

УДК 621.415

Оптимальное давление для интеркулера и регенератора тепла в составе цикла Брайтона: эксергетический и энергетический анализы

Т. Адibi¹, О. Адibi²

¹Бонабский университет, Бонаб, Иран

²Технологический университет им. Шарифа, Тегеран, Иран

E-mail: tohidadibi@gmail.com

В работе представлены энергетический и эксергетический анализы для необратимого цикла Брайтона, который построен на совокупности регенератора тепла, устройства повторного нагрева и интеркулера. На основе первого и второго законов термодинамики проведен анализ влияния компонентов системы на эффективность цикла. Оценены эксергетические потери для компонентов цикла и полные эксергетические потери для необратимого цикла Брайтона для различных условий. Также оценено оптимальное давление для интеркулера и для устройства повторного нагрева для различных условий. Для этого с помощью компьютерных программ проводилось численное моделирование необратимого цикла Брайтона. В рамках такого численного подхода оптимальное давление вычислялось на основе первого и второго законов термодинамики. Результаты вариантов моделирования сравнивались с величиной среднего геометрического для максимального и минимального давлений в цикле Брайтона.

Ключевые слова: необратимый цикл Брайтона, КПД, эксергия, оптимальное давление.

Введение

В энергетических установках широко применяется цикл Брайтона. В связи с этим повышение КПД цикла Брайтона является актуальной задачей. Также для указанных систем необходимо проводить эксергетический анализ с целью дальнейшего их перепроектирования для оптимизации и уменьшения эксергетических потерь. В работе [1] была представлена инновационная энергетическая конфигурация: комбинация брайтоновского цикла с рекуперацией посредством промежуточного охлаждения и обратного цикла Брайтона с регенерацией тепла перед осуществлением обратного цикла. Авторы обнаружили, что использование интеркулера и наличие процесса рекуперации помогает увеличить эксергетическое КПД, если отношение давлений (PR) изменяется в определенном интервале. В публикации [2] авторы представили разработанную математическую модель для необратимого цикла Брайтона (IRBC) в условиях рекуперации, промежуточного теплообмена и повторного нагрева. Такой рабочий цикл подвергся оптимизации для максимизации экологической функции. Это достигалось поиском оптимальных температур для цикла и для отношения давлений (PR) для первой стадии сжатия и первой стадии расширения. В работе [3] изучалась эффективность цикла IRBC системы, связанной с тепловыми резервуарами с постоянной температурой; моделирование про-

водилось с помощью теории термодинамики конечного времени. Авторы [4] изучали три конфигурации для реализации открытого цикла Брайтона: цикл рекуперации, цикл рекуперации с повторным нагревом и необратимый цикл Брайтона (IRBC). Эти циклы сравнивались по максимальным значениям теплового КПД, максимальным значениям работы и по минимальному приросту энтропии. В исследовании [5] рассматривалась возможность эксергетического анализа для рекуперативного теплообменника при изменении базовой температуры. В работе [6] проводился эксергетический анализ для микроорганизмов. Авторы нашли максимальное использование эксергии для предложенной системы. В работе [7] был выполнен энергетический и эксергетический анализы топливной системы. Расчет проводился при изменении массового и теплоэнергетического потоков топлива. Было показано, что тепловой баланс зависит от различных компонент авиационного комплекса с учетом теплового контроля, и он существенно влияет на летно-технические характеристики летательного аппарата.

В работе [8] авторами было выполнено моделирование регенеративного органического цикла Ренкина. Оно основывалось на первом и втором законах термодинамики. В качестве рабочей жидкости была выбрана вода. Оптимизация регенеративного цикла по процедуре эволюционного алгоритма представлена в публикации [9]. Данная оптимизация проводилась по двум целевым функциям. Первая целевая функция была основана на энергии, вторая — на эксергии. В работе [10] проводилось численное моделирование ТЭЦ, работающей по необратимому циклу Ренкина. В качестве конкретного примера моделирования была выбрана ТЭЦ в городе Керман (Иран).

В исследовании [11] одновременно проводились эксергетический анализ, оценка тепло-экономических параметров для парогазовой энергетической установки, а также эксергетический анализ, комбинированный с пинч-методом. В работе [12] с помощью анализа эксергии изучалась геосолнечная технология накопления энергии. В работе [13] проводился расчет эксергии для цикла Брайтона. Авторы изучали газотурбинную ТЭЦ на основе обратного цикла Брайтона для охлаждения воздуха на входе в компрессор. Здесь цикл рассчитывался на основе первого и второго законов термодинамики. В работе [14] была проанализирована декомпрессия для двуокиси углерода в сверхкритическом состоянии на основе цикла Брайтона. В этом случае рабочий цикл был интегрирован в солнечную электростанцию через тепловую накопительную систему в виде двух емкостей.

