
**ВОЗОБНОВЛЯЕМЫЕ ИСТОЧНИКИ ЭНЕРГИИ,
ГИДРОЭНЕРГЕТИКА**

**АНАЛИЗ ЭФФЕКТИВНОСТИ АБСОРБЦИОННОГО
БРОМИСТОЛИТИЕВОГО ТЕРМОТРАНСФОРМАТОРА
С ДВУХСТУПЕНЧАТОЙ АБСОРБЦИЕЙ В СОСТАВЕ
ГАЗИФИЦИРОВАННЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК¹**

© 2021 г. К. И. Степанов^a, Д. Г. Мухин^{a, *}

^aИнститут теплофизики им. С.С. Кутателадзе СО РАН,
просп. Академика Лаврентьева, д. 1, г. Новосибирск, 630090 Россия

*e-mail: mukhindg@mail.ru

Поступила в редакцию 21.01.2020 г.

После доработки 03.04.2020 г.

Принята к публикации 20.05.2020 г.

Повысить эффективность использования ископаемого топлива, снизить тепловые выбросы в окружающую среду и эмиссию вредных парниковых газов возможно путем применения термотрансформаторов (ТТ), в которых утилизируется низкопотенциальное сбросное тепло техногенных источников и производится нагрев воды для нужд отопления и горячего водоснабжения (ГВС). В качестве основных источников низкопотенциального сбросного тепла рассматриваются водооборотные системы в теплоэнергетике и промышленности и отходящие дымовые газы в котельных. Утилизация тепла дымовых газов (в том числе скрытого) является наиболее актуальным видом энергосбережения и экономии первичного топлива, который дополнительно включает в себя еще и экологические преимущества, реализующиеся путем снижения эмиссии оксидов азота. В статье предложена схема глубокой утилизации тепла продуктов сгорания газовых котлов с использованием конденсационного теплообменника-утилизатора и абсорбционного бромистолитиевого теплового насоса (АБТН) с двухступенчатой абсорбцией. Проведен анализ эффективности такой технологии и рассмотрены перспективы внедрения ее в газовых котельных России. Исследования показали целесообразность применения АБТН с двухступенчатой абсорбцией на существующих крупных объектах станционной теплоэнергетики (тепловая мощность от 116.3 МВт) и в небольших автономных газовых котельных (тепловая мощность до 116.3 МВт). Теоретический коэффициент трансформации АБТН при глубокой утилизации дымовых газов достигает 1.71, а экономия первичного топлива в абсорбционном бромистолитиевом тепловом насосе — 40% по сравнению с водогрейным газовым котлом. Экономический эффект от применения АБТН существенно повышается, если использовать его в режиме холодильной машины для технологического охлаждения и кондиционирования воздуха в теплое время года.

Ключевые слова: утилизация низкопотенциального тепла, абсорбционный термотрансформатор, тепловой насос, бромид лития, двухступенчатая абсорбция, газовая котельная, дымовые газы

DOI: 10.1134/S0040363620120097

Современное развитие мировой теплоэнергетики характеризуется возросшей стоимостью энергоносителей и природных ресурсов всех видов, а также постоянно увеличивающимися трудностями, возникающими при охране окружающей среды от воздействия теплогенерирующих установок и промышленных предприятий. Одним из путей решения проблем эффективного использования ископаемого топлива, снижения теплового загрязнения окружающей среды и эмиссии парниковых газов является вовлечение в полезный оборот низкопо-

тенциального тепла, непригодного для прямого использования, посредством установки термотрансформаторов (ТТ). Основное назначение ТТ применительно к теплоэнергетике — нагрев воды для нужд ГВС и отопления жилых, общественных и производственных зданий с одновременной утилизацией сбросного низкопотенциального тепла.

В зависимости от вида источника энергии (электрическая или тепловая) термотрансформаторы делятся на электроиспользующие и теплоиспользующие. Основными типами ТТ, использующих различные источники высокопотенциального тепла, являются электроиспользующие парокомпрессионные термотрансформаторы и

¹ Исследования выполнены в соответствии с государственным заданием ИТ СО РАН АААА-А17-117030910025-7.

теплоиспользующие абсорбционные термотрансформаторы (АТТ). Классификация водоаммиачных и бромистолитиевых АТТ приведена в [1]. В теплоэнергетике в основном применяются АТТ, поскольку это позволяет существенно увеличить КПД электростанций при генерации электрической и тепловой энергии [1, 2]. Во многих развитых странах АТТ используются в составе систем централизованного теплоснабжения [3]. Перспективы широкого применения АТТ основаны на следующих их потребительских свойствах: энергоэффективность, высокая надежность, низкий уровень шума при работе, простота в обслуживании, длительный срок службы (не менее 20 лет), пожаро- и взрывобезопасность и отсутствие динамических нагрузок на фундамент.

