

1. Павлов Ю.И., Штейн Ю.Я., Абрамов Б.И. Проектирование испытательных стендов для авиационных двигателей., М., Машиностроение, 1979, 152 с.
2. Идельсон А.М., Ильин В.М. Обобщённое уравнение теплового состояния охлаждаемой лопатки.// Высокотемпературные охлаждаемые газовые турбины двигателей летательных аппаратов. Казань, КАИ, 1993.
3. Ильин В.М. Расчётный метод определения теплового состояния охлаждаемых лопаток газовых турбин при внезапном изменении температур газа и охлаждающего воздуха.// Высокотемпературные охлаждаемые газовые турбины двигателей летательных аппаратов., Казань, КАИ, 1987. С 37-41.
4. Биргер И.А., Шорр Б.Ф. и др. Термопрочность деталей машин., М., Машиностроение, 1975. 455 с.
5. Третьяченко Г.Н., Кравчук Л.В. и др. Несущая способность лопаток газовых турбин при нестационарном тепловом и силовом воздействии, Киев, "Наукова думка", 1975. 295 с.

ЭНЕРГОБЛОК НА БАЗЕ КОНВЕРСИОННОГО ГТД ДЛЯ ПОКРЫТИЯ ПИКОВОЙ НАГРУЗКИ

Асеев С.Н., Каганов А.М, Курунов Ю.С.

Уфимский государственный авиационный технический университет, г. Уфа

Актуальной проблемой современной энергосистемы является недостаточная маневренность энергогенерирующего оборудования на переходных режимах. В настоящее время на теплоэлектростанциях (ТЭС) размещаются газотурбинные установки (ГТУ), как в качестве отдельных агрегатов, так и в составе паротурбинных установок (ПТУ). Но маневренные преимущества ГТУ (высокие показатели скорости пусков – остановов и набора – сброса нагрузки), по сравнению с ПТУ оборачиваются меньшим ресурсом, особенно при использовании их для покрытия пиковой или полупиковой нагрузок.

С другой стороны ограниченность ресурсов основного источника энергии на ТЭС – органического топлива, и ужесточающиеся экологические требования приводят к необходимости более высокоэффективного использования энергии топлива в цикле станции. Комбинирование традиционного паротурбинного оборудования и газотурбинных надстроек по-

звolyет повысить технико-экономические показатели оборудования. Существует достаточно большое число подобных комбинаций, в связи с чем, встает проблема выбора наиболее оптимальных схем.

Традиционно для анализа термодинамики циклов теплоэнергетических установок в качестве критерия оптимальности цикла используется термический КПД, который равен отношению полезной работы обратимого цикла к подведённому теплу и уравнения теплового баланса.

Однако, понятие термического КПД, основанное только на первом законе термодинамики, недостаточно для полной характеристики эффективности процессов и устройств преобразования энергии. Термический КПД цикла не отражает потерь, вызванных необратимостью реальных процессов, протекающих в тепловых машинах, необходимых для преобразования энергии, и совершенно непригоден для характеристики тех преобразователей энергии, в которых энергия отдаётся потребителям не только в виде работы, но и в виде теплоты.

При сравнении различных тепловых машин, использующих теплоту различных температурных потенциалов, термический КПД цикла отражает лишь внешние условия, но не совершенство самой машины, этот КПД для любого реального процесса ничего не говорит о степени использования всех имевшихся возможностей, степени использования максимально возможной работы подведённого в цикле тепла. Причиной этого является то, что в первом законе термодинамики не отражено одно из основных свойств энергии, а именно её ограниченная превратимость. Не все виды энергии превратимы в любой другой вид энергии, т. е. одна энергия не просто идентична другой. Ограниченная превратимость энергии является следствием второго закона термодинамики.

Все жизненно важные для нас процессы (отопление, охлаждение, обработка материалов, транспортировка, передача информации, процессы разделения и превращения вещества) требуют для своего проведения затрат энергии, причём не просто энергии, а её неограниченно превратимой части – эксергии. Эти процессы потребляют электрическую или механическую энергию или тепло с определённой долей эксергии. Задача производства энергии в тепловых машинах заключается в преобразовании первичной энергии для получения содержащейся в ней эксергии в виде полезной работы или электрической энергии.

Таким образом, эффективность преобразования энергии (эксергии) следует оценивать сопоставлением фактической эксергии, отдаваемой потребителю, с максимальным количеством эксергии, которое мог бы получить потребитель от данной тепловой машины за счёт её внутренней и подводимой к ней энергии. Если рассматриваемая система является лишь элементом (узлом) преобразователя – тепловой машины, её эффек-

тивность можно характеризовать тем влиянием, которое оказывает необратимость процессов, протекающих в ней на итоговый эффект преобразования энергии.

Используя понятие эксергии (или максимальной работоспособности) при выводе показателей, характеризующих качество рабочего процесса реальной тепловой машины или её элементов, мы одновременно используем как первый, так и второй законы термодинамики.

В качестве основного показателя следует использовать эксергетический КПД, который представляет собой отношение полезно использованной эксергии к эксергии затраченной.

