

Разработка конструктивно-компоновочных схем для ТЭС с углекислотным теплоносителем*

Писарев Д.С., Максимов И.А., Рогалев А.Н.
 Национальный исследовательский университет «МЭИ»
 г. Москва, Российская Федерация
MaksimovIA98@gmail.com

Аннотация. Настоящая работа посвящена разработке конструктивно-компоновочных схем для тепловых электростанций, в которых в качестве рабочего тела в энергетическом цикле применяется сверхкритический углекислый газ. Применение углекислого газа в качестве рабочего тела вместо воды позволяет не только повысить энергетическую эффективность электростанции, но и сократить габариты турбоагрегатов. В работе получены оценки конструктивных характеристик углекислотных турбин и компрессоров для энергоблока мощностью 300 МВт. Установлено, что для энергоустановок углекислотного цикла Брайтона с пылеугольным котлом и начальными температурами рабочей среды, равными 540°C, возможно исполнение углекислотной турбины, основного и рекомпрессионного углекислотных компрессоров, а также двухполюсного электрогенератора на одном валу, частота вращения которого составит 50 об/с. Кроме того, возможно двухвальное исполнение, при котором основной и рекомпрессионный углекислотные компрессоры приводятся во вращение дополнительной турбиной (турбоприводом) с частотой вращения 150 об/с. При этом свободная турбина вращает двухполюсный электрогенератор с частотой 50 об/с. Несмотря на то, что использование данной конструктивно-компоновочной схемы приводит к росту количества турбомашин, она позволяет увеличить высоты лопаток последних ступеней компрессора на 40-60%, что повышает эффективность их проточной части за счет снижения концевых потерь в решетках. Обе разработанные схемы следует рассматривать при проектировании тепловых схем энергоустановок углекислотного цикла Брайтона с пылеугольным котлом и начальной температурой рабочей среды 540°C. Выбор наилучшего варианта следует по результатам технико-экономических расчетов для конкретных условий.

Ключевые слова: турбина, компрессор, углекислый газ, энергетика, компоновочная схема, цикл Брайтона.

ВВЕДЕНИЕ

Сегодня одним из перспективных направлений развития генерирующих объектов является создание тепловых электрических станций, использующих в качестве теплоносителя сверхкритический диоксид углерода. Переход на углекислотные термодинамические циклы позволит существенно уменьшить габаритные размеры энергетического оборудования при одновременном повышении топливной эффективности и экологической безопасности производства электроэнергии [1]. В свою очередь, эффективность энергоустановки во многом определяется конфигурацией и параметрами тепловой схемы, а компактность в значительной степени зависит от габаритов и компоновки ос-

новного генерирующего оборудования.

Одним из наиболее эффективных циклов для ТЭС с пылеугольными котлами на CO₂ теплоносителе является рекомпрессионный цикл Брайтона (рис. 1), в котором сверхкритический углекислый газ циркулирует по замкнутому контуру. Рекомпрессионный цикл состоит из следующих основных элементов: перегреватель (П), в котором углекислый газ через поверхности теплообмена котла получает тепло от продуктов сгорания, воздухоподогревателя (ВП), турбина (Т), электрогенератор (Э), основной (ОК) и рекомпрессионный компрессор (РК), охладитель (Охл), высокотемпературный (ВТО) и низкотемпературный теплообменник (НТО).

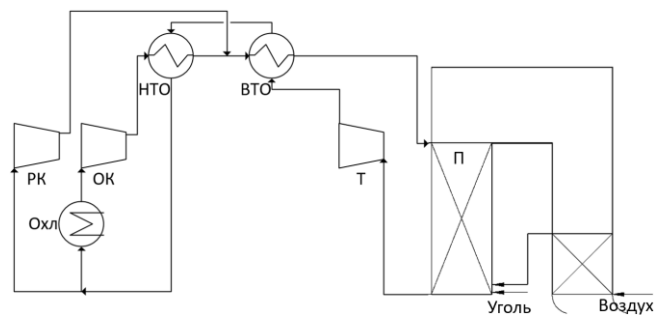


Рис. 1. Схема ТЭС с пылеугольным котлом и рекомпрессионным циклом Брайтона

Для обеспечения высокого уровня компактности основного оборудования особое внимание следует уделять компоновочной схеме турбомашин (основной и рекомпрессионный компрессор, турбина) и их конструктивным параметрам. Конструкторско-компоновочная схема отражает последовательность передачи движения между турбомашинами и электрогенератором.

