

In article thermodynamic parameters and characteristics of processes of transformation of cryogenic energy for various substances are determined. The technique of creation of the energy charts necessary for calculation of the power stations using low-potential heat of a cryoproduct for receipt of additional energy is stated. The method of increase in overall performance of these power stations and a method of its implementation is specified that can be used in the industry.

УДК 621.56

Аксенова Д.К., Бурдина Я., Новиков А.В., Согонова А.О., Угланов Д.А.

СНИЖЕНИЕ ПОТЕРИ КРИОПРОДУКТА ПРИ ЕГО ХРАНЕНИИ В РЕЗЕРВУАРАХ ЗА СЧЕТ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ НИЗКОПOTЕНЦИАЛЬНЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ МАШИН

Введение. Во многих системах аэрокосмической техники, транспорта, а также в энергетических комплексах различного назначения в настоящее время широко используются криогенные жидкости.

Для накопления, хранения и выдачи криогенной жидкости в составе энергетических систем используются криогенные резервуары. Это сферические и цилиндрические резервуары (вертикальные или горизонтальные) объемом до 250 м³ и 1440 м³ [1].

Форма резервуаров выбирается с учетом их назначения, удобства изготовления, перевозки и эксплуатации. Дополнительное влияние на форму резервуаров оказывает стремление к уменьшению теплопритоков к хранимой жидкости. С точки зрения обеспечения минимальных теплопритоков предпочтительна сферическая форма сосудов, поскольку для сферы отношение поверхности к объему S/V минимально по сравнению с другими геометрическими формами. Однако при сферической форме сосудов недостаточно эффективно используются рабочие площади и объемы. В связи с этим кроме сосудов сферической формы широко применяются вертикальные и горизонтальные цилиндрические резервуары, форма которых в лучшей степени учитывает габаритные размеры транспортных средств, позволяет более рационально использовать производственные площади, дает возможность за счет изменения длины обечайки выпускать ряд однотипных резервуаров разного объема.

При хранении возникают потери криопродукта за счет неидеальности теплоизоляции и теплопритоков из окружающей среды. При хранении криопродукта из-за уноса массы изменяется его теплосодержание. Можно произвести расчет потери низкотемпературного тепла криопродукта в сутки, при хранении по следующим соотношениям:

$$\Delta m = m_{\Sigma} \cdot \frac{\Theta}{100}, \quad (1)$$

$$Q_{\text{исп}} = \Delta m \cdot r + c_p \cdot \Delta m \cdot (T_k - T_{\text{окр}}), \quad (2)$$

где Δm – масса испаряемого криопродукта в сутки, m_{Σ} – масса хранимого криопродукта; Θ – потери продукта от испарения в сутки, % $Q_{\text{исп}}$ – низкопотенциальное тепло испаряемого криопродукта; r – теплота испарения криопродукта; T_k – температура криопродукта; $T_{\text{окр}}$ – температура окружающей среды.

Испаряемый криопродукт обладает достаточно высоким потенциалом низкотемпературной энергии [2–4], который можно использовать в качестве «холодильника» в тепловой машине, работающей по циклу Карно. Потери располагаемой энергии $L_{\text{расп}}$ в сутки при условии использования низкопотенциального тепла криопродукта по циклу Карно рассчитывается следующим образом:

$$L_{\text{расп}} = \frac{Q_{\text{исп}} \cdot \eta}{1 - \eta}, \quad (3)$$

$$\eta = 1 - \frac{T_c}{T_e}. \quad (4)$$

Характеристики различных типов резервуаров. Выполнен анализ основных технических характеристик, а также проведены расчёты энергетических потерь в системах хранения криопродуктов по горизонтальным цилиндрическим и вертикальным цилиндриче-

ским резервуарам с экранно-вакуумной изоляцией для различных криогенных продуктов, выпускаемых промышленностью. В таблице 1 приводятся данные для резервуаров с давлением хранения криопродукта 0,6 МПа, а в таблице 2 – для резервуаров с давлением хранения криопродукта 1,7 МПа.

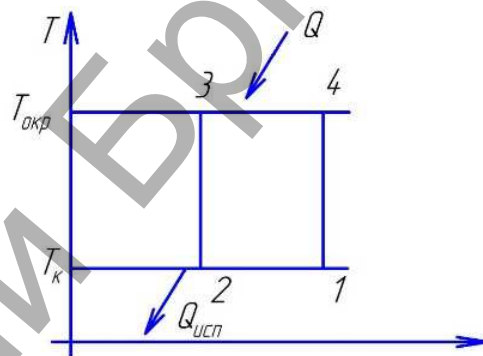


Рисунок 1 – Термодинамический цикл тепловой машины

Учитывая данные, представленные в таблицах 1 и 2, построены зависимости массогабаритных и энергетических характеристик криогенных резервуаров и систем в зависимости от их объема, а также давления хранения.

