

ТЕПЛОЭНЕРГЕТИКА

УДК 621.438

Разработка методики предварительного расчета проточной части газовых турбин цикла R.J. Allam на сверхкритическом диоксиде углерода¹

А.Н. Рогалев¹, Е.Ю. Григорьев², В.О. Киндра¹, С.К. Осипов¹, С.А. Павлычев²

¹ ФГБОУВО «Национальный исследовательский университет «МЭИ»», г. Москва, Российская Федерация

² ФГБОУВО «Ивановский государственный энергетический университет имени В.И. Ленина», г. Иваново, Российская Федерация

E-mail: rvs@tren.ispu.ru

Авторское резюме

Состояние вопроса: В целях решения проблемы снижения выбросов оксидов углерода в атмосферу от энергетического сектора за рубежом большое внимание уделяется разработкам замкнутых термодинамических циклов с кислородным сжиганием топлива. Наиболее перспективным с точки зрения внедрения признан термодинамический цикл R.J. Allam, основным рабочим телом которого является диоксид углерода CO₂ при сверхкритических параметрах. Особое место при реализации цикла R.J. Allam занимает разработка новой турбины. В практике мирового турбостроения на сегодняшний день отсутствует опыт создания серийных турбомашин с параметрами рабочей среды 30 МПа, 1150 °С. Разработка новых газовых турбин для цикла R.J. Allam требует интеграции методик проектирования паровых и газовых турбин. Целью исследований является разработка методики проектирования турбомашин на сверхкритические параметры диоксида углерода на этапе предварительного расчета и рекомендаций по выбору тепловых и конструктивных характеристик ступеней турбины.

Материалы и методы: При выполнении исследований использованы общепринятые в турбостроении методики проектирования паровых и газовых турбомашин.

Результаты: Предложен алгоритм предварительного расчета проточной части газовой турбины на диоксиде углерода на сверхкритические параметры цикла R.J. Allam. Определено влияние тепловых и конструктивных характеристик ступеней турбины на технико-экономические характеристики турбомашин, даны рекомендации по их выбору. Выполнен предварительный расчет проточной части турбомашин цикла R.J. Allam мощностью 350 МВт, получены основные характеристики турбинных ступеней.

Выводы: Предложенный подход предварительного расчета проточной части газовой турбины цикла R.J. Allam обеспечивает решение практической задачи определения основных характеристик ступеней турбины нового типа и основных характеристик самой турбомашин, определяющих ее технико-экономические показатели.

Ключевые слова: диоксид углерода, паровые и газовые турбины, проточная часть газовой турбины, степень реактивности, сверхкритические параметры цикла R.J. Allam.

Design concept of high-power supercritical CO₂ Allam cycle gas turbine flow path

A.N. Rogalev¹, E.Yu. Grigoryev², V.O. Kindra¹, S.K. Osipov¹, S.A. Pavlychev²

¹ National Research University «Moscow Power Engineering Institute», Moscow, Russian Federation

² Ivanovo State Power Engineering University, Ivanovo, Russian Federation

E-mail: rvs@tren.ispu.ru

Abstract

Background: Aiming to solve the problem of reducing carbon dioxide emissions of the energy sector, scientists in foreign countries are now paying a lot of attention to the development of closed thermodynamic cycles with oxygen combustion. The most promising type among them is thought to be R.J. Allam's thermodynamic cycle with supercritical CO₂ as the main working body. A special place in the implementation of the Allam cycle is taken by the design of a new turbine. Turbine-building enterprises around the world have no practical experience of producing serial turbomachinery with

¹ Исследование проведено за счет гранта Российского научного фонда (проект № 17-79-20371 от 28 июля 2017 г.).

the working environment parameters of 30 MPa, 1150 °C. The development of new gas turbines for the Allam cycle requires the integration of techniques of steam and gas turbines design. The aim of this research is to develop a methodology of designing turbomachinery for supercritical parameters of carbon dioxide at the stage of preliminary calculation and to formulate recommendations for selecting thermal and structural characteristics of the turbine stages.

Materials and methods: The study employed commonly used methods of designing steam and gas turbomachinery.

Results: An algorithm has been proposed for preliminary calculation of the gas turbine flow path for operation with supercritical carbon dioxide of the Allam cycle. The influence of thermal and structural characteristics of turbine stages on the turbine technical and economic characteristics has been determined, and recommendations for their selection have been given. A preliminary calculation of the flow part of the Allam cycle turbo-machine with a capacity of 350 MW has been made, and the main characteristics of the turbine stages have been obtained.

Conclusions: The proposed approach of preliminary calculation of the flow path of the Allam cycle gas turbine solves the practical problem of obtaining the main stage characteristics of the turbine of a new type and the axial characteristics of the turbine itself, determining its technical and economic indicators.

Key words: carbon dioxide, steam and gas turbines, gas turbine flow path, degree of reaction, Allam cycle supercritical parameters.

DOI: 10.17588/2072-2672.2018.3.005-014

Введение. Потребление энергии в мире растет за последние 50 лет за счет роста населения и увеличения индустриализации стран. Наметившаяся тенденция предопределила ряд серьезных экологических последствий, среди которых глобальное потепление. С высокой вероятностью основной причиной наблюдаемого процесса является повышение концентрации углекислого газа в атмосфере. Непрерывные измерения концентрации CO₂ в атмосфере проводятся с середины прошлого века. Результаты представлены в виде графика Киллинга и свидетельствуют о непрерывном увеличении среднегодовой концентрации углекислого газа с 318 до 403 ppm в период с 1958 по 2017 год.

