

## СПОСОБ УТИЛИЗАЦИИ ТЕПЛОВЫХ ВТОРИЧНЫХ ЭНЕРГОРЕСУРСОВ ПРОМЫШЛЕННЫХ ПРЕДПРИЯТИЙ ДЛЯ ВЫРАБОТКИ ЭЛЕКТРОЭНЕРГИИ

А.М. ГАФУРОВ\*, Б.М. ОСИПОВ\*, Н.М. ГАФУРОВ\*\*, Р.З. ГАТИНА\*\*

\*Казанский государственный энергетический университет

\*\*Казанский национальный исследовательский технологический университет

*Рассмотрены возможности эффективного использования вторичных энергоресурсов, в том числе тепловых отходов с температурой ниже 80°C, в качестве источников теплоты для термодинамического цикла теплового двигателя по выработке электроэнергии. Предлагается в качестве рабочего тела в тепловом двигателе использовать сжиженный углекислый газ или пропан.*

*Ключевые слова: утилизация тепловых отходов, органический цикл Ренкина, низкикипящие рабочие тела.*

Наиболее крупные проблемы теплового загрязнения связаны с промышленными предприятиями. Большая часть энергии топлива, которая не может быть превращена в полезную работу, теряется в виде тепловой энергии. Наиболее простым способом избавления от этой теплоты является выброс его в окружающую среду. Зачастую сброс тепловых отходов в водоемы может приводить к изменениям биотического компонента экосистемы. Поэтому возможность эффективного использования тепловых вторичных энергоресурсов промышленных предприятий является важной научно-технической задачей [1].

В настоящее время утилизация низко- и среднетемпературной теплоты на уровне 80–160°C производится, в основном, в геотермальной энергетике, где в энергетических установках реализуется органический цикл Ренкина (ОЦР) с применением низкикипящих рабочих тел (НРТ), в качестве которых используются различные углеводороды. Идея применения фреона в качестве рабочего тела паросиловой установки для выработки электроэнергии впервые была реализована в 1967 году в СССР на Паратунской опытно-промышленной геотермальной электростанции. Однако возможная область применения таких установок с НРТ значительно шире [2].

В геотермальной энергетике принято считать, что нижняя температурная граница, при которой имеет смысл использовать тепловую энергию, составляет 80°C. При этом наибольшую долю сбросной теплоты составляют промышленные отходы с температурой ниже 80°C, что затрудняет ее использование. Кроме того, стоимость выброшенной энергии, в конечном счете, закладывается в себестоимость продукции.

В последнее время прилагаются большие усилия по утилизации тепловых отходов предприятий промышленности с возможностью генерации электроэнергии. Потенциал в 750 МВт оценивается для производства электроэнергии от теплоты промышленных отходов в США, 500 МВт – в Германии и 3000 МВт – в Европе.

В России внедрение экономически эффективных энергосберегающих технологий соответствует основным положениям Энергетической стратегии России до 2030 года (Распоряжение Правительства РФ №1715-р от 13.11.2009) и Стратегии развития топливно-энергетического комплекса Республики Татарстан на период до 2030 года (Закон РТ №41-РТ от 17.06.2015) [3].

Для эффективного использования сбросной теплоты промышленных предприятий с температурой ниже 80°C в термодинамическом цикле теплового двигателя необходимо осуществить выбор оптимального НРТ. Оптимальное НРТ должно удовлетворять следующим термодинамическим показателям [4]:

1) критическая температура НРТ должна быть в пределах от 30 до 50°C, чтобы обеспечить его нагрев от источника сбросной теплоты до сверхкритической температуры;

2) критическое давление НРТ должно быть в пределах от 3 до 5 МПа, чтобы обеспечить приемлемые давления контура циркуляции и затраты на его сжатие;

3) температура тройной точки НРТ должна быть ниже минус 50°C, чтобы исключить замерзание во всем диапазоне рабочих температур в зимний период;

4) давление тройной точки НРТ должно быть не менее 0,1 МПа, чтобы исключить проблемы создания вакуума и обеспечения прочности и герметичности трубопроводов и арматуры.