Потери от испарения в резервуаре в значительной степени зависят от его габаритов и конструкции. При выборе изоляции необходимо учитывать используемую жидкость и то, что толщина изоляции при увеличении объема емкости сосуда обычно возрастает медленнее, чем диаметр сосуда.

В настоящее время накоплен значительный опыт проектирования и изготовления высокоэффективных резервуаров – цистерн для криогенных жидкостей.

В таблицах 1 и 2 представлены основные массогабаритные характеристики резервуаров для хранения криопродуктов, на основании которых построены потери их низкопотенциального тепла и располагаемой энергии при условии использования низкопотенциального тепла по циклу Карно. Также определены удельные объемные суточные потери низкопотенциального тепла криопродукта в зависимости от объема резервуара и удельные объемные суточные потери располагаемой энергии при условии использования низкопотенциального тепла по циклу Карно. Они определяются следующим образом:

$$q_v = Q_{\text{ев}}/V; \quad (5)$$

$$l_v = L_{\text{out}}/V, \quad (6)$$

где q_v – удельные объемные суточные потери низкопотенциального тепла криопродукта; l_v – удельные объемные суточные потери располагаемой энергии при условии использования низкопотенциального тепла по циклу Карно; V – объем резервуара.

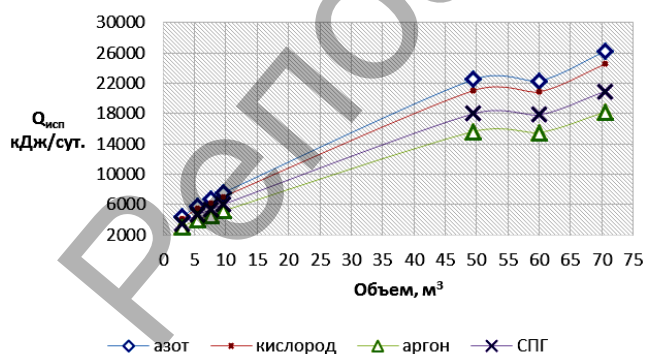
Соответственно зависимости $Q_{\text{исп}}$, $L_{\text{расп}}$, q_v , l_v от объема цилиндрического резервуара при давлении хранения 0,6 МПа представлены на рисунках 2а–5а (вертикальные) и 2б–5б (горизонтальные). Аналогичные зависимости представлены на рисунках 6–9 для криогенных вертикальных резервуаров при давлении хранения 1,7 МПа.

Таблица 1 – Горизонтальные цилиндрические резервуары (ОАО «Криогенмаш»)

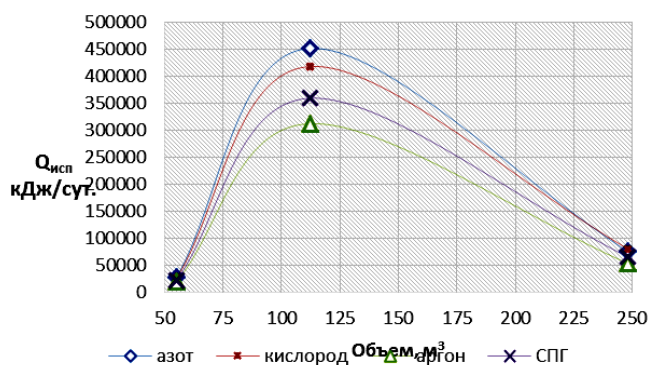
Вместимость V , м ³	5,15	10,10	14,60	20,20	25,90	31,50	37,10
Рабочее давление, МПа	1,70	1,70	1,70	1,70	1,70	1,70	1,70
m_{Σ} – масса хранимого продукта, кг							
азот	3 950	7 750	11 180	15465	19800	24100	28370
кислород	5 570	10 390	15 756	21800	28010	33865	39990
аргон	6 720	13 180	19 320	26730	34230	41650	49035
СПГ	—	4 000	5 780	8000	10255	12475	14690
θ – потери продукта от испарения, %							
азот	0,44	0,29	0,27	0,23	0,20	0,18	0,17
кислород	0,29	0,19	0,18	0,15	0,13	0,12	0,11
аргон	0,27	0,17	0,17	0,14	0,12	0,11	0,10
СПГ	0,31	0,21	0,19	0,16	0,14	0,13	0,12
Габаритные размеры, м							
диаметр	1,91	1,91	2,62	2,62	2,62	2,62	2,62
высота	4,69	7,20	6,86	7,34	8,82	10,30	11,78
Площадь боковой поверхности, м ²	33,86	48,91	67,21	71,16	83,34	95,51	107,69

Таблица 2 – Вертикальные цилиндрические резервуары (ОАО «Криогенмаш»)

