



Электромеханика и машиностроение

УДК 662.6

ЭКСЕРГЕТИЧЕСКИЙ МЕТОД ОЦЕНКИ ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТИ ОБОРУДОВАНИЯ СИСТЕМ ЭНЕРГООБЕСПЕЧЕНИЯ ПРЕДПРИЯТИЙ МИНЕРАЛЬНО-СЫРЬЕВОГО КОМПЛЕКСА

В.А.ЛЕБЕДЕВ

Санкт-Петербургский горный университет, Россия

В статье рассматриваются возможности повышения энергоэффективности систем энергообеспечения предприятий минерально-сырьевого комплекса.

В настоящее время в системах энергообеспечения предприятий минерально-сырьевого комплекса применяются различные типы энергетических установок малой и средней мощности. Основными типами установок являются газотурбинные, газопоршневые, дизельные, парогазовые, паротурбинные и др. Их основное назначение – обеспечение электроэнергией и теплом промышленных предприятий, технологических процессов и объектов социальной структуры. При выборе типа установки используются различные критерии – технические, экономические, надежностные и др. Часто приходится принимать во внимание климатические и географические факторы, например, при решении проблем с доставкой топлива [7]. В последнее время все чаще при выборе типа энергоустановки используется критерий энергоэффективности. Основным показателем при этом является эффективный КПД, рассчитываемый классическим методом тепловых балансов. В статье предлагается использовать эксергетический метод определения энергоэффективности, позволяющий выполнить как относительную (эксергетический КПД), так и абсолютную оценку степени термодинамического совершенства системы. В качестве примера рассмотрен эксергетический анализ паротурбинной энергоустановки как альтернативный вариант системы энергообеспечения предприятия.

Ключевые слова: энергоэффективность, теплосиловая установка, паротурбинная установка, методы термодинамического анализа, эксергия, эксергетический анализ, тепловой баланс, эксергетический баланс, коэффициент полезного действия.

Как цитировать эту статью: Лебедев В.А. Эксергетический метод оценки энергоэффективности оборудования систем энергообеспечения предприятий минерально-сырьевого комплекса // Записки Горного института. 2016. Т.219. С.435-443. DOI 10.18454/PMI.2016.3.435

Введение. Проблема повышения энергоэффективности и обеспечения сбережения энергоресурсов является приоритетной как для экономики страны в целом, так и для минерально-сырьевого комплекса в частности. В настоящее время развивается новое научное направление, в котором разрабатываются теоретические основы энергосбережения и энергоэффективности, а также накапливается опыт их практического внедрения [3, 4, 9, 10]. Основу научного направления составляет термодинамический анализ существующих или проектируемых систем, разработка тепловых схем на его основе, оптимизация параметров, интенсификация процессов теплопередачи и разработка новых энергоэффективных типов теплоэнергетического оборудования. При этом одним из основных вопросов является сравнительный анализ проектных и технических решений, проводимый по определенным термодинамическим показателям. Поэтому правильный и рациональный выбор метода анализа энергетических потерь в системах теплоэнергетики является залогом успешного решения поставленной задачи.

В настоящее время наиболее распространенным методом анализа является метод тепловых балансов, основанный на применении первого закона термодинамики. При расчете по этому методу составляются энергетические (тепловые) балансы, на основании которых определяются термодинамические показатели работы тепловых систем. Вместе с тем, являясь частным случаем закона сохранения массы и энергии, первый закон термодинамики не может дать ответа о степени термодинамического совершенства как отдельного элемента, так и всей теплоэнергетической системы [2]. Причиной этого является свойство энергии оставаться постоянной величиной в замкнутой системе, т.е. она не может создаваться или уничтожаться. В силу этого метод тепловых балансов может выявлять лишь потери энергии через границы замкнутой системы. При таком подходе уже возникают некоторые неудобства по определению критериев энергоэффективности. Например, для теплового двигателя мерой термодинамических потерь можно считать термический КПД, определяемый из соотношения

$$\eta_t = (Q_1 - Q_2) / Q_1, \quad (1)$$

где Q_1 – теплота, подведенная к рабочему телу от горячего источника; Q_2 – теплота, отведенная от рабочего тела к холодному источнику.

По определению КПД всегда меньше единицы. Однако, например, для холодильной установки таким критерием является холодильный коэффициент, для теплового насоса – коэффициент трансформации. Оба коэффициента больше единицы и не могут служить критерием термодинамического совершенства теплоэнергетического оборудования. Такой подход приводит к появлению большого количества различных по физическому смыслу коэффициентов и «к 35 КПД со слабой логической взаимосвязью» [6].

Дальнейшим развитием методов анализа эффективности теплоэнергетических систем явилось введение понятия «потеря работоспособности», впервые использованное еще в 1889 г. французским физиком М.Гюи. На этой идее основан энтропийный метод расчета потери работоспособности системы из-за необратимости рабочих процессов цикла. Гюи установил, что потеря работоспособности системы между источником работы и окружающей средой может быть определена из соотношения

$$\Delta L = T_0 \Delta S, \quad (2)$$

где T_0 – температура окружающей среды; ΔS – изменение энтропии рассматриваемой системы.

Это уравнение позже использовалось словацким теплотехником А. Стодолой в практических расчетах потери работоспособности в элементах энергетического оборудования. С тех пор уравнение (2) носит название уравнения Гюи – Стодолы.

В середине XX в. югославским ученым З.Рантом развит эксергетический метод расчета потери работоспособности системы и меры необратимости.

Эксергия – максимальная работа, которая может быть совершена при обратимом переходе какой-либо термодинамической системы из состояния с заданными параметрами в состояние равновесия с окружающей средой [2]. Кроме того, эксергия является мерой, учитывающей качество энергии.

