

УДК 621.5

Оптимизация контура регазификации криогенной системы накопления энергии, работающего по циклу Брайтона с промежуточным перегревом пара

Канд. техн. наук А. Б. ШИМАНОВА*, канд. техн. наук Е. В. БЛАГИН,
д-р техн. наук Д. А. УГЛАНОВ, канд. техн. наук А. А. ШИМАНОВ, Е. С. ГАЕВ
Самарский национальный исследовательский университет имени академика
С. П. Королева (Самарский университет)
*E-mail: a_tsapkova@mail.ru

Проведено исследование по оптимизации контура регазификации криогенной системы накопления энергии, работающей по циклу Брайтона с промежуточным перегревом пара. На основе математического моделирования проведен анализ термодинамических параметров цикла, включая расчет мощности, термического и эксергетического КПД, а также стоимости оборудования. Установлено, что использование воздуха и азота в качестве рабочих тел обеспечивает схожую рентабельность. Эксергетический анализ выявил значительные потери в компрессоре и теплообменных аппаратах, связанные с температурным напором. Оптимальная конфигурация системы достигается при степени повышения давления в компрессоре в 5 раз и минимальном температурном напоре 1 К. Результаты демонстрируют потенциал применения цикла Брайтона для повышения энергоэффективности криогенных систем.

Ключевые слова: криогенная система накопления энергии, цикл Брайтона, воздух, азот, регазификация.

Информация о статье:

Поступила в редакцию 07.05.2025, одобрена после рецензирования 11.07.2025, принята к печати 22.07.2025

DOI: 10.17586/1606-4313-2025-24-3-22-29

Язык статьи — русский

Для цитирования:

Шиманова А. Б., Благин Е. В., Угланов Д. А., Шиманов А. А., Гаев Е. С. Оптимизация контура регазификации криогенной системы накопления энергии, работающего по циклу Брайтона с промежуточным перегревом пара. // Вестник Международной академии холода. 2025. № 3. С. 22–29. DOI: 10.17586/1606-4313-2025-24-3-22-29

Optimization of the regasification circuit of a cryogenic energy storage system operating on the Brighton cycle with intermediate steam overheating

Ph. D. A. B. SHIMANOVA*, Ph. D. E. V. BLAGIN, D. Sc. D. A. UGLANOV,
Ph. D. A. A. SHIMANOV, E. S. GAEV
Samara National Research University
*E-mail: a_tsapkova@mail.ru

The study is devoted to optimizing the regasification circuit of a cryogenic energy storage system operating on the Brighton cycle with intermediate steam overheating. Mathematical modeling is used to analyze the thermodynamic parameters of the cycle, including the calculation of power, thermal and exergetic efficiency, as well as the cost of equipment. It has been established that the use of air and nitrogen as working fluids provides similar profitability. Exergetic analysis revealed significant losses in the compressor and heat exchangers associated with the temperature pressure. The optimal system configuration is achieved with a 5-fold increase in compressor pressure and a minimum temperature pressure of 1 K. The results demonstrate the potential of using the Brighton cycle to increase the energy efficiency of cryogenic systems.

Keywords: cryogenic energy storage system, Brighton cycle, air, nitrogen, regasification.

Article info:

Received 07/05/2025, approved after reviewing 11/07/2025, accepted 22/07/2025

DOI: 10.17586/1606-4313-2025-24-3-22-29

Article in Russian

For citation:

Shimanova A. B., Blagin E. V., Uglanov D. A., Shimanov A. A., Gaev E. S. Optimization of the regasification circuit of a cryogenic energy storage system operating on the Brighton cycle with intermediate steam overheating. *Journal of International Academy of Refrigeration*. 2025. No 3. p. 22–29. DOI: 10.17586/1606-4313-2025-24-3-22-29

Введение

Современные исследования в области криогенной и холодильной техники активно развиваются, уделяя основное внимание решениям задач по повышению энергоэффективности, экологической безопасности и рациональному использованию энергоресурсов.

Анализ научных работ показал, что исследования направлены на оптимизацию термодинамических параметров циклов Брайтона различных конфигураций, как одноступенчатых, так и многоступенчатых с применением промежуточного охлаждения, рекуперации, многоступенчатого расширения [1]–[5]. Применение эксергетического анализа позволяет выявить источники потерь и определить направления для дальнейшего повышения эффективности [6, 7].

Активно рассматриваются вопросы перехода на экологически безопасные рабочие тела с низким ПГП, таких как азот, воздух, CO₂ и их смесей, в том числе для повышения эффективности циклов Брайтона [5]–[9]. Важно отметить, что смеси могут улучшить термодинамические характеристики за счет изменения критических параметров.

