

УДК 621.574

# ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ТЕПЛОИСПОЛЬЗУЮЩЕЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ С ДИОКСИДОМ УГЛЕРОДА

*Стаття присвячена термодинамічному аналізу тепловикористальної холодильної машини з діоксидом вуглецю в якості робочої речовини. Схемно-циклове рішення сформовано «методом циклів», ефективність оцінювалась ексергетичним методом аналізу окремих компонентів і машини в цілому. Встановлено діапазон робочих температур і тисків, при якому машина має максимальну ексергетичну ефективність*

*Ключові слова: термодинамічний аналіз, ексергетична ефективність, ексергія палива, продукт, деструкція, діоксид вуглецю, тепловикористальна холодильна машина*

*Статья посвящена термодинамическому анализу теплоиспользующей холодильной машины с диоксидом углерода в качестве рабочего вещества. Схемно-цикловое решение сформировано «методом циклов», эффективность оценивалась эксергетическим методом анализа отдельных компонентов и машины в целом. Установлен диапазон рабочих температур и давлений, при котором машина имеет максимальную эксергетическую эффективность*

*Ключевые слова: термодинамический анализ, эксергетическая эффективность, эксергия, топливо, продукт, деструкция, диоксид углерода, теплоиспользующая холодильная машина*

**Л. И. Морозюк**

Доктор технических наук, доцент\*

**Т. В. Морозюк**

Доктор технических наук, профессор

Кафедра эксергетических методов  
для холодильной техники

Берлинский технический университет

ул. Марч, 18, г. Берлин, Германия, 10587

E-mail: morozyuk@iet.tu-berlin.de

**С. В. Гайдук**

Аспирант\*

E-mail: gayduck.sergei@yandex.ua

\*Кафедра холодильных машин, установок и  
кондиционирования воздуха

Институт холода, криотехнологий и

экоэнергетики им. В. С. Мартыновского

Одесская национальная академия пищевых технологий

ул. Дворянская, 1/3, г. Одесса, Украина, 62026

## 1. Введение

Утилизация сбросов теплоты энергетических установок и технологических процессов промышленных предприятий с различными температурными уровнями – одно из основных условий экономии энергетических ресурсов. Для холодильной техники, как наиболее энергоемкой отрасли хозяйства любой страны, перспективной является совершенствование теплоиспользующих машин с расширенной возможностью утилизации любого вида теплоты в совокупности с созданием новых схемно-цикловых решений, что способствует уменьшению ее энергетической зависимости.

Совместное производство механической энергии и получения холода в одной машине давно признано эффективным способом уменьшения потребления материальных и природных ресурсов.

В классификационную группу теплоиспользующих машин входят абсорбционные [1], эжекторные [2] и пароконденсаторные машины с приводом от турбины, работающей на том же рабочем веществе, что и холодильная машина [3].

Компрессорные машины были созданы последними в этом классе имели преимущество – высокую

энергетическую эффективность. Широкою известность и развитие получили машины, работающие по циклу Чистякова-Плотникова [4]. Машины работали на HFC и HCFC веществах (R12, R11, R22) при температурах источника тепла высокого потенциала от 60 до 250 °С, рабочих давлениях от 10 до 25 бар. Машина объединяла силовой и холодильной контур общим конденсатором и агрегатом «турбина-компрессор» [4, 5].

По проблемам развития малых компрессорных теплоиспользующих машин было выполнено большое количество исследований, итоги которых подробно изложены в работах [5, 6].

Однако использование компрессорных теплоиспользующих машин в настоящее время невозможно из-за запрета на рабочие вещества R11, R12 и R22.

Авторы обращаются к выбору новых рабочих веществ для теплоиспользующих холодильных машин с целью возможности их реализации при условии выполнения задач энергосбережения. Были рассмотрены более десятка рабочих веществ (R23, R123, R125, R134, R143, R152, R290, R407c, R600, R717, R718, R744), которые используются в пароконденсаторных холодильных машинах [7–9], в реализации надкритического цикла

Брайтона и циклов совместного получения холода и тепла [10, 11].

Термодинамический анализ физических свойств выявил преимущество и недостатки применения указанных рабочих веществ. Приоритет был отдан диоксиду углерода – R744.

## 2. Обзор литературы и постановка задачи исследования

В настоящее время широко используются холодильные машины с диоксидом углерода в качестве рабочего вещества нижнего каскада каскадных машин [12] и одноступенчатых парокомпрессорных с процессами в надкритической области [13]. Однако о практическом использовании R744 в теплоиспользующих машинах или создании схемно-циклового решения теплоиспользующей холодильной машины с диоксидом углерода информации нет, поэтому можно говорить о перспективности исследования. Соответственно, описанными проблемами необходимо, провести полный анализ с использованием методов термодинамики: «методом циклов» для создания схемно-циклового решения; энергетический и эксергетический анализы для определения оптимальных параметров рабочего вещества в элементах машины для ее максимальной эффективности.

## 3. Термодинамический анализ машины

Особенностью синтеза структуры теплоиспользующей машины с R744 является то, что критическая температура равна или близка температуре окружающей среды, которая является одним из трех источников тепла в цикле машины. Таким образом, создаются условия, когда процессы в силовом цикле теплоиспользующей машины осуществляются в надкритической области, а в холодильном – в двухфазной.

Для формирования структуры машины и системы ее термодинамического совершенства воспользуемся методами технической термодинамики.

### 3.1. «Метод циклов» в формировании схемно-циклового решения

Схемно-циклового решения авторы предлагают формировать «методом циклов», принцип которого состоит в поэтапном преобразовании обратимого цикла-образца в действительный путем ухудшений (наращивания необратимостей), обусловленных свойствами рабочего вещества и реальными условиями работы элементов машины [14–16].