В четверку стран-лидеров по количеству ежегодных выбросов углекислого газа входят Китай, США, Индия и Россия [1]. Несмотря на сопоставимое с США энергопотребление, совокупный вклад стран Европейского союза менее значительный (около 14 %) за счет интенсивного развития возобновляемых источников энергии.

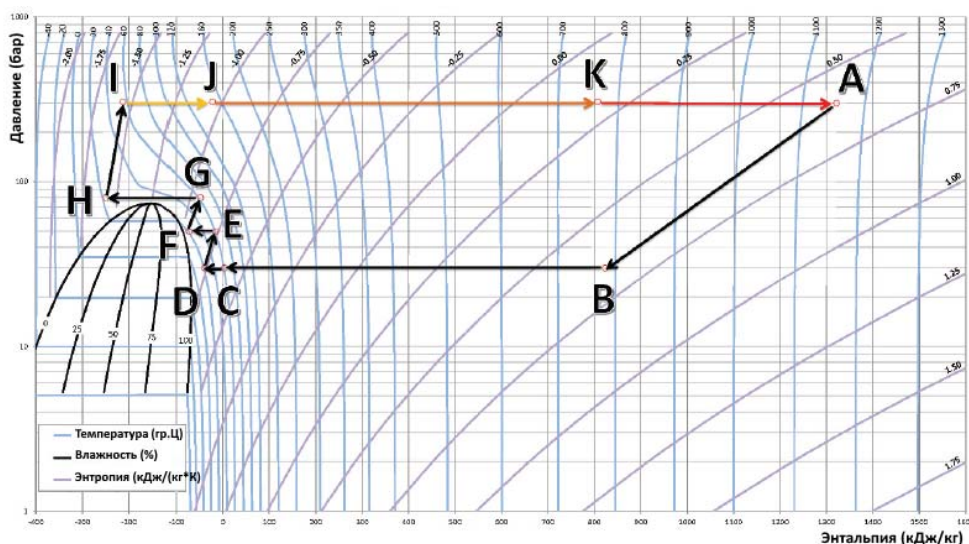
Анализ многочисленных прогнозных данных, в частности [2, 3], позволяет сделать вывод о том, что без осуществления перехода к экологически безопасным технологиям производства подобная тенденция сохранится и приведет к существенным экономическим потерям в различных регионах планеты. Около трех четвертей образующихся выбросов антропогенного диоксида углерода являются результатом добычи и сжигания нефти, природного газа и угля. Примерно 25 % мировых выбросов приходится на электростанции [6]. В США вклад энергетического сектора в общей структуре антропогенных выбросов диоксида углерода составляет 35 %, в Китае – 6 %, в Европе – 31 %, в России – 33 % [8, 9]. Причина столь ощутимого вклада энергетики в общей

структуре выбросов диоксида углерода заключается в широком распространении генерирующих объектов, работающих по традиционному циклом Ренкина и Брайтона-Ренкина, подвод теплоты в которых осуществляется за счет протекания реакции горения углеводородных топлив в воздухе.

Существует несколько способов снизить величину выбросов диоксида углерода энергетическим сектором. Во-первых, возможно осуществить качественный переход, связанный с повышением энергоэффективности существующих энергоблоков на органическом топливе [4]. Данный подход способен несколько замедлить рост концентрации углекислого газа в атмосфере, но не стабилизировать, поскольку продукты сгорания, состоящие преимущественно из парниковых газов, все равно будут удаляться в атмосферу. Улавливание же диоксида углерода из низкотемпературных уходящих газов, богатых азотом, связано с высокими капитальными затратами, снижением энергоэффективности и в конечном счете приводит к увеличению стоимости выработки электроэнергии традиционными технологиями в 1,5–2 раза.

Вторым перспективным направлением является развитие возобновляемых источников энергии. Рост энергоэффективности фотоэлементов, увеличение единичной мощности ветрогенераторов привели к ощутимому снижению сроков окупаемости данного рода установок. Тем не менее на сегодняшний день в мире доля возобновляемых источников в общей структуре мощности не превышает 5 % (без учета гидроэнергетики) [5]. Причиной этого являются сложность регулирования нагрузки и дороговизна аккумуляции электроэнергии.

Эффективным способом снижения выбросов диоксида углерода в атмосферу, подразумевающим сохранение темпов экономического роста, является создание замк-

Рис. 2. Термодинамический цикл R.J. Allam в p - h диаграмме [9]

Высокие параметры цикла R.J. Allam, а также нетрадиционный химический состав рабочей среды обуславливают необходимость разработки основ конструирования энергетического оборудования, среди которого отдельного внимания заслуживает газовая турбина на сверхкритическом диоксиде углерода. При ее проектировании необходимо использовать технологии проектирования паровых и газовых турбин. Температуры рабочей среды в цикле R.J. Allam сопоставимы с температурами в современных газотурбинных циклах, но значительно больше температур в паротурбинных циклах. В то же время максимальное давление не превышает давления в новейших паровых турбинах, но в разы превосходит давление в газовых турбинах.

