

Энтропийно-статистический анализ низкотемпературных транскритических циклов диоксида углерода

© А.М. Архаров, В.В. Шишов, М.С. Талызин

МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, 105005, Россия

Рассмотрены результаты проведенного сравнения эффективности работы транскритических циклов диоксида углерода, используемых для холодоснабжения предприятий торговли. Критерием оценки при сопоставлении выбрана степень термодинамического совершенства, анализ холодильных систем проведен энтропийно-статистическим методом. В качестве исходных данных выбраны параметры, принимаемые при проектировании холодильных установок. Приведены принципиальные схемы рассматриваемых холодильных систем, даны формулы расчета минимально необходимой работы для компенсации производства энтропии по узлам холодильной машины. Результаты анализа позволили определить дальнейшие пути оптимизации системы холодоснабжения предприятий.

Ключевые слова: энтропийно-статистический метод, метод термодинамического анализа, транскритический цикл, диоксид углерода, углекислота, системы холодоснабжения магазина

Повышенное внимание к охране окружающей среды привело к ужесточению законодательства и, как следствие, к необходимости использования новых хладагентов (ХА).

В качестве альтернативы применяемым сегодня хладагентам (R404A, R507A и др.) предлагаются многокомпонентные смеси R442A, R449A и природные хладагенты: аммиак R714, пропан R290 и углекислота R744.

В настоящее время растет интерес к применению углекислоты в качестве хладагента. Наряду с субкритическими циклами (их реализация — каскадная холодильная машина) существуют транскритические циклы — новые и относительно малоизученные.

Ниже рассмотрены транскритические циклы CO₂, применяемые на предприятиях торговли, отличительной особенностью которых является использование единой схемы для холодоснабжения низкотемпературных и среднетемпературных потребителей. На основании этого целесообразно производить сравнение магазина в целом.

Для анализа применен энтропийно-статистический метод термодинамического анализа (ЭСМТА) [1], позволяющий, в отличие от других [2, 3], наряду с оценкой эффективности получить распределение потерь по элементам холодильного контура, тем самым определяя «слабое» место холодильной системы, требующее совершенствования [4].

Наряду с анализом существующих холодильных систем [5, 6] ЭСМТА позволяет произвести расчет и анализ систем на этапе проектирования.

Расчет показателей цикла осуществлялся по формулам:

- удельная массовая холодопроизводительность среднетемпературного контура

$$q_{0\text{ст}} = h_{12} - h_9; \quad (1)$$

- удельная массовая холодопроизводительность низкотемпературного контура

$$q_{0\text{нт}} = h_{11} - h_1. \quad (2)$$

Минимально необходимая удельная работа (электроэнергия) для генерации холода

$$l_{\text{min}} = q_{0\text{ст}} g_{\text{ст}} \frac{T_{\text{о.с.}} - T_{\text{потр ст}}}{T_{\text{потр ст}}} + q_{0\text{нт}} g_{\text{нт}} \frac{T_{\text{о.с.}} - T_{\text{потр нт}}}{T_{\text{потр нт}}}, \quad (3)$$

где относительный массовый расход низкотемпературного контура $g_{\text{нт}} = 1$; относительный массовый расход среднетемпературного контура $g_{\text{ст}} = 5,1$; относительный массовый расход компрессора (КМ) второй ступени сжатия $g_2 = 10,6$.

Адиабатная работа сжатия, рассчитанная по данным диаграммы

$$l_{\text{ад.д}} = (h_{4s} - h_3)g_2 + (h_{2s} - h_1)g_{\text{нт}}. \quad (4)$$

Действительная затрачиваемая удельная работа сжатия

$$l_{\text{сж}} = \frac{(h_{4s} - h_3)g_2}{\eta_{\text{ад2}}} + \frac{(h_{2s} - h_1)g_{\text{нт}}}{\eta_{\text{ад нт}}}. \quad (5)$$

Степень термодинамического совершенства цикла

$$\eta_{\text{терм}} = \frac{l_{\text{min}}}{l_{\text{сж}}}. \quad (6)$$

Холодильный коэффициент при адиабатном процессе сжатия

$$\epsilon_{\text{ад}} = \frac{q_0}{l_{\text{ад.д}}}. \quad (7)$$

Действительное значение холодильного коэффициента

$$\epsilon_{\text{д}} = \frac{q_0}{l_{\text{сж}}}. \quad (8)$$

Определим удельную величину минимально необходимой работы для компенсации производства энтропии в основных рабочих процессах холодильной машины (ХМ) по зависимостям (9)–(15).

