

ПРЕДВАРИТЕЛЬНАЯ ОЦЕНКА ХАРАКТЕРИСТИК ОБОРУДОВАНИЯ ЦИКЛА БРАЙТОНА НА СВЕРХКРИТИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРАХ CO₂

С.Т. Лескин*, В.И. Слободчук*, А.С. Шелегов*, Д.С. Соловьев**

* ИАТЭ НИЯУ МИФИ

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

** АО «Прорыв»

107140, г. Москва, ул. Малая Красносельская, д. 2/8, корп. 7



Представлен предварительный расчет основных теплотехнических и геометрических параметров проточной части турбины на сверхкритическом диоксиде углерода. Турбины такого типа предполагается использовать в цикле Брайтона тепловой схемы энергоблока ЯЭУ с жидкометаллическим теплоносителем, термический КПД которого может достигать 50%. Расчет проточной части турбины проведен с использованием общепринятых в практике проектирования газовых и паровых турбин. В результате расчета получены основные характеристики ступеней новой турбины. Рассмотрены возможные схемы компоновки основного тепломеханического оборудования применительно к энергоблоку с реактором типа БН-1200М. На основании выполненных предварительных расчетов получен ряд определяющих параметров рабочего цикла применительно к использованию на АЭС с перспективными реакторными установками с жидкометаллическим теплоносителем. Выполнена первичная оценка характеристик основного теплообменного оборудования цикла.

Ключевые слова: цикл Брайтона, сверхкритический CO₂, реакторы с жидкометаллическим теплоносителем, газовая турбина, степень реакции ступени, оптимальное соотношение скоростей.

Лескин С.Т., Слободчук В.И., Шелегов А.С., Соловьев Д.С. Предварительная оценка характеристик оборудования цикла Брайтона на сверхкритических параметрах CO₂. // Известия вузов. Ядерная энергетика. – 2023. – № 1. – С. 19-32. DOI: <https://doi.org/10.26583/npe.2023.1.02> .

ВВЕДЕНИЕ

Цикл на сверхкритическом CO₂ представляет большой интерес с точки зрения снижения капитальных затрат на строительство АЭС с перспективными ядерными реакторами. Положительные характеристики цикла хорошо известны. История исследования цикла с CO₂ в качестве рабочего тела начинается с 1960-х гг. [1 – 4]. Но в то время он не был реализован отчасти из-за того, что легководные реакторы имеют слишком низкую температуру на выходе из активной зоны, и цикл не очень подходит для использования на электростанциях на ископаемом топливе. Высокое давление рабо-

© С.Т. Лескин, В.И. Слободчук, А.С. Шелегов, Д.С. Соловьев, 2023

чего тела (20 МПа) также считалось недостатком, но с тех пор уже накоплен значительный опыт работы с установками на паре сверхкритических параметров с давлением, значительно превышающим 20 МПа. Цикл на сверхкритическом CO_2 с предварительным сжатием предлагает более эффективную, значительно более простую и компактную альтернативу циклу на перегретом паре. Он значительно проще гелиевого цикла Брайтона, но обеспечивает ту же эффективность, что и гелиевые циклы Брайтона, работающие при более высоких температурах. Выполненные исследования показывают, что в цикле на сверхкритическом CO_2 при 550°C достигается термический КПД порядка 46%, что сравнимо с гелиевым циклом Брайтона при 800°C . Это позволяет на начальном этапе рассматривать цикл при более низких температурах ($500 - 550^\circ\text{C}$), которые являются обычными в современной промышленной практике, и впоследствии можно повысить эффективность цикла по мере накопления большого опыта эксплуатации и более высоких температур. Диоксид углерода используется в британских AGR более 20-ти лет при температурах на выходе из активной зоны до 650°C . При повышении температуры цикла до 650°C его термический КПД может приблизиться к 50%. Важно понимать, что цикл на сверхкритическом CO_2 имеет большой потенциал для значительного снижения стоимости атомных электростанций, что важно с точки зрения повышения конкурентоспособности ядерной энергетики.

По сравнению с паровыми циклами газовые турбины замкнутого цикла в целом просты, компактны, менее дороги и имеют более короткие сроки строительства, что снижает его стоимость. Благодаря своей простоте они хорошо подходят для модульных методов строительства. Поэтому они являются основной темой современных передовых исследований рабочего цикла.

Использование свойств реального газа – хорошо известный способ повышения эффективности цикла. Ранее были проведены исследования газов, которые могут работать в сверхкритическом режиме, наиболее перспективным является CO_2 .

С термодинамической точки зрения, чем ниже температура, при которой цикл отдает тепло, тем выше эффективность цикла. Поэтому хотелось бы иметь низкую критическую температуру. С другой стороны, если критическая температура слишком низка, то трудно или даже невозможно достаточно охладить рабочую жидкость из-за нижнего предела, установленного температурой окружающей среды. 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. Эти соображения предполагают, что CO_2 должен быть перспективным для использования в сверхкритическом цикле без конденсации.

ВОЗМОЖНЫЕ СХЕМЫ КОМПОНОВКИ ОСНОВНОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Цикл Брайтона может быть реализован не только на АЭС с газоохлаждаемыми реакторами; рассматривается возможное его применение и для других ядерных реакторов с высокой температурой теплоносителя. Цикл должен быть экономически привлекательным и легко применимым к перспективным ядерным реакторам.

