<https://doi.org/10.24223/1999-5555-2018-11-3-227-234>
УДК: 620.92

Эксергетический анализ системы теплоснабжения с пониженной температурой обратной сетевой воды

Волков А. В., Маленков А. С*, Шелгинский А. Я., Кутько Н. Е.

ФГБОУ ВО «Национальный исследовательский университет «МЭИ»
ул. Красноказарменная, 14, 111250, г. Москва, Россия

Поступила / Received 08.06.2018

Принята к печати / Accepted for publication 24.09.2018

Рассматриваются вопросы оценки энергетической эффективности систем централизованного тепло- электро- снабжения на основе ТЭЦ при снижении температуры обратной сетевой воды. В качестве способа снижения температуры обратной сетевой воды предложено использование абсорбционных трансформаторов теплоты (АТТ) на центральных тепловых пунктах (ЦТП), функционирующих по циклу абсорбционного теплообменника. В качестве критерия оценки выбран эксергетический коэффициент полезного действия, поскольку он, учитывая разнородность видов энергии в системе, позволяет выполнить как относительную, так и абсолютную оценку степени термодинамической эффективности, а также учитывает потери от неравновесности процессов в системе. Приведены результаты многопараметрического анализа АТТ, полученные на основе разработанной математической модели, достоверность которой проверена экспериментально. При анализе системы теплоснабжения учитывается влияние температуры обратной сетевой воды на расходы теплоносителей и энергозатраты на привод циркуляционных насосов в тепловой сети и насосов в сети потребителя. В формулу для определения эксергетического КПД ТЭЦ вводятся дополнительные составляющие. Приводится сравнение традиционной системы теплоснабжения с ЦТП и новой системы с абсорбционным трансформатором АТТ (ЦТП) для различных температур сетевой воды в подающей линии. Для сравнения используется метод относительного соответствия, предложенный В.П.Мотулевичем. Анализируются результаты по следующим контурам системы теплоснабжения: Источник-АТТ (ЦТП), Источник-Потребитель. В контуре Источник-Потребитель показано значительное увеличение эксергетического КПД в новой системе при достаточно высокой температуре сетевой воды в подающей линии, что связано с изменением энергозатрат на привод циркуляционных насосов и приростом мощности электрогенератора. В роли источника выбран турбоагрегат Т-100-130 ТМЗ.

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: система теплоснабжения, энергозатраты, ТЭЦ, абсорбционный трансформатор теплоты, абсорбционный теплообменник, эксергетический КПД

Благодарности

Исследование выполнено при финансовой поддержке РФФИ в рамках научного проекта №17-08-00984 А (договор 17-08-00984/18 от 27.02.2018).

Адрес для переписки:

Маленков А. С.
ФГБОУ ВО «НИУ «МЭИ», кафедра ПТС
ул. Красноказарменная, 14, 111250, г. Москва, Россия
e-mail: mal21177@yandex.ru

Address for correspondence:

Malenkov A. S.
Moscow Power Engineering Institute, Department IHES
Krasnokazarmennaya str., 14, 111250, Moscow, Russia
e-mail: mal21177@yandex.ru

Для цитирования:

Волков А. В., Маленков А. С., Шелгинский А. Я., Кутько Н. Е. Эксергетический анализ системы теплоснабжения с пониженной температурой обратной сетевой воды. Надежность и безопасность энергетики. 2018. – Т. 11, №3. – С. 227–234
<https://doi.org/10.24223/1999-5555-2018-11-3-227-234>

For citation:

Volkov A. V., Malenkov A. S., Shelginsky A. Ia., Kutko N. E. Exergy analysis of the heat supply system with a lower temperature of return delivery water]. Nadezhnost' i bezopasnost' energetiki = Safety and Reliability of Power Industry. 2018, vol. 11, no. 3, pp. 227–234 (in Russian)
<https://doi.org/10.24223/1999-5555-2018-11-3-227-234>

Exergy analysis of a heat supply system with a lower temperature of return delivery water

Volkov A. V., Malenkov A. S.*, Shelginsky A. Ia., Kutko N. E.

Moscow Power Engineering Institute

Krasnokazarmennaya str., 14, 111250, Moscow, Russia.

