



Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
«Магнитогорский государственный технический университет им. Г.И.Носова»

Т.Н. Пинтя

ЭКСЕРГЕТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ГАЗОТУРБИННОЙ УСТАНОВКИ

*Утверждено Редакционно-издательским советом университета
в качестве учебного пособия*

Магнитогорск
2013

УДК 621. 1. 016. 7 (075)
ББК 31. 31я 7
П 326

Рецензенты:

Генеральный директор ООО «Промэнергогаз» (г. Челябинск)
Б.В. Аграмов

Кандидат технических наук, доцент кафедры теплогазоснабжения,
вентиляции и водоснабжения, водоотведения,
ФГБОУ ВПО «Магнитогорский государственный технический
университет им. Г.И. Носова»
Г.Н. Трубицына

Пинтя Т.Н.

Эксергетический анализ газотурбинной установки [Электронный ресурс]: учебное пособие / Татьяна Николаевна Пинтя ; ФГБОУ ВПО «Магнитогорский государственный технический университет им. Г.И. Носова». – Электрон. текстовые дан. (0,32 Мб). – Магнитогорск : ФГБОУ ВПО «МГТУ», 2013. – 1 электрон. опт. диск (CD-R). – Систем. требования : IBM PC, любой, более 1 GHz ; 512 Мб RAM ; 10 Мб HDD ; MS Windows XP и выше ; Adobe Reader 8.0 и выше ; CD/DVD-ROM дисковод ; мышь. – Загл. с титул. экрана.

Учебное пособие посвящено анализу энергетической эффективности газотурбинной установки эксергетическим методом.

Пособие предназначено для бакалавров по направлениям 140100 «Теплоэнергетика и теплотехника» и 150400 «Металлургия», а также может быть использовано аспирантами и инженерами научно-исследовательских и конструкторских организаций, проектирующих теплоэнергетические установки.

УДК 621. 1. 016. 7 (075)
ББК 31. 31я 7
П 326

© Пинтя Т.Н., 2013
© ФГБОУ ВПО «Магнитогорский
государственный технический
университет им. Г.И. Носова», 2013

СОДЕРЖАНИЕ

ПРЕДИСЛОВИЕ	4
ВВЕДЕНИЕ	4
МЕТОДЫ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКОГО АНАЛИЗА ТЕПЛОЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК	5
МЕТОДИКА ЭКСЕРГЕТИЧЕСКОГО АНАЛИЗА ЭФФЕКТИВНОСТИ ТЕПЛОЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК	7
ЭКСЕРГЕТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ЦИКЛА ГАЗОТУРБИННОЙ УСТАНОВКИ ГТУ-100-750	10
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК	32

ПРЕДИСЛОВИЕ

Настоящее учебное пособие написано в соответствии с ФГОС ВПО по дисциплине «Техническая термодинамика» для бакалавров по направлениям 14010.62 «Теплоэнергетика и теплотехника» и 150400.62 «Металлургия», а также может быть использовано магистрами, аспирантами и инженерами научно-исследовательских и конструкторских организаций, проектирующих теплоэнергетические установки. В пособии рассматриваются методы термодинамического анализа – метод коэффициентов полезного действия, энтропийный и эксергетический. Последние два метода по существу эквивалентны и логично ставить вопрос о том, какой из этих методов удобнее, чем вопрос о том, какой из них правильнее. Энтропийный метод базируется на оценке потерь по отношению к обратимому (идеальному) циклу; эксергетический основан на оценке потерь в отдельных процессах по отношению к значению эксергии до и после процесса.

ВВЕДЕНИЕ

Оценка совершенства тепловых процессов, происходящих в теплоэнергетических установках, в настоящее время производится в основном путем составления на основе I закона термодинамики энергетического баланса. При этом, как известно, все виды энергии рассматриваются без учета различия их качества, т.е. практической пригодности (ценности). Между тем известно, что практическая ценность теплоты различна и имеет величину тем меньшую, чем ближе температура источника теплоты к температуре окружающей среды. Поэтому правильная оценка качества (практической пригодности) различных видов энергии возможна только при использовании II закона термодинамики.

В этом случае в качестве общего показателя различных видов энергии применяются понятие максимальной способности к совершению работы – эксергии.

Все энергетические процессы, реализуемые в технике, протекают необратимо, с определенной и безвозвратной потерей эксергии. Выявление и количественная оценка потерь эксергии, разработка и реализация методов их уменьшения являются главной задачей проектирования и эксплуатации систем теплоэнергоснабжения. Решение этой задачи наиболее эффективно на основе и по результатам составления эксергетического баланса.

МЕТОДЫ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКОГО АНАЛИЗА ТЕПЛОЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК

Термодинамический анализ теплоэнергетических установок дает возможность ответить на следующие вопросы:

1. Насколько велики необратимые потери в реальном цикле установки, как распределяются эти потери по отдельным элементам цикла, на усовершенствование какого элемента установки должно быть обращено первоочередное внимание с целью уменьшения степени необратимости процессов?

2. Насколько велик КПД обратимого цикла теплосиловой установки, от каких факторов он зависит и каковы пути его увеличения?

Одним из методов термодинамического анализа является метод сравнения КПД [П]: термического (η_t) и КПД цикла Карно (η_t^k)

$$\eta_t = \frac{q_1 - q_2}{q_1}; \quad \eta_t^k = \frac{T_1 - T_2}{T_1}.$$

Чем ближе по величине η_t к η_t^k , тем более совершенным является обратимый цикл теплосиловой установки.

Кроме того, при анализе необратимых циклов можно использовать понятие внутреннего относительного КПД цикла

$$\eta_{oi}^u = \frac{l_u^{действ}}{l_u^{обр}}$$

где $l_u^{действ}$ - действительная (с учетом необратимости) работа цикла;

$l_u^{обр}$ - работа в обратимом цикле (теоретическая).

Относительный КПД цикла связан с термическим КПД через величину внутреннего абсолютного КПД цикла η_i^u

$$\eta_{oi}^u = \frac{\eta_i^u}{\eta_t}.$$

Известно, что теплосиловая установка в целом может характеризоваться величиной эффективного КПД установки η_e^{ycm} , при расчете которой учитываются потери, вызванные необратимостью механических, тепловых и электрических процессов в отдельных элементах всей установки:

$$\eta_e^{ycm} = \frac{l_2}{q_1}.$$

где l_2 - работа, отданная внешнему потребителю.

Доля теплоты, не превращенной в работу, определяется по формуле

$$\Delta q = (1 - \eta_e^{ycm}) \cdot q_1$$

Величина Δq включает в себя как теплоту q_2 , передаваемую холодному источнику, так и потери теплоты $\Delta q_{ном}$, обусловленные необратимостью процессов в отдельных элементах установки, среди которых главное - это потери в окружающую среду.

Как видно, оценка эффективности систем теплоэнергоснабжения по величинам КПД производится по системе в целом и поэтому не дает возможность оценить степень совершенства ее отдельных элементов.

Основанный на первом начале термодинамики метод не учитывает, во-первых, неравноценность теплоты и работы, во-вторых, то, что теплота различного потенциала имеет различную ценность. Кроме того, не учитываются потери, обусловленные конечной разностью температур источника теплоты и рабочего тела.

То есть при сравнении величин КПД, хотя и получается достаточно надежная оценка эффективности теплосиловой установки в целом, однако при этом возможности термодинамики как науки используются не полностью. В результате этого получается, например, что установка, эффективная с точки зрения первого закона термодинамики, (например, топка котельного агрегата) оказывается несовершенной по второму закону термодинамики.

