

РАСЧЕТНО-АНАЛИТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ КОНТУРА ПРЕОБРАЗОВАНИЯ ЭНЕРГИИ ЭНЕРГОБЛОКА АЭС С ЗАМКНУТЫМ ЦИКЛОМ БРАЙТОНА НА S-CO₂

С.Т. Лескин, В.И. Слободчук, А.С. Шелегов

ИАТЭ НИЯУ МИФИ

249039, Калужская обл., г. Обнинск, Студгородок, 1



Представлены расчетно-теоретический анализ и предварительная оптимизация цикла Брайтона на сверхкритическом углекислом газе (S-CO₂). Замкнутый цикл Брайтона на S-CO₂ можно рассматривать в качестве рабочего цикла на атомных станциях с перспективными реакторными установками. Рассмотрены различные рабочие тела, которые можно использовать в цикле Брайтона. Показано, что сверхкритический CO₂ имеет преимущество по сравнению с другими рабочими телами.

Оценена эффективность такого цикла применительно к реакторным установкам с жидкометаллическим теплоносителем. Проанализировано влияние определяющих характеристик на эффективность цикла, таких как давление и температура на входе в компрессор, давление на входе в компрессор и степень сжатия, давление и температура на входе в турбину, а также доля рабочего тела, идущего на охладитель. Выбраны основные рабочие параметры цикла Брайтона. Сформулированы задачи дальнейшего исследования в рамках данной тематики.

Ключевые слова: цикл Брайтона, сверхкритический CO₂, реакторы с жидкометаллическим теплоносителем, термодинамический цикл с повторным сжатием.

ВВЕДЕНИЕ

Повышение безопасности атомных электростанций является ключевым фактором развития ядерной энергетики. Не следует, однако, забывать о том, что снижение стоимости электроэнергии, вырабатываемой атомными электростанциями, является важнейшим шагом на пути к успешному использованию атомной энергии в будущем. На предыдущем этапе развития ядерной энергетики значительная часть работ и усилий были сфокусированы на повышении безопасности и снижении стоимости оборудования и систем реакторного контура. Для достижения этой цели большая часть работы и усилий была направлена на упрощение и снижение стоимости именно этих систем. С другой стороны, неядерное оборудование вносит существенный вклад в стоимость атомной станции и составляет порядка 30% от общих капитальных затрат. Для повышения конкурентоспособности атомной энергетики необходимо проводить исследования в направлении повышения эффективности рабочего цикла (достижения высокого КПД) и уменьшения его стоимости. В частности, следует обратить внимание на рабочие циклы с газовыми турбинами. По сравнению с паровыми циклами газовые турбины в целом более просты,

© С.Т. Лескин, В.И. Слободчук, А.С. Шелегов, 2022

компактны, менее дороги и имеют более короткие сроки строительства. Благодаря простоте они хорошо подходят для модульных методов строительства. Поэтому сегодня рабочий цикл с газовыми турбинами можно рассматривать как перспективное направление современных исследований рабочего цикла для атомной энергетики.

ЦИКЛ БРАЙТОНА

Несмотря на то, что изначально цикл Брайтона был предложен для поршневых двигателей, в настоящее время он используется в газотурбинных установках при подводе тепла при постоянном давлении. На рисунке 1 представлена схема установки для реализации цикла Брайтона. На одном валу установлены турбина и компрессор. Турбина (ТУ) используется для превращения энергии рабочего тела в механическую энергию вращения вала. Если на валу установлен электрогенератор, то в рабочем цикле производится электроэнергия. Компрессор (К) используется для сжатия рабочего тела до требуемого давления. Тепло в цикле q_1 подводится в источнике тепла (ИТ), а отводится в окружающую среду q_2 в теплообменнике-холодильнике (Х).

Если рассматривать цикл Брайтона для идеального газа с постоянной теплоемкостью C_p , то можно получить следующее выражение для термического КПД η_t :

$$\eta_t = 1 - 1/\beta^{(k-1)/k}, \quad (1)$$

где k – показатель адиабаты; $\beta = P_2/P_1$ – повышение давления в компрессоре.

При прочих одинаковых параметрах цикла КПД увеличивается при увеличении показателя адиабаты. Таким образом, в качестве рабочего тела целесообразно использовать одноатомные газы, например, гелий.

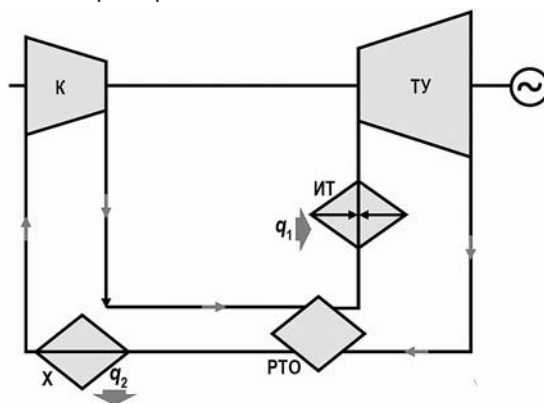


Рис. 1. Схема установки для реализации цикла Брайтона: К – компрессор; ТУ – турбина; ИТ – источник тепла; Х – теплообменник-холодильник; РТО – регенеративный теплообменник

Исследования цикла Брайтона с использованием гелия в качестве рабочего тела показали, что коэффициент полезного действия такого цикла может достигать значений, близких к 50%.

