

DOI: 10.21122/1029-7448-2017-60-3-256-264

УДК 621.565

Анализ экономии затрат энергии в криогенных системах за счет использования теплообменных аппаратов

А. В. Троценко¹⁾

¹⁾Одесская национальная академия пищевых технологий (Одесса, Украина)

© Белорусский национальный технический университет, 2017
Belarusian National Technical University, 2017

Реферат. Определение экономии затрат энергии вследствие реализации принципа регенерации холода относится к числу трудноразрешимых задач эксергетического анализа криогенных систем. В статье рассмотрен способ оценки экономии затрат энергии, обусловленной наличием в схеме криогенной установки теплообменных аппаратов. Проведены расчеты этой экономии для рефрижераторного и ожижительного режимов работы криогенной азотной установки, работающей по простому дроссельному циклу. Способ нахождения экономии является приближенным. Он показал, что для простого дроссельного цикла использование теплообменного аппарата позволяет уменьшить затраты энергии примерно на 30 % независимо от режима работы установки. При этом применение теплообменника дает возможность избежать проблем, связанных с использованием работы, полученной в детандере. Анализ результатов проведенных вычислений показал, что рассматриваемая экономия практически не зависит от режима работы. Для рассчитанных систем определены минимальные давления рабочего тела после компрессора, необходимые для получения заданного количества продукта требуемого качества. Выполненные для цикла Линде расчеты показали, что эта величина зависит от режима работы установки, но существенно меньше давления в цикле. Представленный подход к определению экономии затрат энергии в низкотемпературных системах, обусловленной наличием в их схемах теплообменных аппаратов, может быть применен и для энергетической установки. Для этого нужно переопределить назначение этих аппаратов и изменить в соответствии с ним уравнения эксергетических балансов.

Ключевые слова: эксергетический метод, термодинамический анализ, регенерация холода, теплообменный аппарат, затраты энергии, давление в цикле

Для цитирования: Троценко, А. В. Анализ экономии затрат энергии в криогенных системах за счет использования теплообменных аппаратов / А. В. Троценко // *Энергетика. Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ*. 2017. Т. 60, № 3. С. 256–264. DOI: 10.21122/1029-7448-2017-60-3-256-264

Analysis of Energy Consumption Economy in Cryogenic Systems by the Use of Heat Exchangers

A. V. Trotsenko¹⁾

¹⁾Odessa National Academy of Food Technologies (Odessa, Ukraine)

Abstract. Evaluation of energy consumption economy due to implementation of the principle of cold regeneration is a formidable problem of exergy analysis of cryogenic systems. A method

Адрес для переписки

Троценко Александр Владимирович
Одесская национальная академия
пищевых технологий
ул. Дворянская, 1/3,
65082, г. Одесса, Украина
Тел.: +38 048 720-91-16
trotalex@rambler.ru

Address for correspondence

Trotsenko Aleksandr V.
Odessa National Academy
of Food Technologies
1/3, Dvoryanskaya str.,
65082, Odessa, Ukraine
Tel.: +38 048 720-91-16
trotalex@rambler.ru

for evaluation of power consumption economy due to the presence of heat exchangers in the scheme of cryogenic plant is suggested in the present article. The calculations of the economy for the refrigeration and liquefaction regimes of cryogenic nitrogen plant operating in accordance with a simple throttle cycle have been carried out. The approximate method for evaluation of power consumption economy demonstrated that for a simple throttle cycle the use of the heat exchanger enables to reduce power costs by about 30 % regardless of the mode of operation. The use of a heat exchanger makes it possible to avoid the problems associated with the use of work produced in the expander. The analysis of the results of the performed calculations demonstrated that the economy is practically independent on the operating regime. For the analyzed systems the minimal pressures of the working fluid after compressor that are needed to obtain a specified quantity of a product of required quality have been determined. The calculations made for Linde cycle demonstrated that this value depends on the mode of operation, but it is significantly less than the pressure in the cycle. The presented approach to determining the economy of energy consumption in low-temperature systems is applicable to power plants due to the presence of heat exchangers in its design. For such an application one need to override the purpose of these devices and to alter the equations exergy balances in accordance with it.

