

DOI: <https://doi.org/10.17816/RF321608>

Методика расчета и анализа транскритического цикла CO₂ с параллельным сжатием

М.С. Талызин

Международная академия холода, Москва, Российская Федерация

АННОТАЦИЯ

Применение CO₂ в качестве хладагента в транскритических циклах требует дополнительных мероприятий по увеличению эффективности холодильной системы. Широкое применение холодильные системы на базе транскритических циклов находят на предприятиях пищевой промышленности.

Для увеличения эффективности применяются разные модификации базового цикла, однако методики расчета и анализа таких циклов недостаточно представлены в литературе.

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

Целью исследования являлась разработка методики расчета и анализа транскритического цикла CO₂ с параллельным сжатием.

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 транскритического цикла CO₂ с параллельным сжатием с двумя температурными уровнями, приведена методика расчета и анализа потерь в элементах холодильной установки, работающей по транскритическому циклу CO₂ с параллельным сжатием.

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

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

Как цитировать:

Талызин М.С. Методика расчета и анализа транскритического цикла CO₂ с параллельным сжатием // Холодильная техника. 2021. Т. 110, № 3. С. 179–184. DOI: <https://doi.org/10.17816/RF321608>

DOI: <https://doi.org/10.17816/RF321608>

Procedure for calculation and analysis of transcritical cycle CO₂ with parallel compression

Maxim S. Talyzin

International Academy of Refrigeration, Moscow, Russian Federation

ABSTRACT

The use of CO₂ as a refrigerant in transcritical cycles requires additional measures to increase the efficiency of the refrigeration system. Transcritical refrigeration systems are widely used at food processing facilities

Different modifications of the base cycle are used to increase efficiency, but the methods for calculating and analyzing such cycles are not sufficiently presented in the literature.

Along with the calculation of cycles and the determination of parameters at the base points, it is necessary to conduct an efficiency analysis in order to determine the optimal parameters.

The purpose of the study was to develop a method for calculating and analyzing the transcritical cycle of parallel compression CO₂.

The calculation of the transcritical cycle is based on the fundamental laws of thermodynamics, the analysis method is based on the entropy-statistical method of thermodynamic analysis. Cycle calculation includes analysis of compression loss by system components.

The operation of the transcritical cycle of the parallel compression CO₂ with two temperature levels is described, the procedure for calculating and analyzing losses in the elements of the refrigerating unit operating according to the transcritical cycle of the parallel compression CO₂ is given.

The use of this method allows you to identify the elements and processes with the greatest losses and take further measures to improve the efficiency of the refrigeration system.

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

To cite this article:

Talyzin MS. Procedure for calculation and analysis of basic transcritical cycle CO₂. *Refrigeration Technology*. 2021;110(3):179–184.

DOI: <https://doi.org/10.17816/RF321608>

Received: 23.03.2023

Accepted: 30.03.2023

Published online: 28.10.2023

Предлагаемая методика базируется на известных подходах к расчетам циклов холодильных установок [1], аналитическая часть основана на энтропийно-статистическом методе термодинамического анализа, широко применяемому в технике низких температур [2].

Анализ существующих транскритических циклов показал относительно низкую эффективность базового транскритического цикла по сравнению с применяемыми ранее циклом одноступенчатого сжатия с однократным дросселированием и циклом с экономайзером [3].

Для снижения потерь при дросселировании хладагента предложено установить компрессор параллельного сжатия [4] (рис. 1), таким образом, что понижение энтальпии от h_6 до h_7 осуществляется за счет установки дополнительного компрессора КМ3.

Транскритический цикл CO_2 с параллельным сжатием работает следующим образом (рис. 2).

Пары хладагента, образовавшиеся при кипении в испарителе $I_{нт}$ 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 уровне в испарителе $I_{ст}$ от тепловой нагрузки $Q_{ст}$, после этого происходит сжатие в компрессоре второй ступени КМ2 от давления точки 3 до давления точки 4.