Однако гелиевые циклы Брайтона требуют высокой начальной температуры (~ 850 – 900°C) для достижения привлекательной эффективности. Если рассматривать использование цикла Брайтона применительно к ядерной энергетике, то высокая температура, требуемая для достижения высокого КПД, может вызвать затруднения с точки зрения допустимых параметров по конструкционным материалам.

Следует также отметить, что в цикле Брайтона работа турбины идет не только на выработку электроэнергии генератором, но и затрачивается на привод компрессора. Если в качестве рабочего тела используется идеальный газ (гелий с хорошим приближением можно рассматривать как идеальный газ), то работа компрессора может составлять значительную долю от общей работы турбины.

Использование свойств реального газа позволяет снизить работу компрессора и таким образом повысить эффективность цикла. В этом отношении представляет значительный интерес исследование газов, которые могут работать в сверхкритическом режиме. К таким газам относятся диоксид углерода CO_2 , диоксид серы SO_2 , органические жидкости с критической температурой 30 – 40°C, а также диссоциирующие газы. Однако диоксид серы токсичен и вызывает сильную коррозию [1]. Органические жидкости по соображениям воспламеняемости, повреждения озонового слоя и радиационной нестабильности являются не очень привлекательными для использования их в качестве рабочего тела в цикле. Несмотря на привлекательность термодинамики высокая коррозионная активность и токсичность диссоциирующих газов делают их применение проблематичным.

Поэтому по указанным выше причинам основной интерес представляют сверхкритические циклы, работающие с технически привычными и более благоприятными газами.

Характеристики некоторых рабочих веществ представлены в табл. 1 [2]. Диоксид углерода CO_2 рассматривается как один из наиболее перспективных газов вследствие умеренного значения его критического давления, стабильности и относительной инертности (для интересующего диапазона температур), достаточных знаний его термодинамических свойств, распространенности и низкой стоимости.

Таблица 1

Критические параметры для различных веществ

Вещество	Формула	Критическая температура, °C	Критическое давление, МПа
Аммиак	NH_3	132,89	11,28
Углекислый газ	CO_2	30,98	7,38
Гексафторбензол	C_6F_6	237,78	2,77
Перфторпропан	C_3F_8	71,89	2,68
Диоксид серы	SO_2	157,50	7,88
Гексафторид серы	SF_6	45,56	3,76
Вода	H_2O	373,89	22,10
Ксенон	Xe	16,61	5,88

С термодинамической точки зрения, чем ниже температура, при которой цикл отдает тепло, тем выше эффективность цикла. Поэтому хотелось бы иметь низкую критическую температуру. Цикл на сверхкритических параметрах газа можно осуществлять как с конденсацией при наименьшей температуре цикла, так и без конденсации. Для варианта с конденсацией необходимо охладить рабочее тело до температуры ниже критической. С другой стороны, если критическая температура слишком низка, то трудно или даже невозможно достаточно охладить рабочую жидкость из-за нижнего предела, определяемого температурой окружающей среды. Кроме этого необходимо иметь в виду, что недостаточное снижение температуры по отношению к критической может создать проблемы с кавитацией для насоса, используемого в системе. Это еще одна причина, по которой CO_2 при использовании в циклах без конденсации имеет наибольший потенциал для высокой эффективности, поскольку доступна максимальная разница температур. Поскольку сверхкритические циклы обычно обладают высокой регенерацией, для преобразования больших объемов рекуператора давление должно быть высоким.

В случае сверхкритического CO_2 основным механизмом повышения эффективности цикла является сокращение работы компрессора за счет выполнения процесса сжатия в точке, близкой к критической точке. Когда давление на входе превышает критическое

(7,38 МПа), работа компрессора значительно снижается. Снижение работы компрессора происходит из-за низкой сжимаемости CO_2 вблизи критической точки [3]. Изменение плотности для разных давлений не очень велико, и поэтому работа сжатия уменьшается. Это основная причина, по которой сверхкритические циклы на CO_2 имеют преимущество перед циклом Брайтона для идеального газа. Поэтому для дальнейшего анализа рассматривается углекислый газ при сверхкритических параметрах.

СПОСОБЫ ПОВЫШЕНИЯ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ЦИКЛА

Эффективность цикла можно заметно увеличить, используя регенеративный подогрев. В данном цикле (см. рис. 1) рабочее тело после выхода из турбины направляется в регенеративный теплообменник РТО (рекуператор), в котором происходит передача тепла от отработавшего рабочего тела к потоку газа, направляемому из компрессора в источник подвода тепла (ИТ), где происходит его нагрев до начальной температуры цикла. В данном случае уменьшается отвод тепла q_2 от рабочего тела в окружающую среду в теплообменнике X. Таким образом, подводимое в цикле тепло используется более эффективно, т.е. повышается КПД. Задача оптимизации цикла является многопараметрической, поскольку разные параметры цикла оказывают влияние друг на друга. В данной работе выполнен первичный анализ влияния определяющих параметров на характеристики цикла Брайтона на сверхкритическом CO_2 . При проведении расчетных исследований использована методика, кратко изложенная ниже.