Для перспективного проекта энергоблока с реактором БН-1200М были рассмотрены две принципиальные возможные компоновки основного оборудования первого и второго контуров. На рисунке 1 представлена принципиальная тепловая схема одновального устройства турбин и компрессоров. Такая компоновка привлекательна с точки зрения экономичности работы отдельно взятого тепломеханического оборудования. Используется всего один электрогенератор мощностью порядка 1200 МВт, приводимый вращением ротора от турбин. Недостатком компоновки основного оборудования тепловой схемы является то, что если при одной петле реакторной установки будет остановлен соответствующий ей турбоагрегат (ТА), то все остальные ТА придется тоже остановить.

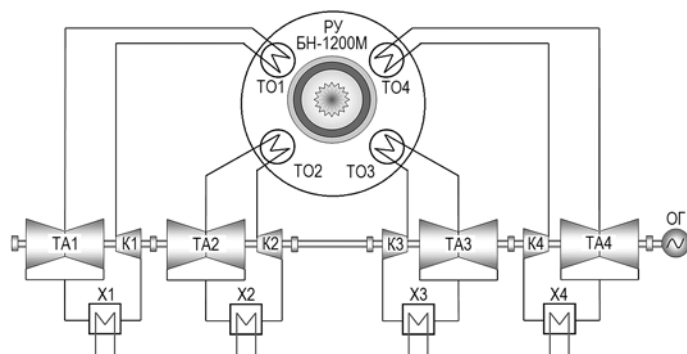


Рис. 1. Возможная компоновка блока с реактором БН-1200М

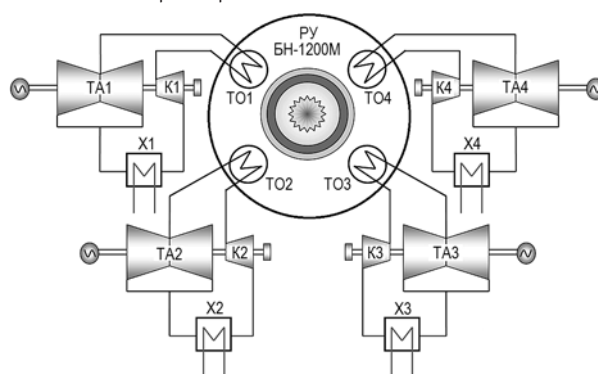


Рис. 2. Альтернативная компоновка блока с реактором БН-1200М

Рассмотрим альтернативную схему компоновки блока БН-1200М (рис. 2), имеющую как преимущества, так и недостатки. Схема привлекательна тем, что основное оборудование на каждой петле не связано ротором с другими петлями – при выходе из строя одной петли другие петли могут продолжать работу на том же уровне мощности или немного сниженном. Появляется повышенная маневренность блока, позволяющая снижать мощность путем отключения или снижения расхода рабочего тела по одной из петель. При этом нагрузка будет изменяться конкретно на том роторе турбины, к которой из петель он принадлежит. Снижаются также требования к упорному и опорному подшипникам, так как масса и геометрические размеры одного ротора существенно уменьшатся. Возможна более компактная компоновка блока, что также позволит снизить капитальные затраты на бетонные работы.

Из недостатков данной конструкции можно отметить существенное повышение стоимости капитальных затрат, поскольку придется устанавливать четыре электрогенератора меньшей мощности порядка 300 МВт с соответствующим дополнительным оборудованием и датчиками. Также могут незначительно возрасти потери на трение.

В интересующем температурном диапазоне CO_2 не является идеальным газом. Это вызвано тем, что критическая точка CO_2 составляет 7,38 МПа и 30,98°C. Поведение газа вблизи критической точки очень чувствительно к давлению и температуре, что существенно влияет на свойства газа. Следовательно, в отличие от идеального газа рабочие условия цикла сильно влияют на его эффективность.

В случае сверхкритического CO_2 основным механизмом повышения эффективности цикла является сокращение работы компрессора за счет выполнения процесса сжатия в точке, близкой к критической. Когда давление на выходе превышает критическое (7,38 МПа), работа компрессора значительно снижается. Снижение работы компрессора происходит из-за низкой сжимаемости CO_2 вблизи критической точки. Изменение плот-

ности 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, когда газ демонстрирует одинаковые тенденции как в турбине, так и в компрессоре.

Работа турбины слабо зависит от рабочего давления. Ее величина определяется, в основном, перепадом давления. Для идеального газа с увеличением перепада давления работа турбины увеличивается, но приращение уменьшается. В турбине рабочее тело ведет себя почти как идеальный газ. Отклонение от этого поведения заметно лишь при очень высоких перепадах давления. Однако эти сверхкритические перепады давления не актуальны, поскольку не рассматривается использование цикла в этом диапазоне давлений по соображениям эффективности и материалов.

Основной задачей данной работы является расчетное обоснование конструкции прочной части турбины на сверхкритическом CO_2 для ядерных энергетических установок с жидкометаллическим теплоносителем.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ

Для проведения расчета проточной части турбины необходимо определиться с основными теплотехническими параметрами самой турбины. К ним относятся прежде всего

- частота вращения ротора;
- внутренняя мощность турбоагрегата (турбоагрегатов);
- параметры рабочего тела на входе;
- параметры рабочего тела на выходе.