ПРИМЕНЕНИЕ АБСОРБЦИОННЫХ ТЕРМОТРАНСФОРМАТОРОВ ДЛЯ УТИЛИЗАЦИИ ТЕПЛА ДЫМОВЫХ ГАЗОВ

Основными абсорбентами для промышленных АТТ являются водные растворы бромида лития (LiBr) и аммиака (NH_3). Аппараты, в которых используются эти абсорбенты, носят следующие названия: абсорбционные бромистолитиевые термотрансформаторы (АБТТ, LBATТ — lithium bromide absorption thermotransformer), холодильные машины (АБХМ, LBAC — lithium bromide absorption chiller) и тепловые насосы (АБТН, LBAHP — lithium bromide absorption heat pump), абсорбционные водоаммиачные термотрансформаторы (АВТТ, WAATТ — water-ammonia absorption thermotransformer), холодильные машины (АВХМ, WAAC — water-ammonia absorption chiller) и тепловые насосы (АВТН, WAAHP — water-ammonia absorption heat pump). Промышленные АБТТ работают в области положительных температур охлаждения (от 4°C и выше), АВТТ используются для выработки холода (температуры до -60°C). Применение АВТТ при охлаждении до положительных температур (в том числе в режимах теплового насоса) технически возможно, но нецелесообразно, так как АВТТ превосходят АБТТ по капитальным затратам и имеют следующие недостатки: существенно большие массу и габариты, применение аппаратов с рабочим давлением в межтрубном пространстве 1.0 МПа и выше, использование ядовитого хладагента (аммиака). Поэтому для теплонасосных систем целесообразно применять АБТТ.

Принцип действия АБТТ основан на способности водного раствора бромида лития поглощать водяной пар, имеющий более низкую температуру, чем раствор. В связи с этим имеется возможность отводить низкопотенциальное тепло от охлаждаемой среды в окружающую среду (АБХМ) либо использовать его для нагрева воды (АБТН). Таким образом, в АБХМ продуктом явля-

ется теплоноситель, охлажденный в испарителе, а в АБТН — теплоноситель, последовательно нагреваемый в абсорбере и конденсаторе. В большинстве случаев охлаждаемым и нагреваемым теплоносителем является вода, реже — водные растворы этилен- и пропиленгликоля. Теплоносители в газообразном состоянии практически не используются. Рабочее давление в АБТТ существенно ниже атмосферного, что исключает попадание рабочего тела в окружающее пространство, в том числе в охлаждаемую и нагреваемую среду (теплоноситель). Хладагентом в этих машинах является вода. В качестве греющего источника могут применяться водяной пар, горячая вода и природный газ.

Особый интерес представляет использование АБТТ для утилизации бросового техногенного тепла в целях экономии первичного топлива и снижения теплового загрязнения окружающей среды [3]. Существуют два основных источника низкопотенциального тепла для АБТН — тепло водооборотных систем теплоэнергетических и промышленных предприятий и тепло дымовых газов котельных (в том числе скрытое).

В статье представлены данные по утилизации тепла дымовых газов как наиболее актуальном виде энергоресурсосбережения, включающем в себя (помимо утилизации тепла) еще и защиту окружающей среды путем снижения эмиссии оксидов азота и других вредных веществ. Анализ работы газифицированных теплогенерирующих установок показывает, что одним из путей существенного повышения коэффициента использования топлива (КИТ) является глубокое охлаждение (ниже точки росы) продуктов сгорания (ПС) в конденсационных теплоутилизаторах (КТУ). В этом случае повышение КИТ установки на 1.0% осуществляется путем снижения температуры уходящих газов на $2-4^\circ\text{C}$. В КТУ, наряду с охлаждением продуктов сгорания, происходит снижение содержания оксидов азота в уходящих газах [4].

Актуальность применения технологии глубокой утилизации (ГУ) непрерывно возрастает с повышением стоимости газового топлива. Глубокая утилизация тепла дымовых газов достигается при охлаждении ПС до температуры ниже точки росы ($50-55^\circ\text{C}$ для ПС природного газа в зависимости от коэффициента избытка воздуха). При этом происходит конденсация водяных паров, содержащихся в ПС, и утилизируется явное (до 40–45% общего теплосодержания ПС) и скрытое тепло конденсации водяного пара, содержание которого в ПС составляет около 13% по массе. Благодаря этому КПД котла в конденсационном режиме повышается примерно на 10% (при охлаждении ПС до 40°C). Охлаждение дымовых газов ниже точки росы осуществляется циркуляционной водой в специаль-