Интеграции циклов Брайтона с системами хранения энергии на основе жидкого воздуха или водорода с рекуперацией холода СПГ рассмотрены в работах [10]–[12]. Исследования показывают, что применение таких решений, например, в системах накопления энергии на жидком воздухе позволяют обеспечить высокую эффективность на уровне 72%.

В работах [13]–[15] рассматриваются экспериментальные и численные исследования криогенных низкотемпературных охладителей, работающих по циклу Брайтона. Прототипы криоохладителей подтверждают их практическую применимость для пищевой промышленности и медицины [13], а также для космических систем с уменьшением массы и повышением надежности [14].

Таким образом, актуальность использования циклов Брайтона в криогенной и холодильной отрасли подтверждается широким спектром исследований в вопросах выбора рабочих жидкостей, оптимизации теплообмена, минимизации эксергетических потерь и разработки экспериментальных прототипов. В отличие от предыдущих исследований, в данной работе основное внимание уделено исследованию энергетической установки, работающей на основе цикла Брайтона с промежуточным перегревом в составе контура регазификации криогенного аккумулятора энергии, в то время как в большинстве предлагаемых конструкций подобных аккумуляторов предлагается использовать энергетические установки на основе цикла Ренкина.

Цели и задачи исследования

Цель исследования — оптимизация термодинамических параметров энергетической установки, работающей по циклу Брайтона с промежуточным перегревом в составе контура регазификации криогенного аккумулятора энергии.

Задачи исследования:

- разработка математической модели рабочего процесса энергетической установки;

- разработка математической модели стоимости энергетической установки;
- Парето-анализ конфигураций установок;
- анализ популяции фронта Парето;
- определение наиболее рентабельной установки;
- анализ эксергетической эффективности наиболее рентабельной установки.

Математическая модель и анализ стоимости регазификатора

На рис. 1 представлена схема регазификатора, работающего по циклу Брайтона с промежуточным перегревом. Сжатое рабочее тело поступает в теплообменный аппарат (2–3), где за счет теплообмена с воздухом, поступающим в теплообменный аппарат при температуре окружающей среды, нагревается. Далее происходит процесс расширения (3–4) в турбине высокого давления, после чего рабочее тело поступает в теплообменный аппарат (4–5) и дополнительно подогревается до температуры близкой к температуре окружающего воздуха. Далее происходит расширение в турбине низкого давления (5–6). Энергия газа в процессе его расширения в турбинах высокого и низкого давления превращается в механическую работу, которая расходуется на вращение компрессора (1–2) и на привод потребителя мощности. Рабочее тело после расширения в турбине низкого давления (5–6) отдает тепловую энергию за счет передачи теплоты в теплообменном аппарате (6–1) жидкому воздуху или азоту, который в свою очередь перекачивается насосом из криогенного баллона в теплообменный аппарат.

На рис. 2 изображены процессы регазификатора, работающего по циклу Брайтона с промежуточным перегревом.

Исходные данные для работы программного модуля, запуска расчета и оптимизации представлены в табл. 1 (расход рабочего тела, G , кг/с; температура окружающей среды, T_0 , К; температура кипения рабочего тела, T_{liq_air} , К; эффективность работы насоса и турбины η_{pump} и η_{turb} ; температурный напор в теплообменном аппарате, dT , К и степень повышения давления в насосе, dp).

Работа компрессора и турбин в цикле определяются по формулам:

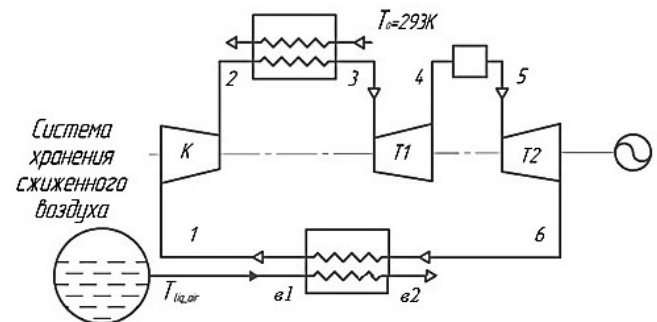


Рис. 1. Схема регазификатора воздуха, работающего по циклу Брайтона с промежуточным перегревом

Fig. 1. Diagram of an air regasifier operating on the Brayton cycle with intermediate overheating

Таблица 1

Исходные данные для работы программного модуля для оптимизации контура регазификации, работающего по циклу Брайтона с промежуточным перегревом пара

Table 1

The initial data for the operation of the software module for optimizing the regasification circuit operating on the Brighton cycle with intermediate steam overheating