Давление на выходе из турбины $P_{\text{Твых}}$

$$P_{\text{Твых}} = P_{\text{Твх}} / r_{\text{т}} \quad (2)$$

давление на выходе компрессора $P_{\text{Квых}}$

$$P_{\text{Квых}} = P_{\text{Квх}} \cdot r_{\text{к}} \quad (3)$$

где $r_{\text{т}}$ и $r_{\text{к}}$ – степень изменения давления в турбине и компрессоре соответственно.

Работа компрессора $l_{\text{к}}$ и турбины $l_{\text{т}}$ определяются выражениями

$$l_{\text{к}} = [h_{\text{Квых,ид}}(P_{\text{Квых}}, s_{\text{Квых,ид}}) - h_{\text{Квх}}(P_{\text{Квх}}, t_{\text{Квх}})] / \eta_{\text{к}} \quad (4)$$

$$l_{\text{т}} = [h_{\text{Твх}}(P_{\text{Твх}}, t_{\text{Твх}}) - h_{\text{Твых,ид}}(P_{\text{Твых}}, s_{\text{Твых,ид}})] \cdot \eta_{\text{т}} \quad (5)$$

где $\eta_{\text{к}}$ и $\eta_{\text{т}}$ – внутренние КПД компрессора и турбины.

Если в цикле используются несколько компрессоров, например, главный компрессор и компрессор повторного сжатия, то работа компрессоров

$$l_{\text{Кобщ}} = l_{\text{Кгл}} \cdot k + l_{\text{Кр}} \cdot (1 - k), \quad (6)$$

где k – доля потока на охладитель; кроме того,

$$l_{\text{тр}} = l_{\text{т}} \quad (7)$$

$l_{\text{тр}}$ – работа турбины для цикла с повторным сжатием, определяемая в соответствии с (5).

Значения удельной энтропии в конце адиабатного процесса сжатия в компрессоре $s_{\text{Квых,ид}}$ и адиабатного процесса расширения в турбине $s_{\text{Твых,ид}}$ определяются по температуре и давлению на входе в компрессор и турбину соответственно, т.е.

$$s_{\text{Квых,ид}} = s_{\text{Квх}}(P_{\text{Квых}}, t_{\text{Квх}}), \quad (8)$$

$$s_{\text{Твых,ид}} = s_{\text{Твх}}(P_{\text{Твх}}, t_{\text{Твх}}). \quad (9)$$

Кроме работы компрессора и турбины необходимо также оценить отведенное и подведенное в цикле тепло: $q_{\text{отв}}$ и $q_{\text{подв}}$. Поскольку рассматривается цикл без промежуточного охлаждения и промежуточного нагрева, то подведенное и отведенное тепло можно оценить так:

$$q_{\text{подв}} = h_{\text{Твх}}(P_{\text{Твх}}, t_{\text{Твх}}) - h_{\text{р,2,вых}}(P_{\text{Квых}}, t_{\text{р,2,вых}}), \quad (10)$$

$$q_{\text{отв}} = h_{p,1,\text{вых}}(P_{T\text{вых}}, t_{p,1,\text{вых}}) - h_{k,\text{вх}}(P_{K\text{вх}}, s_{K\text{вых,ид}}), \quad (11)$$

где $h_{p,2,\text{вых}}(P_{K\text{вых}}, t_{p,2,\text{вх}})$ и $h_{p,1,\text{вых}}(P_{T\text{вых}}, t_{p,1,\text{вых}})$ – энтальпия рабочего тела на выходе из рекуператора по нагреваемой и греющей стороне соответственно; $h_{T\text{вх}}(P_{T\text{вх}}, t_{T\text{вх}})$ и $h_{K\text{вх}}(P_{K\text{вх}}, s_{K\text{вых,ид}})$ – энтальпия рабочего тела на входе в турбину и на входе в компрессор.

Расход рабочего тела (CO_2) определяется по заданной тепловой мощности и перепаду энтальпии в источнике тепла. В дальнейшем этот расход используется во входных данных для расчета турбины и теплообменников с учетом количества турбин на блоке:

$$G_{\text{РТ}} = Q / q_{\text{подв}}. \quad (12)$$

Эффективность (коэффициент полезного действия) цикла

$$\eta = (L_T - L_K) / Q_{\text{подв}} \quad (13)$$

где L_T и L_K – суммарная мощность турбин и компрессоров; $Q_{\text{подв}}$ – общее количество тепла, подведенное в цикле.

В качестве базовых параметров были взяты

- температура на входе в турбину t_4 ;
- давление на входе в турбину P_2 ;
- температура на входе в компрессор t_1 ;
- внутренний КПД турбины $\eta_T = 0,9$;
- внутренний КПД компрессора $\eta_K = 0,89$;
- характерные для реакторных установок БН-1200, БР-1200 параметры теплоносителя;
- количество турбин на блоке – 4.