Свободными от этих недостатков являются методы энтропийного и эксергетического анализа. Основанные на подсчете потерь работоспособности (эксергии), эти методы позволяют провести важный качественный анализ теплоэнергетических установок с выявлением основных источников необратимости. С их помощью можно оценить каждую из составных частей потери эксергии в целом для всей системы "горячий источник теплоты - теплоэнергетическая установка - холодный источник теплоты" и найти КПД установки.

Энтропийный метод [2,3] заключается в расчете потерь работоспособности системы вследствие необратимости процессов, протекающих в ней.

Теплоэнергетическая установка рассматривается как изолированная система. Для оценки совершенства установки вычисляется потеря работоспособности (эксергии) всей установки в целом (ΔL_{ycm}), а затем величины потерь работоспособности в отдельных элементах изолированной системы (ΔL_i).

Конечно, потеря работоспособности всей установки равна сумме потерь работоспособности в отдельных ее элементах:

$$\Delta L_{уст} = \sum_{i=1}^n \Delta L_i = T_0 \sum_{i=1}^n \Delta S_i ,$$

где T_0 - температура окружающей среды, К;

ΔS_i - прирост энтропии в результате необратимости процессов, Дж/(кг*К).

Найденные значения ΔL_i показывают, в каких элементах установки необратимые процессы вносят основной вклад в величину $\Delta L_{уст}$. Отсюда следует, что элементы установки с максимальной величиной ΔL_i требуют усовершенствования в первую очередь.

Основная идея эксергетического метода [4] состоит в следующем.

Каждый элемент установки рассматривается как самостоятельная термодинамическая система.

Эффективность работы элемента оценивается путем сравнения эксергии потока (работоспособности потока), которой обладает рабочее тело на входе в этот элемент, с величиной потерь эксергии (работоспособности) в результате необратимых процессов, происходящих в элементе. При этом, в отличие от ранее рассмотренного энтропийного метода, нет необходимости предварительно оценивать работоспособность всей установки в целом.

МЕТОДИКА ЭКСЕРГЕТИЧЕСКОГО АНАЛИЗА ЭФФЕКТИВНОСТИ ТЕПЛОЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК

В теплоэнергетических установках чаще всего приходится иметь дело с непрерывным потоком рабочего тела (вода и пар в паротурбинной установке, воздух и продукты сгорания в газотурбинных установках). Поэтому здесь используется понятие "эксергия потока".

Эксергия - это максимальная полезная работа, которую может совершить неизолированная система в обратимом процессе изменения состояния, ведущем к установлению равновесия с окружающей средой.

Соответственно эксергия потока - это максимальная работа, которую может совершить поток энергоносителя и материалов в обратимом процессе изменения своего состояния от исходного до равновесного с окружающей средой.

Эксергия потока (для единицы массы) определяется по формуле

$$e = (h - h_0) - T_0(S - S_0),$$

где h и S - параметры состояния источника работы (рабочего тела);

h_0 и S_0 - параметры состояния окружающей среды.

Потеря эксергии определяется для разных элементов одним из следующих способов:

Если в каком-либо элементе установки не совершается полезная работа и теплота от внешнего источника не подводится, то потеря эксергии

$$\Delta e = e_{\text{вх}} - e_{\text{вых}}$$

где $e_{\text{вх}}$ - эксергия потока на входе в элемент установки;

$e_{\text{вых}}$ - то же на выходе элемента установки.

Мерой необратимости процессов, протекающих внутри аппарата, является эксергетический КПД

$$\eta_{\text{экс}} = \frac{e_{\text{вых}}}{e_{\text{вх}}}$$

Напомним, что если бы процессы были обратимыми, то $e_{\text{вх}} = e_{\text{вых}}$ и $\eta_{\text{экс}} = 1$

Если внутри элемента установи поток произвел полезную работу, например в турбине, то потеря эксергии определяется по формуле

$$\Delta e = (e_{\text{вх}} - e_{\text{вых}}) - I_{\text{полезн.}}$$

Эксергетический КПД такого элемента

$$\eta_{\text{экс}} = \frac{I_{\text{полезн.}}}{e_{\text{вх}} - e_{\text{вых}}}$$

Если процесс расширения в турбине обратим, то $\Delta e=0$, полезная работа.

$$I_{\text{полезн.}} = e_{\text{вх}} - e_{\text{вых}}$$

Эксергетический КПД $\eta_{\text{экс}} = 1$

3. При сжатии в компрессоре полезная работа отрицательна, поэтому потеря эксергии определится по формуле

$$\Delta e = (e_{\text{вых}} - e_{\text{вх}}) + I_{\text{полезн.}},$$

эксергетический КПД

$$\eta_{\text{экс}} = \frac{e_{\text{вых}} - e_{\text{вх}}}{I_{\text{полезн.}}}$$

Если процессы обратимы, то $\eta_{\text{экс}} = 1$.

4. Если в тепловой аппарат поток теплоты q_1 подводится от источнике, имеющего температуру T , то потеря эксергии потоков рабочего тела и теплоты составляет

$$\Delta e = (e_{\text{вх}} + e_q) - e_{\text{вых}}$$

Эксергетический КПД такого теплового аппарата

$$\eta_{\text{экс}} = \frac{e_{\text{вых}}}{e_{\text{вх}} + e_q}$$

Эксергия потока теплоты q , отдаваемой телом с температурой T определяется по формуле

$$e_q = q \cdot \left(1 - T_0/T\right)$$

где T_0 - температура окружающей среды.

5. Если в тепловой аппарат, производящий полезную работу $I_{\text{полезн.}}$, вводится поток рабочего тела с параметрами P_1 , T_1 , поток теплоты q подводится от источника, имеющего температуру T_r , а из аппарата выходит тот же поток рабочего тела с параметрами P_2 , T_2 , то потеря эксергии потоков рабочего тела и теплоты составляет

$$\Delta e = [(e_{\text{вх}} + e_q) - e_{\text{вых}}] - I_{\text{полезн.}}$$

Здесь в величину Δe входят потери, обусловленные как трением, так и теплообменом при конечной разности температур; в величину Δe включаются и потери теплоты аппаратом, обусловленные теплообменом с окружающей средой.

Эксергетический КПД определяется по формуле

$$\eta_{\text{экс}} = \frac{I_{\text{полезн.}}}{(e_{\text{вх}} + e_q) - e_{\text{вых}}}$$

Если процессы в аппарате обратимы, то $I_{\text{полезн.}} = I_{\text{полезн.}}^{\text{max}}$, а $\eta_{\text{экс}} = 1$.

Располагая значениями эксергии всех, входящих и выходящих потоков рабочего тела и потоков теплоты в рассматриваемых элементах установки, можно определить потери эксергии и эксергетический КПД как отдельных частей, так и всей установки в целом.

Найденные значения Δe_{Σ} и Δe_i позволят определить, в каких элементах установки необратимые процессы вносят основной вклад в величину Δe_{Σ} и, следовательно, какие элементы требуют первоочередного усовершенствования.

Применение методики эксергетического анализа рассмотрим на примере конкретной газотурбинной установки типа ГТУ-100-750.

ЭКСЕРГЕТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ЦИКЛА ГАЗОТУРБИННОЙ УСТАНОВКИ ГТУ-100-750

Цель анализа - определить, в каких элементах ГТУ имеют место основные потери эксергии, и оценить величину этих потерь.

На рис.1 представлена схема газотурбинной установки ГТУ - 100-750 мощностью $N_g = 100$ МВт, а на рис. 2. изображен ее цикл в Т - S координатах.