Рабочее вещество	G , кг/с	T_{liq_air} , К	T_0 , К	η_{pump}	η_{turb}	dp	dT , К	$\pi_{т1}/\pi_{т2}$
Воздух	1	77	293	0,92	0,89	1...100	1...20	0,1...1

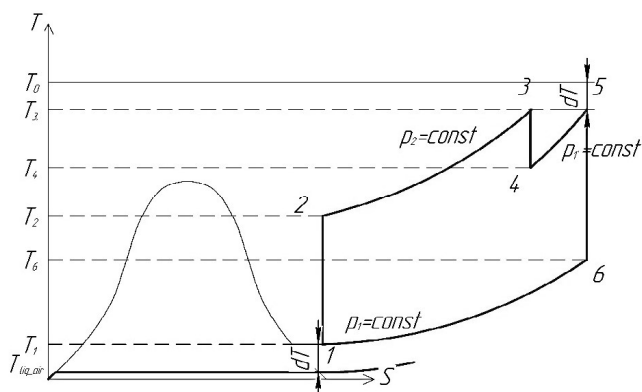


Рис. 2. Процессы закрытого цикла Брайтона с промежуточным перегревом на T-S диаграмме

Fig. 2. Brighton closed cycle processes with intermediate overheating in the T-S diagram

$$W_c = G(h_2 - h_1);$$

$$W_{t1} = G(h_3 - h_4);$$

$$W_{t2} = G(h_7 - h_8);$$

$$W_t = W_{t1} + W_{t2}.$$

Мощность определяется, как разница между работой, вырабатываемой турбинами и потребляемой компрессором:

$$N = W_t - W_c.$$

Термический КПД цикла Брайтона:

$$\eta_t = 1 - \frac{h_6 - h_1}{h_3 - h_2 + h_5 - h_4}.$$

На следующем этапе расчета требуется определить коэффициенты теплопередачи в теплообменном аппарате. В данном расчете не рассчитываются непосредственно теплообменные аппараты, используемые в криогенной силовой установке. Коэффициент теплопередачи для жидкости находится в диапазоне значений 500...4500 Дж/(м²·К), в данном расчете для жидкости условно примем равным 1000 Дж/(м²·К), для воздушной среды находится в диапазоне 50...270 Дж/(м²·К), условно примем его равным

$$K_1 = K_2 = K_3 = 200 \text{ Дж}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}),$$

где K_1, K_2, K_3 — участки нагрева газа (2–3), (6–1), (4–5), соответственно.

Зависимости для расчета теплоты, подводимой в теплообменных аппаратах, среднетемпературного логарифмического напора и площади теплообмена для процессов (2–3), (6–1), (4–5), представлены в табл. 2.

Стоимость «горячего» и «холодного» теплообменных аппаратов:

$$ZTO_1 = (2143 + F_1^{0,514}) \cdot 1000;$$

$$ZTO_2 = (2143 + F_2^{0,514}) \cdot 1000;$$

$$ZTO_3 = (2143 + F_3^{0,514}) \cdot 1000.$$

Стоимость компрессора и турбины будут определены по формулам:

$$ZC = 1120 \cdot W_c^{0,8};$$

$$ZT_1 = 6000 \cdot W_{t1}^{0,7};$$

$$ZT_2 = 6000 \cdot W_{t2}^{0,7}.$$

Общая стоимость криогенной установки:

$$Z = ZC + ZTO_1 + ZTO_2 + ZTO_3 + ZT_1 + ZT_2.$$

Среди значений на фронте Парето для выбора оптимальной конфигурации предлагается использовать метод срока окупаемости. Простой срок окупаемости может быть рассчитан следующим образом:

$$T_{OK} = \frac{Z}{In},$$

где $In = N \cdot \tau \cdot \Pi_{эл}$ — стоимость выработанной электроэнергии.

Вполне очевидно, что на данном этапе предпроектного расчета невозможно спрогнозировать время работы установки τ , а также динамику изменения цены на электричество $\Pi_{эл}$. Однако данные величины будут одинаковыми для всех установок, поэтому зависимость срока окупаемости от рабочих параметров установки можно принять в виде прямой пропорциональности от отношения стоимости установки к ее мощности:

$$T_{OK} = \frac{Z}{In} = \frac{Z}{N \cdot \tau \cdot \Pi_{эл}} = A \frac{Z}{N}.$$

При этом коэффициент пропорциональности A может включать в себя любые относительные затраты, кратные стоимости или мощности установки (затраты на монтаж, обслуживание, вторичные теплоносители и т. д.).