Keywords: exergetic method, thermodynamic analysis, cold regeneration, heat exchanger, power consumption, pressure of cycle

For citation: Trotsenko A. V. (2017) Analysis of Energy Consumption Economy in Cryogenic Systems by the Use of Heat Exchangers. *Energetika. Proc. CIS Higher Educ. Inst. and Power Eng. Assoc.* 60 (3), 256–264. DOI: 10.21122/1029-7448-2017-60-3-256–264 (in Russian)

Введение

Теплообменные аппараты – самые распространенные и обязательные элементы любых криогенных установок [1]. В этих установках их основным назначением является внешнее охлаждение прямых потоков высокого давления рабочих тел за счет холода обратных потоков низкого давления, т. е. реализация принципа регенерации холода. Так как всякое охлаждение при температурах, ниже температуры окружающей среды, связано с затратами энергии [2], то наличие теплообменников приводит к уменьшению величины энергии, подводимой извне к низкотемпературной установке. Это уменьшение обычно рассматривается как снижение давления в ее цикле при получении необходимого количества продукта требуемого качества.

Теплообменники относятся к хорошо изученным объектам криогенной техники – как экспериментально, так и теоретически. Именно в криогенике наиболее ярко вырисовывается их роль среди других элементов системы. Термодинамический анализ этих аппаратов (в первую очередь эксергетический) достаточно широко представлен в литературе. Среди множества задач данного направления можно выделить: нахождение составляющих эксергетических потерь в теплообменниках [3, 4]; определение их термодинамической работоспособности [5]; анализ способов восстановления этой работоспособности без изменения схемы цикла [6, 7]; особенности определения их эксергетического КПД [8].

В то же время автору неизвестны работы, в которых бы решалась задача вычисления экономии затрат энергии при использовании теплообменных аппаратов в схемах установок. Без ее решения термодинамический анализ теплообменников, как и всей криогенной установки, вряд ли можно считать полным. Трудность определения этой экономии обусловлена отсутствием в энергетическом балансе аппарата членов, содержащих потоки энергии в форме работы.

Цель исследований – разработка приближенного способа для вычисления уменьшения затрат энергии в низкотемпературной установке при

наличии в ее схеме теплообменных аппаратов и анализ этого способа на примере простого дроссельного цикла.

Способ определения экономии затрат энергии в двухпоточном теплообменнике

Расчетная схема двухпоточного теплообменника Т изображена на рис. 1. В ней использованы следующие условные обозначения: M_m , M_n – расход прямого и обратного потоков рабочих тел; Q_3 – теплоприток к теплообменнику из окружающей среды.

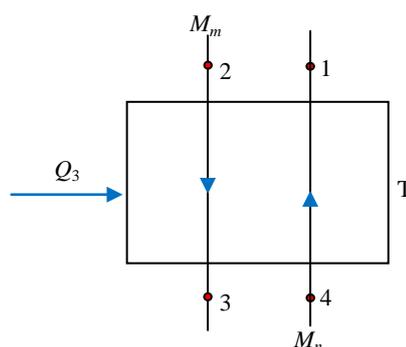


Рис. 1. Схема теплообменного аппарата

Fig. 1. The scheme of the heat exchanger

Как отмечено выше, с рассматриваемым аппаратом не связаны энергетические потоки в форме работы. По этой причине непосредственное применение его энергетического баланса для решения поставленной задачи невозможно, и единственным способом ее вычисления является использование эксергетического баланса. Формальное уравнение эксергетического баланса для теплообменника записывается следующим образом:

$$E_2 + E_4 = E_3 + E_1 + D_e^T, \quad (1)$$

где E_i – значение полной эксергии рабочего тела в i -й узловой точке ($i = 1, 2, 3, 4$); D_e^T – потери из-за необратимости процессов в аппарате.