Эксергетический метод позволяет учитывать различную ценность источников энергии или энергетических процессов в зависимости от параметров окружающей среды, составлять приходно-расходные балансы различных по своей физической природе видов энергии, количественно и качественно их сравнивать, определять необратимые потери в рабочих процессах, принимать режимные и конструктивные меры для снижения необратимых потерь или их недопущения.

В настоящее время идеи эксергетического подхода получили определенное развитие в отечественного и зарубежной инжиниринговой практике. На базе теплового (энтальпийного) и эксергетического анализа разработаны методики, основанные на определении энергии или эксергии потоков в исследуемой тепловой системе [12, 13]. Они используются также для построения энергетического или эксергетического баланса объектов, соединяемых этими потоками и позволяющих производить мониторинг этих объектов с точки зрения энергоэффективности, выявлять участки технологических процессов, где имеется потенциал энергосбережения. За рубежом, например, в Нидерландах, этот подход используется инженерными подразделениями таких крупных компаний, как «Shell», «Dow Chemical», «Unilever», «DSM», «AKZO NOBEL» и др., а также некоторыми крупными инженерными компаниями [14]. По отзывам специалистов, эксергетический анализ позволяет компаниям получить ценную информацию, но требует много времени. Кроме того, существует немного доступных данных, с которыми можно было бы сравнивать полученные результаты. Например, недостаток данных затрудняет сравнительный анализ эксергетических КПД. Разработано специализированное коммерческое программное обеспечение для расчета эксергии, использующее данные о технологических потоках из программного пакета для описания схем технологических процессов и позволяющее значительно ускорить соответствующий анализ. Однако стоимость указанного пакета высока, и его приобретение в настоящее время является оправданным лишь для немногих компаний.

Оценка эффективности энергетических процессов осуществляется на основе эксергетических балансов, отражающих равенство подведенной к системе эксергии и отведенной от нее эксергии и потерь.

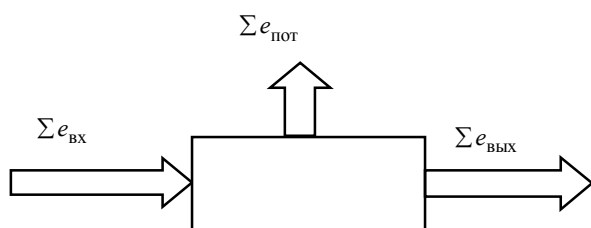


Рис.1. Схема эксергетических балансов системы

Для составления эксергетического баланса необходимо знать технологическую схему установки или системы со всеми входящими и выходящими потоками вещества и энергии и их термодинамические параметры (рис.1).

Для системы эксергетический баланс можно записать в виде

$$\Sigma e_{вх} = \Sigma e_{вых} + \Sigma e_{пот}, \quad (3)$$

где $\Sigma e_{вх}$ – суммарная эксергия на входе, вклю-

чающая эксергии вещества, энергетических потоков, теплоты, топлива и т.д.; $\sum e_{\text{вых}}$ – суммарная эксергия на выходе; $\sum e_{\text{пот}}$ – суммарная эксергия потерь.

Важнейшим показателем энергоэффективности системы является эксергетический КПД – отношение полезно усвоенной эксергии к затраченной:

$$\eta_e = \frac{\sum e_{\text{полезн}}}{\sum e_{\text{затр}}} = \frac{\sum e_{\text{затр}} - \sum e_{\text{пот}}}{\sum e_{\text{затр}}}. \quad (4)$$

Основные этапы эксергетического анализа и принятия решений:

- анализ всех энергоресурсов и энергоносителей, в том числе вторичных, в пределах одного технологического процесса и определение их термодинамических параметров;
- определение потерь эксергии на всех этапах преобразования и использования энергии во всех элементах технологических схем;
- определение эксергетических показателей технологических процессов и степени термодинамического совершенства технических систем, установок, аппаратов по проектным и эксплуатационным данным;
- оптимизация схемных решений и термодинамических параметров технологических процессов, агрегатов и систем.

Основные зависимости для расчета эксергии:

– Удельная эксергия вещества в объеме

$$e_v = (U - U_0) - T_0(S - S_0) + p_0(V - V_0), \quad (5)$$

где U , S и V – внутренняя энергия, энтропия и удельный объем рабочего тела соответственно; U_0 , S_0 , p_0 , V_0 – внутренняя энергия, энтропия, давление и удельный объем при температуре окружающей среды T_0 соответственно.

– Эксергия вещества в потоке

$$e_t = q - T_0(S - S_0)$$

или

$$(h - h_0) - T_0(S - S_0), \quad (6)$$

где q – удельный тепловой поток, переносимый рабочим телом.

– Эксергия химического источника энергии

$$e_x = K Q_{\text{в}}^{\text{сг}}, \quad (7)$$

где $Q_{\text{в}}^{\text{сг}}$ – высшая теплота сгорания топлива; K – коэффициент, зависящий от вида топлива.

Например, для генераторного газа $K = 0,97$, для коксового газа $K = 1,0$, для природного газа $K = 1,04$ [11].

Для твердых топлив эксергия определяется по формуле

$$e_x = (1 - w) K Q_{\text{в}}^{\text{сг}}, \quad (8)$$

где w – влагосодержание.

– Эксергия теплового потока

$$e = q \left(1 - \frac{T_0}{T} \right). \quad (9)$$

Выражение $1 - \frac{T_0}{T}$ иногда называется эксергетической температурой.

Рассмотрим особенности, достоинства и недостатки эксергетического метода определения энергоэффективности конкретной теплоэнергетической системы по сравнению с традиционным (энтальпийным) методом тепловых балансов на примере тепловой конденсационной электростанции (ТЭС), работающей по циклу Ренкина [2, 8]. Схема паротурбинной установки (ПТУ) приведена на рис.2.