Схема расположения и соединения перечисленных элементов может быть различной. В частности, турбомашины могут располагаться как на одном общем валу, так и на отдельных собственных валах, что будет определяться частотой вращения ротора каждой энергетической машины. В свою очередь, выбор оптимальной частоты вращения является многокритериальной оптимизационной задачей между такими показателями как: габаритные размеры, общая масса оборудования и эффективность турбомашины [2].

* Исследование проведено в Национальном исследовательском университете «МЭИ» при финансовой поддержке Министерства науки и высшего образования Российской Федерации в рамках государственного задания № FSWF-2020-0020. Статья публикуется по рекомендации программного комитета Всероссийской научно-технической конференции "Пром-Инжиниринг". <https://icje-rus.org>

МЕТОДИКА ИССЛЕДОВАНИЙ

Для разработки конструкторско-компоновочных схем ТЭС с углекислотным циклом были проведены серии конструкторских расчетов турбомашин. Исходные данные представлены в табл. 1.

Таблица 1

Рабочие параметры турбомашин

Турбомашина	Давление на входе, МПа	Температура на входе, °С	Расход, кг/с	Давление на выходе, МПа	Внутренний относительный КПД, %
Турбина	25,0	540	3 246	7,5	90
Основной компрессор	7,5	32	2 272	25,0	90
Рекомпрессорный компрессор	7,5	103	974	25,0	90

Все турбины проектировались на оптимальное отношение окружной скорости к фиктивной, что обеспечивает максимальный лопаточный КПД решеток [3]. Кроме того, все ступени рассчитывались при постоянном значении степени реактивности с рекомендуемым значением 0,25 [4]. Форма проточной части была выбрана с постоянным корневым диаметром с целью обеспечения возможности применения способа «модельных ступеней» на стадии проектирования (когда отрабатывается наибольшая по высоте ступень, а все остальные получаются путем их периферийной подрезки, в результате чего удается сохранить один и тот же хвостовик лопатки для всех ступеней).

В качестве варьируемого параметра выступала частота вращения ротора, изменяемая с шагом 25 об/с в диапазоне 25-100 об/с. Число ступеней углекислотной турбины варьировалось от 3 до 5: нижняя граница диапазона числа ступеней обусловлена стремлением не допустить роста потерь с выходной скоростью, а верхняя граница – необходимостью обеспечения компактности турбомашин.

По результатам выполнения серий конструкторских расчетов турбины оценивались ее массогабаритные характеристики и высоты сопловых лопаток первых ступеней.

При расчете компрессоров угол выхода потока из входного направляющего аппарата принимался равным 75°, а относительная скорость – 160 м/с. В качестве формы проточной части компрессора была выбрана форма с постоянным средним диаметром. К ее преимуществам можно отнести возможность обеспечения относительно небольшого числа ступеней и увеличения высоты лопаток последней ступени.

В качестве варьируемого параметра выступали частота вращения ротора, изменяемая с шагом 25 об/с в диапазоне 25-100 об/с, и относительный диаметр втулки. По результатам серий конструкторских расчетов компрессора оценивалось число его ступеней и высоты направляющих лопаток последней ступени.

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ

Результаты исследования влияния частоты вращения ротора в диапазоне 25-100 об/с с шагом 25 об/с на высоту сопловых лопаток первых ступеней турбин углекислотных циклов Брайтона на пылеугольных котлах при разном количестве ступеней представлены на рис. 2.

