

УДК 621.59

Энтропийно-статистический анализ установки сжижения природного газа с азотным циклом охлаждения

И. В. САФОНОВ, канд. техн. наук А. В. ЗАЙЦЕВ*

Университет ИТМО

*E-mail: zai_@inbox.ru

Данная статья посвящена исследованию особенностей функционирования установки сжижения природного газа с применением азотного холодильного цикла. Первостепенное внимание уделено оценке энергетической эффективности процесса сжижения, а также поиску путей повышения экономичности эксплуатации такой техники. В качестве объекта исследования рассматривается конкретная расположенная в Калининградской области малотоннажная установка производства ООО «Криогенмаш» производительностью 7 тонн СПГ в час. Данная установка выбрана ввиду своей типичной конструкции и распространённости среди российских предприятий нефтегазового сектора. Основной целью представленного анализа является выработка эффективных качественных рекомендаций по улучшению энергетических показателей. Приведена полная схема установки сжижения природного газа с описанием ключевых элементов и взаимодействий между ними. Особенное внимание уделено энергетическим показателям при функционировании теплообменников различных типов, компрессорных агрегатов, детандерных агрегатов. Для каждого узла проведены расчеты, отражающие вклад данного устройства в общий баланс тепловой энергии и степень диссипации полезного потенциала. На основе проведенного анализа выявлено, какие именно элементы установки несут наибольшие затраты энергии и определяют эффективность всего технологического цикла. Сформулированы важные выводы и рекомендации, в частности: 1) максимальные значения выработки энтропии наблюдаются преимущественно в теплообменных устройствах; 2) показатели эффективности компрессоров существенно зависят от окружающих температурных условий; 3) состояние окружающей среды оказывает значительное воздействие на общую продуктивность установки. Приоритетным направлением является изучение зависимости потребления энергии от температуры внешней среды. Результаты показывают, что при понижении температуры воздуха заметно сокращается объем необходимой механической работы для реализации процесса сжижения газа. Таким образом, эксплуатация подобной установки в холодных регионах, таких как Арктика, позволяет достичь значительных экономических выгод благодаря снижению затрат электроэнергии.

Ключевые слова: энтропийно-статистический анализ, сжиженный природный газ, азотный цикл, удельные энергозатраты, производство энтропии.

Информация о статье:

Поступила в редакцию 06.06.2025, одобрена после рецензирования 05.08.2025, принята к печати 22.08.2025

DOI: 10.17586/1606-4313-2025-24-4-35-44

Язык статьи — русский

Для цитирования:

Сафонов И. В., Зайцев А. В. Энтропийно-статистический анализ установки сжижения природного газа с азотным циклом охлаждения. // Вестник Международной академии холода. 2025. № 4. С. 35–44. DOI: 10.17586/1606-4313-2025-24-4-35-44

Entropy-statistical analysis of a natural gas liquefaction unit with a nitrogen cooling cycle

I. V. SAFONOV, Ph. D. A. V. ZAITSEV*

ITMO University

*E-mail: zai_@inbox.ru

This article presents a detailed study of a natural gas liquefaction unit operation using a nitrogen refrigeration cycle. Primary attention is paid to assessing the energy efficiency of the liquefaction process, as well as finding ways to increase the efficiency of such equipment operation. A specific low-tonnage unit with a capacity of 7 tons of LNG per hour produced by Cryogenmash OOO located in the Kaliningrad region is being considered as an object of research. This unit has been chosen due to its typical design and prevalence among Russian oil and gas sector enterprises. The main purpose of the analysis presented is to develop effective qualitative recommendations for improving energy performance. A complete diagram of a natural gas liquefaction unit with a description of the key elements and interactions between them is provided.

Special attention is paid to energy performance in the operation of heat exchangers of various types, compressor units, and expander units. For each node, calculations showing the contribution of this device to the overall balance of thermal energy and the degree of dissipation of useful potential were performed. Based on the analysis conducted, it was revealed which elements of the unit carry the highest energy consumption and determine the efficiency of the entire technological cycle. Important conclusions and recommendations have been formulated, in particular: 1) maximum entropy production values are observed mainly in heat exchange devices; 2) compressor efficiency indicators significantly depend on ambient temperature conditions; 3) the state of the environment has a significant impact on the overall productivity of the unit. A priority area is to study the dependence of energy consumption on ambient temperature. The results show that when the air temperature noticeably decreases, the amount of necessary mechanical work for the gas liquefaction process is significantly reduced. Thus, the operation of such an unit in cold regions, such as the Arctic, allows achieving significant economic benefits by reducing electricity costs.

Keywords: entropy-statistical analysis, liquefied natural gas, nitrogen cycle, specific energy consumption, entropy production.

Article info:

Received 06/06/2025, approved after reviewing 05/08/2025, accepted 22/08/2025

DOI: 10.17586/1606-4313-2025-24-4-35-44

Article in Russian

For citation:

Safonov I. V., Zaitsev A. V. Entropy-statistical analysis of a natural gas liquefaction unit with a nitrogen cooling cycle. *Journal of International Academy of Refrigeration*. 2025. No 4. p. 35-44. DOI: 10.17586/1606-4313-2025-24-4-35-44

Введение

Азотные циклы используются в различных промышленных процессах, включая производство сжиженного природного газа (СПГ). Они обеспечивают эффективное охлаждение и сжижение газов благодаря своим уникальным свойствам. Азотный цикл – один из популярных вариантов для малых объемов производства СПГ, отличающийся простотой конструкции, низким уровнем инвестиций и высокой степенью надежности.

К преимуществам внешнего азотного цикла относятся: высокая надежность и быстрый запуск оборудования, минимальные требования к безопасности эксплуатации и возможность снижения энергетических затрат при оптимальном проектировании.

Однако существенным недостатком является значительное потребление электроэнергии, особенно при высоких температурах окружающей среды. Энергопотребление определяется рабочим давлением и количеством циркулирующего азота, зависящими от мощности компрессорных установок.

Одним из современных подходов к оценке энергетической эффективности является энтропийно-статистический анализ. Этот метод помогает выявить области максимальных потерь энергии и предлагает пути оптимизации производительности.

Энтропийно-статистический анализ основывается на расчете энтропии и степени обратимости технологических процессов. Оценивая изменения энтропии в ключевых компонентах установки (например, теплообменниках, компрессорах, детандерах), можно определить зоны наибольшего рассеивания энергии и предложить меры по повышению общей эффективности системы [1]–[5].

