

<https://doi.org/10.21122/1029-7448-2021-64-2-164-177>

УДК 658.261:621.56

Термодинамический анализ и оптимизация параметров вторичного перегрева в турбодетандерных установках на низкокипящих рабочих телах

А. В. Овсянник¹⁾, В. П. Ключинский¹⁾

¹⁾Гомельский государственный технический университет имени П. О. Сухого (Гомель, Республика Беларусь)

© Белорусский национальный технический университет, 2021
Belarusian National Technical University, 2021

Реферат. В работе представлен термодинамический анализ вторичного перегрева в турбодетандерных установках на низкокипящих рабочих телах. Изучена возможность оптимизации параметров рабочего тела во вторичном пароперегревателе. Исследования проводились для двух характерных турбодетандерных циклов: с теплообменным аппаратом на выходе из турбодетандера, предназначенным для охлаждения перегретого низкокипящего рабочего тела, и без теплообменного аппарата. Для исследуемых схем построены циклы в T - s -координатах. Изучено влияние давления и температуры в промежуточном перегревателе на эксергетический коэффициент полезного действия турбодетандерной установки. Получены зависимости эксергетического КПД и потерь по элементам турбодетандерного цикла при изменении температуры и неизменном давлении рабочего тела в промежуточном пароперегревателе, а также при изменении давления и неизменной температуре. В качестве низкокипящего рабочего тела рассмотрен озонобезопасный фреон R236EA, имеющий «сухую» характеристику линии насыщения, нулевой потенциал разрушения озонового слоя и потенциал глобального потепления, равный 1370. Установлено, что повышение параметров низкокипящего рабочего тела перед турбодетандером низкого давления (независимо от схемы турбодетандерного цикла) не всегда приводит к повышению эксергетического КПД. Так, перегрев рабочего тела при давлении, превышающем критическое, приводит к положительному эксергетическому эффекту. Однако для каждой температуры существует оптимальное давление, при котором КПД будет максимальным. При давлении ниже критического перегрев приводит к снижению эксергетического КПД и максимальный эксергетический эффект достигается при отсутствии вторичного пароперегревателя. При прочих равных условиях турбодетандерный цикл с теплообменным аппаратом более эффективен, чем без него, на всем исследуемом интервале температур и давлений низкокипящего рабочего тела.

Ключевые слова: фреон, эксергетический анализ, повышение эффективности, критическое давление, оптимальные параметры, промежуточный перегрев, хладагент, низкопотенциальная энергия, вторичные энергетические ресурсы, энергосбережение, схема турбодетандерного цикла, потери эксергии, теплообменный аппарат

Для цитирования: Овсянник, А. В. Термодинамический анализ и оптимизация параметров вторичного перегрева в турбодетандерных установках на низкокипящих рабочих телах / А. В. Овсянник, В. П. Ключинский // *Энергетика. Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ*. 2021. Т. 64, № 2. С. 164–177. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2021-64-2-164-177>

Адрес для переписки

Овсянник Анатолий Васильевич
Гомельский государственный технический университет имени П. О. Сухого
просп. Октября, 48,
246746, г. Гомель, Республика Беларусь
Тел.: +375 232 40-20-36
ovsyannik@tut.by

Address for correspondence

Ovsyannik Anatolii V.
Sukhoi State Technical
University of Gomel
48, Octiabria Ave.,
246746, Gomel, Republic of Belarus
Tel.: +375 232 40-20-36
ovsyannik@tut.by

Thermodynamic Analysis and Optimization of Secondary Overheating Parameters in Turbo-Expander Plants on Low Boiling Working Fluids

A. V. Ovsyannik¹⁾, V. P. Kliuchinski¹⁾

¹⁾Sukhoi State Technical University of Gomel (Gomel, Republic of Belarus)

Abstract. The paper presents a thermodynamic analysis of secondary overheating in turbo-expander plants on low-boiling working fluids. The possibility of optimizing the parameters of the working fluid in a secondary steam superheater has been studied. The research was carried out for two typical turbo-expander cycles: with a heat exchanger at the outlet of the turbo-expander, intended for cooling an overheated low-boiling working fluid, and without a heat exchanger. Cycles in T - s coordinates were constructed for the studied schemes. The influence of pressure and temperature in the intermediate superheater on the exergetic efficiency of the turbo-expander unit was studied. Thus, the dependences of the exergetic efficiency and losses on the elements of the turbo-expander cycle are obtained when the temperature of the working fluid changes and pressure of the working fluid not changes in the intermediate superheater, and when the pressure changes and the temperature does not change. As a low-boiling working fluid, the ozone-safe freon R236EA is considered, which has a “dry” saturation line characteristic, zero ozone layer destruction potential, and a global warming potential equal to 1370. It has been determined that increasing the parameters of the low-boiling working fluid in front of the low-pressure turbo expander (regardless of the scheme of the turbo expander cycle) does not always cause an increase in the exergetic efficiency. Thus, overheating of the working fluid at a pressure exceeding the critical pressure causes a positive exergetic effect, but for each temperature there is an optimal pressure at which the efficiency will be maximum. At a pressure below the critical pressure, overheating leads to a decrease in the exergetic efficiency, and the maximum exergetic effect is achieved in the absence of a secondary steam superheater. All other things being equal, a turbo-expander cycle with a heat exchanger is more efficient than without it over the entire temperature range and pressure of the low-boiling working fluid under study.

Keywords: freon, exergy analysis, efficiency improvement, critical pressure, optimal parameters, intermediate overheating, refrigerant, low-potential energy, secondary energy resources, energy saving, turbo-expander cycle scheme, exergy losses, heat exchanger

For citation: Ovsyannik A. V., Kliuchinski V. P. (2021) Thermodynamic Analysis and Optimization of Secondary Overheating Parameters in Turbo-Expander Plants on Low Boiling Working Fluids. *Energetika. Proc. CIS Higher Educ. Inst. and Power Eng. Assoc.* 64 (2), 164–177. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2021-64-2-164-177> (in Russian)

Введение

В современных отраслях промышленности существует множество источников низкопотенциальной тепловой энергии, но значительная ее часть используется крайне неэффективно. В настоящее время прилагаются серьезные усилия для поиска методов рекуперации и использования низкопотенциальной энергии, которая в огромном количестве вместе с продуктами сгорания и охлаждающей жидкостью выбрасывается в окружающую среду. Широкое распространение получают альтернативные источники тепловой энергии – биотопливо, солнечная энергия, геотермальная энергия. Для утилизации низкопотенциальной энергии все чаще применяются циклы с турбодетандером на низкокипящих рабочих телах (НКРТ) [1–8]. Благодаря этому появляется возможность реализации цикла Ренкина при более низкой температуре.