Рассмотрим возможные частоты вращения ротора турбины. В России единая энергетическая система электропитания поддерживается на частоте переменного тока 50 Гц. Отталкиваясь от этого параметра, имеет смысл рассматривать турбины с частотой вращения, кратной 3000 об/мин. В дальнейшем анализе будем проводить расчет параметров различных вариантов турбин с учетом этого факта. Выберем частоты вращения турбины $n_1 = 3000$ об/мин и $n_2 = 6000$ об/мин. Согласно рекомендациям [2], этих частот вполне достаточно, чтобы сделать оценочный расчет проточной турбины. Но при полноценном расчете газовой турбины стоит рассматривать более высокие частоты вращения ротора вплоть до 650 Гц и более.

Для реакторной установки БН-1200М тепловая мощность реактора составляет 2870 МВт. Таким образом, на одну петлю будет приходиться, в среднем, 717,5 МВт(т) мощности реактора.

Принимаем параметры CO_2 на входе в теплообменник и на выходе из него:

- на входе $P = 21$ МПа, $t = 343^\circ\text{C}$;
- на выходе $P = 20$ МПа, $t = 500^\circ\text{C}$.

По этим параметрам теплоперепад в теплообменнике Δh составит 193,14 кДж/кг, а расход углекислого газа на турбину $G = N/\Delta h = 717,5 \cdot 10^3$ кВт / 193,14 кДж/кг = 3714,9 кг/с.

Примем число потоков для каждого из цилиндров турбины $k = 2$.

Определим параметры на входе и выходе из турбины:

- на входе: $P = 20$ МПа, $t = 500^\circ\text{C}$;
- на выходе: $P = 7,8$ МПа, $t = 392,5^\circ\text{C}$;
- действительный теплоперепад $\Delta h = 114,97$ кДж/кг.

Теплофизические свойства диоксида углерода при сверхкритическом давлении рассчитывались с помощью полиномов [5].

МЕТОДОЛОГИЯ РАСЧЕТОВ

В основу предлагаемой методики положено, что основным условием конструктивного исполнения ступени является изготовление с оптимальным соотношением скоростей, при котором достигается наибольшая ее экономичность в случае максимального относительного лопаточного КПД ступени.

Воспользуемся основной зависимостью для оптимального соотношения скоростей U/c :

$$U/c = \frac{\varphi \cos \alpha_1}{2\sqrt{1-\rho_t}}, \quad (1)$$

где U – окружная скорость; c – осевая скорость; φ – скоростной коэффициент; ρ_t – степень реакции ступени; α_1 – угол выхода потока рабочей среды из каналов сопловой решетки в абсолютной системе координат.

Представленная зависимость позволяет рассчитать оптимальное соотношение скоростей для различных комбинаций входных углов в рабочую решетку α_1 и степени реакции ступени ρ_t . Расчет соотношения скоростей представлен на рис. 3.

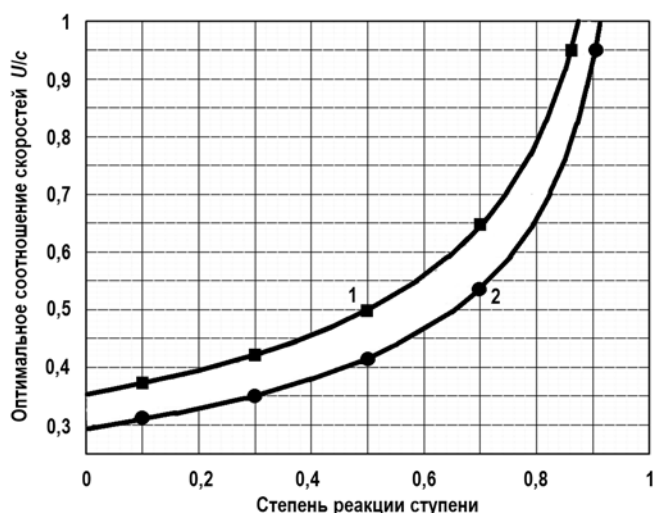


Рис. 3. Зависимость оптимального соотношения скоростей от степени реакции ступени для разных входных углов: 1 – $\alpha_1 = 10^\circ$; 2 – $\alpha_1 = 35^\circ$

Анализ результатов расчета показывает, что оптимальное соотношение скоростей меняется нелинейно в зависимости от степени реакции ступени. При малых степенях реакции от 0 до 0,3 (активная ступень, активная ступень с небольшой степенью реакции) зависимость является более пологой. При увеличении степени реакции возрастает скорость изменения оптимального соотношения скоростей. Таким образом, оптимальное соотношение скоростей в большей степени зависит от степени реакции ступени ρ_t , нежели от входного угла α_1 . Зависимость оптимального соотношения скоростей есть, но не ярко выраженная. Линии для разных углов ведут себя почти эквидистантно, определяя область изменения соотношения скоростей от минимального значения угла $\alpha_1 = 10^\circ$ до максимальных значений, принятых в практике проектирования паровых и газовых турбин. Анализ поведения оптимального соотношения U/c позволяет определиться в первом приближении с выбором угла α_1 и степени реакции ступени ρ_t .

Для проведения предварительного оценочного расчета проточной части принимаем значение входного угла $\alpha_1 = 17^\circ$, степень реакции $\rho_t = 21\%$, коэффициент скорости $\varphi = 0,72$.

РАСЧЕТ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ТУРБИНЫ

Для расчета проходного сечения Ω можно воспользоваться следующими соотношениями:

$$\Omega = Gv/(ck), \quad (2)$$

$$\Omega = \pi(Ld_k + L^2), \quad (3)$$

где G – массовый расход рабочего тела; v – удельный объем рабочего тела; c – скорость газа в осевом направлении; L – длина рабочей лопатки ступени; d_k – корневой диаметр ступени.