Вместимость V , м ³	Вертикальные резервуары						Горизонтальные резервуары			
	3	5,40	7,70	9,60	49,50	60	70,50	55	112	248
Рабочее давление, МПа	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60
m_{Σ} – масса хранимого продукта, кг										
азот	2292	4125	5890	7360	37800	45830	53850	42200	85900	175000
кислород	3255	5860	8310	10380	53700	65100	76485	59300	120800	283000
аргон	3970	7146	10020	12520	65500	79400	93300	72800	148200	30934
СПГ	1188	2138	3050	3800	19600	23760	27920	21780	44355	98210
θ – потери продукта от испарения, %										
азот	0,53	0,39	0,32	0,29	0,17	0,14	0,14	0,18	1,46	0,12
кислород	0,35	0,26	0,21	0,19	0,11	0,09	0,09	0,12	0,97	0,08
аргон	0,32	0,24	0,19	0,17	0,10	0,08	0,08	0,11	0,89	0,07
СПГ	0,38	0,28	0,23	0,21	0,12	0,10	0,10	0,13	1,05	0,09
Габаритные размеры, м										
диаметр	1,51	1,51	1,91	1,91	3,62	3,62	3,62	3,22	3,22	3,54
высота	3,74	5,70	5,47	6,45	9,79	11,27	12,75	3,62	3,62	3,97
Площадь боковой поверхности, м ²	21,31	30,61	38,53	44,41	131,85	148,68	165,50	52,88	52,88	63,80



(а)



(б)

Рисунок 2 – Суточные потери низкопотенциального тепла криопродукта в зависимости от объема резервуара (давление 0,6 МПа)

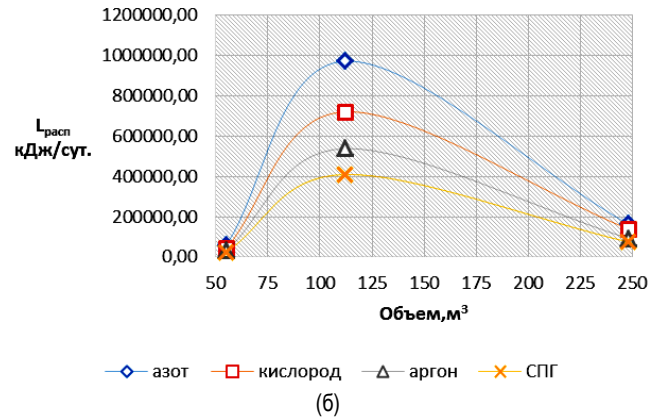
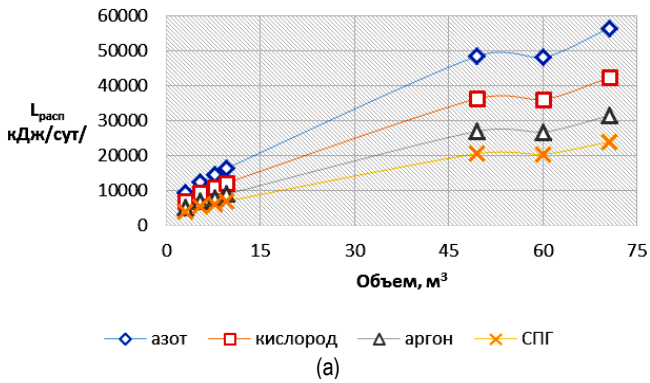


Рисунок 3 – Суточные потери располагаемой энергии при условии использования низкопотенциального тепла по циклу Карно в зависимости от объема резервуара (давление 0,6 МПа)

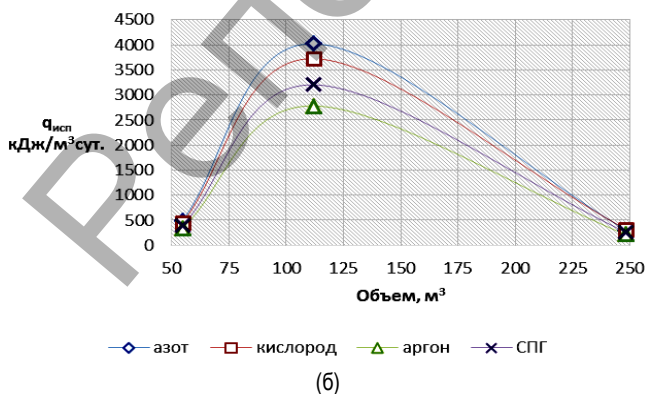
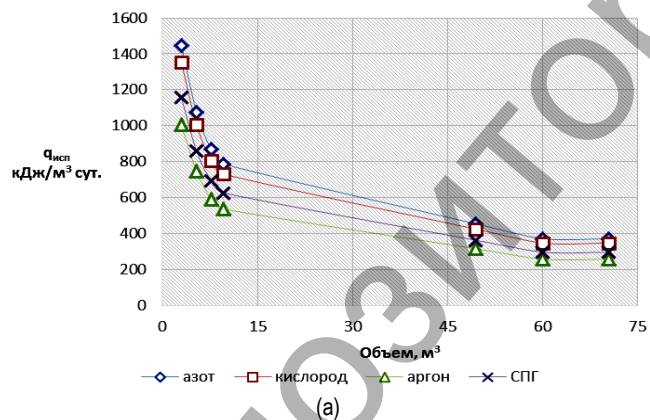