С учетом назначения теплообменника уравнение (1) трансформируется к виду

$$E_4 - E_1 = E_3 - E_2 + D_e^T. \quad (2)$$

Разность $(E_4 - E_1)$ в левой части равенства (2) представляет собой затраты эксергии обратного потока рабочего тела 4–1, а разность $(E_3 - E_2)$ – приобретенную эксергию прямого потока 2–3. По своей форме (2) подобно известной зависимости для всего цикла [9]

$$L_r = L_{\min} + D_e^S, \quad (3)$$

где L_r , L_{\min} – действительные и минимальные затраты энергии в системе; D_e^S – потери эксергии из-за необратимости процессов в этой системе.

Основное различие между (2) и (3) состоит в том, что в первом из них его левая часть представляет собой затраты эксергии, а в правой части со-

держится эффект от этих затрат. В выражении (3) обе его части отображают затраты энергии, хотя по смыслу величина L_{\min} равна сумме эксергий полученных продуктов. Левую часть (2) можно отождествить с подведенной работой к теплообменнику лишь в случае обратимости процесса 4–1. При отсутствии потерь из-за необратимости в процессе 2–3 возможно считать величину $(E_3 - E_2)$ минимальными затратами энергии на повышение эксергии прямого потока. В действительности наличие различных видов потерь в теплообменнике не дает возможности строго интерпретировать разности $(E_3 - E_2)$ и $(E_4 - E_1)$. По этой причине задача определения экономии затрат энергии теплообменным аппаратом, как и задача нахождения составляющих потерь в нем, может быть решена лишь приближенно.

Степень этого приближения удобно оценивать величиной эксергетического КПД η_e . Ясно, что чем больше значение η_e , тем больше оснований полагать левую часть (2) в качестве экономии затрат энергии теплообменником. Как отмечено в [10], в реальном теплообменнике всегда имеются собственные (неустранимые) потери от неравновесного теплообмена между потоками. Поэтому для него имеет место неравенство $\eta_e < 1$. В то же время теплообменники относятся к числу наиболее совершенных элементов криогенных установок. Их эксергетические КПД обычно имеют высокие значения, что дает основание далее в первом приближении оценивать экономии энергии разностью эксергий обратного потока на входе и выходе аппарата.

Поскольку аналитически решить рассматриваемую задачу в общем виде не представляется возможным, далее в статье ее анализ будет проводиться исходя из термодинамического расчета простого дроссельного цикла.

Экономия затрат энергии в двухпоточном теплообменнике простого дроссельного цикла

Определение экономии затрат энергии целесообразно производить для конкретных схем установок после проведения их термодинамического расчета. В этом случае имеется возможность сопоставлять между собой действительные и сэкономленные составляющие затрат энергии, исследовать влияние различных параметров и характеристик цикла на величину экономии.

Проанализируем простейшую схему криогенной установки – простой дроссельный цикл (цикл Линде), схема которого представлена на рис. 2. Используются следующие условные обозначения эксергетических потоков: L_k – энергия, затраченная в компрессоре; Q_o – теплота, отдаваемая в окружающую среду; Q_2, Q_3 – теплопритоки из окружающей среды к догревателю и теплообменнику соответственно; G_k – расход рабочего тела через компрессор.

Догреватель представляет собой участок трубопровода, на котором за счет теплоты Q_2 происходит подогрев обратного потока до температуры окружающей среды T_{oc} , обусловленный недорекуперацией на теплом конце теплообменника $dT_{1-6} = T_1 - T_6$. Элемент ступени использования охлаждения (СИО) дает возможность применить этот цикл для описания рефрижераторного R и оживительного L режимов работы установки.