Таблица 2

Зависимости для теплового расчета теплообменных аппаратов

Table 2

Dependencies for the thermal calculation of heat exchangers

Процесс	Теплота, подводимая в теплообменных аппаратах, Дж	Среднетемпературный напор, К	Площадь поверхности теплообмена, м ²
2-3	$Q_1 = G(h_3 - h_2)$	$dT_1 = \frac{(T_0 - T_3) - (T_0 - T_2)}{\ln \frac{T_0 - T_3}{T_0 - T_2}}$	$F_1 = \frac{Q_1}{K_1 \cdot dT_1}$
6-1	$Q_2 = G(h_4 - h_1)$	$dT_2 = \frac{(T_4 - T_{liqair}) - (T_1 - T_{liqair})}{\ln \frac{T_4 - T_{liqair}}{T_1 - T_{liqair}}}$	$F_2 = \frac{Q_2}{K_2 \cdot dT_2}$
4-5	$Q_3 = G(h_5 - h_4)$	$dT_1 = \frac{(T_0 - T_5) - (T_0 - T_4)}{\ln \frac{T_0 - T_5}{T_0 - T_4}}$	$F_3 = \frac{Q_3}{K_3 \cdot dT_3}$

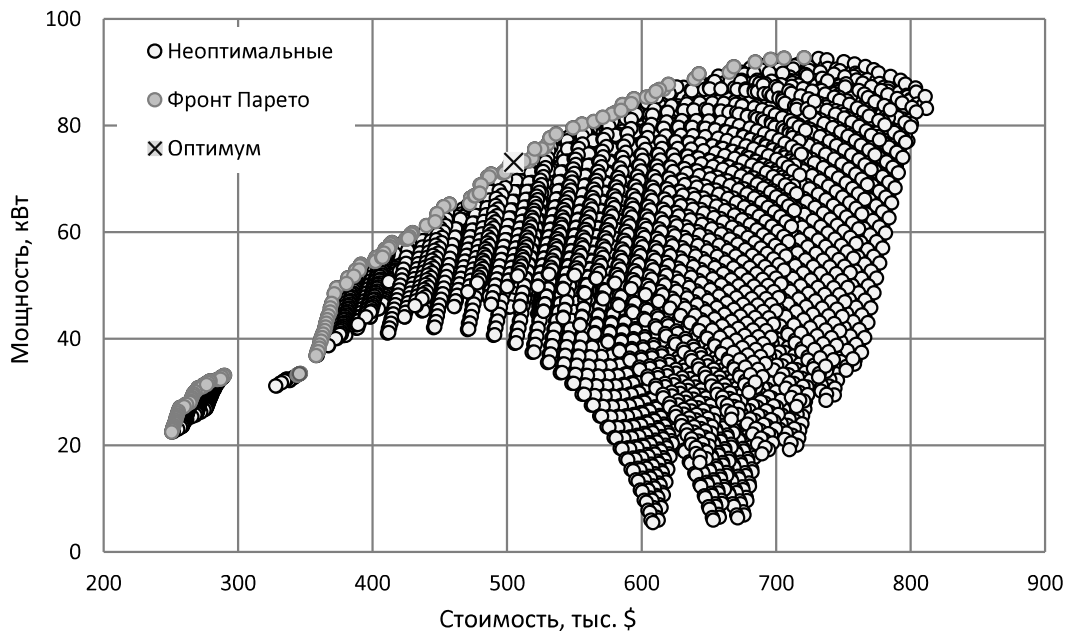


Рис. 3. Распределение совокупности полученных значений мощности и стоимости в результате расчета в программно-аналитическом комплексе и распределение данных значений по эффективности Парето для цикла Брайтона с промежуточным перегревом

Fig. 3. Distribution of the totality of the obtained power and cost values as a result of calculation in the software and analytical complex and the distribution of these values by Pareto efficiency for the Brayton cycle with intermediate overheating

В результате анализа построено поле стоимости и мощности установок, представленное на рис. 3.

Анализ популяции фронта Парето

При анализе популяции фронта Парето особый интерес представляет тип рабочего тела, которое циркулирует в Парето-оптимальных конфигурациях контура.

Фронт Парето с указанием рабочих тел представлен на рис. 4.

Из анализа графической зависимости можно сделать вывод, что представлены исключительно установки, ра-

ботающие на воздухе и азоте. Анализ общего количества установок представлен на рис. 5.

Видно, что выборка рабочих тел практически поровну разделена между воздухом и азотом с небольшим преимуществом первого (58,7%).