В качестве обратимого цикла-образца предложен сложный цикл «Карно-Карно», состоящий из двух простых циклов – силового и холодильного. В результате объединения получены четыре сложных цикла (рис. 1), имеющих определенные преимущества и перспективы практической реализации. Общие точки, принадлежащие обоим циклам, свидетельствуют о наличии единого рабочего вещества в силовом и холодильном контурах. Анализ циклов-образцов, выполненный авторами [17], выявил наиболее перспектив-

ный цикл б (рис. 1) для дальнейшего исследования и создания машины.

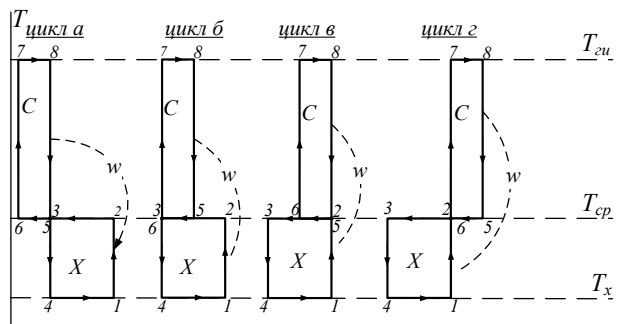


Рис. 1. Обратимые циклы-образцы Карно-Карно для теплоиспользующей холодильной машины:  
 С – силовой цикл; X – холодильный цикл;  
 T – температура, K; s – энтропия, кДж/(кг K); w – работа цикла, кДж/кг;  
 $T_{гр}$  – температура греющего источника, K;  
 $T_{ср}$  – температура окружающей среды, K;  
 $T_x$  – температура объекта охлаждения, K; 1–2 и 6–7 – адиабатное сжатия; 2–3 – отвод тепла; 3–4 и 8–5 – адиабатное расширения; 4–1 и 7–8 – подвод тепла

Последующее построение цикла предложенным методом предусматривает учет термодинамических свойств R744 путем введения пограничных кривых, изобарных процессов подвода и отвода тепла в силовом цикле и процесса сжатия сухого насыщенного пара в компрессоре холодильного цикла (рис. 2, цикл 2); изобарных процессов подвода и отвода тепла в холодильном цикле (рис. 2, цикл 3) и введения внутренних необратимостей в обоих циклах (рис. 2, цикл 4). Внутренние необратимости в процессах 1–2, 3–5 и 6–7 характеризуют коэффициенты полезного действия (КПД) соответствующих элементов.

Действительному циклу соответствует схемное решение теплоиспользующей холодильной машины с R744 в качестве рабочего вещества (рис. 3), которое защищено патентом [18].

Работает машина следующим образом. В газовом нагревателе (ГН) происходит нагрев R744 при высоком давлении, благодаря подводу тепла от греющего источника (ГИ). Нагретый газ расширяется в турбине (Т) до среднего давления с производством работы, используемой в компрессоре (КМ) и насосе (Н).

Пар низкого давления из испарителя (И) поступает в компрессор, где сжимается до среднего давления.

Два потока пара среднего давления смешиваются, после чего путем отвода тепла в окружающую среду (температура среды выше критической температуры) охлаждаются в газовом охладителе (ГО) или конденсируются в конденсаторе (КД) с температурой среды ниже критической. После конденсации (охлаждения) потоки разделяются, поступая в насос (Н) и дроссельный вентиль (ДР).

Для осуществления работы силового цикла используется насос, который работает в условиях сжатия как паров с высокой плотностью, так и конденсата (насосы высокого давления, плунжерного типа).

Процесс производства холода осуществляется в испарителе (И) при теплообмене с источником тепла низкого потенциала.

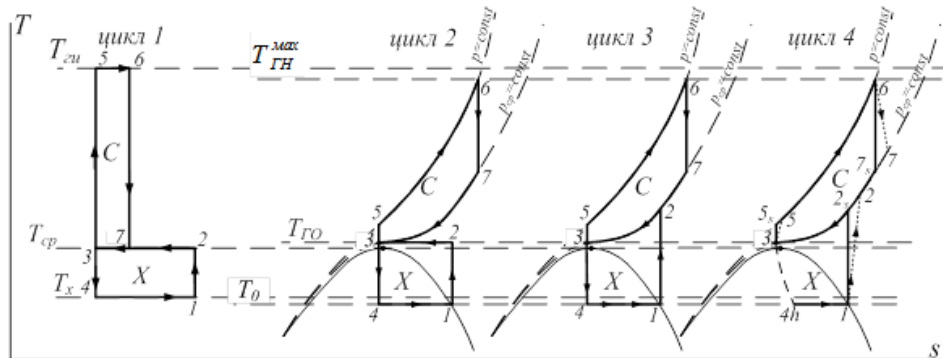


Рис. 2. «Метод циклов» в формировании схемно-циклового решения теплоиспользующей компрессорной холодильной машины: С – силовой цикл; X – холодильный цикл; T – температура, К; s – энтропия, кДж/(кг К); w – работа цикла кДж/кг;  $T_{ГН}^{max}$  – максимальная температура рабочего вещества в газовом нагревателе, К;  $T_{ГО}$  – температура рабочего вещества на выходе из газового охладителя, К;  $T_0$  – температура кипения рабочего вещества в испарителе, К; 1-2s и 6-7s – адиабатное сжатия; 2-3 – отвод тепла; 3-4 и 8-5s – адиабатное расширения; 4-1и 7-8 – подвод тепла; 3-4h – изохорный процесс расширения; 7, 5 и 2 – реальные параметры рабочего вещества с турбины, насоса и компрессора

