

ЭНТРОПИЙНО-ЦИКЛОВАЯ МОДЕЛЬ ТЕПЛООБМЕННОГО АППАРАТА В СОСТАВЕ ЭНЕРГОПРЕОБРАЗУЮЩЕЙ СИСТЕМЫ

Дихтярь¹ Т.В., Баженов² О.В.

ФГАОУ ВО «Крымский федеральный университет им В.И. Вернадского»,
Институт «Академия строительства и архитектуры»,
295493, Республика Крым, г. Симферополь, ул. Киевская, 181.
e-mail: ¹ ta_titova@mail.ru, ² bazhenov.o.v@mail.ru

Аннотация. Метод термодинамического анализа позволяет оценить необратимые потери в процессах, происходящих в теплообменных аппаратах, и их влияние на энергетическую эффективность системы. Метод основан на расчёте изменения энтропии при осуществлении действительных процессов и её влияния на состояние всей энергопреобразующей системы. Термодинамический анализ цикла является той базой, при помощи которой можно решать задачи совершенствования конденсаторов, проводить их термодинамический и термоэкономический анализ. Термодинамический анализ циклов получил название «метода циклов» и заключается в формировании действительного цикла и соответствующего схемного решения будущей системы или устройства путем последовательного уменьшения энергетической эффективности идеального цикла поэтапным наращиванием необратимостей с выходом на реальные условия работы каждого элемента в составе системы. В последние десятилетия этот метод был в значительной мере потеснен методом характеристических функций, более удобным при решении многих задач и теплотехнических расчетов, но в области технической термодинамики он не потерял своего значения и поныне. Это связано, в первую очередь, с удобством, наглядностью и логичностью его применения для анализа эффективности действительных термодинамических циклов энергопреобразующих систем. Энтропийно-цикловой метод применяется для термодинамического анализа цикла холодильной машины. В таких исследованиях определяются внешние и внутренние необратимости в процессах конденсации и кипения с учётом конструктивных особенностей теплообменных аппаратов, а также дается количественная оценка влияния потерь на энергетическую эффективность цикла. Таким образом, энтропийно-цикловая модель даёт возможность комплексно оценить работу теплообменного аппарата в составе энергопреобразующей системы, выявить ключевые источники потерь и определить пути повышения эффективности.

Предмет исследования: процессы тепло и массообмена в оребренных теплообменных аппаратах и сопряженных контурах комбинированной тригенерационной установки.

Материалы и методы: математические методы физического и численного моделирования.

Результаты: в результате исследований определена величина энергетической потери в конденсаторе, связанная с передачей тепла при конечной разнице температур.

Выводы: при конденсации движущегося пара имеет место потеря давления, причем достаточно ощутимая внутри труб и каналов, а также внутренняя необратимость, связанная с потерей давления потоком рабочего вещества, движущегося в аппарате.

Ключевые слова: конденсатор, термодинамический цикл, энтропия, температура, давление, энергетические потери.

ВВЕДЕНИЕ

По классической схеме «метод циклов» - это пошаговый метод, основные этапы которого представляют:

- обратимый цикл – образец;
- эталонный цикл;
- действительный цикл.

При формировании действительного цикла принято различать два вида необратимости процессов: необратимость внешнюю и необратимость внутреннюю. Такого рода классификация необратимостей позволяет правильно устанавливать источники энергетических потерь в любом элементе системы и намечать пути для их устранения.

Процессы в конденсаторах относятся к четвертой группе реальных процессов - необратимых как внутренне, так и внешне, т.е. в процессах отсутствуют условия внутреннего равновесия рабочего вещества и условия равновесия между рабочим веществом и источниками тепла, находящимися с ним во взаимодействии[1].

АНАЛИЗ ПУБЛИКАЦИЙ

Этапы в формировании прямого и обратного действительных термодинамических циклов непосредственно связаны с процессами в конденсаторах энергопреобразующей системы.