Воздух всасывается в компрессор низкого давления (КНД) при давлении $P_5 = 0,099$ МПа и температуре $t_5 = 17^\circ\text{C}$ и сжимается в нем до давления $P_6 = 0,22$ МПа с повышением температуры до $t_{6d} = 101^\circ\text{C}$. Затем, охладившись в промежуточном охладителе до температуры $t_7 = 35^\circ\text{C}$, воздух поступает при давлении $P_7 = 0,215$ МПа в первый компрессор среднего давления (КСД 1), где сжимается до давления $P_8 = 0,48$ МПа с повышением температуры до $t_{8d} = 125^\circ\text{C}$, а в следующем промежуточном охладителе вновь принимает температуру $t_9 = 35^\circ\text{C}$. Далее воздух поступает во второй компрессор среднего давления (КСД II) с давлением $P_d = 0,475$ МПа, где сжимается до давления $P_{10} = 1,057$ МПа с повышением температуры $t_{10d} = 123^\circ\text{C}$. Охладившись после этого в промежуточном охладителе опять до $t_{11} = 35^\circ\text{C}$, воздух поступает в компрессор высокого давления (КВД) с давлением $P_{11} = 1,047$ МПа и сжимается в нем до давления $P_{12} = 1,99$ МПа с повышением температуры до $t_{12d} = 104^\circ\text{C}$. В дальнейшем сжатый воздух поступает в регенератор, из которого выходит в камеру сгорания высокого давления (КСВД) с давлением $P_{13} = 1,93$ МПа и температурой $t_{13} = 357^\circ\text{C}$. По выходе из КСВД продукты сгорания поступают в турбину высокого давления (ТВД) с давлением $P_1 = 1,39$ МПа и температурой $t_1 = 750^\circ\text{C}$ и направляются в камеру сгорания низкого давления (КСНД) при давлении $P_2 = 0,614$ МПа и температуре $t_{2d} = 523^\circ\text{C}$. Из КСНД продукты сгорания поступают в турбину низкого давления (ТНД) с давлением $P_3 = 0,602$ МПа и температурой $t_3 = 750^\circ\text{C}$ соответственно, из ТНД продукты сгорания поступают в регенератор с давлением $P_4 = 0,106$ МПа и температурой $t_{4d} = 420^\circ\text{C}$ и покидают его с давлением $P_{14} = 0,101$ МПа и

температурой $t_{14} = 167^\circ\text{C}$. Внутренний относительный КПД ($\eta_{oi} = \frac{l_{\text{теор}}^k}{l_{\text{действ}}^k}$) КНД и КСДІ равны 0.88, а КСДІІ и КВД-0.9. Внутренний относительный КПД ($\eta_{oi} = \frac{l_{\text{действ}}^T}{l_{\text{теор}}^T}$) каждой из турбин равен 0.89.

Механический КПД турбин 0.99, механический КПД компрессоров 0.97, КПД генератора электрического тока 0.99, КПД камеры сгорания 0.98.

Температура окружающей среды $T_0 = 290 \text{ K}$, температура горячего источника 2273 K .

Примем, что отработавший газ отдает окружающей среде через изоляцию 4 % теплоты, непрерывно передаваемой продуктами сгорания воздуху на выходе из КВД.

Расчет проведен для 1 кг воздуха, всасываемого в компрессор. При этом сделаем допущение, что через турбину и компрессор проходит одно и то же количество рабочего тела, имеющего свойства воздуха.

Все данные, необходимые для расчетов, приведены в табл.1.

Указания:

Значения h и S° брать из таблиц [5] по температуре газов в соответствующих точках цикла.

Параметры в т.2,4,6,8,10,12 определены в данной задаче расчетом из условий изэнтропичности процессов расширения газа в турбине и сжатия в компрессоре.

Из соотношения $\frac{P_1}{P_2} = \frac{\pi_{01}}{\pi_{02}}$ находим термодинамическую функцию π_{02} , а по ней из таблиц [5] температуру и энтальпию газа.

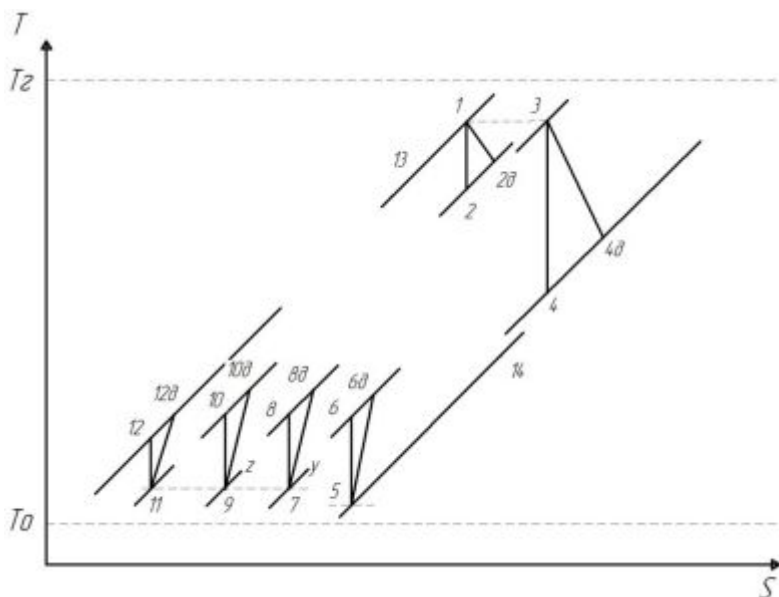


Рис. 2. Цикл газотурбинной установки

На T-S диаграмме штриховой линией нанесены изотермы, соответствующие температурам горячего источника (температура продуктов сгорания) и холодного источника (температура окружающей среды T_0).

Таблица 1

Данные, необходимые для расчета				
Номера точек	Давление P , МПа	Температура t , °C	Энтальпия h , кДж/кг	Термодинамическая функция S° , кДж/(кг*K)
1	1.89	750	1072.4	7.9939
2	0.614	502	794.6	7.6833
2д	0.614	523	817.6	7.7126
3	0.602	750	1072.4	7.9939
4	0.106	378	661	7.4456
4д	0.106	420	705.8	7.56.23
5	0.099	17	290.3	6.6686
6	0.22	91	364.7	6.8971
6д	0.22	101	374.8	6.9244

Окончание таблицы 1

Номера точек	Давление Р, МПа	Температура t, °С	Энтальпия h, кДж/кг	Термодинамическая функция S°, кДж/(кг*К)
7	0.215	35	308.3	6.7290
8	0.48	114	387.94	6.9589
8д	0.48	125	399.1	6.9873
9	0.475	35	308.3	6.7290
10	1.057	97	370.8	6.4135
10д	1.057	123	397.0	6.9822
11	1.047	35	308.3	6.7290
12	1.99	104	377.8	6.9325
12д	1.99	104	377.8	6.9325
13	1.93	357	638.8	7.4608
14	0.101	167	441.7	7.0891

Перейдем к расчету потерь эксергии в каждом из элементов установки.

Турбина высокого давления (ТВД)

В турбину подается рабочее тело с параметрами P_1 и T_1
 Эксергия рабочего тела на входе рассчитывается по формуле

$$e_{\text{вх}}^{\text{ТВД}} = (h_1 - h_0) - T_0 \cdot (S_1 - S_0) \\ = (h_1 - h_0) - T_0 \cdot \left(S_1^0 - S_0^0 - R \cdot \ln \frac{P_1}{P_0} \right)$$

где h_1 - энтальпия рабочего тела (воздуха) на входе в турбину определяется из табл.1 при P_1 и T_1 , кДж/кг;

h_0 - энтальпия воздуха при температуре окружающей среды T_0 определяется из таблиц [5], кДж/кг;

S_1^0 - термодинамическая функция энтропии определяется из табл.1 при P_1 и T_1 , кДж/(кг*К);

S_0^0 - термодинамическая функция энтропии определяется при T_0 из таблиц [5] кДж/(кг*К);

R - газовая постоянная воздуха, её значение 0,287 Дж/(кг*К);

P_0 - давление окружающей среды, $P_0 = 0,099$ МПа.

$$e_{\text{вх}}^{\text{ТВД}} = (1072.4 - 290.3) - 290 \cdot \left(7.9939 - 6.6686 - 0.287 \cdot \ln \frac{1.89}{0.099} \right) = 642.4 \text{ кДж/кг.}$$

Примечание. Значение рассчитанной эксергии в точке I, а также в последующих точках цикла приведены в табл.2.