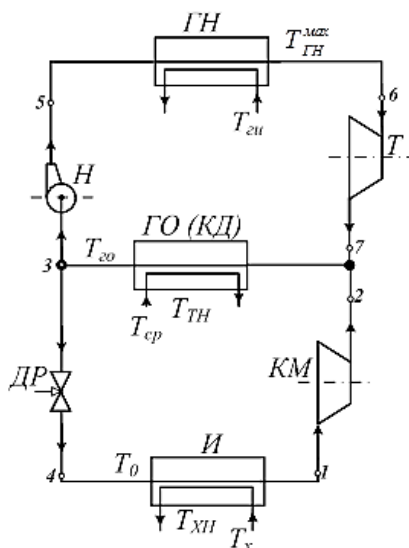


Рис. 3. Схема компрессорной теплоиспользующей холодильной машины: И – испаритель; КМ – компрессор; ДР – дроссельный вентиль; ГО – газовый охладитель (КД – конденсатор); Н – насос; ГН – газовый нагреватель; T – турбина;  $T_{ТН}$  – средняя температура теплоносителя в газовом охладителе, К;  $T_{ХН}$  – средняя температура хладонносителя в испарителе, К

Дальнейшей термодинамический анализ теплоиспользующей холодильной машины связан с определением рабочих температур и давлений, при которых машина имеет максимальное значение энергетической эффективности.

### 3. 2. Энергетический анализ схемного решения

Существует несколько методов термодинамического анализа действительных циклов, основанных на законах термодинамики. Один из них – энергетический, суть – определение коэффициентов преобразования энергии в цикле (COP), основанный на первом законе термодинамики [14, 16].

Работая в разных диапазонах температур и давлений, машина может иметь разную эффективность. При анализе устанавливается тот интервал температур и давлений, в котором энергетическая эффективность имеет максимальное значение.

Такой анализ был проведен, и его результаты авторы представили в работе [19]. Анализ показал, что машина имеет высокие значения COP для теплоиспользующих холодильных машин.

Методы термодинамического анализа, основанные на использовании второго закона термодинамики, позволяют оценить термодинамическое совершенство как отдельных процессов, так и цикла в целом. Одним из них является эксергетический анализ [20].

Эксергетический анализ [20].

### 3. 3. Эксергетический анализ машины

Элементы теплоиспользующей холодильной машины с диоксидом углерода в качестве рабочего вещества, с точки зрения эксергетического анализа, являются простыми и представляют наименьшую неделимую единицу в составе системы, в которой происходит преобразование энергии.

Для проведения анализа используем четыре понятия, которые введены в мировую терминологию прикладной термодинамики [21, 22]:

- «топливо» – эксергетический поток ( $E_T$ ), снабжающий компонент эксергией, в том числе поток от внешнего источника (топливо для всей системы);
- «продукт» – эксергетический поток ( $E_P$ ), воспринимающий эксергию от «топлива». Этот поток ассоциируется с полезным эффектом (в эксергетическом выражении), производимым компонентом. Особый случай представляет компонент, в котором продуктом является поток эксергии, уходящий к внешнему источнику (полезный эффект всей системы);
- «деструкция эксергии» (разрушение эксергии) – внутренние необратимые потери в компоненте, связанные, например, с теплообменом при конечной разности температур и с движением потоков с трением ( $E_d$ ).

«Потери эксергии» обусловлены взаимодействием компонентов с окружающей средой (теплообмен при отсутствии термического равновесия между средой и наружной поверхностью компонента), то есть передача эксергии в окружающую среду. При отсутствии информации о конкретной конструктивной модели компонента, потери эксергии в нем принимаются равными нулю.

Целью эксергетического анализа является получение информации о местонахождении, и величине термодинамической неэффективности (необратимости) для последующего решения проблемы повышения эффективности рассматриваемой системы.

В процессе анализа поэтапно определяем следующие критерии:

- абсолютную деструкцию эксергии в  $i$ -том компоненте, т. е. численное значение необратимостей,  $E_{ди}$ ;
- эксергетическую эффективность  $i$ -того компонента

$$\eta_{Эи} = \frac{E_{Пи}}{E_{Ти}}; \quad (1)$$

- абсолютную деструкцию эксергии в машине в целом

$$E_{ДМ} = \sum E_{Ди}; \quad (2)$$

- эксергетическую эффективность машины в целом

$$\eta_{ЭМ} = \frac{E_{ПМ}}{E_{ТМ}}. \quad (3)$$

Рассмотрим подробно каждый элемент.

**Испаритель** (рис. 4).

Эксергия топлива

$$E_{Ти} = m_x \cdot (e_4 - e_1), \quad (4)$$

где  $m_x$  – массовой расход рабочего вещества в холодильном цикле, кг/с;  $e$  – удельная эксергия рабочего вещества в соответствующих точках цикла, кДж/кг.

Эксергия продукта

$$E_{Пи} = -1 \cdot Q_0 \cdot \left(1 - \frac{T_{СР}}{T_{ХН}}\right), \quad (5)$$

где  $Q_0$  – теплота, отведенная от объекта охлаждения, кВт;  $T_{СР}$ ,  $T_{ХН}$  – температура окружающей среды и средняя температура хладоносителя в испарителе соответственно, К.

Деструкция эксергии

$$E_{Ди} = E_{Ти} - E_{Пи}, \quad (6)$$

Эксергетическая эффективность испарителя

$$\eta_{Эи} = \frac{E_{Пи}}{E_{Ти}}. \quad (7)$$

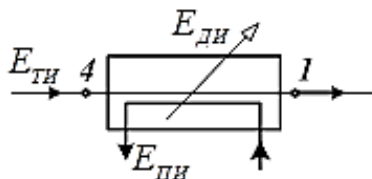


Рис. 4. Потоки эксергии в испарителе

**Газовый охладитель (конденсатор)** (рис. 5)

Эксергия топлива

$$E_{ТГО} = m_x \cdot (e_2 - e_3) + m_c \cdot (e_7 - e_3), \quad (8)$$

где  $m_x$ ,  $m_c$  – массовые расходы рабочего вещества в холодильном и силовом циклах соответственно, кг/с;  $e$  – удельная эксергия рабочего вещества в соответствующих точках цикла, кДж/кг.