Минимально необходимые затраты работы сжатия для компенсации производства энтропии в охладителе газа

$$\Delta l_{\text{кд}} = [(h_{4s} - h_5) - T_{\text{о.с.}}(s_{4s} - s_5)]g_2. \quad (9)$$

Необходимые минимальные удельные затраты работы сжатия для компенсации производства энтропии при дросселировании рассчитываются по формуле для соответствующего расхода (g) и энтропий на входе ($s_{\text{вх}}$) и выходе ($s_{\text{вых}}$)

$$\Delta l_{\text{др}} = T_{\text{о.с.}}(s_{\text{вых}} - s_{\text{вх}})g. \quad (10)$$

Необходимая минимальная работа сжатия для компенсации производства энтропии в испарителе при передаче теплоты q_0 от охлаждаемого объекта в цикле при средней температуре воздуха в потребителях (кипение жидкого ХА)

$$\begin{aligned} \Delta l_{\text{и.кип}} &= q_{0\text{ст}} T_{\text{о.с.}} g_{\text{ст}} \frac{T_{\text{потр ст}} - T_{0\text{ст}}}{T_{0\text{ст}} T_{\text{потр ст}}} + \\ &+ q_{0\text{нт}} T_{\text{о.с.}} g_{\text{нт}} \frac{T_{\text{потр нт}} - T_{0\text{нт}}}{T_{0\text{нт}} T_{\text{потр нт}}}. \end{aligned} \quad (11)$$

Общая необходимая минимальная работа сжатия для компенсации производства энтропии в испарителе

$$\Delta l_{\text{и}} = \Delta l_{\text{и.кип}} + \Delta l_{\text{и.пер}}, \quad (12)$$

где $\Delta l_{\text{и.пер}}$ — необходимая минимальная работа сжатия для компенсации производства энтропии в испарителе при перегреве ХА.

Суммируя величины минимальных работ для компенсации производства энтропии во всех элементах ХМ, находим расчетную величину адиабатной работы сжатия

$$l_{\text{ад.р}} = l_{\text{мин}} + \Delta l_{\text{кд}} + \Delta l_{\text{др}} + \Delta l_{\text{и}}; \quad (13)$$

энергетические потери в КМ

$$\Delta l_{\text{км}} = l_{\text{сж.р}} - l_{\text{ад.р}}; \quad (14)$$

и расчетную работу сжатия

$$l_{\text{сж.р}} = l_{\text{ад.р}} + \Delta l_{\text{км}}. \quad (15)$$

Результаты расчетов систем приведены в конце статьи.

Еще одной особенностью CO₂ является высокая температура нагнетания, поэтому целесообразно проектировать единую холодильную систему с «полезными» нагрузками на уровне низкого и среднего давления. Исходные данные для анализа циклов CO₂ приведены ниже:

Давление кипения НТ, бар (абс)	12,05
Температура кипения НТ, °С (К)	−35 (238)
Давление кипения СТ, бар (абс)	26,50
Температура кипения СТ, °С (К)	−10 (263)
Давление нагнетания 2-й ступени, бар (абс)	91,0
Давление в промежуточном сосуде, бар (абс)	34,80
Температура окружающей среды, °С (К)	+32 (305)
Температура в потребителях НТ, °С (К)	−20 (253)
Температура в потребителях СТ, °С (К)	0 (273)
Холодопроизводительность НТ контура Q_1 , кВт	70
Холодопроизводительность СТ контура Q_2 , кВт	360
Степень сжатия НТ контура.....	2,83
Степень сжатия СТ контура.....	3,43

Здесь НТ — низкотемпературный, СТ — среднетемпературный

Проведем анализ базового транскритического цикла CO₂ (цикл 1) (рис. 1).

Параметры в узловых точках цикла показаны в табл. 1.

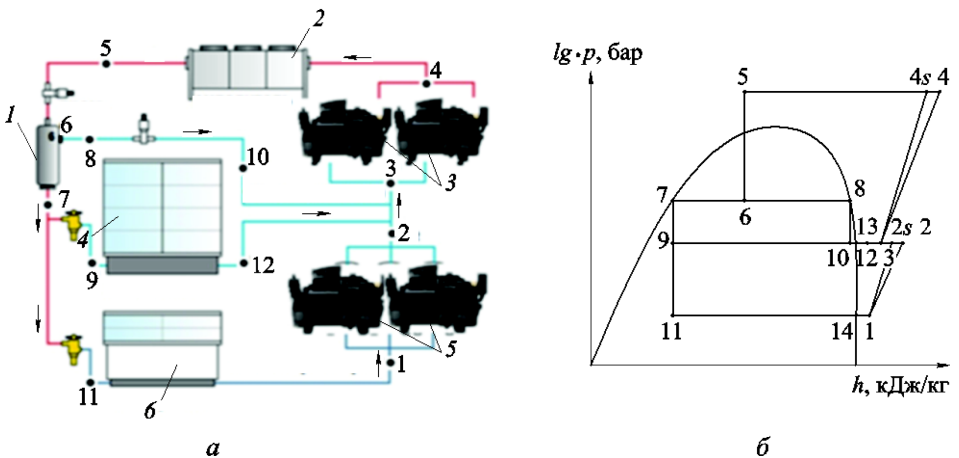


Рис. 1. Транскритический цикл CO₂ (цикл 1):