Тепловая (T – S) диаграмма процессов, происходящих в ПТУ, приведена на рис.3.

Основные процессы, происходящие в ПТУ:

- 1-2 – снижение параметров перегретого пара (потери) в паропроводе на участке котлоагрегат – турбина;
- 2-3 – расширение пара в турбине (полезная работа);



Рис.2. Схема ПТУ

КА – котлоагрегат; Т – паровая турбина; Г – электрогенератор; К – конденсатор;
 ПН – питательный насос; ЭК – экономайзерный участок КА;
 ИСП – испарительный участок КА; ПЕ – перегревательный участок КА

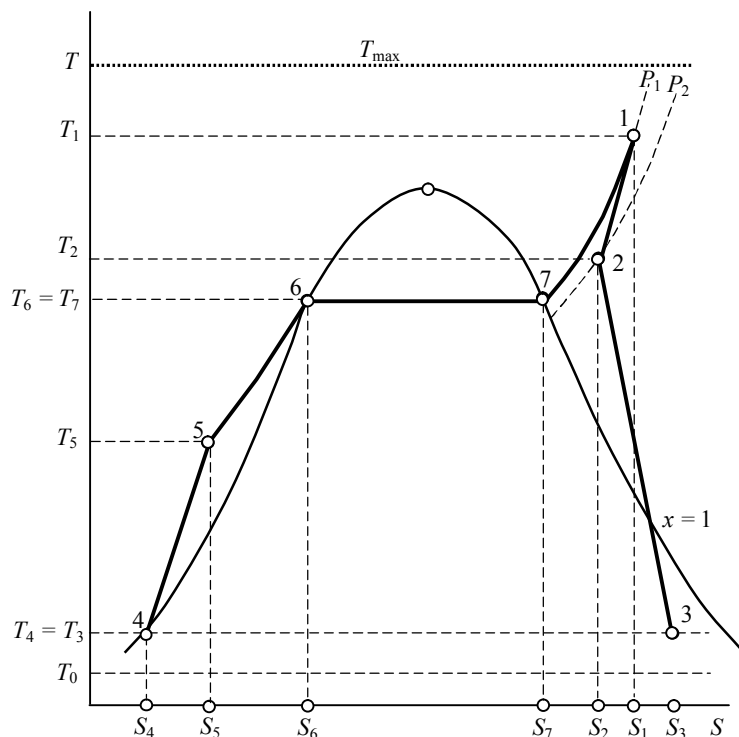


Рис.3. Тепловая диаграмма «условно-реального» цикла ПТУ

- 3-4 – конденсация пара (отвод тепла в цикле) в конденсаторе;
- 4-5 – сжатие рабочего тела питательным насосом;
- 5-6 – нагревание рабочего тела (подвод тепла) в экономайзере котлоагрегата до температуры насыщения;
- 6-7 – испарение рабочего тела (подвод тепла) на испарительном участке котлоагрегата;
- 7-1 – перегрев пара (подвод тепла) на пароперегревательном участке котлоагрегата.

Исходные данные для термодинамических расчетов:

– давление перегретого пара на выходе из котельного агрегата $P_1 = 14$ МПа;

– температура перегретого пара на выходе из котельного агрегата $t_1 = 540$ °С;

– давление перегретого пара на входе в турбину $P_2 = 13,5$ МПа;

– температура перегретого пара на входе в турбину $t_2 = 525,7$ °С;

– расход пара $D = 220$ т/ч;

– давление в конденсаторе $P_3 = 3,5$ кПа;

– топливо – природный газ с низшей теплотой сгорания $Q_n^p = 35,5$ МДж/кг;

– расход топлива $B = 6,25$ кг/с;

– максимальная температура продуктов горения $t^{\max} = 2000$ °С;

– температура окружающей среды $t_0 = 10$ °С;

– давление окружающей среды $P_0 = 0,1$ МПа;

– параметры и функции состояния рабочего тела в характерных точках цикла с учетом необратимости процессов определены по [1] и приведены в таблице.

Термодинамические параметры состояния и свойства рабочего тела в характерных точках цикла Ренкина

Номер точки на диаграмме цикла	Параметры					
	p , МПа	t , °С	T , К	Состояние рабочего тела	h , кДж/кг	S , кДж/(кг·К)
Точка 1	14	540	813,15	Перегретый пар	3434,16	6,532
Точка 2	13,5	525,7	798,85	Перегретый пар	3401,13	6,5063
Точка 3	0,0035	26,67	299,82	$x = 0,84535$	2172,53	7,2647
Точка 4, $x = 0$	0,0035	26,67	299,82	Конденсат на левой пограничной кривой, $x = 0$	111,82	0,391
Точка 5	16,2	27,7	300,85	Недогретая до насыщения вода	130,88	0,400
Точка 6	15,2	343,2	616,37	Кипящая вода на левой пограничной кривой, $x = 0$	1618,06	3,698
Точка 7	15,2	343,2	616,37	Сухой насыщенный пар на правой пограничной кривой, $x = 1$	2604,95	5,298
Точка 0	0,1	10	283,15	Вода	42,12	0,151

Энергоэффективность паротурбинной установки может быть оценена с помощью уравнения теплового баланса

$$q_{\text{топл}} = l_3 + q_{\text{конд}} + \Delta q_{\text{г}} + \Delta q_{\text{м}} + \Delta q_{\text{п.п}} + \Delta q_{\text{к}}, \quad (10)$$

где $q_{\text{топл}}$ – теплота, выделяемая при сжигании топлива; l_3 – полезная работа (электроэнергия), отданная во внешнюю сеть; $q_{\text{конд}}$ – теплота, отдаваемая холодному источнику (в конденсаторе); $\Delta q_{\text{г}}$ – механические и электрические потери в электрогенераторе; $\Delta q_{\text{м}}$ – механические потери в турбине; $\Delta q_{\text{п.п}}$ – потери теплоты в паропроводе; $\Delta q_{\text{к}}$ – потери в котлоагрегате.