The questions of evaluation of energy efficiency of municipal heating and electric power supply systems based on the combined heat and power supply plant (CHPP) with a reduced temperature of return delivery water are considered in the paper. As a method of reducing the return delivery water temperature, using heat absorption transformers (HAT) at central heat supply stations operating as absorption heat-exchange facility was considered. The exergetic efficiency was chosen as an evaluation criterion, because, given the difference in kinds of energy in the system, it allows to perform both relative and absolute estimates of thermodynamic effectiveness as well as takes into account the losses from non-equilibrium of processes in the system. Results are given of HAT multiparameter analysis that were obtained on the basis of a developed mathematical model, the reliability of which was experimentally tested. During analysis of the heat supply system, one should take into account the influence of return delivery water temperature on consumption of heat-transfer agents and power consumptions on driving the recycling pumps in the heating network and pumps in the consumer network. Additional components are introduced into the equation for determining the exergetic efficiency of CHPP. The traditional heat supply system is compared to the central heat supply station and the new system with an absorption transformer AT (central heat supply station) for different temperatures of delivery water in the flow line. The relative correspondence method proposed by V. P. Motulevich was used for the comparative analysis. The results are analyzed by the following lines of the heat supply system: Source-AT (central heat supply station), Source-Consumer. In the Source-Consumer line, a considerable increase is shown of exergetic efficiency in the new system at a rather high temperature of delivery water in the flow line. This is due to variation of power consumption on driving the recycling pumps and the generator unit capacity gains. Turbine-generator set T-100-130TMZ is selected as a source.

KEYWORDS: heat supply system, power consumption, CHPP, absorption heat transformer, absorption heat exchanger, exergetic efficiency

Энергетические показатели комбинированной выработки электрической и тепловой энергии являются основой для совершенствования систем энергоснабжения. Энергетические характеристики ТЭЦ, систем транспорта и распределения энергоносителей зависят от многих факторов, таких, как единичная мощность источника, температура и расход охлаждающей воды на входе в конденсатор, потери теплоты и теплоносителя в трубопроводах сети, температура обратной сетевой воды и др. [1, 2].

В настоящее время большое внимание уделяется исследованию влияния понижения температуры обратной сетевой воды на энергетические характеристики систем тепло- электроснабжения. При качественном регулировании отпуска теплоты снижение температуры обратной сетевой воды позволяет уменьшать расход сетевой воды при постоянном количестве потребителей теплоты или увеличивать число потребителей при постоянном расходе сетевой воды в магистральных трубопроводах. Кроме того, снижение температуры обратной сетевой воды оказывает влияние на мощность электрогенератора ТЭЦ. Разработка систем централизованного теплоснабжения с пониженной температурой обратной сетевой воды обычно проводится с применением парокомпрессионных теплонасосных установок (ТНУ), в данной статье рассматривается вариант использования АТТ для этих целей.

Преимуществом АТТ является незначительный расход электроэнергии на собственные нужды. В статье рассматривается конфигурация АТТ в виде абсорбци-

онного теплообменника. В таком случае они не требуют стороннего низкопотенциального источника теплоты и собственного водооборотного контура, а испаритель АТТ используется для понижения температуры обратной сетевой воды [3].

Концепция и предварительный анализ когенерационной системы с использованием абсорбционного теплообменника представлена в [4]. Эксергетический анализ абсорбционного теплообменника приведен в [5].

Эксергетический анализ систем с источниками в виде ТЭЦ широко освещен в научной литературе [6, 7, 8]. Традиционно эксергетический КПД ТЭЦ записывается в виде:

$$\eta_{\text{экс}} = (E_T + E_{\text{э}}) / E_{\text{топл}} \quad (1)$$

где E_T — эксергия отпускаемой теплоты, кДж; $E_{\text{э}}$ — эксергия отпускаемой электроэнергии, кДж; $E_{\text{топл}}$ — эксергия топлива, кДж.

Так как качество тепловой и электрической энергии отличаются по работоспособности, то для тепловой энергии используется коэффициент работоспособности:

$$\tau = 1 - T_0 / T \quad (2)$$

где T_0 — температура окружающей среды, К; T — температура теплоносителя, отпускаемого в тепловую сеть, К.