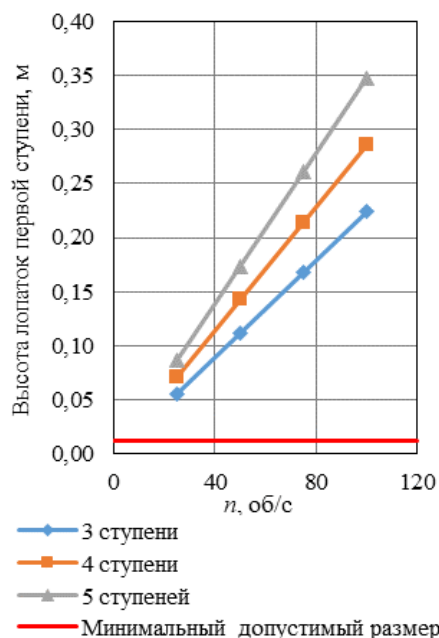


Рис. 2. Влияние частоты вращения ротора на высоту сопловых лопаток первой ступени турбин

На первом этапе производилась оценка размера сопловой решетки на входе в турбину. Результаты расчетов показали, что наименьший размер лопатки первой ступени составляет 0,05-0,06 м, что превышает минимально допустимую высоту 0,012 м, и достигается при трех ступенях и частоте вращения, равной 25 об/с. Наибольшая же высота лопаток составляет 0,35 м в случае, когда частота вращения равна 100 об/с, а количество ступеней – 5. При этом увеличение скорости вращения ротора на 25 об/с в диапазоне 25-100 об/с сопровождается ростом высоты в среднем на 25-50%. Таким образом, в данном случае высота первой ступени не является лимитирующим параметром для выбора компоновки оборудования.

Далее оценивалось влияние частоты вращения ротора с шагом 25 об/с в диапазоне 25-100 об/с на общую массу турбины (рис. 3). Увеличение скорости вращения ротора на 25 об/с в исследуемом диапазоне сопровождается снижением веса турбины в среднем на 30,8% при трех ступенях, на 28,0% при четырех ступенях и на 25% при пяти ступенях. Увеличение количества ступеней на одну штуку в диапазоне от 3 до 5 сопровождается снижением массы турбины во всем исследуемом диапазоне частоты вращения ротора. Это объясняется тем, что все варианты турбины были спроектированы на оптимальное отношение окружной скорости к фиктивной, которая является постоянной величиной, поэтому уменьшение теплоперепада на ступень, и как следствие фиктивной скорости, должно сопровождаться снижением окружной скорости. В свою очередь, уменьшение окружной скорости приводит к уменьшению среднего диаметра ступеней и, следовательно, снижению всех радиальных размеров турбины. При этом наибольшее влияние числа ступеней на массу турбоагрегата наблюдается при 25 об/с, а наименьшее при 100 об/с.

Таким образом, полученные результаты расчетов свидетельствуют о том, что на исследуемые диапазоны измене-

ния частоты вращения (от 25 до 100 об/с) и количества ступеней (от 3 до 5) турбины не накладываются ограничения, связанные с минимальной высотой сопловых лопаток первой ступени. Поэтому в качестве основного критерия при разработке конструкции турбины следует выбрать ее массу.

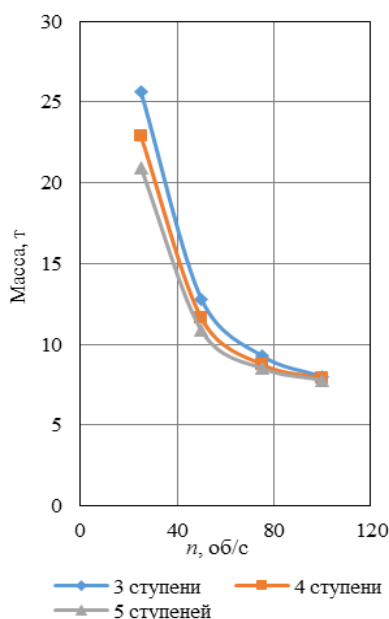


Рис. 3. Влияние частоты вращения ротора на общую массу турбин

На следующем этапе производился выбор целесообразной частоты вращения валов компрессоров исходя из рекомендованной степени повышения давления в одной ступени, равной 1,1-1,3 [5], и общего количества ступеней. Результаты исследования влияния частоты вращения с шагом 25 об/с в диапазоне 25-100 об/с и относительного диаметра втулки на степень повышения давления в ступени основного и рекомпрессионного компрессоров углекислотного цикла Брайтона с пылеугольным котлом представлены на рис. 4, а и рис. 4, б соответственно.