Как показывают исследования [9], одним из способов повышения эффективности циклов для паровых турбин, где в качестве рабочего тела используется водяной пар, является промежуточный перегрев. Он действенен и для турбодетандерного цикла на НКРТ [10]. Вместе с тем, поскольку перегрев рабочего тела может производиться при различных давлениях и до различных температур, вопрос выбора оптимальных параметров промежуточного перегрева остается нерешенным.

В современных турбодетандерных циклах широкое применение нашли две характерные схемы: с теплообменным аппаратом на выходе из турбодетандера, предназначенным для охлаждения перегретого НКРТ, и без теплообменного аппарата (рис. 1, 2).

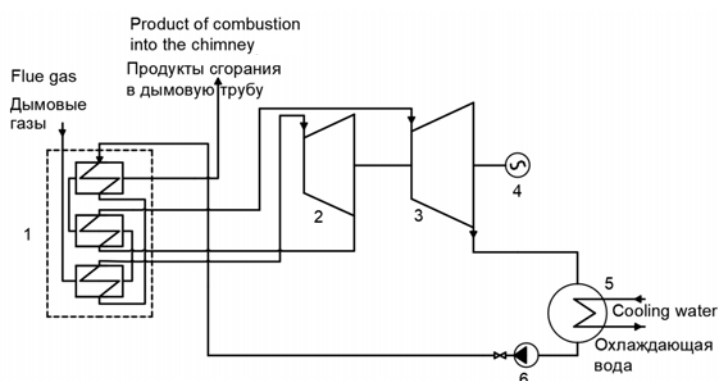


Рис. 1. Схема турбодетандерного цикла с промежуточным перегревом без теплообменного аппарата: 1 – котел-утилизатор; 2 – турбодетандер высокого давления; 3 – турбодетандер низкого давления; 4 – генератор; 5 – конденсатор; 6 – насос

Fig. 1. The scheme of a turbo-expander cycle with intermediate overheating without a heat exchanger: 1 – heat recovery boiler; 2 – high-pressure turbo-expander; 3 – low-pressure turbo-expander; 4 – generator; 5 – condenser; 6 – pump

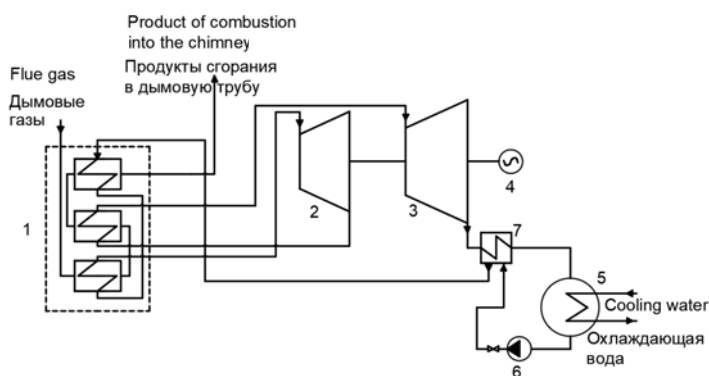


Рис. 2. Схема турбодетандерного цикла с промежуточным перегревом с теплообменным аппаратом на выходе из турбодетандера: 1–6 – то же, что на рис. 1; 7 – теплообменный аппарат

Fig. 2. The scheme of a turbo-expander cycle with intermediate overheating that involves a heat exchanger at the outlet of the turbo-expander: 1–6 – the same as in Fig. 1; 7 – heat exchanger

Таким образом, возникает необходимость определения оптимальных параметров промежуточного перегрева турбодетандерного цикла на НКРТ для исследуемых схем.

В качестве НКРТ в настоящем исследовании рассматривается озонобезопасный фреон R236EA, имеющий «сухую» характеристику линии насыщения, нулевой потенциал разрушения озонового слоя и потенциал глобального потепления, равный 1370.

Методика термодинамического анализа

С помощью эксергетического анализа определим эксергетический КПД исследуемых циклов [11–15], о. е.:

$$\eta_e = \frac{\sum E_{\text{э}}}{\sum E_3} = 1 - \frac{\sum D}{\sum E_3}, \quad (1)$$

где $\sum E_{\text{э}}$ – потоки эксергии, сумма или разность которых определяет получаемый эффект; $\sum E_3$ – потоки эксергии, сумма или разность которых определяет затраты; $\sum D$ – потери эксергии в цикле, кДж/кг.

Потери эксергии в цикле можно представить как сумму потерь по элементам исследуемого цикла

$$\sum D(P_{3^*}, T_{3^*}) = D_{\text{КУ}}(P_{3^*}, T_{3^*}) + D_{\text{ТД}}(P_{3^*}, T_{3^*}) + D_{\text{ТО}}(P_{3^*}, T_{3^*}) + D_{\text{КД}} + D_{\text{Н}}, \quad (2)$$

где $D_{\text{КУ}}(P_{3^*}, T_{3^*})$ – потери эксергии в котле-утилизаторе; $D_{\text{ТД}}(P_{3^*}, T_{3^*})$ – то же в турбодетандере; $D_{\text{ТО}}(P_{3^*}, T_{3^*})$ – то же в теплообменнике; $D_{\text{КД}}$ – то же в конденсаторе; $D_{\text{Н}}$ – то же в насосе.

В скобках возле соответствующего показателя указываются параметры рабочего тела перед турбодетандером низкого давления (ТДНД), оказывающие влияние на данный показатель.

Потери эксергии в котле-утилизаторе для схемы:

– без теплообменного аппарата (рис. 1)

$$D_{\text{КУ}} = E_q + E_2 - E_3; \quad (3)$$

– с теплообменным аппаратом (рис. 2)

$$D_{\text{КУ}}(P_{3^*}, T_{3^*}) = E_q + E_2(P_{3^*}, T_{3^*}) - E_3, \quad (4)$$

где E_q – эксергия дымовых газов, подводимых к котлу-утилизатору; E_2 – то же низкокипящего рабочего тела на входе в котел-утилизатор (без подогрева в теплообменном аппарате); $E_2(P_{3^*}, T_{3^*})$ – то же низкокипящего рабочего тела на входе в котел-утилизатор (после подогрева в теплообменном

аппарате); E_3 – то же низкокипящего рабочего тела на выходе из котла-утилизатора.

