

Список літератури

1. Безценний І.В., Дунаєвська Н.І., Євтухов В.Я. Спалювання сумішей вугілля при роботі пилувугільних котлоагрегатів // Новини енергетики. — 2009. — № 7. — С. 32–39.
2. Дедов В.Г., Коземко О.М., Ачкасов Є.М. та ін. Досвід експериментального спалювання вугілля Г/А на Трипільській ТЕС // Енергетика та електрифікація. — 2010. — № 3. — С. 49–55.
3. Чернявський Н.В., Дунаевская Н.И. Динамика конверсии малометаморфизированных углей при газификации в потоке // Тр. Всесоюз. симпозиум «Проблемы газификации углей». — Красноярск : КАТЭКНИИЭнергетики, 1991. — С. 76–83.
4. Шудло Т.С., Безценний І.В. Дослідження спільного спалювання різних видів твердого палива для підвищення ефективності та екологічності роботи котлоагрегатів : (Звіт про виконання НДР) / Ін-т вугіл. енерготехнологій. — № ДР 0109U006265. — Київ, 2009. — 22 с.

Поступила в редакцію 01.11.10

The Investigation of T and AIII Coles Type Blends Combustion Stability

Bezcennyj I.V., Bondzik D.L., Shudlo T.S., Nehamin M.M., Yevtuhov V.J., Dunaevskaya N.I.

Coal Energy Technology Institute of NASU, Kiev

The experimental result of torch stability investigation during anthracite and lean coal mixes combustion. The dependence of natural gas consumption for combustion stabilization against lean coal content in blends is analyzed. The flow features in unit channel by Ansys Fluent software application are improved.

Key words: pulverized-coal combustion, coal blends, torch stability.

Received November 1, 2010

УДК 536.7

Ексергетический анализ газотурбинного двигателя простого цикла

Крушневич С.П.

Институт газа НАН Украины, Киев

Разработана термодинамическая модель процесса превращения тепла в работу в газотурбинной установке, позволяющая проводить анализ потерь эксергии в тепловом цикле с целью определения основных направлений его совершенствования. В качестве примера выполнен анализ потерь эксергии в газотурбинном двигателе, работающем по простому циклу Брайтона. Проведен расчет эксергии потоков рабочего тела и определены основные источники потерь в тепловой схеме.

Ключевые слова: энтальпия, энтропия, эксергия, газовая турбина.

Розроблено термодинамічну модель процесу перетворення тепла у роботу в газотурбинній установці, яка дозволяє проводити аналіз втрат ексергії в тепловому циклі з метою визначення основних напрямів його вдосконалення. Як приклад виконано аналіз втрат ексергії у газотурбинному двигуні, що працює за простим циклом Брайтона. Проведено розрахунок ексергії потоків робочого тіла та визначено основні джерела втрат у тепловій схемі.

Ключові слова: ентальпія, ентропія, ексергія, газова турбіна.

В газотранспортной системе Украины для привода компрессорных газоперекачивающих агрегатов используется 455 газотурбинных установок (ГТУ) общей мощностью 4600 МВт, которые работают преимущественно по простому разомкнутому циклу с эффективным КПД 18–27 % [1]. Эффективный КПД новых современных ГТУ простого цикла в зависимости от мощности и характеристик агрегатов находится в пределах 24–38 %.

Для количественного анализа потерь работоспособности энергии в ГТУ используется эксергетический анализ, который рассматривается на примере ГТУ простого цикла UGT10000 производства ГП НПКГ «Зоря-Машпроект», построенного на базе газотурбинного двигателя (ГТД) ДН-70 с такими характеристиками [2]:

| | | |
|--|---|----------|
| Номинальная мощность, МВт | – | 10 |
| КПД, % | – | 36 |
| Удельный расход топлива (газ), $\text{нм}^3/\text{кВт}\cdot\text{ч}$ | – | 0,279 |
| Степень повышения давления | – | 19,5 : 1 |
| Расход выхлопных газов, $\text{кг}/\text{с}$ | – | 36 |
| Температура выхлопа, $^{\circ}\text{C}$ | – | 490 |
| Масса, т | – | 5 |

Компрессоры низкого и высокого давлений состоят из 9 ступеней. Камера сгорания трубчато-кольцевая, противоточная, 10-трубная с температурой продуктов сгорания на выходе 1200°C (температура начала цикла).