Необратимый цикл Брайтона для тепловой машины (с регенерацией, интеркулером и повторным нагревом) изучался в работе [15]. В публикации также приведен подробный параметрический анализ этой задачи. Авторы рассчитали и проанализировали следующие оптимальные рабочие параметры: выходную температуру газовой турбины, параметры промежуточного охлаждения, параметры повторного нагрева и отношение давлений для цикла. Цель анализа заключалась в максимизации выходной мощности и соответствующего КПД. В работе [16] использовались принципы термодинамики конечного времени и минимизации прироста энтропии. Исследование было посвящено оптимизации мощности через поиск оптимальных распределений тепловых потоков для четырех теплообменников при фиксированной общей способности теплообменной системы, а также за счет оптимизации отношения давлений для интеркулеров. Авторами [17] для расчета газотурбинной ТЭЦ применялись принципы расчета энергии и эксергии. Было установлено, что газотурбинная ТЭЦ с промежуточным охлаждением обеспечивает более высокую эффективность по сравнению с обычной газотурбинной ТЭЦ. В работе [18] проводилось исследование по оптимизации с помощью эксергетического анализа для ТЭЦ на основе цикла Брайтона в сочетании с тепло-аккумуляторами переменной температуры. В работе [19] представлено оптимизационно-параметрическое исследование для тепловой машины с циклом Брайтона (с повторным нагревом и регенерацией). Здесь изучалось влияние входной температуры для компрессора и турбины,

повышение температуры в стадии многоступенчатого сжатия, эффективность отдельных компонент и выходное давление турбины повторного нагрева. В исследовании [20] рассматривался рабочий цикл, основанный на смешении изотермической концепции и двойного цикла Брайтона. Эти подходы считаются перспективными для повышения эффективности газотурбинной установки (ГТУ). Указанный рабочий цикл состоит из повышающего цикла для газовой турбины с изотермическим горением газа и понижающего цикла воздушной турбины с изотермическим нагревом. Компьютерное моделирование показывает, что такой цикл обеспечивает более высокий КПД установки.

В работе [21] рассматривалась оптимизация регенеративного замкнутого цикла Брайтона с целью максимизации мощности. Оптимизация строилась на выходной мощности в качестве целевой функции с использованием генетического алгоритма. Для оценки временных и пространственных ограничений в данной задаче использовался параметр безразмерного массового потока. В исследовании [22] рассматривался новый комбинированный цикл для генерации мощности от системы солнечно-тепловых установок. Была предложена система, содержащая замкнутый цикл Брайтона, в котором гелий являлся рабочим телом, и два цикла Ренкина на органическом теплоносителе, которые использовались для рекуперации отработанного тепла после цикла Брайтона. Для термодинамического анализа этой системы применялись первый и второй законы термодинамики. В работе [23] изучалась оптимизация цикла Брайтона от солнечно-теплого источника. Проведенный анализ основывался на втором законе термодинамики и его связи с конструкцией теплообменников в системе.

В работе [24] изучалась термодинамика цикла Брайтона с рабочим телом в виде расплавленного карбоната, результаты оптимизации сводились к списку норм. Рассматривались четыре целевых функции: КПД энергии, плотность мощности, темп уменьшения эксергии и плотность экологического функционала; изучались четыре основных параметра и их влияние на цикл Брайтона, включая входную температуру для компрессора, входную температуру газа для турбины (цикл Брайтона), площадь контактной пластины и плотность тока в топливном элементе. В публикации [25] исследовалась гибридная тепловая машина на основе цикла Брайтона, как перспективный вариант для генерации мощности. В качестве рабочей среды рассматривалась двуокись углерода в сверхкритическом состоянии. Было установлено, что этот вариант имеет некоторые преимущества по сравнению с обычным циклом Брайтона с воздухом в виде рабочей среды. Для указанной гибридной системы рассматривались экологические нормативы, среди которых были экологическая целевая функция, индикатор устойчивости по эксергии, а также основные термодинамические параметры.

В работе [26] с помощью пинч-анализа изучался промышленный процесс гидрокрекинга нефти. Такой анализ оказался удобным инструментом для исследования тепловой интеграции процесса. Гидрокрекинг — это важнейший процесс на нефтеперерабатывающих установках, и увеличение его эффективности остается первостепенной задачей. В публикации [27] рассматривался вопрос увеличения КПД газотурбинной установки. Обычный подход состоит в уменьшении температуры воздуха на входе до уровня 15 °С. Авторы же предложили наряду с охлаждением воздуха на входе использовать альтернативную конфигурацию регенератора энергии, что позволило повысить КПД газотурбинной установки. В работе [28] представлены термодинамические исследования конструкции из одиннадцати взаимодействующих газотурбинных установок по первому и второму законам термодинамики. Авторы провели энергетический и эксергетический анализы с помощью реальных данных, полученных для такой системы. Они вычисляли потерю энергии и эксергии для каждой единицы газотурбинной станции. Анализ по балансу энергии показал, что камера сгорания и турбина — это компоненты с самой высокой потерей энергии на такой комплексной станции.

Оптимизация газотурбинной установки изучалась также в работе [29]. Было выбрано восемь расчетных параметров для задачи оптимизации. Авторы использовали типовой алгоритм для максимизации КПД по эксергии. В исследовании [30] была рассмотрена инновационная система для солнечной энергетики. С помощью компьютерного моделирования была получена оценка КПД по энергии и эксергии. Оптимальные точки работы станции определялись с помощью оптимизации по эксергии. Компьютерное моделирование проводилось также в работе [31] для рекуператора с плоским оребрением для 200-киловаттной микротурбины. Здесь были выбраны для оптимизации три важных целевых функции: КПД по эксергии, перепад давления и общие расходы. Также для оптимизации авторы использовали генетический алгоритм.

В представленной работе рассматривается необратимый цикл Брайтона (IRBC) с регенератором, интеркулером и повторным нагревателем, для которого применяется программа решения проектной формулы. Целью моделирования является определение общей потери эксергии и КПД цикла IRBC. Эти параметры зависят от эффективности основных компонентов установки: турбины, интеркулера, регенератора, устройства повторного нагрева. Кроме того, эксергетические потери и эффективность рабочего цикла зависят от давления в интеркулере и в устройстве повторного нагрева. В работе вычисляется оптимальное давление (если такое существует) для различных условий рабочего цикла. Оптимальное давление определяется двумя способами. В первом случае оптимальное давление — это давление, обеспечивающее максимальный КПД цикла, во втором случае это давление, при котором полные эксергетические потери минимальны.