Как было указано выше, величина срока окупаемости будет пропорциональна отношению стоимости установки к ее мощности. Аналогичным образом можно оценить рентабельность установки, которая в свою очередь будет пропорциональна отношению мощности к стоимости. В таком случае установка, у которой это отношение

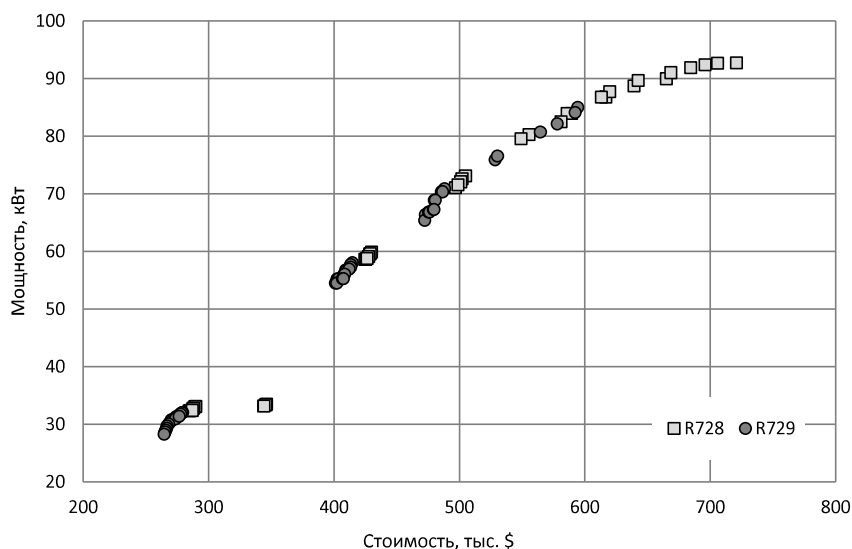


Рис. 4. Фронт Парето с указанием рабочих тел

Fig. 4. Pareto front with indication of working bodies

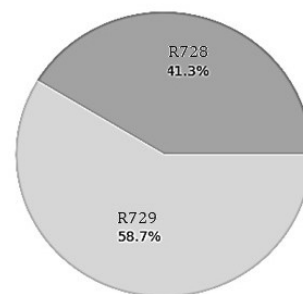


Рис. 5. Соотношение Парето-оптимальных конфигураций по рабочим телам

Fig. 5. The ratio of Pareto-optimal configurations for working bodies

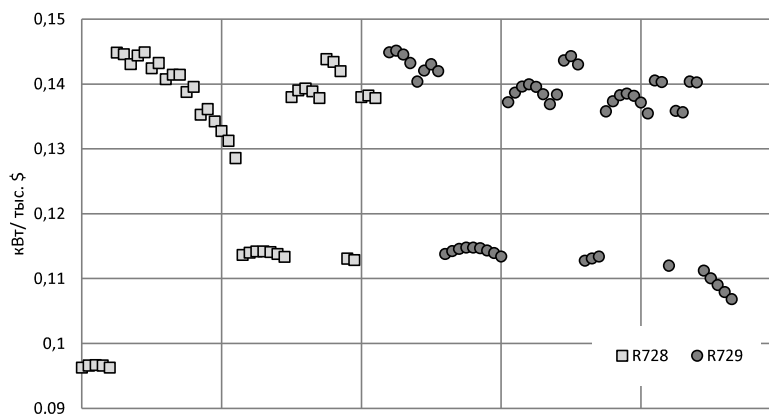


Рис. 6. Рентабельность установок в зависимости от типа рабочего тела

Fig. 6. Profitability of installations depending on the type of working fluid

будет максимальным и будет наиболее рентабельной. Анализ рентабельности установок по данному отношению представлен на рис. 6.

Как видно из графика, показанного на рис. 6, рентабельность азотных и воздушных установок практически одинакова, что можно объяснить схожестью свойств их рабочих тел. Конфигурацией с наибольшей рентабельностью является конфигурация, использующая в качестве рабочего тела воздух с повышением давления в компрессоре в 5 раз, минимальным температурным напором в теплообменниках 1 К и степенью расширения в турбине, равной $\pi_r = (p_3/p_6)^{0.5}$.

Эксергетический анализ оптимальной конфигурации регазификатора воздуха

Эксергия вещества в точке i определяется следующим образом:

$$ex_i = h_i - h_0 - T_0(s_i - s_0),$$

где h_i и s_i — энтальпия и энтропия в точке i ; h_0 , s_0 и T_0 — энтальпия, энтропия и температура, соответствующие окружающей среде.

Тогда эксергетический КПД регазификатора можно определить следующим образом:

$$\eta_{ex} = \frac{N}{(ex_{B1} - ex_{B2})G}.$$

В табл. 3 представлены значения параметров в характерных точках цикла для оптимальной конфигурации регазификатора воздуха, работающего по циклу Брайтона с промежуточным перегревом.

