

DOI: <https://doi.org/10.17816/RF321521>

Методика расчета и анализа базового транскритического цикла CO₂

М.С. Талызин

Международная академия холода, Москва, Российская Федерация

АННОТАЦИЯ

Ужесточение законодательства в области экологии привело к необходимости поиска хладагентов, являющихся альтернативой применяемым ранее.

Одной из таких альтернатив является использование так называемых «природных хладагентов», к которым относятся аммиак, CO₂, пропан и др.

Большой интерес к использованию CO₂ в качестве хладагента требует соответствующих методик расчета, которые недостаточно представлены в литературе.

Наряду с расчетом циклов и определением параметров в базовых точках требуется проводить анализ эффективности с целью определения оптимального решения.

Целью настоящего исследования является разработка методики расчета и анализа базового транскритического цикла CO₂.

Расчет транскритического цикла основан на фундаментальных законах термодинамики, в основу методики анализа положен энтропийно-статистический метод термодинамического анализа. Расчет цикла включает анализ потерь работы сжатия по компонентам системы.

Приведено описание работы базового транскритического цикла CO₂ с двумя температурными уровнями, приведена методика расчета и анализа потерь в элементах холодильной установки, работающей по базовому транскритическому циклу CO₂.

Применение данной методики позволяет определить элементы и процессы с наибольшими потерями и принять меры для повышения эффективности работы холодильной системы.

Ключевые слова: транскритический цикл; CO₂; энтропийно-статистический метод термодинамического анализа.

Как цитировать:

Талызин М.С. Методика расчета и анализа базового транскритического цикла CO₂ // Холодильная техника. 2021. Т. 110, № 2. С. 123–128.

DOI: <https://doi.org/10.17816/RF321521>

DOI: <https://doi.org/10.17816/RF321521>

Procedure for the calculation and analysis of the basic transcritical cycle CO₂

Maxim S. Talyzin

International Academy of Refrigeration, Moscow, Russian Federation

ABSTRACT

The increasingly strict legislations in the field of ecology have necessitated the search for novel refrigerants that can be alternatives to the existing refrigerants.

One option is the use of so-called “natural refrigerants,” including ammonia, CO₂, and propane.

Although there is considerable research interest in the use of CO₂ as a refrigerant, the required calculation procedures have not been sufficiently described in literature. In addition to the calculation of cycles and the determination of parameters at the base points, conducting an efficiency analysis to determine the optimal solution is necessary.

The purpose of this study was to develop a methodology for calculating and analyzing the basic transcritical CO₂ cycle of.

The calculation related to the transcritical cycle is based on the fundamental laws of thermodynamics, and the analysis is based on the entropy-statistical method of thermodynamic analysis.

The calculation includes the analysis of compression loss with respect to system components.

A description of the operation of the basic transcritical CO₂ cycle having two temperature levels and the procedure for calculating and analyzing losses in the elements of the refrigerating unit operating according to the basic transcritical CO₂ cycle are reported herein.

Using this method, identifying the elements and processes with the maximum losses and taking measures to improve the efficiency of the refrigeration system would be possible.

Keywords: transcritical cycle; CO₂; entropy-statistical method of thermodynamic analysis.

To cite this article:

Talyzin MS. Procedure for the calculation and analysis of the basic transcritical cycle CO₂. *Refrigeration Technology*. 2021;110(2):123–128.

DOI: <https://doi.org/10.17816/RF321521>

Received: 21.03.2023

Accepted: 30.03.2023

Published online: 08.08.2023

Расчеты классических холодильных циклов представлены в учебнике [1]. Для решения конкретной задачи требуется произвести анализ эффективности транскритического цикла.

В качестве метода термодинамического анализа применяется энтропийно-статистический метод [2] как наиболее предпочтительный для техники низких температур [3], [4].

Приведем описание работы холодильной установки, работающей по транскритическому циклу CO₂ с двумя температурными уровнями. На рис. 1 представлена принципиальная схема холодильной установки, а на рис. 2 – транскритический цикл в диаграмме энтальпия-давление.