Количество технически используемых преобразований энергии и вещества достаточно ограничено и состоят они из небольшого числа термодинамических процессов и их сочетаний. Любую самую сложную тепловую машину можно разбить на эти «элементарные» процессы.

В производстве тепловой и электрической энергии на ТЭС применяется следующее оборудование – паровые и водогрейные котлы, котлы утилизаторы различных типов, паровые и газовые турбины, системы регенеративного подогрева питательной воды и электрогенераторы, различные аккумулирующие и термотрансформирующие установки.

Согласно второго закона термодинамики работа будет максимальной, если при переходе системы в состояние равновесия с окружающей средой все процессы будут полностью обратимыми (равновесными). Если система получает первичную энергию, за счёт которой и совершается полезная работа, от источников, то эти процессы так же должны быть равновесны.

Условиями обратимости на основании второго закона термодинамики являются:

- 1) абсолютное равенство температур рабочего тела и горячего источника на всём протяжении процесса подвода тепла;
- 2) абсолютное равенство температур рабочего тела и теплоприёмника на всём протяжении процесса отвода тепла;
- 3) полное отсутствие всяких потерь энергии, в том числе и работы трения.

Зная эксергию, подводимую к тепловой машине или её элементу, достаточно определить сумму потерь эксергии в её элементах для определения эксергетического КПД, кроме того, такая методика позволяет наглядно проследить степень совершенства отдельных частей и процессов протекающих в данной тепловой машине.

Рассмотрим такой элемент цикла ТЭС как парогенератор. По первому закону термодинамики парогенератор, в котором осуществляется типично необратимый процесс, является весьма эффективным аппаратом

($\eta_t = 0,88 - 0,93\%$). Эксергетический анализ в парогенераторе позволяет выявить такие потери энергии как потери из-за необратимости процесса горения топлива, потери из-за необратимости теплообмена, потери при смешении. Химическая энергия органического топлива преобразуется в термически малоценную энергию. Её эксергия определяется температурой, при которой теплота горения передаётся от продуктов сгорания (ПС) воде и пару. Эта температура в общем случае достаточно невысока, поэтому потери эксергии велики.

Сопоставление теплового и эксергетического балансов парогенератора показывает следующее. Если тепловой КПД парогенератора составляет, например, около $\eta_t = 90\%$, то эксергетический КПД определяемый отношением полезно использованной эксергии (эксергия пара) к затраченной эксергии топлива составит $\eta_{\text{экс}} = 33-45\%$.

Для снижения потерь эксергии тепло передаваемое пару или воде, должно иметь возможно более высокую температуру. Этого можно достигнуть повышением давления пара, повышением температуры пара или применением промежуточного перегрева.

Однако эти параметры фактически ограничены свойствами используемого в цикле паротурбинной тепловой электростанции рабочего тела – водой.

Следующим основным элементом при помощи которого на ТЭС реализуется цикл Ренкина является паровая турбина.

Согласно термическому КПД паровая турбина является самым неэффективным элементом цикла, поскольку именно в ней происходят основные потери, определяющие общий КПД КЭС, - потери тепловой энергии с охлаждающей водой в конденсаторе – до 45%. В то время как теряемое тепло имеет минимальную работоспособность и потери эксергии составляют около 2-3%. А механические потери эксергии в ПТУ и генераторе составляют около 4-5%.

Как видно, различные способы определения эффективности преобразования энергии дают совершенно разные данные о распределении потерь и соответственно различные направления интенсификации процессов ТЭС.

Фактически основные источники потерь это необратимое горение (до 28%) и необратимая теплопередача в парогенераторе (до 18%). Эти реальные потери в тепловом балансе вообще не представлены.

Эксергетический анализ ГТУ, в качестве прототипа которой принята ГТЭУ - 10/95 производства УМПО, показал, что потери эксергии по тракту составляют около 45% от общей эксергии подведённой к газогенератору с органическим топливом, в качестве которого при расчётах был принят природный газ, при этом основную долю потерь составляют поте-

ри от необратимости горения и смешения в камере сгорания ГТУ, которые равны 38-39%. Эксергия продуктов сгорания составляет около 30%. Таким образом, эксергетический КПД непосредственно газогенератора составляет около 25%.

Результаты эксергетического анализа представлены на диаграмме области которой соответствуют:

1. Потери эксергии в компрессоре высокого давления;
2. Потери эксергии в компрессоре низкого давления;
3. Потери эксергии в камере сгорания;
4. Потери эксергии в турбине высокого давления;
5. Потери эксергии в турбине низкого давления;
6. Потери эксергии в силовой турбине;
7. Эксергия продуктов сгорания;
8. Полезная работа.



Однако продукты сгорания газогенератора, содержащие в себе определённый потенциал работоспособности, в дальнейшем мы можем использовать в котле утилизаторе (КУ). При этом с целью уменьшения необратимых процессов, протекающих в нём необходимо осуществлять отвод тепла от продуктов сгорания ГТУ таким образом, чтобы разность температур между греющей и обогреваемой средой по газовому тракту КУ была как можно меньшей. Достичь этого достаточно сложно, так как в ходе процесса парообразования рабочего тепла водопарового теплоутилизационного контура наблюдается ступенчатое изменение температуры, приводящее к увеличению температурного напора. Для уменьшения «длительности» процесса парообразования процесс отвода тепла от продуктов сгорания необходимо осуществлять ступенчато, с получением в каждой

части КУ рабочего тела с более низкими параметрами, получая цикл с несколькими ступенями давления пара. Подвод пара более низких параметров осуществляется в соответствующие части по тракту паровой турбины.