В такой постановке КПД всей ПТУ определяется по формуле

$$\eta_{\text{ПТУ}} = \frac{l_3}{q_{\text{топл}}}. \quad (11)$$

Вместе с тем КПД всей паротурбинной установки равно произведению КПД составляющих ее элементов:

$$\eta_{\text{ПТУ}} = \eta_{\text{к}} \eta_{\text{п.п}} \eta_{\text{г}} \eta_{\text{м}} \eta_{\text{ц}}, \quad (12)$$

где $\eta_{\text{к}}$ – КПД котлоагрегата; $\eta_{\text{п.п}}$ – КПД паропровода, $\eta_{\text{г}}$ – КПД электрогенератора, $\eta_{\text{м}}$ – механический КПД турбины, $\eta_{\text{ц}}$ – КПД цикла ПТУ с учетом необратимых потерь.

Потери теплоты в элементах ПТУ определим с помощью метода коэффициентов полезного действия [6] на основании (12).

КПД цикла с учетом необратимости

$$\eta_{\text{ц}} = \frac{(h_2 - h_3) - (h_5 - h_4)}{h_2 - h_5}, \quad (13)$$

где $\eta_{\text{ц}} = 0,37$ или 37 %.

Механические потери в турбине учитываются $\eta_{\text{м}}$. Примем $\eta_{\text{м}} = 0,98$.

Тогда эффективный КПД турбины $\eta_{\text{т}} = \eta_{\text{ц}} \eta_{\text{м}}$, $\eta_{\text{т}} = 0,36$.

Механические и электрические потери в электрогенераторе учитываются $\eta_{\text{г}}$. Примем $\eta_{\text{г}} = 0,98$.

Электрический КПД турбогенераторной установки $\eta_{\text{тг}} = \eta_{\text{т}} \eta_{\text{г}}$; $\eta_{\text{тг}} = 0,35$.

По определению $\eta_{\text{тг}} = \frac{l_3}{q_1}$, где $q_1 = h_2 - h_5$ – теплота, подведенная к циклу.

Таким образом, $l_3 = (h_2 - h_5) \eta_{\text{тг}}$; $l_3 = 1144,9$ кДж/кг.

КПД паропровода

$$\eta_{\text{п.п}} = \frac{h_2 - h_5}{h_1 - h_5}; \quad \eta_{\text{п.п}} = 0,99.$$

КПД котлоагрегата

$$\eta_{\text{к}} = \frac{h_1 - h_5}{q_{\text{топл}}}.$$

Теплота, выделяемая при сжигании топлива в котле, приведенная к 1 кг рабочего тела

$$q_{\text{топл}} = \frac{BQ_h^p}{D}; \quad q_{\text{топл}} = 3629,9 \text{ кДж/кг}.$$

Тогда КПД котлоагрегата будет $\eta_{\text{к}} = 0,91$ или 91 %.

Определим составляющие уравнения теплового баланса ПТУ:

- потери теплоты в котле $\Delta q_{\text{к}} = (1 - \eta_{\text{к}}) q_{\text{топл}}$; $\Delta q_{\text{к}} = 326,7$ кДж/кг;

- потери теплоты в паропроводе $\Delta q_{\text{п.п}} = \eta_{\text{к}} (1 - \eta_{\text{п.п}}) q_{\text{топл}}$; $\Delta q_{\text{п.п}} = 33,03$ кДж/кг;

- механические потери в турбине $\Delta q_{\text{м}} = \eta_{\text{к}} \eta_{\text{п.п}} \eta_{\text{ц}} (1 - \eta_{\text{м}}) q_{\text{топл}}$; $\Delta q_{\text{м}} = 24,2$ кДж/кг;

- механические и электрические потери в электрогенераторе: $\Delta q_{\text{г}} = \eta_{\text{к}} \eta_{\text{п.п}} \eta_{\text{м}} \eta_{\text{ц}} (1 - \eta_{\text{г}}) q_{\text{топл}}$; $\Delta q_{\text{г}} = 23,7$ кДж/кг;

- теплота, отданная в конденсаторе $\Delta q_{\text{конд}} = \eta_{\text{к}} \eta_{\text{п.п}} (1 - \eta_{\text{г}}) q_{\text{топл}}$; $\Delta q_{\text{конд}} = 2060,2$ кДж/кг.

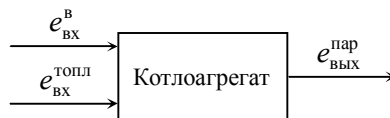
Если принять $\Delta q_{\text{топл}}$ за 100 %, то соотношение потерь теплоты в элементах составит: $\Delta q_{\text{к}} = 9$ %; $\Delta q_{\text{п.п}} = 0,91$ %; $\Delta q_{\text{м}} = 0,67$ %; $\Delta q_{\text{г}} = 0,65$ %; $q_{\text{конд}} = 56,8$ %.

Таким образом, в полезную работу (электроэнергию) превращено 32 % затраченной теплоты сгоревшего топлива.

Определим эксергетический баланс ПТУ.