принципиальная схема (а): 1 — промежуточный сосуд; 2 — охладитель пара; 3 — СТ компрессоры; 4 — СТ потребитель; 5 — НТ компрессоры; 6 — НТ потребитель; цикл в диаграмме $h - lg \cdot p$ (б)

Параметры в узловых точках цикла 1

Узловые точки	Энтальпия, кДж/кг	Температура, °С (К)	Давление, бар (абс)	Энтропия, кДж/(кг·К)
1	446,40	-25 (248)	12,0	2,070
2 _s	481,87	28,30 (301,3)	26,5	2,065
2	505,52	50,43 (323,43)	26,5	2,140
3	446,75	-1,50 (271,5)	26,5	1,942
4 _s	503,72	95,16 (368,16)	91,0	1,942
4	534,39	117,18 (390,18)	91,0	2,022
5	298,36	35 (308)	91,0	1,313
6	298,36	0 (273)	34,8	1,360
7	200,00	0 (273)	34,8	1,000
8	431,50	0 (273)	34,8	1,846
9	200,00	-10 (263)	26,5	1,004
10	431,50	-10 (263)	26,5	1,883
11	200,00	-35 (238)	12,0	1,030
12	448,70	0 (273)	26,5	1,949
13	435,16	-10 (263)	26,5	1,899
14	436,11	-35 (238)	12,0	2,022

Минимальная работа, необходимая для генерации холода, а также удельные затраты работы на компенсацию производства энтропии рассчитаны как суммы на соответствующих участках с учетом значений относительных массовых расходов. Результаты расчета приведены далее в табл. 4, энергетические потери по компонентам системы отражены на рис. 2.

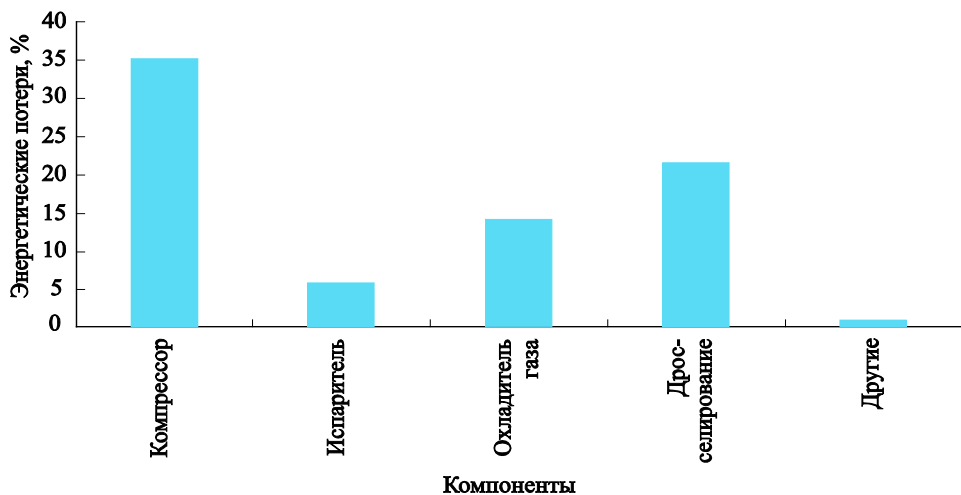


Рис. 2. Энергетические потери по компонентам базового цикла, %

Как видно из данных рис. 2, потери на дросселирование составляют вторую по величине статью затрат после потерь в компрессоре, однако последние зависят от конструкции компрессора, и их уменьшение требует значительных затрат на разработку и испытание нового оборудования. Уменьшение же потерь на дросселирование требует внесения изменений в цикл работы ХМ. Для этого применим цикл с параллельным сжатием (цикл 2) — понижение энтальпии с h_6 до h_7 осуществляется за счет установки дополнительного КМ (исключаем дросселирование $h_8 - h_{10}$). Цикл с параллельным сжатием представлен на рис. 3, параметры в узловых точках — в табл. 2.