С увеличением частоты вращения ротора степень повышения давления на ступень растет с 1,01 до 1,83 для различных конструкций основных компрессоров и с 1,01 до 1,5 – для рекомпрессионных компрессоров, что связано с ростом окружной скорости, и как следствие – напора. С ростом числа оборотов вала на 25 об/с в диапазоне 25-100 об/с степень повышения давления в среднем повышается на 3,7% при относительном диаметре втулки равном 0,90 и на 16,9% при относительном диаметре втулки 0,98. Увеличение влияния частоты вращения ротора на степень повышения давления в ступени при росте относительного диаметра втулки связано с тем, что при большем значении последнего средний диаметр компрессора также становится больше, в результате чего окружная скорость и напор растут быстрее.

Таким образом, полученные результаты исследований конструктивных характеристик углекислотных компрессоров свидетельствуют о том, что большая часть расчетных случаев не удовлетворяет следующему условию: сте-

пень повышения давления в ступени должна находиться в диапазоне от 1,1 до 1,3. Поэтому в дальнейшем они не будут рассматриваться при оценке числа ступеней и высот лопаток на выходе из компрессора.

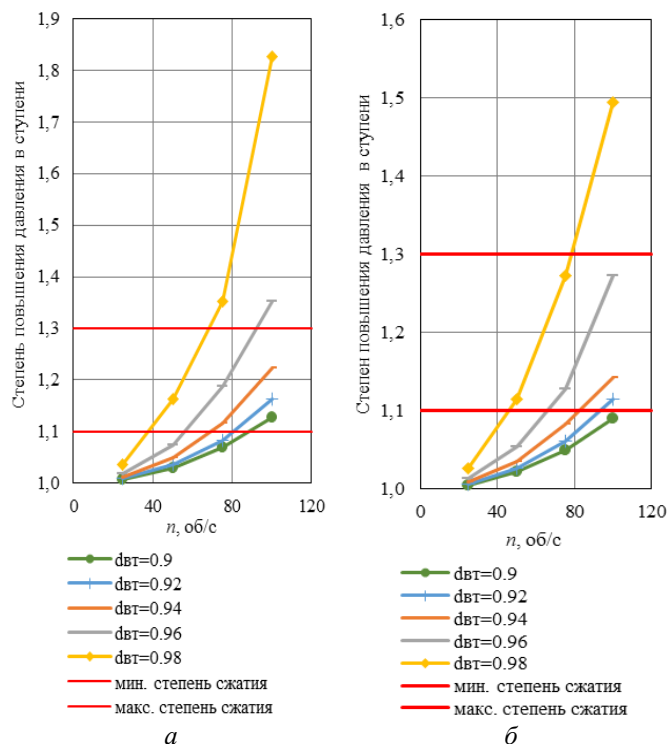


Рис. 4. Влияние частоты вращения ротора на степень повышения давления в ступенях основного (а) и рекомпрессионного компрессора (б)

На рис. 5, а представлены графики влияния частоты вращения и относительного диаметра втулки $d_{вт}$ на число ступеней основного компрессора. Для энергоблока с начальной температурой 540 °С допустимы восемь конструкций основного компрессора, а для рекомпрессионного – шесть (рис. 5, б). Учитывая, что рассматриваемая энергоустановка с пылеугольным котлом может быть выполнена в одновальном исполнении только при частоте вращения турбомашин, равной 25 или 50 об/с (в случае с четырехполюсным и двухполюсным электрогенераторами), то остаются два варианта конструкций основного компрессора: с восемью и семью ступенями.

На следующем этапе проводилась проверка высот лопаток последней ступени, которые должны быть более 15 мм. Результаты исследования влияния частоты вращения ротора и относительного диаметра втулки на размер лопатки основного и рекомпрессионного компрессоров представлены на рис. 5, в и рис. 5, г. Анализ данных, полученных в ходе расчета показал, что наименьшая высота лопатки основного и рекомпрессионного компрессора углекислотного цикла достигается при относительном диаметре втулки $d_{вт} = 0,98$ и составляет 0,015-0,018 м, что превышает минимально допустимый размер. Следовательно, при разработке структурно-компоновочной схемы может быть выбран любой из вариантов исполнения основного компрессора.