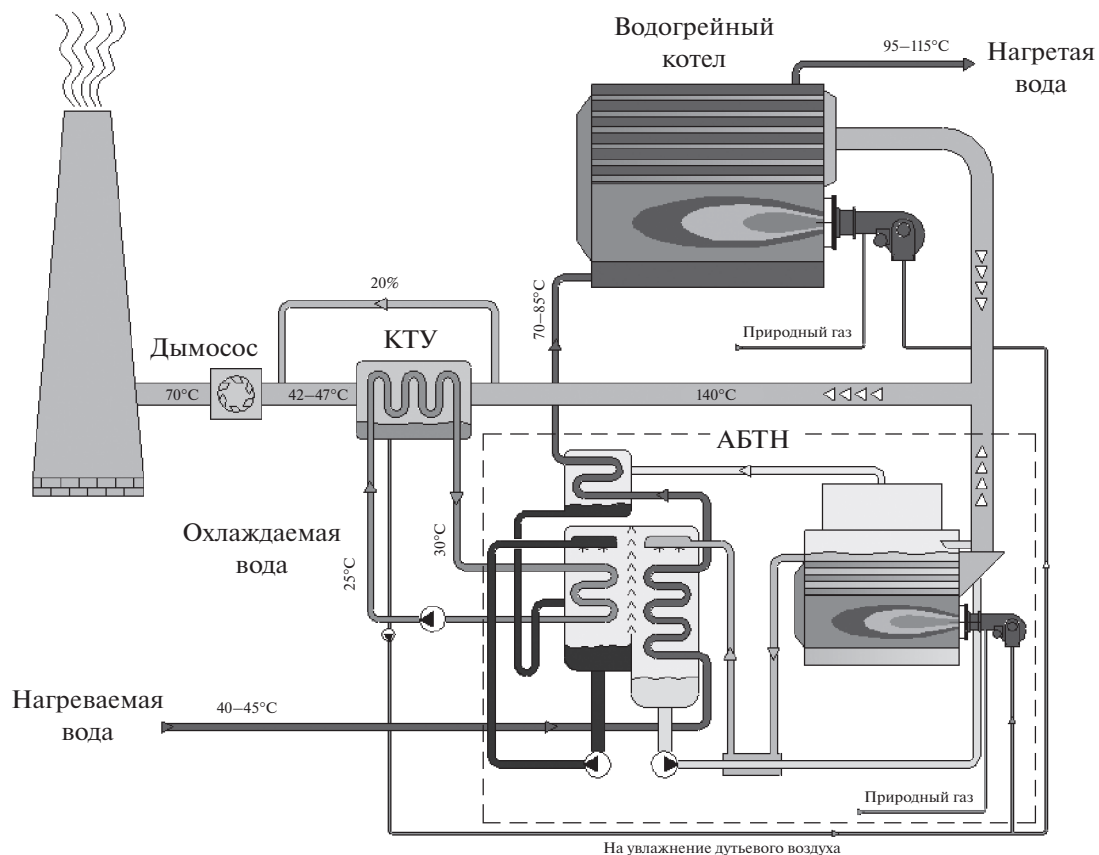


Рис. 1. Принципиальная схема газовой котельной установки с применением АБТН с одноступенчатой абсорбцией

ных теплообменниках (с развитой поверхностью теплообмена со стороны газов).

Для рассматриваемых объектов проблема ГУ может быть решена применением ТНУ – теплонасосных установок на базе АБТН, обеспечивающих необходимую температуру циркуляционной воды для снижения температуры ПС до примерно 40°C в КТУ с одновременным нагревом обратной сетевой воды (ОСВ). Схема применения АБТН в газовой котельной показана на рис. 1. Следует отметить, что в отопительный сезон при температуре наружного воздуха ниже -10°C возможность подогрева ОСВ в предложенной схеме практически отсутствует. Это обусловлено, главным образом, высокой температурой ОСВ [5, 6]. Снижение температуры ОСВ лимитировано, как правило, конструкцией большинства отопительных приборов в России – батарей (радиаторов), работающих по принципу свободной конвекции, что требует относительно высокого перепада температур между отопляемым помещением и поверхностью отопительного прибора.

Помимо внешних условий для АБТТ существует еще и внутреннее функциональное ограничение, связанное со свойствами рабочего тела: раствор абсорбента достигает предела растворимости.

ности и, тем самым, равновесное давление водяных паров над раствором имеет конечное значение (нижний предел). В этой связи для обеспечения оптимального процесса абсорбции перепад температур между охлажденной t_s и охлаждающей t_w (нагреваемой) жидкостью не должен превышать 25°C . Увеличение Δt_{ws} приводит к снижению интенсивности абсорбции в АБТТ и, следовательно, к снижению эффективности АБТТ в целом. При $\Delta t_{ws} \geq 30^{\circ}\text{C}$ процесс абсорбции в АБТТ практически прекращается. Таким образом, схема применения АБТТ, показанная на рис. 1, пригодна в начале и конце отопительного периода, когда температура обратной сетевой воды не превышает 50°C .

Одним из решений описанной проблемы является применение АБТТ с двухступенчатой схемой абсорбции (рис. 2). Такая схема позволяет производить нагрев ОСВ, имеющей температуру 65–70°C, при температуре низкопотенциального теплоносителя (циркуляционной воды для КТУ) 25–30°C в случае применения АБТН. В теплое время года схема дает возможность использовать АБТТ в режиме холодильной машины и охлаждать незамерзающие жидкости вплоть до –5°C