Для электроэнергии и энергии сгорания топлива принимается $\tau = 1$.

На рисунке 1 представлена упрощенная схема рассматриваемой системы теплоснабжения.

Произведено сравнение системы с традиционным ЦТП и системы с установленным в нём АТТ, при этом способ передачи теплоты от источника к потребителю показан на рисунке 1. Системы сравниваются отдельно по контуру ТЭЦ-АТТ (ЦТП) и по совмещенному контуру ТЭЦ-Потребитель. Сравнение систем выполнено на основе метода относительного соответствия [9]. В соответствии с этим методом результаты расчетов представляются в виде отношения, при этом в знаменателе записывается величина, принимаемая в качестве базовой. В данном случае базовой величиной является суммарная эксергия отпускаемой теплоты и отпускаемой электроэнергии в традиционной системе. Тогда в числителе необходимо записать суммарную эксергию отпускаемой теплоты и отпускаемой электроэнергии в новой системе с абсорбционным теплообменником.

В отличие от уравнения (1) учитываются затраты электроэнергии на привод циркуляционных насосов тепловой сети и сети потребителя, приращение электрической мощности электрогенератора при уменьшении температуры обратной сетевой воды. В таком случае эксергетический КПД определяется:

для контура ТЭЦ-ЦТП:

$$\eta_{\text{экс1}} = (\tau \cdot k \cdot Q_0 + N_{\text{Э1}} - N_{\text{ЭН1}}) / E_{\text{Топл}} \quad (3)$$

для контура ТЭЦ-АТТ (ЦТП):

$$\eta_{\text{экс2}} = (\tau \cdot k \cdot Q_0 + N_{\text{Э2}} + \Delta N_{\text{Э2}} - N_{\text{ЭН2}}) / E_{\text{Топл}} \quad (4)$$

где: Q_0 — расчетный тепловой поток, передаваемый в тепловую сеть, МВт; k — относительная тепловая нагрузка отопления, равная Q_i / Q_0 (Q_i — нагрузка системы отопления в зависимости от температуры наружного воздуха, МВт); $N_{\text{Э}}$ — электроэнергия отпускаемая в электросеть, МВт; $\Delta N_{\text{Э}}$ — приращение электрической мощности электрогенератора при уменьшении температуры обратной сетевой воды, МВт; $N_{\text{ЭН}}$ — затраты электроэнергии на привод циркуляционных насосов, МВт; 1 — индекс для традиционной системы; 2 — индекс для новой системы.

Для всей системы теплоснабжения (контур ТЭЦ-Потребитель) уравнения (3) и (4) приводятся к виду:

$$\eta_{\text{экс1}} = (\tau \cdot k \cdot Q_0 + N_{\text{Э1}} - N_{\text{ЭН1}} - N_{\text{ЭН11}}) / E_{\text{Топл}} \quad (5)$$

$$\eta_{\text{экс2}} = (\tau \cdot k \cdot Q_0 + N_{\text{Э2}} + \Delta N_{\text{Э2}} - N_{\text{ЭН2}} - N_{\text{ЭН22}}) / E_{\text{Топл}} \quad (6)$$

где $N_{\text{ЭН11}}$, $N_{\text{ЭН22}}$ — расход электроэнергии на привод насоса в сети потребителя, МВт.

Тогда сравнение систем по эксергетическому КПД по методу относительного соответствия:

$$\eta_{\text{экс}} = (\eta_{\text{экс2}} / \eta_{\text{экс1}}) - 1 \quad (7)$$

Расчет потребляемой электроэнергии на привод насоса определяется, Вт:

$$N_{\text{ЭН}} = G \cdot g \cdot H / \eta_{\text{ны}} \quad (8)$$

Рисунок 1. Принципиальная схема системы теплоснабжения (в качестве источника предполагается ТЭЦ, в качестве потребителя предполагается система централизованного отопления). $G_{\text{ТС}}$ — расход сетевой воды в контуре источника, кг/с; $G_{\text{П}}$ — расход сетевой воды в контуре потребителя, кг/с; τ_1 — температура в подающем трубопроводе тепловой сети источника, °C; τ_2 — температура в обратном трубопроводе тепловой сети источника, °C; τ_3 — температура в подающем трубопроводе тепловой сети источника, °C; τ_4 — температура в обратном трубопроводе тепловой сети источника, °C; $H_{\text{сет}}$ — напор сетевого насоса, м.вод.ст.; $H_{\text{потр}}$ — напор насоса в контуре потребителя, м.вод.ст.; ГВС — горячее водоснабжение; Г — генератор; К — конденсатор; ТО — теплообменный аппарат; И — испаритель; А — абсорбер