Далее происходит смешение с парами хладагента, сжатыми в компрессоре КМ3.

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 дросселируются в РВ3 до давления промежуточного сосуда ПС, часть паров откачивается компрессором КМ3, энтальпия оставшейся части при этом понижается до состояния точки 7.

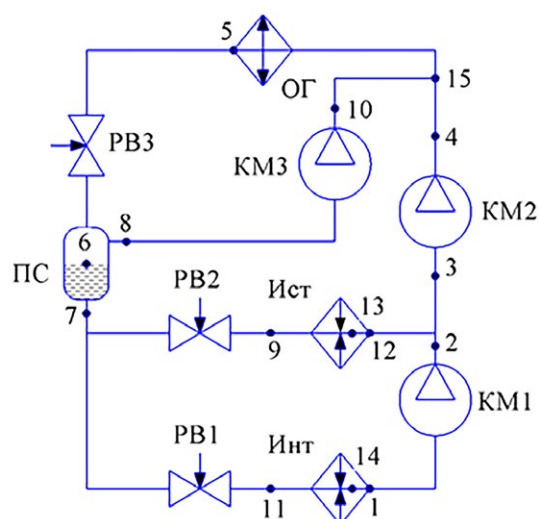


Рис. 1. Принципиальная схема транскритической холодильной системы CO_2 с параллельным сжатием: КМ1 — компрессор первой ступени сжатия, КМ2 — компрессор второй ступени сжатия, КМ3 — компрессор параллельного сжатия, ОГ — охладитель газа, ПС — промежуточный сосуд, $I_{ст}$ — испаритель среднетемпературных потребителей, $I_{нт}$ — испаритель низкотемпературных потребителей, РВ1, РВ2, РВ3 — регулирующие вентили.

Fig. 1. Schematic diagram of transcritical refrigerating CO_2 system (System 3): КМ1 — the compressor of the first stage of compression, КМ2 — the compressor of the second stage of compression, КМ3 — parallel compressor, ОГ — the cooler of gas, ПС — an intermediate vessel, $I_{ст}$ — the evaporator of medium temperature consumers, $I_{нт}$ — the evaporator of low-temperature consumers, РВ1, РВ2, РВ3 — the regulating valves.

Далее насыщенная жидкость точки 7 дросселируется до среднетемпературного и низкотемпературного уровней в РВ2 и РВ1 соответственно. Цикл повторяется.

Произведем расчет цикла в следующей последовательности.

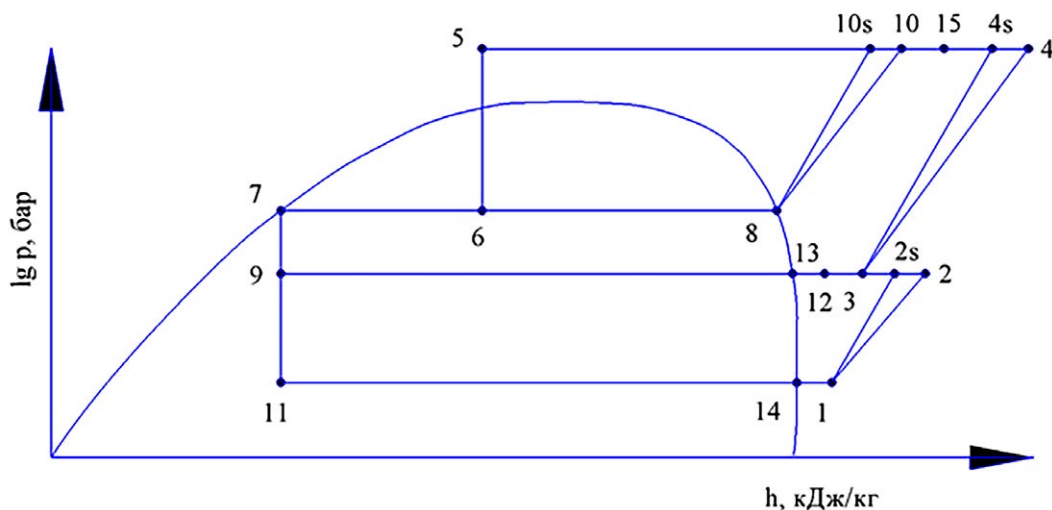


Рис. 2. Транскритический цикл CO_2 с параллельным сжатием.
Fig. 2. Transcritical cycle CO_2 with parallel compression.