Этап 1. Обратный обратимый цикл Карно – цикл – образец построен на температурах источников тепла T_{cp} и $T_{хол}$, цикл 1 (рис.1а). Коэффициент преобразования цикла Карно:

$$COP_{обр} = \frac{T_{хол}}{T_{cp} - T_{хол}} \quad (1)$$

Прямой обратимый цикл Карно – цикл - образец, построен на температурах источников тепла $T_{гор}$, T_{cp} , цикл 1(рис.1б).

$COP_{пр}$ цикла Карно:

$$COP_{пр} = \frac{T_{гор} - T_{cp}}{T_{гор}} \quad (2)$$

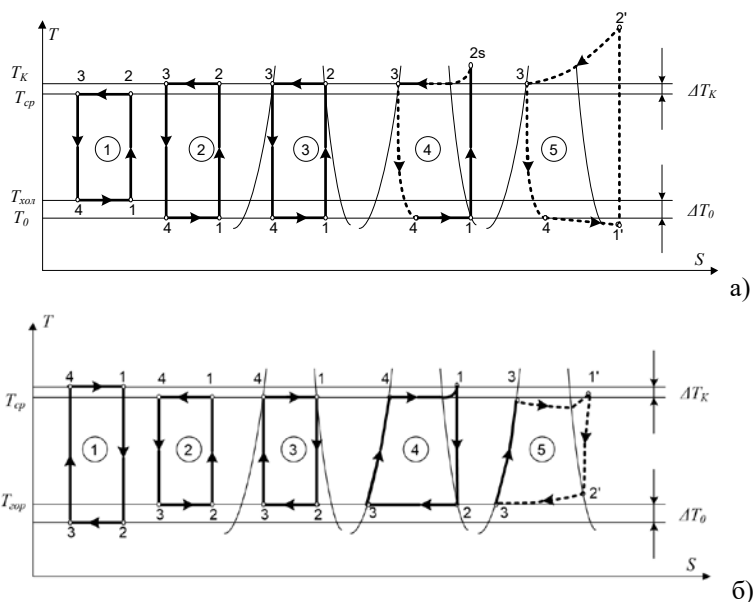


Рис. 1. Формирование циклов в диаграмме состояний (T-s)
Fig. 1. Formation of cycles in the state diagram (T-s)

Этап 2. Цикл Карно обратный с внешней необратимостью в процессах подвода - отвода тепла, цикл 2 (рис. 1а).

Цикл построен на основных рабочих температурах T_K и T_0 .

Цикл Карно прямой с внешней необратимостью в процессах подвода- отвода тепла, цикл 2 (рис. 1б). Цикл построен на основных рабочих температурах T'_0 и T'_K .

Введение ΔT в процессы подвода (отвода) тепла уменьшает COP .

Для обратного цикла:

$$COP_{обр}^* = \frac{(T_{хол} - \Delta T_0)}{(T_{cp} + \Delta T_K) - (T_{хол} - \Delta T_0)}, \quad (3)$$

где

$$T_0 = T_{хол} - \Delta T_0; T_K = T_{cp} + \Delta T_K.$$

Для прямого цикла:

$$COP_{пр}^* = \frac{(T_{гор} - \Delta T'_0) - (T_{cp} - \Delta T'_K)}{T_{гор} - \Delta T'_0}, \quad (4),$$

где

$$T'_0 = T_{гор} - \Delta T'_0; T'_K = T_{cp} + \Delta T'_K.$$

Этап 3. Циклы Карно с внешней необратимостью для реального рабочего вещества, циклы 3 (рис. 1а, б). Введенное условие ограничивает область осуществления обратимого цикла Карно двухфазной областью.

Этап 4. Эталонный цикл энергопреобразующей системы (минуя этапы формирования, не связанные непосредственно с процессами подвода и отвода тепла) [1]:

– цикл Планка для обратных термодинамических циклов, цикл 4 (рис. 1а);

– цикл Ренкина для прямых термодинамических циклов, цикл 4 (рис. 1б).