К важнейшим характеристикам анализа относятся:

- производство энтропии, определяющее уровень диссипации энергии;
- эффективность компрессоров и турбодетандеров, влияющая на общую экономичность цикла;
- воздействие окружающей среды, которое проявляется в уменьшении необходимой работы ожижения

и повышении общего коэффициента полезного действия при снижении ее температуры.

Основной целью разработки и применения методики энтропийно-статистического анализа малотоннажных установок СПГ является развитие технологий оценки энергетических характеристик установок СПГ. Этот подход позволяет точно оценить потребление энергии и разработать стратегии энергосбережения для азотных циклов.

Таким образом, энтропийно-статистический анализ является ключевым инструментом для проектирования и модернизации энергоэффективных решений в промышленности сжиженных углеводородов [6]–[11].

Цикл ожижения с азотным охлаждением

Производство СПГ является чрезвычайно энергоемким процессом и любые усилия по снижению энергетических затрат вызывают большой интерес. Производство СПГ с циркуляционным азотным циклом рассматривается как наиболее подходящий вариант для малотоннажного производства СПГ. В системах производства СПГ с циркуляционным азотным циклом максимальный коэффициент ожижения газа может достигать до 100%.

Данные системы требуют относительно небольшие капиталовложения, так как имеется возможность применения небольшой холодильной машины и соответствующей системы для предварительной подготовки газа. Технологическая схема рассматриваемых систем отличается относительной простотой, надежностью, быстрым вводом в эксплуатацию, компактностью и минимальными требованиями по безопасности.

Главным недостатком установок СПГ с азотным холодильным циклом является высокое энергопотребление, поскольку холодопроизводительность азотного цикла зависит в первую очередь от величины рабочего давления и от количества циркулирующего газообразного азота, которые в свою очередь определяются мощностью компрессорной установки. Энтропийно-статистический анализ является одним из наиболее эффективных мето-

дов исследования энергетических характеристик термодинамических циклов с целью из улучшения с точки зрения энергопотребления [12]–[16].

В данной работе рассмотрена установка ПАО «Криогенмаш» производительностью 7 т. СПГ/ч, работающую на азотном цикле в Калининграде. Схема данной установки, смоделированная в среде ПО Hysys, приведена на рис. 1.

Исходный природный газ (ПГ) с давлением 0,12 МПа поступает в циркуляционный компрессор ПГ, в котором после трех ступеней К-101, К-102, К-103 давление повышается до 2,25 МПа. Затем поток ПГ направляется в блок комплексной очистки и осушки (на схеме не показан), в котором из природного газа удаляют диоксид углерода до остаточного содержания не более 50 ppm и воду до содержания не более 1 ppm.

Очищенный и осушенный поток природного газа направляется в блок ожижения, в котором поток природного газа охлаждается в пластинчато-ребристых теплообменных аппаратах LNG-100 – LNG-104 до температуры 112 К (–161 °С). Сжиженный в теплообменниках природный газ дросселируется до давления 0,13 МПа (VLV-100) и направляется в систему хранения и выдачи СПГ.

Для охлаждения и ожижения природного газа используется азот, циркулирующий в замкнутом контуре. Давление потока поддерживается двумя ступенями циркуляционного компрессора К-103, К-104 на уровне 4 МПа. В азотном контуре основным холодопроизводящим элементом является турбодетандер-компрессорный агрегат К-106, К-107 (ТДКА). Принцип работы ТДКА основан

на процессе расширения азота в детандерной ступени с выделением внешней работы, которая используется для преодоления механических потерь в опорах ТДКА и повышения давления в компрессорной ступени ТДКА. Колеса детандера и компрессора размещены на одном роторе, а между колесами размещены масляные опоры ТДКА. Для подачи масла в опоры ТДКА используется маслоагрегат (не показан), включающий маслобак, маслосос, аппарат воздушного охлаждения масла и электронагреватель для подогрева масла до нужной температуры.

Энергия расширения в детандере используется для повышения давления на компрессорной ступени ТДКА до 5,82 МПа. Азот после компрессорной ступени охлаждается до температуры окружающей среды охладителем E-106, в частности аппаратом воздушного охлаждения.

Для обеспечения энергоэффективного охлаждения и процесса сжижения азот предварительно охлаждается холодильной машиной до температуры –27 °С.

Энтропийно-статистический анализ установки

Результат моделирования в симуляторе Aspen HYSYS.

Энтропийно-статистический анализ производится для установки, работающей при температуре окружающей среды 270 К и 300 К. Компонентный состав сжижаемого природного газа показан в табл. 1, рабочим веществом холодильной машины (ХМ) является хладон R22. Исходные данные для расчета приведены в табл. 2.

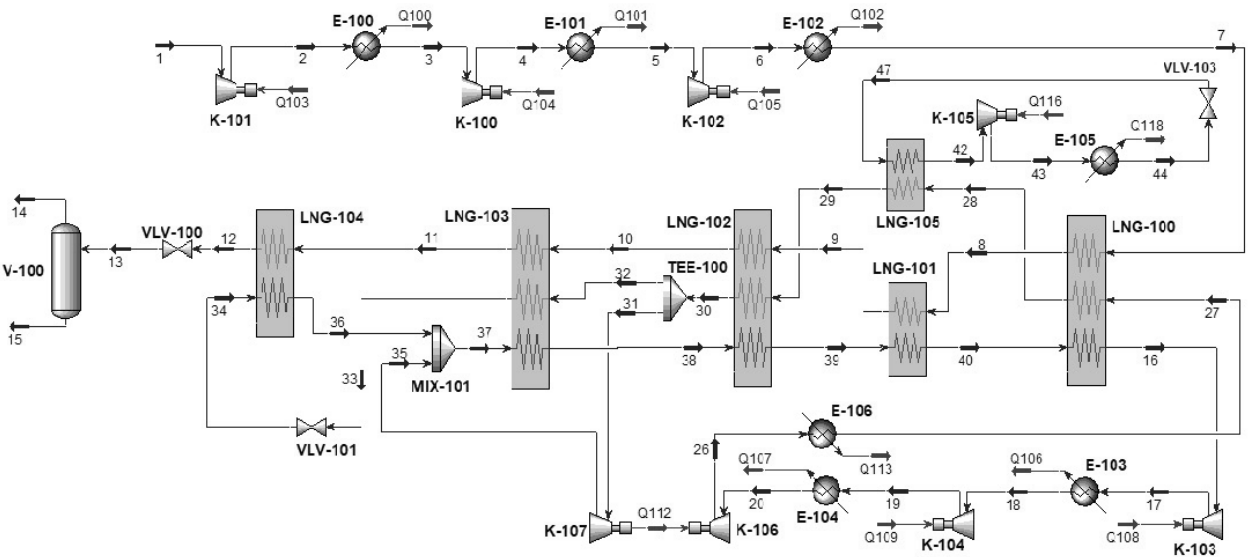


Рис. 1. Принципиальная схема малотоннажной установки сжижения природного газа с азотным циклом охлаждения