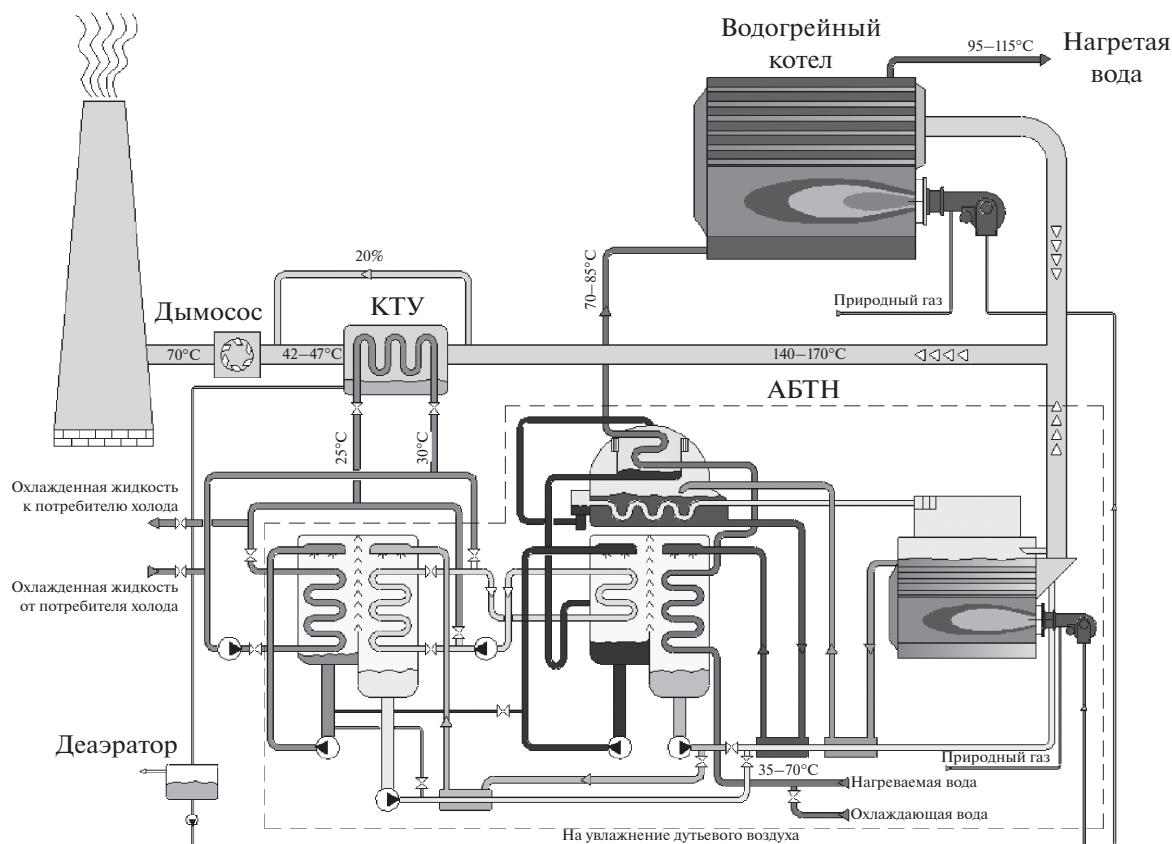


Рис. 2. Принципиальная схема газовой котельной установки с применением АБТН с двухступенчатой абсорбцией и двухступенчатой десорбцией раствора

при типичных температурах водооборотных систем испарительного типа ($25\text{--}32^\circ\text{C}$). Помимо этого, применение АБХМ с двухступенчатой абсорбцией при выработке холода систем кондиционирования ($5\text{--}7^\circ\text{C}$) позволяет отказаться от использования градирен испарительного типа и использовать замкнутую водооборотную систему на базе аппаратов воздушного охлаждения. Такая система не требует подпитки и реагентного умягчения циркуляционной охлаждающей воды для АБХМ.

Абсорбционные бромистолитиевые термотрансформаторы с двухступенчатой абсорбцией в составе газовой котельной могут эксплуатироваться в следующих режимах:

теплонасосном с двухступенчатой абсорбцией, который оптимален для применения в основной отопительный период с температурами атмосферного воздуха ниже -8°C при температуре обратной сетевой воды на входе свыше 50°C ;

теплонасосном с одноступенчатой абсорбцией (блок абсорбер–испаритель I контура не применяется), этот режим используется в начале и конце отопительного периода с температурами атмо-

сферного воздуха выше -8°C при температуре обратной сетевой воды на входе не более 50°C ;

холодильной машины с двухступенчатой абсорбцией, который применяется в теплый период года для получения промышленного холода при температуре охлажденной жидкости до -5°C ;

холодильной машины с одноступенчатой абсорбцией (блок абсорбер–испаритель I контура не применяется), который используется в теплый период года для кондиционирования воздуха в помещениях и технологического охлаждения оборудования при температуре охлажденной жидкости не ниже 5°C .

При строительстве отдельных газовых котельных, обеспечивающих теплом крупные объекты капитального строительства (торговые центры, склады, жилые комплексы, заводские цеха и т.п.), следует учитывать, что в летнее время существует необходимость кондиционирования и охлаждения различного технологического оборудования. Применение схемы АБТТ с двухступенчатой абсорбцией на таких объектах с автономными котельными является целесообразным.

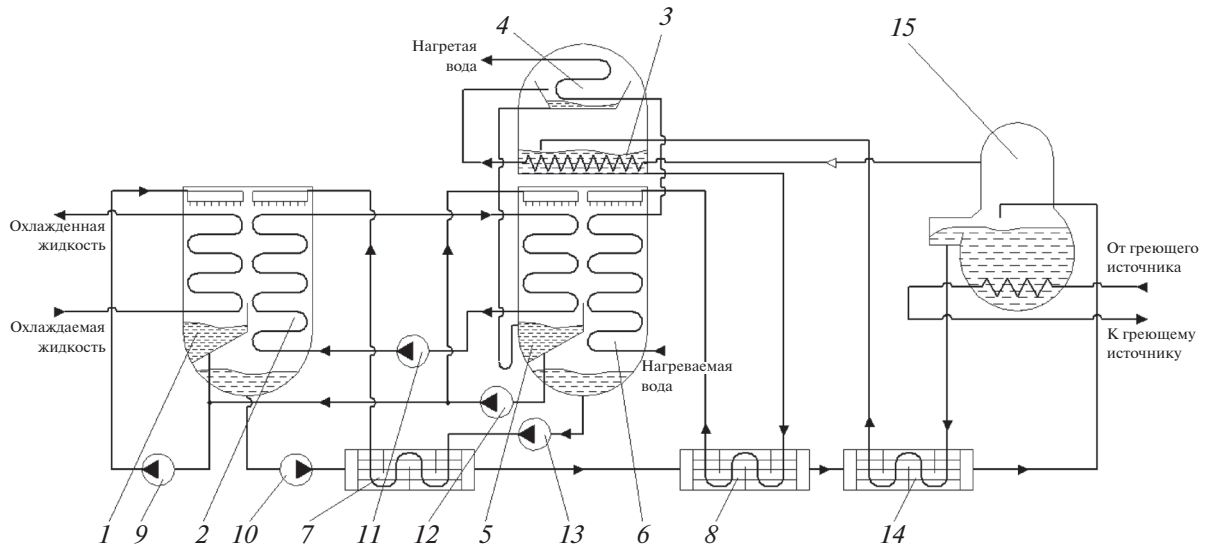


Рис. 3. Принципиальная схема АБТТ с двухступенчатой абсорбцией и двухступенчатой десорбцией раствора. 1, 5 – испаритель I и II ступени; 2, 6 – абсорбер I и II ступени; 3, 15 – генератор низкотемпературный (ГН) и высокотемпературный (ГВ); 4 – конденсатор; 7, 8, 14 – теплообменник I, II и III ступени; 9–13 – циркуляционный насос