1. Основные уравнения и моделирование

Схема цикла IRBC с регенератором, интеркулером и повторным нагревом приведена на рис. 1. В представленном исследовании рассчитываются различные состояния цикла IRBC.

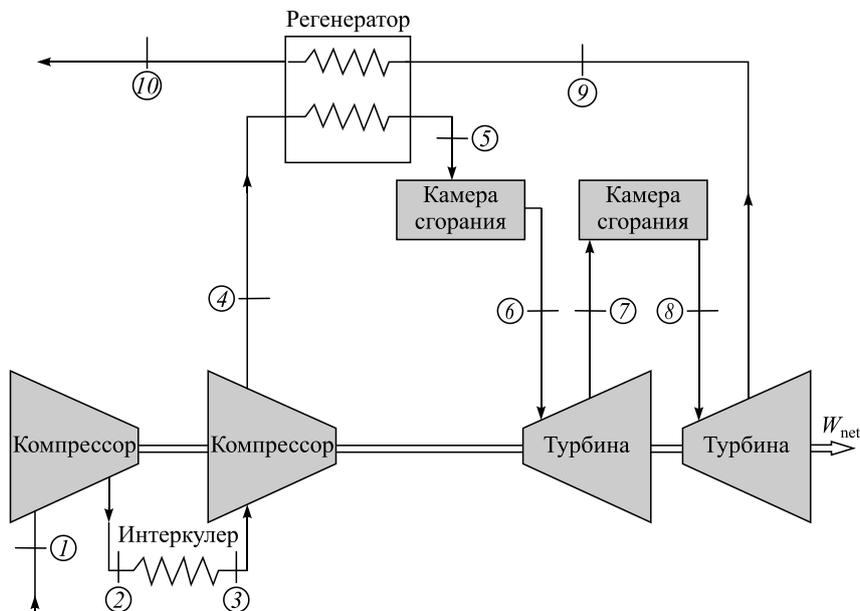


Рис. 1. Цикл IRBC с повторным нагревом, регенератором и интеркулером.

Параметр работы для компрессора вычисляется из уравнений

$$\begin{aligned}w_{c1} &= \dot{m}(h_2 - h_1), \\w_{c2} &= \dot{m}(h_4 - h_3), \\w_c &= w_{c1} + w_{c2}.\end{aligned}\quad (1)$$

Обмен тепла в камере сгорания рассчитывается как

$$\begin{aligned}q_1 &= \dot{m}(h_6 - h_5), \\q_2 &= \dot{m}(h_8 - h_7), \\q &= q_1 + q_2.\end{aligned}\quad (2)$$

Параметр работы для турбин вычисляется из уравнений

$$\begin{aligned}w_{t1} &= \dot{m}(h_6 - h_7), \\w_{t2} &= \dot{m}(h_8 - h_9), \\W_t &= w_{t1} + w_{t2}.\end{aligned}\quad (3)$$

В идеальном случае процессы в турбинах и компрессорах являются изэнтропными, а в реальном случае работа для компрессора и турбины рассчитывается следующим образом:

$$\eta_c = \frac{w_{cs}}{w_{ca}}, \quad \eta_t = \frac{w_{ta}}{w_{ts}}.\quad (4)$$

Потоки в интеркулере, внутри камеры сгорания и в регенераторе считаются изобарическими. КПД регенератора определяется из соотношения

$$\eta_r = \frac{T_5 - T_4}{T_9 - T_4}.\quad (5)$$

Теплоперенос в интеркулере обеспечивается циклом охлаждения, который обычно имеет высокую стоимость. Кроме того, если цикл охлаждения является циклом сжатия, то потребляемую компрессором работу также следует учитывать. Если это цикл абсорбции, то он использует работу компрессора и потребляет тепло регенератора, что также следует учесть при расчетах. Все это принимается во внимание при нахождении оптимального состояния. Однако возможно рассматривать интеркулер как простой теплообменник, который отдает тепло во внешнюю среду. В настоящем исследовании этот вариант рассматривается тоже. В этом случае КПД интеркулера определяется по формуле

$$\eta_{in} = \frac{T_2 - T_3}{T_2 - T_\infty}.\quad (6)$$

КПД цикла находится из соотношения

$$\eta = \frac{w_t - w_c}{q}.\quad (7)$$

Эксергетические потери вычисляются по формуле

$$W_{loss} = W_{rev} - W_{act}.\quad (8)$$

Для случая стационарного процесса обратимая работа рассчитывается как

$$\dot{W}_{rev}/\dot{m} = (1 - T_\infty/T_j)q_j + (h_{toti} - T_\infty S_i) - (h_{tote} - T_\infty S_e).\quad (9)$$

Для случая необратимого стационарного процесса потеря энергии находится по формуле

$$\frac{\dot{W}_{\text{loss}}}{m} = \left(-\frac{T_{\infty}}{T_J} \right) q_J + T_{\infty} (S_e - S_i). \quad (10)$$

2. Результаты и обсуждение

Расчеты необратимого цикла Брайтона (IRBC) проводились для серии различных условий. Общая информация для первого расчета приведена в табл. 1. Результаты расчета приведены в табл. 2 и 3.

Полные эксергетические потери и КПД цикла в зависимости от давления в интеркулере показаны на рис. 2. Обе кривые имеют оптимальные точки, но они не совпадают.