На сегодняшний день в общедоступной литературе мало материалов по методике разработки подобного рода газовых турбин. Отдельные рекомендации по конструкции ротора, включая выбор материалов для его изготовления и возможного способа охлаждения лопаток, предложены разработчиками цикла в [7]. Конструкция турбины демонстрационной установки мощностью 50 МВт описана в [9].

Задачей настоящих исследований является получение опыта и выявление особенностей теплового расчета проточной части при проектировании турбоустановки высокой мощности (свыше 300 МВт) на соответствующие циклу R.J. Allam параметры: начальные – 300 бар, 1150 °С (сверхкритические для диоксида углерода) и конечные – давление 30 бар.

Методы исследования. Выбор метода проектирования газовой турбины на

сверхкритические параметры диоксида углерода и принятые технические решения.

Как уже было отмечено, температура на входе в турбину цикла R.J. Allam, равная 1150 °С, уже давно освоена в газотурбостроении. Уровень начальных температур для существующих газовых турбин приблизился к 1700 °С [10]. Однако начальное давление рабочей среды перед газовой турбиной обычно не превышает 4–4,5 МПа.

Высокое начальное давление свойственно паротурбинному циклу. В СССР переход на сверхкритическое начальное давление пара (240 бар) был осуществлен еще в конце 50-х – начале 60-х гг. прошлого века при создании головного образца турбины К-300-240. Тем не менее уровень металлургии не позволил тогда повысить температуру пара свыше 565 °С. В 1968 г. был получен опыт промышленной эксплуатации турбины СКР-100 с начальными параметрами 300 бар и 650 °С. В последнее время большое внимание уделяется разработкам блоков на суперсверхкритические и ультра-сверхкритические начальные параметры [4]. Основной проблемой на пути их широкомасштабного внедрения является высокая удельная стоимость установленной мощности данных энергоблоков, связанная с ростом доли жаропрочных сплавов, используемых для изготовления высокотемпературных элементов. Значительно более высокая максимальная температура в цикле R.J. Allam обуславливает невозможность прямой адаптации всех технических решений, применяемых для паровых турбин и для турбины на сверхкритическом диоксиде углерода. Однако алгоритм проектирования существующих паровых турбин можно ис-

пользовать в качестве первой итерации для формирования наиболее подходящей конструкции.

Задачами предварительного расчета турбоустановки являются:

- выбор конструкции проточной части турбины;
- определение основных характеристик турбинных ступеней (теплоперепад, диаметр, степень реакции, парциальность и др.);
- определение числа ступеней в турбине.

Руководствуясь исходными данными по существующим разработкам, находящимися в открытом доступе, целесообразно выбрать в качестве прототипа конструкцию турбоустановки, разработанную фирмой Hitachi, мощностью 50 МВт [9]. Несмотря на то, что турбина не является серийной и предназначена лишь для получения опыта реализации цикла R.J. Allam, некоторые технические решения вполне жизнеспособны для установок большой мощности.

Так, например, одноцилиндровая конструкция позволяет снизить аэродинамические потери, металлоемкость турбины. Данное техническое решение выбрано по аналогии с газовыми турбинами. Отличие же заключается в количестве ступеней. В традиционных газовых турбинах число ступеней, как правило, не превышает 4–5 из-за одновальной конструкции с компрессором газотурбинной установки и из-за необходимости сработать большой перепад в первых ступенях турбины для снижения температуры рабочей среды перед последующими ступенями, тем самым выполнить их без системы охлаждения. Однако при этом отношение скоростей U/c_{ϕ} не является оптимальным и

редко когда превышает 0,35, т. е. ступени такой турбины работают со сниженной экономичностью.

Предварительная оценка располагаемого теплоперепада турбины для цикла R.J. Allam на сверхкритическом диоксиде углерода показывает, что при заданных начальных и конечных параметрах пара он составляет 650,5 кДж/кг. При расходе рабочей среды, равном 600 кг/с, и предварительно принятом КПД проточной части турбины, равным 90 %, внутренняя мощность турбоагрегата составит около 350 МВт.

Руководствуясь рекомендациями, изложенными в [14], охлаждение лопаток и ротора проектируемой турбины выбрано конвективного типа, что допустимо при сегодняшнем уровне развития материалов для газовых турбин и начальных температурах до 1200 °С. Закрытая система охлаждения позволяет не учитывать расход охлаждающего агента при проектировании проточной части. Аналогичное техническое решение предложено в [9].

Особенностью проектируемой турбины является низкий удельный объем рабочей среды на входе – менее 0,01 м³/кг. Даже при большом расходе диоксида углерода, равном 600 кг/с, имеет место относительно малый объемный расход рабочей среды через первые ступени. Это явление приводит к необходимости применения сопловых и рабочих лопаток небольшой высоты. Однако использование для первой ступени лопаток высотой менее 15–17 мм приведет к резкому росту концевых потерь в турбинных решетках и снижению экономичности ступени [11].

