

УДК 55.39.41

URL: <https://ptsj.bmstu.ru/catalog/pmc/mdpr/1044.html>

УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ МАЛОТОННАЖНОЙ УСТАНОВКИ ПО ПРОИЗВОДСТВУ СЖИЖЕННОГО ПРИРОДНОГО ГАЗА

Саломакин Д.А

dan.salomakin@gmail.com

МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация

Повышение термодинамической эффективности и уменьшение воздействия на окружающую среду малотоннажных установок по производству сжиженного природного газа (СПГ) — важнейшая задача, решаемая газовой промышленностью Российской Федерации. Для холодильной машины, используемой в установке для получения СПГ, рассмотрены вопросы замены хладагента R22 хладагентом R290 (пропан) и замены холодильного цикла с двухступенчатым сжатием и регулирующим вентилем после теплообменника циклом с одноступенчатым винтовым маслозаполненным компрессором, регенератором и экономайзером. В ходе сравнения выявлены преимущества усовершенствованного варианта, что позволяет оценить целесообразность перехода на новые хладагент и холодильный цикл.

Ключевые слова: холодильная техника, сжиженный природный газ, холодильный цикл, винтовой маслозаполненный компрессор, экономайзер, регенератор

Введение. В городе Калининграде эксплуатируется малотоннажная установка по производству сжиженного природного газа (СПГ), которая в качестве исходного сырья использует природный газ, поступающий из автомобильной газонаполнительной компрессорной станции (АГНКС). Технологический процесс сжижения природного газа (рис. 1) заключается в следующем.

Сжатый до 24 МПа и осушенный до температуры точки росы -70°C на АГНКС производственный газ направляется в блок ожижения, где он последовательно охлаждается в теплообменниках ТО1, ТО2 и ТО3. Теплообменник ТО2 служит испарителем холодильной машины с двухступенчатым поршневым компрессором, работающей на R22.

После теплообменника ТО3 газ высокого давления, который является рабочим потоком, направляется в эжектор. Газ проходит сверхзвуковое сопло, в котором его давление снижается до 1,2 МПа и температура падает до -119°C , поступает в камеру смешения и подсасывает в нее возвратный газ из емкости для СПГ. В камере смешения два потока объединяются и подаются в диффузор эжектора, где происходит торможение газа и рост давления. Повышение давления низконапорного газа происходит без затрат внешней энергии. На выходе из эжектора давление газа выше, чем давление низкона-

порного газа. Расширенный в эжекторе газ подается в сепаратор, где жидкая фракция отделяется от газа. Жидкость, отделенная в сепараторе, дросселируется до давления 0,4 МПа и направляется в емкость для хранения СПГ, а пар поступает в камеру смешения эжектора. Паровая фракция из сепаратора проходит через теплообменники ТО1 и ТО2, охлаждает производственный поток и подается на всасывание компрессоров АГНКС. Главные преимущества предложенной схемы — простота и надежность [1].

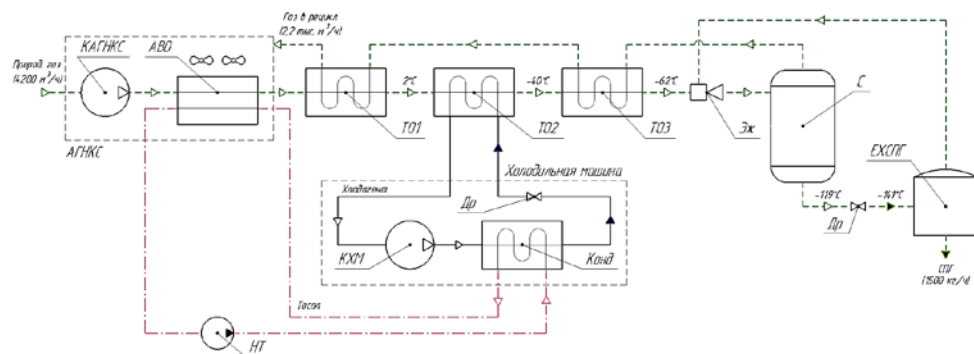


Рис. 1. Принципиальная схема дроссельно-эжекторного цикла с предварительным охлаждением [1]:

КАГНКС — компрессор на АГНКС; АВО — аппарат воздушного охлаждения; ТО1, ТО2, ТО3 — теплообменные аппараты; КХМ — компрессор холодильной машины; Конд — конденсатор; Др — дроссель; НТ — насос линии тосола; Эж — эжектор; С — сепаратор; ЕХСПГ — емкость для хранения СПГ

В 1987 году странами — участниками ООН был подписан Монреальский протокол, направленный на постепенное сокращение производства и использования химических веществ, разрушающих озоновый слой. В перечень этих веществ вошел фреон R22. В связи с этим возникла необходимость перехода на холодильную машину, в которой используется альтернативный хладагент. Кроме того, для повышения термодинамической эффективности предлагается внести изменения в схему цикла [2, 3].

Цель работы — повышение термодинамической эффективности и экологичности дроссельно-эжекторного цикла с предварительным охлаждением за счет усовершенствования холодильной машины, входящей в его состав.

Методы достижения цели. Применение в холодильной машине вместо цикла с двухступенчатым сжатием в поршневом компрессоре и регулирующим вентилем (РВ) после теплообменника цикла с одноступенчатым сжатием в винтовом компрессоре и экономайзером. Это удешевит холо-

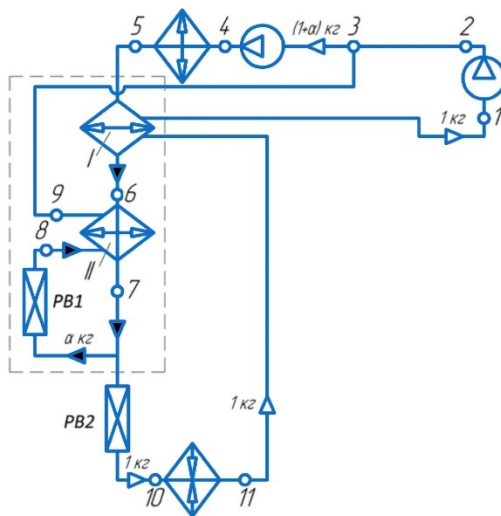
дильную установку, повысит ее надежность и приведет к уменьшению затрат энергии на получение 1 кВт холода, т. е. к увеличению холодильного коэффициента.

Применение вместо холодильного агента R22 агента R290 позволяет уменьшить отрицательное воздействие холодильной машины на окружающую среду. R290 — компонент природного газа, без цвета и запаха, который полностью безопасен для озонового слоя атмосферы. Потенциал глобального потепления у него равен 3, в то время как у R22 — 1810 [2, 3]. Хладагент R290 является горючим, что ограничивает сферы его использования. Поскольку сам объект, на котором смонтирована холодильная установка, пожаро- и взрывоопасен, его использование допустимо.

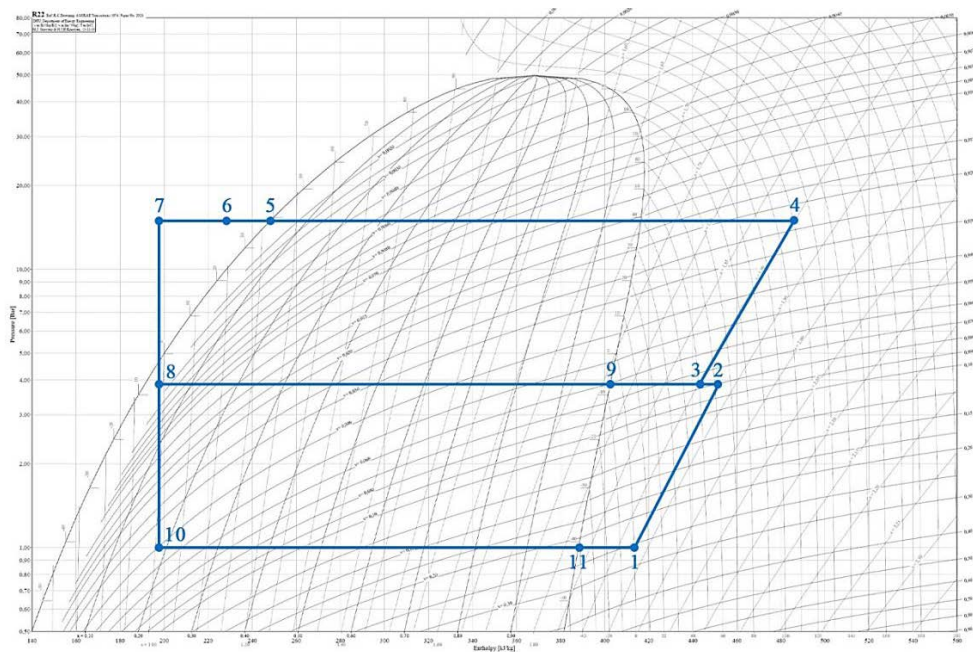
В планах провести сравнение холодильных машин на основе выполненных расчетов холодильных циклов.