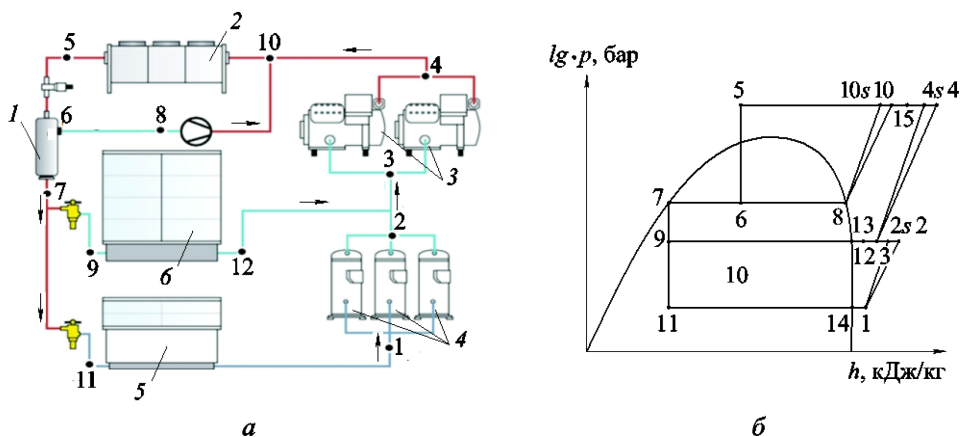


Рис. 3. Транскритический цикл CO_2 с параллельным сжатием (цикл 2): принципиальная схема (а): 1 — промежуточный сосуд; 2 — охладитель пара; 3 — СТ компрессоры; 4 — СТ потребитель; 5 — НТ компрессоры; 6 — НТ потребитель; цикл в диаграмме $h - \lg \cdot p$ (б)

Таблица 2

Параметры в узловых точках цикла 2

Узловые точки	Энтальпия, кДж/кг	Температура, °С (К)	Давление, бар (абс)	Энтропия, кДж/(кг·К)
1	446,40	-25 (248)	12,0	2,070
2s	481,87	28,30 (301,3)	26,5	2,065
2	505,52	50,43 (323,43)	26,5	2,140
3	458,02	7,49 (280,49)	26,5	1,983
4s	518,97	105,81 (378,81)	91,0	1,983
4	551,79	130,62 (403,62)	91,0	2,067
5	298,36	35 (308)	91,0	1,313
6	298,36	0 (273)	34,8	1,360
7	200,00	0 (273)	34,8	1,000
8	431,50	0 (273)	34,8	1,846

Узловые точки	Энтальпия, кДж/кг	Температура, °С (К)	Давление, бар (абс)	Энтропия, кДж/(кг·К)
9	200,00	-10 (263)	26,5	1,004
10 _s	469,45	74,12 (347,12)	91,0	1,846
10	487,31	84,54 (357,54)	91,0	1,897
11	200,00	-35 (238)	12,0	1,030
12	448,70	0 (273)	26,5	1,949
13	435,16	-10 (263)	26,5	1,899
14	436,11	-35 (238)	12,0	2,022
15	524,39	109,74 (382,74)	91,0	1,997

Результаты расчеты данного цикла приведены на рис. 4 и в табл. 4.

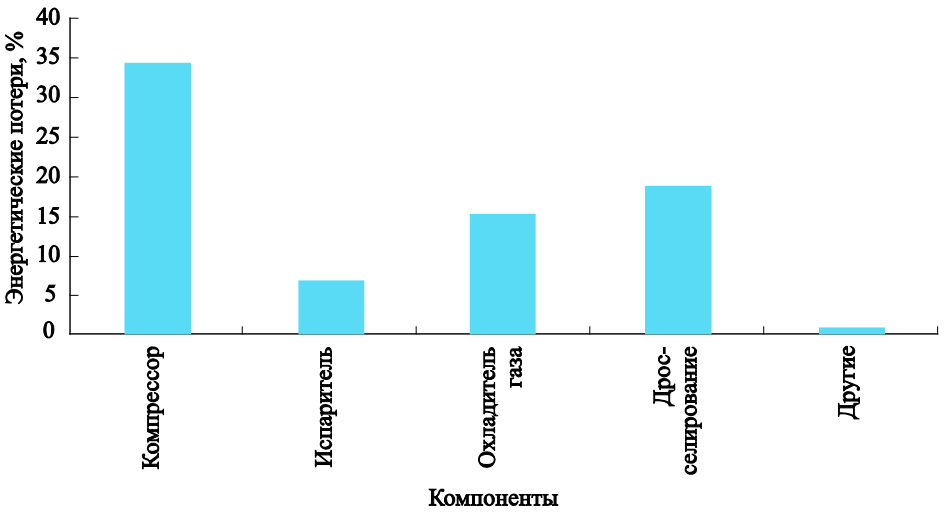


Рис. 4. Энергетические потери по компонентам цикла с параллельным сжатием, %

Из данных рис. 4 видно, что значения потерь при дросселировании снизились, однако все еще являются вторыми после значений потерь в КМ. Для их дальнейшего уменьшения применим эжектор (цикл 3). Цикл с эжектором и параллельным сжатием представлен на рис. 5, параметры в узловых точках — в табл. 3.