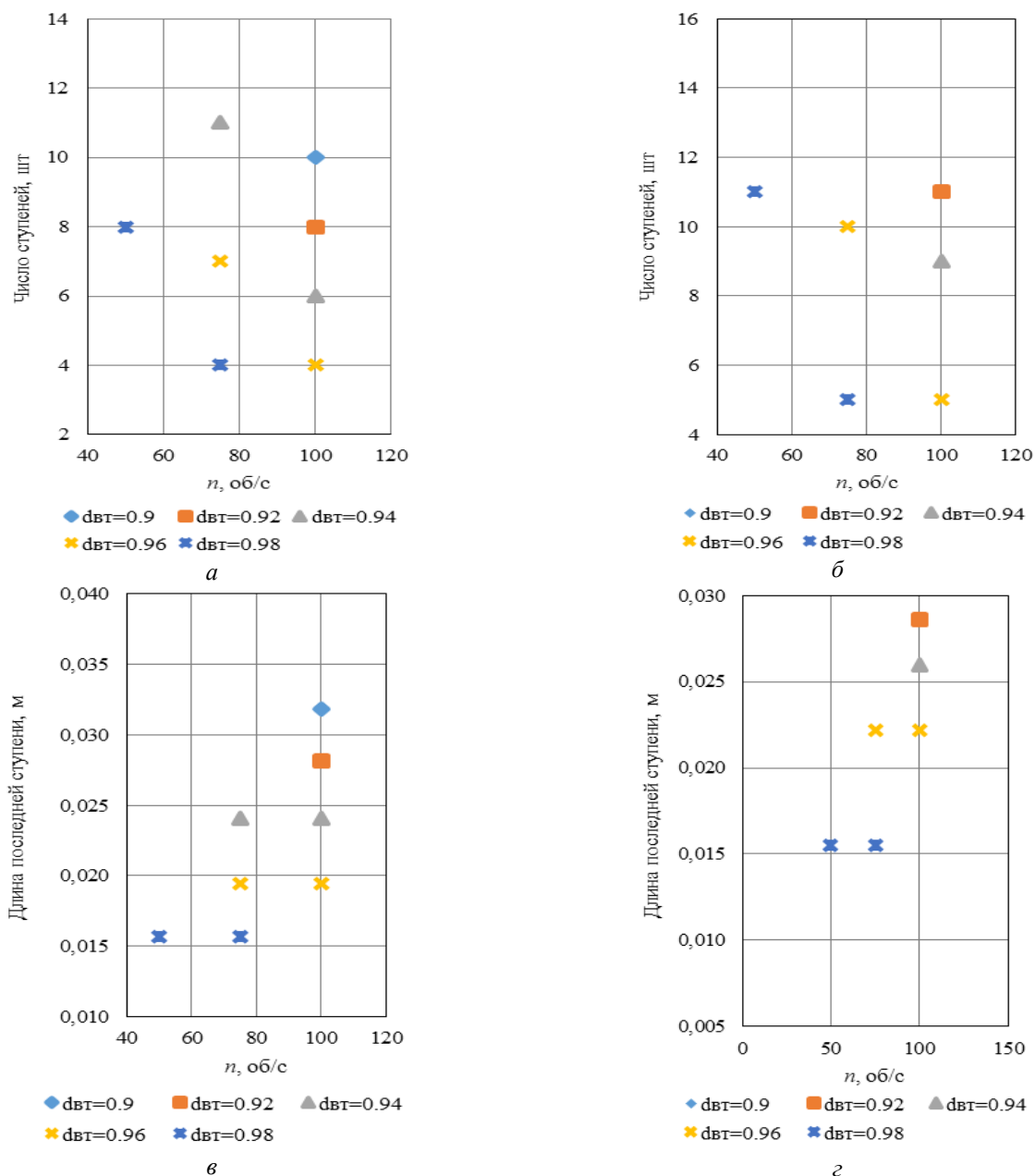


Рис. 5. Влияние частоты вращения ротора на:
 а – число ступеней ОК; б – число ступеней РК; в – длину последней ступени ОК;
 г – длину последней ступени РК, при различном относительном диаметре втулки