Полные эксергетические потери и КПД для вариантов реализации цикла как функции давления в повторном нагревателе показаны на рис. 3. Видно, что КПД цикла имеет максимум при оптимальном давлении. Полные эксергетические потери для цикла уменьшаются с ростом давления в установке повторного нагрева, но оптимального давления на кривых для них не наблюдается.

Изменение эксергетических потерь в компрессорах, интеркулере и регенераторе тепла показано на рис. 4. Эксергетические потери в первом компрессоре, интеркулере и регенераторе тепла увеличиваются с ростом давления в интеркулере. Потери эксергии

Таблица 1
Общие данные для расчета цикла Брайтона

Параметры	Значения
КПД турбин	0,8
КПД компрессоров	0,8
КПД интеркулера	0,8
КПД блока регенерации	0,8
$P(1)$, кПа	100
$T(1)$, °C	25
$P(2)$, кПа	300
$P(4)$, кПа	900
$T(6)$, °C	1000
$P(7)$, кПа	300
$P(9)$, кПа	100

Таблица 2
Энтальпия, давление, энтропия и температура для каждой точки расчетного цикла IRBC

h , кДж/кг	P , кПа	s , кДж/(кг·К)	T , °C
298,6	100	5,699	25
436,6	300	5,765	161,6
326	300	5,472	52,33
476,8	900	5,538	201
955,9	900	6,246	647
1364	900	6,621	1000
1083	300	6,691	758,6
1364	300	6,936	1000
1083	100	7,006	758,6
592,3	100	6,387	312,5

Таблица 3
Результаты расчетов для цикла IRBC

Параметры	Значения	Параметры	Значения
КПД цикла IRBC	0,3979	Эксергетические потери, рассчитанные для первой турбины, кДж/кг	20,96
Теплоперенос в камеру сгорания, кДж/кг	408,4	Эксергетические потери, рассчитанные для второй турбины, кДж/кг	20,96
Теплоперенос к повторному нагревателю, кДж/кг	281,7	Эксергетические потери в камере сгорания, кДж/кг	16,11
Отвод теплоты от интеркулера, кДж/кг	110,5	Эксергетические потери для повторного нагревателя, кДж/кг	7,068
Работа для первого компрессора, кДж/кг	138	Потеря эксергии для первого компрессора, кДж/кг	19,5
Работа для второго компрессора, кДж/кг	150,8	Потеря эксергии для второго компрессора, кДж/кг	19,53
Работа для первой ГТУ, кДж/кг	281,7	Потеря эксергии в интеркулере, кДж/кг	23,39
Работа для второй ГТУ, кДж/кг	281,7	Потеря эксергии в регенераторе тепла, кДж/кг	26,39
Полная потеря эксергии, кДж/кг	424,4	–	–

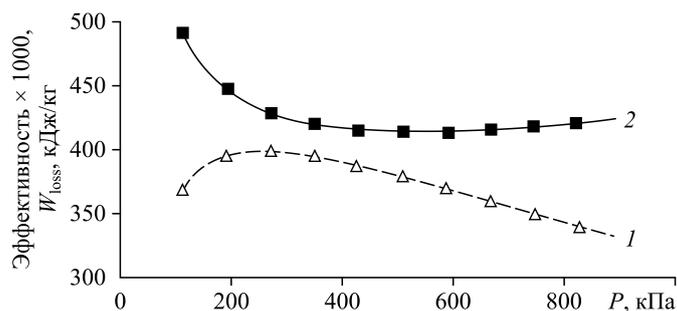


Рис. 2. КПД и полные эксергетические потери для IRBC-цикла как функции давления в интеркулере.

1 — η_{1000} , 2 — W_{loss} .

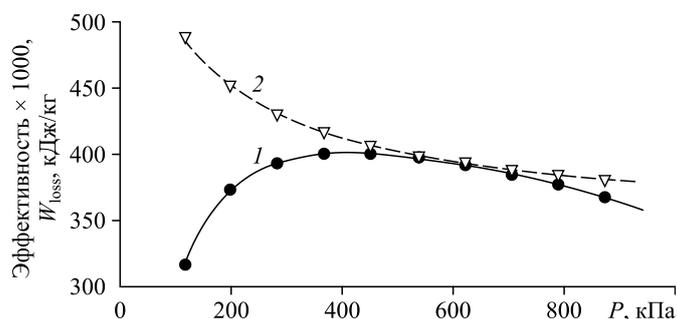


Рис. 3. КПД и полные эксергетические потери для IRBC-цикла как функции давления в устройстве повторного нагрева.

1 — η_{1000} , 2 — W_{loss} .

во втором компрессоре уменьшаются с ростом давления в интеркулере. Из-за роста давления в интеркулере значение соотношения давлений PR для первого компрессора увеличивается, а для второго — уменьшается. Поэтому идеальная и реальная работы для первого компрессора увеличиваются, а для второго — уменьшаются. Затем эксергетические потери для первого компрессора увеличиваются, а для следующего — уменьшаются. Увеличение давления в интеркулере способствует повышению температуры на выходе из первого компрессора. Вследствие этого потери тепла от интеркулера в атмосферу возрастают. Соответственно, эксергетические потери в интеркулере увеличиваются.

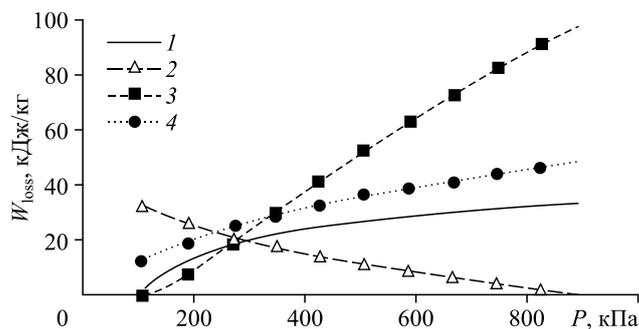


Рис. 4. Эксергетические потери в интеркулере и регенераторе тепла в зависимости от давления в интеркулере.