Холодильная машина с двухступенчатым сжатием и регулирующим вентилем после теплообменника. В двухступенчатой холодильной машине (рис. 2) в качестве рабочего вещества применяется R22. 1 кг рабочего вещества сжимается компрессором 1-й ступени (процесс 1–2) и направляется во 2-ю ступень. Перед компрессором 2-й ступени пар смешивается с α кг холодного пара (состояние 9), который поступает из жидкостного теплообменника. Рабочее вещество в результате смешения охлаждается до состояния 3. Таким образом, в компрессоре 2-й ступени сжимается большее по массе количество рабочего вещества, чем в компрессоре 1-й ступени. После сжатия во 2-й ступени (процесс 3–4) рабочее вещество конденсируется (процесс 4–5). Далее жидкое рабочее вещество в количестве $(1 + \alpha)$ кг поступает в регенератор, где охлаждается (процесс 5–6) холодным паром рабочего вещества, идущего из испарителя. Затем рабочее вещество направляется в жидкостной теплообменник, где также охлаждается (процесс 6–7). Охлаждение происходит в результате теплообмена с жидкостью, дросселируемой во вспомогательном регулирующем вентиле (процесс 7–8). 1 кг рабочего вещества дросселируется в основном дроссельном вентиле (процесс 7–10) и поступает в испаритель, где кипит (процесс 10–11) за счет теплоты источника низкой температуры. Из испарителя пар рабочего вещества поступает в регенератор, где нагревается (процесс 11–1) за счет теплоты, отбираемой от жидкого рабочего вещества, идущего из конденсатора, и затем поступает в компрессор 1-й ступени.

Теплообменники холодильной машины служат прежде всего для сокращения необратимых потерь, связанных с дросселированием, и повышения холодопроизводительности цикла [4, 5].



а



б

Рис. 2. Холодильная машина с двухступенчатым сжатием и РВ после теплообменника:

а — схема; б — цикл, вписанный в диаграмму

Расчет цикла холодильной машины с двухступенчатым сжатием и регулирующим вентилем после теплообменника. Для определения количества рабочего вещества в меньшем потоке α используем уравнение теплового баланса теплообменников I и II:

$$h_5(1+\alpha) + h_{11} = h_7 + h_9\alpha + h_1,$$

где h_i — энтальпия в i -й точке.

Для нахождения энтальпии рабочего вещества в точке 6 применим уравнение теплового баланса теплообменника I:

$$h_5(1+\alpha) + h_{11} = h_6(1+\alpha) + h_1.$$

Энтальпию рабочего вещества в точке 3 найдем из уравнения смешения:

$$h_2 + h_9\alpha = h_3(1+\alpha). \quad (1)$$

Параметры точек холодильного цикла представлены в табл. 1.

Таблица. 1. Параметры точек цикла холодильной машины с двухступенчатым сжатием и регулирующим вентилем после теплообменника

Параметр	Номер точки										
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
p , МПа	0,0956	0,379	0,379	1,50	1,50	1,50	1,50	0,379	0,379	0,0956	0,0956
T , К	273	335	324	396	312	297	270	265	265	231	231
h , кДж/кг	413	451	444	488	248	227	196	196	402	196	388

Холодильный коэффициент идеального цикла

$$\varepsilon_{ид} = \frac{q_0}{l_1 + l_{II}(1+\alpha)}, \quad (2)$$

где q_0 — удельная массовая холодопроизводительность; l_1 , l_{II} — удельные работы компрессоров первой и второй ступени.