На основе полученных результатов конструкторских расчетов турбомашин были разработаны конструкторско-компоновочные схемы энергоблока. Так как мощность всех установок превышает 60 МВт, использование редуктора для понижения частоты вращения на валу электрогенератора невозможно из-за высоких изгибных напряжений на зубьях колеса [6]. В связи с этим ротор турбины и электрогенератора будут соединяться муфтой и, как следствие, иметь одинаковую частоту вращения. Также стоит учесть, в одновальной схеме источником энергии для компрессора может служить турбина, поэтому их частоты вращения также должны совпадать. Таким образом, все турбомашины углекислотного цикла Брайтона будут располагаться на одном валу с двух- (50 об/с) или четырехполюсным электрогенератором (25 об/с).

На рис. 6, а представлена разработанная структурно-компоновочная схема углекислотного цикла Брайтона мощностью 300 МВт. Все турбомашины располагаются на одном валу. Турбина выполнена с постоянным корневым диаметром 0,65 м, высотой сопловых лопаток первой ступени 0,174 м и пятью ступенями. Общая масса турбины составляет примерно 11 т. Основной компрессор выполнен с постоянным средним диаметром 1,05 м и насчитывает 8 ступеней, при этом высота лопаток на выходе из него составляет 16 мм. Рекомпрессионный компрессор также выполнен с постоянным средним диаметром 0,815 м. Он содержит 11 ступеней, высота лопаток последней ступени составляет 15 мм. Все турбомашины расположены на одном валу и вращаются с частотой 50 об/с. Электрогенератор двухполюсный.

Исполнение углекислотных энергоблоков по двухвальной схеме приведет к увеличению числа элементов и росту металлозатрат, но также это позволит увеличить высоты лопаток компрессоров и, следовательно, увеличить их внутренний относительный КПД. Характеристики турбомашин для двухвального исполнения представлены в табл. 2, а конструкторско-компоновочная схема – на рис. 6, б.

Таблица 2

Характеристики турбомашин по двухвальной схеме

Турбомашина	Частота вращения ротора, об/с	Количество ступеней	Высота сопловых лопаток первой ступени, м	Корневой диаметр, м	Масса, т
Турбина (привод электрогенератора)	50	5	0,178	0,706	10,4
Турбина (привод компрессоров)	150	3	0,108	0,245	4,9
Основной компрессор	150	6	0,037	0,329	-
Рекомпрессионный компрессор	150	10	0,027	0,269	-

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

На основе проведенных исследований разработана конструкторско-компоновочная схема турбомашин для углекислотных ТЭС. Получены оценки конструктивных характеристик углекислотных турбин и компрессоров для энергоблока мощностью 300 МВт.

Установлено, что для энергоустановок углекислотного цикла Брайтона с пылеугольным котлом и начальной температурой 540 °С возможно исполнение углекислотной турбины, основного и рекомпрессионного углекислотных компрессоров, а также двухполюсного электрогенератора на одном валу, частота вращения которого составит 50 об/с. Данная конструкторско-компоновочная схема исключает необходимость использования дополнительных турбомашин для привода компрессоров и передаточных механизмов.

Кроме того, возможно двухвальное исполнение, при котором основной и рекомпрессионный углекислотные компрессоры приводятся во вращение дополнительной турбиной (турбоприводом) с частотой вращения 150 об/с. При этом свободная турбина вращает двухполюсный электрогенератор с частотой 50 об/с. Несмотря на то, что использование данной конструктивно-компоновочной схемы приводит к росту количества турбомашин, она позволяет увеличить высоты лопаток последних ступеней компрессора на 40-60%, что повышает эффективность их проточной части за счет снижения концевых потерь в решетках.