1 — компрессор 1, 2 — компрессор 2,
3 — интеркулер, 4 — регенератор.

Рис. 3.

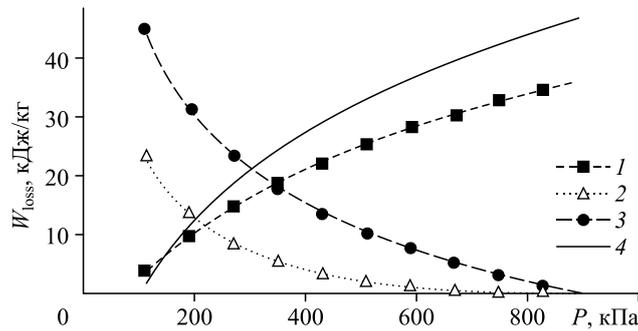


Рис. 5. Эксергетические потери в камерах сгорания и в ГТУ как функция давления в установке повторного нагрева.

1 — компрессор 1, 2 — компрессор 2,
3 — турбина 1, 4 — турбина 2.

Изменение эксергетических потерь в камерах сгорания и в ГТУ как функция давления в установке повторного нагрева изображено на рис. 5. Эксергетические потери в первой ГТУ и во второй камере сгорания уменьшаются с ростом давления в установке повторного нагрева. Напротив, эксергетические потери во второй ГТУ и первой камере сгорания увеличиваются с ростом давления в данной установке. Из-за уменьшения давления в установке повторного нагрева соотношение давлений PR для первой ГТУ возрастает, а для второй — уменьшается. При этом идеальная и реальная работы для первой ГТУ увеличивается, а для второй ГТУ — уменьшаются. Эксергетические потери для первой ГТУ увеличиваются, а для второй — уменьшаются. Увеличение давления в установке повторного нагрева способствует увеличению температуры на выходе первой ГТУ. Таким образом, перенос тепла ко второй установке повторного нагрева (ко второй камере сгорания) возрастает. Следовательно, эксергетические потери во второй камере сгорания возрастают.

Полные эксергетические потери для цикла IRBC зависят от различных параметров. Рассмотрим влияние этих параметров. Так, зависимость полных эксергетических потерь для цикла IRBC от КПД компрессоров показана на рис. 6. Видно, что потери увеличиваются с ростом КПД. Процесс повышения давления в высокоэффективных компрессорах близок к идеальному процессу, который для компрессоров и ГТУ является изоэнтропным. В этих условиях эксергетические потери в компрессоре и ГТУ равны нулю и общие эксергетические потери для рабочего цикла будут минимальными (см. рис. 6 и 7). Полные эксергетические потери как функция КПД ГТУ показаны на рис. 7. Как было указано выше, идеальный процесс для ГТУ — это изоэнтропный цикл, поэтому полные эксергетические потери для IRBC цикла уменьшаются с ростом КПД ГТУ.

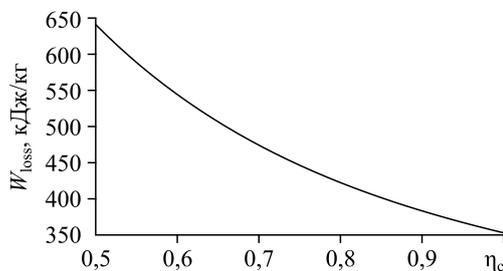


Рис. 6. Полные эксергетические потери для цикла IRBC как функция КПД компрессоров.

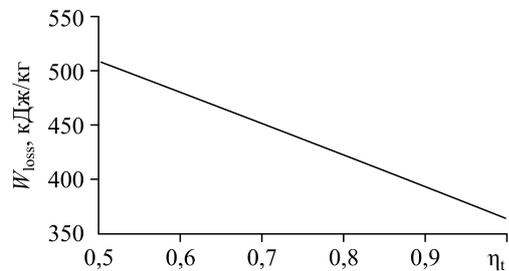


Рис. 7. Полные эксергетические потери для цикла как функция КПД ГТУ.

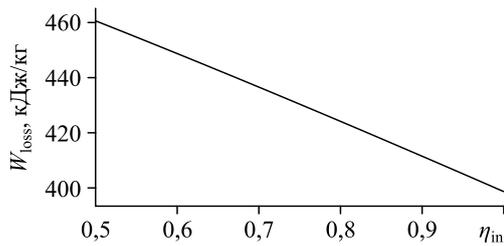


Рис. 8. Полные эксергетические потери для цикла IRBC как функция КПД интеркулера.

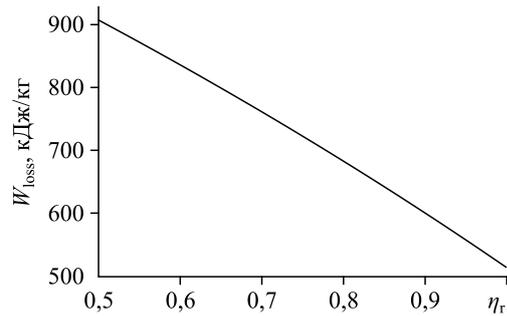


Рис. 9. Полные эксергетические потери для цикла IRBC как функция КПД регенератора тепла.