Таблица 3

Параметры в узловых точках цикла 3

Узловые точки	Энтальпия, кДж/кг	Температура, °С (К)	Давление, бар (абс)	Энтропия, кДж/(кг·К)
1	446,40	-25 (248)	12,0	2,070
2 _s	481,87	28,30 (301,3)	26,5	2,065
2	505,52	50,43 (323,43)	26,5	2,140

Узловые точки	Энтальпия, кДж/кг	Температура, °С (К)	Давление, бар (абс)	Энтропия, кДж/(кг·К)
3	458,02	7,49 (280,49)	26,5	1,983
4 _s	518,97	105,81 (378,81)	91,0	1,983
4	551,79	130,62 (403,62)	91,0	2,067
5	298,36	35 (308)	91,0	1,313
6	308,94	0 (273)	34,8	1,399
7	200,00	0 (273)	34,8	1,000
8	431,50	0 (273)	34,8	1,846
9	200,00	-10 (263)	26,5	1,004
10 _s	469,45	74,12 (347,12)	91,0	1,846
10	487,31	84,54 (357,54)	91,0	1,897
11	200,00	-35 (238)	12,0	1,030
12	448,70	0 (273)	26,5	1,949
13	435,16	-10 (263)	26,5	1,899
14	436,11	-35 (238)	12,0	2,022
15	517,02	104,37 (377,37)	91,0	1,978

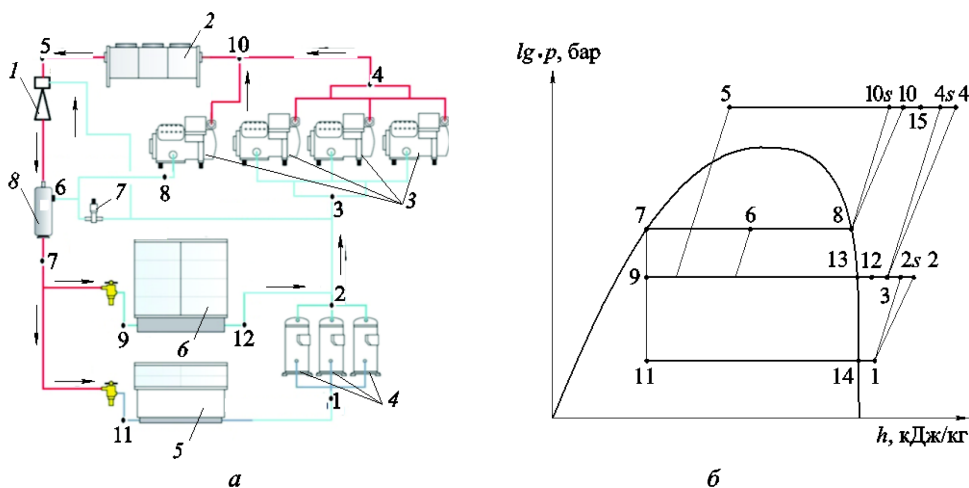


Рис. 5. Транскритический цикл CO₂ с параллельным сжатием и эжектором (цикл 3): принципиальная схема (а): 1 — эжектор; 2 — охладитель пара; 3 — СТ компрессоры; 4 — НТ компрессоры; 5 — НТ потребитель; 6 — СТ потребитель; 7 — регулирующий вентиль; 8 — промежуточный сосуд; цикл в диаграмме $h - \lg \cdot p$ (б)

Результаты анализа приведены на рис. 6 и в табл. 4, результаты расчетов систем, приведенных в начале статьи, — на рис. 7 и 8.

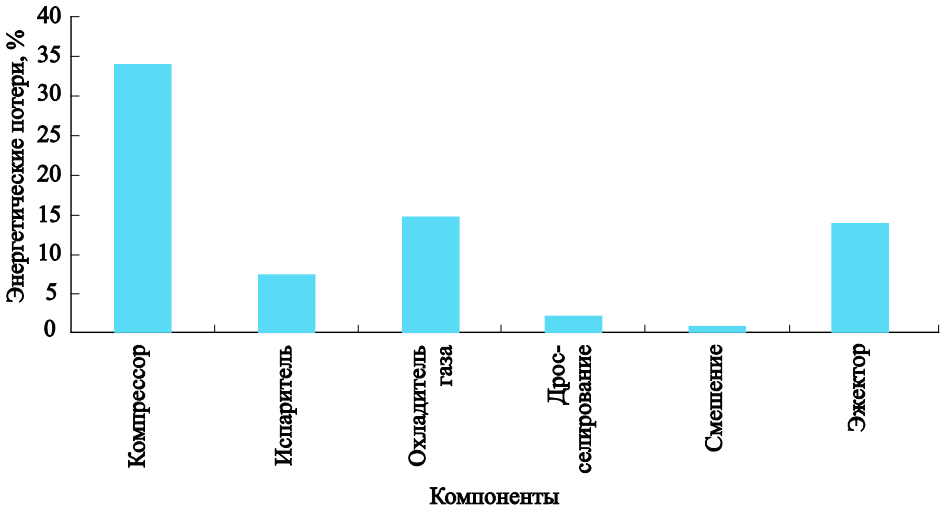


Рис. 6. Энергетические потери по компонентам цикла с параллельным сжатием и эжектором, %