Рассмотрим низкокипящие рабочие тела, которые могли бы в наибольшей степени соответствовать указанным термодинамическим показателям на примере сжиженного углекислого газа CO<sub>2</sub> и пропана C<sub>3</sub>H<sub>8</sub> (табл. 1).

Таблица 1

Сравнение термодинамических показателей НРТ

Показатель параметра, размерность	CO <sub>2</sub>	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	Преимущества
Критическая температура, °C	31	96,7	CO <sub>2</sub>
Критическое давление, МПа	7,3773	4,2512	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>
Температура тройной точки, °C	-56,56	-187,6	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>
Давление тройной точки, МПа	0,518	1,7*10 <sup>-10</sup>	CO <sub>2</sub>

Диоксид углерода CO<sub>2</sub> (R744) не имеет цвета, запаха и тяжелее воздуха. Хладагент CO<sub>2</sub> все шире используется в холодильных установках. Применение CO<sub>2</sub> чрезвычайно перспективно не только из-за простоты его получения, но и потому, что использование этого газа в различных агрегатных состояниях (газ, жидкость, твердое вещество) позволяет решать различные технологические задачи. Обезвоженный диоксид углерода (как газообразный, так и жидкий) не корродирует металлы [5].

Пропан C<sub>3</sub>H<sub>8</sub> (R290) – насыщенный углеводород, при нормальных условиях представляет собой бесцветный горючий и взрывоопасный газ, не обладающий запахом. В промышленных холодильных установках пропан используют уже в течение многих лет. Хладагент C<sub>3</sub>H<sub>8</sub> характеризуется низкой стоимостью и малой растворимостью в воде. При использовании данного хладагента не возникает проблем с выбором конструкционных материалов деталей турбины, конденсатора и испарителя [6].

В реальности, при выборе НРТ наблюдается практика соблюдения разумного компромисса между противоречивыми характеристиками НРТ. Поэтому предлагается способ утилизации тепловых вторичных энергоресурсов промышленных предприятий с температурой ниже 80°C для выработки электроэнергии с помощью теплового двигателя с замкнутым контуром циркуляции на сжиженном газе CO<sub>2</sub> или C<sub>3</sub>H<sub>8</sub> (рис. 1). Работа теплового двигателя осуществляется по ОЦР, который может охлаждаться как водными ресурсами окружающей среды с температурой от 5 до 28°C, так и воздушными ресурсами окружающей среды с температурой вплоть до минус 55°C [7].