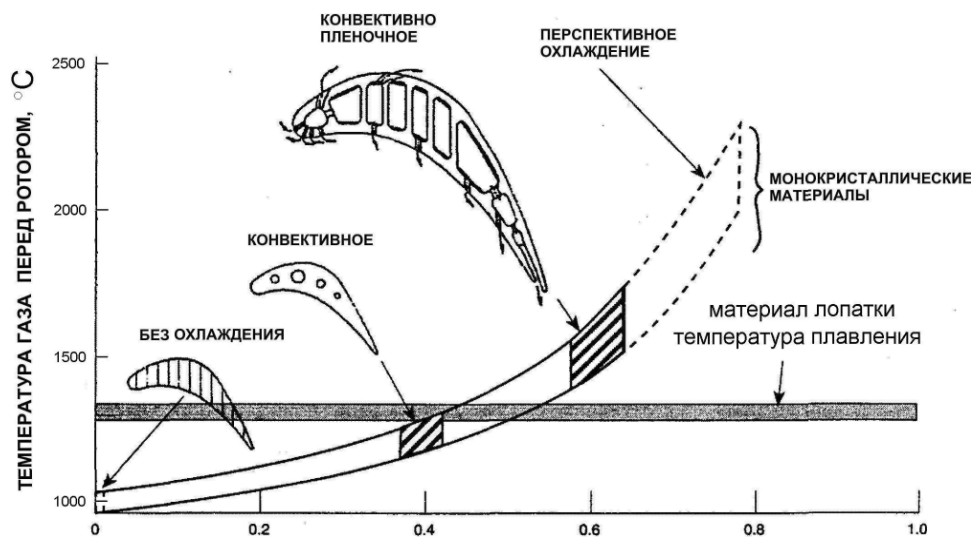


Рис. 3. Влияние начальной температуры перед ступенью на выбор типа системы охлаждения и эффективность охлаждения [13]

Решить данную проблему можно за счет уменьшения корневого диаметра d_k . В то же время при неизменном тепловом перепаде на ступень отношение окружной и фиктивной скоростей U/c_ϕ будет намного меньше оптимального. В данном случае для сохранения экономичности работы ступени можно уменьшить тепलोперепад на нее, что в свою очередь приведет к росту числа ступеней в турбине.

На начальном этапе расчета турбины важно выбрать форму ее проточной части, поскольку от этого зависит дальнейший метод проектирования. Возможные варианты форм представлены на рис. 4.

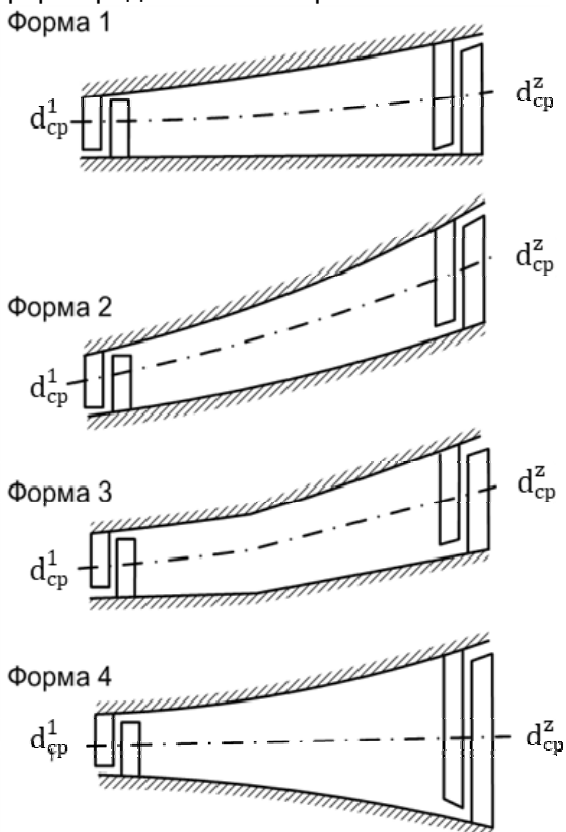


Рис. 4. Формы проточной части: d_{cp}^1 – средний диаметр первой ступени; d_{cp}^z – средний диаметр последней ступени

Форма 1 (рис. 4) применяется в основном в многоцилиндровых паровых турбинах для цилиндров высокого и среднего давления. Ее основными достоинствами являются:

- дешевизна изготовления дисков ступеней ротора за счет постоянства их диаметров;
- возможность применения способа «модельных ступеней» на стадии их проектирования, когда отрабатывается наибольшая по высоте ступень, а все остальные получают путем их периферийной подрезки, в результате чего удается сохранить один и тот же хвостовик лопатки для всех ступеней.

Формы 2, 3 обычно используют для одноцилиндровых конденсационных турбин, а также цилиндров низкого давления многоцилиндровых паровых турбин. Их можно сразу исключить из рассмотрения, поскольку данные формы применяются при течении рабочих сред с низкими параметрами, когда в процессе расширения рабочей среды идет резкое увеличение ее объемного расхода через турбинные решетки.

Форма 4 традиционно используется в газовых турбинах. Ее выбор приведет к чрезмерному снижению длины первых лопаток турбинных решеток при постоянном соотношении U/c_ϕ и возрастающих по ходу течения рабочей среды диаметрах ступеней.

Таким образом, разработку конструкции турбины на диоксиде углерода сверхкритических параметров целесообразно вести преимущественно по методике проектирования паровых турбин, выбрав первую форму проточной части с постоянным корневым диаметром.