Эксергии потоков рабочих сред определяются по уравнению (6), а эксергии потоков теплоты – по (9)

Котлоагрегат. На входе – питательная вода, имеющая эксергию $e_{\text{ВХ}}^{\text{В}}$ и топливо с эксергией $e_{\text{ВХ}}^{\text{ТОПЛ}}$. На выходе – перегретый пар с эксергией $e_{\text{ВЫХ}}^{\text{ПАР}}$:



Здесь $e_{\text{ВХ}}^{\text{В}} = (h_5 - h_0) - T_0(S_5 - S_0)$, $e_{\text{ВХ}}^{\text{В}} = 18,26$ кДж/кг; $e_{\text{ВХ}}^{\text{ТОПЛ}} = q_{\text{ТОПЛ}}(1 - \frac{T_0}{T})$, $e_{\text{ВХ}}^{\text{ТОПЛ}} = 3184,23$ кДж/кг;

$e_{\text{ВЫХ}}^{\text{ПАР}} = (h_1 - h_0) - T_0(S_1 - S_0)$; $e_{\text{ВЫХ}}^{\text{ПАР}} = 1585,26$ кДж/кг.

Потери эксергии в котлоагрегате составляют $e_{\text{К}} = e_{\text{ВХ}}^{\text{В}} + e_{\text{ВХ}}^{\text{ТОПЛ}} - e_{\text{ВЫХ}}^{\text{ПАР}}$, $\Delta e_{\text{К}} = 1617,23$ кДж/кг.

Наблюдаются два вида потерь эксергии в котле – потери в окружающую среду $\Delta e_{\text{К}}^{\text{ОКР}}$ (несовершенство термоизоляции конструкций и т.д.) и потери за счет необратимостей тепловых процессов

$e_{\text{К}}^{\text{НЕОБР}}$ (химический и механический недожог топлива и др.): $\Delta e_{\text{К}}^{\text{ОКР}} = (1 - \eta_{\text{К}})q_{\text{ТОПЛ}}(1 - \frac{T_0}{T})$,

$\Delta e_{\text{К}}^{\text{ОКР}} = 286,58$ кДж/кг; $\Delta e_{\text{К}}^{\text{НЕОБР}} = \Delta e_{\text{К}} - \Delta e_{\text{К}}^{\text{ОКР}}$, $\Delta e_{\text{К}}^{\text{НЕОБР}} = 1330,65$ кДж/кг.

Эксергетический КПД котлоагрегата $\eta_{\text{е}}^{\text{К}} = \frac{e_{\text{ВЫХ}}^{\text{ПАР}}}{e_{\text{ВХ}}^{\text{В}} + e_{\text{ВХ}}^{\text{ТОПЛ}}}$, $\eta_{\text{е}}^{\text{К}} = 0,495$.

Паропровод. На входе – пар с эксергией $e_{\text{ВХ}}^{\text{ПП}} = e_{\text{ВЫХ}}^{\text{ПАР}}$, на выходе – пар с эксергией $e_{\text{ВЫХ}}^{\text{ПП}}$:

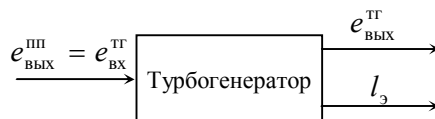


Здесь $e_{\text{ВЫХ}}^{\text{ПП}} = (h_2 - h_0) - T_0(S_2 - S_0)$; $e_{\text{ВЫХ}}^{\text{ПП}} = 1558,46$ кДж/кг.

Потери эксергии в паропроводе $e_{\text{ПП}} = e_{\text{ВЫХ}}^{\text{ПАР}} - e_{\text{ВЫХ}}^{\text{ПП}}$, $e_{\text{ПП}} = 26,8$ кДж/кг.

Эксергетический КПД паропровода $\eta_{\text{е}}^{\text{ПП}} = \frac{e_{\text{ВЫХ}}^{\text{ПП}}}{e_{\text{ВХ}}^{\text{ПП}}}$; $\eta_{\text{е}}^{\text{ПП}} = 0,98$.

Турбогенераторная установка. На входе – перегретый пар из паропровода с эксергией $e_{\text{ВЫХ}}^{\text{ПП}} = e_{\text{ВХ}}^{\text{ТГ}}$. На выходе – полезная работа l_3 и отработанный пар с эксергией $e_{\text{ВЫХ}}^{\text{ТГ}}$:



Здесь $e_{\text{ВЫХ}}^{\text{ТГ}} = (h_3 - h_0) - T_0(S_3 - S_0)$, $e_{\text{ВЫХ}}^{\text{ТГ}} = 116,17$ кДж/кг.

Потери эксергии в турбогенераторной установке $\Delta e_{\text{ТГ}} = \Delta e_{\text{ВЫХ}}^{\text{ТГ}} - \Delta e_{\text{ВЫХ}}^{\text{ТГ}} - l_3$, $\Delta e_{\text{ТГ}} = 278,39$ кДж/кг.

Потери эксергии в турбогенераторной установке обусловлены тремя факторами:

1. Потери эксергии за счет механических потерь в турбине $\Delta e_{\text{М}}^{\text{ТГ}} = (h_2 - h_3)(1 - \eta_{\text{М}})$, $\Delta e_{\text{М}}^{\text{ТГ}} = 24,57$ кДж/кг.

2. Потери эксергии за счет механических и электрических потерь в электрогенераторе $\Delta e_{\text{Г}}^{\text{ТГ}} = (h_2 - h_3)\eta_{\text{М}}(1 - \eta_{\text{Г}})$, $\Delta e_{\text{Г}}^{\text{ТГ}} = 24,08$ кДж/кг.

3. Потери, связанные с необратимостью расширения пара в турбине $\Delta e_{\text{ПАР}}^{\text{ТГ}} = \Delta e_{\text{ТГ}} - \Delta e_{\text{Г}}^{\text{ТГ}}$, $\Delta e_{\text{ПАР}}^{\text{ТГ}} = 229,74$ кДж/кг.

Таким образом, основные потери эксергии в турбогенераторной установке связаны с необратимостью процесса расширения пара в турбине.