Эксергия дымовых газов, подводимых к котлу-утилизатору:

$$E_q = Q_{\text{ш}} \eta_t^{\text{ОЦК}} = Q_{\text{ш}} \left(1 - \frac{T_0}{T_{\text{гдг}}} \right), \quad (5)$$

где $Q_{\text{ш}}$ – количество теплоты, подведенной к котлу-утилизатору с дымовыми газами; $\eta_t^{\text{ОЦК}}$ – термический КПД обратимого цикла Карно; T_0 – температура окружающей среды; $T_{\text{гдг}}$ – то же горячих дымовых газов, поступающих в котел-утилизатор.

Потери эксергии в турбодетандере (рис. 1, 2)

$$D_{\text{ТД}}(P_{3'}, T_{3'}) = E_3 - E_{3'}(P_{3'}) + E_{3'}(P_{3'}, T_{3'}) - E_4(P_{3'}, T_{3'}) - L_{\text{дТД}}(P_{3'}, T_{3'}) \eta_{\text{мехТД}} \eta_{\text{ген}}, \quad (6)$$

где $E_{3'}(P_{3'})$ – эксергия рабочего тела на выходе из турбодетандера высокого давления (ТДВД); $E_{3'}(P_{3'}, T_{3'})$ – то же на входе в ТДНД; $E_4(P_{3'}, T_{3'})$ – то же на выходе из ТДНД; $L_{\text{дТД}}(P_{3'}, T_{3'})$ – действительная работа, совершаемая в турбодетандере, кДж; $\eta_{\text{мехТД}}$ – механический КПД турбодетандера; $\eta_{\text{ген}}$ – КПД генератора.

Действительная работа, совершаемая в турбодетандере:

$$L_{\text{дТД}}(P_{3'}, T_{3'}) = (h_3 - h_{3'}(P_{3'}) + h_{3'}(P_{3'}, T_{3'}) - h_4(P_{3'}, T_{3'})) G_{\text{НКРТ}}, \quad (7)$$

где h_3 – энтальпия рабочего тела на входе в ТДВД; $h_{3'}(P_{3'})$ – то же на выходе из ТДВД; $h_{3'}(P_{3'}, T_{3'})$ – то же на входе в ТДНД; $h_4(P_{3'}, T_{3'})$ – то же на выходе из ТДНД; $G_{\text{НКРТ}}$ – расход рабочего тела в цикле.

Потери эксергии в теплообменнике (рис. 2):

$$D_{\text{ТО}}(P_{3'}, T_{3'}) = (E_4(P_{3'}, T_{3'}) - E_5) - (E_{2'}(P_{3'}, T_{3'}) - E_2), \quad (8)$$

где E_5 – эксергия паров низкокипящего рабочего тела после охлаждения в теплообменнике.

Потери эксергии в конденсаторе для схемы:

– без теплообменного аппарата (рис. 1)

$$D_{\text{КД}}(P_{3'}, T_{3'}) = E_4(P_{3'}, T_{3'}) - E_1; \quad (9)$$

– с теплообменным аппаратом (рис. 2)

$$D_{\text{КД}} = E_5 - E_1, \quad (10)$$

где E_1 – эксергия низкокипящего рабочего тела на выходе из конденсатора.

Потери эксергии в насосе (рис. 1, 2)

$$D_H = L_{дН} - (E_2 - E_1), \quad (11)$$

где $L_{дН}$ – действительная работа, совершаемая насосом, определяется как

$$L_{дН} = (h_2 - h_1)G_{НКРТ}, \quad (12)$$

где h_1 – энтальпия рабочего тела на входе в насос; h_2 – то же на выходе из насоса.

Анализ результатов, полученных при изменении температуры НКРТ и неизменном давлении

Расчет эксергетического КПД при различных температурах рабочего тела на выходе из вторичного пароперегревателя основывается на циклах исследуемых схем (рис. 3, 4).

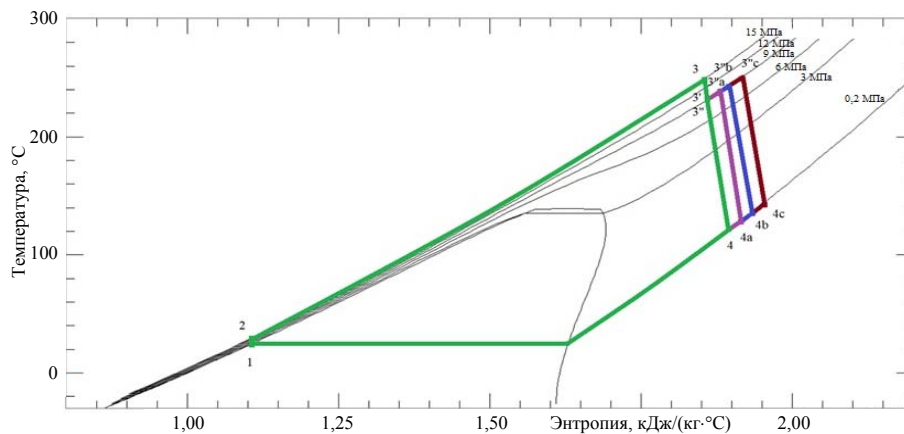


Рис. 3. Цикл турбодетандерной установки без теплообменного аппарата при неизменном давлении

Fig. 3. A cycle of a turbo-expander unit without a heat exchanger at constant pressure

Цикл без теплообменного аппарата (рис. 3) включает следующие процессы: 1–2 – повышение давления НКРТ в насосе; 2–3 – изобарный процесс нагрева, парообразования и перегрева в котле-утилизаторе; 3–3' – процесс расширения НКРТ в ТДВД; 3'–3''а, 3'–3''б, 3'–3''с – изобарный процесс вторичного перегрева в пароперегревателе котла-утилизатора (включая случаи, когда вторичный перегрев равен нулю (3'' совпадает с 3') или температуре перегретого НКРТ, поступающего в ТДВД (3''с)); 3''–4, 3''а–4а, 3''б–4б, 3''с–4с – процесс расширения НКРТ в ТДНД; 4–1, 4а–1, 4б–1, 4с–1 – изобарный процесс охлаждения и конденсации паров хладагента в конденсаторе.