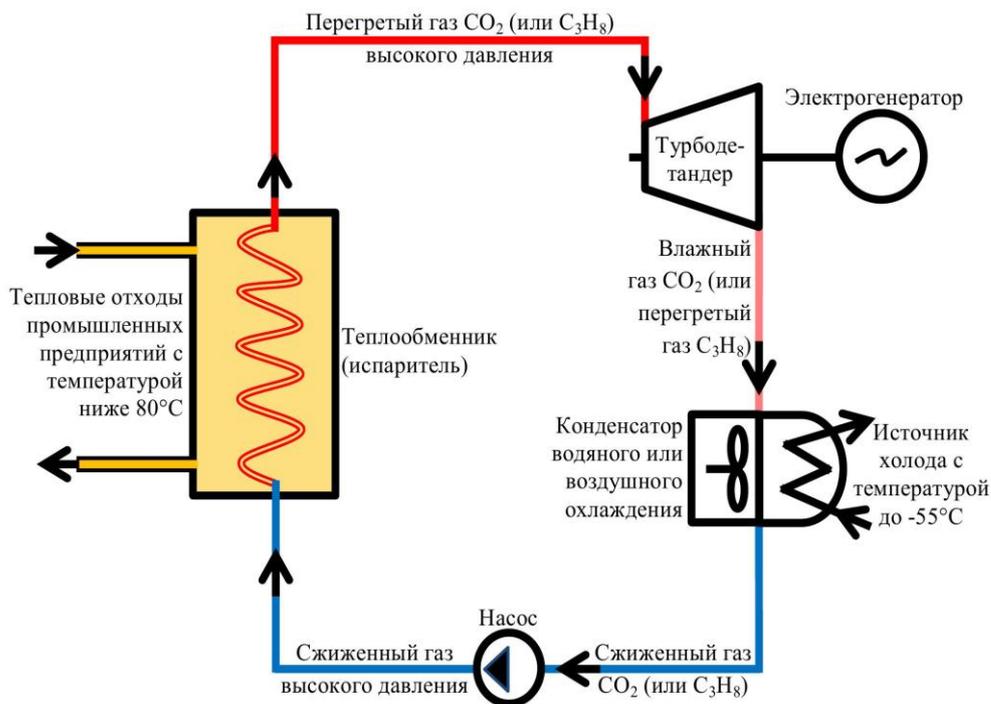


Рис. 1. Принципиальная схема теплового двигателя с замкнутым контуром циркуляции на  $\text{CO}_2$  или  $\text{C}_3\text{H}_8$  для утилизации тепловых отходов

Тепловой двигатель работает следующим образом: сжиженный газ  $\text{CO}_2$  (или  $\text{C}_3\text{H}_8$ ) сжимается в насосе, нагревается и испаряется в теплообменнике-испарителе за счет подводимой теплоты промышленных отходов с температурой ниже  $80^\circ\text{C}$ . Далее перегретый газ  $\text{C}_3\text{H}_8$  расширяется в турбодетандере, соединенном с электрогенератором. Затем расширенный газ направляется на охлаждение в теплообменник-конденсатор водяного или воздушного охлаждения, где, в процессе охлаждения газа  $\text{CO}_2$  (или  $\text{C}_3\text{H}_8$ ) ниже его температуры насыщения, происходит интенсивное сжижение. После этого сжиженный газ направляется в насос, и цикл повторяется [8].

Перспективным является комбинированная система водяного и воздушного охлаждения НРТ, которая может быть реализована в виде последовательной схемы охлаждения и сжижения НРТ. Рассмотрим последовательную схему водяного и воздушного охлаждения перегретого газа  $\text{C}_3\text{H}_8$  (рис. 2).

При последовательном охлаждении температуру перегретого газа  $\text{C}_3\text{H}_8$  снижают вначале в теплообменнике-охладителе (ТО) водяного охлаждения, а затем его охлаждают до температуры насыщения и сжижают в теплообменнике-конденсаторе воздушного охлаждения (АВО) в зимний период времени (рис. 2). Применение воздуха в качестве теплоотводящей среды конденсатора позволяет резко сократить расходы воды и улучшить экологический баланс естественных водоемов.

В летний период времени экономически целесообразно использование только водяного охлаждения, так как использование воздушного охлаждения приводит к существенным затратам мощности на электродвигатель вентилятора.