Эксергия продукта

$$E_{ПГО} = Q_{ГО} \cdot \left(1 - \frac{T_{СР}}{T_{ТН}}\right), \quad (9)$$

где  $Q_{ГО}$  – теплота, отведенная в газовом охладителе (конденсаторе), кВт;  $T_{ТН}$  – средняя температура теплоносителя, К.

Деструкция эксергии

$$E_{ДГО} = E_{ТГО} - E_{ПГО}, \quad (10)$$

Эксергетическая эффективность газового охладителя (конденсатора).

$$\eta_{ЭГО} = \frac{E_{ПГО}}{E_{ТГО}}. \quad (11)$$

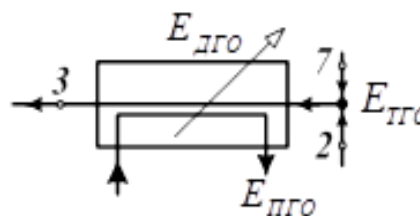


Рис. 5. Потоки эксергии в газовом охладителе

**Газовый нагреватель** (рис. 6)

Эксергия топлива

$$E_{ТГН} = Q_{ГН} \cdot \left(1 - \frac{T_{СР}}{T_{ИТ}}\right), \quad (12)$$

где  $Q_{ГН}$  – теплота, подведенная от высокопотенциального источника в газовом нагревателе, кВт;  $T_{ИТ}$  – средняя температура высокопотенциального источника теплоты, К.

Эксергия продукта

$$E_{ПГН} = m_c \cdot (e_6 - e_3), \quad (13)$$

где  $e$  – удельная эксергия рабочего вещества в соответствующих точках цикла, кДж/кг.

Деструкция эксергии

$$E_{ДГН} = E_{ТГН} - E_{ПГН}, \quad (14)$$

Эксергетическая эффективность газового нагревателя

$$\eta_{ЭГН} = \frac{E_{ПГН}}{E_{ТГН}}. \quad (15)$$

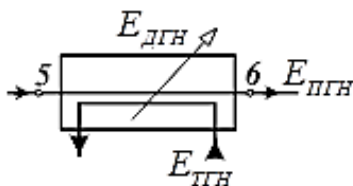


Рис. 6. Потоки эксергии в газовом нагревателе

**Компрессор** (рис. 7)

Эксергия топлива

$$E_{ТКМ} = m_X \cdot (h_2 - h_1), \text{ кВт}, \tag{16}$$

где  $h$  – энтальпия рабочего вещества в соответствующих точках цикла, кДж / кг .

Эксергия продукта

$$E_{ПКМ} = m_X \cdot (e_2 - e_1), \text{ кВт}, \tag{17}$$

где  $e$  – удельная эксергия рабочего вещества в соответствующих точках цикла, кДж / кг .

Деструкция эксергии

$$E_{ДКМ} = E_{ТКМ} - E_{ПКМ}, \text{ кВт}. \tag{18}$$

Эксергетическая эффективность компрессора

$$\eta_{ЭКМ} = \frac{E_{ПКМ}}{E_{ТКМ}}. \tag{19}$$

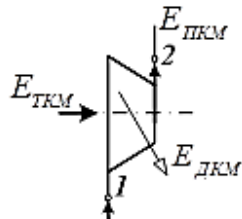


Рис. 7. Потоки эксергии в компрессоре

**Турбина** (рис. 8)

Эксергия топлива

$$E_{ТТ} = m_C \cdot (e_6 - e_7), \text{ кВт}, \tag{20}$$

где  $e$  – удельная эксергия рабочего вещества в соответствующих точках цикла, кДж / кг .

Эксергия продукта

$$E_{ПТ} = m_C \cdot (h_6 - h_7), \text{ кВт}, \tag{21}$$

где  $h$  – энтальпия рабочего вещества в соответствующих точках цикла, кДж / кг .

Деструкция эксергии

$$E_{ДТ} = E_{ТТ} - E_{ПТ}, \text{ кВт}. \tag{22}$$

Эксергетическая эффективность турбины

$$\eta_{ЭТ} = \frac{E_{ПТ}}{E_{ТТ}}. \tag{23}$$

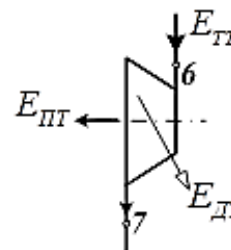


Рис. 8. Потоки эксергии в турбине

**Насос** (рис. 9)

Эксергия топлива

$$E_{ТН} = m_C \cdot (h_5 - h_3), \text{ кВт}, \tag{24}$$

где  $h$  – энтальпия рабочего вещества в соответствующих точках цикла, кДж / кг .

Эксергия продукта

$$E_{ПН} = m_C \cdot (e_5 - e_3), \text{ кВт}, \tag{25}$$

где  $e$  – удельная эксергия рабочего вещества в соответствующих точках цикла, кДж / кг .

Деструкция эксергии

$$E_{ДН} = E_{ТН} - E_{ПН}, \text{ кВт}. \tag{26}$$

Эксергетическая эффективность насоса

$$\eta_{ЭН} = \frac{E_{ПН}}{E_{ТН}}. \tag{27}$$

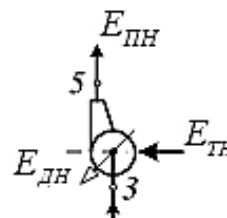


Рис. 9. Потоки эксергии в насосе

**Дроссельный вентиль** (рис. 10)

Эксергия топлива

$$E_{ТДР} = m_X \cdot (e_{m3} - e_{m4}), \text{ кВт}, \tag{28}$$

где  $e_m$  – удельная механическая эксергия в соответствующих точках цикла, кДж / кг .

Эксергия продукта

$$E_{ПДР} = m_X \cdot (e_{t2} - e_{t1}), \text{ кВт}, \tag{29}$$

где  $e_t$  – удельная термическая эксергия в соответствующих точках цикла, кДж / кг .