Полные эксергетические потери в зависимости от КПД интеркулера и регенератора тепла приведены на рис. 8 и 9. Здесь, как и в случае зависимости полных эксергетических потерь от эффективности ГТУ и компрессора, полные эксергетические потери для цикла Брайтона уменьшаются с ростом КПД интеркулера и регенератора тепла. Снижение разницы температур увеличивает КПД интеркулера и регенератора тепла, и в то же время увеличивает полные эксергетические потери для IRBC-цикла.

Согласно данным, приведенным на рис. 2, давление для интеркулера оптимально либо когда общие эксергетические потери цикла достигают минимума, либо при максимальном КПД цикла. Эти два оптимума не совпадают. Также оптимальные значения давления зависят от КПД газовых турбин, интеркулера и регенератора тепла. Кривые оптимального давления как функции КПД компрессоров показаны на рис. 10. Оптимальное давление, полученное на основе эксергии и КПД, уменьшается при повышении КПД компрессоров. Кривая оптимального давления, основанного на втором законе термодинамики (эксергия), выше, чем аналогичная кривая, построенная по первому закону термодинамики (анализ КПД). Оптимальное давление, основанное на эксергии, больше, чем геометрическое среднее низкого и высокого давлений ($\sqrt{p_{\text{low}} p_{\text{high}}}$) для необратимого цикла Брайтона (ГС-НВД). Оптимальное давление, рассчитанное из данных по КПД, меньше, чем величина ГС-НВД. Следует отметить, что наклон кривой для оптимального давления, вычисленного на основе эксергии, выше, чем наклон кривой, вычисленной на основе КПД.

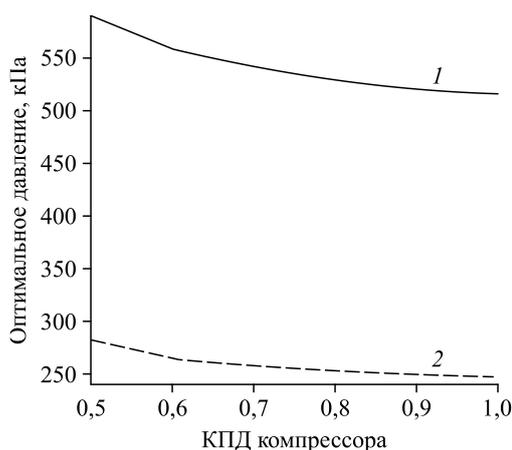


Рис. 10. Оптимальное давление в интеркулере как функция КПД компрессора. Расчет на основе эксергии (1) и КПД (2).

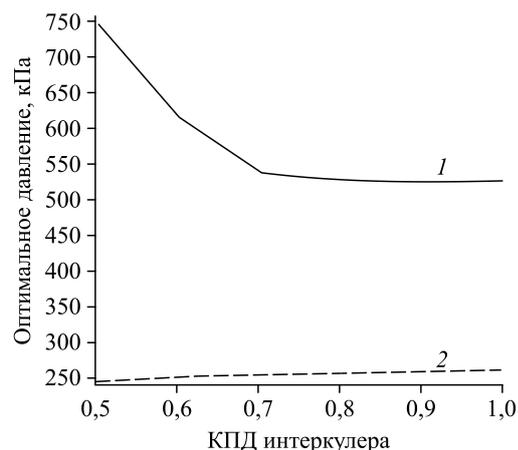


Рис. 11. Оптимальное давление для интеркулера в зависимости от КПД интеркулера. Расчет на основе эксергии (1) и КПД (2).

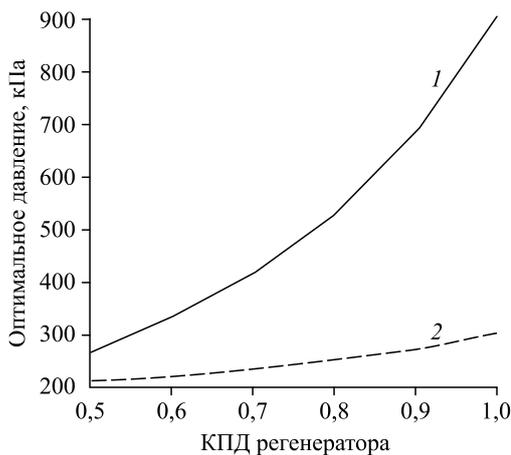


Рис. 12. Оптимальное давление для интеркулера в зависимости от эффективности регенератора.

Расчет на основе эксергии (1) и КПД (2).

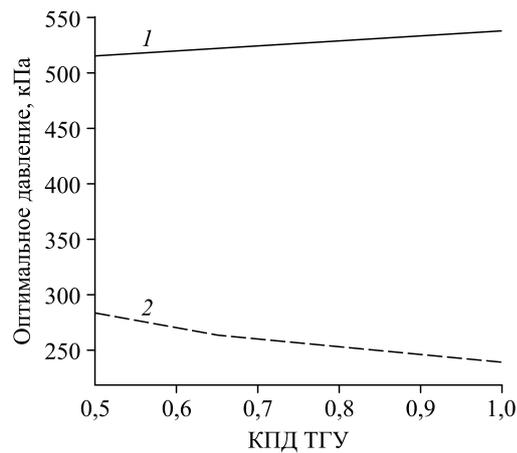


Рис. 13. Оптимальное давление в интеркулере как функция КПД ГТУ.

Расчет на основе эксергии (1) и КПД (2).