Цикл с теплообменным аппаратом (рис. 4) состоит из процессов: 1–2 – повышение давления НКРТ в насосе; 2–2', 2–2'а, 2–2'б, 2–2'с, 2–2'д – процесс нагрева рабочего тела в теплообменном аппарате; 2'–3, 2'а–3, 2'б–3, 2'с–3, 2'д–3 – изобарный процесс нагрева, парообразования и перегрева в котле-утилизаторе; 3–3' – процесс расширения НКРТ в ТДВД; 3'–3'', 3'–3''а, 3'–3''б, 3'–3''с, 3'–3''д – изобарный процесс перегрева в пароперегревателе котла-утилизатора (включая случаи перегрева, аналогичные для цикла без теплообменного аппарата); 3''–4, 3''а–4а, 3''б–4б, 3''с–4с, 3''д–4д – процесс

расширения НКРТ в ТДНД; 4–5, 4a–5, 4b–5, 4c–5, 4d–5 – изобарный процесс охлаждения паров хладагента в теплообменнике; 5–1 – изобарный процесс охлаждения и конденсации паров хладагента в конденсаторе.

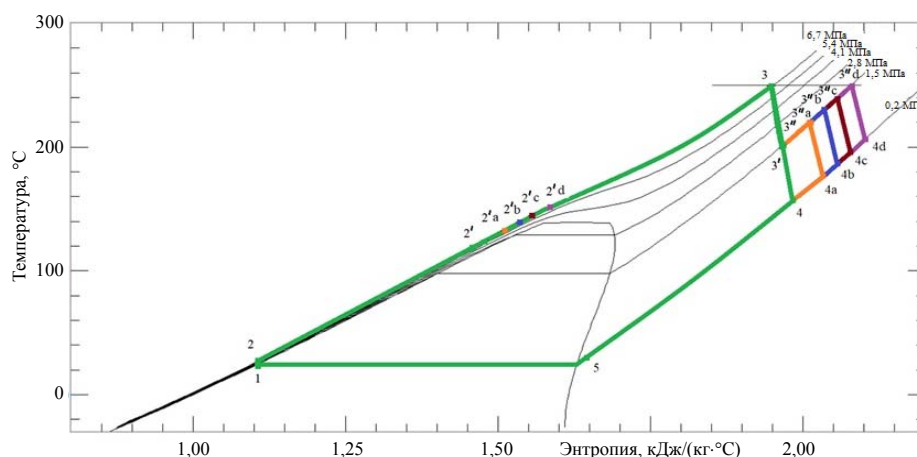


Рис. 4. Цикл турбодетандерной установки с теплообменным аппаратом при неизменном давлении

Fig. 4. A cycle of a turbo-expander unit with a heat exchanger at constant pressure

Результаты расчетов представлены на рис. 5 в виде зависимостей эксергетического КПД от температуры рабочего тела перед ТДНД.

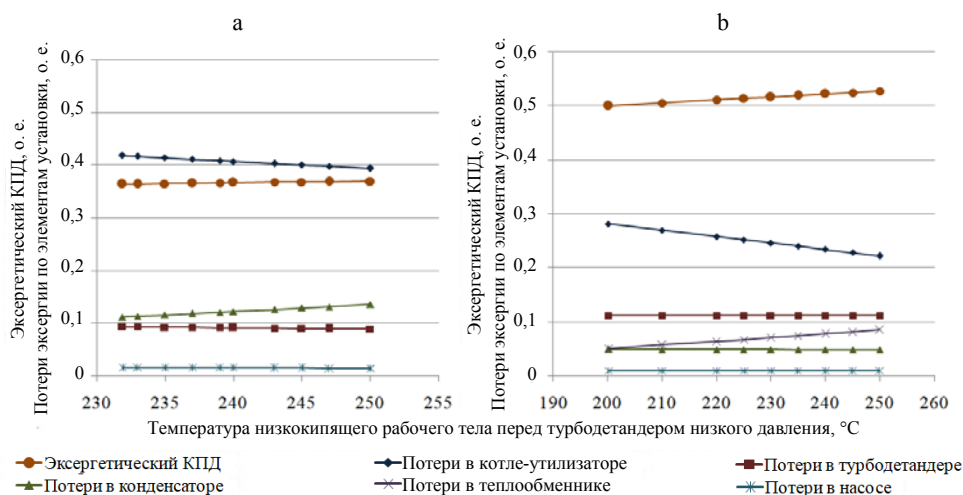


Рис. 5. Зависимость эксергетического КПД и потерь эксергии по элементам исследуемых циклов от температуры низкокипящего рабочего тела перед турбодетандером низкого давления для турбодетандерного цикла: а – без теплообменного аппарата; б – с теплообменным аппаратом

Fig. 5. The dependences of the exergetic efficiency and of exergy losses according to the elements of the studied cycles on the temperature of the low-boiling working fluid in front of the low-pressure turbo-expander: а – turbo-expander cycle without a heat exchanger; б – turbo-expander cycle with a heat exchanger

Повышение температуры НКРТ в обоих случаях приводит к увеличению эксергетического КПД. Основное влияние на эксергетический КПД оказывают потери эксергии: в котле-утилизаторе (с увеличением температуры снижаются); в конденсаторе (с увеличением температуры растут) для схемы без теплообменного аппарата; в теплообменнике (с увеличением температуры растут) для схемы с теплообменным аппаратом. Однако более крутая характеристика потерь эксергии в котле-утилизаторе по сравнению с потерями эксергии в конденсаторе и теплообменнике приводит к тому, что кривая зависимости эксергетического КПД от температуры растет.

Анализ результатов, полученных при изменении давления НКРТ и неизменной температуре

Рассмотрим влияние давления низкокипящего рабочего тела в промежуточном пароперегревателе на эксергетический КПД. Для представленных выше схем (рис. 1, 2) с тем же рабочим телом (R236EA) проведен расчет эксергетического КПД при различных давлениях НКРТ и неизменной температуре. Соответствующие циклы изображены на рис. 6, 7.