Термодинамический расчет цикла Линде производили для рефрижераторной азотной установки холодопроизводительностью 200 Вт на темпера-

турном уровне охлаждения $T_x = 80$ К. Основными исходными данными также являлись: температура окружающей среды $T_{oc} = 293$ К и давление в цикле (после компрессора) 10 МПа. В качестве дополнительных данных, характеризующих технические потери от необратимости процессов, выбрали: недорекуперацию теплообменника $dT_{1,6} = 8$ К; гидравлические потери по прямому потоку $dp_{2,3} = p_2 - p_3$ составляли 3 МПа; теплопритоки из окружающей среды $Q_3 - 5\%$ от тепловой нагрузки теплообменника; изотермический КПД компрессора $\eta_k = 0,65$. Гидравлическое сопротивление по обратному потоку $dp_{5,6} = p_5 - p_6$ определяли как разность давлений на выходе из испарителя и входе в догреватель. Оно составляло 0,03 МПа. Давление в точке 5 соответствовало насыщенному пару при известной температуре T_x , а в точке 6 равнялось 0,1 МПа. Потерями давления в догревателе пренебрегали.

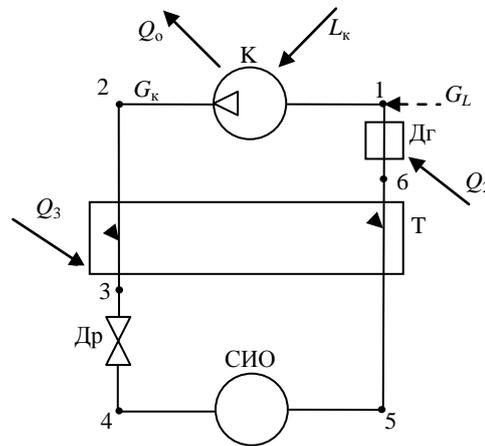


Рис. 2. Схема цикла Линде: К – компрессор; Др – дроссель; Т – теплообменник; СИО – ступень использования охлаждения; Дг – догреватель

Fig. 2. The scheme of the Linde cycle: К – compressor; Др – throttle; Т – heat exchanger; СИО – cooling stage; Дг – preheater

Схемы элементов СИО для различных режимов работы системы изображены на рис. 3, где Q_x – холодопроизводительность установки; G_L – расход жидкости, выдаваемый потребителю. В режиме R поток рабочего тела G_L , подаваемый на всасывание в компрессор и отмеченный на рис. 2 штриховой линией, отсутствует. Узловая точка 0 на рис. 3 и далее определяет состояние насыщенной жидкости.

Результаты термодинамического расчета простого дроссельного цикла отображены в табл. 1, где использованы следующие условные обозначения: l_e, l_k – мольные значения соответственно экономии и затрат энергии; η_r – эксергетический КПД теплообменника. Расчет η_r производили исходя из формального уравнения эксергетического баланса (1) по формуле

$$\eta_r = \frac{E_3 + E_1}{E_2 + E_4}. \quad (4)$$

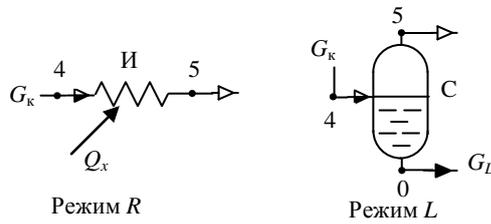


Рис. 3. Схемы ступеней использования охлаждения для различных режимов работы установки: И – испаритель; С – сборник жидкости

Fig. 3. The schemes of using the cooling stages for different operating regimes of cryogenic plant: И – evaporator; С – liquid collector

Таблица 1

Показатели экономии затрат энергии для цикла Линде в рефрижераторном режиме
Energy consumption economy for the Linde cycle in the refrigeration regime