На рисунке 2 представлена s - t -диаграмма цикла Брайтона с регенерацией.

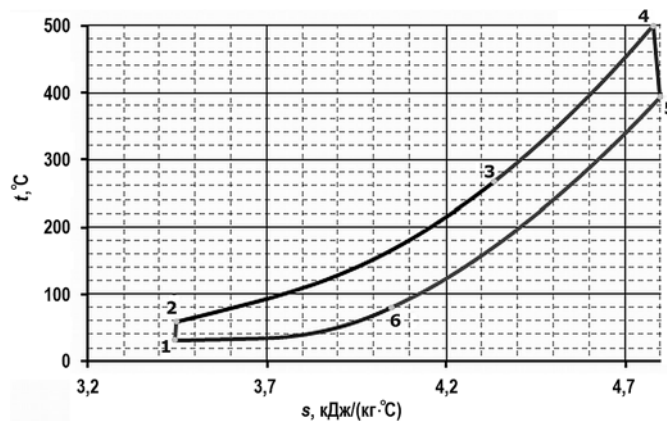


Рис. 2. s - t -диаграмма цикла Брайтона с регенерацией

Расчетный анализ проводится следующим образом. Задается температурный напор $t_6 - t_2$ в рекуператоре, который может принимать значения 20, 15, 10, 5°C. Для заданного значения $t_6 - t_2$ исследуется влияние комбинаций параметров:

- давления и температуры на входе в компрессор (P_1 и t_1);
- давления на входе в компрессор и степени сжатия (P_1 и $\beta = P_2/P_1$);
- давления и температуры на входе в турбину (P_2 и t_4).

Изменяя указанные параметры, оцениваем их влияние на КПД цикла, температурный напор $t_5 - t_3$, работу компрессора, работу турбины, мощность блока (работа турбины с учетом работы компрессора). В расчетном анализе свойства углекислого газа взяты из [4]. В качестве примера расчетных результатов на рис. 3 представлена зависимость эффективности цикла Брайтона с регенерацией от давления на входе в компрессор и

степени сжатия для случая $t_6 - t_2 = 20^\circ\text{C}$. Аналогичные результаты наблюдаются и для других значений температурного напора. Анализ полученных результатов показывает, что повышать давление на входе в компрессор выше 7.8 МПа нецелесообразно, так как КПД цикла практически не изменяется при дальнейшем повышении давления.

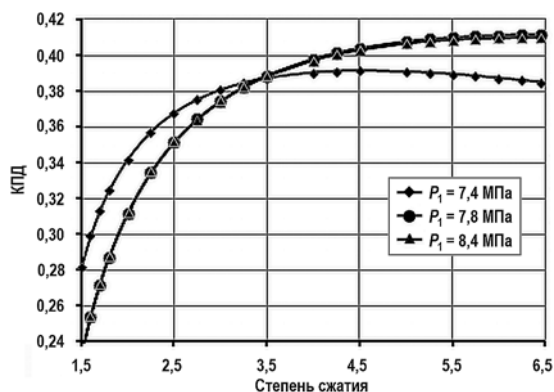


Рис. 3. Зависимость эффективности цикла Брайтона с регенерацией от степени сжатия и давления на входе в компрессор P_1

Параметры рабочего тела (температура и давление) на входе в турбину являются факторами, существенно влияющими на эффективность цикла. Давление на входе в турбину варьировалось в интервале 18 – 30 МПа, а температура – в интервале 500 – 700°C. Результаты расчетов показывают, что увеличение температуры на входе в турбину приводит практически к линейному увеличению КПД, так как увеличивается термодинамическая эффективность цикла. Однако увеличение давления на входе в турбину хоть и приводит к росту КПД, но с ростом давления темп прироста КПД уменьшается. Таким образом, можно сказать, что значительное увеличение давления вряд ли окажется экономически целесообразным. Рекомендуемое значение давления – 20 МПа.

ЦИКЛ БРАЙТОНА С ПОВТОРНЫМ СЖАТИЕМ

Как показал анализ цикла Брайтона, выполненный в [5 – 8], существует возможность увеличения эффективности цикла за счет предварительного сжатия, улучшенной регенерации, а также повторного сжатия. Циклы с предварительным сжатием и улучшенной регенерацией позволяют заметно повысить КПД, но одновременно это приводит к заметному усложнению схемы цикла, ухудшению его экономики. В этом отношении цикл повторного сжатия более простой, содержит меньшее количество оборудования. В этом цикле отсутствует дополнительный компрессор предварительного сжатия, дополнительный теплообменник-рекуператор. Схема цикла показана на рис. 4, а его $s-t$ -диаграмма – на рис. 5.