Модель термодинамического цикла ГТД UGT10000

Для получения полных данных о преобразованиях эксергии в каждом узле ГТД UGT10000

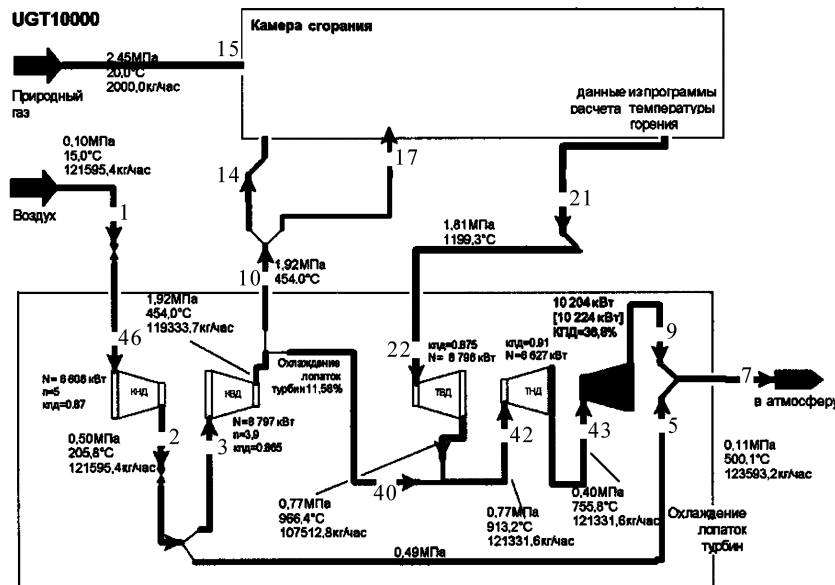


Рис.1. Расчетная схема термодинамического цикла UGT10000.

на основе анализа табличных данных параметров ГТД [3] построена расчетная модель термодинамического цикла (рис.1). Теплофизические свойства рабочего тела рассчитываются на основе программного комплекса ГазКондНефть [4].

Расход природного газа ($G_{\text{пр}}$) определен, исходя из КПД двигателя $\eta_{\text{ГТД}} = 0,36$, номинальной мощности двигателя в условиях ISO-2314 $N_{\text{СТ}} = 10^4 \text{ кВт}$ и низкой теплотворной способности природного газа $Q_{\text{пр}} = 50053,2 \text{ кДж/кг}$:

$$G_{\text{пр}} = (N_{\text{СТ}} \cdot 3600) / (\eta_{\text{ГТД}} \cdot Q_{\text{пр}}) = 1997,8 \text{ кг/ч.}$$

Турбинная часть на расчетной схеме представлена двумя компрессорами и тремя турбинами. Вырабатываемая работа турбинами высокого и низкого давления соответствует потребляемой работе соответствующих компрессоров. Вся мощность силовой турбины считается полезной. Так как компрессоры и турбины не связаны между собой на расчетной схеме, существует незначительное различие между вырабатываемой мощностью турбин и потребляемой компрессорами, поэтому полезная работа рассчитывается как суммарная мощность всех турбин за исключением суммарной мощности компрессоров.

Расчеты температуры горения выполнены в отдельной программе SKGorenie, которая была специально разработана для этой цели [5].

Избыток первичного воздуха для горения (поток 14) в камере сгорания принят в соответствии с тем, что температура факела не должна превышать 1700°C , так как выше этой температуры проявляется существенное влияние диссоциации продуктов сгорания, которое приводит к снижению температуры горения [6]. Оставшийся воздух используется для охлаждения камеры сгорания (поток 17).