Технические потери	l_e , кДж/моль	l_k , кДж/моль	l_e/l_k	η_r
Все потери	5,84	17,55	0,33	0,787
$dT_{1-6} = 0$	5,84	17,55	0,33	0,798
$dp_{2-3} = 0$	5,84	17,55	0,33	0,790
$dp_{5-6} = 0$	5,12	16,45	0,31	0,828
$\eta_k = 1$	5,84	11,40	0,51	0,787
$Q_3 = 0$	5,85	17,55	0,33	0,787
Без потерь	5,13	10,69	0,48	0,842

В первой колонке табл. 1 строка «Все потери» означает, что в расчете учитываются все технические потери, а строка «Без потерь» предполагает учет только собственных потерь в цикле. Каждая из остальных строк таблицы характеризует исключаемый вид технической потери (определяемой соответствующим равенством) при неизменных значениях остальных дополнительных исходных данных.

Как видно из табл. 1, составляющие потерь от необратимости в теплообменнике слабо влияют на экономию затрат, за исключением гидравлического сопротивления обратного потока. Данный факт объясняется принятыми одинаковыми величинами количества и качества продукта во всех вариантах расчетов. Поэтому для обеспечения условия $dp_{5-6} = 0$ необходимо было принять давление перед компрессором, равным 0,13 МПа, что повлекло уменьшение экономии и затрат энергии, а также увеличение значения η_r .

Наиболее существенный вклад в снижение затрат энергии вносят технические потери в компрессоре, которые определяются величиной η_k . Компрессор в контексте термодинамического расчета можно условно считать изолированным элементом. При постоянствах количества и качества получаемого продукта в рассматриваемой установке, а также фиксированных значений давлений на входе и выходе из компрессора затраты энергии в нем зависят от расхода рабочего тела G_k . Как показывают проведенные расчеты, величина G_k практически не зависит от вида исключаемой технической потери.

При исключении всех технических потерь уменьшается значение l_e , одновременно незначительно увеличиваясь по сравнению с вариантом $dp_{5-6} = 0$.

В этом случае затраты энергии l_k в цикле без технических потерь имеют минимум, а эксергетический КПД – максимум.

Кроме рассмотренной экономии затрат энергии, самостоятельный интерес представляет минимальное давление после компрессора $p_{2\min}$, необходимое для получения заданного количества продукта требуемого качества. Это дает возможность оценить, насколько возможное снижение давления в цикле из-за наличия теплообменника приближается к величине $p_{2\min}$. Для нахождения значения $p_{2\min}$ используются:

известное равенство для обратного цикла Карно

$$l_k = q_x \frac{T_{oc} - T_x}{T_x}; \quad (5)$$

выражение для мольной изотермической работы сжатия

$$l_k = T_{oc} (s_1 - s_2) - (h_1 - h_2), \quad (6)$$

где s, h – соответственно мольные значения энтропии и энтальпии рабочего тела.

Формулы (5) и (6) совместно с уравнением состояния вещества представляют собой систему, из которой при заданных значениях q_x, T_x, T_{oc}, p_1 находится $p_{2\min}$. В общем случае зависимость $l_k(p_2)$ может быть выявлена из равенства (6) при известных T_{oc} и p_1 . График этой зависимости при $p_1 = 0,1$ МПа и расходе G_k , соответствующем варианту со всеми техническими потерями, представлен на рис. 4.

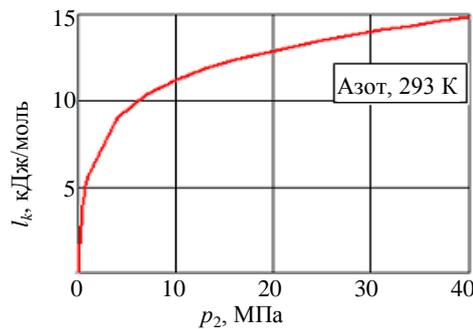


Рис. 4. Зависимость изотермической работы сжатия от давления в цикле

Fig. 4. The dependence of the isothermal compression work on cycle pressure

Трассировкой увеличенного фрагмента графика на рис. 4 установлено, что $p_{2\min} = 0,13$ МПа. Это незначительно превышает давление на всасывании в компрессор. Таким образом, в данном случае снижение давления, обусловленное теплообменником, не играет определяющей роли для термодинамического совершенства цикла, поскольку $p_2 \gg p_{2\min}$.