АНАЛИЗ ЦИКЛА АБСОРБЦИОННЫХ БРОМИСТОЛИТИЕВЫХ ТЕПЛОВЫХ НАСОСОВ С ДВУХСТУПЕНЧАТОЙ АБСОРБЦИЕЙ

Энергетическая эффективность АБТТ характеризуется тепловым коэффициентом (за рубежом COP – coefficient of performance) для АБХМ и коэффициентом трансформации для АБТН.

Тепловой коэффициент η показывает, какое количество высокопотенциального тепла требуется для утилизации единицы низкопотенциального тепла (иными словами, для получения холода):

$$\eta = \frac{Q_0}{Q_{\text{ЛВАС}}},$$

где Q_0 – холодопроизводительность, Вт; $Q_{\text{ЛВАС}}$ – мощность, подводимая к генератору АБХМ, Вт.

Коэффициент трансформации M показывает отношение количества производимого тепла среднего потенциала к количеству тепла высокого потенциала, подводимого к генератору АБТН [7]:

$$M = \frac{Q_{a.c}}{Q_{\text{ЛВАНР}}},$$

где $Q_{a.c}$ – тепло среднего потенциала, отводимое от абсорбера и конденсатора АБТН, Вт; $Q_{\text{ЛВАНР}}$ – мощность, подводимая к генератору АБТН, Вт.

Значения показателей энергетической эффективности АБТТ находятся в широких пределах в зависимости от кратности десорбции раствора (количества ступеней генераторов), качества работы теплообменного оборудования АБТТ и со-

отношения параметров внешних теплоносителей. Оценка значений теплового коэффициента и коэффициента трансформации для АБТТ с двухступенчатой абсорбцией требуется для определения целесообразности применения технических решений в тех или иных энергетических приложениях.

Для оценки энергетической эффективности выбрана схема АБТТ с двухступенчатой абсорбцией и двухступенчатой десорбцией (рис. 3), цикл такого АБТТ при работе в режиме теплового насоса показан в виде зависимости температуры t_{st} и давления p_{st} насыщенного водяного пара от равновесной температуры водного раствора бромида лития t_{LiBr} (диаграмма Дюринга) на рис. 4. В этом цикле происходят следующие процессы (см. рис. 4):

31–32 – пленочное испарение хладагента (вода) в испарителе I ступени;

32–39 – абсорбция водяных паров водным раствором LiBr в абсорбере I ступени;

32–37 – нагрев разбавленного раствора LiBr (в абсорбере I ступени) в рекуперативном теплообменнике I ступени;

37–7–17 – нагрев слабого раствора в рекуперативных теплообменниках II и III ступени;

17–20 – нагрев разбавленного раствора LiBr в высокотемпературном генераторе до равновесной температуры начала кипения;

20–14 – десорбция слабого раствора до концентрации первичного упаривания;

14–18 – охлаждение первично упаренного раствора LiBr в рекуперативном теплообменнике III ступени;

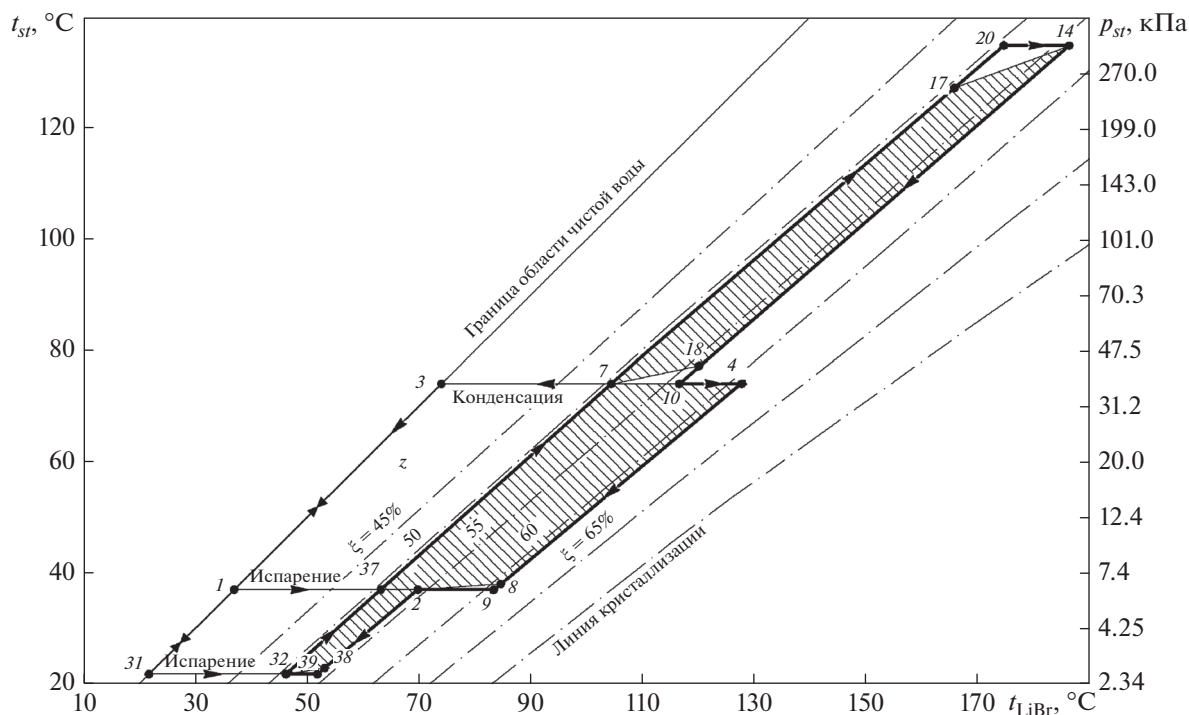


Рис. 4. Диаграмма Дюринга: цикл АБТН с двухступенчатой абсорбцией и двухступенчатой десорбцией [8]