Деструкция эксергии

$$E_{ДДР} = E_{ТДР} - E_{ПДР}, \text{ кВт}. \tag{30}$$

Эксергетическая эффективность дроссельного вентил



$$\eta_{ЭДР} = \frac{E_{ПДР}}{E_{ТДР}} \quad (31)$$

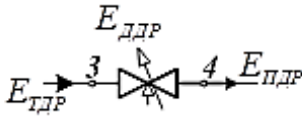


Рис. 10. Потoki эксергии в дроссельном вентиле

Эксергетическая эффективность машины в целом

$$\eta_{ЭМ} = \frac{E_{ПИ}}{E_{ТГН}} \quad (32)$$

Деструкция эксергии в машине в целом

$$E_{ДМ} = E_{ДТ} + E_{ДГН} + E_{ДН} + E_{ДДР} + E_{ДГО} + E_{ДКМ} + E_{ДН}, \text{ кВт.} \quad (33)$$

**Эксергетический анализ проведен для теплоиспользующей машины, работающей при следующих условиях:**

- температура окружающей среды  $t_{ср} = 25^\circ\text{C}$ ;
- максимальная температура рабочего вещества в газовом нагревателе  $t_{ГН}^{\text{max}} = 100 \dots 300^\circ\text{C}$ ;
- давление рабочего вещества в газовом нагревателе  $p_{ГН} = 90 \dots 300$  бар.;
- температура рабочего вещества на выходе из газового охладителя (конденсатора)  $t_{ГО} = 28^\circ\text{C}$ ;
- средняя температура хладоносителя в испарителе  $t_{ХН} = -10^\circ\text{C}$ ;
- температура кипения рабочего вещества в испарителе  $t_0 = -15^\circ\text{C}$ ;
- средний температурный напор в газовом нагревателе  $\Delta t_{ГН} = 20^\circ\text{C}$ ;
- КПД компрессора  $\eta_{КМ} = 0,8$ ; КПД турбины  $\eta_{Т} = 0,85$ ; КПД насоса  $\eta_{Н} = 0,9$ ; КПД электрогенератора  $\eta_{ЭГ} = 0,98$ ; КПД электродвигателя  $\eta_{Д} = 0,95$ ;
- холодопроизводительность  $Q_{ев} = 100$  кВт.

Результаты проведенного анализа представлены в графическом виде на рис. 11–20.

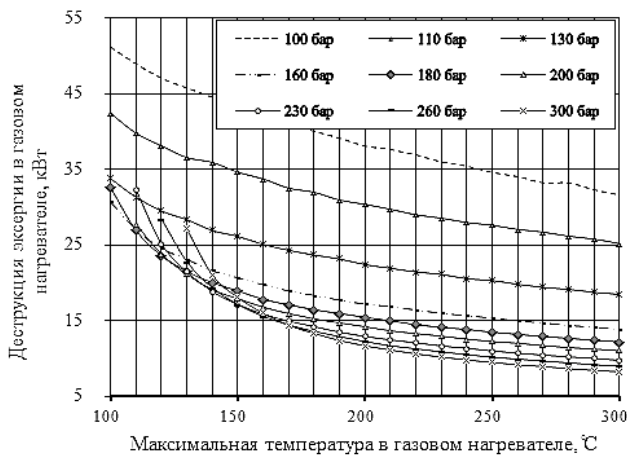


Рис. 11. Деструкция эксергии в газовом нагревателе в зависимости от максимальной температуры  $T_{ГН}^{\text{max}}$  и давления  $p_{ГН}$  рабочего вещества

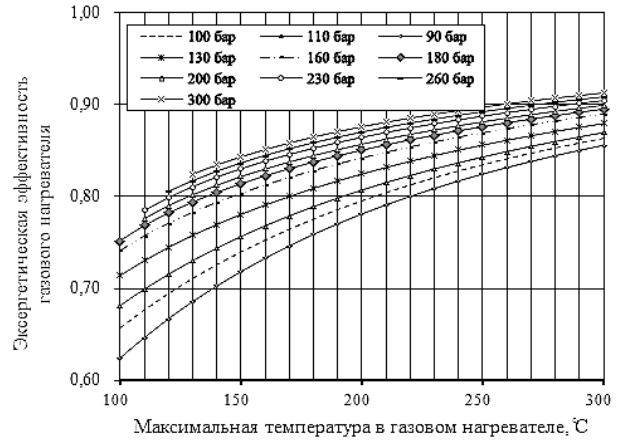


Рис. 12. Эксергетическая эффективность газового нагревателя в зависимости от максимальной температуры  $T_{ГН}^{\text{max}}$  и давления  $p_{ГН}$

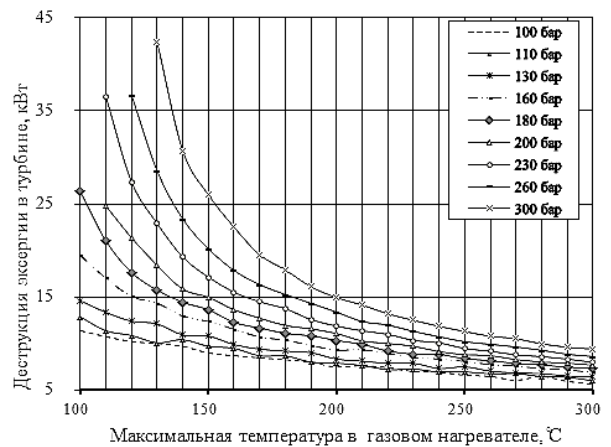


Рис. 13. Деструкция эксергии в турбине в зависимости от максимальной температуры  $t_{ГН}^{\text{max}}$  и давления  $p_{ГН}$  рабочего вещества в газовом нагревателе