Обе разработанные схемы следует рассматривать при проектировании тепловых схем энергоустановок углекислотного цикла Брайтона с пылеугольным котлом и начальными температурами рабочей среды, равными 540°С. Выбор наилучшего варианта следует по результатам технико-экономических расчетов для конкретных условий.

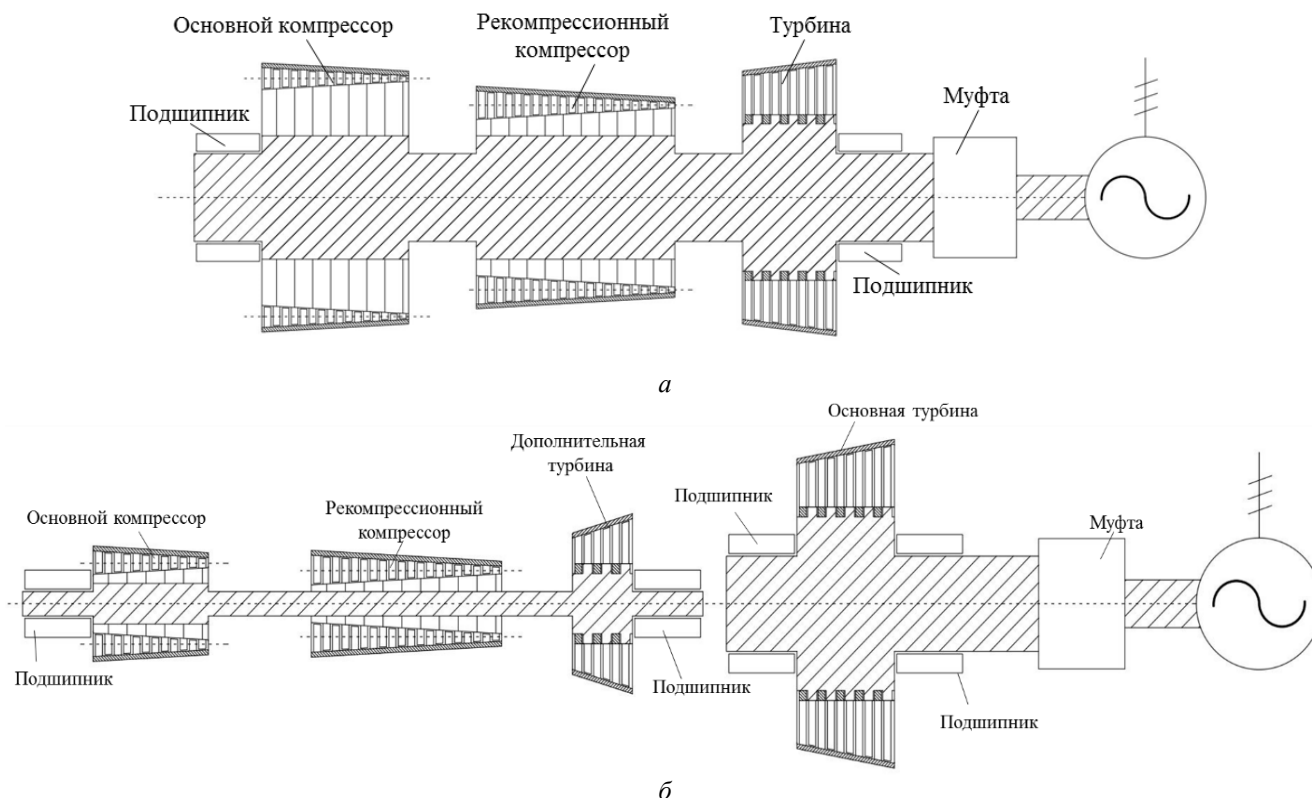


Рис. 6. Структурно-компоновочная схема турбоагрегатов углекислотного цикла Брайтона для ТЭС с пылеугольным котлом на 300 МВт:

а – одновальное исполнение; б – двухвальное исполнение

ЛИТЕРАТУРА

1. Рогалев А.Н. Термодинамические циклы на сверхкритическом диоксиде углерода для ТЭС и АЭС / А.Н. Рогалев, В.О. Киндра, А.С. Зонов, М. С. Постникова, В.Ю. Наумов // Новое в российской электроэнергетике. – 2021. – № 1. – С. 6-19.