Холодильный коэффициент действительного цикла

$$\varepsilon_d = \frac{Q_0}{N_e}, \quad (3)$$

где Q_0 — холодопроизводительность; N_e — эффективная мощность компрессоров.

Результаты расчета холодильного цикла сведены в табл. 2.

Таблица. 2. Результаты расчета цикла холодильной машины с двухступенчатым сжатием и регулирующим вентилем после теплообменника

Параметр	Единицы измерения	Значение
q_0	кДж/кг	192
l_1	кДж/кг	38,0
l_{II}	кДж/кг	44,0
α	—	0,175
Q_0	кВт	160
N_e	кВт	108
$\varepsilon_{ид}$	—	2,14
ε_d	—	1,48

Двухступенчатая холодильная машина с одноступенчатым винтовым маслозаполненным компрессором, регенератором и экономайзером. В схеме двухступенчатой холодильной машины (рис. 3) в качестве рабочего вещества применяется пропан R290. Рабочее вещество в количестве 1 кг в состоянии 1 всасывается в рабочие ячейки винтового маслозаполненного компрессора (ВКМ).

После отсоединения рабочих ячеек от окна всасывания за счет уменьшения их объема происходит повышение давления находящегося там рабочего вещества. В тот момент, когда давление в рабочей полости достигает значений $p_m = 0,12$ МПа (процесс сжатия 1–2), она соединяется с окном, через которое в полость поступает пар рабочего вещества в количестве α кг при давлении p_m в состоянии 9 из теплообменника, получившего название «экономайзер».

В результате смешения получается $(1 + \alpha)$ кг пара в состоянии 3, который далее сжимается в этой же полости до состояния 4 (процесс 3–4). После прохождения конденсатора и регенератора жидкое рабочее вещество дополнительно охлаждается, проходя через экономайзер (процесс 6–7). Далее пропан делится на два потока: α кг дросселируется во вспомогательном дроссельном вентиле (процесс 7–8) и поступает в экономайзер, 1 кг дросселируется в основном дроссельном вентиле (процесс 7–10) и поступает в испаритель.

Таким образом, в рассматриваемой схеме двухступенчатое сжатие рабочего вещества с промежуточным охлаждением за счет холодного пара, поступающего из теплообменника, происходит в одном компрессоре [4, 5].