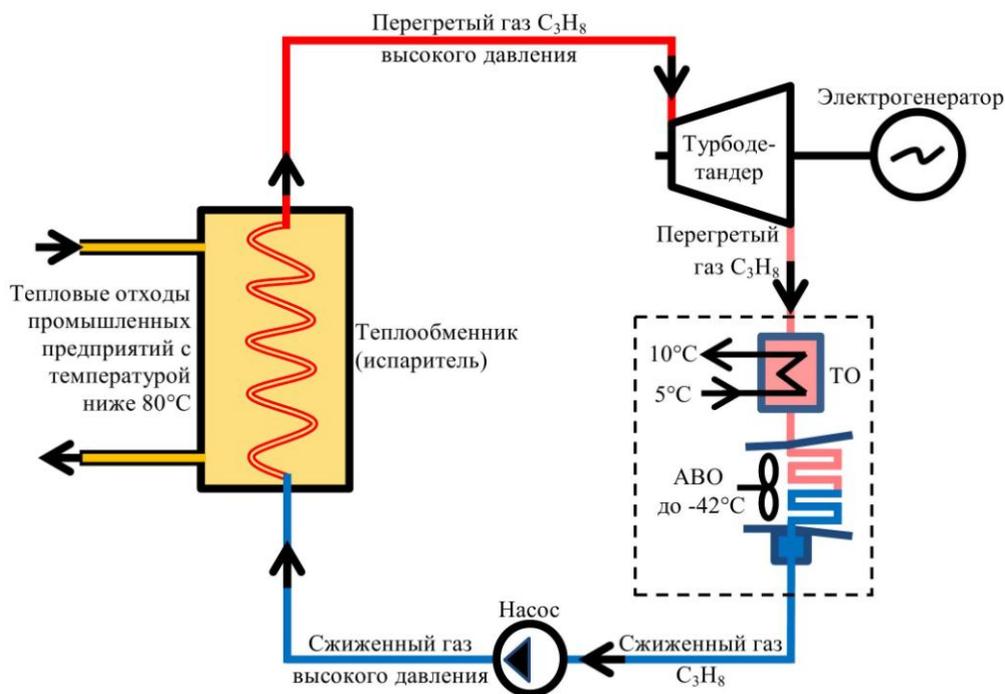


Рис. 2. Принципиальная схема теплового двигателя с замкнутым контуром циркуляции на  $C_3H_8$  с последовательной схемой водяного и воздушного охлаждения в зимний период времени: ТОО – теплообменник-охладитель водяного охлаждения; АВО – аппарат воздушного охлаждения

В тепловом контуре ОЦР происходят характерные изменения агрегатного состояния рабочего тела, где эффективность цикла может быть определена по температуре теплоты, подведенной от источника и отведенной из цикла.

Подобно тому, как тепловые отходы промышленных предприятий являются прямым источником низкопотенциальной теплоты с температурой ниже  $80^\circ C$ , окружающая среда – прямой источник холода с температурой до минус  $55^\circ C$ . Термодинамическая система теплового двигателя на сжиженном газе  $CO_2$  (или  $C_3H_8$ ) может производить работу только при отсутствии равновесия между ее термодинамической системой и окружающей средой. При этом фактическая работа теплового двигателя, отдаваемая потребителю, сопоставляется с максимальным количеством работы, которую можно получить от термодинамической системы за счет ее внутренней энергии и подведенной к ней первичной тепловой энергии. Поэтому минимально допустимый температурный перепад, обеспечивающий полезную выработку электроэнергии тепловым двигателем, может составлять  $30^\circ C$  при использовании в качестве источника холода водных ресурсов окружающей среды и  $40^\circ C$  при использовании в качестве источника холода воздушных ресурсов окружающей среды. В этом случае максимально возможная эксергетическая эффективность термодинамической системы данной установки может достигать 26%.

Отношение эксергии  $\sum E_{\text{ВЫХ}}$ , отводимой из системы, к подведенной эксергии  $\sum E_{\text{ВХ}}$  представляет собой эксергетический КПД, который характеризует степень приближения системы к идеальной. Таким образом, эксергетический КПД установки определяется по формуле [9]

$$\eta_{\text{экс}} = \frac{\sum E_{\text{ВЫХ}}}{\sum E_{\text{ВХ}}} = \frac{N_{\text{э}}^{\text{пол}}}{G_{\text{нрт}} \cdot \left[ (h_3^{\text{г.нрт}} - h_1^{\text{ж.нрт}}) - T_{\text{охл.}}^{\text{сред.}} \cdot (s_3^{\text{г.нрт}} - s_1^{\text{ж.нрт}}) \right]} \cdot 100,$$