Figure 1. Schematic configuration of the heat supply system (the CHPP was used as a source, the district heating system was proposed as a consumer). G_{TC} — discharge of delivery water in source loop kg/sec; $G_{\text{П}}$ — discharge of delivery water in consumer loop, kg/sec; τ_1 — temperature in the service pipeline of the source heating network, °C; τ_2 — temperature in return pipeline of source heating network, °C; τ_3 — temperature in supply pipe of source heat network, °C; τ_4 — temperature in the return pipeline of the source heating network, °C; $H_{\text{сет}}$ — line pump pressure, meter of water column; $H_{\text{потр}}$ — pumping pressure in consumer line, meter of water column; HWS — hot water supply; G — generator; C — condenser; HE — heat exchanger; A — absorber

где G — расход теплоносителя, кг/с, g — ускорение свободного падения, м/с², H — напор насоса, м. вод. ст., $\eta_{\text{нп}}$ — КПД насосной установки.

КПД насосной установки для всех вариантов принимается $\eta_{\text{нп}} = 0,75$.

В качестве примера рассмотрены режимы работы тепловой сети в отопительный период по температурному графику в г. Москве. Значения температур и расходов теплоносителя по нагрузке на систему отопления в традиционной системе теплоснабжения с ЦТП представлены в таблице 1. Результаты расчета для системы с АТТ приведены в таблице 2, в которой определяемым параметром являлась температура в обратном трубопроводе тепловой сети. Расчет параметров системы с АТТ проводился на основе решения модифицированной системы уравнений в [4]. Основной сложностью при математическом моделировании является то, что коэффициент трансформации АТТ нелинейно зависит от соотношения значений температуры прямой сетевой воды и температур теплоносителя в контуре потребителя. Таким образом, для проведения анализа системы необходима разработка многопараметрической математической модели АТТ. При построении математической модели учитывались общие подходы к моде-

лированию абсорбционных трансформаторов теплоты [10–12]. В общем случае разработанная модель позволяет варьировать следующие параметры:

- температура в контурах источника и потребителя;
- конечные разности температур во всех аппаратах;
- степень недовыпаривания в генераторе и неполноты абсорбции в абсорбере;
- степень внутренней регенерации теплоты внутри цикла;
- гидравлические сопротивления на пути пара из генератора в конденсатор и из испарителя в абсорбер АТТ.

Разработанная математическая модель АТТ позволяет автоматически рассчитывать внутренний термодинамический цикл АТТ, на основе результатов которого рассчитывается тепловой баланс системы. Пример расчета коэффициента трансформации бромистолитиевого АТТ в зависимости от сочетания температуры генерации и степени регенерации теплоты внутри цикла показан на рисунке 2.

Для проверки достоверности разработанной модели АТТ проведена серия экспериментальных исследований контура высокого давления АТТ с бромистолитиевым теплоносителем. Контур высокого давления вклю-

Таблица 1. Температура и расход теплоносителя в традиционной системе теплоснабжения с ЦТП

Table 1. Temperature and consumption of a heat-transfer agent in the traditional heat supply system with central heat supply station

Температура в подающем трубопроводе тепловой сети Flow temperature in the heating system	Температура в обратном трубопроводе тепловой сети Return temperature in the heating system	Температура в подающем трубопроводе потребителя Flow consumer temperature	Температура в обратном трубопроводе потребителя Return consumer temperature	Расход сетевой воды на отопление Discharge of delivery water for heating	Расход воды в сети потребителя на отопление Water discharge in consumer network for heating
$\tau_1, ^\circ\text{C}$	$\tau_2, ^\circ\text{C}$	$\tau_3, ^\circ\text{C}$	$\tau_4, ^\circ\text{C}$	G_0 кг/с	$G_{\text{номп}}$ кг/с
121,2	55,0	99,0	60,0	793,1	1144,0
110,3	51,0	90,0	56,0	793,1	1144,0
99,5	48,0	82,0	52,0	793,1	1144,0
91,6	45,0	76,0	49,0	793,1	1144,0
80,8	41,0	67,0	45,0	793,1	1144,0
70,9	37,0	59,0	40,1	793,1	1144,0