В газотурбинном двигателе осуществляются отборы воздуха от первой (поток 5) и второй (поток 40) ступени компрессора для охлаждения лопаток турбин соответственно высокого давления и силовой. Так как программное обеспечение не позволяет учесть этот поток, то для соблюдения материального баланса он смешивается с потоком продуктов сгорания после соответствующей турбины. Это вызывает несущественную погрешность.

Расчет эксергии

Эксергия рабочего тела, отнесенная к начальному со-

Таблица 1. Нормальная химическая эксергия и теплотворная способность

| Показатель | CH ₄ | C ₂ H ₆ | C ₃ H ₈ | C ₄ H ₁₀ | C ₅ H ₁₂ | C ₆ H ₁₄ |
|---|-----------------|-------------------------------|-------------------------------|--------------------------------|--------------------------------|--------------------------------|
| Молярная масса М, кг/моль | 16,042 | 30,068 | 44,094 | 58,120 | 72,146 | 86,172 |
| Отрицательная свободная энтальпия реакции -ΔН ⁰ , МДж/кмоль [7] | 800,73 | 1442,62 | 2075,44 | 2705,19 | 3337,35 | 3969,18 |
| То же [9] | 802,32 | 1428,78 | 2045,38 | 2658,83 | 3274,29 | 3889,28 |
| Нормальная химическая эксергия e _{ch} , МДж/кмоль | 836,51 | 1504,360 | 2163,190 | 2818,930 | 3477,050 | 4134,590 |
| Низшая теплотворная способность Q _н , МДж/кмоль [8] | 816,374 | 1452,923 | 2077,985 | 2703,325 | 3343,566 | 3974,001 |
| Отклонение низшей теплотворной способности от нормальной химической эксергии, % | 2,4 | 3,4 | 3,9 | 4,1 | 3,8 | 3,9 |

стоянию, представляет собой максимальную работу потока, который переводится из текущего состояния до состояния равновесия с окружающей средой, кДж [6]:

$$E_i = (I_i - I_0) - T_0 (S_i - S_0), \quad (1)$$

где I_i, S_i – энтальпия (кДж) и энтропия (кДж/К) потока при его действительных параметрах; I₀, S₀ – энтальпия и энтропия потока при температуре окружающей среды T₀ (К).

Исходя из определения эксергии, полная химическая эксергия топлива может быть принята как сумма низшей теплоты сгорания топлива и эксергии самого потока на входе в камеру сгорания, кДж:

$$E_{пг} = Q_n \cdot q_{пг} + E_{пг.вх}, \quad (2)$$

где Q_н – низшая теплота сгорания топлива, кДж/кг; q_{пг} – расход топлива, кг; E_{пг.вх} – эксергия потока топлива, кДж.

Уравнение (2) дает лишь приближенное значение эксергии топлива. Для более точного расчета химической эксергии топлива следует вместо теплотворной способности использовать нормальную химическую эксергию. Я.Шаргут приводит табличные значения нормальной химической эксергии газообразных углеводородов для условий t_п = 25 °С, p_п = 101,325 кПа [7]. В табл.1 приведены параметры наиболее распространенных углеводородов.

Для оценки вносимой погрешности в случае использования теплотворной способности при определении химической эксергии топлива проведено сравнение нормальной химической эксергии и низшей теплотворной способности [8]. Как видно из табл.1, применение в расчетах теплотворной способности топлива вместо его нормальной химической эксергии приводит к погрешностям 2,4–4,1 %, что для природного газа, состоящего более чем на 90 % из метана, является приемлемым.

