

СОВРЕМЕННОЕ СОСТОЯНИЕ И ПЕРСПЕКТИВЫ СОЗДАНИЯ КОГЕНЕРАЦИОННЫХ УСТАНОВОК



А. А. Канев, оператор котельной;
Калининградская дирекция по эксплуатации зданий
и сооружений КЖД, Калининград
e-mail: greyface228@gmail.com

С. В. Кункевич, канд. техн. наук, доцент.
ФГБОУ ВО «Калининградский государственный
технический университет»
e-mail: SKunkevich@mail.ru

Проведено сравнение двух вариантов снабжения паром потребителя: через редуционно-охлаждающую установку и через паровую турбину с противодавлением. Посредством эксергетического анализа обоснована возможность повышения эффективности энергетической установки за счет выработки электрической энергии на тепловом потреблении.

Ключевые слова: когенерация, теплофикация, когенерационные установки, теплоэнергетика

ВВЕДЕНИЕ

С появлением новых технологий и непрерывным движением технологического прогресса потребности человека в электрической энергии увеличиваются с каждым днем.

Традиционные варианты производства, такие как конденсационные электростанции, не являются эффективным вариантом ввиду больших потерь энергии. Кроме того, привычное нам ископаемое топливо невозобновляемо, и в целях его экономии перед нами стоит вопрос о повышении эффективности методов выработки энергии и внедрении новых способов генерации.

Один из вариантов увеличения эффективности производства энергии – комбинированное производство тепловой и электрической энергии (когенерация). При грамотном использовании такой способ генерации позволит существенно поднять экономическую эффективность и в некоторых случаях принести определенную выгоду. Мини-ТЭС такого типа состоят из нескольких элементов: теплового двигателя, электрогенератора, системы утилизации тепла, автоматики контроля и управления. В нашем случае в роли двигателя будет рассмотрена паровая турбина, питаемая котлом, но возможно также использовать газовые турбины, поршневые двигатели и комбинации паровых и газовых турбин.

Когенерационные установки имеют ряд существенных преимуществ, перечислим несколько:

- при доставке энергии до потребителя потери при когенерационном методе значительно меньше, чем при централизованном;
- независимость от центральной электросети, возможность продажи излишков электроэнергии;
- повышение эффективности котельной в связи с комбинированной выработкой;
- надежность теплоснабжения гораздо выше;
- цена электрической и тепловой энергии меньше, чем на рынке.

В настоящее время многие крупные предприятия в Российской Федерации все чаще отказываются от внешних источников электроэнергии в пользу собственных. Такой подход позволяет не только сделать свое производство независимым от местной электросети, но и сэкономить значительную часть финансовых средств. Когенерационные установки представляют собой различные комбинации паровых котлов и паротурбинных установок различной мощности. Турбины противодавленческого типа выступают в качестве редуцирующего устройства для понижения избыточных параметров пара, которое предприятия вырабатывает для собственных нужд или поставляет потребителю. Данное техническое решение позволяет в наивысшей степени использовать эксергию пара с целью получения сразу двух видов энергии: электрической и тепловой [3, с. 562]. При этом с установкой турбины линия редуционно-охладительной установки (РОУ) остается в качестве резервной на период планового ремонта турбоагрегата или на случай аварийного останова. При когенерации общие затраты топлива заметно выше по сравнению с «традиционным» методом получения пара нужных параметров, но в данном случае попутно получаем и электроэнергию. Однако возникают дополнительные потери в турбине (через концевые уплотнения), редукторе, генераторе (механические и электрические потери).

1. ПРИМЕР ИСПОЛЬЗОВАНИЯ КОГЕНЕРАЦИОННОЙ УСТАНОВКИ

При отсутствии турбогенератора котельная вырабатывает тепловую энергию с расходом топлива, который определяется исходя из количества тепла, отпускаемого потребителю, потерь в котле и питающем паропроводе и РОУ, рисунок 1. На тепловых электростанциях отпуск пара через РОУ применяется в дополнение к отбору из турбины при большом потреблении пара или выходе из строя турбины с отбором пара [2, с.82].

Для котельных промышленных предприятий схема снабжения технологического процесса паром от РОУ получила наибольшее распространение [4, с. 6-8]. Эффективность замены процесса снижения параметров в РОУ заключается в срабатывании адекватного потенциала в противодавленческой турбине, являющейся, по существу, РОУ с вращающимся ротором.