Таблица 2. Температура и расход теплоносителя в системе теплоснабжения с АТТ

Table 2. Temperature and consumption of a heat-transfer agent in the heat supply system with АТТ

Температура в подающем трубопроводе тепловой сети Flow temperature in the heating system	Температура в обратном трубопроводе тепловой сети Return temperature in the heating system	Температура в подающем трубопроводе сети потребителя Flow consumer temperature	Температура в обратном трубопроводе сети потребителя Return consumer temperature	Расход сетевой воды Discharge of delivery water	Расход воды в сети потребителя на отопление Water discharge in consumer network for heating
$\tau_1, ^\circ\text{C}$	$\tau_2, ^\circ\text{C}$	$\tau_3, ^\circ\text{C}$	$\tau_4, ^\circ\text{C}$	G_0 кг/с	$G_{\text{номп}}$ кг/с
120,0	25,567	50,00	40,00	558,4	4463,0
110,0	27,013	47,12	38,26	558,4	4463,0
100,0	28,690	44,26	36,51	558,4	4463,0
90,0	29,882	41,36	34,71	558,4	4463,0
83,0	30,52	38,44	32,87	558,4	4463,0
75,0	29,846	35,48	30,97	558,4	4463,0

Рисунок 2. Зависимость коэффициента трансформации бромистолитиевого АТТ от температуры греющего источника и степени регенерации теплоты внутри цикла
Figure 2. Dependence of transformation coefficient of lithium bromide AHT (absorption heat transformer) on the temperature of the heating source and heat regenerator effectiveness within the cycle

чает в себя генератор и конденсатор АТТ. Проведённые эксперименты разделяются на две серии — первая в области низких концентраций раствора (20–30%), вторая — в области концентраций, приближенной к действительным циклам АТТ (40–50%). Оценка погрешности эксперимента проведена по методике определения погрешности физической величины, определяемой косвенным измерением. Максимальная относительная погрешность эксперимента составляет 2,3%. Эксперимент показал хорошее совпадение с математической моделью в областях, близких к действующим АТТ (минимальная погрешность теплового баланса составляет 0,1%, максимальное 7,2%). Таким образом, подтверждена достоверность математической модели.

В таблице 3 приведены результаты расчетов энергетических показателей системы теплоснабжения с

АТТ, на основе данных приведенных в таблицах 1 и 2, а также с использованием уравнений (1)–(8). Для определения тепловых и электрических характеристик ТЭЦ используется типовая диаграмма режимов работы турбоагрегата Т-100-130 ТМЗ. Расчетная тепловая нагрузка $Q_0 = 220$ МВт. Рассматривается режим работы по теплофикационному графику. Требуемый напор в магистральной тепловой сети принят равным $H_{сет} = 40$ м.вод.ст. Требуемый напор в контуре потребителя принят равным $H_{номп} = 10$ м.вод.ст. Параметры традиционной системы, с которой производится сравнение, приведены в таблице 4.

На рисунке 3 показано изменение эксергетического КПД в зависимости от температуры воды в подающем трубопроводе сети. Из рисунка следует (кривая 1), что эксергетический КПД для контура сетевой воды (контур ТЭЦ-АТТ (ЦТП)) возрастает более чем на 2% в сравнении с традиционной системой ТЭЦ-ЦТП при температуре подающей сетевой воды в диапазоне 97–109°C. Это связано с уменьшением энергозатрат на привод циркуляционных сетевых насосов и приростом мощности на клеммах электрогенератора. Сокращение энергозатрат на привод циркуляционных сетевых насосов составляет, $\Delta N_{ЭН} = 0,631$ ГВт·ч/год (продолжительность отопительного периода принята равной 214 суток). Приращение электрической мощности ($\Delta N_{Э}$) на клеммах электрогенератора в зависимости от t_1 изменяется в пределах 0,1–2,5 МВт.