Для температуры окружающей среды T₀, отличающейся от 25 °С, нормальная химическая эксергия топлива e_{ch} (кДж/кг) рассчитывается с помощью следующей формулы [9]:

$$e_{ch} = \frac{e_{ch}^0}{M} \left(\frac{T_0}{298,15} \right) + \frac{\Delta H^0}{M} \left(\frac{T_0 - 298,15}{298,15} \right), \quad (3)$$

где ΔН⁰ – отрицательная свободная энтальпия реакции, кДж/кмоль; М – молярная масса, кг/кмоль. e_{ch}⁰ – нормальная химическая эксергия при 25 °С.

Для уточнения химической эксергии газов используется поправочный коэффициент φ_{ch}, типичные значения которого для химической и физической эксергии составляют [9], %: природный газ – 1,04 ± 0,5; угольный газ – 1,00 ± 0,5; СО – 0,973; Н₂ – 0,985.

При термодинамическом анализе ГТД, которые используют природный газ в качестве топлива в условиях ISO 2314 (ГОСТ Р 52782-2007: температура окружающей среды 15 °С, атмосферное давление 101,325 кПа, относительная влажность 60 %), получим, кДж/кг:

$$e_{ch} = [(836510/16,042) (288,15/298,15) + (802320/16,042) ((288,15 - 298,15)/298,15)] \times 1,04 = 5,0667 \cdot 10^4. \quad (4)$$

Использование приведенных выше зависимостей позволяет оценить степень термодинамического совершенства ГТУ и ее отдельных узлов, определить основные направления совершенствования теплового цикла.

Эксергетический КПД узла рассчитывается по следующей формуле:

$$\eta_a = (N + E_2) / E_1, \quad (5)$$

где N – производимая работа; E₁, E₂ – эксергия на входе и выходе узла.

Эксергетический баланс

На основе полученных расчетных теплофизических характеристик термодинамического

цикла ГТД (см. рис.1) по формуле (1) выполнен расчет эксергии потоков ГТД, результаты которого представлены в табл.2.

Результаты расчета эксергии по отдельным узлам приведены в табл.3.

На основании табл.2, 3 построена диаграмма эксергетического баланса (за 100 % принята эксергия топлива). Диаграмма на рис.2 представляет собой карту распределения эксергетических потоков термодинамического цикла. Каждый узел представлен в виде прямоугольника с входящими и выходящими потоками. На каждом потоке указана его эксергия в ГДж и процент от полной химической эксергии топлива.

Анализ диаграммы показывает, что наибольшие эксергетические потери возникают в камере сгорания (25,44 ГДж, или 29,34 %) вследствие выброса большого количества тепла на выходе из турбины с продуктами сгорания в атмосферу. В турбинно-компрессорной части потери составляют 7,24 %.

Таблица 2. Эксергия по потокам (рис.1, 2)

| Номер потока | Энтальпия I, ГДж | Энтальпия I ₀ , ГДж | Энтропия S, ГДж | Энтропия S ₀ , ГДж | Эксергия E, ГДж |
|--------------|------------------|--------------------------------|-----------------|-------------------------------|-----------------|
| 3 | 58,7471 | 35,4073 | 0,7360 | 0,7287 | 21,2218 |
| 5 | 1,1134 | 0,6711 | 0,0139 | 0,0138 | 0,4022 |
| 7 | 104,3069 | 22,7675 | 0,9104 | 0,7302 | 29,6403 |
| 10 | 79,9459 | 31,3071 | 0,6561 | 0,6443 | 45,2342 |
| 14 | 41,2953 | 16,1714 | 0,3389 | 0,3328 | 23,3653 |
| 15 | 1,1724 | 1,2052 | 0,0206 | 0,0239 | 101,041 |
| 17 | 38,6506 | 15,1357 | 0,3172 | 0,3115 | 21,8689 |
| 22 | 184,9856 | 17,8315 | 0,7928 | 0,6310 | 120,5673 |
| 40 | 10,4702 | 4,1002 | 0,0859 | 0,0844 | 5,9241 |
| 42 | 163,7893 | 22,0733 | 0,8884 | 0,7162 | 92,1369 |
| 43 | 139,9300 | 22,0733 | 0,8907 | 0,7162 | 67,6133 |