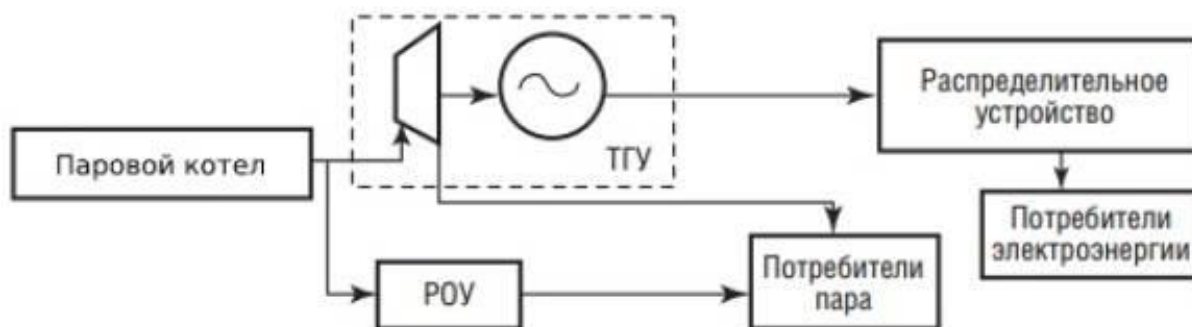


Рисунок 1 – Схема паропроводов предприятия

Рассмотрим одно из предприятий, требующее для технологических нужд пар давлением 0,2–0,3 МПа и температурой около 200–250°C. Вместо РОУ направим пар на паротурбинную установку для производства электроэнергии, рисунок 1. Технические параметры турбогенераторов различной мощности, которые могут применяться для таких параметров, представлены в таблице 1. Для определенности установим за котлом противодавленческую турбину мощностью 1,25 МВт с электрогенератором такой же мощности.

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

Они сформированы исходя из наличия парового котла среднего давления, противодавленческой турбины 1,25 МВт:

- давление и температура пара за котлом и, соответственно, на входе в турбину и РОУ: $p_{n_ex}=1,3\text{МПа}$; $t_{n_ex}=250^\circ\text{C}$;
- давление и температура пара на выходе РОУ: $p_{n_вых}=230\text{кПа}$; $t_{n_вых}=125^\circ\text{C}$;
- давление и температура конденсата на впрыск РОУ: $p_k=0,1\text{МПа}$; $t_k=70^\circ\text{C}$;
- расход пара на потребителя и конденсата на РОУ: $G_n=20\text{ т/ч}$; $G_k=0,6\text{ т/ч}$;
- относительный внутренний КПД турбины: $\eta_{oi}=0,75$;
- температура окружающей среды: $T_0=293\text{К}$.

Таблица 1 – Технические параметры турбогенераторов

Показатели	ТГ 0,5А/0,4 P13/3,7	ТГ 0,6А/0,4 P12/3,7	ТГ 0,75А/0,4 P13/2	ТГ 1,25А/0,4 P13/2,5
Номинальная мощность, кВт	500	600	750	1250
Частота вращения, об/мин:				
– ротора турбины	8000	8000	8000	10500
– ротора генератора	1500	1500	1500	1500
Номинальные параметры перед турбиной (рабочий диапазон):				
– абсолютное давление, МПа	1,3 (1,0–1,4)	1,2 (1,0–1,4)	1,3 (1,0–1,4)	1,3 (1,2–1,4)
– температура, °С	250	250	250	180–320
Номинальное абсолютное давление пара за турбиной (рабочий диапазон), кПа	370 (300–500)	370 (300–500)	200 (150–300)	250 (150–350)
Номинальный расход пара, т/ч	13,2	16,5	14,4	22,0

Рассмотрим два варианта отпуска теплоты на технологические нужды: от РОУ и противодавленческой турбины, составив для каждого варианта балансы эксергии.

1.1. ОТПУСК ТЕПЛОТЫ ОТ РОУ

Уравнение баланса эксергии при отпуске теплоты от РОУ

$$e_{ex} + e_k = e_{вых} + e_{ном}, \quad (1.1)$$

где e_{ex} – эксергия потока пара на входе РОУ;

e_k – эксергия конденсата на впрыск;

$e_{вых}$ – эксергия потока пара на выходе;

$e_{ном}$ – потери эксергии при дросселировании.