На рис. 11 показана кривая оптимального давления в зависимости от КПД интеркулера. При уменьшении КПД интеркулера оптимальное давление, вычисленное из эксергии, увеличивается, а оптимальное давление, вычисленное из КПД, уменьшается. Наклон кривой оптимального давления, рассчитанного из эксергии, выше, чем аналогичный наклон, полученный на основе КПД. Здесь, как и для кривых, приведенных на рис. 10, оптимальное давление, рассчитанное из данных КПД, ниже, чем величина ГС-НВД, а оптимальное давление, рассчитанное из данных эксергии, еще выше.

На рис. 12 показана кривая для оптимального давления как функция КПД интеркулера. В отличие от данных, приведенных на рис. 10, на рис. 12 представлены возрастающие кривые для обоих вариантов расчета. Как и для данных расчета, изображенных на рис. 10, 11, на рис. 12 наклон кривой оптимального давления, рассчитанного по эксергии, больше, чем наклон аналогичной кривой, построенной по данным КПД. Следует отметить еще одно сходство между кривыми на рис. 10 и 11: оптимальное давление, рассчитанное по эксергии, выше, чем величина ГС-НВД, а оптимальное давление, рассчитанное на основе КПД, ниже этой величины.

На рис. 13 приведена кривая для расчета оптимального давления как функция КПД ГТУ. При увеличении КПД турбины оптимальное давление, рассчитанное из эксергии, возрастает, а оптимальное давление, рассчитанное по КПД, уменьшается. Наклон кривой для первого варианта расчета выше, чем для второго. Как и для графиков рис. 10 и 12, оптимальное давление, рассчитанное на основе данных по КПД, ниже параметра ГС-НВД, а второй вариант рассчитанного оптимального давления выше ГС-НВД.

Выводы

Приведены результаты исследования цикла Брайтона, схема которого включает интеркулер, регенератор тепла и устройство повторного нагрева рабочей среды. Для анализа данного цикла применялись первый и второй законы термодинамики. Каждый компонент цикла оценивался с точки зрения энергетического и эксергетического анализов. Полученные результаты показали, что КПД и полные эксергетические потери для необратимого цикла Брайтона зависят от давления в интеркулере и в регенераторе тепла. Кроме того, КПД и полные эксергетические потери цикла зависят от КПД основных компонентов системы: газовых турбин, компрессоров, интеркулера, регенератора тепла и устройства повторного нагрева. Полные эксергетические потери цикла имеют минимум при определенном давлении в интеркулере, такое давление называется оптимальным давлением,

выведенным из второго закона термодинамики. КПД необратимого цикла Брайтона имеет максимум при давлении, которое называется оптимальным, выведенным из первого закона термодинамики. Результаты показали, что значения этих двух величин не совпадают. Значения оптимальных давлений зависят от эффективности основных компонентов системы: ГТУ, компрессоров, интеркулера, регенератора тепла и устройства повторного нагрева. Показано, что оптимальное давление, вычисленное на основе эксергетического анализа, выше, чем среднее геометрическое для максимального и минимального давлений цикла Брайтона, кроме случая, когда КПД регенератора тепла имеет низкое значение. Однако оптимальное давление, вычисленное на основе КПД, всегда будет превышать СГ-НВД. Показано, что полные эксергетические потери для цикла уменьшаются с ростом давления в устройстве повторного нагрева, при этом указать оптимальное давление для устройства при расчете по эксергии не представляется возможным. С другой стороны, при расчете на основе КПД существует оптимальное давление для устройства повторного нагрева. Эффективность по СГ-НВД имеет максимум по оптимальному давлению при расчете по первому закону термодинамики.