Эксергетический КПД турбогенераторной установки $\eta_e^{тг} = \frac{l_3}{e_{вх}^{тг} - e_{вых}^{тг}}$, $\eta_e^{тг} = 0,81$.

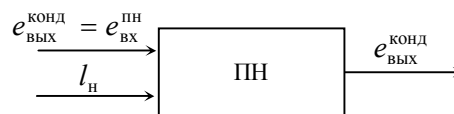
Конденсатор. На входе – пар от турбогенераторной установки с эксергией $e_{вых}^{тг} = e_{вх}^{конд}$, на выходе – конденсат с эксергией $e_{вых}^{конд}$:



Здесь $e_{вых}^{конд} = (h_4 - h_0) - T_0(S_4 - S_0)$, $e_{вых}^{конд} = 1,74$ кДж/кг.

Потери эксергии в конденсаторе $\Delta e^{конд} = e_{вх}^{конд} - e_{вых}^{конд}$, $\Delta e^{конд} = 114,43$ кДж/кг.

Питательный насос. На входе – конденсат с эксергией $e_{вых}^{конд} - e_{вх}^{пн}$. Кроме того, для работы насоса извне подводится энергия в виде работы l_n . На выходе – питательная вода с эксергией, равной эксергии воды на входе в котлоагрегат $e_{вых}^{пн} = e_{вх}^в$:



Здесь $l_n = h_5 - h_4$, $l_n = 19,06$ кДж/кг.

Потери эксергии в питательном насосе $\Delta e^{пн} = e_{вх}^{пн} + l_n - e_{вых}^{пн}$, $\Delta e^{пн} = 2,54$ кДж/кг.

Эксергетический КПД питательного насоса $\eta^{пн} = \frac{e_{вых}^{пн} - e_{вх}^{пн}}{l_n}$, $\eta_e^{пн} = 0,87$.

По аналогии с потерями теплоты определим вклад каждого элемента ПТУ в потери эксергии всей установки.

Примем за 100% эксергию сжигаемого в котле топлива $e_{вх}^{топл}$. Тогда потери эксергии в отдельных элементах ПТУ составят: $\Delta e_k - 51\%$; $\Delta e_{вых}^{пп} - 0,84\%$; $\Delta e^{тг} - 8,74\%$; $\Delta e^{конд} - 3,59\%$; $\Delta e^{пн} - 0,079\%$.

Таким образом, в полезную работу превращено 35,9 % затраченной эксергии топлива.

Сравнительный анализ результатов теплового баланса и баланса эксергии в ПТУ показывает, что основными элементами, влияющими на энергоэффективность установки, являются котлоагрегат и

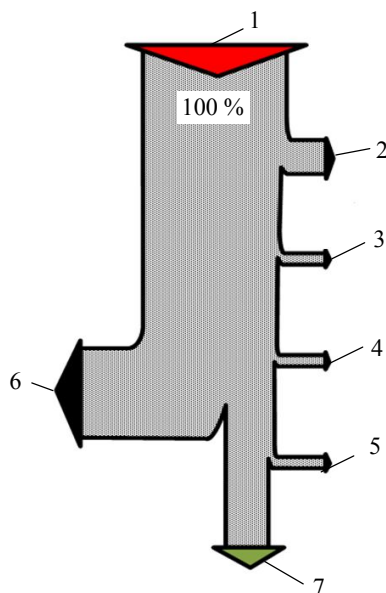


Рис.4. Диаграмма тепловых потерь в ПТУ

1 – теплота топлива; 2 – потери в котле (9 %); 3 – потери в паропроводе (0,91 %); 4 – механические потери в турбине (0,67 %); 5 – потери в генераторе (0,65 %); 6 – теплота, отданная в конденсаторе (56,8 %); 7 – превращение в электроэнергию (32 %)

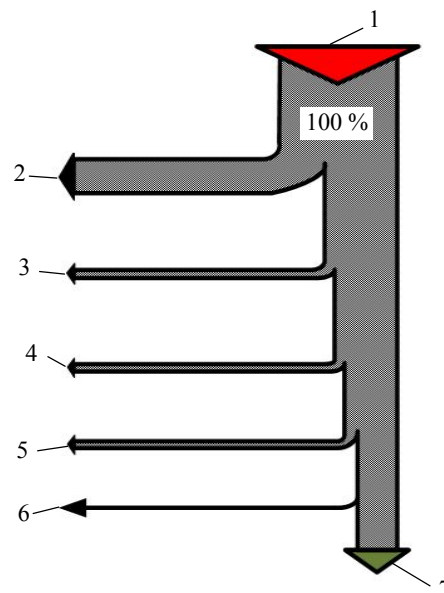


Рис.5. Диаграмма потоков эксергии в ПТУ

1 – эксергия теплоты, выделившейся при сгорании топлива; 2 – потери в котле (51 %); 3 – потери в паропроводе (0,84 %); 4 – потери в турбоэлектрогенераторе (8,74 %); 5 – потери в конденсаторе (3,59 %); 6 – потери в насосе (0,079 %); 7 – полезная работа (35,8 %)

конденсатор (рис.4, 5). С точки зрения потерь теплоты (что соответствует первому закону термодинамики), котлоагрегат является весьма совершенным агрегатом с термическим КПД, равным 91%. Кажущееся благополучие не вскрывает существо энергетических превращений в рассматриваемой системе и не позволяет правильно обосновать основные направления совершенствования как системы в целом, так и отдельных ее элементов. Вместе с тем с точки зрения потерь эксергии (что обусловлено вторым законом термодинамики) именно в котле теряется 51 % всей эксергии, отдаваемой топливом при его сжигании. А ведь именно эксергия характеризует возможность источника энергии к совершению работы. Такой низкий эксергетический КПД котла ($\eta_e^k = 0,495$) связан, в основном, с необратимыми потерями при сгорании топлива и теплопередачей от высокотемпературных продуктов сгорания к воде и водяному пару. Таким образом, эксергетический анализ котла показывает пути повышения его термодинамической эффективности за счет схемных и конструктивных решений. Решающим фактором будет уменьшение перепада температур между источником тепла и рабочим телом. Это можно сделать путем увеличения параметров пара, вырабатываемого в паровом котле, схемных решений (регенеративный подогрев конденсата, промежуточный перегрев пара и др.) и применением комбинированных циклов теплосиловых установок (бинарные ПТУ, парогазовые установки, установки с МГД-генераторами и т.д.).