Эталонные циклы Планка и Ренкина появились на основании практической нереализуемости цикла Карно. Дальнейший анализ этих циклов будет сопровождаться учетом необратимостей в отдельных процессах.

Этап 5. Эталонный цикл с внутренней необратимостью в процессе конденсации, циклы 5 (рис. 1а, б).

МАТЕРИАЛЫ И МЕТОДЫ ИССЛЕДОВАНИЙ

Для определения количественного изменения COP цикла при введении обеих необратимостей со стороны рабочего вещества в процессе теплообмена в конденсаторе дополним «метод циклов» «энтропийным методом» [2], который заключается в расчете и поэлементном анализе изменений (прироста) энтропии всех тел, участвующих в процессе, как входящих в рассматриваемую систему, так и в нее не входящих, но взаимодействующих с ней в процессе функционирования, расчете полного изменения энтропии системы в целом и определении, в итоге, потерь возможной работы (энергетических потерь), что необходимо для расчета действительной работы, получаемой в реальных прямых или затрачиваемой в обратных.

«Энтропийный» метод, как любой из методов современной прикладной термодинамики исходит из известного соотношения Гюи-Стодолы [3]:

$$\Delta\Pi_{\Sigma} = T_{cp} \cdot \Delta S_{\Sigma}, \quad (5)$$

где Π_{Σ} - суммарная потеря работоспособности системы; T_{cp} - абсолютная температура окружающей среды; ΔS_{Σ} - изменение энтропии системы, включая изменение энтропии внешних по отношению к ней тел, взаимодействующих с системой в процессе функционирования.

Если система состоит из конечного множества элементов $i=1,2...n$, то в силу аддитивности энтропии $\Delta S_{\Sigma} = \sum_{i=1}^n \Delta S_i$, где ΔS_i -изменение (прирост) энтропии i -го элемента системы[4].

Аналогично $\Delta \Pi_{\Sigma} = \sum_{i=1}^n \Delta \Pi_i$, где $\Delta \Pi_i = T_{cp} \cdot \Delta S_i$ - энергетические потери в i -ом элементе.

Тогда:

$$\Delta \Pi_{\Sigma} = T_{cp} \cdot \sum_{i=1}^n \Delta S_i, \quad (6)$$

где ΔS_i может быть записано как алгебраическая сумма потоков энтропии, проходящих через конденсатор, и суммы приведенных теплот, подводимых (или отводимых) от него в процессе взаимодействия конденсатора с окружающей средой – (рис.2) [5].

$$\Delta S = [(m_{хол}^{выход} \cdot s_{хол}^{выход}) + (m_{гор}^{выход} \cdot s_{гор}^{выход})] - [(m_{хол}^{вход} \cdot s_{хол}^{вход}) + (m_{гор}^{вход} \cdot s_{гор}^{вход})] + \frac{Q_{кд}}{T_{cp}} \quad (7)$$

Используя понятия из эксергетической модели теплообменного аппарата энтропию каждого материального потока теплообменного аппарата представим как сумму



Рис. 2. Потоки энтропии в конденсаторе
Fig. 2. Entropy flows in a condenser

РЕЗУЛЬТАТЫ И ИХ АНАЛИЗ

Чёткость и простоту количественных характеристик необратимостей ΔS_i в отдельных элементах установки и согласование этих характеристик с общей необратимостью в цикле обеспечивает «энтропийно-цикловой»[7] анализ действительного цикла с помощью диаграммы состояний (T - s).