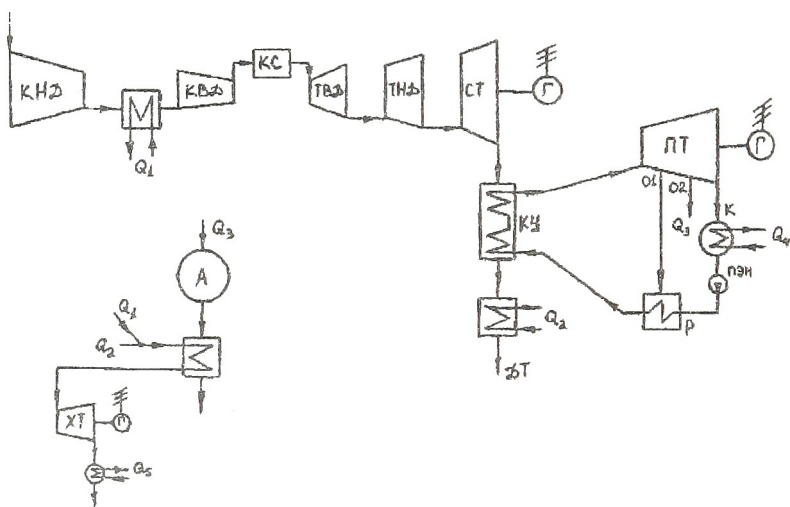
При создании парогазовых установок не следует идти путём вытеснения регенерации паровых турбоагрегатов. Отсутствие регенеративной системы в паротурбинном контуре снижает как термический, так и эксергетический КПД ПТУ как тепловой машины. Для утилизации же тепла продуктов сгорания, имеющих в данном случае достаточно высокую температуру (180-250°C, в зависимости от температуры газов на выходе из ГТУ и параметров цикла ПТУ), лучше предусмотреть дополнительный теплоутилизационный контур на каком-либо низкокипящем рабочем теле с получением дополнительного количества электроэнергии, либо, при более низкой температуре уходящих продуктов сгорания, контур нагрева сетевой теплофикационной воды.

Далее сравнивая традиционный паротурбинный цикл ТЭС и парогазовый можно сказать, что камера сгорания газогенератора является элементом соответствующим одному из наименее эффективных элементов традиционного цикла – парогенератору. Причем с ростом степени повышения давления в компрессоре ГТУ потери в камере сгорания от необратимых процессов теплообмена снижаются, т.к. температура воздуха на входе в КС растёт.

На рисунке представлена схема ПГУ на базе конверсионной ГТП 10/95. В которой с целью повышения технико-экономических и ресурсных показателей, при сохранении высоких маневренных характеристик применены следующие элементы:

- отключаемое промежуточное охлаждение воздуха в компрессоре применяемое с целью повышения мощности газогенератора в соответствии с изменениями графика нагрузки;
- КУ без дожигания топлива с двумя ступенями давления с целью снижения потерь эксергии;
- паровая турбина (ПТ) с регулируемым отбором пара для изменения её мощности (Т-4) и системой регенерации (Р);
- турбина на низкокипящем рабочем теле (ХТ);
- тепловой аккумулятор (А) для «хранения» тепла пара из отбора турбины на минимальных нагрузках, с целью дальнейшей его утилизации в низкотемпературном контуре, по мере роста потребной нагрузки.

Энергоблок обеспечивает изменение мощности от 5900 до 18900 кВт.



Применение нескольких источников выработки электроэнергии приводит к оптимальному распределению нагрузки в энергогенерирующих частях блока на переходных режимах, тем самым, обеспечивая равномерную работу оборудования и увеличение ресурсных показателей.

Промохлаждение воздуха в компрессоре применяется как регулирующий фактор по выдаваемой мощности, так как для установки типа ГТЭ-10/95, при снижении температуры воздуха от 400 К до 290 К удельная работа КВД падает в 1,37 раза, расход топлива увеличивается в 1,22 раза, при неизменной (по условиям прочности) температуре перед ТВД. При этом, ограничивая параметры продуктов сгорания перед КУ можно увеличить работу силовой турбины в 1,23 раза.

Введение промежуточного охлаждения воздуха несколько снижает эффективность подвода тепла в КС ГТУ, из-за снижения средней температуры подвода тепла, при этом потери эксергии составят уже 42%. В тоже время общий эксергетический КПД газогенератора снижается незначительно и составляет 24%, так как из-за «улучшения» условий работы других элементов потери в них снижаются. Эксергия отводимая от ГТУ с продуктами сгорания и от теплообменника промохлаждения составит 29%.

Общий эксергетический КПД энергоблока - 42% (при максимальной нагрузке).