Вторым элементом ПТУ, в котором проявляется противоречие двух подходов к анализу энергоэффективности теплосиловой установки, является конденсатор. Действительно, в конденсаторе отводится большое количество теплоты (56,8%). Однако рабочее тело в конденсаторе отдает низкопотенциальное тепло и, как показывает эксергетический анализ, обладает низкой эксергией (потери эксергии в конденсаторе составляют лишь 3, 59%), что делает его малопригодным к дальнейшему производству работы. Вместе с тем большое количество отдаваемого низкопотенциального тепла позволяет перспективно использовать его в системах теплоснабжения, теплонасосных системах и др.

Выводы. Эксергетический анализ позволяет выявить наиболее слабые элементы теплосиловой установки с точки зрения энергоэффективности и определить меры и конструкторские решения по повышению их термодинамического совершенства.

Вместе с тем эксергетический метод анализа имеет и недостатки. В частности, с его помощью достаточно сложно определять связи между эксергетическим КПД сложной системы и эксергетическими КПД ее элементов. Определение КПД системы, как произведение КПД входящих в нее элементов, будет истинно только для достаточно простых систем без промежуточных отводов и подводов эксергии в отдельных элементах теплосиловой установки.

ЛИТЕРАТУРА

1. Александров А.А. Таблицы теплотехнических свойств воды и водяного пара: Справочник / А.А.Александров, Б.А.Григорьев / МЭИ. М., 2006. 165 с.
2. Александров А.А. Термодинамические основы циклов теплоэнергетических установок / МЭИ. М., 2004. 158 с.
3. Бехрендт Ц. Термодинамический анализ использования тепла в комбинированных энергетических установках / Ц.Бехрендт, А.В.Моторный // Повышение эффективности работы энергетических установок: Междунар. сб. науч. тр. / КГТУ. Калининград, 2002. С.38-47.
4. Данилов Н.И. Основы энергосбережения / Н.И.Данилов, Я.М.Щелоков. Екатеринбург: Издательский дом «Автограф», 2010. 528 с.
5. Казаков В.Г. Эксергетические методы оценки эффективности теплотехнологических установок / В.Г.Казаков, П.В.Луканин, О.С.Смирнова / СПб ГТУРП. СПб, 2013. 93 с.
6. Кириллин В.А. Техническая термодинамика / В.А.Кириллин, В.В.Сычев, А.Е.Шейндлин / МЭИ. М., 2008. 495 с.
7. Лебедев В.А. Комплексное энергоснабжение при бурении скважин в осложненных климатических условиях / В.А.Лебедев, Е.Л.Леушева, В.А.Моренов // Записки Горного института. 2015. Т. 213. С.47-54.
8. Лебедев В.А. Оценка эффективности основных элементов оборудования паросилового цикла тепловой электростанции эксергетическим методом / В.А.Лебедев, В.С.Дресвянкин, В.С.Карабута // Молодой ученый. 2016. № 1 (105). Ч.II. С.179-183.
9. Меркер Э.Э. Энергосбережение в промышленности и эксергетический анализ технологических процессов / Э.Э.Меркер, Г.А.Карпенко, И.М.Тынников / ООО «ТНТ», Старый Оскол, 2007. 316 с.
10. Морозюк Т.В. Углубленный эксергетический анализ – современная потребность оптимизации энергопреобразующих систем / Т.В.Морозюк, Д.Тсатсаронис // Промышленная теплотехника. 2005. Т.27. N 2. С.88-92.
11. Сажин Б.С. Метод термодинамического анализа промышленных систем, рассматриваемых во взаимодействии с окружающей средой / Б.С.Сажин, А.П.Булеков [Электронный ресурс]. URL: http://www.chemport.ru/data/chemipedia/article_6513.html (дата обращения 08.11.2015).
12. Черноусов П.И. Рециклинг. Технологии переработки и утилизации техногенных образований и отходов в черной металлургии. М.: Изд. дом «МИСиС», 2011. 428 с.
13. Энтальпийный и эксергетический анализ. Экспертный портал по вопросам энергосбережения [Электронный ресурс]. URL: <http://gisee.ru/articles/sub-methods/779/> (дата обращения 18.12.2015).
14. Reference Document on Best Available Techniques for Energy Efficiency [Электронный ресурс]. URL: <http://eippcb.jrc.ec.europa.eu/reference/> (дата обращения 22.12.2015).



Автор В.А.Лебедев, канд. техн. наук, профессор, lebedev_va@spmi.ru (Санкт-Петербургский горный университет, Россия)

Статья принята к публикации 9.02.2016.