Пары хладагента, образовавшиеся при кипении на низком температурном уровне в испарителе И_{нт} от тепловой нагрузки Q_{нт}, сжимаются компрессором нижней ступени КМ1 от давления точки 1 до давления точки 2. Смешиваются с парами хладагента, образовавшимися при кипении хладагента на среднем температурном уровне в испарителе И_{ст} от тепловой нагрузки Q_{ст}, и парами, образовавшимися при дроселировании в РВ4 от точки 8 до точки 10, после этого происходит сжатие в компрессоре второй ступени КМ2 от давления точки 3 до давления точки 4.

После этого пары попадают в охладитель газа ОГ, где охлаждаются от температуры нагнетания до температуры, превышающей температуру окружающей среды на величину недорекуперации. Процесс происходит в сверхкритической области.

Охлажденные пары дроселируются в РВ3 до давления промежуточного сосуда ПС, часть паров откачивается компрессором через дроссельный вентиль РВ4, энтальпия оставшейся части при этом понижается до состояния точки 7.

Далее насыщенная жидкость точки 7 дроселируется до среднетемпературного и низкотемпературного уровней в РВ2 и РВ1, соответственно. Цикл повторяется. Приведем ниже формулы для расчета основных характеристик цикла.

Удельная массовая холодопроизводительность среднетемпературного контура рассчитывается по формуле:

$$q_{o_ст} = h_{12} - h_9. \tag{1}$$

Удельная массовая холодопроизводительность низкотемпературного контура определяется согласно:

$$q_{o_нт} = h_{11} - h_1. \tag{2}$$

Массовые расходы низкотемпературного и среднетемпературного контуров

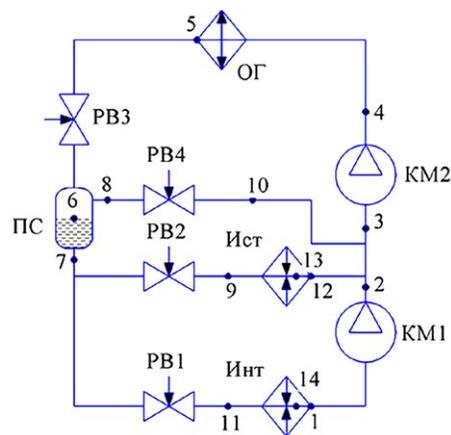


Рис. 1. Принципиальная схема транскритической холодильной системы CO₂ (Система 3): КМ1 – компрессор первой ступени сжатия, КМ2 – компрессор второй ступени сжатия, ОГ – охладитель газа, ПС – промежуточный сосуд, И_{ст} – испаритель среднетемпературных потребителей, И_{нт} – испаритель низкотемпературных потребителей, РВ1, РВ2, РВ3, РВ4 – регулирующие вентили.

Fig. 1. Schematic diagram of the transcritical CO₂ cycle (System 3): КМ1 – compressor of the first stage of compression, КМ2 – compressor of the second stage of compression, ОГ – gas cooler, ПС – intermediate vessel, И_{ст} – evaporator of medium temperature consumers, И_{нт} – evaporator of low-temperature consumers, РВ1, РВ2, РВ3, and РВ4 – regulating valves.

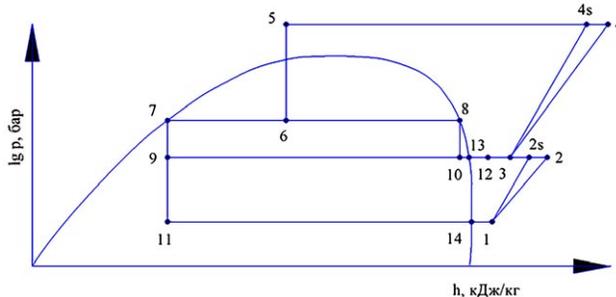


Рис. 2. Транскритический цикл CO₂.