Зависимость (1) для расчета оптимального соотношения скоростей позволяет рассчитать оптимальную высоту лопатки и соответствующий максимальному относительному лопаточному КПД ступени корневой диаметр. Относительный лопаточный КПД ступени, согласно определению, учитывает только три основные потери энергии при течении газа в проточной части – это прежде всего потери профильные в сопловом аппарате ступени, профильные потери в решетке рабочего колеса и потери с выходной скоростью. Проводя расчет по соотношению (1) для расчета оптимального соотношения скоростей, мы минимизируем эти потери и считаем, что каждая ступень будет выполнена с максимальным относительным лопаточным КПД.

Все расчеты проведены с учётом, что средний диаметр ступени является определяющим размером. Расчет окружной скорости на среднем диаметре ступени проводился с использованием соотношения, которое связывает окружную скорость U , средний диаметр ступени d_c и число оборотов n :

$$U = \pi d_c n. \quad (4)$$

Средний диаметр можно определить как сумму корневого диаметра ступени и длины рабочей лопатки:

$$d_c = d_k + L. \quad (5)$$

В результате получается система из пяти уравнений, позволяющая определить основные геометрические характеристики для каждой ступени турбины в зависимости от ее корневого диаметра. Решение системы позволяет определить расчетную длину лопатки. Зависимость длины лопатки от оптимального соотношения скоростей представлена на рис. 4. Эта зависимость является линейной. Её анализ показывает, что для первых ступеней с небольшой длиной лопатки должно быть обеспечено минимальное значение соотношения скоростей. С ростом длины лопатки от ступени к ступени оптимальное соотношение скоростей должно увеличиваться.

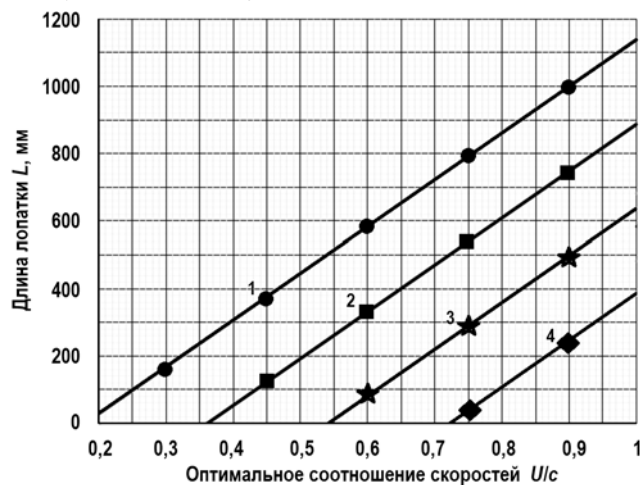


Рис. 4. Зависимость расчетной длины лопатки ступени L от оптимального соотношения скоростей U/c для различных значений корневого диаметра d_k : 1 – 0,25 м; 2 – 0,5 м; 3 – 0,75 м; 4 – 1,0 м

Выбор корневого диаметра обусловлен технологичностью изготовления турбинной ступени. Существует область изменения корневого диаметра, в которой изготовление турбинной ступени невозможно, т.е. корневой диаметр d_k не может быть равен $d_k \geq d_{k \min}$. Выбор же минимального значения обусловлен возможностью крепления необходимого количества рабочих лопаток на роторе турбины и в значительной степени зависит от числа лопаток и конструкции хвостового соединения. Анализируя зависимости рис. 4, можно сделать вывод о том, что если взять минимальное значение корневого диаметра $d_k = 0,25$ м, то для первой ступени турбины оптимальное соотношение скоростей должно лежать в пределах от 0,2 до 0,35. При этом диапазон изменения длины лопатки составит от 27 до 236 мм.

Расчеты проводились для двух значений частоты вращения ротора: 3000 и 6000 об/мин. В результате были получены основные геометрические параметры проточной части турбины. Основные результаты расчета параметров турбин представлены в сводной табл. 1.

Таблица 1

Основные параметры проточной части турбин

| № ступени | Параметр | $n_1 = 3000$ об/мин | $n_2 = 6000$ об/мин |
|-----------|---------------------------|---------------------|---------------------|
| 1 | d_k , м | 0,5 | 0,27 |
| | L , мм | 37,82 | 52,57 |
| | Ω , м ² | 0,064 | 0,053 |
| | U , м/с | 84,481 | 101,339 |
| | c , м/с | 218,109 | 261,632 |
| | H , кДж/кг | 23,79 | 34,23 |
| 2 | d_k , м | 0,5 | 0,27 |
| | L , мм | 50,39 | 58,96 |
| | Ω , м ² | 0,087 | 0,061 |
| | U , м/с | 86,454 | 103,349 |
| | c , м/с | 223,204 | 266,813 |
| | H , кДж/кг | 24,91 | 35,71 |
| 3 | d_k , м | 0,5 | 0,27 |
| | L , мм | 81,86 | 100 |
| | Ω , м ² | 0,15 | 0,116 |
| | U , м/с | 91,398 | 116,239 |
| | c , м/с | 235,966 | 300,1 |
| | H , кДж/кг | 27,84 | 45,03 |
| 4 | d_k , м | 0,5 | – |
| | L , мм | 185,18 | – |
| | Ω , м ² | 0,399 | – |
| | U , м/с | 107,629 | – |
| | c , м/с | 277,871 | – |
| | H , кДж/кг | 38,61 | – |

Обобщая и сравнивая результаты расчета проточных частей двух вариантов турбин, можно сделать следующие выводы:

- для работы в энергосистеме наиболее выгодной выглядит турбина с частотой вращения ротора $n_1 = 3000$ об/мин;
- турбина с $n_1 = 3000$ об/мин является более громоздкой по отношению к турбине с частотой вращения $n_2 = 6000$ об/мин (по числу ступеней, по длинам лопаток, корневому диаметру);

– увеличение частоты вращения ротора позволяет сократить количество ступеней и металлоемкость турбины, поэтому наиболее выгодно использование турбины с $n_2 = 6000$ об/мин.