Анализ экономии затрат энергии теплообменником простого дроссельного цикла в ожижительном режиме производили при тех же основных исходных данных, что и в рефрижераторном режиме. При этом производительность жидкого криопродукта G_L соответствовала величине полученного холода и рассчитывалась по формуле

$$G_L = Q_x / r, \quad (7)$$

где r – мольная теплота парообразования азота при давлении в испарителе.

Результаты расчетов для ожижительной установки приведены в табл. 2. Они практически полностью совпадают с данными табл. 1, что может быть объяснено малым значением коэффициента ожижения. Таким образом, в данном случае выводы относительно влияния составляющих потерь от необратимостей процессов на экономию затрат энергии, обусловленную наличием в схеме теплообменного аппарата, практически не зависят от режима работы установки.

Таблица 2

Показатели экономии затрат энергии для цикла Линде в ожижительном режиме
Energy consumption economy for the Linde cycle in the liquefaction regime

Технические потери	l_e , кДж/моль	l_k , кДж/моль	l_e/l_k	η_r
Все потери	5,84	17,55	0,33	0,787
$dT_{1-6} = 0$	5,84	17,55	0,33	0,797
$dp_{2-3} = 0$	5,84	17,55	0,33	0,790
$dp_{5-6} = 0$	5,13	16,46	0,31	0,828
$\eta_k = 1$	5,84	11,40	0,51	0,787
$Q_3 = 0$	5,85	17,55	0,33	0,801
Без потерь	5,13	10,70	0,48	0,854

Для определения минимальной величины давления после компрессора в режиме L вместо (5) необходимо использовать выражение

$$l_k = T_{oc}(s_{oc} - s_0) - (h_{oc} - h_0). \quad (8)$$

Решение системы, состоящей из уравнений (6) и (8), и использование графической зависимости на рис. 4 дает возможность установить, что минимальное давление после компрессора для режима L равно 0,24 МПа, что значительно меньше давления в цикле.

ВЫВОДЫ

1. Определение экономии затрат энергии вследствие реализации принципа регенерации холода относится к числу трудноразрешимых задач эксергетического анализа криогенных систем. Предложенный способ нахождения этой экономии является приближенным. Он показал, что для простого дроссельного цикла использование теплообменного аппарата позволяет уменьшить затраты энергии примерно на 30 % независимо от режима работы установки. При этом применение теплообменника дает возможность избежать проблем, связанных с использованием работы, полученной в детандере.

2. Самостоятельный интерес представляет задача вычисления минимального давления после компрессора, необходимого для получения заданного количества продукта требуемого качества. Проведенные расчеты для цикла Линде показали, что эта величина зависит от режимов работы установки, но для каждого из них существенно меньше давления в цикле.