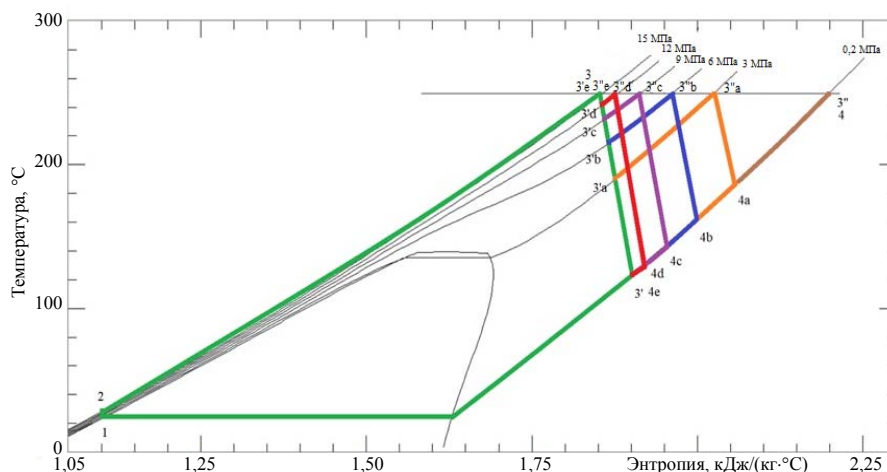


Рис. 6. Цикл турбодетандерной установки без теплообменного аппарата в T - s координатах при неизменной температуре

Fig. 6. A cycle of a turbo-expander unit without a heat exchanger in T - s coordinates at a constant temperature

Цикл без теплообменного аппарата (рис. 6) включает следующие процессы: 1–2 – повышение давления НКРТ в насосе; 2–3 – изобарный процесс нагрева, парообразования и перегрева в котле-утилизаторе; 3–3', 3–3'a, 3–3'b, 3–3'c, 3–3'd, 3–3'e – процесс расширения НКРТ в ТДВД (включая случаи, когда расширение не производится (3'e совпадает с 3) или производится до давления, равного давлению в конденсаторе (3')); 3'–3'', 3'–3'a, 3'–3'b, 3'–3'c, 3'–3'd, 3'–3'e – изобарный процесс вторичного перегрева НКРТ в котле-утилизаторе; 3''–4, 3''a–4a, 3''b–4b, 3''c–4c, 3''d–4d, 3''e–4e – процесс расширения НКРТ в ТДНД; 4–1, 4a–1, 4b–1, 4c–1, 4d–1, 4e–1 – изобарный процесс охлаждения и конденсации паров хладагента в конденсаторе.

Цикл с теплообменным аппаратом (рис. 7) состоит из процессов: 1–2 – повышение давления НКРТ в насосе; 2–2', 2–2'a, 2–2'b, 2–2'c, 2–2'd – процесс нагрева рабочего тела в теплообменнике; 2'–3, 2'a–3a, 2'b–3b, 2'c–3c, 2'd–3d – изобарный процесс нагрева, парообразования и перегрева в котле-утилизаторе; 3–3', 3–3'a, 3–3'b, 3–3'c, 3–3'd – процесс расширения НКРТ в ТДВД (включая случаи, аналогичные для цикла без теплообменного аппарата); 3'–3'', 3'a–3''a, 3'b–3''b, 3'c–3''c, 3'd–3''d – изобарный процесс вторичного перегрева в котле-утилизаторе; 3''–4, 3''a–4a, 3''b–4b, 3''c–4c, 3''d–4d – процесс расширения НКРТ в ТДНД; 4–5 – изобарный процесс охлаждения паров хладагента в теплообменнике; 5–1 – изобарный процесс охлаждения и конденсации паров хладагента в конденсаторе.

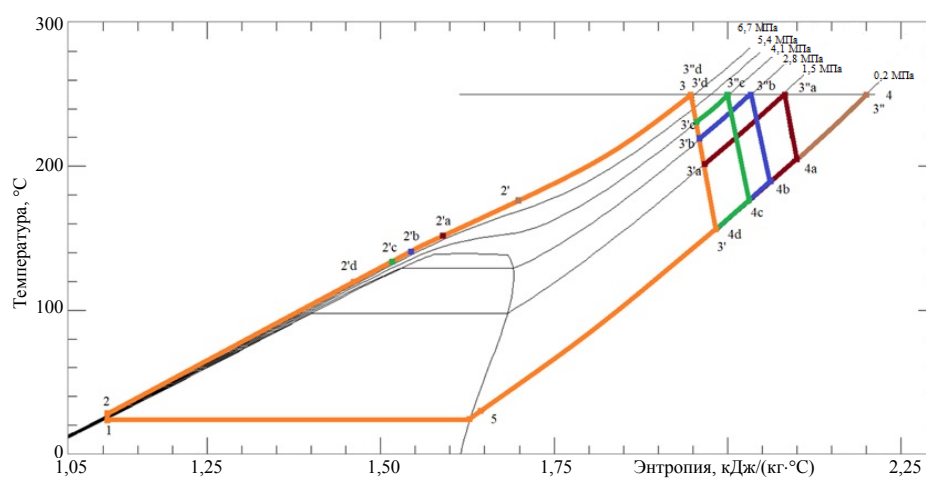


Рис. 7. Цикл турбодетандерной установки с теплообменным аппаратом в T - s -координатах при неизменной температуре

Fig. 7. A cycle of a turbo-expander unit with a heat exchanger in T - s coordinates at a constant temperature

Результаты расчетов представлены на рис. 8 в виде зависимостей эксергетического КПД от давления НКРТ перед ТДНД. С повышением давления эксергетический КПД в обоих случаях растет только до определенного значения, затем начинает снижаться, т. е. дальнейшее повышение давления становится нецелесообразным. Потери эксергии с ростом давления в котле-утилизаторе сначала снижаются, потом меняют свое направление и начинают расти; в конденсаторе (без теплообменного аппарата) и теплообменнике (с теплообменным аппаратом) – снижаются.

Для исследуемых схем (рис. 1, 2) построены зависимости эксергетического КПД от давления при различных температурах НКРТ перед ТДНД.

При понижении температуры рабочего тела на выходе из промежуточного перегревателя сокращается область используемых давлений. Это объясняется тем, что повышение давления НКРТ на выходе из ТДВД приводит к росту его температуры, которая в определенный момент на выходе турбодетандера превышает возможную температуру вторичного перегрева.

Так, при снижении температуры перегрева рабочего тела с T_1 до T_2 (рис. 9) область давлений, лежащих выше T_2 , не может быть использована, т. е. перегрев по изобарам 1–2, 1'–2' и 1''–2'' невозможен; при снижении температуры до T_3 невозможен и процесс перегрева по изобарам (3...3''')–(4...4'''). Дальнейшее понижение температуры до T_4 приводит к исключению возможности перегрева.