Таблица 2

Эксергия рабочего тела

Номера точек	Эксергия, кДж/кг
1	642.4
2	361.9
2д	375.6
3	547.2
4	152.72
4д	161.2
5	0
6	74.37
6д	75.9
7	64.2
8	144.7
8д	146.9
9	130.2
10	206.3
10д	212.0
11	195.9
12	253.4
12д	259.9
13	365.1
14	30.3

Эксергия рабочего тела на выходе

$$\begin{aligned}
 e_{\text{вых}}^{\text{ТВД}} &= (h_{2\text{д}} - h_0) - T_0 \cdot (S_{2\text{д}} - S_0) \\
 &= (h_{2\text{д}} - h_0) - T_0 \cdot \left(S_{2\text{д}}^0 - S_0^0 - R \cdot \ln \frac{P_2}{P_0} \right) = \\
 &= (817 - 290,3) - 290 \cdot \left(7,7126 - 6,6686 - 0,287 \cdot \ln \frac{0,614}{0,099} \right) = \\
 &= 375,6 \text{ кДж/кг.}
 \end{aligned}$$

В турбогенераторной установке осуществляется полезная работа $l_{\text{полез.}} = l_3$:

$$l_3^{\text{ТВД}} = (h_1 - h_{2\text{д}}) \cdot \eta_{\text{м}}^{\text{т}} \cdot \eta_{\text{г}} =$$

$$= (1072.4 - 817.6) \cdot 0.99 \cdot 0.99 = 249.7 \text{ кДж/кг.}$$

Потери эксергии в турбине высокого давления

$$\Pi_{\text{ТВД}}^{\text{ТВД}} = (e_{\text{ВХ}}^{\text{ТВД}} - e_{\text{ВЫХ}}^{\text{ТВД}}) - l_{\text{э}}^{\text{ТВД}} = (642,4 - 375,6) - 249,7 = 17,1 \text{ кДж/кг.}$$

Эта величина учитывает потери эксергии, вызванное как необратимым характером течения газа в проточной части ТВД, так и потерями на трение в механизме турбины, а также механическими и электрическими потерями в генераторе.

Из общей потери эксергии можно выделить те ее части, которые возникают вследствие механических потерь в турбине:

$$\Pi_{\text{м}}^{\text{ТВД}} = (h_1 - h_{2\text{д}}) \cdot (1 - \eta_{\text{м}}) = (1072.4 - 817.6) \cdot (1 - 0.99) = 2,55 \text{ кДж/кг}$$

а также вследствие механических и электрических потерь в генераторе

$$\Pi_{\text{г}}^{\text{ТВД}} = (h_1 - h_{2\text{д}}) \cdot \eta_{\text{м}} (1 - \eta_{\text{г}}) = (1072.4 - 817.6) \cdot 0.99 \cdot (1 - 0.99) = 2,52 \text{ кДж/кг.}$$

Следовательно, потери эксергии, вызываемые необратимым характером процесса расширения газа в турбине, составляют

$$\Pi_{\text{необр}}^{\text{ТВД}} = \Pi_{\text{ТВД}}^{\text{ТВД}} - \Pi_{\text{м}}^{\text{ТВД}} - \Pi_{\text{г}}^{\text{ТВД}} = 17,1 - 2,55 - 2,52 = 12,03 \text{ кДж/кг.}$$

Эксергетический КПД турбины высокого давления

$$\eta_{\text{экс}}^{\text{ТВД}} = \frac{l_{\text{э}}^{\text{ТВД}}}{e_{\text{ВХ}} - e_{\text{ВЫХ}}} = \frac{249.7}{642.4 - 375.6} = 0.936$$

Камера сгорания низкого давления (КСНД)

Эксергия газа, поступающего из ТВД в КСНД :

$$e_{\text{ВХ}}^{\text{КСНД}} = e_{\text{ВЫХ}}^{\text{ТВД}} = 375.6 \text{ кДж/кг.}$$

Эксергия газа на выходе из КСНД

$$\begin{aligned} e_{\text{ВЫХ}}^{\text{КСНД}} &= (h_3 - h_0) - T_0 \cdot (S_3 - S_0) = \\ &= (h_3 - h_0) - T_0 \cdot \left(S_3^0 - S_0^0 - R \cdot \ln \frac{P_3}{P_0} \right) = \\ &= (1072.4 - 290.3) - 290 \cdot \left(7.9939 - 6.6686 - 0.287 \ln \frac{0.602}{0.099} \right) = \\ &= 547.2 \text{ кДж/кг.} \end{aligned}$$

В камеру сгорания вводится поток теплоты от горячего источника (горящее топливо), имеющего температуру $T_r=2000^\circ\text{C}$

Эксергия этого потока теплоты

$$e_q^{\text{КСНД}} = q^{\text{КСНД}} \cdot \left(1 - \frac{T_o}{T_r}\right) = \left(\frac{h_3 - h_{2d}}{\eta_{\text{к.с}}}\right) \cdot \left(1 - \frac{T_o}{T_r}\right) = \\ = \left(\frac{1072.4 - 817.6}{0.98}\right) \cdot \left(1 - \frac{290}{2273}\right) = 226.7 \text{ кДж/кг.}$$

Здесь следует отметить, что из-за неизбежных гидравлических потерь давление рабочего тела на входе в КСНД и на выходе различно, однако при данном анализе этим снижением давления можно пренебречь, т.е. считать процесс подвода теплоты изобарным.

Полезная работа в КСНД не производится, поэтому потери эксергии в КСНД рассчитываются следующим образом:

$$\Pi^{\text{КСНД}} = (e_{\text{вх}}^{\text{КСНД}} + e_q^{\text{КСНД}}) - e_{\text{вых}}^{\text{КСНД}} = \\ = (375.6 + 226.7) - 547.2 = 55.1 \text{ кДж/кг.}$$

Часть этих потерь вызвана потерями теплоты от КСНД в окружающую среду и составляет

$$\Pi'^{\text{КСНД}} = q'^{\text{КСНД}} \cdot (1 - \eta_{\text{к.с}}) \cdot \left(1 - \frac{T_o}{T_r}\right) = \\ = \left(\frac{h_3 - h_{2d}}{\eta_{\text{к.с}}}\right) \cdot (1 - \eta_{\text{к.с}}) \cdot \left(1 - \frac{T_o}{T_r}\right) = \\ = \left(\frac{1072.4 - 817.6}{0.98}\right) \cdot (1 - 0.98) \cdot \left(1 - \frac{290}{2273}\right) = 4.53 \text{ кДж/кг.}$$

Остальные потери возникали в основном из-за термодинамического несовершенства процессов в камере сгорания низкого давления

$$\Pi''^{\text{КСНД}} = \Pi^{\text{КСНД}} - \Pi'^{\text{КСНД}} = 55.1 - 4.53 = 50.57 \text{ кДж/кг.}$$

Эксергетический КПД КСНД составляет

$$\eta_{\text{экс}}^{\text{КСНД}} = \frac{e_{\text{вых}}^{\text{КСНД}}}{e_{\text{вх}}^{\text{КСНД}} + e_q^{\text{КСНД}}} = \frac{547.2}{375.6 + 226.7} = 0.903$$

Турбина низкого давления (ТНД)

В турбину низкого давления газ поступает с параметрами P_3 и T_3 ; эксергия газа на входе в ТНД равна его эксергии на выходе из КСНД:

$$e_{\text{вх}}^{\text{ТНД}} = e_{\text{вых}}^{\text{КСНД}} = 547.2 \text{ кДж/кг}$$

На выходе из ТНД параметры газа P_4 и T_{4d} , следовательно ,

$$e_{\text{вх}}^{\text{ТНД}} = (h_{4\text{д}} - h_0) - T_0 \cdot \left(S_{4\text{д}}^0 - S_0^0 - R \cdot \ln \frac{P_{4\text{д}}}{P_0} \right) =$$

$$= 161.2 - 290 \cdot \left(7.5623 - 6.6656 - 0.287 \cdot \ln \frac{0.106}{0.099} \right) = 161.2$$

кДж/кг.