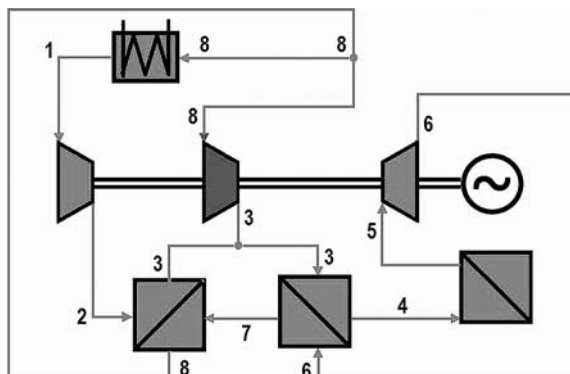


Рис. 4. Схема цикла Брайтона с повторным сжатием

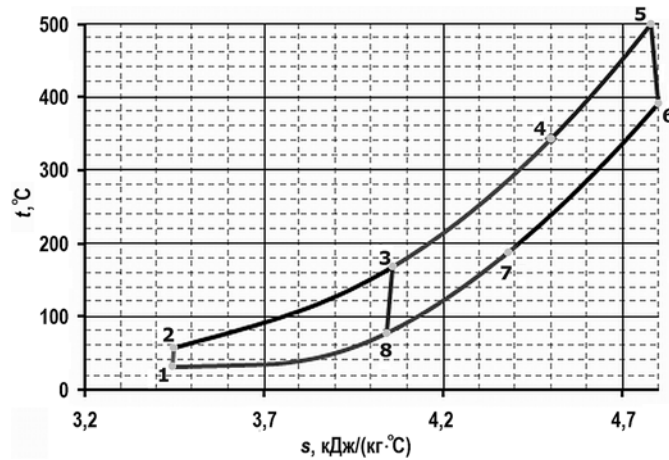


Рис. 5. s - t -диаграмма цикла Брайтона с повторным сжатием

Повышение эффективности такого цикла достигается путем уменьшения отвода тепла из цикла за счет использования дополнительного компрессора повторного сжатия перед теплообменником-охладителем. Перед подачей рабочего тела на теплообменник-охладитель поток разделяется на две части, так что в теплообменнике отводится тепло только от части рабочего тела. Используются два рекуператора (низкотемпературный и высокотемпературный) – это еще одно отличие от «простого» цикла Брайтона. В главном компрессоре происходит сжатие части потока рабочего тела до высокого давления (процесс 1-2 на s - t -диаграмме). Затем в рекуператоре низкотемпературном этот поток нагревается до температуры на выходе из компрессора повторного сжатия (процесс 2-3). После этого весь поток направляется в высокотемпературный рекуператор, где происходит подогрев до температуры входа в источник тепла (в рассматриваемом случае – процесс 3-4). Здесь рабочее тело нагревается до требуемой температуры (процесс 4-5) и подается в турбину.

В ходе процесса 5-6 в турбине совершается полезная работа, которая преобразуется в электрическую энергию в генераторе. После выхода из турбины CO_2 поступает в высокотемпературный рекуператор, где происходит начальное охлаждение (процесс 6-7 на s - t -диаграмме), а затем дополнительное охлаждение в низкотемпературном рекуператоре (процесс 7-8) за счет передачи тепла потоку высокого давления. Перед подачей в теплообменник-охладитель поток разделяется на две части: одна часть охлаждается до температуры входа в основной компрессор (процесс 8-1), а другая часть сжимается в компрессоре повторного сжатия до высокого давления (процесс 8-3).

Данный цикл был выбран в качестве базового для дальнейшего исследования. На эффективность цикла влияют несколько параметров. Основными являются степень сжатия в главном компрессоре; доля потока на охладитель k ; давление и температура на входе в главный компрессор; давление и температура на входе в турбину; температурный напор в низкотемпературном рекуператоре $t_8 - t_2$.

Так же, как и в случае цикла Брайтона без повторного сжатия, задаем значение температурного напора $t_8 - t_2$ в диапазоне 5 – 20°C и рассматриваем влияние тех же комбинаций определяющих параметров, а также доли потока на охладитель k на КПД цикла, мощность компрессоров и турбины, на температурные напоры в высокотемпературном ($t_6 - t_4$) и низкотемпературном ($t_7 - t_3$) рекуператорах.

Анализируя расчетные результаты, необходимо отметить, что при заданном значении температурного напора $t_8 - t_2$ на практике могут быть реализованы варианты только с определенной предельной долей расхода рабочего тела на охладитель.

Например, чтобы обеспечить передачу тепла в теплообменниках-рекуператорах, где важными параметрами является температурный напор, а именно, $t_7 - t_3$ и $t_6 - t_4$, необ-

ходимо, чтобы эти температурные напоры были положительными. На рисунке 6 показана расчетная зависимость температурного напора $t_7 - t_3$ от доли расхода на охладитель при величине $t_8 - t_2 = 20^\circ\text{C}$. Видно, что при уменьшении доли расхода на охладитель ниже 0,5 получаем отрицательный температурный напор $t_7 - t_3$, а величина $t_6 - t_4$ становится отрицательной при уменьшении этой доли расхода до 0,3. При $t_8 - t_2 = 5^\circ\text{C}$ минимальная доля расхода на охладитель уже приближается к 0,6. Так как эти температурные напоры влияют на размеры теплообменников, то их надо обязательно учитывать при разработке цикла. В дальнейшем в расчетах величина доли расхода на охладитель принимается равной 0,6.