Результаты предварительного расчета позволили определить основные геометрические размеры роторов турбины на сверхкритическом диоксиде углерода. Эскизы роторов показаны на рис. 5.

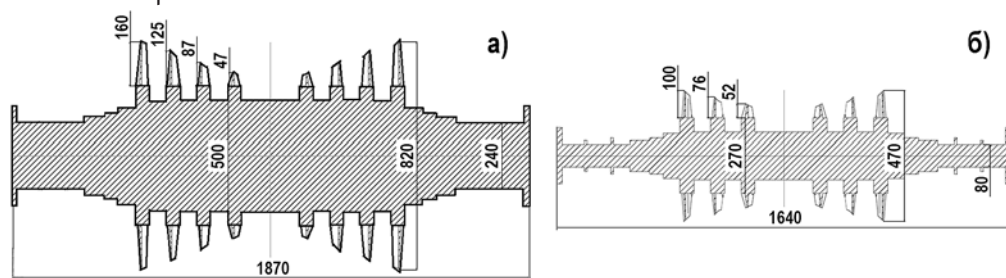


Рис. 5. Роторы газовых турбин на сверхкритическом диоксиде углерода: а) – $n_1 = 3000$ об/мин; б) – $n_1 = 6000$ об/мин

Представленная методология расчета основных геометрических параметров проточной части является интеграцией методов расчета паровых и газотурбинных установок [6, 7] и носит оценочный характер. Проведение более точных расчетов требует тщательной проработки подходов к проектированию турбин с использованием как отечественного, так и зарубежного опыта. Потребуется проведение целого комплекса расчетных (в том числе с использованием CFD-кодов), научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ в обосновании методики расчета.

ОЦЕНКА ХАРАКТЕРИСТИК ОСНОВНОГО ТЕПЛОБМЕННОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Теплообменники относятся к основному оборудованию цикла и, пожалуй, являются наиболее крупногабаритными компонентами. В общем случае в газовом цикле используется не более трех различных типов теплообменников: рекуператор, работающий с рабочим телом с обеих сторон; охладитель, охлаждающий рабочее тело потоком воды; промежуточный теплообменник, передающий тепло от первичного теплоносителя к рабочему телу. Одна из задач – выбор компактного теплообменника с малым гидравлическим сопротивлением.

Промежуточный теплообменник

Промежуточный теплообменник в таком варианте служит для передачи тепла от первичного теплоносителя к рабочему телу. Характеристики промежуточного теплообменника могут заметно повлиять на КПД цикла, поскольку требуются дополнительные затраты на прокачку теплоносителя. Поэтому вопрос о конструкции и размерах промежуточного теплообменника актуален и является предметом отдельной оптимизации. В нашем исследовании проводится оценка размеров теплообменника и его теплогидравлических характеристик при заданных значениях температуры теплоносителя на входе и выходе реактора. Расход теплоносителя может быть определен исходя из тепловой мощности и параметров на входе и выходе реактора. По известным теплофизическим свойствам теплоносителя можно оценить распределение температуры и гидравлическое сопротивление.

Расчеты выполнены по методике, представленной в [8 – 10]. Для учета переменности теплофизических свойств рабочих средств и коэффициента теплопередачи теплообменник разбивался по длине на 40 участков (предварительные оценки показали, что такого числа разбиений достаточно). Результаты получены для температуры рабочего

тела на входе в турбину, равной 500°C. Аналогичные расчеты выполнены и для других вариантов определяющих параметров. Температурный напор варьировался в диапазоне 5 – 20°C, температура рабочего тела менялась от 500 до 600°C, наружный диаметр трубки – от 18 до 14 мм. Результаты расчетов показали, что с уменьшением диаметров трубок увеличивается их количество, возрастает заполняемость объема теплообменника, что приводит к увеличению площади теплопередающей поверхности и уменьшению длины трубок. При этом диаметр корпуса, толщина стенок корпуса, диаметр трубной доски и гидравлические сопротивления теплообменника практически не изменяются. Как видно, размеры кожухотрубного ПТО получаются очень большими. Из-за большого перепада давления между теплоносителем и рабочим телом толщина трубной доски превышает 0,5 м. В связи с этим аналогичные расчёты были выполнены и для другого типа теплообменников – пластинчатых. Эти теплообменники нечувствительны к высоким давлениям и большим перепадам давления, поскольку состоят из множества пластин, в которых каналы химически протравлены с последующим диффузионным соединением с образованием монолитного блока.