Fig. 1. Schematic diagram of a low-tonnage natural gas liquefaction unit with a nitrogen cooling cycle

Состав природного газа для установки с азотным циклом

Таблица 1

Table 1

Состав	CH ₄	N ₂	C ₂ H ₆	C ₃ H ₈	i-C ₄ H ₁₀	C ₄ H ₁₀	i-C ₅ H ₁₂	C ₅ H ₁₂	C ₆ H ₁₄	CO ₂	O ₂
%, об.	97,13	1,0	1,2	0,45	0,08	0,08	0,01	0,01	0,01	0,02	0,01

Таблица 2

Исходные данные для расчета

Table 2

Initial data for calculation

Параметр	Значение
Средняя температура окружающей среды T_{oc} , К	269,4
Расход природного газа $G^{ПГ}$, кг/ч	7000
Удельные теплопритоки из ОС к теплообменнику ХМ q_{oc}^{XM} , кДж/кг R22	1,5
Удельные теплопритоки из ОС к основным теплообменникам и азотному контуру $q_{oc}^{N_2}$, кДж/кг N_2	5
Изотермический КПД процесса сжатия ПГ, сжатия азота в циркуляционном компрессоре $\eta^{ПГ}, \eta^{N_2}$	0,6
Адиабатный КПД процесса сжатия в компрессоре ТДКА $\eta^{ДК}$	0,7
Адиабатный КПД процесса сжатия в компрессоре ХМ η^{XM}	0,8
Адиабатный КПД процесса расширения в детандере $\eta^Д$	0,8
Расход азота G^{N_2} , кг/ч	90720
Доля азота, подаваемая на детандер d	0,9
Температура масла T_m , К	290
Начальная температура азота на входе в испаритель ХМ $T_{нач}^{XM}$, К	253
Конечная температура азота на выходе из испарителя ХМ T^{XM} , К	244
Расход фреона G^{XM} , кг/ч	3749
Средняя температура R22 в испарителе при давлении 0,104 МПа $T_{и}$, К	258
Средняя температура конденсации R22 при давлении сжатия 1,528 МПа $T_{к}$, К	274

Таблица 4

Расчет удельных энергетических характеристик контура ПГ

Table 4

Calculation of specific energy characteristics of the natural gas circuit

Параметр	Формула	Значение
Работа изотермического сжатия в компрессоре сжимаемого потока ПГ	$l_{из}^{ПГ} = T_{oc} (s_1 - s_7) - (i_1 - i_7)$	388,42
Действительная работа сжатия газа в компрессоре сжимаемого потока ПГ	$l_{сж}^{ПГ} = l_{из}^{ПГ} / \eta^{ПГ}$	647,36
Минимальная работа ожижения 1 кг ПГ при давлении на входе в установку и давлении отгрузки СПГ 0,115 МПа, (кВт·ч/кг СПГ)	$l_{ож}^{ПГ} = T_{oc} (s_1 - s_{13}) - (i_1 - i_{13})$	834,63 (0,24)
Минимальная работа охлаждения природного газа азотом	$l_{охл}^{ПГ} = T_{oc} (s_7 - s_{12}) - (i_7 - i_{12})$	455,911
Величина генерации энтропии в дросселе контура ПГ	$\Delta s_{Др}^{ПГ} = s_{13} - s_{12}$	0,036
Минимально необходимые затраты энергии на компенсацию генерации энтропии	$\Delta l_{Др}^{ПГ} = T_{oc} \Delta s_{Др}^{ПГ}$	0,698
Суммарная работа изотермического сжатия в контуре ПГ	$\sum \Delta l^{ПГ} = \Delta l_{Др}^{ПГ} + l_{ож}^{ПГ} - l_{охл}^{ПГ}$	378,752
Погрешность расчета энергозатрат по контуру природного газа	$\delta^{ПГ} = l_{из}^{ПГ} - \sum \Delta l^{ПГ}$	9,662 (2,55%)
Изотермический дроссель-эффект природного газа	$\Delta i^{ПГ} = i_1 - i_7$	27

Таблица 3

Параметры потоков в расчетных точках

Table 3

Flow parameters at calculation points

Точки	Давление p , МПа	Температура T , К	Энтальпия i , кДж/кг	Энтропия s , кДж/(кг·К)
Контур природного газа				
1	0,12	270	-4555	10,88
2	0,32	364,13	-4353	11,02
3	0,27	270	-4556	10,47
4	0,85	380,5	-4317	10,63
5	0,80	270	-4563	9,905
6	2,3	372	-4349	10,05
7	2,25	270	-4582	9,338
8	2,18	261	-4611	9,238
9	2,175	248,88	-4641	9,130
10	2,170	233	-4678	8,977
11	2,160	144,5	-5277	5,537
12	2,130	112	-5392	4,639
13	0,13	112,1	-5392	4,675
Азотный контур				
16	0,8	270	-27,06	4,58
17	1,79	368,65	71,07	4,648
18	1,74	270	-30	4,34
19	4,05	373,8	73,39	4,412
20	4,0	270	-36,7	4,073
26	5,87	316,6	6,676	4,108
27	5,82	270	-41,7	3,946
28	5,79	253	-66,85	3,852
29	5,69	246	-69,91	3,825
30	5,66	194	-141	3,524
31*	5,66	194	-141	3,524
32	5,66	194	-141	3,524
33	5,63	128	-304,6	2,441
34	0,86	101,3	-304,6	2,587
36	0,86	102	-215,8	3,462
35	1,149	127,2	-189,2	3,622
37	0,86	121,5	-191,9	3,676
38	0,84	178	-129,3	4,107
39	0,835	243	-60,3	4,439
40	0,83	245	-58,17	4,449
Контур ХМ				
42	0,085	248	-5843	2,097
43	1,0	386	-5761	2,143
43ад	1,0	350	-5777	2,097
44	1,0	270	-6033	1,221
47	0,085	234,5	-6033	1,238

*Доля потока 31, отправляемого после тройника ТЕЕ-100 на детандер, составляет 0,9.