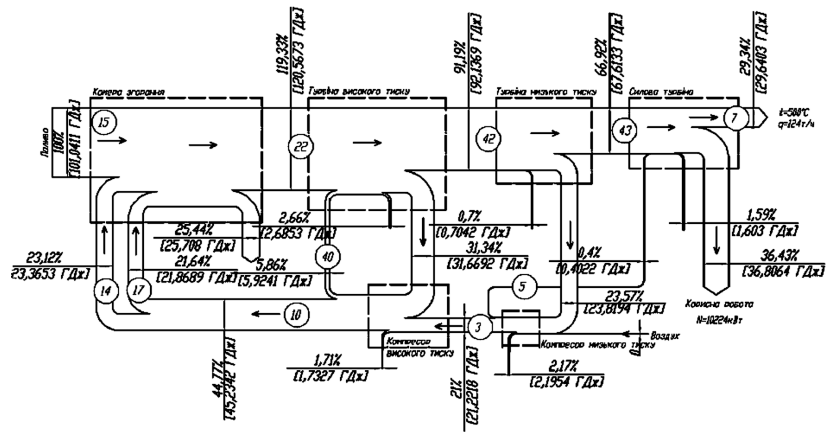


Рис.2. Эксергетический баланс термодинамического цикла UGT10000. Числитель – процент от эксергии топлива; знаменатель – абсолютное значение эксергии.

Самые высокие потери происходят в камере сгорания вследствие смешения потоков с большой разницей температур. Снизить эти потери можно за счет снижения количества воздуха, подаваемого на охлаждение камеры сгорания. К сожалению, существующие материалы, используемые в камере сгорания и турбине высокого давления, которые способны противостоять температурам выше 1200–1300 °С, слишком дороги и требуют сложной системы охлаждения лопаток, что резко повышает конечную стоимость ГТД и снижает ее надежность. Поэтому повышенные температуры более 1300 °С рационально только при мощностях свыше 100–200 МВт.

Суммарные термодинамические потери в остальных узлах ГТД составляют менее 8 %, поэтому дальнейшее совершенствование этих узлов не приведет к существенному приросту эффективности ГТД.

Как видно из рис.2, с отработавшими газами ГТД теряется 29 % эксергии, что сопоставимо с потерями в камере сгорания. Поэтому прежде всего следует обратить внимание на утилизацию этого тепла в дополнительном

Таблица 3. Распределение эксергии по основным узлам цикла

| Наименование узла | Эксергия, ГДж (%) | | | Произведенная или принятая работа, ГДж (%) | Эксергетический КПД, % |
|------------------------------|-------------------|------------------|---------------|--|------------------------|
| | на входе | на выходе | потеря | | |
| Камера сгорания | 146,2753 (144,8) | 120,5673 (119,3) | 25,708 (25,4) | – | 82,7 |
| Турбина высокого давления | 126,4914 (125,2) | 92,1369 (91,2) | 2,8936 (2,9) | 31,6692 (31,3) | 90,9 |
| Турбина низкого давления | 92,1369 (91,2) | 67,6133 (66,9) | 0,7042 (0,7) | 23,8194 (23,6) | 97,0 |
| Турбина силовая | 67,6133 (66,9) | 29,6403 (29,3) | 1,6030 (1,6) | 36,8064 (36,4) | 95,6 |
| Компрессор высокого давления | 52,891 (52,3) | 51,1583 (50,6) | 1,7327 (1,7) | 31,6692 (31,3) | 94,5 |
| Компрессор низкого давления | 0 | 21,624 (21,4) | 2,1954 (2,2) | 23,8194 (23,6) | 90,8 |
| Эксергия, покидающая цикл | – | – | – | 29,6403 (29,3) | – |

утилизационном цикле с использованием низкотемпературных рабочих тел или водяного пара. Предварительные расчеты показывают, что применение, например, пентанового цикла [10] позволяет получить дополнительно до 3 МВт электроэнергии, при этом снизить температуру продуктов сгорания выбрасываемых в атмосферу до 80 °С.