Fig. 2. Transcritical CO₂ cycle.

$$G_{нт} = \frac{Q_{нт}}{q_{o_нт}}, \tag{3}$$

$$G_{ст} = \frac{Q_{ст}}{q_{o_ст}}.$$

Относительные массовые расходы низкотемпературного и среднетемпературного контуров

$$g_{нт} = 1, \tag{4}$$

$$g_{ст} = \frac{G_{ст}}{G_{нт}}.$$

Относительный массовый расход второй ступени сжатия g_2 определяется из энергетического баланса промежуточного сосуда ПС.

$$g_2 \times h_6 = (g_{HT} + g_{CT}) \times h_7 + (g_2 - g_{HT} - g_{CT}) \times h_8, \\ g_2 = (g_{HT} + g_{CT}) \times \frac{h_8 - h_7}{h_8 - h_6}. \quad (5)$$

Энтальпия точки 2 определяется по известному значению адиабатного КПД компрессора первой ступени:

$$h_2 = h_1 + \frac{h_{2s} - h_1}{\eta_{ад}^1}. \quad (6)$$

Энтальпию точки 3 можно найти из уравнения смешения потоков:

$$g_{CT} \times h_{12} + (g_2 - g_{CT} - g_{HT}) \times h_{10} + g_{HT} \times h_2 = g_2 \times h_3, \\ h_3 = \frac{g_{CT} \times h_{12} + (g_2 - g_{CT} - g_{HT}) \times h_{10} + g_{HT} \times h_2}{g_2}. \quad (7)$$

Энтальпия в точке 4 находится из уравнения аналогичного (6).

Минимальная необходимая удельная работа для генерации холода определяется в форме

$$l_{min}^{HT} = q_o^{HT} \times \frac{T_{oc} - T_{п}^{HT}}{T_{п}^{HT}}, \\ l_{min}^{CT} = q_o^{CT} \times \frac{T_{oc} - T_{п}^{CT}}{T_{п}^{CT}}, \quad (8) \\ l_{min} = l_{min}^{CT} \times g_{CT} + l_{min}^{HT} \times g_{HT}.$$

Адиабатная работа сжатия

$$l_{ад}^1 = h_{2s} - h_1, \\ l_{ад}^2 = h_{4s} - h_3, \quad (9) \\ l_{ад} = l_{ад}^1 \times g_{HT} + l_{ад}^2 \times g_2.$$

Действительная затрачиваемая удельная работа сжатия

$$l_{сж}^1 = h_2 - h_1, \\ l_{сж}^2 = h_4 - h_3, \quad (10) \\ l_{сж} = l_{сж}^1 \times g_{HT} + l_{сж}^2 \times g_2.$$

Степень термодинамического совершенства

$$\eta_{терм} = \frac{l_{min}}{l_{сж}}. \quad (11)$$

Холодильный коэффициент при адиабатном процессе сжатия

$$\varepsilon_{ад} = \frac{q_o^{CT} \times g_{CT} + q_o^{HT} \times g_{HT}}{l_{ад}}. \quad (12)$$

Действительное значение холодильного коэффициента

$$\varepsilon_{д} = \frac{q_o^{CT} \times g_{CT} + q_o^{HT} \times g_{HT}}{l_{сж}}. \quad (13)$$

Необходимые удельные затраты работы сжатия для компенсации производства энтропии в охладителе газа:

$$\Delta l_{ор} = [(h_{4s} - h_5) - T_{oc} \times (s_{4s} - s_5)] \times g_2. \quad (14)$$