Таблица 5

Расчет удельных энергетических характеристик азотного контура

Table 5

Calculation of specific energy characteristics of the nitrogen circuit

Параметр	Формула	Значение
Коэффициент расхода азота для охлаждения 1 кг природного газа	$y^{N_2} = G^{N_2} / G^{ПГ}$	12,96
Работа изотермического сжатия в компрессоре циркуляционного потока азотного контура	$l_{из}^{N_2} = T_{oc} (s_{16} - s_{20}) - (i_{16} - i_{20})$	126,946
Действительная работа сжатия в компрессоре циркуляционного потока азотного контура	$l_{сж}^{N_2} = l_{из}^{N_2} / \eta^{N_2}$	211,576
Работа адиабатного сжатия в компрессоре азотного контура (ТДКА)	$l_{ДК} = i_{26} - i_{20}$	43,376
Проверка	$l_{ДК} = (i_{26} - i_{27}) - (i_{20} - i_{27})$	43,376
Действительная удельная работа расширения детандера	$l_{Д} = (i_{31} - i_{35})d$	43,83
Величина генерации энтропии в дросселе азотного контура	$\Delta s_{Др}^{N_2} = s_{34} - s_{33}$	0,146
Минимальные энергозатраты для компенсации генерации энтропии в дросселе азотного контура	$\Delta l_{Др}^{N_2} = T_{oc} \cdot \Delta s_{Др}^{N_2}$	39,332
Минимальные энергозатраты для компенсации генерации энтропии в турбодетандере	$\Delta l_{Д} = T_{oc} (s_{35} - s_{31})d$	23,761
Минимальные энергозатраты для компенсации генерации энтропии в компрессоре ТДКА	$\Delta l_{ДК} = (i_{31} - i_{35})d - (i_{27} - i_{20})$	48,83
Теплота, отводимая с потоком смазочного масла	$q_{м} = l_{Д} - l_{ДК}$	0,032
Минимальные энергозатраты для компенсации генерации энтропии в подшипниковых опорах ТДКА	$\Delta l_{м} = q_{м} \frac{T_{м} - T_{oc}}{T_{м}}$	0,029
Производство энтропии из-за несовершенства процессов теплообмена в теплообменнике 1	$\Delta s_{ТО1} = (s_{16} - s_{40}) - (s_{27} - s_{28}) + \frac{s_8 - s_7}{y^{N_2}}$	7,899
Минимальные затраты энергии, необходимые для компенсации производства энтропии в теплообменнике 1	$\Delta l_{ТО1} = T_{oc} \cdot \Delta s_{ТО1}$	0,0017
Производство энтропии из-за несовершенства процессов теплообмена в теплообменнике 2	$\Delta s_{ТО2} = (s_{40} - s_{39}) + \frac{s_9 - s_8}{y^{N_2}}$	0,449
Минимальные затраты энергии, необходимые для компенсации производства энтропии в теплообменнике 2	$\Delta l_{ТО2} = T_{oc} \cdot \Delta s_{ТО2}$	0,449
Производство энтропии из-за несовершенства процессов теплообмена в охладителе	$\Delta s_X^{N_2} = (i_{26} - i_{27}) \left(\frac{1}{T_{oc}} - \frac{1}{T_K} \right) \bar{T}_K = \frac{T_6 + T_7}{2}$	0,016
Минимальные затраты энергии, необходимые для компенсации производства энтропии в охладителе	$\Delta l_X = T_X \cdot \Delta s_X^{N_2}$	4,27
Минимальная работа, необходимая для охлаждения азота в холодильной машине	$l_{охл}^{N_2} = T_{oc} (s_{28} - s_{29}) - (i_{28} - i_{29})$	6,214
Изотермический дроссель эффект азота	$\Delta i^{N_2} = (i_{16} - i_{20}) - (i_{20} - i_{27})$	14,64
Полная генерированная холодопроизводительность цикла	$q^{N_2} = \Delta i_{ПГ} / y^{N_2} + \Delta i^{N_2} + l_{Д}$	60,553
Реальная генерированная холодопроизводительность цикла	$q_{реал}^{N_2} = q^{N_2} - q_{oc}^{N_2} / y^{N_2}$	60,168
Коэффициент удельных затрат энергии для генерации холода в цикле	$\varphi_{из} = \frac{(l_{из}^{N_2} / y^{N_2}) + l_{из}^{N_2}}{q_{реал}^{N_2}}$	2,608
Величина, затрачиваемая на компенсацию теплопритоков из окружающей среды	$\Delta l_{oc}^{N_2} = \varphi_{из} \cdot q_{oc}^{N_2} / y^{N_2}$	1,006
Суммарная работа сжатия в азотном контуре, затрачиваемая на производство энтропии	$\sum \Delta l^{N_2} = (\Delta l_{Д} + \Delta l_{Др}^{N_2} + \Delta l_{ДК} + \Delta l_{м} + \Delta l_X + \Delta l_{ТО1} + \Delta l_{ТО2} + \Delta l_{ТО3} + \Delta l_{ТО4} + \Delta l_{ТО5} + \Delta l_{oc}^{N_2} - l_{охл}^{N_2}) y^{N_2} + l_{охл}^{N_2}$	2333
Работа сжатия в азотном контуре	$l^{N_2} = (l_{из}^{N_2} - l_{Д}) y^{N_2}$	2207
Погрешность расчета энергетического баланса по азотному контуру	$\delta^{N_2} = \sum \Delta l^{N_2} - l^{N_2}$	126 (5,4%)

Таблица 6

Расчет удельных энергетических характеристик контура ХМ (предварительное охлаждение)

Table 6

Calculation of specific energy characteristics of the HM circuit (pre-cooling)