В турбине низкого давления совершается полезная работа

$$l_3^{\text{ТНД}} = (h_3 - h_{4\text{д}}) \cdot \eta_{\text{м}} \cdot \eta_2 =$$

$$= (1072.4 - 705.8) \cdot 0.99 \cdot 0.99 = 359.3 \text{ кДж/кг}$$

Потерю эксергии в ТНД определяем по формуле

$$\Pi^{\text{ТНД}} = (e_{\text{вх}}^{\text{ТНД}} - e_{\text{вых}}^{\text{ТНД}}) - l_3^{\text{ТНД}} =$$

$$= (547.2 - 161.2) - 359.3 = 26.7 \text{ кДж/кг.}$$

Из общей потери эксергии выделим механические потери в турбине

$$\Pi_{\text{м}}^{\text{ТНД}} = (h_3 - h_{4\text{д}}) \cdot (1 - \eta_{\text{м}}) =$$

$$= (1072.4 - 705.8) \cdot (1 - 0.99) = 3.67 \text{ кДж/кг.}$$

а также часть, определяемую потерями в электрогенераторе:

$$\Pi_{\text{г}}^{\text{ТНД}} = (h_3 - h_{4\text{д}}) \cdot \eta_{\text{м}} \cdot (1 - \eta_{\text{г}}) =$$

$$= (1072.4 - 705.8) \cdot 0.99 \cdot (1 - 0.99) = 3.63 \text{ кДж/кг.}$$

Следовательно, потери эксергии, вызываемые необратимым характером процесса расширения газа в турбине, составляют

$$\Pi_{\text{необр}}^{\text{ТНД}} = \Pi^{\text{ТНД}} - \Pi_{\text{м}}^{\text{ТНД}} - \Pi_{\text{г}}^{\text{ТНД}} =$$

$$= 26.7 - 3.67 - 3.63 = 19.4 \text{ кДж/кг}$$

Отсюда эксергетический КПД турбины низкого давления

$$\eta_{\text{экс}}^{\text{ТНД}} = \frac{l_3^{\text{ТНД}}}{e_{\text{вх}}^{\text{ТНД}} - e_{\text{вых}}^{\text{ТНД}}} = \frac{359.3}{547.2 - 161.2} = 0.931$$

Общие потери в турбогенераторной установке

$$\Pi = \Pi^{\text{ТВД}} + \Pi^{\text{ТНД}} = 17.1 + 26.7 = 43.8 \text{ кДж/кг.}$$

в том числе из-за необратимости процессов расширения

$$\Pi_{\text{необр}} = \Pi_{\text{необр}}^{\text{ТВД}} + \Pi_{\text{необр}}^{\text{ТНД}} = 12.03 + 19.4 = 31.43 \text{ кДж/кг.}$$

Регенератор

Эксергия рабочего тела на входе в регенератор равна эксергии его на выходе из ТНД

$$e_{\text{вх}}^p = e_{\text{вых}}^{\text{ТНД}} = 161.2 \text{ кДж/кг.}$$

Эксергия газа на выходе из регенератора

$$\begin{aligned} e_{\text{вых}}^p &= (h_{14} - h_0) - T_0 \cdot \left(S_{14}^0 - S_0^0 - R \cdot \ln \frac{P_{14}}{P_0} \right) = \\ &= (441.7 - 290.3) - 290(7.0891 - 6.6686 - 0.287 \ln \frac{0.101}{0.099}) = \\ &30.3 \text{ кДж/кг.} \end{aligned}$$

Потеря эксергии в регенераторе

$$P^p = e_{\text{вх}}^p - e_{\text{вых}}^p = 161.2 - 30.3 = 130.9 \text{ кДж/кг.}$$

В эту величину входят потери из-за теплообмена с окружающей средой

$$\begin{aligned} P_{\text{окр.ср}}^p &= (e_{\text{вх}}^p - e_{\text{вых}}^p) \cdot (1 - \eta_p) = \\ &= (161.2 - 30.3)(1 - 0.96) = 5.24 \text{ кДж/кг.} \end{aligned}$$

Отвод теплоты с уходящими газами

Уходящие из ГТУ газы имеют эксергию 30.3 кДж/кг. Так как газ на входе в компрессор имеет те же параметры, что и окружающая среда, то эксергия газа на входе в компрессор равна 0.

Тогда потеря эксергии с уходящими газами составляет

$$P^{yx} = e_{\text{вх}} - e_{\text{вых}} = 30.3 - 0 = 30.3 \text{ кДж/кг.}$$

Компрессор низкого давления (КНД)

В компрессор низкого давления рабочее тело всасывается с параметрами P_3 и T_5 ; эксергия его на входе равна 0. На выход из компрессора параметры газа P_6 и $T_{6\delta}$. Тогда эксергия на выходе из КНД

$$\begin{aligned} e_{\text{вых}}^{\text{КНД}} &= (h_{6\delta} - h_0) - T_0 \cdot \left(S_{6\delta}^0 - S_0^0 - R \cdot \ln \frac{P_6}{P_0} \right) = \\ &= (374.8 - 290.3) - 290(6.9244 - 6.6686 - 0.287 \ln \frac{0.22}{0.099}) \\ &= 75.9 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}. \end{aligned}$$

В компрессоре совершается работа сжатия (отрицательная)

$$I_{\text{КНД}} = \frac{(h_{6d} - h_0)}{\eta_m} = \frac{374.8 - 290.3}{0.97} = 87.1 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Эта работа расходуется на увеличение энтальпии газа. Потеря эксергии газа в компрессоре низкого давления составляет

$$P_{\text{КНД}} = e_{\text{вх}}^{\text{КНД}} - e_{\text{вых}}^{\text{КНД}} + I_{\text{КНД}} = 0 - 75.9 + 87.1 = 11.2 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

В общую величину потерь эксергии входят механические потери в компрессоре:

$$\begin{aligned} P_{\text{м}}^{\text{КНД}} &= (h_{6d} - h_5) \cdot (1 - \eta_m) = \\ &= (374.8 - 290.3)(1 - 0.97) = 2.54 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}. \end{aligned}$$

Электрическими потерями в компрессоре ввиду их малости пренебрегаем.

Таким образом, потери, обусловленные необратимостью процессов сжатия, составляют

$$P_{\text{необр}}^{\text{КНД}} = P_{\text{КНД}} - P_{\text{м}}^{\text{КНД}} = 11.2 - 2.54 = 8.66 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Эксергетический КПД компрессора низкого давления составляет

$$\eta_{\text{экс}}^{\text{КНД}} = \frac{e_{\text{вых}}^{\text{КНД}} - e_{\text{вх}}^{\text{КНД}}}{I_{\text{КНД}}} = \frac{75.9 - 0}{87.1} = 0.871$$

Промежуточный охладитель ПО-1

В первый охладитель газ поступает с параметрами P_6 и T_{60} .