Выводы

Рассмотренная методика и программные комплексы расчета теплофизических свойств газовых смесей применимы для проведения экспресс-анализа термодинамической эффективности газотурбинных установок, определения потерь эксергии, а также основных путей совершенствования тепловых циклов.

Основные потери работоспособности происходят в камере сгорания и с отработанными газами ГТД, которые достигают в простом цикле 25 %. Остальные потери работоспособности энергии по тепловой схеме менее существенны. Поэтому наиболее реальным и менее затратным направлением повышения топливной экономичности ГТУ является переход к более сложным комбинированным процессам глубокой утилизации сбросной тепловой энергии в силовом цикле, что может дать повышение суммарной мощности ГТУ до 30 % и экономии топлива до 50 %. Снижение потерь химической эксергии топлива в камере сгорания возможно достичь за счет повышения температуры сгорания, однако эта возможность ограничена жаропрочностью конструкционных материалов камеры сгорания и проточной части турбины. Кроме того, темп роста эксергетического КПД ГТД, согласно второму закону термодинамики, обратно пропорционален квадрату начальной температуры цикла и, например, при повышении температуры начала цикла от 1300 до 1500 °С в идеальном

цикле повышает теоретический эксергетический КПД только на 5 %.

Список литературы

1. Халатов А.А., Костенко Д.А., Парафейник В.П. и др. Компрессорные станции ГТС Украины : Концепция модернизации газотурбинного привода газоперекачивающих агрегатов. — Киев : Ин-т техн. теплофизики НАН Украины, 2009. — 52 с.
2. Газотурбинные двигатели для использования в газотранспортных сетях : Рекламный проспект НПО Зоря-Машпроект, 2004. — 19 с.
3. Денисов И.Н., Зюганов А.В. К анализу табличных данных проспектов ПГУ методом термодинамического анализа // Газотурбин. технологии. — 2008. — Окт. — С. 1–3.
4. Программный комплекс ГазКондНефть. — <http://gascondoil.com/>
5. Программа расчета температуры горения. — <http://sergeyk.kiev.ua/soft/gorenie/>
6. Самсонов А.И. Эксергетический анализ работы тепловых машин. Противоречия и неточности в учебниках по технической термодинамике // Кораблестроение, океанотехника, вопросы экономики. — Владивосток. — 2002. — Вып. 25. — С. 21–22.
7. Эксергетический метод и его приложения / Под ред. В.М.Бродянского. — М. : Мир, 1967. — 248 с.
8. ГОСТ 30319.1-96. Газ природный. Методы расчета физических свойств по уравнению состояния. — Введ. 01.07.97.
9. Somkiat Boonnasa, Pichai Namprakai. Exergy Evaluation of the EGAT (Block 1) Combined Cycle Power Plant // Joint Intern. Conf. «Sustainable Energy and Environment (SEE)», Hua Hin, Thailand, 1–3 Dec. 2004. — P. 437–441.
10. Пятничко В.А., Крушневич Т.К., Пятничко А.И. Утилизация низкопотенциального тепла для производства электроэнергии с использованием пентана в качестве рабочего тела. — <http://sergeyk.kiev.ua/tech/n-pentan/>

Поступила в редакцию после доработки 21.03.11

The Exergic Analysis of Simple Cycle Gas Turbine Engine

Krushnevich S.P.

The Gas Institute of NASU, Kiev

The thermodynamic model of heat transformation into work in gas turbine power plant is developed. The model allows to analyze exergy losses in thermal cycle in order to determine the main directions of the cycle improvement. The analysis of exergy loss for Brighton simple cycle gas turbine operation as an example is executed. The calculation of exergy for working substance flux is conducted. The dominant loss sources in the thermal circuit are determined.

Key words: enthalpy, entropy, exergy, gas turbine, losses.

Received March 21, 2011