3. Представленный подход к определению экономии затрат энергии в низкотемпературных системах, обусловленной наличием в их схемах теплообменных аппаратов, может быть применен и для энергетической установки. Для этого нужно переопределить назначение этих аппаратов и изменить в соответствии с ним уравнения эксергетических балансов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Григорьев, В. А. Тепло- и массообменные аппараты криогенной техники / В. А. Григорьев, Ю. И. Крохин. М.: Энергоиздат, 1982. 312 с.
 2. Бродянский, В. М. Термодинамические основы криогенной техники / В. М. Бродянский, А. М. Семенов. М.: Энергия, 1980. 448 с.
 3. Троценко, А. В. Метод определения и анализ составляющих эксергетических потерь в теплообменных аппаратах / А. В. Троценко // Технические газы. 2007. № 1. С. 56–62.
 4. Троценко, А. В. Предельные эксергетические потери в теплообменном аппарате дроссельной ступени окончательного охлаждения криогенной системы / А. В. Троценко // Технические газы. 2007. № 2. С. 56–60.
 5. Троценко, А. В. Анализ работоспособности многопоточных теплообменных аппаратов / А. В. Троценко // Технические газы. 2003. № 2. С. 9–16.
 6. Троценко, А. В. Восстановление термодинамической работоспособности двухпоточного теплообменника в цикле высокого давления путем изменения расхода / А. В. Троценко, М. В. Поддубная // Технические газы. 2012. № 1. С. 56–61.
 7. Троценко, А. В. Восстановление термодинамической работоспособности теплообменника в цикле высокого давления путем варьирования технических потерь / А. В. Троценко, М. В. Поддубная // Вестник Международной академии холода. 2012. № 3. С. 39–44.
 8. Троценко, А. В. Анализ эксергетического КПД как критерия термодинамической эффективности низкотемпературных систем / А. В. Троценко // Технические газы. 2015. № 6. С. 23–30.
 9. Архаров, А. М. Криогенные системы: основы теории и расчета / А. М. Архаров, И. В. Марфенина, Е. И. Микулин. М.: Машиностроение, 1988. 454 с.
 10. Троценко, А. В. Термодинамическая идеализация процессов и циклов низкотемпературных систем / А. В. Троценко // Технические газы. 2008. № 2. С. 56–61.
- Поступила 18.04.2016 Подписана в печать 27.06.2016 Опубликована онлайн 30.05.2017

REFERENCES

1. Grigorev V. A., Krokhin Yu. I. (1982) *Heat- and Mass-Exchange Apparatus of Cryogenic Engineering*. Moscow, Energoizdat Publ. 312 (in Russian).
2. Brodyanskiĭ V. M., Semenov A. M. (1980) *Thermodynamic Fundamentals of Cryogenic Engineering*. Moscow, Energiya Publ. 448 (in Russian).
3. Trotsenko A. V. (2007) Method for the Determination and Analysis of the Components of the Exergy Losses in Heat Exchangers. *Tekhnicheskie Gazy* [Technical Gases], (1), 56–62 (in Russian).
4. Trotsenko A. V. (2007) Limit Exergy Losses in the Heat Exchanger of Throttle Stage of Final Cooling of the Cryogenic System. *Tekhnicheskie Gazy* [Technical Gases], (2), 56–60 (in Russian).
5. Trotsenko A. V. (2003) Analysis of Efficiency of Multiflow Heat Exchangers. *Tekhnicheskie Gazy* [Technical Gases], (2), 9–16 (in Russian).
6. Trotsenko A. V. (2012) Recovery Thermodynamic Efficiency of the Dual-Flow Heat Exchanger in the Cycle High Pressure Cycle by Changing the Flow Rate. *Tekhnicheskie Gazy* [Technical Gases], (1), 56–61 (in Russian).
7. Trotsenko A. V., Poddubnaya M. V. (2012) Recovery Thermodynamic Efficiency of the Heat Exchanger in the Cycle High Pressure Cycle by Variation of Technical Losses. *Vestnik Mezhdunarodnoi Akademii Kholoda* [Herald of the International Academy of Refrigeration], (3), 39–44 (in Russian).
8. Trotsenko A. V. (2015) Analysis of Exergy Efficiency as a Criterion of the Thermodynamic Efficiency of Low Temperature Systems. *Tekhnicheskie Gazy* [Technical Gases], (6), 23–30 (in Russian).
9. Arkharov A. M., Marfenina I. V., Mikulin Ye. I. (1988) *Cryogenic Systems: Fundamentals of the Theory and Calculation*. Moscow, Mashinostroenie Publ. 454 (in Russian).
10. Trotsenko A. V. (2008) Idealized Thermodynamic Processes and Cycles for Low Temperature Systems. *Tekhnicheskie Gazy* [Technical Gases], (2), 56–61 (in Russian).

Received: 18 April 2016

Accepted: 27 June 2016

Published online: 30 May 2017