Его эксергия на входе равна эксергии на выходе из КНД:

$$e_{\text{вх}}^{\text{ПО-1}} = e_{\text{вых}}^{\text{КНД}} = 75.9 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

На выходе из охладителя параметры газа P_7 и T_7 , следовательно, эксергия газа на выходе из ПО-1:

$$e_{\text{вых}}^{\text{ПО-1}} = (h_7 - h_0) - T_0 \cdot \left(S_7^0 - S_0^0 - R \cdot \ln \frac{P_7}{P_0} \right) = 64.2 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Потеря эксергии в ПО-1 составит

$$P^{\text{ПО-1}} = e_{\text{вх}}^{\text{ПО-1}} - e_{\text{вых}}^{\text{ПО-1}} = 75.9 - 64.2 = 11.7 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Первый компрессор среднего давления (КСД1)

Эксергия газа на входе в первый компрессор среднего давления

$$e_{\text{вх}}^{\text{КСД1}} = e_{\text{вых}}^{\text{ПО-I}} = 64.2 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Параметры газа на выходе из компрессора P_8 и $T_{8\text{д}}$, поэтому его эксергия

$$e_{\text{вых}}^{\text{КСД1}} = (h_{8\text{д}} - h_0) - T_0 \cdot \left(s_{8\text{д}}^0 - s_0^0 - R \cdot \ln \frac{P_8}{P_0} \right) = 146.9 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

В компрессорах совершается работа сжатия (отрицательная)

$$I_{\text{КСД1}} = \frac{(h_{8\text{д}} - h_7)}{\eta_{\text{м}}} = \frac{399.1 - 308.3}{0.97} = 93.6 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Потеря эксергии в первом компрессоре среднего давления

$$\Pi_{\text{КСД1}} = e_{\text{вх}}^{\text{КСД1}} - e_{\text{вых}}^{\text{КСД1}} + I_{\text{КСД1}} = 64.2 - 146.9 + 93.6 = 10.9 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

В общую величину потерь эксергии входит часть, обусловленная механическими потерями в компрессоре:

$$\begin{aligned} \Pi_{\text{м}}^{\text{КСД1}} &= (h_{8\text{д}} - h_7) \cdot (1 - \eta_{\text{м}}) = (399.1 - 308.3) \cdot (1 - 0.97) = \\ &= 2.72 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}. \end{aligned}$$

Остальные потери обусловлены необратимостью процессов сжатия в компрессоре

$$\Pi_{\text{необр}}^{\text{КСД1}} = \Pi_{\text{КСД1}} - \Pi_{\text{м}}^{\text{КСД1}} = 10.9 - 2.72 = 8.18 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Эксергетический КПД КСД1

$$\eta_{\text{экс}}^{\text{КСД1}} = \frac{e_{\text{вых}}^{\text{КСД1}} - e_{\text{вх}}^{\text{КСД1}}}{I_{\text{КСД1}}} = \frac{146.9 - 64.2}{93.6} = 0.894$$

Промежуточный охладитель ПО-II

Параметры газа на входе в охладитель P_8 и $T_{8\text{о}}$

Эксергия газа на входе в ПО-II равна эксергии на выходе из КСД1

$$e_{\text{вх}}^{\text{ПО-II}} = e_{\text{вых}}^{\text{КСД1}} = 146.9 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

На выходе из охладителя параметры газа P_9 и T_9 , его эксергия равна

$$e_{\text{вых}}^{\text{ПО-П}} = (h_9 - h_0) - T_0 \cdot \left(S_9^0 - S_0^0 - R \cdot \ln \frac{P_9}{P_0} \right) = 130.2 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Потеря эксергии газа в промежуточном охладителе ПО-П составляет

$$\Pi^{\text{ПО-П}} = e_{\text{вх}}^{\text{ПО-П}} - e_{\text{вых}}^{\text{ПО-П}} = 146.9 - 130.2 = 16.7 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Второй компрессор среднего давления (КСД-П)

Эксергия газа на входе во второй компрессор среднего давления равняется его эксергии на выходе из ПО-П

$$e_{\text{вх}}^{\text{КСД}} = e_{\text{вых}}^{\text{ПО-П}} = 130.2 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Так как на выходе из компрессора газ имеет параметры P_{10} и $T_{10д}$, то его эксергия

$$e_{\text{вых}}^{\text{КСД-П}} = (h_{10д} - h_9) - T_0 \cdot \left(S_{10д}^0 - S_9^0 - R \cdot \ln \frac{P_{10}}{P_9} \right) = 212.0 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

В компрессоре совершается работа сжатия (отрицательная)

$$l^{\text{КСД-П}} = \frac{(h_{10д} - h_9)}{\eta_m} = \frac{397 - 308.3}{0.97} = 91.4 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Потеря эксергии составит

$$\begin{aligned} \Pi^{\text{КСД-П}} &= e_{\text{вх}}^{\text{КСД-П}} - e_{\text{вых}}^{\text{КСД-П}} + l^{\text{КСД-П}} = \\ &= 130.2 - 212 + 91.4 = 9.6 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}. \end{aligned}$$

В общую величину потерь эксергии входят механические потери компрессора

$$\begin{aligned} \Pi_m^{\text{КСД-П}} &= (h_{10д} - h_9) \cdot (1 - \eta_m) = \\ &= (397 - 308.3)(1 - 0.97) = 2.66 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}. \end{aligned}$$

Следовательно, потери, обусловленные необратимостью процессов сжатия, составляет

$$\Pi_{\text{необр}}^{\text{КСД-П}} = \Pi^{\text{КСД-П}} - \Pi_m^{\text{КСД-П}} = 9.6 - 2.66 = 6.94 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Эксергетический КПД второго компрессора среднего давления

$$\eta_{\text{экс}}^{\text{КСД-II}} = \frac{e_{\text{вых}}^{\text{КСД-II}} - e_{\text{вх}}^{\text{КСД-II}}}{I^{\text{КСД-II}}} = \frac{212 - 130.2}{91.4} = 0.895$$

Промежуточный охладитель ПО-III

Эксергия газа на входе в ПО-III равняется его эксергии на выходе из КСД-II

$$e_{\text{вх}}^{\text{ПО-III}} = e_{\text{вых}}^{\text{КСД-II}} = 212 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Эксергия газа на выходе из ПО-III ; если его параметры P_{11} и T_{11} .

$$e_{\text{вых}}^{\text{ПО-III}} = (h_{11} - h_0) - T_0 \cdot \left(S_{11}^0 - S_0^0 - R \cdot \ln \frac{P_{11}}{P_0} \right) = 195.9 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Потеря эксергии газа в промежуточном охладителе ПО-III составит

$$\Pi^{\text{ПО-III}} = e_{\text{вх}}^{\text{ПО-III}} - e_{\text{вых}}^{\text{ПО-III}} = 212 - 195.9 = 16.1 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Компрессор высокого давления (КВД)

Эксергия газа на входе в КВД равняется его эксергии на выходе из ПО-III

$$e_{\text{вх}}^{\text{КВД}} = e_{\text{вых}}^{\text{ПО-III}} = 195.9 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

На выходе из компрессора параметры газа P_{12} и $T_{12д}$, следовательно, эксергия на выходе из КВД

$$e_{\text{вых}}^{\text{КВД}} = (h_{12д} - h_0) - T_0 \cdot \left(S_{12д}^0 - S_0^0 - R \cdot \ln \frac{P_{12}}{P_0} \right) = 259.9 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

В компрессоре совершается работа сжатия (отрицательная)

$$I^{\text{КВД}} = \frac{(h_{12д} - h_{11})}{\eta_m} = \frac{377.8 - 308.3}{0.97} = 71.6 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Потери эксергии в компрессоре высокого давления составляют

$$\Pi^{\text{КВД}} = e_{\text{вх}}^{\text{КВД}} - e_{\text{вых}}^{\text{КВД}} + I^{\text{КВД}} = 195.9 - 259.9 + 71.6 = 7.6 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Потери эксергии, обусловленные механическими потерями в компрессоре:

$$\begin{aligned} \Pi_m^{\text{КВД}} &= (h_{12д} - h_{11}) \cdot (1 - \eta_m) = (377.8 - 308.3) \cdot (1 - 0.97) = \\ &= 2.08 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \end{aligned}$$