В системе теплоснабжения ТЭЦ-Потребитель эксергетические показатели системы с АТТ заметно снижаются (кривая 2 на рисунке 3).

Это объясняется достаточно весомым увеличением

Таблица 3. Энергетические показатели новой системы теплоснабжения с АТТ (ЦТП)
Table 3. Energy data of new heat supply system with AHT on central heat supply station

Относительная тепловая нагрузка Relative thermal characteristic	Температура в подающем трубопроводе Flow temperature in the heating system	Коэффициент работоспособности теплоты Coefficient of heat working capacity	Мощность генератора Generator power	Приращение мощности генератора Power creep at generator	Расход электроэнергии на привод сетевого насоса Power consumption for driving the line pump	Расход электроэнергии на привод насоса в контуре потребителя Power consumption for pump drive in the consumer line
k	, °C	$\varepsilon = 1 - T_0/T$	$N_{Э2}$, МВт	$\Delta N_{Э}$, МВт	$N_{ЭН2}$, МВт	$N_{ЭН22}$, МВт
1	120,0	0,242	87,0	2,4	0,292	0,584
0,89	110,0	0,222	80,0	2,4	0,292	0,584
0,78	100,0	0,201	72,0	2,1	0,292	0,584
0,66	90,0	0,179	68,0	0,9	0,292	0,584
0,56	83,0	0,163	62,0	0,35	0,292	0,584
0,45	75,0	0,144	55,0	-0,1	0,292	0,584

Таблица 4. Энергетические показатели традиционной системы теплоснабжения с ЦТП

Table 4. Energy data of traditional heat supply system of the central heat supply station

Относительная тепловая нагрузка Relative thermal characteristic	Температура в подающем трубопроводе Flow temperature in the heating system	Мощность электрогенератора Generator power	Приращение мощности генератора Power creep at generator	Расход электроэнергии на привод сетевого насоса Power consumption for driving the line pump	Расход электроэнергии на привод насоса в контуре потребителя Power consumption for pump drive in the consumer line
k	, °C	$N_{\Sigma 2}$, МВт	ΔN_{Σ} , МВт	$N_{\Sigma 2}$, МВт	$N_{\Sigma 22}$, МВт
1	121,2	87,0	0,85	0,415	0,150
0,89	110,3	80,0	0,55	0,415	0,150
0,78	99,5	72,0	0,0	0,415	0,150
0,66	91,6	68,0	-0,3	0,415	0,150
0,56	80,8	62,0	-0,5	0,415	0,150
0,45	75,0	55,0	-0,95	0,415	0,150

расхода в контуре потребителя, вследствие чего возникают более высокие потери эксергии в системе с АТТ (ЦТП) в сравнении с системой с традиционным ЦТП, использующим водо-водяные рекуперативные теплообменники.

Снижение эксергетической эффективности в области высоких значений температуры сетевой воды в подающем трубопроводе (100–120°C) объясняется тем, что при использовании типовой энергетической характеристики (ТЭХ) турбины невозможно оценить прирост выработки электрической мощности в данной области из-за значительного отклонения температуры обратной сетевой воды от расчетного значения, поэтому в этой области прирост выработки электроэнергии зафиксирован на максимальном значении, приведенном в ТЭХ (+2,4 МВт).

Увеличение энергозатрат у потребителя на привод циркуляционных насосов составляет $\Delta N_{\Sigma} = 2,23$ ГВт·ч/год (для продолжительности отопительного периода 214 суток), т. е. превышает экономию электроэнергии на привод насосов в контуре ТЭЦ-АТТ (ЦТП), однако этот недостаток компенсируется дополнительной выработкой электроэнергии на ТЭЦ.

Для оценки влияния протяженности тепловой сети на эксергетическую эффективность новой системы рассмотрены различные соотношения потерь давления в сети к потерям давления у потребителя. Результаты расчета для диапазона соотношений от 0,5 до 5,5 показаны на рисунке 4. Значение 5,5 соответствует наиболее протяженной магистральной тепловой сети, т. е. для данного случая гидравлические потери давления на единицу расхода в магистральной те-

пловой сети в 5,5 раз превышают гидравлические потери во внутреннем контуре потребителя.