Необходимая (требуемая) величина предварительного охлаждения	$q_{\tau}^{XM} = i_7 - i_8 + q_{oc}^{XM} + [(i_{27} - i_{29}) + (i_{40} - i_{16})]y^{N2}$	194,916
Полная удельная холодопроизводительность цикла	$q^{XM} = i_{42} - i_{47}$	190
Реальная («полезная») удельная холодопроизводительность	$q_{реал}^{XM} = q^{XM} - q_{oc}^{XM}$	188,5
Соотношение полной и полезной холодопроизводительностей	$z = q^{XM} / q_{реал}^{XM}$	1,008
Минимальная работа, необходимая (требуемая) для генерации полной удельной холодопроизводительности цикла	$l_{тр}^{XM} = q^{XM} \frac{T_{oc} - T^{XM}}{T^{XM}}$	19,779
Адиабатная работа сжатия	$l_{ад}^{XM} = i_{43ад} - i_{42}$	66
Действительная затрачиваемая удельная работа сжатия	$l_{сж}^{XM} = l_{ад}^{XM} / \eta^{XM}$	82,5
Проверка	$l_{сж}^{XM} = (i_{43} - i_{44}) - (i_{42} - i_{44})$	82
Степень термодинамического совершенства цикла ПКХМ	$\eta_{\tau}^{XM} = l_{тр}^{XM} / l_{сж}^{XM}$	0,24
Величина холодильного коэффициента при адиабатном сжатии	$\varepsilon_x = q^{XM} / l_{ад}^{XM}$	2,88
Величина коэффициента удельных затрат мощности при адиабатном сжатии в цикле	$\varphi = 1 / \varepsilon_x$	0,347
Необходимый расход фреона для охлаждения 1 кг азота	$y^{XM} = q_n^{XM} / q^{XM}$	1,026
Затраты работы в парокompрессионной установке	$l^{XM} = y^{XM} \cdot l_{сж}^{XM}$	84,635
Максимальная работа, возвращаемая в окружающую среду при обратимом охлаждении R22 от $T_{2ад} = 350$ К до $T_3 = 270,0$ К	$l_{oc}^{XM} = (i_{43ад} - i_{44}) - T_{oc} (s_{43ад} - s_{44})$	4,919
Минимально необходимая работа для компенсации производства энтропии в конечном холодильнике компрессора	$\Delta l_x^{XM} = l_{oc}^{XM}$	4,919
Производство энтропии в конденсаторе	$\Delta s_K = (i_{43} - i_{44}) \left(\frac{1}{T_{oc}} - \frac{1}{T_K} \right)$	0,018
Необходимые минимальные удельные затраты работы сжатия для компенсации энтропии в конденсаторе	$\Delta l_K = T_{oc} \cdot \Delta s_K$	4,956
Производство энтропии в дросселе ХМ	$\Delta s_{др}^{XM} = s_{47} - s_{44}$	0,089
Необходимые минимальные удельные затраты работы сжатия для компенсации производства энтропии в дросселе ХМ, кДж/кг R22	$\Delta l_{др}^{XM} = T_{oc} \cdot \Delta s_{др}^{XM} / z$	23,977
Производство энтропии в теплообменнике — испарителе	$\Delta s_{и} = q_{хреал} \left(\frac{1}{T_{47}} - \frac{1}{T_{и}} \right)$	0,072
Необходимая минимальная работа для компенсации производства энтропии при передаче теплоты от азота к рабочему телу цикла ХМ	$\Delta l_{и} = T_{oc} \cdot \Delta s_{и}$	19,264
Работа, затрачиваемая на компенсацию теплопритоков к контуру ПО	$\Delta l_{oc}^{XM} = q_{oc}^{XM} \cdot \varphi$	0,521
Сумма величин минимальных работ для компенсации производства энтропии в необратимых процессах ХМ	$\sum \Delta l^{XM} = [\Delta l_x^{XM} + \Delta l_{др}^{XM} + \Delta l_K + \Delta l_{и} + \Delta l_{oc}^{XM}] y^{XM} + l_{охл}^{N2}$	61,239
Сходимость расчетных значений по фреоновому контуру	$\delta = \sum \Delta l^{XM} - l_{ад}^{XM} \cdot y^{XM}$	-6,48 (9,5%)

С помощью программного комплекса Aspen HYSYS проведено моделирование технологической схемы установки в соответствии с рис. 1 и определены характеристики потоков в расчетных точках. В качестве базиса для вычисления термодинамических характеристик потоков выбрано уравнение состояния Пенга — Робинсона. Результаты расчета параметров циклов в характерных точках представлены в табл. 3.

Расчеты энергетических показателей.

В рамках энергетических расчетов рассматриваются 3 контура, входящих в схему. Для каждого контура рассчитываются величины работы сжатия в компрессорах и генерации энтропии в дросселях, в элементах ТДКА, в теплообменниках и охладителе. Определяются минимально необходимые затраты энергии для компенсации производств энтропии, сводится энергетический баланс.

Все расчетные формулы и результаты расчетов сведены в табл. 4–6.

Удельные значения параметров потоков отнесены к 1 кг вещества в соответствующем контуре; работа измеряется в кДж/кг, энтропия — в кДж/(кг·К), расход — в кг/ч.

Величины генерации энтропии в теплообменниках 3 и 4, рассчитаны аналогично теплообменнику 1, в теплообменнике 5 — аналогично теплообменнику 2. Значения минимальных затрат энергии на компенсацию производства энтропии в этих аппаратах рассчитаны по формуле, аналогичной теплообменнику 1.

Анализ результатов.

На рис. 2–4 приведено сравнение минимально необходимой работы для компенсации производства энтропии в контурах ПГ, азотном и ХМ для температур окружающей среды 270 К и 300 К, соответственно.

При работе установки в арктических условиях существенно уменьшается минимальная работа ожиже-

ния. При $T_{oc} = 270$ К минимальная работа ожижения падает на 29%, а потери в дросселе на 20%.

Большая часть затрат энергии приходится на компрессор ТДКА (27% от общих потерь в азотном контуре), но при понижении температуры окружающей среды этот показатель уменьшается на 23%. Величина потерь также существенна в компрессоре ТДКА 13,2%. Затраты работы компрессоров на компенсацию несовершенства процессов теплообмена составляют примерно 12,5%. При этом данные потери частично компенсируются работой детандера, которая затрачивается на увеличение холодопроизводительности цикла.