Таблица 4

Результаты ЭСМТА

Параметр	Цикл 1	Цикл 2	Цикл 3
Удельная массовая холодопроизводительность СТ, кДж/кг	248,70	248,70	248,70
Удельная массовая холодопроизводительность НТ, кДж/кг	246,40	246,40	246,40
Минимально необходимая удельная работа для генерации холода, кДж/кг	199,18	199,18	199,18
Общая затраченная работа сжатия, кДж/кг	987,97	881,96	795,67
Адиабатная работа сжатия, кДж/кг	639,23	577,86	523,30
Степень термодинамического совершенства η , %	20,16	22,58	25,03
Холодильный коэффициент адиабатный $\epsilon_{ад}$	2,37	2,62	2,89
Действительный холодильный коэффициент $\epsilon_{д}$	1,53	1,72	1,90
Удельные затраты работы для компенсации производства энтропии в охладителе газа, кДж/кг	143,24	133,59	118,82
Удельные затраты работы для компенсации производства энтропии при дросселировании, кДж/кг	218,11	167,29	15,37
Удельные затраты работы для компенсации производства энтропии в испарителе, кДж/кг	80,38	80,38	80,38
Удельные затраты работы для компенсации производства энтропии в других процессах, кДж/кг	11,54	6,73	4,95
Удельные затраты работы для компенсации производства энтропии в эжекторе, кДж/кг	—	—	111,20

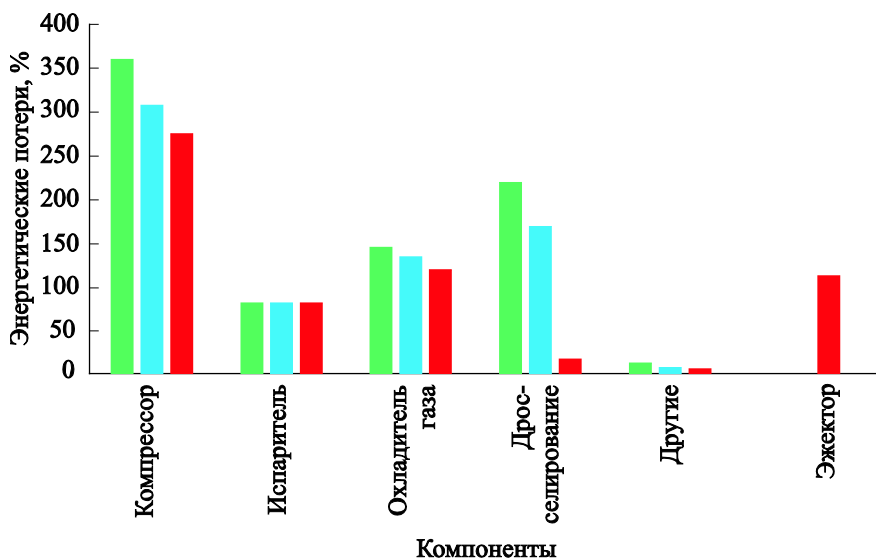


Рис. 7. Энергетические потери по компонентам рассматриваемых циклов, кДж/кг:
 ■ — цикл 1; ■ — цикл 2; ■ — цикл 3

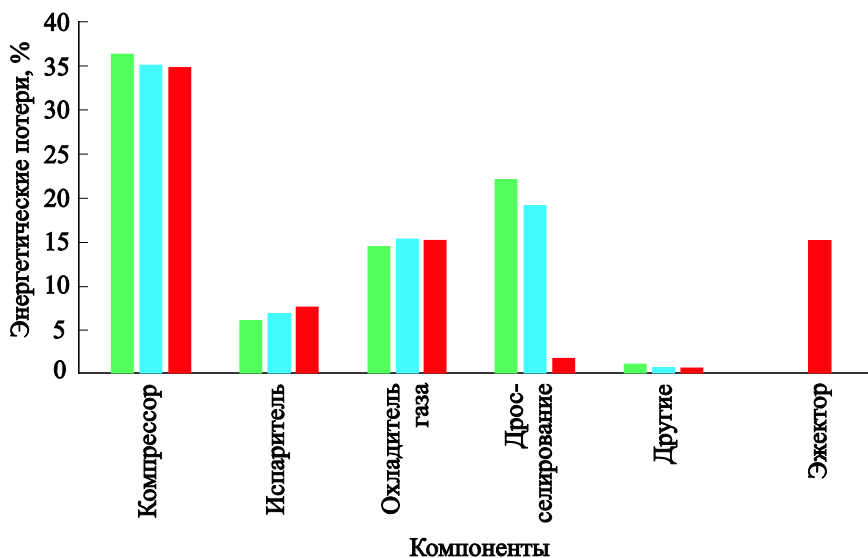


Рис. 8. Энергетические потери по компонентам рассматриваемых циклов, %:
 ■ — цикл 1; ■ — цикл 2; ■ — цикл 3