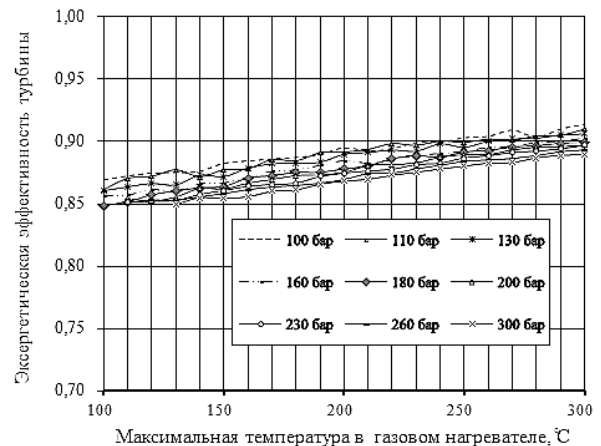


Рис. 14. Эксергетическая эффективность турбины в зависимости от максимальной температуры  $T_{ГН}^{\text{max}}$  и давления  $p_{ГН}$  рабочего вещества в газовом нагревателе

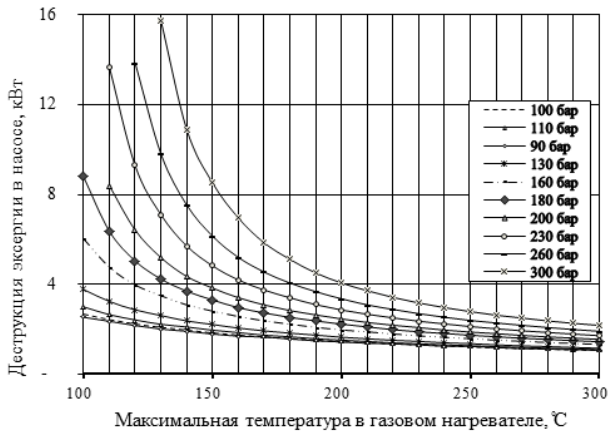


Рис. 15. Деструкции эксергии в насосе в зависимости от максимальной температуры  $T_{ГН}^{max}$  и давления  $P_{ГН}$  рабочего вещества в газовом нагревателе

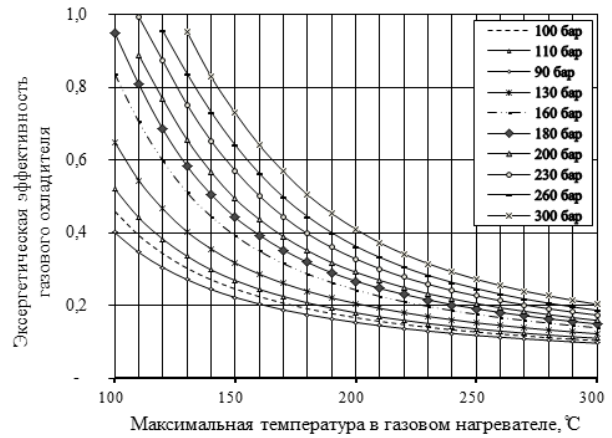


Рис. 18. Эксергетическая эффективность газового охладителя в зависимости от максимальной температуры  $T_{ГН}^{max}$  и давления  $P_{ГН}$  рабочего вещества в газовом нагревателе

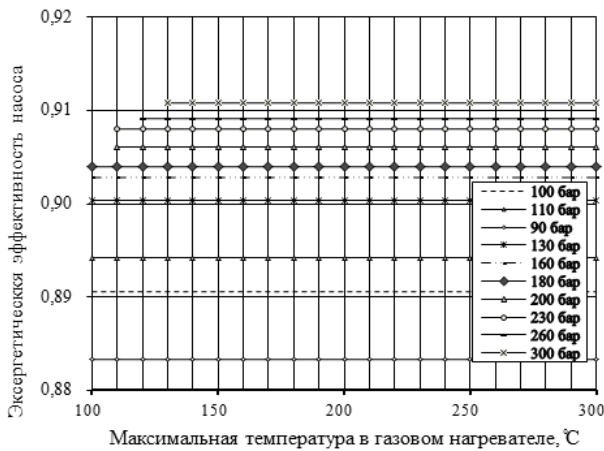


Рис. 16. Эксергетическая эффективность насоса в зависимости от максимальной температуры  $T_{ГН}^{max}$  и давления  $P_{ГН}$  рабочего вещества в газовом нагревателе

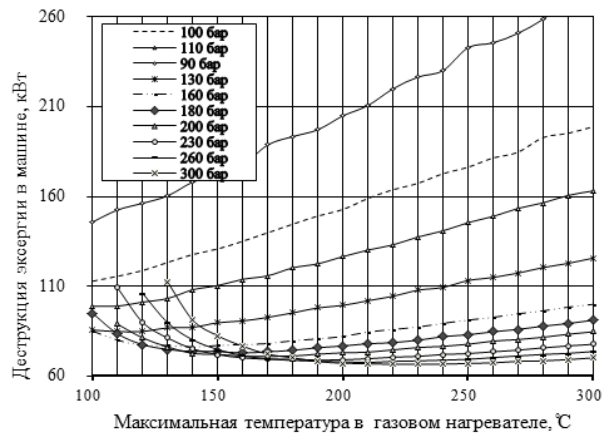


Рис. 19. Деструкции эксергии в машине в зависимости от максимальной температуры  $T_{ГН}^{max}$  и давления  $P_{ГН}$  рабочего вещества в газовом нагревателе