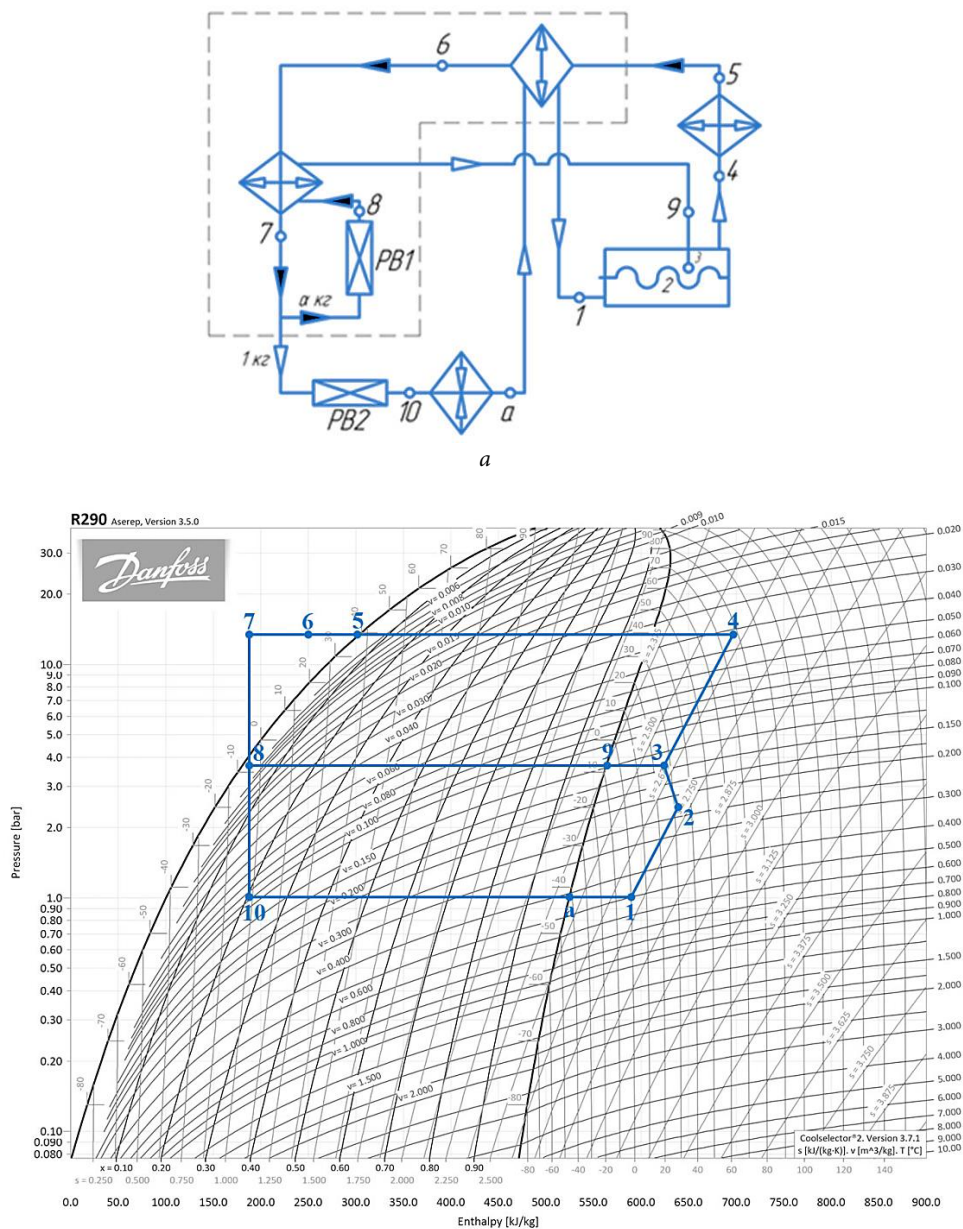


Рис. 3. Двухступенчатая холодильная машина с одноступенчатым ВКМ, регенератором и экономайзером:

a — схема; *б* — цикл, вписанный в диаграмму

Расчет цикла двухступенчатой холодильной машины с одноступенчатым винтовым маслозаполненным компрессором, регенератором и экономайзером. Для определения количества рабочего вещества в меньшем потоке α используем уравнение теплового баланса системы, состоящей из регенератора, экономайзера и дополнительного дроссельного вентиля:

$$h_5(1+\alpha)+h_a=h_7+h_9+h_1.$$

Для нахождения энтальпии рабочего вещества в точке 6 применим уравнение теплового баланса регенератора:

$$h_5(1+\alpha)+h_a=h_6(1+\alpha)+h_1.$$

Энтальпию рабочего вещества в точке 3 найдем из уравнения смешения (1). Формулы для определения холодильных коэффициентов аналогичны формулам (2) и (3).

Параметры точек холодильного цикла представлены в табл. 3. Результаты расчета холодильного цикла сведены в табл. 4.

Таблица. 3. Параметры точек цикла холодильной машины с одноступенчатым ВКМ, регенератором и экономайзером

Параметр	Номер точки										
	а	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
p , МПа	0,101	0,101	0,247	0,367	1,33	1,33	1,33	1,33	0,367	0,367	0,101
T , К	231	273	304	300	352	312	292	268	265	265	231
h , кДж/кг	526	590	637	626	697	302	248	188	188	565	188

Таблица. 4. Результаты расчета цикла холодильной машины с одноступенчатым ВКМ, регенератором и экономайзером

Параметр	Единицы измерения	Значение
q_0	кДж/кг	338
h_l	кДж/кг	71,8
h_{II}	кДж/кг	71,0
α	—	0,190
Q_0	кВт	160
N_e	кВт	107
$\epsilon_{ид}$	—	2,16
ϵ_d	—	1,50