Методика предварительного расчета проточной части турбины с постоянным корневым диаметром состоит из этапов определения размеров первой, последней и промежуточных ступеней. Параметром, определяющим экономичность работы ступени и ее средний диаметр, является соотношение окружной и фиктивной скоростей U/c_ϕ . Для ступеней с реактивностью оптимальное соотношение скоростей определяется по формуле

$$\left(\frac{U}{c_s}\right)_{\text{опт}} \approx \frac{\phi \cdot \cos \alpha_1}{2\sqrt{1-\rho}}, \quad (1)$$

где ϕ – скоростной коэффициент сопловой решетки; α_1 – угол выхода потока рабочей среды из каналов сопловой решетки в абсолютной системе координат; ρ – степень реактивности ступени.

Следует отметить, что повышение реактивности положительно влияет на работу турбинной ступени. В современных паровых турбинах, как правило, применяют ступени с реактивностью на среднем диаметре: от 5–10 % – в ступенях активного типа; до 40–50 % – в реактивных ступенях. В газовых турбинах реактивность ступеней, как правило, находится на уровне 20–25 %.

Выбор степени реактивности ступени ρ и соотношения скоростей U/c_ϕ является сложной технико-экономической задачей. С одной стороны, увеличение степени реактивности ведет к улучшению обтекания рабочих решеток за счет увеличения конфузурности течения, что особенно актуально для длинных лопаток. С другой стороны, согласно (1), увеличение реактивности сопровождается уменьшением оптимального теплового перепада и ростом числа ступеней в турбине либо увеличением окружной скорости из-за возрастания диаметра ступени и снижением высот первых лопаток.

Более того, рост степени реактивности ступени ведет к увеличению периферийных протечек пара мимо каналов рабочих лопаток.

Вместе с тем реактивность увеличивает осевое усилие на упорный подшипник вследствие возрастания разности давлений пара перед и за рабочими лопатками и перед и за диском рабочего колеса ступени. В паровых турбинах традиционно осевое усилие на диски снижают применением разгрузочных отверстий. Однако их наличие обуславливает утечку пара помимо каналов рабочей решетки, что снижает КПД ступени. В газотурбинных же установках осевое усилие, возникающее в части газовой турбины, частично компенсируется обратным направленным осевым усилием на роторе в компрессорной части.

Для компенсации осевого усилия турбоустановки в цикле R.J. Allam при условии сохранения высокой эффективности турбины с одноцилиндровой однопоточной конструкцией для разгрузки упорного подшипника целесообразно предложить использование разгрузочного диска думмиса в конструкции ротора турбины.

Таким образом, при указанных особенностях проектирования одноцилиндровой однопоточной турбины на сверхкритическом диоксиде углерода в условиях малого объемного пропуска пара в первых ступенях и ограниченности в осевых размерах оптимальными оказались степень реактивности $\rho = 25\%$ и соотношение скоростей $U/c_\phi = 0,4$.

Несмотря на то, что при степени реактивности $\rho = 25\%$ оптимальное соотношение скоростей, оцененное по (1), находится на уровне $(U/c_\phi)_{\text{опт}} = 0,55$, уменьшение принятого отношения скоростей до 0,4 позволяет значительно сократить количество ступеней, тем самым выполнить ограничения, связанные с осевыми размерами турбины. При определении размеров первой ступени производится вариантный расчет при различных теплоперепадах на ступень. В ходе него определяются основные характеристики ступени (длина лопаток, средний и корневой диаметры, тепловой перепад), а также осуществляется предварительная оценка количества ступеней турбины $n = z$.

Для разрабатываемой турбины на сверхкритическом диоксиде углерода было выбрано количество ступеней $z = 7$, согласно турбине-прототипу меньшей мощности, но с таким же теплоперепадом [9].

Оценка размеров последней ступени и ее теплоперепада осуществляется в результате вариантного расчета при различных заданных значениях ее среднего диаметра, определяемого по формуле

$$d_{\text{cp}}^z = a \cdot d_{\text{cp}}^1, \quad (2)$$

где d_{cp}^z – средний диаметр последней ступени; d_{cp}^1 – средний диаметр первой ступени; a – безразмерный коэффициент, изменяющийся в диапазоне от 1 до 1,3.

Определение характеристик промежуточных ступеней осуществляется методом интерполяции.

Учет коэффициента возврата теплоты при определении характеристик промежуточных ступеней на первой итерации обуславливает небаланс суммы всех тепловых перепадов ступеней относительно располагаемого теплоперепада турбины H_0 . В этом случае необходимо изменить количество ступеней турбины ($n = m$) и заново определить характеристики промежуточных ступеней либо осуществить корректировку теплоперепадов H_0^i при сохраненном числе ступеней z с последующей переоценкой характеристик ступеней на следующем итерационном шаге. В данном случае небаланс ликвидировался за счет пересчета характеристик ступеней при неизменном их количестве $n = z$.