Для учета зависимости теплофизических свойств весь теплообменник разбивается на отдельные участки (использовано разбиение на 40 участков). Для каждого участка рассчитываются теплоемкость, энтальпия, определяющие критерии подобия, коэффициенты теплоотдачи и теплопередачи, площадь теплообмена. Каналы теплообменника принимаются прямыми. Расчетный анализ проводится с использованием методики, предложенной в [9]. В качестве модели для расчёта была взята пластина больших размеров из нержавеющей стали марки 12X18H10T толщиной 1,63 мм, где вытравлены прямые каналы, диаметром 2 мм. Гидравлический диаметр 1,22 мм, площадь поперечного сечения 1,57 мм². Для расчета коэффициентов теплоотдачи при течи жидкометаллического теплоносителя и газа были использованы зависимости, рекомендованные в [9]. Расчеты выполнены для тех же диапазонов определяющих параметров, что и в случае кожухотрубного теплообменника. В таблице 2 представлены основные расчетные характеристики пластинчатого теплообменника для одного из рассмотренных вариантов.

Таблица 2

Основные результаты расчета пластинчатого теплообменника

| Температура на входе в турбину | 500°C | |
|---|---------|---------|
| | Na | Pb |
| Площадь теплообмена, м ² | 5630,24 | 6298,47 |
| Длина канала, м | 0,73 | 0,82 |
| Гидравлическое сопротивление по теплоносителю, МПа | 0,05 | 0,40 |
| Гидравлическое сопротивление по СО ₂ , МПа | 0,19 | 0,22 |

Пластинчатые теплообменники получаются более компактными по сравнению с кожухотрубными и с меньшим гидравлическим сопротивлением. Дальнейшая работа в этом направлении может рассматриваться в части оптимизации теплообменников – выбора оптимального количества каналов, а также диаметра каналов, что влияет на гидравлическое сопротивление.

Рекуператоры

При анализе цикла Брайтона с повторным сжатием было отмечено, что неотъемлемой частью оборудования такого цикла являются рекуператоры – теплообменники, в которых происходит регенерация теплоты рабочего тела. Рассмотрим основные характеристики рекуператоров. В цикле с повторным сжатием используются высокотемпературный и низкотемпературный рекуператоры. Доля расхода рабочего тела на охла-

дитель равна 0,6. Модель теплообменника, взятая для расчета, такая же, как и для промежуточного пластинчатого теплообменника. В рекуператорах и по «горячей стороне» и по «холодной стороне» протекает одна и та же среда – углекислый газ. Расчеты выполнены для разных вариантов определяющих параметров так же, как и для промежуточного теплообменника. В качестве примера в табл. 3 представлены расчетные интегральные характеристики высокотемпературного и низкотемпературного рекуператоров.

Таблица 3

Интегральные характеристики рекуператоров

| Высокотемпературный рекуператор | | |
|---|----------|----------|
| Температура на входе в турбину, °С | 500 | |
| | Na | Pb |
| Суммарная площадь теплообмена, м ² | 13812,83 | 13907,96 |
| Длина, м | 1,79 | 1,8 |
| Гидравлические потери – «горячая сторона», кПа | 456,2 | 477,0 |
| Гидравлические потери – «холодная сторона», кПа | 159,6 | 166,9 |
| Низкотемпературный рекуператор | | |
| Суммарная площадь теплообмена, м ² | 18442,16 | 18549,36 |
| Длина, м | 2,39 | 2,41 |
| Гидравлические потери – «горячая сторона», кПа | 279,5 | 292,2 |
| Гидравлические потери – «холодная сторона», кПа | 27,3 | 28,5 |

Теплообменник-охладитель

Такой теплообменник является неотъемлемой частью любого замкнутого цикла Брайтона, поскольку служит для отвода тепла от рабочего тела перед подачей его на компрессор. В данном исследовании рассматривается вариант пластинчатого теплообменника в качестве охладителя. При расчете учтены рекомендации по скорости и температуре воды, используемой в качестве охлаждающей среды в теплообменнике-охладителе. Свойства углекислого газа сильно изменяются при приближении к критической точке. В связи с этим весь теплообменник разбиваем на участки не по изменению температуры, а по изменению энтальпии. Было определено, что разбиения на 45 участков достаточно для стабильного решения. Расчеты выполнены для тех же диапазонов определяющих параметров, что и в случае рекуператоров. В таблице 4 представлены основные результаты для варианта с температурой на входе в турбину 500°С и температурным напором 20°С.

Дальнейшая оптимизация теплообменников целесообразна в части выбора оптимального количества каналов и их размеров, а также расхода на прокачку охлаждающей воды, поскольку это влияет на собственные нужды блока.

Таблица 4

Основные характеристики охладителя

| Характеристика, размерность | БН-1200 | БР-1200 |
|--|----------|----------|
| Мощность, МВт | 426 | 434,6 |
| Расход CO ₂ , кг/с | 2229 | 2274 |
| Расход воды, кг/с | 7845,3 | 8003,62 |
| Площадь, м ² | 21269,49 | 21444,13 |
| Длина, м | 2,07 | 2,09 |
| Гидравлические потери по CO ₂ , МПа | 0,10 | 0,10 |
| Гидравлические потери по воде, МПа | 0,19 | 0,20 |

ВЫВОДЫ

Анализ предварительных расчетов показывает, что для организации технологической тепловой схемы блока понадобится установка четырех небольших по габаритам турбин, обеспечивающих общецелостную энерговыработку. Основное преимущество таких турбин может заключаться в том, что нет большой протяженности валопровода в отличие от современных турбин тепловых и атомных электрических станций. Упрощается изготовление и эксплуатация ТУ. Каждая турбина работает на своей циркуляционной петле РУ, т.е. имеется возможность отключения турбогенераторов (снижения мощности РУ) в зависимости от потребности энергосистемы, а поэтому является более чувствительной к изменению нагрузки и частоты в энергосистеме. Газовые турбины, работающие на сверхкритических параметрах газа в составе энергоблоков АЭС (высокотемпературных быстрых реакторов с жидкометаллическим теплоносителем), могут составить серьезную конкуренцию современным паровым турбинам блоков ТЭС, в частности, в сокращении выбросов углекислого газа в окружающую среду, а также работая в регулирующем режиме энергосистемы с сопоставимыми термическими КПД блоков.