Эксергетический КПД компрессора высокого давления

$$\eta_{\text{экс}}^{\text{КВД}} = \frac{e_{\text{вых}}^{\text{КВД}} - e_{\text{вх}}^{\text{КВД}}}{I_{\text{КВД}}} = \frac{259.9 - 195.9}{71.6} = 0.894$$

Регенератор

Параметры газа на входе в регенератор P_{12} и $T_{12д}$; эксергия на входе в регенератор равняется эксергии на выходе из КВД

$$e_{\text{вх}}^p = e_{\text{вых}}^{\text{КВД}} = 259.9 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

На выходе из регенератора параметры газа P_{13} и T_{13} . Эксергия газа на выходе из регенератора

$$e_{\text{вых}}^p = (h_{13} - h_0) - T_0 \cdot \left(S_{13}^0 - S_0^0 - R \cdot \ln \frac{P_{13}}{P_0} \right) = 365.1 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Потеря эксергии потока газа в регенераторе составляет

$$\Pi^p = e_{\text{вх}}^p - e_{\text{вых}}^p = 259.9 - 365.1 = -105.2 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Знак « - » указывает, что в действительности эксергия потока в регенераторе увеличилась на 105,2 кДж/кг.

Так как в пункте IV определены потери эксергии для того же регенератора за счет охлаждения газов, фактическая потеря эксергии составляет

$$\Pi_{\text{факт}}^p = 130.9 - 105.2 = 25.7 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Потери за счет теплообмена с окружающей средой составили 5,24 кДж/кг (см. выше п. IV), следовательно, потери вследствие необратимости процесса теплообмена

$$\Pi_{\text{необр}}^p = \Pi_{\text{факт}}^p - \Pi_{\text{окр.ср.}}^p = 25.7 - 5.24 = 20.46 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Камера сгорания высокого давления (КСВД)

Параметры газа на входе в камеру сгорания высокого давления P_{13} и T_{13} ; эксергия газа на входе в КСВД равняется его эксергии на выходе из регенератора

$$e_{\text{вх}}^{\text{КСВД}} = e_{\text{вых}}^p = 365.1 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

На выходе из КСВД газ имеет параметры P_1 и T_1 , а эксергия газа равняется эксергии на входе в ТВД

$$e_{\text{вых}}^{\text{КСВД}} = e_{\text{вх}}^{\text{ТВД}} = 642.4 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

В камеру сгорания вводится поток теплоты от горячего источника (горящее топливо), имеющего температуру $T_{\text{г}}$. Эксергия этого потока теплоты

$$\begin{aligned} e_q^{\text{КСВД}} &= q^{\text{КСВД}} \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T_2}\right) = \left(\frac{h_1 - h_{13}}{\eta_{\text{к.с}}}\right) \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T_2}\right) = \\ &= \left(\frac{1072.4 - 638.8}{0.98}\right) \cdot \left(1 - \frac{290}{2273}\right) = 385.8 \text{ кДж/кг}. \end{aligned}$$

Потери эксергии в КСВД составляют

$$\begin{aligned} \Pi^{\text{КСВД}} &= e_{\text{вх}}^{\text{КСВД}} + e_q^{\text{КСВД}} - e_{\text{вых}}^{\text{КСВД}} = \\ &= 365.1 + 385.8 - 642.4 = 108.5 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}. \end{aligned}$$

В общую величину потерь входит часть, обусловленная потерями теплоты от камеры сгорания в окружающую среду:

$$\Pi_{\text{окр.ср}}^{\text{КСВД}} = q^{\text{КСВД}} \cdot (1 - \eta_{\text{к.с}}) \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T_{\text{г}}}\right) = 7.72 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Остальные потери эксергии обусловлены термодинамическим несовершенством процессов в камере сгорания и составляют:

$$\Pi_{\text{несовер}}^{\text{КСВД}} = \Pi^{\text{КСВД}} - \Pi_{\text{окр.ср}}^{\text{КСВД}} = 108.5 - 7.72 = 100.78 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Эксергетический КПД камеры сгорания

$$\eta_{\text{экс}}^{\text{КСВД}} = \frac{e_{\text{вых}}^{\text{КСВД}}}{e_{\text{вх}}^{\text{КСВД}} + e_q^{\text{КСВД}}} = \frac{642.4}{365.1 + 385.8} = 0.856$$

Результаты расчета сводим в табл.3.

Таблица 3

Эксергетические характеристики газотурбинной установки

Элементы газотурб. установки	Причина потери эксергии	Потери эксергии кДж/кг.	Доля потери в данном эл.установки, %	Эксерг. КПД элемента установки $\eta_{\text{акс}}$
1	2	3	4	5
Камеры сгорания (КС) в том числе - высокого давления	Теплопотери в КС	12.25	3.53	-
	Необратимый теплообмен в КС	151.33	43.59	-
	Теплопотери Необратимый теплообмен в КС	7.72 100.78	2.22 29.03	0.856
-низкого давления	Теплопотери	4.53 50.57	1.31 14.56	0.908
Компрессоры	Необратимость процессов сжатия	29.30	8.44	-
	Механические потери	10.00	2.88	-
в том числе -низкого давления	Необратимость процессов сжатия	8.66	2.49	0.871
	Механические потери	2.54	0.73	
-среднего давления КСД-1	Необратимость процессов сжатия	8.18	2.36	0.884
	Механические потери	2.72	0.78	
	Необратимость процессов сжатия	6,94	2,00	0,895
	Механические потери	2,66	0,77	

Продолжение таблицы 3

Элементы газотурб. установки	Причина потери эксергии	Потери эксергии кДж/кг.	Доля потери в данном эл.установки, %	Эксерг. КПД элемента установки $\eta_{\text{экс}}$
-высокого давления	Необратимость процессов сжатия Механические потери	5.52 2.08	1.59 0.60	0.894
Охладители	Необратимый теплообмен	44.5	12.82	
в том числе I промежуточный	-”-	11.7	3.37	-
II промежуточный	-”-	16.7	4.81	-
III промежуточный	-”-	16.1	4.64	-
Турбины	Необратимость процессов расширения газа в турбине Механические потери Потери в эл. генераторе	31.43 6.22 6.15	9.05 1.79 1.77	-
в том числе				
ТВД	Необратимость процессов расширения Механические потери Потери в эл. генераторе	12.03 2.55 2.52	3.46 0.73 0.72	0.936

Окончание таблицы 3

Элементы газотурб. установки	Причина потери эксергии	Потери эксергии кДж/кг.	Доля потери в данном эл.установки, %	Эксерг. КПД элемента установки $\eta_{\text{экс}}$
ТНД	Необратимость процессов расширения Механические потери Потери в эл. генераторе	19.4 3.67 3.63	5.59 1.06 1.08	0.931
Регенератор	Теплопотери в регенераторе Необратимый теплообмен в регенераторе	5.24 20.46	1.51 5.89	- -
	Отвод теплоты в окружающую среду с уходящими газами	30.3	8.73	-
В целом по всей газотурбинной установке		347.2	100.00	0.433

Выводы:

1. Если бы в ГТУ не использовалась регенерация теплоты, то эксергия газа на входе в камеру сгорания составила

$$e_{\text{вх}}^{\text{КСВД}} = e_{\text{вых}}^{\text{КСВД}} = 259.9 \text{ кДж/кг.}$$

а эксергия теплоты составила бы

$$\begin{aligned}
 e_q^{\text{КСВД}} &= q^{\text{КСВД}} \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T_r}\right) = \left(\frac{h_1 - h_{12d}}{\eta_{\text{к.с}}}\right) \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T_r}\right) = \\
 &= \left(\frac{1072.4 - 259.9}{0.98}\right) \cdot \left(1 - \frac{290}{2273}\right) = 723 \text{ кДж/кг.}
 \end{aligned}$$

Тогда потери эксергии в камере сгорания

$$\begin{aligned}
 \Pi^{\text{КСВД}} &= e_{\text{вх}}^{\text{КСВД}} + e_q^{\text{КСВД}} - e_{\text{вых}}^{\text{КСВД}} = \\
 &= 259.9 + 723 - 642.4 = 340.5 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.
 \end{aligned}$$

Эксергетический КПД в этом случае

$$\eta_{\text{экс}}^{\text{КСВД}} = \frac{e_{\text{вых}}^{\text{КСВД}}}{e_{\text{вх}}^{\text{КСВД}} + e_q^{\text{КСВД}}} = \frac{642.4}{259.9 + 723} = 0.654$$

Таким образом, регенерация теплоты позволяет существенно снизить потери эксергии и соответственно повысить эксергетический КПД камеры сгорания.