Верификация расчетных значений энергозатрат для установки ожижения с азотным контуром производится путем сравнения расчетных значений энергозатрат по всем трем контурам установки (E_1) с расчетной суммой значений затрат энергии на сжатие природного газа, азота и фреона (E_2). Получаем:

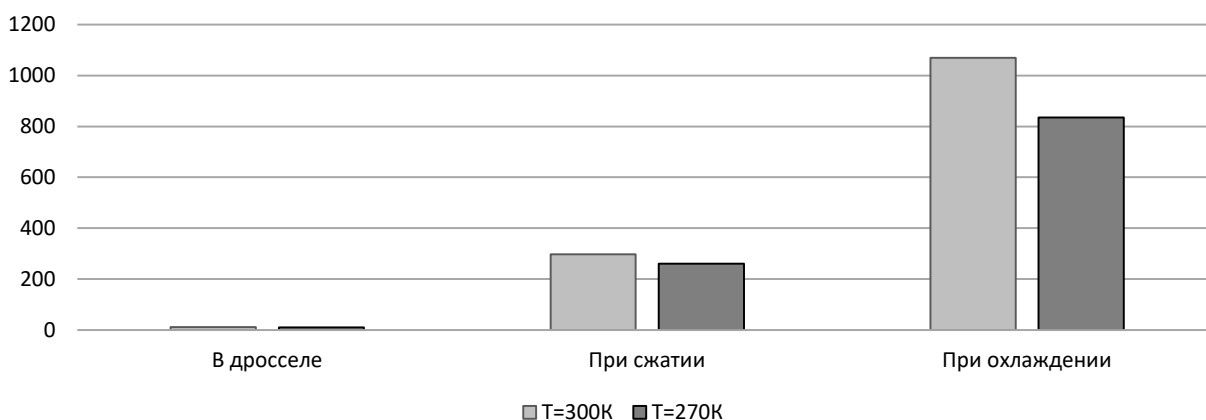


Рис. 2. Сравнение минимально необходимой работы для компенсации производства энтропии в контуре ПГ для $T_{oc} = 300$ К и $T_{oc} = 270$ К

Fig. 2. Comparison of the minimum work required to compensate for entropy production in the natural gas circuit for environmental temperature 300 K and environmental temperature 270 K

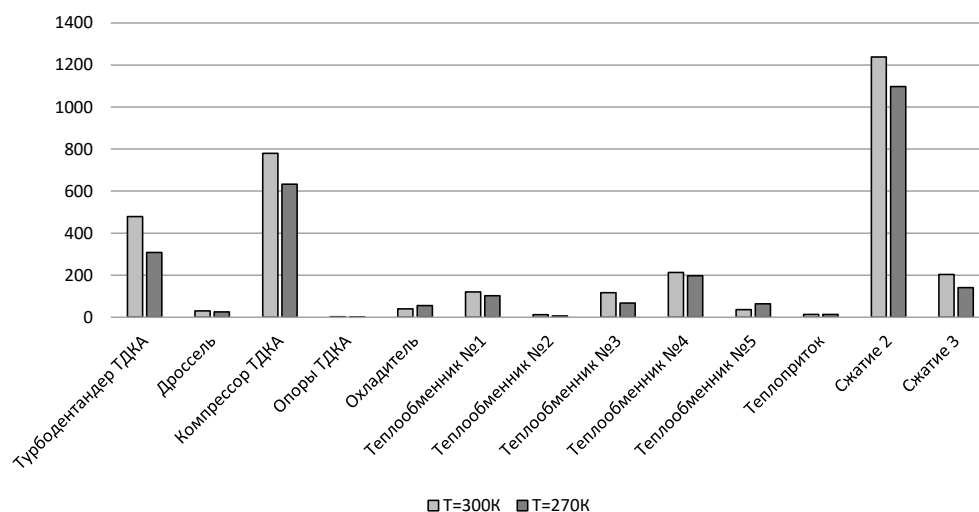


Рис. 3. Сравнение минимально необходимой работы для компенсации производства энтропии в азотном контуре для $T_{oc} = 300$ К и $T_{oc} = 270$ К

Fig. 3. Comparison of the minimum work required to compensate for entropy production in the nitrogen circuit for environmental temperature 300 K and environmental temperature 270 K

Таблица 7

Распределение затрат энергии в установке

Table 7

Distribution of energy consumption in the unit

Основные узлы и процессы установки	Производство энтропии в основных узлах, кДж/ (кг СПГ·К)		Минимально необходимые затраты энергии для компенсации производства энтропии, кДж/кг СПГ	
	Режим 300 К	Режим 270 К	Режим 300 К	Режим 270 К
Контур природного газа				
Дроссель ПГ VLV-100	0,04	0,036	12	9,698
Азотный контур				
Турбодетандер ТДКА	–	–	478,77	307,94
Дроссель N ₂ VLV-101	0,1	0,146	30	39,332
Компрессор ТДКА К-106	–	–	779,4	632,84
Опоры ТДКА	–	–	2,25	0,41
Охладитель Е-106	–	–	39,73	55,37
Теплообменник LNG-100	0,4	0,38	120	102,24
Теплообменник LNG-101	0,04	0,02	12	5,82
Теплообменник LNG-102	0,39	0,25	117	67,02
Теплообменник LNG-103	0,71	0,74	213	197,61
Теплообменник LNG-104	0,12	0,23	36	63,58
Теплоприток	–	–	13,24	13,04
Контур холодильной машины				
Дроссель ХМ VLV-103	0,07	0,089	21	23,98
Конденсатор	0,018	0,03	9	4,96
Охладитель Е-105	–	–	5,59	4,92
Испаритель	0,02	0,072	21,68	19,26
Теплоприток	–	–	0,91	0,52

Таблица 8

Распределение затрат энергии на компенсацию необратимостей по всем контурам установки

Table 8

Distribution of energy consumption for compensating irreversibility across all circuits of the unit

