

АНАЛИЗ ЦИКЛОВ МНОГОКАМЕРНЫХ ГТУ

Введение

В настоящее время в качестве силовых установок в энергетике и на транспорте получили широкое распространение газотурбинные установки (ГТУ) с подводом теплоты в камеру сгорания (КС) при постоянном давлении, повышение эффективных КПД которых по-прежнему является актуальной научно-технической задачей. Традиционными путями решения данной задачи являются использование регенерации отработавших газов, введение в цикле промежуточного охлаждения воздуха между ступенями компрессора, а также повышение температуры газов перед лопатками первой ступени турбины, т.е. непосредственно после камеры сгорания. Первые два пути требуют наличия теплообменных аппаратов, для второго случая необходимо также использование дополнительного теплоносителя, что в случае транспортных ГТУ существенно ухудшает их массогабаритные показатели. Повышение температуры газов после КС ограничивается возможностями прочности материалов лопаток первой ступени турбины.

Нетрадиционным путем повышения эффективного КПД ГТУ является использование в них цикла с подводом теплоты в КС по изохоре, т.к. из термодинамики известно, что он имеет более высокий термический КПД [1]. Здесь наблюдаются циклические процессы нагрева лопаток первой ступени турбины газами из КС и их охлаждения продувочным воздухом из компрессора, по своему характеру аналогичные процессами в ДВС. Поэтому в цикле ГТУ с изохорным теплоподводом возможно получение более высокой температуры газов в КС при окончании сгорания по сравнению с традиционным циклом с подводом теплоты в КС при $p = const$.

Постановка задачи

В настоящей работе поставлена задача проведения сравнительного термодинамического анализа циклов реальной многокамерной ГТУ с подводом теплоты в КС при $V = const$ и эквивалентной ей ГТУ с изобарным теплоподводом. Под эквивалентной здесь понимается ГТУ одинаковой мощности, работающая при аналогичной степени повышения давления в компрессоре и имеющая температуру газов перед турбиной, равную среднецикловой температуре ГТУ $V = const$.

Обобщенная схема двухвальной ГТУ с подводом теплоты в камеру сгорания при $V = const$ приведена на рис. 1. Здесь К – компрессор; КС – камера сгорания; ТК – турбина турбокомпрессора; СТ – силовая турбина; P1 – впускной ресивер; P2 – выпускной ресивер; P3 – ресивер между турбинами. Камера сгорания может состоять как из одной, так и из нескольких камер, работающих параллельно или со сдвигом относительно друг друга по углу поворота выходного вала установки. Кроме того, на схеме обозначен возможный теплообменник-регенератор (ТО) и в случае его применения пунктирными линиями – изменение направления движения рабочих тел.

Параметры рабочего процесса ГТУ с изохорным теплоподводом во всех точках цикла, в отличие от традиционной ГТУ $p = const$, зависят от угла поворота выходного вала установки. Поэтому получения значений параметров в термодинамическом анализе цикла будет использована разработанная математическая модель рабочего процесса многокамерной ГТУ с изохорным теплоподводом [2].

Анализ цикла многокамерной ГТУ без регенерации

Первоначально исследовалась шестикамерная ГТУ с подводом теплоты при $V = const$ без регенератора [3]. При этом каждая камера сгорания работала относительно соседней со сдвигом фаз газораспределения на 60° . В первой камере сгорания фазы газораспределения по углу поворота выходного вала были следующими: закрытие выпускного клапана (точка "v" = 0°); открытие выпускного клапана (точка "e" = 60°); открытие впускного клапана (точка "d" = 120°); закрытие впускного клапана (точка "d₁" = 360°).

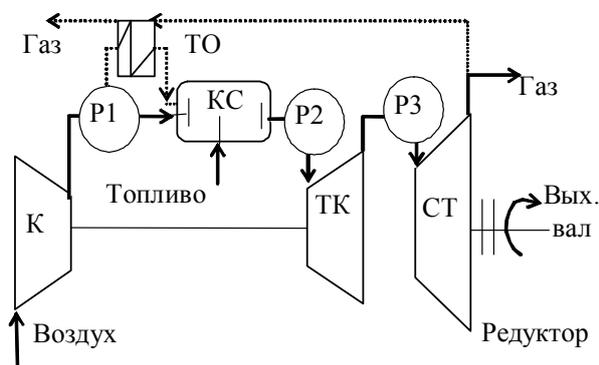


Рис. 1. Обобщенная схема двухвальной ГТУ с изохорным теплоподводом

Для расчета процессов в элементах установки использовались их геометрические характеристики. Процессы впуска и выпуска из клапанов камеры сгорания принимались адиабатными необратимыми с учетом коэффициентов расхода в каждый момент времени. При этом в камерах сгорания учитывались потери теплоты в окружающую среду. Все термодинамические параметры в цикле определялись с учетом изменения состава газов в элементах.

В качестве параметров исследуемой ГТУ без регенератора были приняты: стандартные атмосферные условия окружающей среды (точка "0") – ($T_0 = 293 \text{ K}$; $p_0 = 0,1 \text{ МПа}$); потери давления на

выхлопе установки $\Delta p_{\text{вых}} = 3000 \text{ Па}$; среднецикловая температура воздуха и газов соответственно во впускном ресивере $P1$ $T_s = 517 \text{ K}$ и в выпускном ресивере $P2$ $T_T = 1373 \text{ K}$; относительный внутренний КПД компрессора $\eta_k = 0,85$, турбины компрессора $\eta_T = 0,87$, силовой турбины $\eta_{ст} = 0,89$.