2. По данным табл.3 можно рассчитать основные термодинамические характеристики ГТУ. Так, эксергия (на 1 кг рабочего тела), введенная в установку,

$$\begin{aligned} E &= \frac{(h_1 - h_{13}) + (h_3 - h_{2d})}{\eta_{\text{к.с}}} = \\ &= \frac{(1072.4 - 638) + (1072.4 - 817.6)}{0.98} = 702.4 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}. \end{aligned}$$

Соответственно выработанная электроэнергия

$$\begin{aligned} L_{\text{э}} &= \left[(h_1 - h_{2d} + h_3 - h_{4d}) \cdot \eta_{\text{м}} - \frac{h_{6d} - h_5 + h_{8d} - h_7 + h_{10d} - h_9 + h_{12d} - h_{11}}{\eta_{\text{м}}} \right] \eta_{\text{г}} = \\ &= \left[(1072.4 - 817.6 + 1072.4 - 705.8) \cdot 0.99 - \frac{374.8 - 290.3 + 399.1 - 308.3 + 397.0 - 308.3 + 377.8 - 308.3}{0.99} \right] \\ &\cdot 0.99 = 268.7 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}. \end{aligned}$$

Электрический КПД установки составляет

$$\eta_{\text{э}} = \frac{L_{\text{э}}}{E} \cdot 100 = \frac{268.7}{702.4} \cdot 100 = 38.25\%$$

Термический КПД

$$\begin{aligned} \eta_{\text{т}} &= \frac{(h_1 - h_2) + (h_3 - h_4) + (h_6 - h_5) + (h_8 - h_7) + (h_{10} - h_9) + (h_{12} - h_{11})}{(h_1 - h_{13}) + (h_3 - h_2)} = \\ &= \frac{(1072.4 - 794.6) + (1072.4 - 661) + (364.7 - 290.3) + (387.9 - 308.3) +}{(1072.4 - 638.8) + (1074.2 - 794.6)} \end{aligned}$$

$$\frac{+(370.8 - 308.3) + (377.8 - 308.3)}{(1072.4 - 638.8) + (1074.2 - 794.6)} = 0.664 \text{ или } 66.4\%$$

Термический КПД цикла Карно в данном интервале температур

$$\eta_t = \frac{(750 + 273) - (17 + 273)}{750 + 273} = 0.716 \text{ или } 71.6\%$$

3. Наибольшие потери эксергии, вызванные необратимым характером теплообмена (43,59 %), оказались в камерах сгорания, причем, самые высокие потери эксергии - в камере сгорания высокого давления, превышающие в два раза потери в камере сгорания низкого давления. Это является следствием различия разности температур горячего источника и рабочего тела: в КСВД - 554°С, в КСНД - 637°С, то есть камера сгорания как тепловое устройство - эффективно с точки зрения I закона термодинамики, но несовершенно по II-му закону, так как температурный потенциал теплоты, получаемой при сжигании топлива, оказывается недоиспользованным.

4. Снизить потери эксергии в камере сгорания и газотурбинной установке в целом можно не только за счет введения регенеративного подогрева рабочего тела, но и за счет повышения его начальной температуры перед турбиной (в т.1). Однако это мероприятие, выгодное с точки зрения термодинамики, не всегда выгодно по другим причинам, в том числе экономическим.

5. Фактические потери эксергии в рассматриваемой установке при отводе теплоты в окружающую среду составили 30,3 кДж/кг или 8,73 %. Величина потерь сравнительно невелика из-за введения регенеративного подогрева воздуха за счет отходящих газов. При отказе от регенерации отвод теплоты в окружающую среду осуществлялся в интервале температур (420-17)°С (процесс 6_{д-5} на рис.2), в результате чего потери эксергии возрастут до 161,2 кДж/кг.

6. Применение двухступенчатого расширения выгоднее, чем одноступенчатого. Так, если бы расширение рабочего тела до конечного давления P₄ было выполнено в одноступенчатой турбине, то его температура в конце процесса снизилась бы до 205°С, а общие потери эксергии в турбогенераторной установке составили бы 75,4 кДж/кг. Двухступенчатое расширение газа позволило повысить конечную температуру до 420°С и сократить потери эксергии до 31,43кДж/кг, т.е. более чем в два раза. В результате величина потерь эксергии в турбогенераторной установке составила 9,05 %. Дальнейшее снижение потерь эксергии в этом элементе установки

может быть достигнуто путем улучшения конструкции проточной части и механических элементов турбины и усовершенствования генератора.

7. Общие потери эксергии в многоступенчатом компрессоре составили: 29,3 кДж/кг или 8,44 %. Многоступенчатое сжатие эффективнее одноступенчатого. Так, для последнего потери эксергии при сжатии до того же конечного давления (1,99 МПа) составляют 36,1 кДж/кг. В конце сжатия температура рабочего тела возрастает (449°C), т.е. значительно выше, чем для многоступенчатого сжатия (104°C). Снижение потерь эксергии в турбокомпрессоре может быть достигнуто также путем совершенствования проточной части и механических элементов.

8. Таким образом, использование многоступенчатого сжатия и многоступенчатого расширения рабочего тела, осуществление регенеративного подогрева позволяет существенно повысить эффективность газотурбинной установки и существенно снизить необратимость происходящих в ней процессов.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

- 1.Кириллин В. А., Сычев В.В., Шейндлин А. Е. Техническая термодинамика. М.: Энергоиздат, 1983.
- 2.Гохштейн Д. П. Современные методы термодинамического анализа энергетических установок. М.:Энергия,1969.
- 3.Гохштейн Д. П. Энтропийный метод расчета энергетических потерь. М. Л.; Госэнергоиздат, 1963.
- 4.Бродянский В. М. Эксергетический метод термодинамического анализа.-М.:Энергия,1973.
- 5.Ривкин С. Л. Термодинамические свойства газов. М.:Энергия, 1973.

Учебное текстовое электронное издание

Пинтя Татьяна Николаевна

**ЭКСЕРГЕТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ГАЗОТУРБИННОЙ
УСТАНОВКИ**

Учебное пособие

Издается полностью в авторской редакции

0,32 Мб

1 электрон. опт. диск

г. Магнитогорск, 2013 год

ФГБОУ ВПО «МГТУ»

Адрес: 455000, Россия, Челябинская область, г. Магнитогорск,
пр. Ленина 38

ФГБОУ ВПО «Магнитогорский государственный
технический университет им. Г.И. Носова»

Кафедра теплогазоснабжения, вентиляции и водоснабжения,
водоотведения

Центр электронных образовательных ресурсов и
дистанционных образовательных технологий

e-mail: ceor_dot@mail.ru