Удельная массовая холодопроизводительность среднетемпературного контура:

$$q_{o_ст} = h_{12} - h_9. \quad (1)$$

Удельная массовая холодопроизводительность низкотемпературного контура:

$$q_{o_нт} = h_{11} - h_1. \quad (2)$$

Массовые расходы низкотемпературного и среднетемпературного контуров

$$G_{нт} = \frac{Q_{нт}}{q_{o_нт}} \quad (3)$$

$$G_{ст} = \frac{Q_{ст}}{q_{o_ст}}.$$

Относительные массовые расходы низкотемпературного и среднетемпературного контуров

$$g_{нт} = 1$$

$$g_{ст} = \frac{G_{ст}}{G_{нт}}. \quad (4)$$

Удельный массовый расход, который необходимо сжать в параллельном компрессоре, определяется согласно формуле:

$$g_{пар} = g_2 - g_{нт} - g_{ст}. \quad (5)$$

Энтальпию точки 3 найдем по уравнению смешения:

$$g_{ст} \times h_{12} + g_{нт} \times h_2 = (g_{ст} + g_{нт}) \times h_3$$

$$h_3 = \frac{g_{ст} \times h_{12} + g_{нт} \times h_2}{g_{ст} + g_{нт}}. \quad (6)$$

Энтальпию в точке 15s находим по уравнению смешения удельных массовых расходов компрессора второй ступени и компрессора параллельного сжатия:

$$(g_{ст} + g_{нт}) \times h_{4s} + g_{пар} \times h_{10s} =$$

$$= (g_{ст} + g_{нт} + g_{пар}) \times h_{15s} \quad (7)$$

$$h_{15s} = \frac{(g_{ст} + g_{нт}) \times h_{4s} + g_{пар} \times h_{10s}}{(g_{ст} + g_{нт} + g_{пар})}.$$

Энтальпию в точке 15 также находим по уравнению смешения:

$$(g_{ст} + g_{нт}) \times h_4 + g_{пар} \times h_{10} =$$

$$= (g_{ст} + g_{нт} + g_{пар}) \times h_{15} \quad (8)$$

$$h_{15} = \frac{(g_{ст} + g_{нт}) \times h_4 + g_{пар} \times h_{10}}{(g_{ст} + g_{нт} + g_{пар})}.$$

Минимальная работа, необходимая для генерации холода, а также необходимые удельные затраты работы сжатия на компенсацию производства энтропии рассчитывались, как и в предыдущем случае, как суммы на соответствующих участках с учетом значений относительных массовых расходов.

Расчеты проводились по следующим зависимостям:

- минимальная необходимая удельная работа (электроэнергия) для генерации холода

$$l_{мин}^{нт} = q_o^{нт} \times \frac{T_{oc} - T_{п}^{нт}}{T_{п}^{нт}}$$

$$l_{мин}^{ст} = q_o^{ст} \times \frac{T_{oc} - T_{п}^{ст}}{T_{п}^{ст}} \quad (9)$$

$$l_{мин} = l_{мин}^{ст} \times g_{ст} + l_{мин}^{нт} \times g_{нт}$$

- адиабатная работа сжатия

$$l_{ад}^1 = h_{2s} - h_1$$

$$l_{ад}^2 = h_{4s} - h_3$$

$$l_{ад}^{пар} = h_{10s} - h_8 \quad (10)$$

$$l_{ад} = l_{ад}^1 \times g_{нт} + l_{ад}^2 \times (g_{нт} + g_{ст}) + l_{ад}^{пар} \times g_{пар}$$