Рассмотрим обратный цикл энергопреобразующей системы (рис. 3). Такой цикл внутренне и внешне необратим. Внутренне – в процессах сжатия и расширения вследствие

$$\Delta S_{\Sigma} = \Delta S^M + \Delta S^T + \Delta S^X. \quad (8)$$

По аналогии с химической эксергией $\Delta S^X = 0$. Тогда

$$\Delta S_{\Sigma} = \sum_{i=1}^2 \sum_{l=1}^2 m_{\text{ВЫХ}} \cdot (s^T + s^M) - \sum_{i=1}^2 \sum_{k=1}^2 m_{\text{ВХ}} \cdot (s^T + s^M) + \sum_{i=1}^2 \frac{Q_{кд}}{T_{cp}},$$

$$\Delta S_{\Sigma} = \sum_{i=1}^2 \sum_{l=1}^2 m_{\text{ВЫХ}} \cdot (s^T + s^M) - \sum_{i=1}^2 \sum_{k=1}^2 m_{\text{ВХ}} \cdot (s^T + s^M) + \sum_{i=1}^2 \frac{Q_{исп}}{T_{cp}} \quad (9)$$

где $m_{\text{вх}}$, $m_{\text{вых}}$ - массовые расходы потоков, входящих и выходящих соответственно; $Q_{кд}$ - тепловая нагрузка на конденсатор; $Q_{исп}$ - тепловая нагрузка на испаритель; T_{cp} - температура окружающей среды.

Определив ΔS_{Σ} несложно по уравнению (6) найти сумму Π_{Σ} , а затем и действительную полученную (или затраченную) работу в цикле с учетом только энергетических потерь в одном аппарате[6].

$$W_{д} = W_{обр} - \Pi_{\Sigma} \text{ - для прямых циклов,}$$

$$W_{д} = W_{обр} + \Pi_{\Sigma} \text{ - для обратных циклов.}$$

Здесь $W_{обр}$ - работа образцового цикла (полученная или затраченная).

конечной скорости протекания процессов и, как следствие, их неравновесности, а также вследствие внутреннего трения. Внешне – вследствие конечной разности температур в процессах подвода и отвода тепла при взаимодействии с внешними телами.

Из (рис. 3) видно, насколько потери в каждом аппарате влияют на увеличение ΔS_{Σ} энтропии системы.

Затрата работы в цикле: $w_{д} = q_{к} - q_{0} = h_{2} - h_{1} \Leftrightarrow \text{пл.}(22''3ab41de)$.

Подвод тепла: $q_{0} = h_{1} - h_{4} \Leftrightarrow \text{пл.}(d14b)$.

Отвод тепла: $-q_{к} \Leftrightarrow \text{пл.}(e22''3a)$.

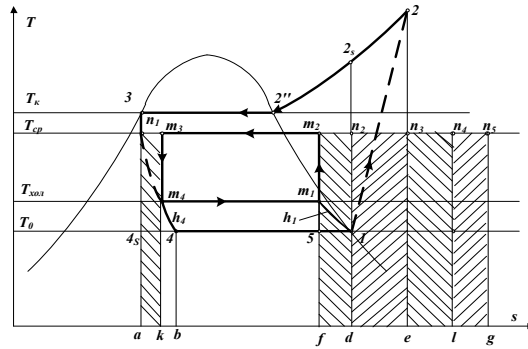


Рис. 3. Определение энергетических потерь в действительном обратном цикле энергопреобразующей системы и соответственные циклы Карно

Fig. 3. Determination of energy losses in the actual reverse cycle of an energy conversion system and corresponding Carnot cycles

Для определения наименьшей возможной потери работы строим образцовый соответственный цикл Карно « $m_1m_2m_3m_4$ », который осуществляется в интервале температур источников теплоты (T_{cp} , $T_{хол}$). Для обратных циклов это означает равенство удельных массовых холодопроизводительностей обоих циклов. Этим определяется «ширина» соответственного цикла Карно в диаграмме $T-s$, а вместе с температурным интервалом его габариты [1, 8].

$$h_{m1} - h_{m4} = h_1 - h_4 = T_{хол} \cdot (s_k - s_f) \\ \Leftrightarrow \text{пл.}(km_4m_1f)$$

Работа, затрачиваемая в обратном цикле (минимально возможная работа), $w(m_1m_2m_3m_4)_{min}$.