Рисунок 4 – Удельные объемные суточные потери низкопотенциального тепла криопродукта в зависимости от объема резервуара (давление 0,6 МПа)

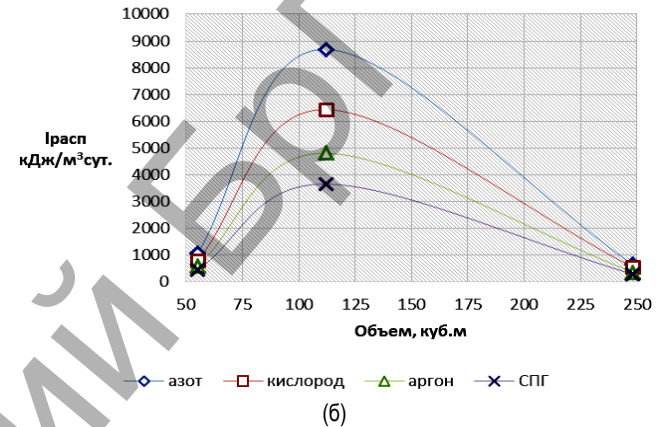
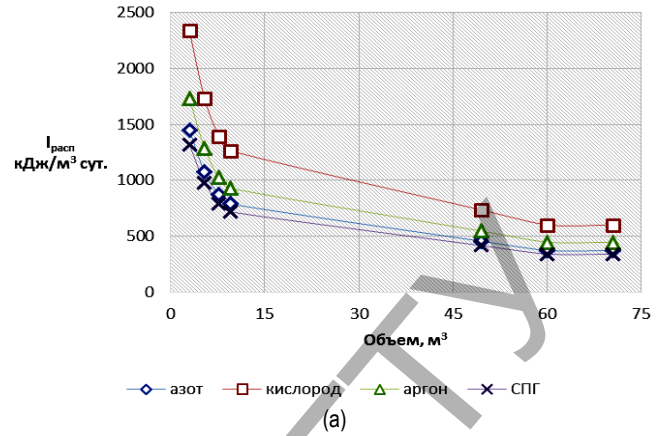


Рисунок 5 – Удельные объемные суточные потери располагаемой энергии при условии использования низкопотенциального тепла по циклу Карно в зависимости от объема резервуара (давление 0,6 МПа)

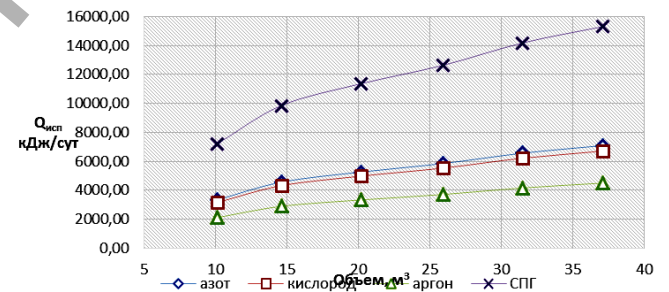


Рисунок 6 – Суточные потери низкопотенциального тепла криопродукта в зависимости от объема вертикального резервуара (давление 1,7 МПа)

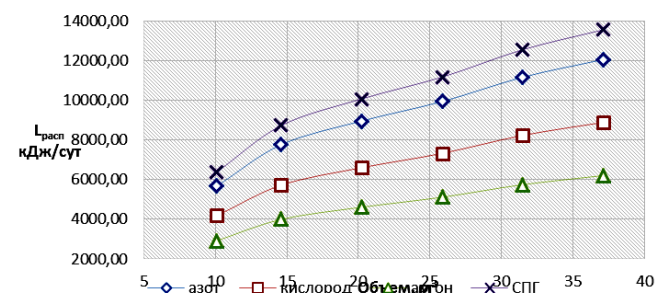


Рисунок 7 – Суточные потери располагаемой энергии при условии использования низкопотенциального тепла по циклу Карно в зависимости от объема вертикального резервуара (давление 1,7 МПа)