18–10 – охлаждение первично упаренного раствора в ГН до равновесной температуры начала кипения;

10–4 – десорбция первично упаренного раствора LiBr в ГН и восстановление его поглощающей способности;

4–8 – охлаждение концентрированного (крепкого) раствора LiBr в рекуперативном теплообменнике II ступени;

8–9 – охлаждение концентрированного раствора в абсорбере II ступени до равновесной температуры начала абсорбции;

9–2 – абсорбция концентрированным раствором LiBr водяных паров из испарителя II ступени в абсорбере II ступени, разбавление крепкого раствора до промежуточной (средней) концентрации;

1–2 – пленочное испарение хладагента (вода) при постоянной положительной температуре в испарителе II ступени;

2–38 – охлаждение раствора LiBr средней концентрации в рекуперативном теплообменнике I ступени;

38–39 – охлаждение раствора средней концентрации до равновесной температуры начала абсорбции в абсорбере I ступени;

10–3 – конденсация перегретого водяного пара при постоянной температуре в конденсаторе;

3–1 – дросселирование хладагента (вода) при входе в испаритель II ступени;

1–31 – дросселирование хладагента (вода) при входе в испаритель I ступени и смешивание с хладагентом, цикл замыкается, и процесс повторяется заново.

На базе данных, полученных в [9], были выведены основные соотношения для расчета цикла АБТТ с двухступенчатой абсорбцией и двухступенчатой десорбцией раствора бромида лития при работе в режиме получения тепла путем глубокой утилизации тепла дымовых газов.

Кратность циркуляции раствора определяется по формуле

$$a = \frac{\xi_r}{\xi_r - \xi_a} = \frac{\xi_r}{\Delta\xi},$$

где ξ_r – массовая концентрация крепкого раствора на выходе из ГН, %; ξ_a – массовая концентрация слабого раствора на выходе из абсорбера I ступени, %; $\Delta\xi$ – зона дегазации раствора, %.

Тепловой поток в испарителе I ступени q_{01} , кДж/кг:

$$q_{01} = (h'_{31} - h_1)(1 - \omega),$$

где ω – доля хладагента, циркулирующего через испаритель II ступени, определяется из тепловых балансов испарителя и абсорбера I ступени, а также испарителя II ступени. Здесь и далее в формулах h'_i – энтальпия водяного пара, h_i – энтальпия

хладагента (воды) либо раствора LiBr в соответствующих точках цикла, кДж/кг (см. рис. 4).

Хладагент, сконденсировавшийся в конденсаторе, распределяется между испарителями I и II ступеней в соотношении, которое пропорционально нагрузке каждого из теплообменных аппаратов:

$$\omega \equiv \frac{q_{02}}{q_{01} + q_{02}},$$

где q_{02} — тепловой поток в испарителе II ступени, кДж/кг.

Концентрация промежуточного раствора ξ_i :

$$\xi_i = \frac{(a-1)\xi_r}{a-1+\omega}.$$

Тепловой поток в конденсаторе q_c , кДж/кг:

$$q_c = (1-x)h'_3 + xh_{13} - h_3,$$

где x — количество пара, образующегося при выпаривании раствора LiBr в высокотемпературном генераторе.

Тепловой поток в абсорбере I ступени q_{a1} , кДж/кг:

$$q_{a1} = h'_{31}(1-\omega) + (a-1+\omega)h_{38} - ah_{32}.$$

Тепловой поток в испарителе II ступени q_{02} тождественен q_{a1} :

$$q_{02} = h'_1\omega - h_3 + h_1(1-\omega) \equiv q_{a1}.$$

Тепловой поток в абсорбере II ступени q_{a2} , кДж/кг:

$$q_{a2} = h'_1\omega + (a-1)h_8 - (a-1+\omega)h_2.$$

Тепловой поток в растворных рекуперативных теплообменниках, кДж/кг:

$$q_{r1} = a(h_7 - h_{37}) = (a-1)(h_4 - h_8);$$

$$q_{r2} = a(h_{37} - h_{32}) = (a-1+\omega)(h_2 - h_{38});$$

$$q_{r3} = a(h_{17} - h_7) = (a-x)(h_{14} - h_{18}).$$

Массовый расход хладагента в цикле D , кг/с:

$$D = Q_0/q_{01}.$$

Массовый расход слабого G_a , промежуточно-го G_i и крепкого G_r раствора (упаренного в ГН) в цикле:

$$G_a = Da; \quad G_i = D(a-1+\omega); \quad G_r = D(a-1).$$

Пренебрегая работой циркуляционных растворных насосов, уравнение теплового баланса АБТТ с двухступенчатой абсорбцией и двухступенчатой десорбцией можно записать в виде