Необходимые удельные затраты работы сжатия для компенсации производства энтропии при дросселировании определяем для 4 процессов (верхний индекс указывает на сам процесс):

$$\Delta l_{др}^{5-6} = g_2 \times T_{oc} \times (s_6 - s_5), \\ \Delta l_{др}^{7-9} = g_{CT} \times T_{oc} \times (s_9 - s_7), \\ \Delta l_{др}^{7-11} = g_{HT} \times T_{oc} \times (s_{11} - s_7), \quad (15) \\ \Delta l_{др}^{8-10} = (g_2 - g_{CT} - g_{HT}) \times T_{oc} \times (s_{10} - s_8), \\ \Delta l_{др} = \Delta l_{др}^{5-6} + \Delta l_{др}^{7-9} + \Delta l_{др}^{7-11} + \Delta l_{др}^{8-10}.$$

Необходимые удельные затраты работы сжатия для компенсации производства энтропии в испарителе при передаче теплоты от охлаждаемого объекта в цикле при средней температуре воздуха в потребителях (кипение жидкого хладагента):

$$\Delta l_{и.кип}^{CT} = (h_{13} - h_9) \times g_{CT} \times T_{oc} \times \frac{T_{п}^{CT} - T_o}{T_o \times T_{п}^{CT}}, \quad (16) \\ \Delta l_{и.кип}^{HT} = (h_{14} - h_{11}) \times g_{HT} \times T_{oc} \times \frac{T_{п}^{HT} - T_o}{T_o \times T_{п}^{HT}}.$$

Необходимые удельные затраты работы сжатия для компенсации производства энтропии в испарителе при передаче теплоты от охлаждаемого объекта в цикле при средней температуре воздуха в потребителях (перегрев хладагента в испарителе):

$$\Delta l_{и.пер}^{CT} = g_{CT} \times [T_{п}^{CT} \times (s_{12} - s_{13}) - (h_{12} - h_{13})], \\ \Delta l_{и.пер}^{HT} = g_{HT} \times [T_{п}^{HT} \times (s_1 - s_{14}) - (h_1 - h_{14})]. \quad (17)$$

Общие необходимые удельные затраты работы сжатия для компенсации производства энтропии в испарителе:

$$\begin{aligned}\Delta l_{и}^{ст} &= \Delta l_{и.кип}^{ст} + \Delta l_{и.пер}^{ст}, \\ \Delta l_{и}^{нт} &= \Delta l_{и.кип}^{нт} + \Delta l_{и.пер}^{нт}, \\ \Delta l_{и} &= \Delta l_{и}^{ст} + \Delta l_{и}^{нт}.\end{aligned}\quad (18)$$

Необходимые удельные затраты работы сжатия для компенсации производства энтропии в других процессах (смещение в точке 3, процессы в промежуточном сосуде):

$$\begin{aligned}\Delta l_{см} &= T_{ос} \times \left[\begin{aligned} &g_2 \times s_3 - (g_{ст} \times s_{12} + g_{нт} \times s_2) - \\ &-(g_2 - g_{ст} - g_{нт}) \times s_{10} \end{aligned} \right], \\ \Delta l_{пром} &= T_{ос} \times \left[\begin{aligned} &g_2 \times s_6 - (g_{ст} \times s_7 + g_{нт} \times s_7) - \\ &-(g_2 - g_{ст} - g_{нт}) \times s_8 \end{aligned} \right], \\ \Delta l_{другие} &= \Delta l_{см} + \Delta l_{пром}.\end{aligned}\quad (19)$$

Суммируя величины необходимых удельных затрат работы сжатия для компенсации производства энтропии во всех элементах холодильной системы, находим расчетную величину адиабатной работы сжатия:

$$l_{ад.р} = l_{мин} + \Delta l_{ог} + \Delta l_{др} + \Delta l_{и} + \Delta l_{другие} \quad (20)$$

Энергетические потери в компрессоре:

$$\Delta l_{км} = l_{сж} - l_{ад.р} \quad (21)$$

Расчетная работа сжатия:

$$l_{сж.р} = l_{ад.р} + \Delta l_{км} \quad (22)$$

Погрешность определения работы сжатия:

$$\Delta = \left(1 - \frac{l_{сж}}{l_{сж.р}} \right) \times 100\% \quad (23)$$

Результаты анализа являются удовлетворительными, если величина погрешности, определяемой по уравнению 23, находится в пределах 3 %.