Затраты энергии на компенсацию производства энтропии в результате необратимости рабочих процессов в компрессорах		
Затраты энергии на компенсацию производства энтропии в результате необратимости рабочих процессов в компрессорах:		
– природного газа	$l_{\text{н}}^{\text{ПГ}} = \frac{l_{\text{из}}^{\text{ПГ}}}{\eta^{\text{ПГ}}} - l_{\text{из}}^{\text{ПГ}} = l_{\text{из}}^{\text{ПГ}} \left(\frac{1}{\eta^{\text{ПГ}}} - 1 \right)$	258,94
– азота	$\Delta l_{\text{н}}^{\text{N}_2} = l_{\text{из}}^{\text{N}_2} \left(\frac{1}{\eta^{\text{ПГ}}} - 1 \right) y^{\text{N}_2}$	1097
– сжатия и утечек в компрессорной ступени ТДКА	$\Delta l_{\text{н, ДК}} = l_{\text{ДК}} \left(\frac{1}{\eta^{\text{ДК}}} - 1 \right) y^{\text{N}_2}$	140,54
Суммарное значение затрат энергии на компенсацию необратимости процессов сжатия в азотном контуре	$\sum \Delta l_{\text{сж}}^{\text{N}_2} = \Delta l_{\text{н}}^{\text{N}_2} + \Delta l_{\text{н, ДК}} - l_{\text{Д}} y^{\text{N}_2}$	669,313
Затраты энергии на компенсацию необратимости процесса сжатия фреона R22	$\sum \Delta l_{\text{сж}}^{\text{ХМ}} = \frac{l_{\text{ад}}^{\text{ХМ}}}{\eta^{\text{ХМ}}} - l_{\text{ад}}^{\text{ХМ}} = l_{\text{ад}}^{\text{ХМ}} \left(\frac{1}{\eta^{\text{ХМ}}} - 1 \right)$	16,5
Действительная суммарная работа, затрачиваемая на сжатие ПГ, азота и R22, (кВт·ч/кг СПГ)	$l_{\Sigma} = \frac{l_{\text{из}}^{\text{ПГ}}}{\eta^{\text{ПГ}}} + \frac{l_{\text{из}}^{\text{N}_2}}{\eta^{\text{N}_2}} + \frac{l_{\text{ад}}^{\text{ХМ}}}{\eta^{\text{ХМ}}}$	3472 (0,964)
Степень термодинамического совершенства установки ожижения ПГ	$\eta_{\text{т}} = l_{\text{ок}}^{\text{ПГ}} / l_{\Sigma}$	0,24

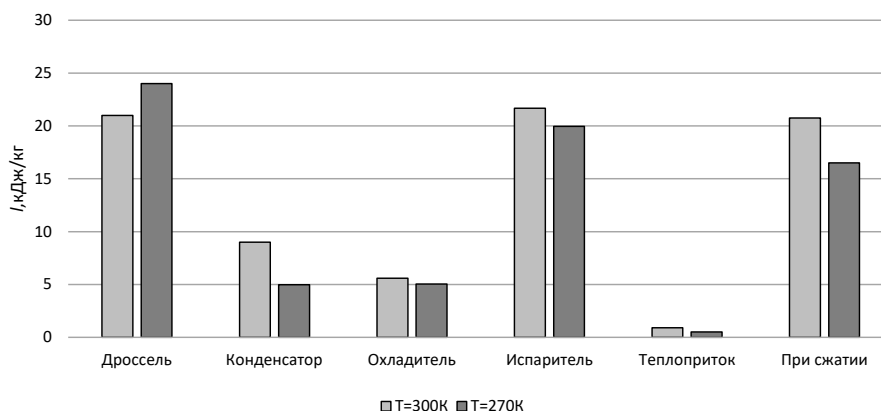


Рис. 4. Сравнение минимально необходимой работы для компенсации производства энтропии в контуре ХМ для $T_{oc} = 300\text{ K}$ и $T_{oc} = 270\text{ K}$

Fig. 4. Comparison of the minimum work required to compensate for entropy production in the circuit of refrigerating machine for environmental temperature 300 K and environmental temperature 270 K

$$E_1 = \sum \Delta l^{\text{ПГ}} + \sum \Delta l^{\text{N}_2} + \sum \Delta l^{\text{ХМ}} = 2773 \text{ кДж/кг СПГ};$$

$$E_2 = l_{\text{из}}^{\text{ПГ}} + l^{\text{N}_2} + l^{\text{ХМ}} = 2678 \text{ кДж/кг СПГ}.$$

Расхождение результатов вычислений затрат энергии находится в пределах 3,4% ($\delta_3 = 2773 - 2678 = 95$ кДж/кг СПГ). Таким образом, можно констатировать, что найденное распределение затрат энергии по элементам всей низкотемпературной установки для ожижения природного газа, верно.

В табл. 7 и 8 приведено, соответственно, распределение затрат энергии в установке и распределение затрат энергии на компенсацию необратимостей по всем контурам установки.

Заключение

В данной работе была рассчитана и подробно рассмотрена установка сжижения природного газа, работающая на внешнем азотном цикле. Проведен энтропийно-статистический анализ установки.

Полученные результаты показали, что большая часть затрат энергии – более 75% – приходится на азотный контур, однако при уменьшении температуры окружающей среды потери в азотном контуре снижаются до 60% от общих потерь.

Значительный вклад в затраты энергии вносит компрессор ТДКА (около 27% от общих потерь в азотном контуре), но при понижении температуры окружающей среды этот показатель уменьшается на 23%. Величина потерь также существенна в компрессоре ТДКА (примерно 13,2%). Расчетным путем доказано, что при снижении температуры окружающей среды уменьшается минимальная работа ожижения и при этом уменьшается коэффициент термодинамического совершенства.

Стоит отметить, что в арктических условиях установка работает эффективнее, чем при температуре окружающей среды равной 300 К. Удельные энергозатраты установки при этом уменьшаются на 13% с 1,113 кВт·ч/кг СПГ до 0,964 кВт·ч/кг СПГ, что говорит о целесообразности ее использования в условиях Арктики.

Полученные результаты подтверждают высокую эффективность и доступность методики энтропийно-статистического анализа для оценки энергозатрат в установках сжижения природного газа. Простота основных формулировок метода позволяет провести автоматизацию расчетов.

Обозначения, применяемые в статье:

T — температура, К;
 q — удельный теплоприток, кДж/кг;
 η — КПД;
 i — энтальпия, кДж/кг;
 s — энтропия, кДж/(кг·К);
 l — работа, кДж/кг;
 Δl — затраты энергии, кДж/кг;
 Δs — генерация энтропии кДж/(кг·К);
 δ — погрешность;
 y — отношение расходов;
 G — массовый расход, кг/ч;
 ϕ — коэффициент теплопритоков;
 z — соотношение полной и полезной холодопроизводительностей;
 p — давление, МПа.