$$q_{01} + q_{h1} = q_{a2} + q_c,$$

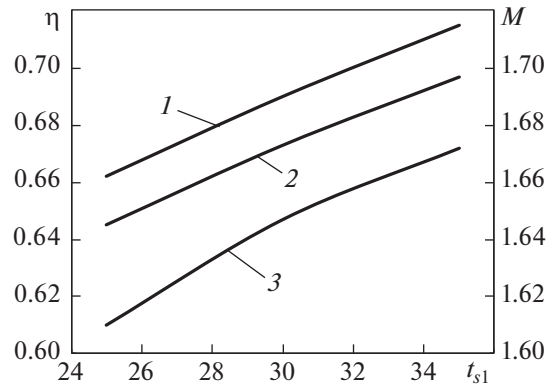


Рис. 5. Зависимость теплового коэффициента и коэффициента трансформации тепла АБТН с двухступенчатой абсорбцией и двухступенчатой десорбцией от температуры охлаждающей жидкости в испарителе I ступени t_{s1} при температуре нагреваемой воды на входе 55°C (1), 60°C (2), 65°C (3)

где q_{h1} — тепловой поток в высокотемпературном генераторе, кДж/кг,

$$q_{h1} = xh'_{13} + (a-x)h_{14} - ah_{17}.$$

Тепловой поток в низкотемпературном генераторе q_{h2} , кДж/кг:

$$q_{h2} = (1-x)h'_3 + (a-1)h_3 - (a-x)h_{18}.$$

На базе выведенных соотношений были проведены оценочные расчеты основных параметров цикла АБТТ с двухступенчатой абсорбцией и двухступенчатой десорбцией раствора. Результаты расчетов показаны в виде графической зависимости η и M от температуры охлаждающей воды t_{s1} на выходе из АБТТ (рис. 5). Как следует из рис. 5, наибольшая эффективность при работе АБТН с двухступенчатой абсорбцией достигается при температуре охлаждающей жидкости более 30°C. Расчет КТУ и процессов конденсации влаги из дымовых газов целесообразно проводить при температуре охлаждающей жидкости не ниже 30°C. Значения теоретических коэффициентов трансформации тепла в АБТН являются сопоставимыми с коэффициентами у наиболее распространенных в мировой теплоэнергетике АБТН с одноступенчатой абсорбцией и десорбцией раствора. Данный результат подтверждает перспективу применения АБТН с двухступенчатой абсорбцией в системах теплоснабжения, характерных для стран с холодным климатом. Следует отметить, что экономический эффект от применения данной системы может быть существенно повышен, если в летний период эксплуатации котельных использовать АБТН для выработки холода.

ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКАЯ ОЦЕНКА ПРИМЕНЕНИЯ АБТТ С ДВУХСТУПЕНЧАТОЙ АБСОРБЦИЕЙ И ДВУХСТУПЕНЧАТОЙ ДЕСОРБЦИЕЙ В ГАЗОВЫХ КОТЕЛЬНЫХ

Основным технико-экономическим показателем при внедрении АБТТ в существующих газовых котельных является срок окупаемости технологии $\tau_{ок}$, который можно оценить по формуле

$$\tau_{ок} = \frac{C_{к.з}}{C_{г.э} - C_{э.з}},$$

где $C_{к.з}$ — капитальные затраты на производство (при условии освоения серийного выпуска на территории России) и монтаж АБТТ и КТУ в газовой котельной, руб.; $C_{г.э}$ — годовая стоимость сэкономленного газа, количество которого эквивалентно глубокой утилизации тепла продуктов сгорания, реализуемой с помощью системы АБТТ–КТУ, руб/год; $C_{э.з}$ — годовая стоимость потребляемой электроэнергии и эксплуатационные затраты на АБТТ, руб/год.

Стоимость сэкономленного за год (сезон) газа можно оценить по формуле

$$C_{г.э} = \frac{Q_{ут} \cdot P_{от} \cdot C_{п.г} \times 3600}{q_{п.г}},$$

где $Q_{ут}$ — тепло глубокой утилизации продуктов сгорания, кВт; $P_{от}$ — продолжительность отопительного периода, которая на территории России составляет 5760 ч (240 сут); $C_{п.г}$ — стоимость природного газа на территории России, принимается равной 5.27 руб/м³; $q_{п.г}$ — удельная теплота сгорания природного газа, равная 38 000 кДж/м³.

Эксплуатационные затраты АБТТ $C_{э.з}$ можно оценить по формуле

$$C_{э.з} = P_{эл} \cdot P_{от} \cdot C_{эл} + C_{к.з} \times 0.01,$$

где $P_{эл}$ — электрическая мощность, потребляемая АБТТ и оборудованием, обеспечивающим работу АБТТ и КТУ (циркуляционные насосы), кВт; $C_{эл}$ — стоимость электрической энергии, принимается равной 2.68 руб/(кВт · ч); $C_{к.з}$ — капитальные затраты, руб.

Оценочные расчеты показывают, что при капитальных затратах 23.5 млн руб. на АБТТ с двухступенчатой абсорбцией мощности 1000 кВт (мощность, соответствующая теплу, получаемому при глубокой утилизации продуктов сгорания) и потребляемой электрической мощностью 10 кВт срок окупаемости внедренной технологии составит 9.5 года. Однако этот срок может быть существенно снижен, если использовать АБТТ с двухступенчатой абсорбцией для выработки холода в летний период. К примеру, для группы производственных зданий либо для торговых комплексов, обслуживаемых газовыми котельными, потребо-

валась централизованная система кондиционирования. В этом случае необходимо приобретение холодильного оборудования. Но при установке АБТТ с двухступенчатой абсорбцией, используемого для глубокой утилизации продуктов сгорания и нагрева обратной сетевой воды в отопительный период, не потребуется установка дополнительного холодильного оборудования, так как АБТТ применяется для выработки холода в централизованных системах кондиционирования (централизованная подача охлажденной воды в фанкойлы). В этом случае при определении срока окупаемости следует учитывать затраты на приобретение холодильного оборудования $C_{к.з}^x$ для кондиционирования в летний период, руб.:

$$\tau_{ок} = \frac{C_{к.з} - C_{к.з}^x}{C_{г.э} - C_{э.з}}.$$

Оценочная стоимость приобретения холодильного оборудования на 1000 кВт холодильной мощности для системы кондиционирования составляет как минимум 17 млн руб. Срок окупаемости АБТТ с двухступенчатой абсорбцией и мощностью по утилизируемому теплу 1000 кВт, который эксплуатируется круглогодично, составит не более 3 лет.