EXERGY METHOD TO EVALUATE THE EFFICIENCY OF THE EQUIPMENT OF POWER SUPPLY SYSTEMS OF ENTERPRISES OF MINERAL-RAW COMPLEX

V.A.LEBEDEV

Saint-Petersburg Mining University, Russia

The article considers the question of increase of efficiency of systems of energy enterprises of the mineral complex. Currently, the systems of energy enterprises of the mineral complex uses various types of power installations of low and medium power. The main types are gas turbine, gas, diesel, combined cycle, steam turbine and others. Their main purpose is to provide electricity and heat to industrial enterprises, technological processes and social structures. When choosing the type of installation uses a variety of criteria – technical, economic, reliability and other. Often it is necessary to take into account the climatic and geographical factors, for example, problems with fuel delivery [7]. In recent times when selecting the type of plants used criterion of energy efficiency. The main indicator is the effective efficiency calculated by the classical method of heat balances. The article proposes the use of exergy method of determining energy efficiency, allowing to perform relative (exergetic efficiency) and absolute evaluation of the degree of thermodynamic perfection of the system. As an example, considered exergy analysis of steam turbine power as an alternative energy supply systems of enterprises.

Key words: energy efficiency, thermal power plant, steam turbine, methods of thermodynamic analysis, exergy, exergy analysis, heat balance, exergy balance, efficiency.

How to cite this article: V.A.Lebedev. Exergy method to evaluate the efficiency of the equipment of power supply systems of enterprises of mineral-raw complex. Zapiski Gornogo instituta. 2016. Vol.219, p.435-443. DOI 10.18454/PMI.2016.3.435

REFERENCES

1. Aleksandrov A.A., Grigor'ev B.A. Tablicy teplofizicheskikh svoystv vody i vodjanogo para: spravochnik (*Tables of thermo-physical properties of water and steam: the manual*). MJeI. Moscow, 2006, p.165.
2. Aleksandrov A.A. Termodinamicheskie osnovy ciklov teplojenergeticheskikh ustanovok (*Fundamentals of Thermodynamic cycles of thermal power plants*). MJeI. Moscow, 2004, p.158.
3. Behrendt C., Motornyj A.V. Termodinamicheskij analiz ispol'zovaniya tepla v kombinirovannykh jenergeticheskikh ustanovkakh (*Thermodynamic analysis of the use of heat in combined power plants*). Povyshenie jeffektivnosti raboty jenergeticheskikh ustanovok: Mezhdunar. sb. nauch. tr. KGTU. Kaliningrad, 2002, p.38-47.
4. Danilov N.I., Shhelokov Ja.M. Osnovy jenergosberezhenija (*Basis of energy conservation*). Ekaterinburg: Izdatel'skij dom «Avtograf», 2010, p.528.
5. Kazakov V.G., Lukanin P.V., Smirnova O.S. Jeksergeticheskie metody ocenki jeffektivnosti teplotehnologicheskikh ustanovok (*Exergy methods for assessing the effectiveness of thermal technology installations*). SPb GTURP. St. Petersburg, 2013, p.93.
6. Kirillin V.A., Sychev V.V., Shejndlin A.E. Tehnicheskaja termodinamika (*Engineering thermodynamics*). MJeI. Moscow, 2008, p.495.
7. Lebedev V.A., Leusheva E.L., Morenov V.A. Kompleksnoe jenergosnabzhenie pri burenii skvazhin v oslozhnennykh klimaticeskikh uslovijah (*Integrated energy supply for drilling wells in complicated climatic conditions*). Zapiski Gornogo instituta. 2015. Vol.213, p.47-54.
8. Lebedev V.A., Dresvjankin V.S., Karabuta V.S. Ocenka jeffektivnosti osnovnykh jelementov oborudovaniya parosilovogo cikla teplovoj jelektrostantsii jeksergeticheskim metodom (*Evaluation of the effectiveness of key elements of equipment of the steam cycle of a thermal power plant exergy method*). Molodoj uchenyj. 2016. N 1 (105). Part II, p.179-183.
9. Merker Je.Je., Karpenko G.A., Tynnikov I.M. Jenergosberezhenie v promyshlennosti i jeksergeticheskij analiz tehnologicheskikh processov (*Energy efficiency in industry and exergy analysis of technological processes*). OOO «TNT», Staryj Oskol, 2007, p.316.
10. Morozjuk T.V., Tsatsaronis D. Uglublennyj jeksergeticheskij analiz – sovremennaja potrebnost' optimizacii jenergopreobrazujushchih sistem (*Advanced exergy analysis is the modern need of optimization of energy conversion systems*). Promyshlennaja teplotehnika. 2005. Vol.27. N 2, p.88-92.
11. Sazhin B.S., Bulekov A.P. Metod termodinamicheskogo analiza promyshlennykh sistem, rassmatrivaemykh vo vzaimodejstvii s okruzhajushhej sredoj (*Method of thermodynamic analysis of industrial systems under consideration in interaction with the environment*) [Elektronnyj resurs]. Available at: http://www.chemport.ru/data/chemipedia/article_6513.html (data obrashhenija 08.11.2015).
12. Chernousov P.I. Recikling. Tehnologii pererabotki i utilizacii tehnogennykh obrazovaniy i othodov v chernoj metallurgii (*Recycling. Technologies of processing and recycling of technogenic formations and wastes in ferrous metallurgy*). Moscow: Izd. dom «MISIS», 2011, p.428.
13. Jental'pinyj i jeksergeticheskij analiz. Jekspertnyj portal po voprosam jenergosberezhenija (*Enthalpy and exergy analysis. The expert portal on energy conservation*) [Elektronnyj resurs]. Available at: <http://gisee.ru/articles/sub-methods/779/> (data obrashhenija 18.12.2015).
14. Reference Document on Best Available Techniques for Energy Efficiency (*Reference Document on Best Available Techniques for Energy Efficiency*) [Elektronnyj resurs]. Available at: <http://eippcb.jrc.ec.europa.eu/reference/> (data obrashhenija 22.12.2015).

Author V.A.Lebedev, PhD in Engineering Sciences, Professor, lebedev_va@spmi.ru (Saint-Petersburg Mining University, Russia).

Manuscript Accepted 9.02.2016.