На основании степени термодинамического совершенства η произведем сравнение по энергопотреблению рассматриваемых холодильных систем (табл. 5). За базовый вариант (100 %) принималась низкотемпературная система холодоснабжения с одноступенчатым сжатием (хладагент R507A) [7].

Энергопотребление рассматриваемых холодильных систем

Показатель	R507A	Цикл 1	Цикл 2	Цикл 3
Степень термодинамического совершенства η	0,249	0,202	0,226	0,250
Энергопотребление, %	100,00	123,27	110,18	99,6

Как видно по данным табл. 5, энергопотребление базового (цикл 1) и цикла с параллельным сжатием (цикл 2) на CO₂ ниже значения этого показателя цикла одноступенчатого сжатия (не самого эффективного) на R507A. Применение эжектора в цикле на CO₂ (цикл 3) позволяет несколько увеличить эффективность относительно традиционных решений.

Аналогичные данные получены компанией Danfoss, с ними можно ознакомиться на сайте.

На основании изложенного выше можно сделать следующие выводы.

1. ЭСМТА позволяет повысить эффективность холодильных установок на этапе проектирования за счет информации о распределении потерь по элементам системы.

2. Сравнение энергоэффективности разных холодильных систем целесообразно производить по степени термодинамического совершенства.

3. Для повышения энергоэффективности транскритических циклов CO₂ в схему холодильного цикла рекомендуется внести изменения, например, применить эжектор.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Архаров А.М. *Основы криологии. Энтропийно-статистический анализ низкотемпературных систем*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2014, 507 с.
- [2] Koeberle T., Becker M.P. A method for calculating the energy efficiency of refrigeration systems during ongoing operation. *Works of International Congress of Refrigeration*, Prague, ID478, 2011.
- [3] Romer S., Mosemann D., Jahn K. Universal energy efficiency evaluation method of refrigeration systems. *Works of International Congress of Refrigeration*, Prague, ID540, 2011.
- [4] Архаров А.М., Шишов В.В. Анализ низкотемпературных холодильных циклов с помощью энтропийно-статистического метода. *Холодильная техника*, 2014, № 8, с. 50–53.
- [5] Архаров А.М., Шишов В.В., Талызин М.С. Энтропийно-статистический анализ низкотемпературных холодильных циклов и выбор на его основе оптимальной системы холодоснабжения магазина. *Холодильная техника*, 2016, № 3, с. 30–34.

- [6] Шишов В.В., Талызин М.С. Практическое применение энтропийно-статистического метода анализа холодильных циклов. *Холодильная техника*, 2015, № 3, с. 25–29.
- [7] Архаров А.М., Шишов В.В., Шамсутдинов И.Р., Серебряков Н.Ю. Энтропийно-статистический анализ холодильных циклов для «шоковой» заморозки. *Холодильная техника*, 2015, № 11, с. 38–42.
- [8] Шишов В.В., Ходакова Н.В., Михайлов А.Ю., Ракидин Д.И. Применение теплообменника в регенеративном холодильном цикле. *Холодильная техника*, 2002, № 8, с. 16–18.

Статья поступила в редакцию 08.02.2017

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Архаров А.М., Шишов В.В., Талызин М.С. Энтропийно-статистический анализ низкотемпературных транскритических циклов диоксида углерода. *Инженерный журнал: наука и инновации*, 2017, вып. 3.

<http://dx.doi.org/10.18698/2308-6033-2017-3-1601>

Статья подготовлена по материалам доклада, представленного на 13-й Международной научно-практической конференции «Криогенные технологии и оборудование. Перспективы развития», которая состоялась 1–2 ноября 2016 г., Москва

Архаров Алексей Михайлович — д-р техн. наук, профессор МГТУ им. Н.Э. Баумана, академик РАЕН, академик Европейской академии естественных наук (г. Ганновер), председатель московского регионального отделения Международной академии холода. Лауреат Государственных премий СССР и России, заслуженный деятель науки и техники России, академик РАЕН. Гос. премия СССР (1988 г.) за создание новых криогенных систем, гос. премия России (2003 г.) за работы в области криомедицины, премии правительства России и Москвы за работы в области криомедицины, лауреат премии и почетный член Парижского Международного института холода (1979 г.), премия и медаль Густава Лоренцена (2007 г.). Области научных интересов: криология, новые способы, методы генерации холода, применение низких температур в технике, термодинамика низкотемпературных процессов, термодинамические основы генерации холода, термодинамический (энтропийно-статистический) анализ низкотемпературных систем. Автор более 450 научных работ.