Список литературы

1. **Chen L., Ni D., Zhang Z., Sun F.** Exergetic performance optimization for new combined intercooled regenerative Brayton and inverse Brayton cycles // *Applied Thermal Engng.* 2016. Vol. 102. P. 447–453.
2. **Del Rio Oliveira S., Luiz Scalon V., Pereira Repinaldo V.** Ecological optimization of an irreversible Brayton cycle with regeneration, inter-cooling and reheating // *Applied Mathematical Modelling.* 2015. Vol. 39, Iss. 22. P. 6830–6844.
3. **Chen L., Wang W., Sun F., Wu C.** Closed intercooled regenerator Brayton-cycle with constant-temperature heat-reservoirs // *Applied Energy.* 2004. Vol. 77. P. 429–446.
4. **Haseli Y.** Efficiency of irreversible Brayton cycles at minimum entropy generation // *Applied Mathematical Modelling.* 2016. Vol. 40, Iss. 19–20. P. 8366–8376.
5. **Martinaitis V., Streckiene G., Biekša D., Šiupsinškas G., Bielskus J.** Functional exergy efficiency of an air heat recovery exchanger under varying environmental temperature // *Intern. J. Exergy.* 2018. Vol. 25, No. 2. P. 93–116.
6. **Değerli B., Özilgen M.** The mode of interaction of the constituents of a microbial system determines the attainable exergy utilisation // *Intern. J. Exergy.* 2018. Vol. 25. P. 132–151.
7. **Yılanlı M., Altuntaş Ö., Açıkkaş E., Karakoc T.H.** Aircraft fuel system energy and exergy analysis under hot day conditions // *Intern. J. Exergy.* 2018. Vol. 25. P. 152–167.
8. **Ashouri M., Ahmadi M.H., Feidt M., Astarai F.R.** Exergy and energy analysis of a regenerative organic Rankine cycle based on flat plate solar collectors // *Mechanics & Industry.* 2017. Vol. 18. P. 217–1–217–15.
9. **Ahmadi M.A., Ashouri M., Sadatsakkak S.A., Ahmadi M.H.** Optimization performance of irreversible refrigerators base on evolutionary algorithm // *Mechanics & Industry.* 2016. Vol. 17. P. 209–1–209–8.
10. **Elahifar S., Assareh E., Nedaei M.** Exergy analysis and optimization of the Rankine cycle in steam power plants using the firefly algorithm // *Mechanics & Industry.* 2018. Vol. 19. P. 505–1–505–9.
11. **Manesh M.H.K., Rosen M.A.** Combined cycle and steam gas-fired power plant analysis through exergoeconomic and extended combined pinch and exergy methods // *J. Energy Engng.* 2018. Vol. 144. P. 04018010–1–04018010–17.
12. **Lingo L.E., Roy U.** Design for implementation strategy for designing a sustainable building using the geosolar exergy storage technology: case study // *J. Energy Engng.* 2015. Vol. 141. P. 04014018.
13. **Khalilq A.** Energetic and exergetic performance evaluation of a gas turbine-powered cogeneration system using reverse Brayton refrigeration cycle for inlet air cooling // *J. Energy Engng.* 2016. Vol. 142, No. 3. P. 04015029.
14. **Atif M., Al-Sulaiman F.A.** Energy and exergy analyses of recompression Brayton cycles integrated with a solar power tower through a two-tank thermal storage system // *J. Energy Engng.* 2018. Vol. 144, No. 4. P. 04018036.
15. **Tyagi S.K., Chen G.M., Wang Q., Kaushik S.C.** Thermodynamic analysis and parametric study of an irreversible regenerative-intercooled-reheat Brayton cycle // *Intern. J. Thermal Sci.* 2006. Vol. 45. P. 829–840.
16. **Wang W., Chen L., Sun F., Wu C.** Power optimization of an endoreversible closed intercooled regenerated Brayton-cycle coupled to variable-temperature heat-reservoirs // *Applied Energy.* 2005. Vol. 82. P. 181–195.
17. **Sanjay Ph.D., Prasad B.N.** Energy and exergy analysis of intercooled combustion-turbine based combined cycle power plant // *Energy.* 2013. Vol. 59. P. 277–284.
18. **Yang B., Chen L.G., Sun F.R.** Exergetic performance optimization of an endoreversible variable-temperature heat reservoirs intercooled regenerated Brayton cogeneration plant // *J. Energy Institute.* 2016. Vol. 89. P. 1–11.
19. **Chandramouli R., Srinivasa Rao M.S.S., Ramji K.** Parametric and optimization studies of reheat and regenerative Braysson cycle // *Energy.* 2015. Vol. 93, Part 2. P. 2146–2156.
20. **Abd El-Maksoud R.M.** Binary Brayton cycle with two isothermal processes // *Energy Conversion and Management.* 2013. Vol.73. P. 303–308.

21. **Naserian M.M., Farahat S., Sarhaddi F.** New exergy analysis of a regenerative closed Brayton cycle // *Energy Conversion and Management*. 2017. Vol. 134. P. 116–124.
22. **Zare V., Hasanzadeh M.** Energy and exergy analysis of a closed Brayton cycle-based combined cycle for solar power tower plants // *Energy Conversion and Management*. 2016. Vol. 128. P. 227–237.
23. **Jansen E., Bello-Ochende T., Meyer J.P.** Integrated solar thermal Brayton cycles with either one or two regenerative heat exchangers for maximum power output // *Energy*. 2015. Vol. 86. P. 737–748.
24. **Jokar M.A., Ahmadi M.H., Sharifpur M., Meyer J.P., Pourfayaz F., Ming T.** Thermodynamic evaluation and multi-objective optimization of molten carbonate fuel cell-supercritical CO₂ Brayton cycle hybrid system // *Energy Conversion and Management*. 2017. Vol. 153. P. 538–556.
25. **Açikkalp E.** Ecologic and sustainable objective thermodynamic evaluation of molten carbonate fuel cell-supercritical CO₂ Brayton cycle hybrid system // *Intern. J. Hydrogen Energy*. 2017. Vol. 42. P. 6272–6280.
26. **Fatemeh G.-C., Esmail G.** Application of exergy analysis to improve the heat integration efficiency in a hydro-cracking process // *Energy & Environment*. 2017. Vol. 28. P. 564–579.
27. **Kumar N.R., Krishna K.R., Raju A.V.S.R.** Performance improvement and exergy analysis of gas turbine power plant with alternative regenerator and intake air cooling // *Energy Engng*. 2007. Vol. 104. P. 36–53.
28. **Oyedepo S.O., Fagbenle R.O., Adefila S.S., Alam M.M.** Performance evaluation of selected gas turbine power plants in Nigeria using energy and exergy methods // *World J. Engng*. 2015. Vol. 12. P. 161–176.
29. **Hajabdollahi Z., Hajabdollahi H.** 4E analysis and multi-objective optimization of gas turbine CCHP plant with variable ambient temperature // *Energy Equipment and Systems*. 2017. Vol. 5. P. 285–298.
30. **Noorpoor A., Heidarnajad P., Hashemian N., Ghasemi A.** A thermodynamic model for exergetic performance and optimization of a solar and biomass-fuelled multigeneration system // *Energy Equipment and Systems*. 2016. Vol. 4. P. 281–289.
31. **Hanafizadeh P., Maghsoudi P.** Exergy, economy and pressure drop analyses for optimal design of recuperator used in microturbine // *Energy Equipment and Systems*. 2017. Vol. 5. P. 95–113.

*Статья поступила в редакцию 15 апреля 2019 г.,
после доработки — 15 апреля 2019 г.,
принята к публикации 10 февраля 2020 г.,
после дополнительной доработки — 14 августа 2020 г.*