Результаты, полученные по данной методике, представлены в [5].

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

- Предлагаемая методика основана на известных зависимостях, широко применяемых при анализе холодильных циклов;
- Расчет цикла включает анализ потерь работы сжатия по компонентам системы;
- Применение данной методики позволяет определить элементы и процессы с наибольшими потерями и принять меры для повышения эффективности работы холодильной системы.

ДОПОЛНИТЕЛЬНО

Конфликт интересов. Автор декларирует отсутствие явных и потенциальных конфликтов интересов, связанных с публикацией настоящей статьи.

Источник финансирования. Автор заявляет об отсутствии внешнего финансирования при проведении поисково-аналитической работы и подготовке рукописи.

ADDITIONAL INFORMATION

Competing interests. The author declares that there is no conflict of interest

Funding source. This study was not supported by external sources of funding.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Бараненко А.В., Бухарин Н.Н., Пекарев В.И. и др. Холодильные машины. Санкт Петербург: Политехника, 2006.
2. Архаров А.М. Основы криологии. Энтропийно-статистический анализ низкотемпературных систем. Москва: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2014.
3. Архаров А.М. О едином термодинамическом пространстве, теплоте, холоде, эксергии и энтропии, как о базовых понятиях инженерной криологии // Холодильная техника. 2009. Т. 98, № 6. С. 34–39. doi: 10.17816/RF97641
4. Архаров А.М. Почему эксергетический вариант термодинамического анализа не рационален для исследования основных низкотемпературных систем // Холодильная техника. 2011. Т. 100, № 10. С. 8–12. doi: 10.17816/RF98321
5. Архаров А.М., Шишов В.В., Талызин М.С. Сравнение с помощью энтропийно-статистического анализа транскритических циклов на CO2 с циклами на традиционных хладагентах для систем холодоснабжения предприятий торговли // Холодильная техника. 2017. Т. 106, № 2. С. 34–41. doi: 10.17816/RF99213

REFERENCES

1. Baranenko AV, Bukharin NN, Pekarev VI, et al. *Refrigeration plants*. St. Peterburg: Politekhnik; 2006. (in Russ.)
2. Arkharov AM. *Fundamentals of cryology. Entropy-Statistical Analysis of Low-Temperature Systems*. Moskva: MG TU im NE Bauman; 2014. (in Russ.)
3. Arkharov AM. About a single thermodynamic space, heat, cold, exergy and entropy, as the basic concepts of engineering cryology. *Refrigeration technology*. 2009;98(6):34–39. (in Russ.) doi: 10.17816/RF97641
4. Arkharov AM. Why the exergetic version of thermodynamic analysis is not rational for the study of basic low-temperature systems. *Refrigeration technology*. 2011;100(10):8–12. (in Russ.) doi: 10.17816/RF98321
5. Arkharov AM, Shishov VV, Talyzin MS. Comparison using entropy-statistical analysis of transcritical cycles on SO₂ with cycles on traditional refrigerants for cold supply systems of retail. *Refrigeration technology*. 2017;106(2):34–41. (in Russ.) doi: 10.17816/RF99213

ОБ АВТОРЕ

*** Талызин Максим Сергеевич,**

канд. техн. наук;
адрес: 105005, Российская Федерация, Москва,
ул. 2-я Бауманская, д. 5;
ORCID: 0000-0001-7244-1946;
eLibrary SPIN: 6524-3085;
e-mail: talyzin_maxim@mail.ru

AUTHOR'S INFO

*** Maxim S. Talyzin,**

Cand. Sci. (Tech.);
address: 5 2nd Baumanskaya street, 105005 Moscow,
Russian Federation;
ORCID: 0000-0001-7244-1946;
eLibrary SPIN: 6524-3085;
e-mail: talyzin_maxim@mail.ru