Результаты исследования. Основные характеристики, полученные в результате предварительного расчета проточной части разрабатываемой турбины мощностью 350 МВт на сверхкритическом диоксиде углерода, представлены в таблице, где используются следующие обозначения: d_{cp}^i – средний диаметр; H_0^i – располагаемый теплоперепад; $(U/c_\phi)_i$ – отношение окружной и фиктивной скоростей; $\alpha_{1\text{э}}^i$ – эффективный угол выхода потока рабочей среды из каналов сопловой решетки; ρ_{cp}^i – степень реактивности ступени на среднем диаметре; l_1^i, l_2^i – выходная высота сопловой и рабочей лопаток; $P_{\text{пер}}^i, P_{\text{кор}}^i$ – периферийная и корневая перекрыши; i – номер ступени.

Полученные средние диаметры ступеней обеспечивают вполне приемлемые поперечные габариты разрабатываемой турбомашин. Диаметр выхлопа турбины с учетом толщины корпусов ориентировочно равен 2 м. Использование метода проектирования с постоянным корневым диаметром при небольшой веерности последней рабочей решетки ($\theta_7 = d_{\text{cp}}^7 / l_2^7$) позволяет в дальнейшем осуществить детальное проектирование цилиндрических турбинных ступеней по упрощенной методике «модельных ступеней». Это позволит путем периферийной подрезки пера лопатки унифицировать типы и размеры их хвостовиков, что в конечном итоге приведет к удешевлению при изготовлении турбомашин. Кроме того, использование модельных ступеней позволит выработать типовые решения по организации системы охлаждения лопаток.

Результаты предварительного расчета проточной части газовой турбины цикла R.J. Allam мощностью 350 МВт на диоксиде углерода CO₂

Номер ступени	$d_{ср}^i$, м	H_0^i , кДж/кг	$(U/c_{ф})_i$	$\alpha_{1э}^i$, град	$\rho_{ср}^i$	l_1^i , мм	$P_{пер}^i$, мм	$P_{кор}^i$, мм	l_2^i , мм
1	0,9689	83,54	0,364	12	0,25	28,0	2	1	31,0
2	0,9804	89,19	0,364	12	0,25	39,5	2	1	42,5
3	0,9919	91,29	0,364	12	0,25	51,0	2	1	54,0
4	1,003	93,42	0,364	12	0,25	62,5	3	2	67,5
5	1,015	95,57	0,364	12	0,25	74,0	3	2	79,0
6	1,026	97,75	0,364	12	0,25	85,5	3	2	90,5
7	1,038	99,75	0,364	12	0,25	162,0	4	3	169

В результате расчета при перераспределении тепловых перепадов на ступень пришлось снизить отношение скоростей $U/c_{ф}$ до 0,36, что позволило остаться в выбранном диапазоне количества ступеней турбины – 7. Отметим, что в мощных газовых турбинах отношение скоростей $U/c_{ф}$ в ступенях также лежит в пределах 0,35–0,4 [12].

Наибольший интерес вызывают результаты по оценке длин первых лопаток турбомашин. В условиях малых объемных пропусков рабочей среды при большом тепलोперепаде удалось получить приемлемые длины лопаток первой ступени (сопловой – 28 мм, рабочей – 31 мм) без использования схемы парциальной ступени, к которой наиболее часто прибегают в паровых турбинах. Отмеченное обстоятельство позволяет достигнуть высокого внутреннего относительного КПД проточной части турбины.

На основе полученных в результате предварительного расчета габаритных размеров проточной части, а также параметров проточной части по ступеням становится возможным произвести оценку толщины корпуса турбины и выбрать материал для его изготовления. От толщины корпуса зависят такие важные технико-экономические характеристики турбомашин, как ее маневренность и конечная стоимость изготовления.

Для снижения толщины корпуса турбомашин, работающей в условиях начальных высоких давлений (300 бар) и температур (1150 °С), необходимо воспользоваться опытом проектирования паровых турбин на сверхкритические и ультрасверхкритические параметры пара. Здесь обычно применяется двухкорпусная конструкция статора. Такая конструкция позволяет частично снизить перепад давления между стенками внутреннего корпуса и уменьшить его толщину.

Особенно ценным является опыт разработки двухкорпусного цилиндра паровой турбины СКР-100 (СССР), работающей при суперсверхкритических параметрах – 300 бар и 650 °С. Здесь благодаря организации системы охлаждения внутреннего корпуса паром из последней ступени турбины удалось заменить при его изготовлении более дорогие на тот момент времени аустенитные стали на более дешевые перлитные.

Предварительная оценка габаритных размеров внутреннего корпуса проектируемой турбины показывает, что при выбранном материале изготовления на основе хромоникелевого сплава толщина внутреннего корпуса составляет около 250 мм, при внешнем диаметре цилиндрического корпуса – 1600 мм без учета ширины фланцев.

Для сравнения можно привести толщины корпусов ЦВД паровой турбины К-300-240 ЛМЗ, работающей при начальном давлении 240 атм и температуре 540 °С: максимальная толщина внешнего корпуса – 110 мм, внутреннего – 70 мм. Очевидно, что для поднятия маневренности проектируемой турбины необходимо предусматривать мероприятия по ускорению и равномерному прогреву корпусов турбоустановки.

Выводы. Проведенный обзор литературы свидетельствует о том, что цикл R.J. Allam является одной из наиболее перспективных технологий производства электроэнергии с нулевыми выбросами вредных веществ в атмосферу благодаря высокому КПД и конкурентоспособной удельной стоимости установленной мощности.