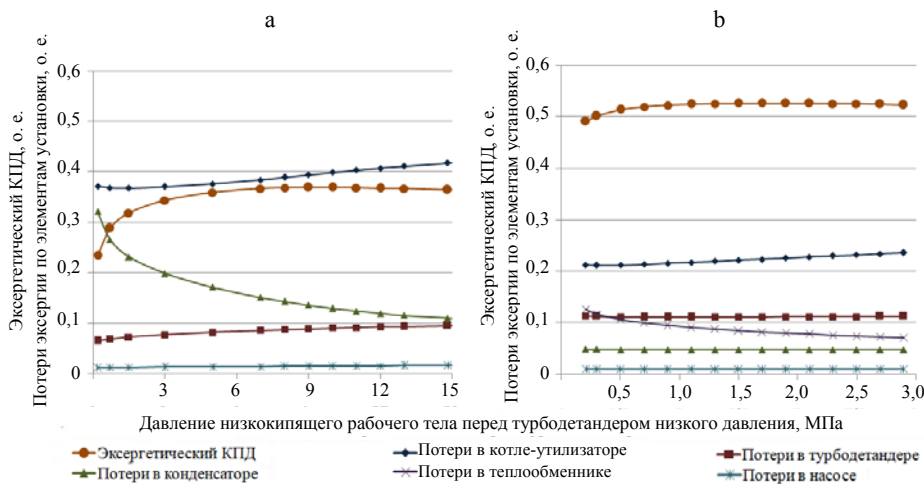


Рис. 8. Зависимость эксергетического КПД и потерь эксергии по элементам исследуемого цикла от давления низкокипящего рабочего тела перед турбодетандером низкого давления для турбодетандерного цикла: а – без теплообменного аппарата; б – с теплообменным аппаратом

Fig. 8. The dependences of the exergetic efficiency and of exergy losses according to the elements of the investigated cycle on the pressure of the low-boiling working fluid in front of the low-pressure turbo-expander: а – turbo-expander cycle without a heat exchanger; б – turbo-expander cycle with a heat exchanger

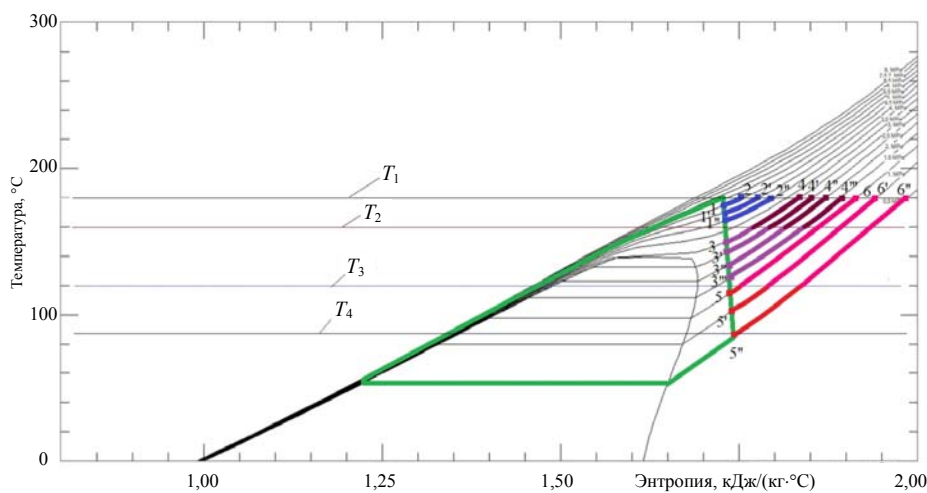


Рис. 9. Зависимость потерь эксергии по элементам исследуемого цикла от давления низкокипящего рабочего тела перед турбодетандером низкого давления

Fig. 9. Dependence of exergy losses according to the elements of the investigated cycle on the pressure of a low-boiling working fluid in front of the low-pressure turbo-expander

Для каждой зависимости определяется максимальный эксергетический КПД, который может быть получен при данной температуре рабочего тела перед ТДНД (рис. 10, 11).

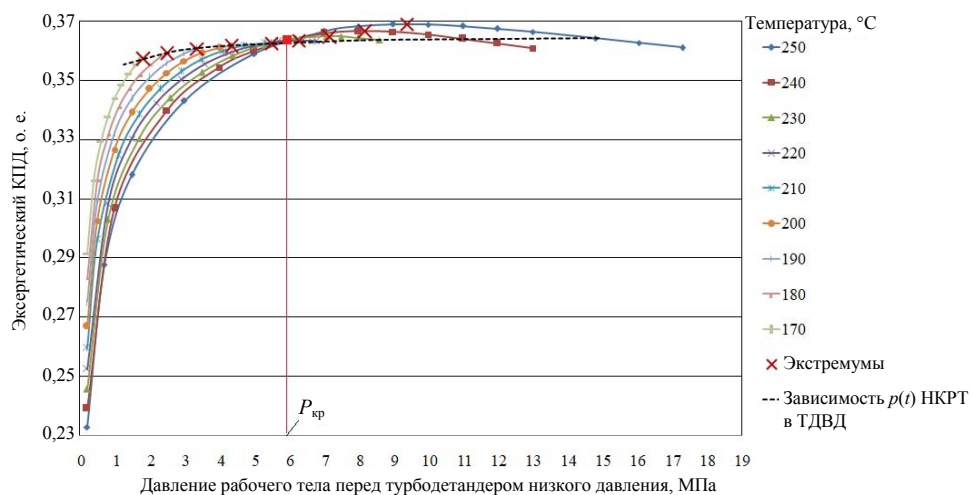


Рис. 10. Зависимость эксергетического коэффициента полезного действия от давления при различных температурах низкокипящего рабочего тела для схемы без теплообменного аппарата

Fig. 10. Dependence of exergetic efficiency on the pressure at different temperatures of a low-boiling working fluid for a circuit without a heat exchanger