Исходя из полученных значений можно сделать вывод о том, что соотношение гидравлических потерь давления в контурах источника и потребителя не оказывает существенного влияния на величину эксергетического КПД. Для протяженной магистральной тепловой сети разница в эксергетическом КПД составит не более 0,4% по сравнению с непротяженной сетью. Кроме того, даже в случае малой протяженности магистральной сети (кривые 5, 6 на рисунке 4) для новой системы наблюдается увеличение эксергетической эффективности во всем диапазоне температур сетевой

Рисунок 3. Влияние температуры воды в подающем трубопроводе тепловой сети на эксергетический КПД новой системы теплоснабжения. 1 — в контуре ТЭЦ-АТТ (ЦТП); 2 — в контуре ТЭЦ-Потребитель

Figure 3. Effect of water temperature in the supply pipeline of heat supply network on the exergy efficiency of the new heat supply system. 1 — in the line of CHPP-AHT (central heat supply station); 2 — in the line of consumer-CHPP

Рисунок 4. Влияние температуры воды в подающем трубопроводе тепловой сети на эксергетический КПД с учетом варьирования соотношения потерь давления в тепло- вой сети к потерям давления в контуре потребителя. 1 — отношение потерь в сети к потерям в контуре потребителя равно 5,5 (длинная сеть); 2 — отношение 4,5; 3 — отно- шение 3,5; 4 — отношение 2,5; 5 — отношение 1,5; 6 — отношение 0,5

Figure 4. Effect of water temperature in the supply pipeline of heat supply network on the exergetic efficiency taking into account the variation of pressure losses correlation in the heat network to pressure losses in the consumer line. 1 — ratio of losses in the network to losses in the consumer line is equal 5.5 (long network); 2 — ratio 4.5; 3 — ratio 3.5; 4 — ratio 2.5; 5 — ratio 1.5; 6 — ratio 0.5

воды в подающем трубопроводе, а соответственно и относительных нагрузок на отопление.

Выводы

1. В результате снижения температуры обратной се- тевой воды в системах теплоснабжения с фиксирован- ным числом потребителей:

- снижается расход теплоносителя в магистраль- ном трубопроводе, что приводит к сокращению энер- гопотребления на привод сетевых насосов;
- значительно возрастает энергопотребление на привод насосов в разводящих сетях у потребителя из- за увеличения расхода теплоносителя;
- суммарное энергопотребление на привод цирку- ляционных насосов значительно превосходит энерго- потребление в системах с традиционным ЦТП;
- эксергетический КПД системы теплоснабжения с АТТ превышает КПД системы с традиционным ЦТП при температуре воды в подающем трубопроводе те- пловой сети выше 75°C.

– потребитель получает теплоноситель с более низкой температурой. Это приводит к необходимости увеличивать поверхность отопительных приборов в помещениях, а также использовать системы отопле- ния помещений типа «теплый пол» и т. п.

2. При переходе с температурного графика 120/70°C на 120/25°C при постоянном расходе теплоносителя в

магистральном трубопроводе увели- чивается величина теплового потока от источника на 75%, что дает воз- можность подключать дополнитель- ные потребители к существующим магистральным тепловым сетям.

3. Следует учитывать следующие проблемы при использовании АТТ:

- Капитальные и эксплуатацион- ные затраты,
- Габаритно-весовые характери- стики,
- Резервирование оборудования, обеспечивающего бесперебойное обеспечение систем ГВС и отопле- ния у потребителя.