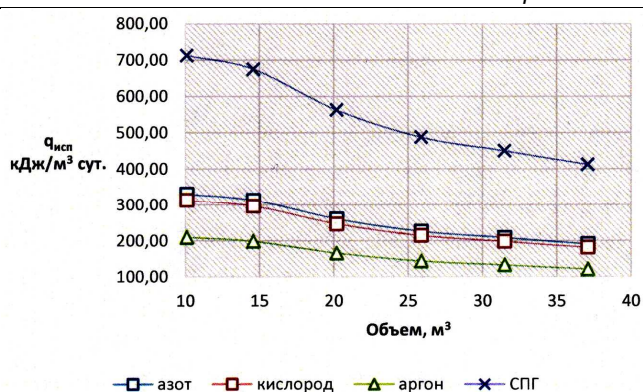


Рисунок 8 – Удельные объемные суточные потери низкопотенциального тепла криопродукта в зависимости от объема вертикального резервуара (давление 1,7 МПа)

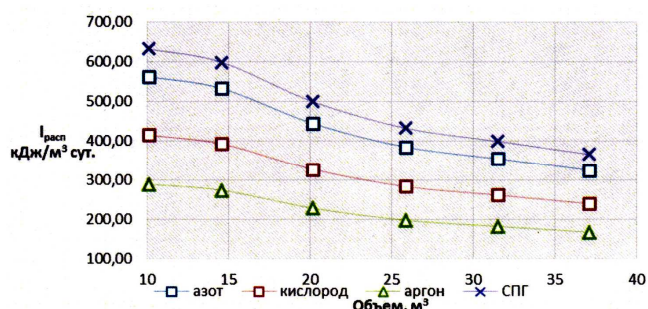


Рисунок 9 – Удельные объемные суточные потери располагаемой энергии при условии использования низкопотенциального тепла по циклу Карно в зависимости от объема вертикального резервуара (давление 1,7 МПа)

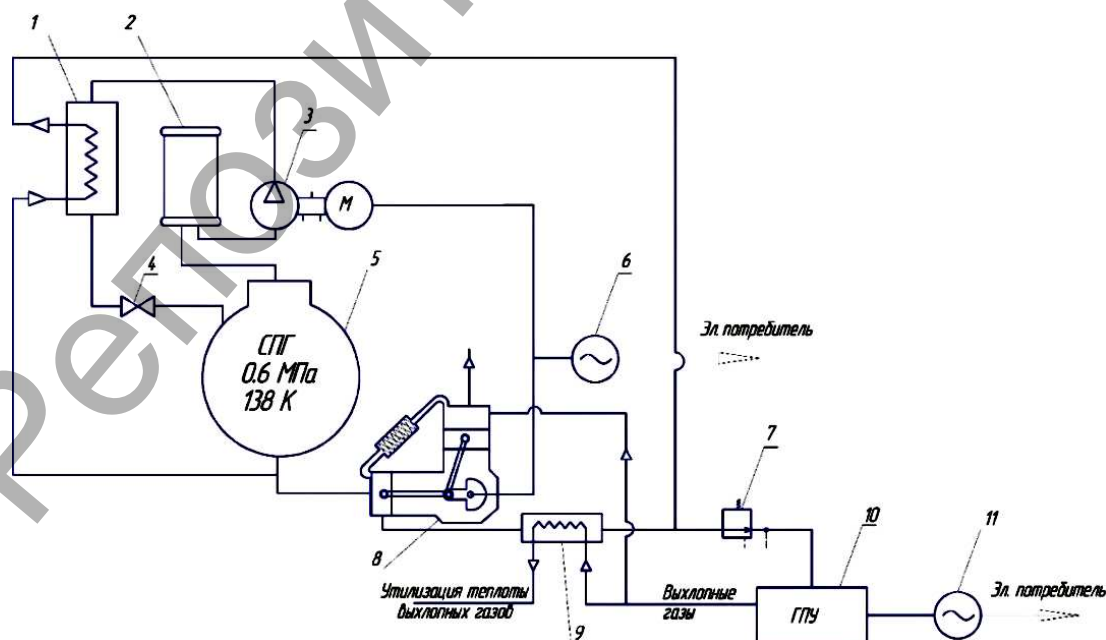
Таким образом, результаты расчета показывают достаточно большое количество теряемой при хранении низкопотенциальной энергии криопродукта. Наибольшим потенциалом криогенной энергии, теряемой при хранении, обладает СПГ. На основании этих результатов возникает задача определения возможных путей решения проблемы потери массы криопродукта за счет испарения в резервуарах и емкостях, а также утилизации теряемой при этом низкопотенциальной энергии.

Схемы решения проблемы. Решением проблемы потери криопродукта (например, для СПГ) при его хранении и соответственно потери его располагаемого низкопотенциального тепла может быть низкотемпературная энергетическая установка на сжиженном природном газе, при эксплуатации которой вырабатывается дополнительная электрическая энергия[5]. Схема разработанной установки (рисунок 10) состоит из двух контуров: контура компенсации потерь при испарении СПГ и контура низкотемпературной установки на основе двигателя Стирлинга. Первый контур (контур компенсации потерь) включает в себя: криогенный резервуар с сжиженным природным газом; дроссельный вентиль, в котором происходит процесс дросселирования с понижением давления и температуры; газовый ресивер, предназначенный для накопления испаряющейся жидкой фазы; теплообменник – испаритель, необходимый для охлаждения нагретого после компрессора газа жидким метаном до температуры, при которой он после дросселирования будет находиться полностью в жидком состоянии; компрессор.