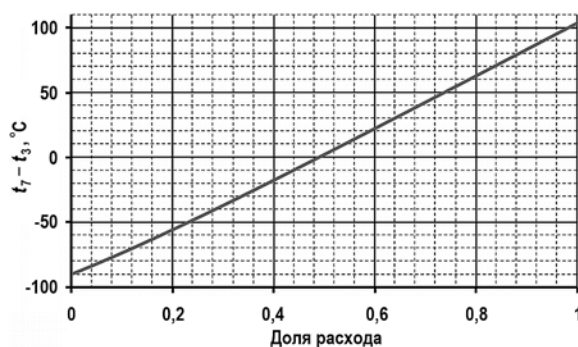


Рис. 6. Зависимость температурного напора $t_7 - t_3$ от доли расхода на охладитель ($t_8 - t_2 = 20^\circ\text{C}$)

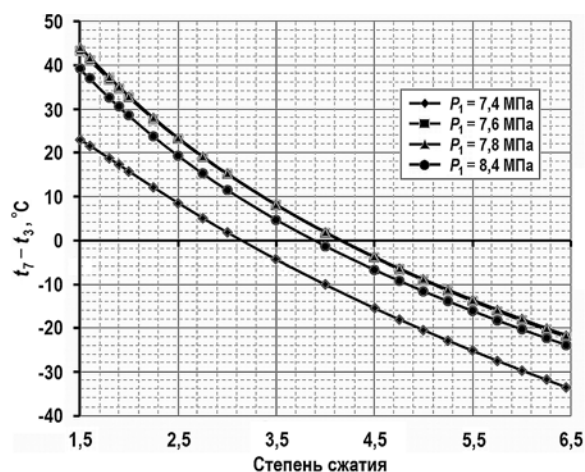


Рис. 7. Зависимость температурного напора $t_7 - t_3$ от степени сжатия и давления перед компрессором P_1

На рисунке 7 представлена расчетная зависимость температурного напора $t_7 - t_3$ от степени сжатия. Видно, что степень сжатия свыше 2,7 – 3,7 реализовать сложно, так как указанные температурные напоры становятся очень маленькими. А как отмечалось выше, эти величины влияют на размеры теплообменников, используемых в цикле.

На рисунке 8 показана расчетная зависимость эффективности цикла от степени сжатия и давления рабочего тела перед компрессором. Результаты расчетов подтверждают сделанный ранее вывод о нецелесообразности повышения давления рабочего тела перед компрессором выше 7,8 МПа. Учитывая предыдущий вывод о приемлемой степени сжатия, можно сказать, что начальное давление рабочего тела перед турбиной целесообразно выбирать на уровне 20 МПа.

Таким образом, на основании выполненных предварительных расчетов получены основные определяющие параметры рабочего цикла, которые приведены в табл. 2. Эти параметры можно рассматривать в качестве исходных данных для оценки характерис-

тик теплообменников и турбинной установки, используемой в цикле [9 – 14].

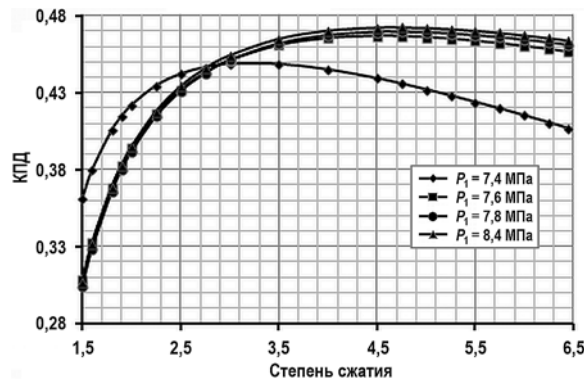


Рис. 8. Зависимость эффективности цикла от степени сжатия и давления перед компрессором P_1

Таблица 2

Основные параметры базового цикла Брайтона

Параметр	Значение
Доля расхода рабочего тела на теплообменник-охладитель k	0,6
Давление на входе в главный компрессор P_1 , МПа	7,8
Температура на входе в главный компрессор t_1 , °С	32
Давление на входе в турбину P_2 , МПа	20
Температура на входе в турбину, °С	500 – 600
Внутренний КПД турбины	0,9
Внутренний КПД компрессора	0,89

ВЫВОДЫ

Полученные результаты позволяют сделать заключение, что при начальной температуре цикла 500 – 550°С можно получить коэффициент полезного действия 38 – 40%. Это несколько меньше, чем при использовании парового цикла Ренкина, однако цикл Брайтона более простой, и можно ожидать, что более дешевый, поскольку позволяет перейти на двухконтурную схему для реакторов с натриевым теплоносителем.

Более эффективным является цикл Брайтона с повторным сжатием. Этот цикл является более сложным по сравнению с простым циклом Брайтона, так как содержит дополнительное оборудование. В частности, для этого цикла характерно использование двух компрессоров: главного компрессора и компрессора повторного сжатия. Экономичность цикла увеличивается за счет уменьшения отвода тепла к конечному поглотителю, поскольку не все рабочее тело направляется в охладитель. Часть рабочего тела после рекуператоров направляется непосредственно на компрессор повторного сжатия. Для цикла также характерно использование двух рекуператоров: низкотемпературного и высокотемпературного.