Индексы:

1...47 — номер потока;
ПГ — контур ПГ;
ХМ — контур ХМ (R22);
N2 — азотный контур (N2);
Д — детандер ТДКА;
Др — дроссель;
Х — охладитель (концевой холодильник);
ДК — компрессор ТДКА;
ТО — теплообменник;
И — испаритель ХМ;
К — конденсатор ХМ;
ос — окружающая среда;
из — изотермический процесс;
ад — адиабатный процесс;
сж — сжатие в компрессоре;

ож — ожигание;
охл — охлаждение;
м — смазочное масло;
тр — требуемая величина;
н — необратимый процесс;
т — термодинамический;
реал — реальный.

Литература/References

1. Семенов В. Ю., Архаров И. А., Смородин А. И. Примеры энтропийно-статистического анализа малотоннажных установок сжижения природного газа. М.: Издательство МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2023. 24 с. [Semenov V. Yu., Arkharov I. A., Smorodin A. I. Examples of entropy and statistical analysis of low-tonnage natural gas liquefaction plants. Moscow: Publishing House of Bauman Moscow State Technical University, 2023. 24 p. (in Russian)]
2. Разработка и исследование высокоэффективных малотоннажных установок сжижения природного газа / Дисс... на соискание ученой степени д-ра техн. наук / Семенов В. Ю. М.: МГТУ, 2016. [Development and research of highly efficient low-tonnage natural gas liquefaction plants / Dissertation for the degree of Doctor of Technical Sciences / Semenov V. Yu. M.: MSTU, 2016. (in Russian)]
3. Семенов В. Ю., Архаров И. А., Смородин А. И. Методика энтропийно-статистического анализа малотоннажных установок сжижения природного газа. М.: Издательство МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2022. 24 с. [Semenov V. Yu., Arkharov I. A., Smorodin A. I. Methodology of entropy and statistical analysis of low-tonnage natural gas liquefaction plants. Moscow: Publishing House of Bauman Moscow State Technical University, 2022. 24 p. (in Russian)]
4. Баранов А. Ю., Соколова Е. В., Иванов Л. В., Иконникова А. Ю. Перспективы развития технологий СПГ в Российской Федерации. // Вестник Международной академии холода. 2023. № 1. С. 23–34. DOI: 10.17586/1606-4313-2023-22-1-23-34 [Baranov A. Yu., Sokolova E. V., Ivanov L. V., Ikonnikova A. Yu. Prospects for the development of LNG technologies in the Russian Federation. *Journal of International Academy of Refrigeration*. 2023. No 1. p. 23–34. DOI: 10.17586/1606-4313-2023-22-1-23-34 (in Russian)]
5. Федорова Е. Б. Современное состояние и развитие мировой индустрии сжиженного природного газа. Технологии и оборудование. М: РГУ нефти и газа имени И. М. Губкина. 2011. 159 с. [Fedorova E. B. The current state and development of the global liquefied natural gas industry. Technologies and equipment. Moscow: Gubkin Russian State University of Oil and Gas. 2011. 159 p. (in Russian)]
6. Henryawan M. A., Purwanto W. W. Optimization of Small-Scale Natural Gas Liquefaction using Nitrogen Expander with Pre-cooled Cycle. IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng. 2020. Vol. 778. 012119. DOI: 10.1088/1757-899X/778/1/012119
7. ExxonMobil. (2017). 2018 Outlook for Energy: A View to 2040. [Электронный ресурс]: <https://corporate.exxonmobil.com/>
8. Kumar S. et al. LNG: An eco-friendly cryogenic fuel for sustainable development. *Applied Energy*. 2011. Vol. 88. P. 4264–4273. DOI: 10.1016/j.apenergy. 2011.06.035
9. He T. B., Karimi I. A., Ju Y. L. Review on the design and optimization of natural gas liquefaction processes for onshore and offshore applications. *Chemical Engineering Research and Design*. 2018. Vol. 132. P. 89–114. DOI: 10.1016/j.cherd. 2018.01.002
10. Siemenski A. International Energy Outlook. 2014. [Электронный ресурс]: https://www.eia.gov/pressroom/presentations/sieminski_07132015.pdf
11. Dudley B. BP Energy Outlook 2035. British Petroleum. 2016.
12. Lin W., Zhang N., Gu A. LNG (liquefied natural gas): A necessary part in China's future energy infrastructure. *Energy*. 2010. vol. 35. P. 4383–4391. DOI: 10.1016/j.energy. 2009.04.036
13. Maynitskiy I. The Evolution of Small-Scale LNG Markets: The View from Gazprom Export. *Small Scale LNG Forum*, 22–23 October 2012, Istanbul, Turkey.
14. IGU 2015. Small scale LNG World Gas Conference. Paris 2015.
15. Biscardini G. Small going big. Why small-scale LNG may be the next big wave / G. Biscardini, R. Schmill, A. Del Maestro. *LNG Industry*. 2018.
16. He T. B., Ju Y. L. Performance improvement of nitrogen expansion liquefaction process for small-scale LNG installation. *Cryogenics*. 2014. Vol. 61. P. 111–119. DOI: 10.1016/j.cryogenics. 2013.09.004

Сведения об авторах

Сафонов Игорь Валерьевич

Аспирант образовательного центра «Энергоэффективные инженерные системы» Университета ИТМО, 191002, Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, 9, igorsiv100@mail.ru

Зайцев Андрей Викторович

К. т. н., доцент образовательного центра «Энергоэффективные инженерные системы» Университета ИТМО, 191002, Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, 9, zai_@inbox.ru

Information about authors

Safonov Igor V.

Graduate student of the Educational center “Energy Efficient engineering Systems” of ITMO University, 191002, Russia, St. Petersburg, Lomonosov str., 9, igorsiv100@mail.ru

Zaitsev Andrey V.

Ph. D., Associate Professor of the Educational center “Energy Efficient engineering Systems” of ITMO University, 191002, Russia, St. Petersburg, Lomonosov str., 9, zai_@inbox.ru



Статья доступна по лицензии
Creative Commons «Attribution-NonCommercial»