Термодинамический цикл реальной ГТУ с подводом теплоты при $V = const$ можно представить в виде индикаторной диаграммы $p-v$ -координатах (см. рис. 2). Данный цикл можно условно разбить на две части:

1. Процессы в камерах сгорания (цикл $v-e-d-v$). Здесь $v-e$ – подвод теплоты в камере сгорания при постоянном объеме, т.е. при закрытых впускном и выпускном клапанах; $e-d$ выпуск отработавших газов через выпускной клапан при закрытом впускном клапане; $d-v$ – продувка КС свежим зарядом.

2. Процессы в турбокомпрессорной части (цикл $0-s-v-t-ст-от-0$). Здесь $0-s$ – адиабатное необратимое сжатие воздуха в компрессоре; $s-v$ – впуск рабочего тела через впускной клапан; $v-t$ – условный подвод теплоты к турбокомпрессорной части установки; $t-ст$ – адиабатное необратимое расширение газов в турбине компрессора; $ст-от$ – адиабатное необратимое расширение газов в силовой турбине с совершением полезной работы; $от-0$ – изобарный отвод теплоты в окружающую среду.

Как видно из рис. 2, цикл турбокомпрессорной части реальной ГТУ с изохорным подводом теплоты ($0-s-v-t-ст-от-0$) близок к циклу с изобарным подводом теплоты. Термодинамический анализ показал, что эффективные КПД обеих установок практически равны и составляют около 25%. Удельная полезная работа ГТУ с подводом теплоты при $V = const$ приблизительно на 10% ниже, чем эквивалентной ГТУ с изобарным теплоподводом. При этом уменьшение удельной полезной работы в ГТУ с изохорным подводом теплоты объясняется наличием фазы продувки

свежим зарядом камеры сгорания, для чего требуется воздух в количестве 20÷50% расхода воздуха через компрессор. Данный цикл был построен для коэффициента продувки $P = 1,4$. При увеличении продувочного воздуха удельная работа и эффективный КПД цикла ГТУ с $V = const$ уменьшаться.

Анализ цикла многокамерной ГТУ с регенерацией

Вторым этапом исследования было проведение термодинамического анализа цикла многокамерной ГТУ с изохорным теплоподводом и регенерацией. Анализ проводился при тех же допущениях и исходных данных, что и анализ цикла без регенерации.

Исключение составляет параметр продувки камер свежим зарядом, который в данном случае был принят минимальным, т.е. $P = 1,2$, т.к. в случае использования регенератора применение большого коэффициента продувки не является эффективным. Степень регенерации была принята $\sigma = 0,75$. Полученный термодинамический цикл представлен на рис. 3. Как следует из рис. 3, применение регенерации в цикле ГТУ $V = const$ уменьшает долю подвода теплоты в основной его части. Кроме того, наблюдается дополнительный подвод теплоты от регенератора в турбокомпрессорной части (в данном случае цикл 0–к–s–v–t–ст–от–0) на участке к–s.

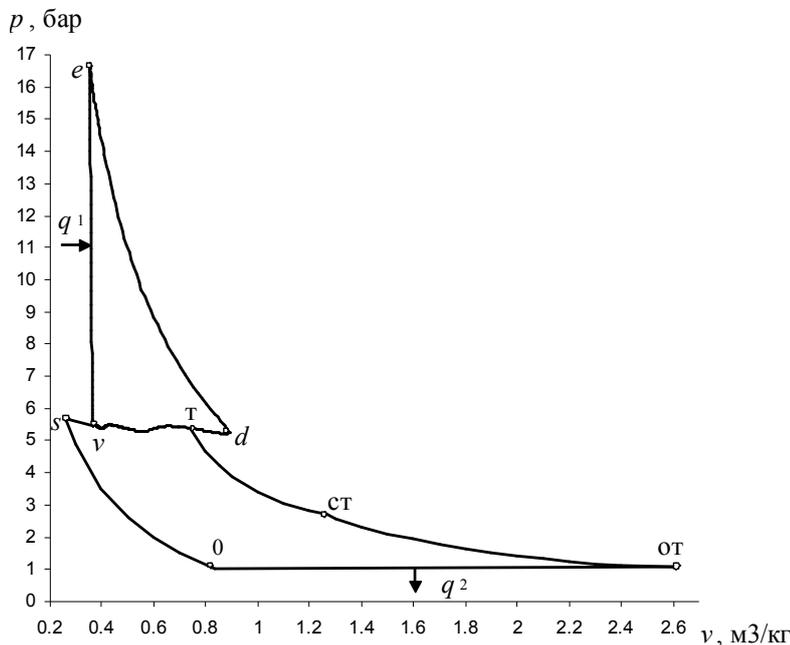


Рис. 2 Термодинамический цикл ГТУ с изохорным теплоподводом

Проведенные расчетные исследования показали, что эффективный КПД в цикле ГТУ с изохорным теплоподводом и регенерацией составляет свыше 37%. При этом эффективный КПД эквивалентной ГТУ $p = const$ ниже (35,5%). Как и в предыдущем случае, удельная полезная работа ГТУ $V = const$

ниже, чем у эквивалентной установки с подводом теплоты в КС при $p = const$. Однако здесь разность абсолютных значений удельных работ меньше и составляет 5%.

На базе разработанной математической модели, методики и алгоритмов анализа эффективности воз-