Принцип работы контура компенсации потерь при испарении заключается в следующем. Сжиженный природный газ заправляется в резервуар вместимостью 245 м³ при температуре 138 К и давлении 0,6 МПа. Потери в сутки СПГ в таком резервуаре (масса 98,2 т) 0,09 % от всей массы, т. е. около 85 кг. Испарившийся природный газ через дренажный клапан попадает в ресивер. Накопившиеся за сутки потери сжимаются центробежным компрессором до 5 МПа. Время работы компрессора составляет 10 минут, а мощность электродвигателя для его привода, рассчитанная по методике [5], необходимая для его работы, равна 1,5 кВт (с учетом коэффициента запаса 1,1).

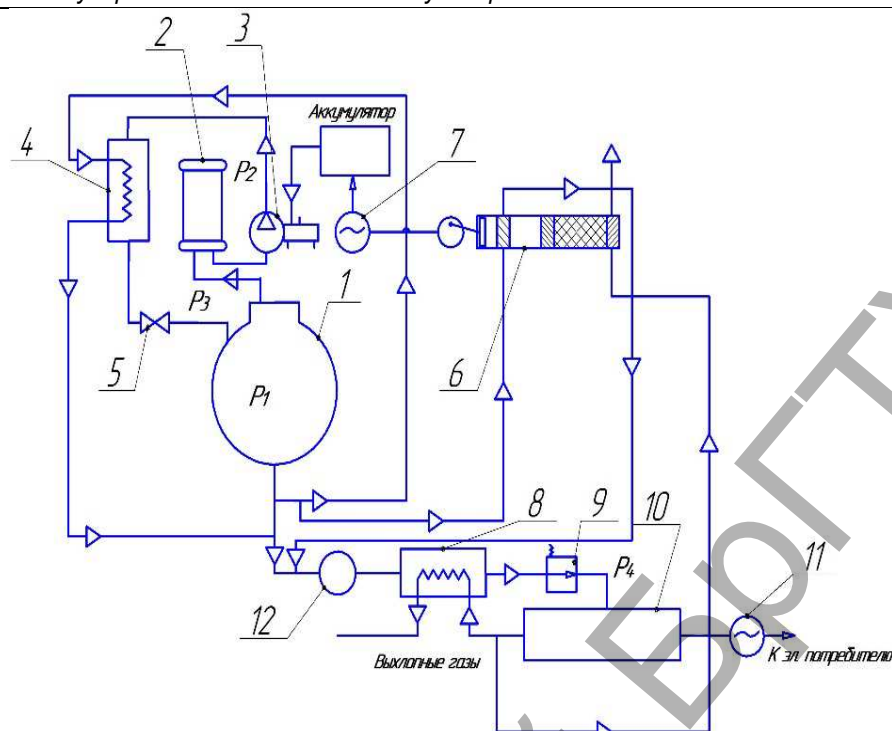
Таблица 3 – Основные энергетические характеристики двигателя Стирлинга, входящего в состав низкотемпературной энергетической установки

Подводимое тепло к двигателю Q_1 , кВт	Отводимое тепло от двигателя Q_2 , кВт	Расчетная мощность двигателя N , кВт	Мощность двигателя с учетом потерь в регенераторе, кВт	Действительная мощность двигателя с учетом реальности процессов, кВт
8,3	3,3	5	4,8	3,1



1 – теплообменник-испаритель; 2 – газовый ресивер; 3 – центробежный компрессор; 4 – дроссельный вентиль; 5 – резервуар со сжиженным природным газом (СПГ); 6 – электрогенератор; 7 – редуктор на 0,1 МПа; 8 – двигатель Стирлинга; 9 – теплообменник-утилизатор; 10 – газовая поршневая установка (ГПУ); 11 – электрогенератор

Рисунок 10 – Принципиальная схема низкотемпературной энергетической установки на основе двигателя Стирлинга



1 – резервуар со сжиженным природным газом (СПГ); 2 – газовый ресивер; 3 – центробежный компрессор; 4 – теплообменник-испаритель; 5 – дроссельный вентиль; 6 – термоакустический двигатель на основе бегущей волны; 7 – электрогенератор; 8 – теплообменник-утилизатор; 9 – редуктор; 10 – газовая поршневая установка (ГПУ); 11 – электрогенератор; 12 – ресивер

Рисунок 11 – Принципиальная схема низкотемпературной энергетической установки на основе термоакустического двигателя

Таблица 4 – Рабочие параметры спроектированного термоакустического электрогенератора (рабочее тело – гелий)

Давление заправки МПа	Рабочая частота Гц	Количество подведенной теплоты кВт	Температура на горячем теплообменнике К	Количество отведенной теплоты кВт	Акустическая мощность кВт
3,1	72	3,7	827,7	2,1	1,6

После компрессора нагретый газ охлаждается жидким метаном в теплообменнике-испарителе и далее дросселируется до 0,65 МПа. Сжиженный газ возвращается обратно в резервуар.