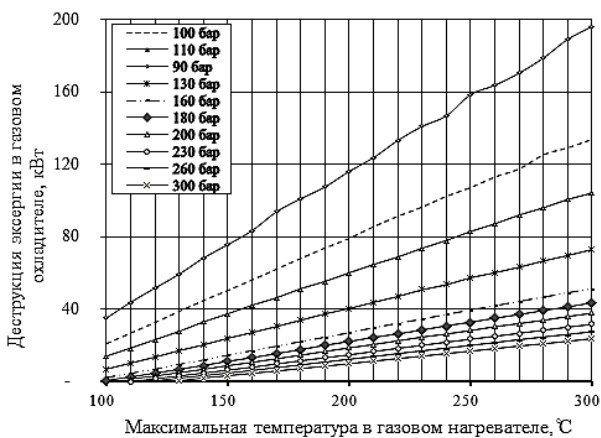


Рис. 17. Деструкции эксергии в газовом охладителе в зависимости от максимальной температуры  $T_{ГН}^{max}$  и давления  $P_{ГН}$  рабочего вещества в газовом нагревателе

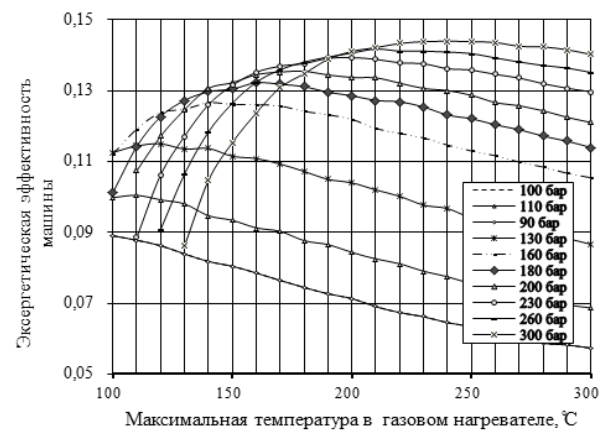


Рис. 20. Эксергетическая эффективность машины в зависимости от максимальной температуры  $T_{ГН}^{max}$  и давления  $P_{ГН}$  рабочего вещества в газовом нагревателе

Результаты анализа эксергетической эффективности элементов холодильного цикла (компрессора, дроссельного вентиля и испарителя) не показаны, так как их эксергетическая эффективность не зависит от температуры и давления в газовом нагревателе, а изменяется только с изменением температуры объекта охлаждения и окружающей среды.

#### 4. Выводы

Деструкция эксергии в газовом нагревателе возрастает при уменьшении температуры и давления (рис. 11), что приводит к уменьшению эксергетической эффективности от 10 до 27 % в зависимости от их соотношения (рис. 12).

Деструкция эксергии в турбине возрастает при уменьшении температуры и давления в газовом нагревателе (рис. 13), что приводит к уменьшению эксергетической эффективности от 2 до 7 % в зависимости от их соотношения (рис. 14).

Деструкция эксергии в насосе при давлениях от 90 до 150 бар. во всем диапазоне температур в га-

зовом нагревателе остается постоянной. При переходе к более высоким давлениям в диапазоне температур 100...200 °С деструкция возрастает в 8 раз. При этих же давлениях в диапазоне температур 200...300 °С деструкция остается практически постоянной (рис. 15). Эксергетическая эффективность насоса не изменяется во всем диапазоне температур в газовом нагревателе (рис. 16).

Деструкция эксергии в газовом охладителе возрастает в 3–4 раза при повышении температуры и уменьшении давления в диапазоне 90...150 бар. в газовом нагревателе (рис. 17), что приводит к адекватному изменению эксергетической эффективности в 4 раза, в зависимости от их соотношения (рис. 18).

Деструкция эксергии в машине возрастает при повышении температуры и давления в диапазоне 90...160 бар. в газовом нагревателе. При этом деструкция эксергии имеет минимальное значение в диапазоне давления 160..300 бар. и диапазоне температур 220...240°С (рис. 19). При этих же параметрах в газовом нагревателе наблюдается максимальная эксергетическая эффективность машины (рис. 20).

#### Литература

- Орехов, И. И. Абсорбционные преобразователи теплоты [Текст]: учеб. пособие / И. И. Орехов, Л. С. Тимофеевский, С. В. Караван. – Л. Химия Ленингр. – 1989. – 207 с.
- Шумелишский, М. Г. Эжекторные холодильные машины [Текст] / М. Г. Шумелишский. – Государственное издательство торговой литературы, Москва, 1961. – 158 с
- Чистяков, Ф. М. Холодильные турбоагрегаты [Текст] / Ф. М. Чистяков. – М.: Машиностроение, 1974. – 301 с.
- Чистяков, Ф. Холодильный турбоагрегат с приводом от турбины работающей на холодильном агенте [Текст] / Ф. Чистяков, А. Плотников // Холодильная техника и технология. – 1952. – № 3. – С. 16–19.
- Баренбойм, А. Б. Холодильные центробежные компрессоры [Текст] / А. Б. Баренбойм. – Одесса, 2004. – 208 с.
- Varenboim, A. B. Heat – using refrigeration machines for agriculture [Text] / A. B. Varenboim, T. V. Morosuk, L. I. Morosuk // Science et technique du froid – Refrigeration science and technology. – 1998. – Vol. 6. – P. 216–220.
- Горбенко, Г. А. Применение диоксида углерода в холодильных технологиях [Текст] / Г. А. Горбенко, И. В. Чайка, П. Г. Гакал, Р. Ю. Турна // Технические газы. – 2009. – № 4. – С. 18–22.
- Bitzer Kuhlmaschinenbau GmbH. [Электронный ресурс] / Обзор хладагентов. 2004 – № 13. А-501-13. – 36 с. – Режим доступа: <http://ykasolod.com.ua/file/Обзор%20хладагентов%20и%20их%20взаимозаменяемость.pdf>
- Padalkar, A. S. Carbon Dioxide as Natural Refrigerant [Text] / A. S. Padalkar, A. D. Kadam // International journal of applied engineering research, dindigul. – 2010. – Vol. 1, № 2. – P. 261–272
- Chen, Y. Carbon dioxide cooling and power combined cycle for mobile applications [Text] / Y. Chen, P. Lundqvist. – Paper pub. and pres. at 7 th IIR Gustav Lorentzen, Natural Working Fluids. Trondheim, Norway, 2006. – 127 p.
- Lillo, T. Development of a Supercritical Carbon Dioxide Brayton Cycle: Improving PBR Efficiency and Testing Material Compatibility [Text] / T. Lillo, W. Windes, T. Totemeier, R. Moore // Idaho National Engineering and Environmental Laboratory (INEEL). October. – 2004. – № 02-190 – 28 p. – Режим доступа: <http://www.inl.gov/technicalpublications/Documents/2906955.pdf>
- Lee, T. Thermodynamic analysis of optimal condensing temperature of cascade-condenser in CO<sub>2</sub>/NH<sub>3</sub> cascade refrigeration systems [Text] / T. Lee, C. Liu, T. Chen // International Journal of Refrigeration. – 2006. – № 29. – P. 1100–1108. – Режим доступа: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0140700706000569>
- Sarkar, J. Review on cycle modifications of transcritical CO<sub>2</sub> refrigeration and heat pump systems [Text] / J. Sarkar // Journal Advanced Research Mechanical Engineering. – 2010. – № 1(1). – P. 22–29.
- Морозюк, Т. В. Теория холодильных машин и тепловых насосов [Текст] / Т. В. Морозюк. – Одесса: Студия «Негоциант», 2006. – 712 с.
- Morosuk, T. Entropy-cycle method for analysis of refrigeration machine and heat pump cycles [Text] / T. Morosuk, R. Nikulshin, L. Morosuk // THERMAL SCIENCE. – 2006. – Vol. 10, № 1. – P. 111–124.
- Мартыновский, В. С. Анализ действительных термодинамических циклов [Текст] / В. С. Мартыновский. – М.: Энергия, 1972. – 216 с.