Раскрывая составляющие уравнения баланса, имеем удельные эксергии:

$$e_{ex} = (h_{n_ex} - h_0 - T_0(s_{n_ex} - s_0)), \quad (1.2)$$

$$e_k = (h_k - h_0 - T_0(s_k - s_0)), \quad (1.3)$$

$$e_{вых} = (h_{n_вых} - h_0 - T_0(s_{n_вых} - s_0)), \quad (1.4)$$

$$e_{ном} = e_{ex} + e_k - e_{вых}, \quad (1.5)$$

где $h_{n_ex} = 2931,8$ кДж/кг, $s_{n_ex} = 6,79$ кДж/(кг·К) – энтальпия и энтропия пара на входе РОУ;

$h_{n_вых} = 2713,3$ кДж/кг, $s_{n_вых} = 7,1$ кДж/(кг·К) – энтальпия и энтропия пара на выходе РОУ;

$h_k = 293,8$ кДж/кг, $s_k = 0,96$ кДж/(кг·К), $h_0 = 84$ кДж/кг, $s_0 = 0,29$ кДж/(кг·К) – соответственно, энтальпия и энтропия конденсата при температурах t_k и T_0 .

Подставляя полученные в соответствии с исходными данными параметры в уравнения (1.2-1.5), получаем: $e_{ex} = 944,6$ кДж/кг; $e_k = 16,9$ кДж/кг; $e_{вых} = 640$ кДж/кг; $e_{ном} = 321,3$ кДж/кг.

Разделив потери эксергии на ее располагаемую величину, имеем относительные необратимые потери эксергии при дросселировании, которые составляют порядка 30 %.

1.2. ОТПУСК ТЕПЛОТЫ ОТ ПРОТИВОДАВЛЕНЧЕСКОЙ ТУРБИНЫ

Для определения работы, совершаемой паром в турбине, необходимо вычислить параметры пара при теоретическом и действительном (с учетом потерь в турбине) процессах. Параметры пара перед турбиной одинаковы с вычисленными параметрами перед РОУ, а параметры за турбиной находим из следующих соображений.

На выходе турбины нужно обеспечить энтальпию пара h_{m_d} , как и на выходе РОУ, поэтому можно записать:

$$h_{m_d} = h_{n_вых} = 2713,35 \text{ кДж/кг.}$$

Тогда действительный теплоперепад в турбине

$$H_d = h_{n_ex} - h_{m_d} = 218,42 \text{ кДж/кг.}$$

Теоретический теплоперепад найдем через действительный H_d с учетом относительного внутреннего КПД турбины η_{oi} :

$$H_0 = H_d / \eta_{oi} = 291,22 \text{ кДж/кг.}$$

Энтальпия на выходе турбины в теоретическом процессе

$$h_{m_a} = h_{n_ex} - H_0 = 2640,54 \text{ кДж/кг.}$$

Энтропия при адиабатном (теоретическом) процессе расширения пара в турбине есть функция начальных параметров

$$s_{m_a} = f(p_{n_ex}, t_{n_ex}) = 6,79 \text{ кДж/(кг·К).}$$

Теперь можно найти давление на выходе турбины

$$p_{m_вых} = f(h_{m_a}, s_{m_a}) = 0,297 \text{ МПа.}$$

Давление на выходе турбины несколько выше значения давления за РОУ ($p_{n_вых} = 0,230$ МПа), поэтому пар нужно будет немного редуцировать для получения сопоставимых результатов.

Имея энтальпию и давление за турбиной в действительном процессе, можно найти соответствующую энтропию, которая понадобится при составлении баланса эксергии

$$s_{m_d} = f(p_{m_вых}, h_{m_d}) = 6,968 \text{ кДж/(кг·К).}$$

Теперь определяем действительную мощность турбины

$$N_m = G_n \cdot H_d, \quad (1.6)$$

где $N_m = 1249,8$ кВт при расходе пара $G_n = 20$ т/ч.

Уравнение баланса эксергии при отпуске теплоты от противодавленческой турбины:

$$e_{ex} = e_{вых} + e_{пол} + e_{ном}, \quad (1.7)$$

где e_{ex} – эксергия пара на входе турбины;

$e_{вых}$ – эксергия пара на выхлопе турбины;

$e_{пол}$ – полезно используемая энергия (превращение в работу);

$e_{ном}$ – потери эксергии при преобразовании энергии в турбине.

Раскрывая составляющие уравнения баланса, имеем удельные эксергии:

$$e_{ex} = h_{n_{ex}} - h_0 - T_0(s_{n_{ex}} - s_0), \quad (1.8)$$

$$e_{ном} = h_{m_{\partial}} - h_{m_a} - T_0(s_{m_{\partial}} - s_{m_a}), \quad (1.9)$$

$$e_{вых} = h_{m_{\partial}} - h_0 - T_0(s_{m_{\partial}} - s_0), \quad (1.10)$$

$$e_{пол} = h_{n_{ex}} - h_{m_{\partial}} - T_0(s_{n_{ex}} - s_{m_{\partial}}) - e_{ном}. \quad (1.11)$$

Расшифровка параметров, входящих в уравнения, приведена выше. Подставляя соответствующие данные в уравнения (1.8 – 1.11), получаем:

$$e_{ex} = 944,6 \text{ кДж/кг}; \quad e_{ном} = 20,28 \text{ кДж/кг}; \quad e_{вых} = 673,61 \text{ кДж/кг}; \quad e_{пол} = 250,67 \text{ кДж/кг}.$$

Разделив потери эксергии на ее располагаемую величину, получаем относительные необратимые потери эксергии в турбине, которые составляют чуть более 2 %.