где  $N_{\text{э}}^{\text{пол}}$  – полезная электрическая мощность установки, кВт;  $G_{\text{нрт}}$  – массовый расход низкокипящего рабочего тела, кг/с;  $h_3^{\text{г.нрт}}$ ,  $s_3^{\text{г.нрт}}$  – энтальпия кДж/кг, и энтропия, кДж/кг·К, газообразного состояния НРТ на входе в турбодетандер;  $h_1^{\text{ж.нрт}}$ ,  $s_1^{\text{ж.нрт}}$  – энтальпия, кДж/кг, и энтропия, кДж/кг·К, сжиженного состояния НРТ на выходе из теплообменника-конденсатора водяного или воздушного охлаждения;  $T_{\text{охл.}}^{\text{сред.}}$  – температура охлаждающей среды, К.

К примеру, в табл. 2 приведены эксергетические КПД различных технических систем.

Таблица 2

Показатели эксергетического КПД для различных технических систем

Наименование	Эксергетический КПД, %
Конденсационная электростанция	39–42
Парокомпрессионная холодильная установка	30–35
Абсорбционная водоаммиачная холодильная установка	12–15
Пароэжекторная холодильная установка	3–6
Парокомпрессионный тепловой насос	35–40
Исследуемый тепловой двигатель на сжиженном газе CO <sub>2</sub> (или C <sub>3</sub> H <sub>8</sub> )	≤ 26

Существующие проблемы сохранения чистоты природных водоемов от загрязнений и стремление к снижению стоимости систем технического водоснабжения на тепловых электрических станциях диктуют необходимость поиска новых прогрессивных схем охлаждения. К ним следует отнести схемы с воздушным или испарительным охлаждением, применение на крупных электростанциях, использующих органическое и ядерное топливо, отдельных замкнутых контуров для охлаждения масла или заменяющих его огнестойких жидкостей. Наиболее перспективным можно считать возможность отвода теплоты в маслоохладителях паротурбинных установок с помощью тепловых двигателей с замкнутым контуром циркуляции на CO<sub>2</sub>, где температура нагретого масла не превышает 80°C [10].

При этом расчеты показывают, что для выработки 1 кВт полезной электрической мощности с помощью теплового двигателя на сжиженном газе CO<sub>2</sub> необходимо утилизировать около 160 кВт тепловых отходов.

### Выводы

1. В зимний период времени минимально допустимая температура охлаждающей воды составляет примерно 5°C, что ограничивает потенциал для использования теплоперепада в тепловом двигателе с замкнутым контуром циркуляции на CO<sub>2</sub> или C<sub>3</sub>H<sub>8</sub>. При этом происходит значительное уменьшение тепловых выбросов в окружающую среду, так как температура сбрасываемой воды незначительно отличается от температуры воды в водоеме, что не приводит к изменению биотического компонента экосистемы.

2. В зимний период времени минимально допустимая температура охлаждающего воздуха равна температуре окружающей среды, что не ограничивает потенциал для использования теплоперепада в тепловом двигателе с замкнутым контуром циркуляции на  $\text{CO}_2$  или  $\text{C}_3\text{H}_8$ . При этом возможна эксплуатация конденсаторов воздушного охлаждения в условиях холодного климата со средней температурой наружного воздуха в наиболее холодный период не ниже минус  $55^\circ\text{C}$ .

3. Температурный диапазон использования сжиженного газа  $\text{CO}_2$  в качестве низкокипящего рабочего тела в тепловом контуре органического цикла Ренкина ограничивается показателями критической температуры в  $31^\circ\text{C}$  и температурой в тройной точке минус  $56,56^\circ\text{C}$ . Поэтому использование сжиженного газа  $\text{CO}_2$  в температурном диапазоне от 60 до минус  $55^\circ\text{C}$  позволит обеспечить приемлемые давления контура циркуляции теплового двигателя и затраты на его сжатие.