Заключение. Двухступенчатая холодильная машина с одноступенчатым ВКМ, регенератором и экономайзером, работающая на R290, имеет следующие преимущества по сравнению с холодильной машиной с двухступенчатым сжатием и регулирующим вентилем после теплообменника:

- большой холодильный коэффициент действительного цикла ε_d (равный 1,50), чем у двухступенчатой холодильной машины с теплообменниками, работающей на хладагенте R22, который составляет 1,48;
- отсутствие пагубного влияния на озоновый слой Земли;
- меньшую стоимость самой установки из-за того, что одноступенчатый маслозаполненный винтовой компрессор дешевле двухступенчатого поршневого компрессора;
- установка с использованием пропана имеет меньшие габариты блока компрессорно-конденсаторного агрегата, поскольку винтовой компрессор намного меньше поршневого.

Подводя итоги, можно сказать, что переход к новой схеме позволит не только повысить экологичность рассматриваемого цикла, но и обеспечить увеличение его термодинамической эффективности и уменьшит стоимость компрессорно-конденсаторного агрегата.

Литература

- [1] Автономова И.В. *Компрессорные станции и установки. Ч. 2. Методы очистки газа на компрессорных станциях*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2011, 61 с.
- [2] *Монреальский протокол по веществам, разрушающим озоновый слой. Приложение С*. URL: <https://fsvps.gov.ru/files/rukovodstvo-po-monrealskomu-protok> (дата обращения 15.11.2014).
- [3] *Монреальский протокол по веществам, разрушающим озоновый слой. Приложение F*. URL: <https://fsvps.gov.ru/files/rukovodstvo-po-monrealskomu-protok> (дата обращения 15.11.2014).
- [4] Бараненко А.В., Бухарин Н.Н., Пекарев В.И., Сакун И.А., Тимофеевский Л.С. *Холодильные машины*. Санкт-Петербург, Политехника, 1997, 992 с.
- [5] Кошкин Н.Н., Сакун И.А., Бамбушек Е.М. и др. *Холодильные машины*. Ленинград, Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1985, 510 с.

Поступила в редакцию 02.12.2024

Саломакин Данила Антонович — студент кафедры «Вакуумная и компрессорная техника», МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация.

Научный руководитель — Автономова Инна Владиславовна, кандидат технических наук, доцент кафедры «Вакуумная и компрессорная техника», МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация.

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Саломакин Д.А. Усовершенствование холодильной машины малотоннажной установки по производству сжиженного природного газа. *Политехнический молодежный журнал*, 2025, № 3 (98). URL: <https://ptsj.bmstu.ru/catalog/pmc/mdpr/1044.html>

IMPROVING REFRIGERATION EQUIPMENT OF THE LOW-TONNAGE LIQUEFIED NATURAL GAS PRODUCTION PLANT

D.A. Salomakin

dan.salomakin@gmail.com

Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation

Increasing thermodynamic efficiency and reducing ecological impact of the low-tonnage liquefied natural gas (LNG) production plants is a key task solved by the gas industry of the Russian Federation. In regard to the refrigeration equipment used in the LNG production plant, the paper considers the issues of replacing the R22 refrigerant with the R290 refrigerant (propane) and substituting refrigeration cycle with the two-stage compression and a regulating valve behind the heat exchanger by a cycle with the single-stage screw oil-flooded compressor, regenerator and economizer. Their comparison reveals advantages of the improved version making it possible to assess feasibility of introducing the new refrigerant and refrigeration cycle.

Keywords: refrigeration equipment, liquefied natural gas, refrigeration cycle, screw oil-flooded compressor, economizer, regenerator

Received 02.12.2024

Salomakin D.A. — Student, Department of Vacuum and Compressor Engineering, Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation.

Scientific advisor — Avtonomova I.V., Ph. D. (Eng.), Associate Professor, Department of Vacuum and Compressor Engineering, Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation.

Please cite this article in English as:

Salomakin D.A. Improving refrigeration equipment of the low-tonnage liquefied natural gas production plant. *Politekhnicheskij molodezhnyy zhurnal*, 2025, no. 3 (98). URL: <https://ptsj.bmstu.ru/catalog/pmc/mdpr/1044.html>