Зависимости для определения эксергетического КПД узлов регазификатора воздуха и потерь эксергии в данных узлах представлены в табл. 4, где индекс $i+1$ соответствует точке на выходе из узла, а i — на входе в узел; индекс «г» и «х» соответствует горячему и холодному теплоносителю в теплообменном аппарате.

На рис. 7 представлены значения эксергетических КПД и потерь эксергии в узлах регазификатора воздуха.

Таблица 3

Результаты расчет параметров в характерных точках цикла

Table 3

Results calculation of parameters at characteristic points of the cycle

Характерная точка цикла i	p_i , кПа	T_i , К	h_i , кДж/кг	s_i , кДж/(кг·К)	N , кВт	η_i , %	ex_i , кДж/кг	η_{ex} , %
1	110	78	200,4	2,5	70,1	7,8	717,4	4,5
2	610	124,8	243,5	2,5			237,4	
3	610	292	417	3,3			150,8	
4	259	235,2	360,6	3,4			85,5	
5	259	292	417,9	3,6			78,9	
6	110	235,3	361,2	3,6			13,5	
в1	100	77	-122,7	2,8			743,1	
в2	100	77	76,9	5,4			-797,8	

Таблица 4

Зависимости для определения эксергетического КПД

Table 4

Dependencies for determining exergetic efficiency

Узел	Эксергетический КПД	Потери эксергии
Компрессор	$\eta_{exc} = \frac{ex_{i+1}}{ex_i + l_c}$	$\Delta ex = \sum ex_i - \sum ex_{i+1}$
Турбина	$\eta_{exT} = \frac{ex_{i+1} + l_T}{ex_i}$	
Теплообменный аппарат	$\eta_{exTO} = \frac{ex_{r,i+1} + ex_{x,i+1}}{ex_{r,i} + ex_{x,i}}$	

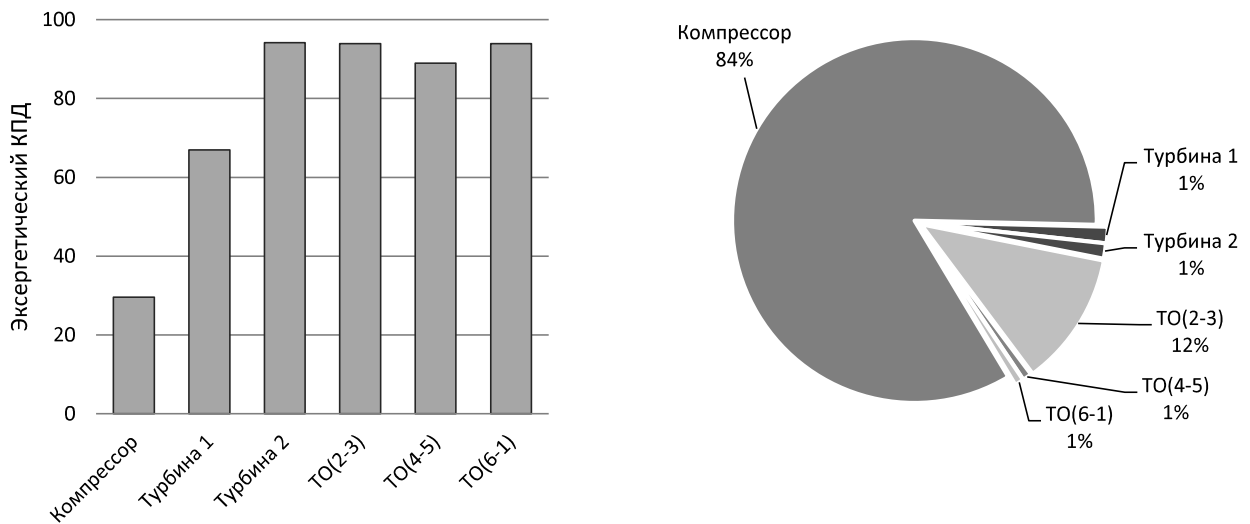


Рис. 7. Значения эксергетических КПД и потерь эксергии в узлах регазификатора воздуха

Fig. 7. Values of exergetic efficiencies and exergy losses in the nodes of the air regasifier

Ввиду того, что в компрессор поступает холодный газ и происходит его нагрев, уменьшение эксергии за счет увеличения температуры оказывает больший эффект, чем увеличение эксергии за счет повышения давления, что приводит к существенным потерям эксергии.

Низкий эксергетический КПД теплообменника объ-

ясняется тем, что высокий температурный напор оказывает негативное влияние на эффективность. С другой стороны, увеличение температурного напора снижает величину площади поверхности теплообмена, а соответственно уменьшает его стоимость, что увеличивает рентабельность регазификатора.