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

Выполнена первичная оценка характеристик основного теплообменного оборудования цикла. Дальнейшая оптимизация теплообменников целесообразна в части выбора оптимального количества каналов и их размеров с целью уменьшения затрат на собственные нужды.

Литература

1. *Bender M. et al.* Gas-Cooled Fast Reactor Concepts, USAEC Report ORNL-3642. – Oak Ridge National Laboratory, 1964. – 236 p.
2. *Гохштейн 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,62/ (дата доступа 03.05.2022).
3. *Dievoet J.P.* The Sodium-CO₂ Fast Breeder Reactor Concept. / Proc. of the International Conference on Sodium Technology and Large Fast Reactor Design, Argonne National Laboratory. – Argonne, Illinois, November 7-9, 1968.
4. *Dostal V., Driscoll M.J., Hejzlar P.* A Supercritical Carbon Dioxide for Next Generation Nuclear Reactors. MIT-ANP-TR-100, 2004. – 326 p.
5. *Алтунин В.В.* Теплофизические свойства двуокиси углерода. – М.: Издательство стандартов, 1975. – 553 с.
6. *Гольба В.С., Белозеров В.И.* Расчет проточной части паровых турбин. Уч. пособ. по курсу «Тепломеханическое оборудование АЭС». – Обнинск: ИАТЭ, 1990. – 76 с.
7. *Комаров О.В., Блинов В.Л., Шемякин А.С.* Тепловые и газодинамические расчеты газотурбинных установок. Уч.-метод. пособ. – Екатеринбург: Уральский университет, 2018. – 164 с.
8. *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).
9. *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. March 27 - 29, 2018. – Pittsburgh, Pennsylvania.
10. *Heshmat H., Walton J.F., Cordova J.L.* Technology Readiness of 5th and 6th Generation Compliant Foil Bearing for 10 MWE S-CO₂ Turbomachinery Systems. / Proc. of the VI-th

International Supercritical CO₂ Power Cycles Symposium. March 27 - 29, 2018. – Pittsburgh, Pennsylvania.

11. *Shultz R., Narayanaswamy A.* Magnetic Bearings for Supercritical CO₂ Turbomachinery. / Proc. of the VI-th International Supercritical CO₂ Power Cycles Symposium. March 27 - 29, 2018. – Pittsburgh, Pennsylvania.

12. *Zhua Y., Jianga Y., Lianga S., Guoa Y., Guoa Ch., Yuea P.* Numerical Study of Supercritical Carbon Dioxide Flow in Stepped-Staggered Labyrinth Seals. / Proc. of the VI-th International Supercritical CO₂ Power Cycles Symposium. March 27 - 29, 2018. – Pittsburgh, Pennsylvania.

13. *Li F., Pei B., Chen Z., Bai B.* Study of Flow and Heat Transfer of CO₂ at Supercritical Pressure. / Proc. of the VI-th International Supercritical CO₂ Power Cycles Symposium. March 27 - 29, 2018. – Pittsburgh, Pennsylvania.

14. *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>.

15. *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>.

16. *Dievoet J.P.* The Sodium-CO₂ Fast Breeder Reactor Concept. / Proc. of the International Conference on Sodium Technology and Large Fast Reactor Design, Argonne National Laboratory. – Argonne, Illinois, November 7-9, 1968.

17. *Рассохин Н.Г.* Парогенераторные установки атомных станций. – М.: Энергоатомиздат, 1990. – 384 с.

18. ПНАЭ Г-7-002-86. Нормы расчета на прочность оборудования и трубопроводов атомных энергетических установок. – М.: Энергоатомиздат, 1989. – 525 с.

19. *Кириллов П.Л., Юрьев Ю.С., Бобков В.П.* Справочник по теплогидравлическим расчетам (ядерные реакторы, теплообменники, парогенераторы). – М.: Энергоатомиздат, 1984. – 296 с.

20. *Идельчик И.Е.* Справочник по гидравлическим сопротивлениям. – М.: Машиностроение, 1992. – 672 с.

21. *Chai Lei, Tassou Savvas 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>.

Поступила в редакцию 05.05.2022 г.