- действительная затрачиваемая удельная работа сжатия

$$l_{сж}^1 = h_2 - h_1$$

$$l_{сж}^2 = h_4 - h_3$$

$$l_{сж}^{пар} = h_{10} - h_8 \quad (11)$$

$$l_{сж} = l_{сж}^1 \times g_{нт} + l_{сж}^2 \times (g_{нт} + g_{ст}) + l_{сж}^{пар} \times g_{пар}$$

- степень термодинамического совершенства

$$\eta_{терм} = \frac{l_{мин}}{l_{сж}} \quad (12)$$

- холодильный коэффициент при адиабатном процессе сжатия

$$\varepsilon_{ад} = \frac{q_o^{ct} \times g_{ct} + q_o^{нт} \times g_{нт}}{l_{ад}} \quad (13)$$

- действительное значение холодильного коэффициента

$$\varepsilon_{д} = \frac{q_o^{ct} \times g_{ct} + q_o^{нт} \times g_{нт}}{l_{сж}} \quad (14)$$

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

$$\Delta l_{кд} = [(h_{15s} - h_5) - T_{oc} \times (s_{15s} - s_5)] \times g_2 \quad (15)$$

Необходимые удельные затраты работы сжатия для компенсации производства энтропии в других процессах (смешение в точке 3, смешение в точке 15, процессы в промежуточном сосуде):

$$\begin{aligned} \Delta l_{см}^3 &= T_{oc} \times [(g_{нт} + g_{ct}) \times s_3 - (g_{ct} \times s_{12} + g_{нт} \times s_2)] \\ \Delta l_{см}^{15} &= T_{oc} \times [(g_{нт} + g_{ct} + g_{пар}) \times s_{15} - (g_{пар} \times s_{10} + (g_{нт} + g_{ct}) \times s_4)] \\ \Delta l_{пром} &= T_{oc} \times [g_2 \times s_6 - (g_{ct} \times s_7 + g_{нт} \times s_7) - g_{пар} \times s_8] \\ \Delta l_{другие} &= \Delta l_{см}^3 + \Delta l_{см}^{15} + \Delta l_{пром} \end{aligned} \quad (18)$$

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

$$l_{ад.р} = l_{мин} + \Delta l_{кд} + \Delta l_{др} + \Delta l_{и} + \Delta l_{другие} \quad (19)$$

Энергетические потери в компрессоре:

$$\Delta l_{км} = l_{сж} - l_{ад.р} \quad (20)$$

Расчетная работа сжатия:

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

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

- 1) Предлагаемая методика основана на известных зависимостях, широко применяемых при анализе холодильных циклов;
- 2) Расчет цикла включает анализ потерь работы сжатия по компонентам системы;

Необходимые удельные затраты работы сжатия для компенсации производства энтропии при дросселировании определяем для 3 процессов (верхний индекс указывает на сам процесс):

$$\begin{aligned} \Delta l_{др}^{5-6} &= g_2 \times T_{oc} \times (s_6 - s_5) \\ \Delta l_{др}^{7-9} &= g_{ct} \times T_{oc} \times (s_9 - s_7) \\ \Delta l_{др}^{7-11} &= g_{нт} \times T_{oc} \times (s_{11} - s_7) \\ \Delta l_{др} &= \Delta l_{др}^{5-6} + \Delta l_{др}^{7-9} + \Delta l_{др}^{7-11} \end{aligned} \quad (16)$$

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

$$\begin{aligned} \Delta l_{и}^{ct} &= \Delta l_{и.кип}^{ct} + \Delta l_{и.пер}^{ct} \\ \Delta l_{и}^{нт} &= \Delta l_{и.кип}^{нт} + \Delta l_{и.пер}^{нт} \\ \Delta l_{и} &= \Delta l_{и}^{ct} + \Delta l_{и}^{нт} \end{aligned} \quad (17)$$

- 3) 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: MGTU im NE Baumana; 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,

к.т.н.;

адрес: Российская Федерация, 105005, 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