Заключение

Проведенное исследование подтвердило эффективность цикла Брайтона с промежуточным перегревом для криогенных систем регазификации. Выполненные расчетные исследования позволяют сделать следующие выводы.

1. Воздух и азот демонстрируют близкую рентабельность, что обусловлено схожестью их термодинамических свойств (58,7% и 41,3% соответственно).

2. Максимальная рентабельность достигается при использовании воздуха с повышением давления в компрессоре в 5 раз и температурным напором 1 К.

3. Метод Парето-оптимизации позволил определить баланс между стоимостью установки и ее мощностью, что актуально для предпроектных расчетов.

4. Эксергетический анализ выявил ключевые зоны потерь: компрессор (из-за нагрева газа) и теплообменники (из-за высокого температурного напора). Снижение напора повышает КПД, но увеличивает стоимость оборудования.

Результаты работы могут быть использованы для проектирования энергоэффективных криогенных систем накопления энергии. Дальнейшие исследования целесообразно направить на анализ динамических режимов работы регазификатора.

Результаты работы получены при финансовой поддержке Минобрнауки России (проект № FSSS-2024-0017).

Литература/References

- Streit J., Razani A. Thermodynamic optimization of reverse Brayton cycles of different configurations for cryogenic applications. *International Journal of Refrigeration*. 2013. V. 36, no 5. p. 1529–1544. DOI: 10.1016/j.ijrefrig. 2013.03.005.
- Dhillon A. K., Ghosh P. Exergetic analysis of reverse Brayton cryocooler with different turbine arrangements for HTS power cables. *Cryogenics*. 2021. V. 115. 103262. DOI: 10.1016/j.cryogenics. 2021.103262.
- Chen L., Ge Y., Shi S., Feng H., Liu P. Exergetic efficiency and exergy-based ecological function performance optimizations for two irreversible simple Brayton refrigeration cycle models. *Results in Engineering*. 2024. V. 22. 101967. DOI: 10.1016/j.rineng. 2024.101967.
- Zhang N., Lior N. A novel Brayton cycle with the integration of liquid hydrogen cryogenic exergy utilization. *International*

Journal of Hydrogen Energy. 2008. V. 33, no 1. p. 214–224. DOI: 10.1016/j.ijhydene. 2007.08.006.

- Kindra V., Rogalev N., Rogalev A., Naumov V., Sabanova E. Thermodynamic Optimization of Low-Temperature Cycles for the Power Industry. *Energies*. 2022. V. 15, no 9. 2979. DOI: 10.3390/en15092979.
- Serrano J. R., Dolz V., Gómez-Vilanova A., López-Carrillo J. A. Advanced exergy analysis of a Reverse Brayton cycle using air as working fluid for cryogenic purposes. *International Journal of Refrigeration*. 2024. March. p. 50–63. DOI: 10.1016/j.ijrefrig. 2023.12.002.
- Tafur-Escanta P., López-Paniagua I., Muñoz-Antón J., et al. Thermodynamics analysis of the supercritical CO₂ binary mixtures for Brayton power cycles. *Energy*. 2023. V. 270. 126838. DOI: 10.1016/j.energy. 2023.126838.
- Invernizzi C. Prospects of mixtures as working fluids in real-gas Brayton cycles. *Energies*. 2017. V. 10, no 10. 1649. DOI: 10.3390/en10101649.
- Invernizzi C., Di Marcoberardino G. An overview of real gas Brayton power cycles: Working fluids selection and thermodynamic implications. *Energies*. 2023. V. 16, no 10. 3989. DOI: 10.3390/en16103989.
- She X., Peng X., Zhang T., Cong L., Ding Y. Preliminary study of Liquid Air Energy Storage integrated with LNG cold recovery. *Energy Procedia*. 2019. V. 158. p. 4903–4908. DOI: 10.1016/j.egypro. 2019.01.702.
- Chang H.-M., Kim B. H., Choi B. Hydrogen liquefaction process with Brayton refrigeration cycle to utilize the cold energy of LNG. *Cryogenics*. 2020. V. 108. 103093. DOI: 10.1016/j.cryogenics. 2020.103093.
- Guo H., Zhang Y., Xu Y., Zhou X., Chen H. Derived energy storage systems from Brayton cycle. *iScience*. 2024. Vol. 27, Iss. 4, 109460. DOI: 10.1016/j.isci. 2024.109460.
- Biglia A., Bilardo M., Comba L., Ricauda Aimonino D., Grella M., Fabrizio E., Gay P. Performance analysis of a nitrogen-based Brayton cryocooler prototype. *Energy*. 2024. V. 290. 130095. DOI: 10.1016/j.energy. 2023.130095.
- Deserranno D., Zagarola M., Li X., Mustafi S. Optimization of a Brayton cryocooler for ZBO liquid hydrogen storage in space. *Cryogenics*. 2014. V. 64, no 11–12. p. 172–181. DOI: 10.1016/j.cryogenics. 2014.04.025.
- Paweł Wojcieszak. Exergy Analysis of Liquid Nitrogen Power Cycles. *European Physical Journal Conferences*. 2019. V. 201. 01004. DOI: 10.1051/epjconf/201920101004.