Перерасход работы (энергетические потери) в действительном цикле в сравнении с образцовым (с учетом равенства площадей пл. $d14b = \text{пл.} km_1m_4f$).

$$\Pi_{\Sigma} = w_D - w''_{1234min}$$

Оценим необратимость процесса конденсации при условии:

$$s_{2op}^{6blx} = s_3; s_{2op}^{6x} = s_2 \text{ и } m_{2op}^{6x} = m_{2op}^{6blx} = 1; q_k = h_2 - h_3,$$

Тогда

$$\Delta s = s_3 - s_2 + \frac{h_2 - h_3}{T_{cp}}. \quad (10)$$

Перестроим площадь, равную перерасходу работы из-за внешней необратимости в конденсаторе, равную пл. $(n_1n_2n_3n_4)$, в равновеликую ей площадь пл. (an_1n_4) Тогда из равенства $h_2 - h_3 = T_{cp}(s_l - s_3)$, неизвестное значение s_l будет равно $s_l = s_3 + \frac{h_2 - h_3}{T_{cp}}$, и, подставляя его в уравнение (10), получим:

$$\Delta s = s_{n4} - s_{n3} \Rightarrow \Pi_2 = T_{cp} \cdot (s_l - s_2) \Leftrightarrow \text{пл.}(eln_4n_3).$$

Таким образом, определена величина энергетической потери в конденсаторе, связанная с передачей тепла при конечной разнице температур.

При конденсации движущегося пара имеет место потеря давления, причем достаточно ощутимая внутри труб и каналов [9].

При рассмотрении влияния потерь давления на перерасход работы в цикле упростим (рис. 3), исключив внутреннюю необратимость в процессе сжатия (рис. 4).

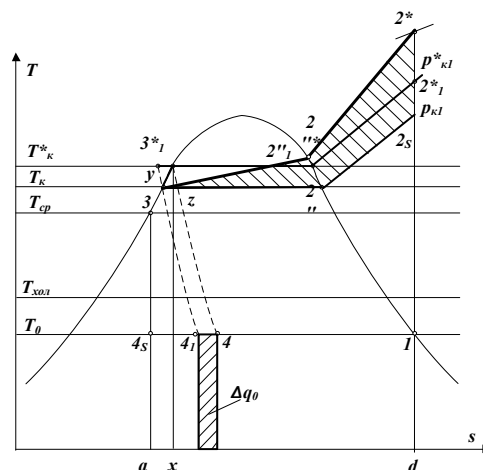


Рис. 4. Определение внутренних энергетических потерь в конденсаторе

Fig. 4. Determination of internal energy losses in a capacitor

На диаграмме $T-s$ (рис. 4) процесс конденсации с учетом потери давления условно изображен линией (2^*2^*3) , которая не является изобарой. Следовательно, начальное давление конденсации будет соответствовать условию $p_k^* > p_k$. Площадка $(32^*2s2^*2^*)$ должна характеризовать дополнительный расход работы (Δw) , т.к. состояние процесса конденсации зависит от характера процесса (2^*2^*3) . Дополнительный перерасход работы в цикле из-за падения давления в конденсаторе равен количеству тепла, дополнительно отведенному в конденсаторе.

Для продолжения анализа поступим следующим образом: заменим процесс с переменным давлением (2^*2^*3) изобарным при давлении p_{k1}^* . При этом должно соблюдаться дополнительное условие: тепло конденсации остается постоянным.

Практически это выполняется путем планиметрирования $пл.(32^*2s2^*2^*3)$ с последующим построением равновеликой $пл.(32^*2s2_1^*2_1^*3_1^*)$.