Второй контур низкпотенциальной установки на основе двигателя Стирлинга включает в себя следующие агрегаты: двигатель Стирлинга, включающий в себя три теплообменных аппарата: теплообменник детандерной полости, компрессорной полости, регенеративный теплообменник; теплообменник-утилизатор, необходимый для того, чтобы нагреть метан до температуры окружающей среды, для подачи его в камеру сгорания газопоршневую установку (ГПУ); редуктор, предназначенный для понижения давления; электрогенератор, необходимый для преобразования механической энергии двигателя Стирлинга в электрическую.

Принцип работы контура на основе двигателя Стирлинга заключается в следующем. Компрессорная полость двигателя Стирлинга охлаждается сжиженным природным газом до температуры 158 К, а детандерная полость нагревается от отработанных газов газовой поршневой установки до температуры 400 К. Действительная мощность двигателя составляет 4,8 кВт. Сжиженный газ, пройдя через теплообменник компрессорной полости двигателя Стирлинга, попадает в теплообменник-утилизатор, где подогревается выхлопными газами от ГПУ. После полной газификации газа он используется в камере сгорания ГПУ.

Возможно использовать в контуре низкотемпературной установки в качестве основного энергетического преобразователя термоакустический двигатель.

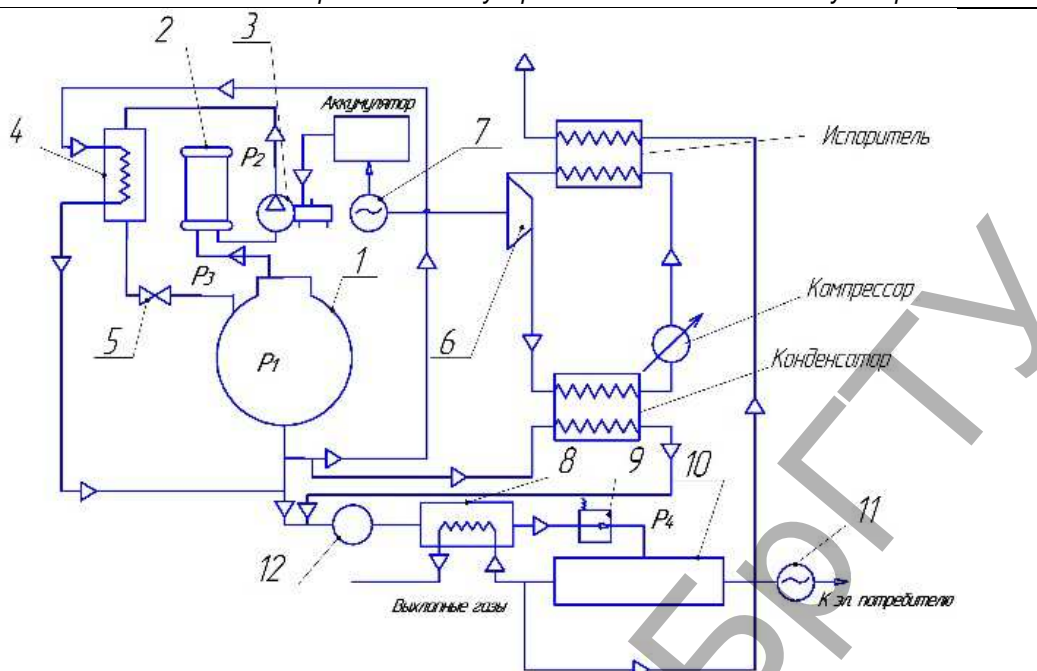
Данный контур работает следующим образом: холодный теплообменник термоакустического двигателя 6 охлаждается сжиженным природным газом из ёмкости 1, а горячий теплообменник нагревает-

ся выхлопными газами ГПУ. Таким образом, двигатель 6 вырабатывает энергию, которую преобразовывает в электрическую энергию с помощью электрогенератора 7, являющийся приводом компрессора 3. СПГ, пройдя через полость термоакустического двигателя 6, попадает в теплообменник-утилизатор 8, где подогревается выхлопными газами от газопоршневой установки 10, затем поступает в редуктор 9, который поддерживает давление на входе в газопоршневую установку 10 постоянным и равным p_4 . После полной газификации газа он подается в газопоршневую установку 10, которая вырабатывает электрическую энергию с помощью электрогенератора 11.