Сведения об авторах

Шиманова Александра Борисовна

К. т. н., старший научный сотрудник научно-образовательного центра газодинамических исследований (НОЦ ГДИ) Самарского национального исследовательского университета имени академика С. П. Королева, 443086, г. Самара, Московское шоссе, 34, a_tsapkova@mail.ru

Благин Евгений Валерьевич

К. т. н., доцент кафедры теплотехники и тепловых двигателей Самарского национального исследовательского университета им. академика С. П. Королева, 443086, Россия, г. Самара, Московское шоссе, 34, evgenyblagin@gmail.com

Information about authors

Shimanova Aleksandra B.

Ph. D., Senior Researcher at the Scientific and Educational Center for Gas Dynamic Research, Samara National Research University named after Academician S. P. Koroleva, 443086, Russia, Samara, Moskovskoe shosse, 34, a_tsapkova@mail.ru

Blagin Evgeny V.

Ph. D., Associate Professor of Department of Heat Engineering and Heat Engines, Samara National Research University named after Academician S. P. Korolev, 443086, Russia, Samara, Moscow highway, 34, evgenyblagin@gmail.com

Угланов Дмитрий Александрович

Д. т. н., доцент, профессор кафедры теплотехники и тепловых двигателей Самарского национального исследовательского университета имени академика С. П. Королева, 443086, г. Самара, Московское шоссе, 34, dmitry.uglanov@mail.ru

Шиманов Артем Андреевич

К. т. н., старший научный сотрудник научно-образовательного центра газодинамических исследований (НОЦ ГДИ) Самарского национального исследовательского университета имени академика С. П. Королева, 443086, г. Самара, Московское шоссе, 34, ashimanovv@gmail.com

Гаев Евгений Сергеевич

Младший научный сотрудник научно-образовательного центра газодинамических исследований (НОЦ ГДИ) Самарского университета имени С. П. Королева, 443086, Самара, Московское шоссе, 34, gaev.es@ssau.ru

Uglanov Dmitriy A.

D. Sc., Associate Professor, Professor of the Department Thermal Engineering and Thermal Engines, Samara National Research University named after Academician S. P. Koroleva, 443086, Russia, Samara, Moskovskoe shosse, 34, dmitry.uglanov@mail.ru

Shimanov Artem A.

Ph. D., Senior Researcher at the Scientific and Educational Center for Gas Dynamic Research, University named after Academician S. P. Koroleva, 443086, Russia, Samara, Moskovskoe shosse, 34, ashimanovv@gmail.com

Gaev Evgeniy S.

Researcher specialist at the Scientific and Educational Center for Gas Dynamic Research, Samara National Research University named after Academician S. P. Koroleva, 443086, Russia, Samara, Moskovskoe shosse, 34, gaev.es@ssau.ru



Статья доступна по лицензии

Creative Commons «Attribution-NonCommercial»



25 – 27 ноября 2025 г.

«Петерфуд» — крупнейшая выставка Северо-Запада в сфере продовольственной торговли, которая более 33 лет является лучшей возможностью для продвижения продуктов питания на новые рынки и установления деловых контактов с руководителями и специалистами предприятий продовольственной отрасли.

Разделы выставки:

- Приправы, специи и соусы
- Джем, сиропы
- Напитки и соки
- Здоровое питание
- Кулинария
- Алкогольные напитки (18+)
- Мясо, птица, яйцо
- Кондитерские изделия и хлеб
- Консервация
- Мед и пчеловодство
- Полуфабрикаты и заморозка
- Овощи и фрукты
- Макароны изделия
- Бакалея и зернопродукты
- Молочные изделия и сыры
- Чай, кофе, какао
- Логистика и транспорт
- Этикетка и полиграфия
- Оборудование и склад
- Тара и упаковка
- Рыба и морепродукты
- Масложировая продукция
- Снеки, орехи, сухофрукты

Оргкомитет выставки:

ООО «КВК Империя-Форум»
Тел./ф.: 8 (812) 327-49-18,
E-mail: peterfood@peterfood.ru
<http://peterfood.ru/>

Место проведения:

КВЦ «Экспофорум»
Петербургское шоссе 64, корпус 1,
павильон Е, конгресс-центр