Новый процесс конденсации осуществляется при эквивалентном увеличении T_k^* . Увеличение температуры T_k^* влечет за собой уменьшение удельной массовой холодопроизводительности Δq_0 , что нарушает основное условие осуществления сравнения обратных циклов – равенство указанных характеристик обоих циклов [10].

Для восстановления равенства изменим условия перед дросселем. Введем процесс переохлаждения жидкости при $p_{k1}^* = const$ до состояния T_k , отвечающего $h_3 = const$, либо изотермического сжатия при $T_k^* = const$ до состояния (y) . Начальное и конечное значение энтальпий в них одинаково. Для инженерных расчетов принимают, что изобары в области жидкости совпадают с линией насыщения, процесс (3^*1y) перемещается на пограничную кривую и совпадает с процессом $(3^*1 - 3)$. В цикле осуществляется дополнительный отвод тепла, эквивалентный перерасходу работы в одном из процессов, численно равный $q_{доп} = h_{3_1}^* - h_3$.

На основании изложенного, записываем, что перерасход работы в цикле с учетом гидравлических потерь в конденсаторе выражается в количестве

$$\Delta q_k = q_k^* + q_{доп} - q_k = (h_{2_1}^* - h_3) - (h_{2s} - h_3) + (h_{3_1}^* - h_3). \quad (11)$$

«Ширина» соответственного цикла Карно в диаграмме увеличится на отрезок $(n_4 n_5)$ (рис. 3), что соответствует дополнительному перерасходу работы.

ВЫВОДЫ

Энтропийно-циклового метод для подобного рода исследования является иллюстративным и количественно дает лишь приближенные значения величин необратимостей в отдельных процессах.

Кроме внешней необратимости в конденсаторе, имеет место внутренняя необратимость, связанная с потерей давления потоком рабочего вещества, движущегося в аппарате. Определена величина энергетической потери в конденсаторе, связанная с передачей тепла при конечной разнице температур. При конденсации движущегося пара имеет место потеря давления, причем достаточно ощутимая внутри труб и каналов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Мартыновский В.С. Анализ действительных термодинамических циклов/ В.С. Мартыновский. – М.: Энергия, 1972. – 216 с.
2. Гохштейн Д.П. Современные методы термодинамического анализа энергетических установок: на правах рукописи / Д.П. Гохштейн. – Одесский Технологический Институт им. М.В. Ломоносова, 1967. – 333с.
3. Андрищенко А.И. Основы технической термодинамики реальных процессов/ А.И. Андрищенко. – М.: Высшая школа, 1978. – 264 с.
4. Беляев. Н.М. Термодинамика/ Н.М. Беляев. – К.: Вища школа, 1987.- 344 с.
5. Вукалович М.П. Термодинамика / М.П. Вукалович, И.И. Новиков. – М.: Машиностроение, 1972. – 672 с.
6. Базаров И.П. Термодинамика/ И.П. Базаров. – М.: Высшая школа, 1991. – 376 с.
7. Бродянский В.М. Эксергетический метод термодинамического анализа/ В.М. Бродянский. – М.: Энергия, 1973. – 296 с.
8. Мартыновский В.С. Циклы, схемы и характеристики термотрансформаторов/ В.С. Мартыновский. – М.: Энергия, 1979. – 288 с.
9. Розенфельд Л.М. Холодильные машины и аппараты / Л.М. Розенфельд, А.Г. Ткачев. – М.: Госторгиздат, 1960. – 650 с
10. Рудометкин Ф.И. Монтаж, эксплуатация и ремонт холодильных установок/ Ф. И. Рудометкин, Г. В. Недельский. – М.: Пищевая промышленность, 1973. – 375 с.