Анализ значений начальных параметров существующих паротурбинных и газотурбинных циклов показывает, что при разработке новых видов турбин на сверхкритическом диоксиде углерода необходимо интегрировать методики проектирования паро- и газотурбоустройств.

Малый объемный пропуск диоксида углерода при сверхкритических параметрах в первых ступенях упрощает выбор формы проточной части турбомашин. Проточная часть с постоянным корневым диаметром (по типу цилиндров высокого давления паровых турбин) позволяет получить приемлемые высоты первых лопаток и диаметры ступеней турбины.

Высокие начальные параметры рабочей среды обуславливают малые объемные расходы и, как следствие, малую площадь проходного сечения. При снижении проектной высоты лопаток первой ступени ниже 15 мм рекомендуется уменьшить корневой диаметр в целях снижения конечных потерь в сопловых и рабочих решетках.

В условиях ограниченности осевых размеров при взаимной компоновке камеры сгорания и газовой турбины в одноцилиндровом агрегате число ступеней турбины на сверхкритическом диоксиде углерода составляет 7–8. При этом оказывается целесообразным выбрать степень реактивности ступеней $\rho = 20\text{--}25\%$ и отношение скоростей $U/c_{\text{ф}}$ по типу газовых турбин: $U/c_{\text{ф}} = 0,35\text{--}0,4$.

Список литературы

1. **A global review of energy consumption, CO₂ emissions and policy in the residential sector (with an overview of the top ten CO₂ emitting countries)** / P. Nejat, F. Jomehzadeh, M.M. Taheri et al. // *Renewable and sustainable energy reviews*. – 2015. – № 43. – P. 843–862.
2. **Wigley T.M.L., Richels R., Edmonds J.A.** Alternative emissions pathways for stabilizing concentrations // *Nature*. – 1996. – Т. 379. – P. 240–243.
3. **Wigley T.M.L., Richels R., Edmonds J.A.** Economic and environmental choices in the stabilization of atmospheric CO₂ concentrations // *Nature*. – 1996. – Т. 379. – № 6562. – P. 240.
4. **Steam boilers' advanced constructive solutions for the ultra-supercritical power plants** / N. Rogalev, V. Prokhorov, A. Rogalev et al. // *International Journal of Applied Engineering Research*. – 2016. – 11(18). – P. 9297–9306.
5. **A review of geothermal energy resources, development, and applications in China: Current status and prospects** / Zhu J. et al. // *Energy*. – 2015. – Т. 93. – P. 466–483.
6. **A technical evaluation, performance analysis and risk assessment of multiple novel oxy-turbine power cycles with complete CO₂ capture** / Barba F.C., Sánchez G.M.D., Seguí B.S. et al. // *Journal of Cleaner Production*. – 2016. – № 133. – P. 971–985.
7. **High efficiency and low cost of electricity generation from fossil fuels while eliminating atmospheric emissions, including carbon dioxide** / Allam R.J. et al. // *Energy Procedia*. – 2013. – Т. 37. – P. 1135–1149.
8. **Scaccabarozzi R., Gatti M., & Martelli E.** Thermodynamic analysis and numerical optimization of the NET Power oxy-combustion cycle // *Applied Energy*. – 2016. – № 178. – P. 505–526.
9. **Demonstration of the Allam Cycle: an update on the development status of a high efficiency supercritical carbon dioxide power process employing full carbon capture** / Allam R. et al. // *Energy Procedia*. – 2017. – № 114. – P. 5948–5966.
10. **Development of the Advanced TBC for High Efficiency Gas Turbine** / T. Torigoe, Y. Okajima, I. Okada // *Materials Science Forum*. – 2017. – Vol. 879. – P. 1980–1986.
11. **Дейч М.Е., Филиппов Г.А.** Газодинамика решеток турбомашин. – М.: Энергоатомиздат, 1996. – 240 с.

12. Иноземцев А.А., Нихамкин М.А., Сандрацкий В.Л. Основы конструирования авиационных двигателей и энергетических установок. Т. 2: учебник для вузов. – М.: Машиностроение, 2008. – 365 с.