Как указывалось ранее, давление за турбиной несколько выше конечного за РОУ на величину $p_{m_{вых}} - p_{n_{вых}} = 0,067$ МПа, поэтому проведем расчет эксергии для редукционного клапана, который должен снизить давление за турбиной до $p_{n_{вых}} = 0,23$ МПа.

Уравнение баланса эксергии при дросселировании пара после противоаварийной турбины:

$$e_{ex} = e_{вых} + e_{ном}, \quad (1.12)$$

где e_{ex} , $e_{вых}$, $e_{ном}$ – эксергия, соответственно, на входе, выходе дроссельного клапана и потери в нем.

Раскрывая составляющие уравнения баланса, имеем:

$$e_{ex} = h_{m_{\partial}} - h_0 - T_0(s_{m_{\partial}} - s_0), \quad (1.13)$$

$$e_{вых} = h_{n_{вых}} - h_0 - T_0(s_{n_{вых}} - s_0), \quad (1.14)$$

$$e_{ном} = h_{m_{\partial}} - h_{n_{вых}} - T_0(s_{m_{\partial}} - s_{n_{вых}}). \quad (1.15)$$

Полученные с помощью уравнений (1.13 – 1.15) численные значения выглядят следующим образом:

$$e_{ex} = 673,61 \text{ кДж/кг}; \quad e_{вых} = 640,16 \text{ кДж/кг}; \quad e_{ном} = 33,45 \text{ кДж/кг}.$$

Относительные потери эксергии на дросселирование составляют почти 5 %.

Относительные совокупные потери эксергии при использовании противоаварийной турбины (с учетом конечного дросселирования) составляют 3,3 %.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Проведенный анализ потоков эксергии при различных способах отпуска тепла потребителю показывает, что наиболее эффективным, с точки зрения использования потенциала пара, является отпуск тепла от турбины с противодавлением. Относительные необратимые потери эксергии на дросселирование при выпуске тепла от РОУ составили порядка 30 %, а при использовании турбины с противодавлением потери – 3,3 %.

2. При применении турбин с противодавлением практически нет потерь в холодном источнике, поэтому коэффициент использования топлива максимален для этих установок. Недостатком таких схем является прямая зависимость объема выработки электроэнергии от потребления тепла, поэтому сфера их применения ограничена в основном промышленной энергетикой для компенсации затрат электроэнергии на собственные нужды.

3. Тема развития когенерации на промышленных предприятиях является актуальной и соответствует Энергетической стратегии России на период до 2035 года [1, с.57-58], которая предусматривает существенное повышение доли теплофикационной (когенерационной) выработки тепловой и электрической энергии в общем их производстве, в том числе в рамках распределенной когенерации, а также развитие малой (в зоне децентрализованного энергоснабжения) и распределенной генерации.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Энергетическая стратегия Российской Федерации в период до 2035 год –2020 год. – 93 с.
2. Елизаров, Д.П. Теплоэнергетические установки электростанций: учеб. для вузов. – Москва: Энергоиздат, 1982. – 264 с.
3. Теплотехнический справочник/ под ред. В.Н. Юренева, П.Д. Лебедева. – Москва: Энергия, 1975. – 744 с.
4. Лебедев, В.М. Техничко-экономическая эффективность ТЭЦ малой мощности/ В.М. Лебедев, Ю.А. Усманов // Промышленная энергетика. – 2000. - №1. – С.6-8

CURRENT STATUS AND PROSPECTS FOR THE CREATION OF COGENERATION PLANTS

Kanev A.A., boiler room operator Kaliningrad Directorate for the Operation
of Buildings and Structures, Kaliningrad,
e-mail: greyface228@gmail.com

Kunkevich S.V., PhD,
Kaliningrad State Technical University,
e-mail: SKunkevich@mail.ru

A comparison was made of two options for supplying steam to the consumer: through a reduction-cooling unit and through a steam turbine with back pressure. By means of exergy analysis, the possibility of increasing the efficiency of a power plant by generating electrical energy on heat consumption is substantiated.

Keywords: cogeneration, heating, cogeneration plants, thermal power engineering