REFERENCES

1. Martynovsky V.S. Analysis of Actual Thermodynamic Cycles/ V.S. Martynovsky. – M.: Energiya, 1972. – 216 p.
2. Gokhshtein D.P. Modern Methods of Thermodynamic Analysis of Power Plants: Manuscript / D.P. Gokhshtein. – Odessa Technological Institute named after M.V. Lomonosov, 1967. – 333 p.
3. Andryushchenko, A.I. Fundamentals of Technical Thermodynamics of Real Processes/ A.I. Andryushchenko. – Moscow: Vysshaya Shkola, 1978. – 264 p.
4. Belyaev, N.M. Thermodynamics/ N.M. Belyaev. – Kiev: Vyshcha Shkola, 1987. – 344 p.

5. Vukalovich, M.P. Thermodynamics / M.P. Vukalovich, I.I. Novikov. – Moscow: Mashinostroenie, 1972. – 672 p.

6. Bazarov I.P. Thermodynamics/ I.P. Bazarov. Moscow: Higher School, 1991. 376 p.

7. Brodyansky V.M. Exergetic method of thermodynamic analysis/ V.M. Brodyansky. Moscow: Energiya, 1973. 296 p.

8. Martynovsky V.S. Cycles, schemes and characteristics of therotransformers/ V.S. Martynovsky Moscow: Energiya Publ., 1979. 288 p.

9. Rosenfeld L.M. Refrigeration machines and devices / L.M. Rosenfeld, A.G. Tkachev. – M.: Gostorgizdat, 1960. – 650 p.

10. Rudometkin F.I. Installation, operation and repair of refrigeration units / F. I. Rudometkin, G. V. Nedelsky. – M.: Food industry, 1973. – 375 p.

INFLUENCE OF THERMODYNAMIC CRITERIA ON THE MOVEMENT REGIME OF A GAS-LIQUID MIXTURE

Dikhtyar¹ T.V., Bazhenov² O.V.

V.I. Vernadsky Crimean Federal University,
Institute "Academy of Construction and Architecture",
295943, Simferopol, Kievskaya str., 181,
e-mail: ¹ ta_titova@mail.ru, ² bazhenov.o.v@mail.ru

Abstract. The method of thermodynamic analysis allows us to evaluate the irreversible losses in the processes occurring in heat exchangers and their impact on the energy efficiency of the system. The method is based on the calculation of entropy changes during actual processes and their impact on the state of the entire energy conversion system. The thermodynamic analysis of a cycle provides a foundation for improving capacitors and conducting their thermodynamic and thermoeconomic analysis. Thermodynamic analysis of cycles is known as the "cycle method" and involves the formation of a valid cycle and the corresponding circuit design of a future system or device by gradually reducing the energy efficiency of an ideal cycle and increasing irreversibilities to achieve real-world operating conditions for each element within the system. In recent decades, this method has been largely replaced by the method of characteristic functions, which is more convenient for solving many problems and performing thermal engineering calculations, but it has not lost its significance in the field of technical thermodynamics. This is primarily due to the convenience, clarity, and logicity of its application for analyzing the efficiency of actual thermodynamic cycles in energy conversion systems. The entropy-cycle method is used for the thermodynamic analysis of the refrigeration cycle. Such studies determine the external and internal irreversibilities in condensation and boiling processes, taking into account the design features of heat exchange devices, and provide a quantitative assessment of the impact of losses on the energy efficiency of the cycle. Thus, the entropy-cycle model makes it possible to comprehensively assess the operation of a heat exchanger as part of an energy conversion system, identify key sources of losses, and determine ways to improve efficiency.

Subject: heat and mass transfer processes in finned heat exchangers and coupled circuits of a combined tri-generation plant.

Materials and methods: mathematical methods of physical and numerical modeling.

Results: the study determined the amount of energy loss in the condenser due to heat transfer at a finite temperature difference.

Conclusions: during the condensation of moving steam, there is a loss of pressure, which is quite noticeable inside the pipes and channels, as well as internal irreversibility associated with the loss of pressure by the flow of the working substance moving in the apparatus.

Key words: condenser, thermodynamic cycle, entropy, temperature, pressure, energy losses.