17. Гайдук, С. В. Методи створення схеми тепловикористальної холодильної машини з робочою речовиною діоксидом вуглецю [Текст] / С. В. Гайдук // Холодильная техника и технология. – 2014. – № 1 (147). – С. 16–23.
18. А. с. UA №72660, МПК F25B27/00. Компресорна тепловикористальна холодильна машина [Текст] / Морозюк Л. И., Гайдук С. В. // Одеська державна академія холоду. – №201201563; заявл. 13.02.2012; опубл. 27.08.2012, Бюл. №16. – 4 с.
19. Морозюк, Л. І. Можливості створення компресорної тепловикористальної холодильної машини [Текст] / Л. І. Морозюк, С. В. Гайдук // Холодильная техника и технология. – 2012. – № 4 (138). – С. 17–21.
20. Bejan, A. Thermal Design and Optimization [Text] / A. Bejan, G. Tsatsaronis, M. Moran. – New York: John Wiley & Sons, 1996. – 542 p.
21. Тсатсаронис, Дж. Взаимодействие термодинамики и экономики для минимизации стоимости энергопреобразующей системы [Текст] / Дж. Тсатсаронис; пер. с англ. Т. В. Морозюк. – Одесса: Студия «Негоциант», 2002. – 152 с.
22. Bejan, A. Advanced Engineering Thermodynamics [Text] / A. Bejan. – New York: John Wiley & Sons; 1988. – 758 p.

УДК 66-6

## МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ СЖИГАНИЯ НЕСЕРТИФИЦИ- РОВАННЫХ ВИДОВ ТОПЛИВА

**М. В. Максимов**Доктор технических наук, профессор,  
заведующий кафедрой\*

E-mail: prof.maksimov@gmail.com

**В. Ф. Ложечников**

Кандидат технических наук, доцент\*

E-mail: fontan@optima.com.ua

**Т. С. Добровольская**

Аспирант\*

E-mail: dobrusha88@mail.ru

**А. В. Бондаренко**

Аспирант, инженер\*

\*Кафедра автоматизации

теплоэнергетических процессов

Одесский национальный

политехнический университет

пр. Шевченко 1, г. Одесса, Украина, 65044

E-mail: bondandrey@ukr.net

*Аналізуючи гази, що надходять від газових колекторів на нафтопереробному заводі, було запропоновано математичну модель спалювання цих газів. Було розглянуто три парових котла, що працюють на один паропровід, на вхід якого можуть надходити два несертифіковані та один еталонний гази. Продуктивність пари, отриманої спаленням вуглецевого несертифікованого газу, у 5 разів перевищує паропроодуктивність, отриману спаленням водневмісного газу*

*Ключові слова: математична модель, несертифікований газ, теплотворна здатність газу, паропроодуктивність котла*

*Анализируя газы, которые поступают от газовых коллекторов на нефтеперерабатывающем заводе, была предложена математическая модель сжигания этих газов. Было рассмотрено три паровых котла, которые работают на один паропровод, на вход которого могут поступать два несертифицированных и один эталонный газ. Производительность пара, полученного сжиганием углеродного несертифицированного газа, в 5 раз превышает паропроизводительность, полученную сжиганием водородсодержащего газа*

*Ключевые слова: математическая модель, несертифицированный газ, теплотворная способность газа, паропроизводительность котла*

### 1. Введение

В последнее время большое внимание на нефтеперерабатывающих предприятиях уделяется сжиганию произвольных смесей углеводородных газов, получаемых в результате переработки нефти. Теплотворная способность таких смесей не постоянна, и ее сжигание на имеющемся топочном оборудовании не представляется возможным, так как оно рассчитано на работу с сертифицированным топливом. Как правило, такие смеси газов на нефтеперерабатывающих заводах сжигаются на так называемом «факеле» и все тепло сбрасывается в окружающую среду. Поэтому возникает

проблема эффективного сжигания на имеющемся оборудовании несертифицированного топлива с изменяющейся теплотворной способностью. Решение данной проблемы позволит существенно повысить эффективность процесса перегонки нефти, что обуславливает актуальность исследований в данной области.

### 2. Постановка проблемы

На предприятиях нефтепереработки технологией разделения, нагретого в печах сырья, в ректификационных колоннах предусмотрено использование пара.