Проведено исследование влияния основных параметров цикла на его экономичность. Расчет коэффициента полезного действия выполнен при использовании упрощающих допущений. В частности, принято, что давление рабочего тела на выходе из турбины равно давлению на входе в компрессор, а давление на выходе из компрессора равно давлению на входе в турбину. В качестве предложения для дальнейшей работы можно рассмотреть уточнение характеристик цикла с учетом гидравлических потерь в рекупе-

раторах как по «горячей стороне», так и по «холодной стороне», а также учесть различные степени сжатия в компрессоре и степени расширения в турбине.

На основании выполненных предварительных расчетов получены основные определяющие параметры рабочего цикла применительно к использованию на АЭС с перспективными реакторными установками с жидкометаллическим теплоносителем.

Литература

1. *Bender M. et al.* Gas-Cooled Fast Reactor Concepts. USAEC Report ORNL-3642. – Oak Ridge National Laboratory, 1964. – 236 p.
2. *Feher E.G.* The Supercritical Thermodynamic Power Cycle. // *Energy Conversion*. – 1968. – Vol. 8. – No. 2. – PP. 85-90. DOI: [https://doi.org/10.1016/0013-7480\(68\)90105-8](https://doi.org/10.1016/0013-7480(68)90105-8).
3. *Lewis J., Clementoni E. and Cox T.* Effect of compressor inlet temperature on cycle performance for a supercritical carbon dioxide Brayton cycle. / Proc. of the VI-th International Supercritical CO₂ Power Cycles Symposium, Pittsburgh, Pennsylvania, March 27-29, 2018. DOI: <https://doi.org/10.1115/GT2018-75182>.
4. *Алтунин В.В.* Теплофизические свойства двуокиси углерода. – М.: Издательство стандартов, 1975. – 553 с.
5. *Angelino G.* Carbon Dioxide Condensation Cycles for Power Production. // *Journal of Engineering for Power*. – 1968. – Vol. 90. – No 3. – PP. 287-295. DOI: <https://doi.org/10.1115/1.3609190>.
6. *Angelino G.* Real Gas Effects in Carbon Dioxide Cycles. // ASME Paper No 69-GT-102. – 1969. – 12 p. DOI: <https://doi.org/10.1115/69-GT-102>.
7. *Гошитейн Д.П., Верхивкер Г.П.* Применение CO₂ в качестве теплоносителя и рабочего тела на АЭС. // *Атомная энергия*. – 1969. – Т. 26. – Вып. 4. – С. 378-380. Электронный ресурс: http://elib.biblioatom.ru/text/atomnaya-energiya_t26-4_1969/go,64/ (дата доступа 30.04.2022).
8. *Dostal V., Driscoll M.J., Hejzlar P.* A Supercritical Carbon Dioxide for Next Generation Nuclear Reactors. MIT-ANP-TR-100. – 2004. – 326 с.
9. *Рассохин Н.Г.* Парогенераторные установки атомных станций. М.: Энергоатомиздат, 1987. – 384 с.
10. ПНАЭ Г-7-002-86. Нормы расчета на прочность оборудования и трубопроводов атомных энергетических установок. – М.: Энергоатомиздат, 1989. – 525 с.
11. *Кириллов П.Л., Бобков В.П., Жуков А.В., Юрьев Ю.С.*, Справочник по теплогидравлическим расчетам в ядерной энергетике. Т. 1. – М.: ИздАТ, 2010. – 770 с.
12. *Идельчик И.Е.* Справочник по гидравлическим сопротивлениям. – М.: Машиностроение, 1992. – 672 с.
13. *Chai L., Tassou S.A.*, A Review of Printed Circuit Heat Exchangers for Helium and Supercritical CO₂ Brayton Cycles. // *Thermal Science and Engineering Progress*. – 2020. – No. 18. – PP. 1-22. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.tsep.2020.100543>.
14. Веб-сайт HEATRIC. Электронный ресурс: <https://www.heatric.com> (дата доступа 30.04.2022).

Поступила в редакцию 05.05.2022 г.

Авторы

Лескин Сергей Терентьевич, профессор, д.т.н.

E-mail: lsst@yandex.ru

Слободчук Виктор Иванович, доцент, к.т.н.

E-mail: slobovic@mail.ru

Шелегов Алексей Сергеевич, доцент, к.т.н.

E-mail: a-shelegov@mail.ru

COMPUTATIONAL ANALYSIS OF THE POWER CONVERSION LOOP OF A NUCLEAR POWER PLANT UNIT WITH THE CLOSED S-CO₂ BRAYTON CYCLE

Leskin S.T., Slobodchuk V.I., Shelegov A.S.