ВЫВОДЫ

1. Исследования показали, что для глубокой утилизации дымовых газов возможно применение абсорбционного бромистолитиевого теплового насоса с двухступенчатой абсорбцией. Экономия первичного топлива в АБТН достигает 40% по сравнению с водогрейным газовым котлом.
2. Целесообразность применения АБТН с двухступенчатой абсорбцией в газовых котельных обусловлена высокой температурой обратной сетевой воды отопления, которая вызывает повышенный расход первичного топлива.
3. Отличительной особенностью АБТТ с двухступенчатой абсорбцией для охлаждения является возможность использовать замкнутую водоборотную систему на базе аппаратов воздушного охлаждения, не требующую реагентного умягчения, для отвода тепла среднего температурного потенциала.
4. При строительстве новых объектов целесообразно использовать АБТН с одноступенчатой абсорбцией при условии применения систем воздушного отопления, теплых полов и/или отопителей с вынужденной конвекцией (фанкойлы, конвекторы), что позволяет существенно снизить температуру обратной сетевой воды. В летний период такое сочетание аппаратов можно использовать для централизованного кондиционирования помещений без изменения существующей инфраструктуры.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Абсорбционные** преобразователи теплоты / А.В. Бараненко, Л.С. Тимофеевский, А.В. Долотов, А.В. Попов. СПб.: СПбГУНиПТ, 2005.
2. **A review** of absorption heat transformers / W. Rivera, R. Best, M.J. Cardoso, R.J. Romero // *Appl. Therm. Eng.* 2015. V. 91. P. 654–670.
<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.08.021>
3. **Waste** heat recovery of power plant with large scale serial absorption heat pumps / Z.Y. Xu, H.C. Mao, D.S. Liu, R.Z. Wang // *Energy*. 2018. V. 165. P. 1097–1105.
<https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.10.052>
4. **Absorption** heating technologies: A review and perspective / Wei Wu, Baolong Wang, Wenxing Shi, Xianting Li // *Appl. Energy*. 2014. V. 130. P. 51–71.
<https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2014.05.027>
5. **Кудинов А.А.** Энергосбережение в теплогенерирующих установках. Ульяновск: УлГТУ, 2000.
6. **Яковлев Б.В.** Повышение эффективности систем теплофикации и теплоснабжения. М.: Новости теплоснабжения, 2008.
7. **Воробьев А.** Температурный график отопления. Режим доступа: <http://al-vo.ru/teplotekhnika/temperaturnyj-grafik-otopleniya.html>
8. **Анализ** СОР термодинамического цикла АБХМ с двухступенчатой абсорбцией при получении отрицательных температур охлаждения / К.И. Степанов, Д.Г. Мухин, О.В. Волкова, А.В. Бараненко // *Вестник Международной академии холода*. 2016. № 1. С. 86–92.
9. **Handbook** of Fundamentals. Atlanta: ASHRAE, 1997.

Efficiency of a Lithium Bromide Absorption Thermotransformer with Two-Stage Absorption in the Structure of Gasified Power Plants

K. I. Stepanov^a and D. G. Mukhin^{a, *}

^a*Kutateladze Institute of Thermophysics, Russian Academy of Sciences, Siberian Branch, Novosibirsk, 630090 Russia*

^{*}*e-mail: mukhindg@mail.ru*

Abstract—It is possible to increase the efficiency of using fossil fuels and to reduce thermal emissions into the environment and the emission of hazardous greenhouse gases by using thermotransformers (TTs) that utilize low-potential waste heat originating from man-caused sources to heat water for heating and hot water supply (HWS). As the main sources of low-grade waste heat, we have considered water circulation systems in heat power and industry as well as waste smoke fumes in boiler houses. The utilization of smoke fume heat (including latent) is the most relevant type of energy saving and of primary fuel saving, which additionally includes environmental benefits implemented by means of reducing nitrogen oxide emission. This paper proposes a scheme for the profound utilization of the heat obtained from combustion products of gas boilers using a condensation heat exchanger-utilizer and a lithium bromide absorption heat pump (LBAHP) with two-stage absorption. The analysis of the efficiency of this technology is carried out and the prospects for its implementation in gas boiler houses in Russia are considered. Studies have shown the feasibility of using LBAHP with two-stage absorption at existing large power facilities (thermal power from 116.3 MW and greater) and at small autonomous gas boiler houses (thermal power lower than 116.3 MW). The theoretical transformation ratio of LBAHP with profound utilization of smoke fumes amounts up to 1.71, whereas the saving of primary fuel in LBAHP amounts to 40% as to compared to a hot-water gas boiler. The economic effect of LBAHP significantly increases if it is used in the mode of a chilling machine for technological cooling and air conditioning in the warm season.

Keywords: utilization of low-grade heat, absorption thermotransformer, heat pump, lithium bromide, two-stage absorption, gas boiler house, smoke fumes