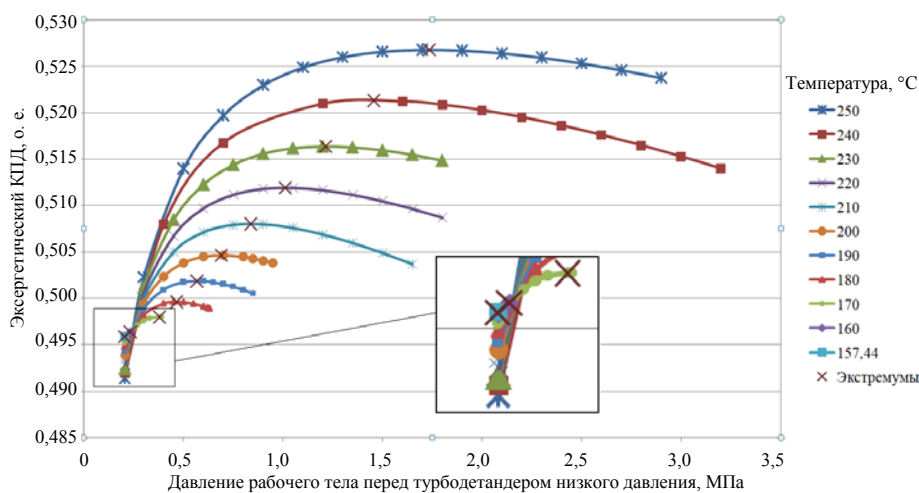


Рис. 11. Зависимость эксергетического коэффициента полезного действия от давления при различных температурах низкокипящего рабочего тела для схемы с теплообменным аппаратом

Fig. 11. Dependence of exergetic efficiency on the pressure at different temperatures of a low-boiling working fluid for a circuit with a heat exchanger

Согласно рис. 10–12, перегрев рабочего тела в промежуточном пароперегревателе: при малых давлениях приводит к снижению эксергетическо-

го КПД; при критическом давлении ($P_{кр}$) не ведет к его изменению; при давлении выше критического приводит к положительному эксергетическому эффекту. Таким образом, экстремумы функций зависимостей эксергетического КПД от давления при различных температурах перед ТДНД, лежащие в области давлений ниже критического, имеют те же параметры, что на выходе из ТДВД, т. е. максимальный эксергетический эффект достигается без вторичного перегрева.

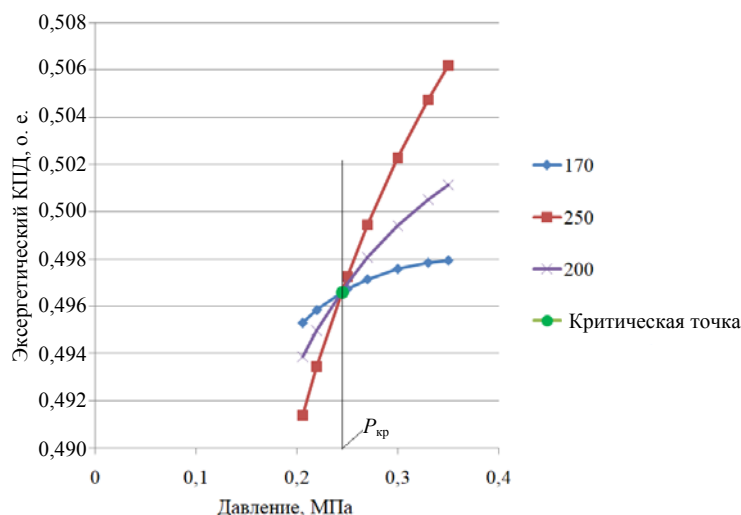


Рис. 12. Графическое пояснение к рис. 11

Fig. 12. Graphic clarification for Fig. 11

Сравнив максимальные эксергетические КПД при различных температурах для двух исследуемых схем, можно отметить, что при прочих равных условиях турбодетандерный цикл с теплообменным аппаратом более эффективен, чем без него, на всем промежутке исследуемых параметров.

ВЫВОД

Повышение параметров низкокипящего рабочего тела перед турбодетандером низкого давления (независимо от схемы турбодетандерного цикла) не всегда приводит к повышению эксергетического КПД. Так, перегрев рабочего тела при давлении, превышающем критическое, приводит к положительному эксергетическому эффекту. Однако для каждой температуры существует оптимальное давление, при котором КПД будет максимальным. При давлении ниже критического перегрев приводит к снижению эксергетического КПД, и максимальный эксергетический эффект достигается при отсутствии вторичного пароперегревателя. При прочих равных условиях турбодетандерный цикл с теплообменным аппаратом более эффективен, чем без него, на всем промежутке исследуемых параметров.

ЛИТЕРАТУРА

1. Chen, W. J. Optimal Performance Characteristics of Subcritical Simple Irreversible Organic Rankine Cycle / W. J. Chen [et al.] // *Journal of Thermal Science*. 2018. Vol. 27, No 6. P. 555–562. <https://doi.org/10.1007/s11630-018-1049-5>.
2. Тригенерация энергии в турбодетандерных установках на диоксиде углерода / А. В. Овсянник [и др.] // *Вестник ГГТУ имени П. О. Сухого*. 2019. № 2. С. 41–51.
3. Белов, Г. В. Органический цикл Ренкина и его применение в альтернативной энергетике / Г. В. Белов, М. А. Дорохова // *Наука и образование: Научное издание МГТУ им. Н.Э. Баумана*. 2014. № 2. С. 99–124. <https://doi.org/10.7463/0214.0699165>.
4. Овсянник, А. В. Турбодетандерная установка на диоксиде углерода с производством жидкой и газообразной углекислоты / А. В. Овсянник // *Энергетика. Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ*. 2019. Т. 62, № 1. С. 77–87. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2019-62-1-77-87>.
5. Trigenation Units on Carbon Dioxide with Two-Time Overheating with Installation of Turbo Detainer and Recovery Boiler / A. V. Ovsyannik [et al.] // *Journal of Physics: Conference Series*. 2020. Vol. 1683, No 042010. <https://doi.org/10.1088/1742-6596/1683/4/042010>.
6. Ovsyannik, A. V. Thermodynamic Analysis and Optimization of Low-Boiling Fluid Parameters in a Turboexpander / A. V. Ovsyannik, V. P. Kliuchinski // *Journal of Physics: Conference Series*. 2020. Vol. 1683, No 042005. <https://doi.org/10.1088/1742-6596/1683/4/042005>.
7. Овсянник, А. В. Разработка компьютерной программы для оптимизации параметров низкокипящего рабочего тела в турбодетандерной установке / А. В. Овсянник, В. П. Ключинский // *Вестник ГГТУ имени П. О. Сухого*. 2020. № 3/4. С. 108–115.
8. Овсянник, А. В. Термодинамический анализ озонобезопасных низкокипящих рабочих тел для турбодетандерных установок / А. В. Овсянник, В. П. Ключинский // *Энергетика. Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ*. 2020. Т. 63, № 6. С. 554–562. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2020-63-6-554-562>.
9. Трухний, А. Д. Стационарные паровые турбины / А. Д. Трухний. М.: Энергоатомиздат, 1990. 640 с.
10. Овсянник, А. В. Турбодетандерные установки на низкокипящих рабочих телах / А. В. Овсянник, В. П. Ключинский // *Энергетика. Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ*. 2021. Т. 64, № 1. С. 65–77. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2021-64-1-65-77>.
11. Бродянский, В. М. Эксергетический метод и его приложения / В. М. Бродянский, В. Фратшер, К. Михалец; под ред. В. М. Бродянского. М.: Энергоатомиздат, 1988. 288 с.
12. Бродянский, В. М. Эксергетический метод термодинамического анализа / В. М. Бродянский. М.: Энергия, 1973. 295 с.
13. Сажин, Б. С. Эксергетический анализ работы промышленных установок / Б. С. Сажин, А. П. Булеков, В. Б. Сажин. М.: Моск. гос. текстильн. ун-т имени А. Н. Косыгина, 2000. 297 с.
14. Теоретические основы теплотехники. Теплотехнический эксперимент / под общ. ред. В. А. Григорьева, В. М. Зорина. 2-е изд., перераб. М.: Энергоатомиздат, 1988. 560 с.
15. Шаргут, Я. Эксергия / Я. Шаргут, Р. Петела. М.: Энергия, 1968. 280 с.