IATE MEFhI

1 Studgorodok, 249039 Obninsk, Kaluga Reg., Russia

ABSTRACT

The paper presents a computational-theoretical analysis and preliminary optimization of the Brayton cycle using supercritical carbon dioxide (S-CO₂). The closed S-CO₂ Brayton cycle can be considered as a working cycle at nuclear power plants with advanced reactor facilities. The authors consider various working media that can be used in the Brayton cycle. It is shown that supercritical CO₂ has an advantage over other working fluids.

The efficiency of this cycle is evaluated as applied to reactor plants with a liquid metal coolant. In addition, an analysis is made of the influence of the defining characteristics on the efficiency of the cycle, such as the pressure and temperature at the compressor inlet, the pressure at the compressor inlet and the compression ratio, the pressure and temperature at the turbine inlet, as well as the proportion of the working fluid going to the cooler. The main operating parameters of the Brayton cycle are also selected. In conclusion, the authors outline the tasks for further research within the framework of this subject.

Key words: Brayton cycle, supercritical CO₂, liquid metal cooled reactors, recompression thermodynamic cycle.

REFERENCES

1. Bender M., Carlsmith R.S., Delene J.G., Gall W.R., Goldman A.E., Holcomb R.S., Hoskins R.E., Lackey M.E., Lundin M.I., Myers M.L., Robertson R.C., Samuels G., Terry W., Zapp F.C. *Gas-Cooled Fast Reactor Concepts*. USAEC Report ORNL-3642, Oak Ridge National Laboratory, 1964, 236 p.
2. Feher E.G. The Supercritical Thermodynamic Power Cycle. *Energy Conversion*. 1968, v. 8, no. 2, pp. 85-90; DOI: [https://doi.org/10.1016/0013-7480\(68\)90105-8](https://doi.org/10.1016/0013-7480(68)90105-8).
3. Lewis J., Clementoni E. and Cox T. Effect of Compressor Inlet Temperature on Cycle Performance for a Supercritical Carbon Dioxide Brayton Cycle. *Proc. of the VI-th International Supercritical CO₂ Power Cycles Symposium*. Pittsburgh, Pennsylvania, March 27-29, 2018. DOI: <https://doi.org/10.1115/GT2018-75182>.
4. Altunin V.V. *Thermophysical Properties of Carbon Dioxide*. Moscow. Izdatel'stvo Standartov Publ., 1975, 553 p. (in Russian).
5. Angelino G. Carbon Dioxide Condensation Cycles for Power Production. *Journal of Engineering for Power*. 1968, v. 90, no. 3, pp. 287-295; DOI: <https://doi.org/10.1115/1.3609190>.
6. Angelino G. Real Gas Effects in Carbon Dioxide Cycles. *ASME Paper* no. 69-GT-102, 1969, 12 p.; DOI: <https://doi.org/10.1115/69-GT-102>.
7. Gokhshtein D.P., Verheweker G.P. Application of CO₂ as a Coolant and Working Fluid at Nuclear Power Plants. *Atomnaya Energiya*. 1969, v. 26, no.4, pp. 378-380. Available at: http://elib.biblioatom.ru/text/atomnaya-energiya_t26-4_1969/go,64/ (accessed Apr. 04, 2022) (in Russian).
8. Dostal V., Driscoll M.J., Hejzlar P. *A Supercritical Carbon Dioxide for Next Generation Nuclear Reactors*. MIT-ANP-TR-100, 2004, 326 p.

9. Rassokhin N.G. *Steam Generating Units of Nuclear Power Plants*. Moscow. Energoatomizdat Publ., 1987, 384 p. (in Russian).
10. PNAE G-7-002-86. *Norms for Calculating the Strength of Equipment and Pipelines of Nuclear Power Plants*. Moscow. Energoatomizdat Publ., 1989, 525 p. (in Russian).
11. Кириллов П.Л., Бобков В.П., Жуков А.В., Юрьев Ю.С., Справочник по теплогидравлическим расчетам в ядерной энергетике. Т. 1. – М.: ИздАТ, 2010. – 770 с.
11. Kirillov P.L., Bobkov V.P., Zhukov A.V., Yuriev Yu.S. *Handbook of Thermohydraulic Calculations in Nuclear Power*. Volume 1. Moscow. IzdAT Publ., 2010, 770 p. (in Russian).
12. Idelchik I.E., *Handbook of Hydraulic Resistances*. Moscow. Mashinostroenie Publ., 1992, 672 p. (in Russian).
13. Chai L., Tassou S.A. A Review of Printed Circuit Heat Exchangers for Helium and Supercritical CO₂ Brayton Cycles. *Thermal Science and Engineering Progress*. 2020, no. 18, pp. 1-22; DOI: <https://doi.org/10.1016/j.tsep.2020.100543>.
14. HEATRIC. Available at: <https://www.heatric.com> (accessed Apr. 04, 2022).

Authors

Leskin Sergey Terentievich, Professor, Dr. Sci. (Engineering)

E-mail: lsst@yandex.ru

Slobodchuk Victor Ivanovich, Associate Professor, Cand. Sci. (Engineering)

E-mail: slobovic@mail.ru

Shelegov Alexey Sergeevich, Associate Professor, Cand. Sci. (Engineering),

E-mail: a-shelegov@mail.ru