram. The processes in which the main exergy loss occurs are highlighted. A conclusion is drawn that the installations considered can really compete with the conventional power installations with carbon dioxide capturing by means of sorption and membrane methods. To verify the procedure and computation model, an exergetic analysis was preliminarily performed for a conventional GTU-110 simple cycle gas-turbine unit, a 325 MWe combined-cycle plant (CCP) based on this unit, and a Capstone C30 microturbine with regeneration. The key scientific-technical problems that have to be solved for successfully harnessing the considered innovative cycles are highlighted. They include the development of a regenerative heat exchanger with a recovery ratio higher than 95% operating at a temperature of approximately 1000 K, an oxy-fuel combustion chamber for a pressure above 30 MPa, and a combined-cycle turbine with working fluid with an inlet temperature of higher than 1400 K and pressure above 30 MPa. These problems do not seem to be more complex than those that were set forth and successfully solved in the development of modern high-temperature high-capacity gas-turbine units.

Keywords: decarbonization, power installation, oxy-fuel combustion, thermodynamic cycle, exergetic analysis, exergy, energy, gas-turbine unit, carbon dioxide