4. Температурный диапазон использования сжиженного газа  $\text{C}_3\text{H}_8$  в качестве низкокипящего рабочего тела в тепловом контуре органического цикла Ренкина ограничивается показателями критической температуры в  $96,7^\circ\text{C}$  и температурой насыщения при давлении не менее 0,1 МПа. Поэтому использование сжиженного газа  $\text{C}_3\text{H}_8$  в температурном диапазоне от 100 до минус  $42^\circ\text{C}$  позволит исключить проблемы создания вакуума и обеспечения прочности и герметичности трубопроводов и арматуры.

### Summary

*The possibilities of effective use of secondary energy resources, including thermal waste with a temperature below  $80^\circ\text{C}$ , as warmth sources for a thermodynamic heat engine cycle by power generation are considered. It is proposed as the working fluid in a heat engine to use liquefied carbon dioxide gas or propane.*

*Keywords: utilization of thermal waste, organic Rankine cycle, low-boiling working mediums.*

### Литература

1. Гафуров А.М., Гафуров Н.М. Перспективы утилизации тепловых отходов на тепловых электрических станциях в зимний период // Инновационная наука. 2015. № 10-1. С. 53–55.
2. Гафуров А.М. Перспективные области применения энергетических установок на низкокипящих рабочих телах // Вестник Казанского государственного энергетического университета. 2015. №1 (25). С. 93–98.
3. Энергетическая стратегия России на период до 2030 года. [Электронный ресурс] / Режим доступа: <http://minenergo.gov.ru/node/1026>.
4. Гафуров А.М. Выбор оптимального низкокипящего рабочего тела для системы охлаждения конденсаторов паровых турбин по термодинамическим показателям // Инновационная наука. 2016. № 4-3. С. 41–43.
5. Гафуров А.М., Гафуров Н.М. Характерные особенности использования углекислого газа  $\text{CO}_2$  в качестве низкокипящего рабочего тела // Инновационная наука. 2016. № 1-2. С. 19–21.
6. Гафуров А.М., Гафуров Н.М. Характерные особенности использования пропана  $\text{C}_3\text{H}_8$  в качестве низкокипящего рабочего тела // Инновационная наука. 2016. № 1-2. С. 21–23.
7. Гафуров А.М., Калимуллина Р.М. Сжиженный углекислый газ в качестве рабочего тела в тепловом контуре органического цикла Ренкина // Инновационная наука. 2015. № 12-2. С. 38–40.
8. Гафуров А.М. Способ преобразования сбросной низкопотенциальной теплоты ТЭС. // Вестник Казанского государственного энергетического университета. 2015. №4 (28). С. 28–32.
9. Гафуров А.М., Калимуллина Д.Д. Математическая модель низкотемпературного теплового двигателя в составе конденсационной ТЭС // Инновационная наука. 2015. № 12-2. С. 33–34.

10. Патент на изобретение №2560622 РФ. Способ утилизации низкопотенциальной теплоты системы маслоснабжения подшипников паровой турбины тепловой электрической станции / Гафуров А.М. 20.08.2015 г.

*Поступила в редакцию*

*21 декабря 2016 г.*

**Гафуров Айрат Маратович** – инженер кафедры «Энергетическое машиностроение» (ЭМ) Казанского государственного энергетического университета (КГЭУ). Тел.: 8(965)594-98-05. E-mail: progress150987@rambler.ru..

**Осипов Борис Михайлович** – к.т.н., профессор кафедры «Энергетическое машиностроение» (ЭМ) Казанского государственного энергетического университета (КГЭУ). Тел.: 8(917)284-51-07. E-mail: obm0099@yandex.ru.

**Гафуров Наиль Маратович** – студент 4 курса кафедры «Химия и технология высокомолекулярных соединений» Казанского национального исследовательского технологического университета (КНИТУ). Тел.: (843) 510-22-71. E-mail: hankmpro@mail.ru.

**Гатина Резеда Зуфаровна** – студент 4 курса, кафедры «Химия и технология высокомолекулярных соединений» Казанского национального исследовательского технологического университета (КНИТУ). Тел.: (843) 510-22-71.