Использование такой установки позволяет компенсировать потери при испарении СПГ из ёмкости, а также получить дополнительную электрическую энергию, которую можно использовать для различных целей, в том числе для решения задач, возникающих при эксплуатации газопоршневой установки.

Третьим вариантом решения описанной выше проблемы является возможность применения в контуре низкотемпературной установки в качестве основного энергетического преобразователя паросиловую установку (рисунок). Используя в качестве рабочего тела паросиловой установки этан, был произведен предварительный расчет основных характеристик такой системы. Основные результаты расчета представлены в таблице 3. Тепло в установке подводится от выхлопных газов ГПУ в теплообменнике-испарителе, а конденсация рабочего тела осуществляется в теплообменнике-конденсаторе за счет испаряющегося СПГ.

Из анализа полученных характеристик следует, что наиболее эффективной для компенсации потерь криопродукта и его низкпотенциального тепла является схема низкотемпературной энергетической установки на основе паросиловой тепловой машины.



1 – резервуар со сжиженным природным газом (СПГ); 2 – газовый ресивер; 3 – центробежный компрессор; 4 – теплообменник-испаритель; 5 – дроссельный вентиль; 6 – паровая установка на основе цикла Ренкина; 7 – электрогенератор; 8 – теплообменник-утилизатор; 9 – редуктор; 10 – газовая поршневая установка (ГПУ); 11 – электрогенератор; 12 – ресивер

Рисунок 12 – Принципиальная схема низкотемпературной энергетической установки на основе паросиловой тепловой машины

Таблица 5 – Основные энергетические характеристики паросиловой тепловой машины, входящей в состав низкотемпературной энергетической установки

Подводимое тепло к паросиловой установке Q_1 , кВт	Отводимое тепло от паросиловой установки Q_2 , кВт	Мощность паросиловой установки, кВт	КПД	Рабочее тело	Расход, кг/с
142	101	41	0,29	Этан	0,22

Заключение. В результате выполненной работы исследованы следующие вопросы:

1. Определены полные и удельные суточные потери низкопотенциального тепла криопродукта в зависимости от объема резервуара, а также полные и удельные суточные потери располагаемой энергии при условии использования его низкопотенциального тепла по циклу Карно.
2. Доказана необходимость решения данной проблемы.
3. Предложены три схемы низкотемпературной энергетической установки, позволяющей совершить реожидение испаряющегося криопродукта и вернуть его в емкость для хранения, получая при этом дополнительную энергию.
4. Наиболее эффективной для компенсации потерь криопродукта и его низкопотенциального тепла является схема низкотемпературной энергетической установки на основе паросиловой тепловой машины.

СПИСОК ЦИТИРОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://www.cryogenmash.ru/tpl/Catalogue_CM_2014.pdf.
2. Xiong, Y. A novel CO₂-capturing natural gas combined cycle with LNG cold energy utilization [Текст] / Y. Xiong, P. Luo, B. Hua // Energy Procedia. – Volume 61. – 2014. – P. 899–903.
3. Blagin, E.V. Estimation of the energy efficiency of cryogenic filled tank using in different system and devices [Текст] / E.V. Blagin, A.I. Dovgiallo, S.O. Nekrasova, D.V. Sarmin, D.A. Uglanov // Applied Thermal Engineering. – 2016. – Volume 101. – P. 537–544.
4. Wang, J. Thermodynamic analysis and optimization of a transcritical CO₂ geothermal power generation system based on the cold energy utilization of LNG [Текст] / J. Wang, J. Wang, Y. Dai, P. Zhao // Applied Thermal Engineering. – Volume 70. – Issue 1, 5 September 2014. – P. 531–540.
5. Новотельнов, В.Н. Криогенные машины [Текст]: учеб. для вузов / В.Н. Новотельнов, А.Д. Суслов, В.Б. Полтараус – СПб.: Политехника, 1999. – 335 с.

Материал поступил в редакцию 28.11.2016

AKSENOVA D.K., BURDINA Ya., NOVIKOV A.V., SOGONOVA A.O., UGLANOV D.A. Decrease in loss of a cryoproduct at his storage in tanks due to use of low-potential power cars

In article authors state an essence of a problem of reduction of losses of a cryoproduct in the course of storage and give dependences for calculation of daily losses of low-potential heat of the evaporated cryoproduct. On the basis of these dependences the analysis of power losses in systems with various types of reservoirs is made. Results show that the size of losses is considerable.

Authors offer various ways of solving the problem. They give a number of schemes of power stations which allow to offset losses due to repeated liquefaction of gas and return to the reservoir, and also to receive the additional electric power. Benefits and shortcomings of each design are noted. It is specified that the most effective is installation on the basis of the steam-power thermal machine. The proposed constructive solutions are rather proved, can be used by the industry and, undoubtedly, are useful.