References

1. Nejat, P., Jomehzadeh, F., Taheri, M.M., Gohari, M., Majid, M.Z.A. A global review of energy consumption, CO₂ emissions and policy in the residential sector (with an overview of the top ten CO₂ emitting countries). *Renewable and sustainable energy reviews*, 2015, no. 43, pp. 843–862.
2. Wigley, T.M.L., Richels, R., Edmonds, J.A. Alternative emissions pathways for stabilizing concentrations. *Nature*, 1996, vol. 379, pp. 240–243.
3. Wigley, T.M.L., Richels, R., Edmonds J.A. Economic and environmental choices in the stabilization of atmospheric CO₂ concentrations. *Nature*, 1996, vol. 379, no. 6562, p. 240.
4. Rogalev, N., Prokhorov, V., Rogalev, A., Komarov, I., Kindra, V. Steam boilers' advanced constructive solutions for the ultra-supercritical power plants. *International Journal of Applied Engineering Research*, 2016, 11(18), pp. 9297–9306.
5. Zhu, J. et al. A review of geothermal energy resources, development, and applications in China: Current status and prospects. *Energy*, 2015, vol. 93, pp. 466–483.
6. Barba, F.C., Sánchez, G.M.D., Seguí, B.S., Darabkhani, H.G., Anthony, E.J. A technical evaluation, performance analysis and risk assessment of multiple novel oxy-turbine power cycles with complete CO₂ capture. *Journal of Cleaner Production*, 2016, no. 133, pp. 971–985.
7. Allam, R.J. et al. High efficiency and low cost of electricity generation from fossil fuels while eliminating atmospheric emissions, including carbon dioxide. *Energy Procedia*, 2013, vol. 37, pp. 1135–1149.
8. Scaccabarozzi, R., Gatti, M., Martelli, E. Thermodynamic analysis and numerical optimization of the NET Power oxy-combustion cycle. *Applied Energy*, 2016, no. 178, pp. 505–526.
9. Allam, R. et al. Demonstration of the Allam Cycle: an update on the development status of a high efficiency supercritical carbon dioxide power process employing full carbon capture. *Energy Procedia*, 2017, no. 114, pp. 5948–5966.
10. Torigoe, T., Okajima, Y., Okada, I., Masada, J., Tsukagoshi, K. Development of the Advanced TBC for High Efficiency Gas Turbine. *Materials Science Forum*, 2017, vol. 879, pp. 1980–1986.
11. Deich, M.E., Filippov, G.A. *Gazodinamika reshetok turbomashin* [Gas dynamics of turbomachine meshes]. Moscow, Energoatomizdat, 1996. 240 p.
12. Inozemtsev, A.A., Nikhamkin, M.A., Sandratsky, V.L. *Osnovy konstruirovaniya aviatsonnykh dvigateley i energeticheskikh ustanovok* [Basics of aircraft engine design.V.2: a university textbook]. Moscow, Mashinostroenie, 2008. 365 p.

Рогалев Андрей Николаевич,
ФГБОУВО «Национальный исследовательский университет «МЭИ»»,
кандидат технических наук, доцент кафедры инновационных технологий наукоемких отраслей,
e-mail: r-andrey2007@yandex.ru

Rogalev Andrei Nikolayevich,
National Research University «Moscow State Power Engineering University»,
Candidate of Engineering Sciences (PhD), Associate Professor of the Department of Innovative Technologies of
Science-Intensive Industries,
e-mail: r-andrey2007@yandex.ru

Григорьев Евгений Юрьевич,
ФГБОУВО «Ивановский государственный энергетический университет имени В.И. Ленина»,
кандидат технических наук, доцент кафедры паровых и газовых турбин,
e-mail: rvs@tren.ispu.ru
Grigoryev Evgeny Yuryevich,
Ivanovo State Power Engineering University,
Candidate of Engineering Sciences (PhD), Associate Professor of the Department of Steam and Gas Turbines,
e-mail: rvs@tren.ispu.ru

Киндра Владимир Олегович,
ФГБОУВО «Национальный исследовательский университет «МЭИ»»
аспирант, инженер Управления инновационной деятельности,
e-mail: kindra.vladimir@yandex.ru
Kindra Vladimir Olegovich,
National Research University «Moscow State Power Engineering Institute»,
Post-Graduate Student, Engineer of the Division of Innovative Activity,
e-mail: kindra.vladimir@yandex.ru

Осипов Сергей Константинович,
ФГБОУВО «Национальный исследовательский университет «МЭИ»»,
аспирант, инженер Управления инновационной деятельности,
e-mail: osipovsk@mail.ru
Osipov Sergei Konstantinovich,
National Research University «Moscow State Power Engineering Institute»,
Post-Graduate Student, Engineer of the Division of Innovative Activity,
e-mail: osipovsk@mail.ru

Павлычев Сергей Александрович,
ФГБОУВО «Ивановский государственный энергетический университет имени В.И. Ленина»,
студент,
e-mail: rvs@tren.ispu.ru
Pavlychev Sergei Aleksandrovich,
Ivanovo State Power Engineering University,
student,
e-mail: rvs@tren.ispu.ru

УДК 662.61

Исследование увеличения КПД котла, сжигающего пылеугольное топливо, при повышении степени газоплотности топки

А.Б. Бирюков, В.А. Семергей, И.И. Шевелева
ГОУВПО «Донецкий национальный технический университет», г. Донецк, Украина
E-mail: innashevelewa@yandex.ru

Авторское резюме

Состояние вопроса: В энергетике продолжает использоваться значительное количество энергетических котлов, сжигающих пылеугольное топливо, и задача повышения их КПД сохраняет актуальность. Научно обосновано, что использование газоплотных топок позволяет повысить КПД котлов на 1–2 % за счет сокращения потерь теплоты с уходящими газами. В настоящее время нет однозначного ответа на вопрос о влиянии степени газоплотности топки на механический недожог. В связи с этим актуальным является исследование возможности повышения КПД котлов за счет снижения механического недожога при повышении степени газоплотности топок.

Материалы и методы: Характерные температуры процесса горения определены при помощи нормативного метода расчета парогенераторов. Механический недожог определен при помощи математической модели, в которой реальный полифракционный состав топлива представлен шестью выделенными для рассмотрения фракциями. Достоверность результатов, полученных при помощи модели, доказана путем сопоставительного анализа ее результатов с практическими данными.