Список использованных источни- ков

1. Мирасова Л. Р. Влияние температуры на- ружного воздуха на основные энергетические показатели турбоустановки и ТЭЦ. Устойчивое развитие науки и образования 2017; (7): 86–90.
2. Ротов П. В. Сравнение показателей энер- гетической эффективности ТЭЦ при количе- ственном и качественном регулировании тепловой нагрузки. Электрические станции 2015; (10): 19–23.
3. Sun J., Ge Z., Fu L. Investigation on operation strategy of absorption heat exchanger for district heating system. Energy and Buildings 2017; (156): 51–7.
4. Волков А. В., Жигулина Е. В., Яворовский Ю. В., Маленков А. С. Абсорбционный теплообменник – способ снижения температуры обратной сетевой воды. Энергосбережение и водоподготовка 2017; (5): 25–32.
5. Volkov A. V., Yavorovsky Ju. V., Malenkov A. S., Shelginsky A. Ia., Zhigulina E. V. Absorption heat exchanger: Energy and exergy analysis. International Journal of Civil Engineering and Technology 2017; (10): 1466–80.
6. Sangi R., Jahangiri P., Thamm A., Müller D. Dynamic exergy analysis – Modelicar-based tool development: A case study of CHP district heating in Bottrop, Germany. Thermal Science and Engineering Progress 2017; (4): 231–40.
7. Ertesvag I. S. Exergetic comparison of efficiency indicators for combined heat and power (CHP). Energy 2007; (11): 2038–50.
8. Taillon J., Blanchard R. E. Exergy efficiency graphs for thermal power plants. Energy 2015; (88): 57–66.
9. Мотулевич В. П. Метод относительного соответствия и его при- менение в задачах тепло- и массообмена. Инженерно-физический журнал 1968; (1): 8–16.
10. Marc O., Sinama F., Praene J-P., Lucas F., Castaing-Lasvignottes J. Dynamic modeling and experimental validation elements of a 30 kW LiBr/H₂O single effect absorption chiller for solar application. Applied Thermal Engineering 2015; (90): 980–93.
11. Franchini G., Notarbartolo E., Padovan L. E., Perdichizzi A. Modeling, Design and Construction of a Micro-scale Absorption Chiller. Energy Procedia 2015; (82): 577–83.
12. Figueredo G. R., Bourouis M., Coronas A. Thermodynamic

modelling of a two-stage absorption chiller driven at two-temperature levels. *Applied Thermal Engineering* 2008; (2): 211–7.

References

1. Mirasova L. R. The effect of the outer air temperature on the main energy data of turbine plant and CHPP. *Ustojchivoe razvitie nauki i obrazovaniya* 2017; (7): 86–90.
2. Rotov P. V. Factors comparison of CHPP energy performance by quantitative and qualitative regulation of thermal characteristic. *Elektricheskie Stancii* 2015; (10): 19–23.
3. Sun J., Ge Z., Fu L. Investigation on operation strategy of absorption heat exchanger for district heating system. *Energy and Buildings* 2017; (156): 51–7.
4. Volkov A. V., Jigulina E. V., Yavorovsky Ju. V., Malenkov A. S. Absorption heat exchanger – Method of reducing the temperature of return delivery water. *Energobezopasnost i vodopodgotovka* 2017; (5): 25–32.
5. Volkov A. V., Yavorovsky Ju. V., Malenkov A. S., Shelginsky A. Ia., Zhigulina E. V. Absorption heat exchanger: Energy and exergy analysis. *International Journal of Civil Engineering and Technology* 2017; (10): 1466–80.
6. Sangi R., Jahangiri P., Thamm A., Müller D. Dynamic exergy analysis – Modelica-based tool development: A case study of CHP district heating in Bottrop, Germany. *Thermal Science and Engineering Progress* 2017; (4): 231–40.
7. Ertesvag I. S. Exergetic comparison of efficiency indicators for combined heat and power (CHP). *Energy* 2007; (11): 2038–50.
8. Taillon J., Blanchard R. E. Exergy efficiency graphs for thermal power plants. *Energy* 2015; (88): 57–66.
9. Motulevich V. P. Method of relative correspondence and its application in the tasks of heat-mass exchange // *Inzhenerno-fizicheskij zhurnal* 1968; (1): 8–16.
10. Marc O., Sinama F., Praene J-P., Lucas F., Castaing-Lasvignottes J. Dynamic modeling and experimental validation elements of a 30 kW LiBr/H₂O single effect absorption chiller for solar application. *Applied Thermal Engineering* 2015; (90): 980–93.
11. Franchini G., Notarbartolo E., Padovan L. E., Perdichizzi A. Modeling, Design and Construction of a Micro-scale Absorption Chiller. *Energy Procedia* 2015; (82): 577–83.
12. Figueredo G. R., Bourouis M., Coronas A. Thermodynamic modelling of a two-stage absorption chiller driven at two-temperature levels. *Applied Thermal Engineering* 2008; (2): 211–7.