Авторы

Лескин Сергей Терентьевич, доктор технических наук, профессор,
E-mail: lsst@yandex.ru

Слободчук Виктор Иванович, кандидат технических наук, доцент,
E-mail: slobovic@mail.ru

Шелегов Алексей Сергеевич, кандидат технических наук, доцент,
E-mail: a-shelegov@mail.ru

Соловьёв Дмитрий Сергеевич, ученый секретарь Технического комитета
E-mail: sds@proryv2020.ru

UDC 621.438

PRELIMINARY ASSESSMENT OF THE CHARACTERISTICS OF BRAYTON CYCLE EQUIPMENT AT SUPERCRITICAL CO₂ PARAMETERS

Leskin S.T.*, Slobodchuk V.I.*, Shelegov A.S.*, Soloviev D.S.**

* IATE MEFhI

1 Studgorodok, 1249039 Obninsk, Kaluga Reg., Russia

** Proryv JSC

7/8 bld.7 Malaya Krasnoselskaya Str., 107410 Moscow, Russia

ABSTRACT

A preliminary calculation of the main thermal and geometrical parameters of the whillspace of the turbine on supercritical carbon dioxide is presented. Turbines of this type are supposed to be used in the Brayton cycle of a nuclear power unit with a liquid metal coolant, the thermal efficiency of which can reach 50%. Calculation of the whillspace of the turbine was carried out using approach generally accepted in practice design of gas and steam turbines. As a result of the calculation, the main characteristics of the stages of the new turbine were obtained. Possible layout of the main thermal power equipment are considered in relation to a power unit with a BN-1200M reactor. On the basis of the performed preliminary calculations, the main determining parameters of the working cycle were obtained in relation to use at nuclear power plants with advanced liquid metal cooled reactor plants. The preliminary assessment of the characteristics of the main heat exchange equipment of the cycle was carried out.

Key words: Brayton cycle, supercritical CO₂, liquid metal cooled reactors, gas turbine, degree of reactivity, optimal ratio of speeds.

Leskin S.T., Slobodchuk V.I., Shelegov A.S., Soloviev D.S. Preliminary Assessment of the Characteristics of Brayton Cycle Equipment at Supercritical CO₂ Parameters. *Izvestiya vuzov. Yadernaya Energetika*. 2023, no. 1, pp. 19-32; DOI: <https://doi.org/10.26583/npe.2023.1.02> (in Russian).

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 Rep. ORNL-3642, Oak Ridge National Laboratory, 1964, 236 p.
2. 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,62/ (accessed May 3, 2022) (in Russian).
3. Dievoet J. P. The Sodium-CO₂ Fast Breeder Reactor Concept. *Intern. Conf. on Sodium Technology and Large Fast Reactor Design*, Argonne National Laboratory, Argonne, Illinois, November 7-9, 1968.
4. Dostal V., Driscoll M.J., Hejzlar P. *A Supercritical Carbon Dioxide for Next Generation Nuclear Reactors*, MIT-ANP-TR-100, 2004, 326 p.
5. Altunin V.V. *Thermophysical Properties of Carbon Dioxide*. Moscow, Standard Publ., 1975, 553 p. (in Russian).
6. Golba V.S., Belozarov V.I. *Calculation of the Flow Part of Steam Turbines*. Obninsk. IATE Publ., 1990, 76p. (in Russian).

7. Komarov O.V., Blinov V.L., Shemyakinsky A.S. *Thermal and Gas Dynamic Calculations of Gas Turbine Installations*. Yekaterinburg. Ural University Press, 2018, 164p.
8. 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).
9. Lewis J., Clementoni E., Cox T. Effect of Compressor Inlet Temperature on Cycle Performance for a Supercritical Carbon Dioxide Brayton Cycle. *The VI-th International Supercritical CO₂ Power Cycles Symposium*, Pittsburgh, Pennsylvania, March 27 - 29, 2018.
10. Heshmat H., Walton J.F., Cordova J.L. Technology Readiness of 5th and 6th Generation Compliant Foil Bearing for 10 MWE S-CO₂ Turbomachinery Systems, *The VI-th International Supercritical CO₂ Power Cycles Symposium*, Pittsburgh, Pennsylvania, March 27 - 29, 2018.
11. Shultz R., Narayanaswamy A. Magnetic Bearings for Supercritical CO₂ Turbomachinery. *The VI-th International Supercritical CO₂ Power Cycles Symposium*, Pittsburgh, Pennsylvania, March 27 - 29, 2018.
12. Zhua Y., Jianga Y., Lianga S., Guoa Y., Guoa Ch., Yuea P. Numerical study of supercritical carbon dioxide flow in stepped-staggered labyrinth seals. *The VI-th International Supercritical CO₂ Power Cycles Symposium*, Pittsburgh, Pennsylvania, March 27 - 29, 2018.
13. Li F., Pei B., Chen Z., Bai B. Study of Flow and Heat Transfer of CO₂ at Supercritical Pressure. *The VI-th International Supercritical CO₂ Power Cycles Symposium*, Pittsburgh, Pennsylvania, March 27 - 29, 2018.
14. 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>.
15. 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>.
16. Dievoet J. P. The Sodium-CO₂ Fast Breeder Reactor Concept, *International Conference on Sodium Technology and Large Fast Reactor Design*, Argonne National Laboratory, Argonne, Illinois, November 7-9, 1968.
17. Rassokhin N.G. *Steam Generating Units of Nuclear Power Plants*. Moscow. Energoatomizdat Publ., 1987, 384 p. (in Russian).
18. 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).
19. Kirillov P.L., Yuriev Yu.S., Bobkov V.P. *Handbook of Thermohydraulic Calculations (Nuclear Reactors, Heat Exchangers, Steam Generators)*. Moscow. Energoatomizdat Publ., 1984, 296 p. (in Russian).
20. Idelchik I.E., *Handbook of Hydraulic Resistances*. Moscow. Mashinostroenie Publ., 1992, 672 p. (in Russian).
21. 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>.

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

Solovyov Dmitry Sergeevich, Scientific Secretary of Technical Committee

E-mail: sds@proryv2020.ru