Поступила 20.02.2020 Подписана в печать 28.04.2020 Опубликована онлайн 30.03.2021

REFERENCES

1. Chen W. J., Feng H. J., Chen L. G., Xia S. J. (2018) Optimal Performance Characteristics of Subcritical Simple Irreversible Organic Rankine Cycle. *Journal of Thermal Science*, 27 (6), 555–562. <https://doi.org/10.1007/s11630-018-1049-5>.
2. Ovsyannik A. V., Valchenko, N. A., Kovalchuk, P. A., Arshukov, A. I. (2019) Trigenation of Energy in Carbon Dioxide Turbo-Expanders. *Vestnik Gomel'skogo Gosudarstvennogo Tekhnicheskogo Universiteta imeni P. O. Sukhogo* [Bulletin of Sukhoi State Technical University of Gomel], (2), 41–51 (in Russian).

3. Belov G. V., Dorokhova M. A. (2014) Rankine Organic Cycle and its Application in Alternative Power Engineering. *Science and Education: Scientific Edition of Bauman MSTU*, (2), 99–124. <https://doi.org/10.7463/0214.0699165> (in Russian).
4. Ovsyannik A. V. (2019) Carbon Dioxide Turbine Expander Plant Producing Liquid and Gaseous Carbon Dioxide. *Energetika. Izvestiya Vysshikh Uchebnykh Zavedenii i Energeticheskikh Ob'edinenii SNG = Energetika. Proceedings of CIS Higher Education Institutions and Power Engineering Associations*, 62 (1), 77–87. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2019-62-1-77-87> (in Russian).
5. Ovsyannik A. V., Kovalchuk P. A., Arshukov A. I., Kliuchinski V. P. (2020) Trigeration Units on Carbon Dioxide with Two-Time Overheating with Installation of Turbo Detainer and Recovery Boiler. *Journal of Physics: Conference Series*, 1683 (042010). <https://doi.org/10.1088/1742-6596/1683/4/042010>.
6. Ovsyannik A. V., Kliuchinski V. P. (2020) Thermodynamic Analysis and Optimization of Low-Boiling Fluid Parameters in a Turboexpander. *Journal of Physics: Conference Series*, 1683 (042005). <https://doi.org/10.1088/1742-6596/1683/4/042005>.
7. Ovsyannik A. V., Kliuchinski V. P. (2020) Development of the Software for Optimization the Parameters of a Low-Boiling Working Substance in a Turbo-Expander Installation. *Vestnik Gomel'skogo Gosudarstvennogo Tekhnicheskogo Universiteta imeni P. O. Sukhogo* [Bulletin Sukhoi State Technical University of Gomel], (3/4), 108–115 (in Russian).
8. Ovsyannik A. V., Kliuchinski V. P. (2020) Thermodynamic Analysis of Ozone-Safe Low Boiling Working Media for Turbo-Expander Plants. *Energetika. Izvestiya Vysshikh Uchebnykh Zavedenii i Energeticheskikh Ob'edinenii SNG = Energetika. Proceedings of CIS Higher Education Institutions and Power Engineering Associations*, 63 (6), 554–562. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2020-63-6-554-562> (in Russian).
9. Truhnii A. D. (1990) *Stationary Steam Turbines*. Moscow, Energoatomizdat. Publ. 640 (in Russian).
10. Ovsyannik A. V., Kliuchinski V. P. (2021) Turbo-Expander Units on Low Boiling Working Fluids. *Energetika. Izvestiya Vysshikh Uchebnykh Zavedenii i Energeticheskikh Ob'edinenii SNG = Energetika. Proceedings of CIS Higher Education Institutions and Power Engineering Associations*, 64 (1), 65–77. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2021-64-1-65-77> (in Russian).
11. Brodyanskii V. M., Fratsher V., Mikhalek K. (1988) *Exergetic Method and its Applications*. Moscow, Energoatomizdat Publ. 288 (in Russian).
12. Brodyanskii V. M. (1973) *Exergetic Method of Thermodynamic Analysis*. Moscow, Energia Publ. 295 (in Russian).
13. Sazhin B. S., Bulekov A. P., Sazhin V. B. (2000) *Exergetic Analysis of the Work of Industrial Installations*. Moscow, Moscow State Textile University named after A. N. Kosygin. 297 (in Russian).
14. Grigoriev V. A., Zorin V. M. (ed.) (1988) *Theoretical Foundations of Heat Engineering. Thermal Engineering Experiment*. Moscow, Energoatomizdat Publ. 560 (in Russian).
15. Shargut Y., Petela R. (1968) *Exergy*. Moscow, Energia Publ. 280 (in Russian).