Шишов Виктор Викторович — канд. техн. наук, доцент МГТУ им. Н.Э. Баумана, действительный член Международной академии холода. Область научных интересов: термодинамический (энтропийно-статистический) анализ низкотемпературных систем, применение низких температур в технике. Автор более 140 научных работ. e-mail: vv@shishov.net

Талызин Максим Сергеевич — ассистент МГТУ им. Н.Э. Баумана. Область научных интересов: термодинамический (энтропийно-статистический) анализ низкотемпературных систем, применение низких температур в технике. Автор 6 научных работ. e-mail: talyzin_maxim@mail.ru

Statistical entropy analysis of carbon dioxide low-temperature transcritical cycles

© A.M. Arkharov, V.V. Shishov, M.S. Talyzin

Bauman Moscow State Technical University, Moscow, 105005, Russia

The article considers the results of comparing operational efficiency of carbon dioxide transcritical cycles used in refrigeration systems for retail enterprises. We selected the thermodynamic degree of perfection as the estimation criterion during comparison, and analysed refrigeration systems using the statistical entropy method. As input data, we selected parameters taken into account when designing refrigeration plants. We supply circuit diagrams of the refrigeration systems considered and equations for calculating the minimum work required to compensate for entropy production in the refrigerator nodes. The analysis results made it possible to define ways of further optimising the retail refrigeration system.

Keywords: *statistical entropy analysis, thermodynamic analysis method, transcritical cycle, carbon dioxide, carbonic acid gas, retail refrigeration systems*

REFERENCES

- [1] Arkharov A.M. *Osnovy kriologii. Entropiyno-statisticheskiy analiz nizkotemperaturnykh sistem* [Fundamentals of Cryology. Entropy-statistical analysis of low temperature systems]. Moscow, BMSTU Publ., 2014, 507 p.
- [2] Koeberle T., Becker M.P. A method for calculating the energy efficiency of refrigeration systems during ongoing operation. *Works of International Congress of Refrigeration*, Prague, ID478, 2011.
- [3] Romer S., Mosemann D., Jahn K. Universal energy efficiency evaluation method of refrigeration systems. *Works of International Congress of Refrigeration*, Prague, ID540, 2011.
- [4] Arkharov A.M., Shishov V.V. *Kholodilnaya tekhnika — Refrigeration Engineering*, 2014, no. 8, pp. 50–53.
- [5] Arkharov A.M., Shishov V.V., Talyzin M.S. *Kholodilnaya tekhnika — Refrigeration Engineering*, 2016, no. 3, pp. 30–34.
- [6] Shishov V.V., Talyzin M.S. *Kholodilnaya tekhnika — Refrigeration Engineering*, 2015, no. 3, pp. 25–29.
- [7] Arkharov A.M., Shishov V.V., Shamsutdinov I.R., Serebryakov N.Yu. *Kholodilnaya tekhnika — Refrigeration Engineering*, 2015, no. 11, pp. 38–42.
- [8] Shishov V.V., Khodakova N.V., Mikhaylov A.Yu., Rakitin D.I. *Kholodilnaya tekhnika — Refrigeration Engineering*, 2002, no. 8, pp. 16–18.

Arkharov A.M. (b. 1931) graduated from Bauman Moscow Higher Technical School in 1954. Dr. Sc. (Eng.), Professor, Head of the Department of Refrigeration, Cryogenic Engineering, Air Conditioning and Life Support Systems, Bauman Moscow State Technical University. Laureate of the USSR State Prize and the Russian Federation National Award, Honoured Figure of Science and Engineering of Russia, Academician of the Russian Academy of Natural Sciences, awardee and Honorary Member of the International Institute of Refrigeration (Paris, France), Academician of the European Academy of Natural Sciences (Hannover, Germany), Chairperson of the Moscow regional branch of the International Academy of Refrigeration. Author of 25 books and over 450 scientific publications in the field of cryogenics.

Shishov V.V. (b. 1941), Cand. Sc. (Eng.), Assoc. Professor, Bauman Moscow State Technical University. Full member of the International Academy of Refrigeration. Specialises in thermodynamic (statistical entropy) analysis of low-temperature systems, low temperature generation and application in engineering. Author of over 140 scientific publications. e-mail: vv@shishov.net

Talyzin M.S. (b. 1981), Assist. Lecturer, Bauman Moscow State Technical University. Specialises in thermodynamic (statistical entropy) analysis of low-temperature systems, low temperature generation and application in engineering. Author of 6 scientific publications. e-mail: talyzin_maxim@mail.ru