2. Писарев Д. С. Результаты расчетов проточной части углекислотной турбины / Д.С. Писарев, Д.Д. Львов, С.К. Осипов, А.Н. Рогалев // Инновационные производственные технологии и ресурсосберегающая энергетика: Материалы международной научно-практической конференции, Омск, 8 декабря 2021. – Омск: Омский гос. ун-т путей сообщения, 2021. – С. 420-427.

3. Щегляев А.В. Паровые турбины. Теория теплового процесса и конструкции турбин. – М.: Энергоатомиздат, 1993. – 383 с.

4. Рогалев А.Н. Разработка методики предварительного расчета проточной части газовых турбин цикла RJ Allam на сверхкритическом диоксиде углерода / А.Н. Рогалев, Е.Ю. Григорьев, В.О. Киндра, С.К. Осипов, С.А. Павлычев // Вестник Ивановского государственного энергетического университета. – 2018. – № 3. – С. 5-14.

5. Кистойчев А.В. Проектирование лопаточного аппарата осевых компрессоров ГТУ: учебное пособие. – Екатеринбург: Издательство Уральского университета, 2014. – 122 с.

6. Lufkin Industries редукторы [Электронный ресурс] / Сервис генерации ООО «ДМЭнерджи». – Режим доступа: <https://dm.energy/gazovye-turbiny/komponenty-gtu/turbina/lufkin-industries-reduktory>.

DOI: 10.24892/RIJE/20230410

Development of Structural and Layout Diagrams for Thermal Power Plants with Carbon Dioxide Working Fluid

Pisarev D.S., Maksimov I.A., Rogalev A.N.

National Research University "Moscow Power Engineering Institute"

Moscow, Russian Federation

MaksimovIA98@gmail.com

Abstract. This work is devoted to the development of structural and layout schemes for thermal power plants, in which supercritical carbon dioxide is used as a working fluid in the energy cycle. The use of carbon dioxide as a working fluid instead of water will increase the energy efficiency of the power plant and reduce the dimensions of the turbine units. This work shows estimates of the design characteristics of carbon dioxide turbines and compressors for a 300 MW power unit. It was found, for power plants of the Brayton carbon dioxide cycle with a pulverized coal boiler and initial working medium temperatures equal to 540 °C, it is possible to design a carbon dioxide turbine, main and recompression carbon dioxide compressors, as well as a two-pole electric generator on one shaft, the rotation speed of which will be 50 rpm. In addition, a two-shaft design is possible, in which the main and recompression carbon dioxide compressors are rotated by an additional turbine (turbo drive) with a rotation speed of 150 rpm. At the same time, the free turbine turns on a

two-pole electric generator with a frequency of 50 rpm. Despite the fact that the use of this design and layout scheme leads to an increase in the number of turbo machines, it allows you to increase the height of the blades of the last stages of the compressor by 40-60%, which increases the efficiency of their flow part by reducing the end losses in the grids. Both developed schemes should be considered when designing thermal schemes of Brayton carbon dioxide cycle power plants with a pulverized coal boiler and an initial working medium temperature of 540 °C. The choice of the best option should be based on the results of technical and economic calculations for specific conditions.

Keywords: turbine, compressor, carbon dioxide, power engineering, layout diagram, Brayton cycle.

Библиографическое описание статьи

Писарев Д.С. Разработка конструктивно-компоновочных схем для ТЭС с углекислотным теплоносителем / Д.С. Писарев, И.А. Максимов, А.Н. Рогалев // Машиностроение: сетевой электронный научный журнал. – 2023. – Т.10, №4. – С. 48-53. DOI: 10.24892/RIJE/20230410

Reference to article

Pisarev D.S., Maksimov I.A., Rogalev A.N. Development of structural and layout diagrams for thermal power plants with carbon dioxide working fluid, *Russian Internet Journal of Industrial Engineering*, 2023, vol.10, no.4, pp. 48-53. DOI: 10.24892/RIJE/20230410