

УДК 621.565.92.012:536.1

АНАЛИЗ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИХ ЦИКЛОВ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН ЭНТРОПИЙНО-ЦИКЛОВЫМ МЕТОДОМ

Никulyшин Р.К., Морозюк Л.И., Морозюк Т.В.

Рассмотрен энтропийно-цикловой метод термодинамического анализа холодильных машин, созданы предпосылки его практического использования в анализе, синтезе и оптимизации.

Термодинамический анализ состоит в определении предельно возможной эффективности заданной энергопреобразующей системы и указании пути ее развития, посредством совершенствования тех элементов системы, которые в наибольшей степени окажут влияние на рост общей эффективности. Последнее преследует не только энергетические цели, но и приближение, в конечном счете, к оптимальному в экономическом отношении варианту, который всегда является «... разумным компромиссом между стремлением к максимальной энергетической эффективности и минимальным затратам на установку...» [1]. Указанная концепция является сущностью самого современного метода прикладной термодинамики – термoeкономики [1].

Энтропийный метод 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 (эксергетических потерь), что необходимо для расчета действительной работы, получаемой в реальных прямых циклах или затрачиваемой в обратных [2]. Как подчеркивается в [1], решение указанной задачи невозможно без введения в рассмотрение так называемых «образцовых циклов» (при постоянстве источников теплоты – циклов Карно, которые называются в этом случае «соответственными») и их сопоставлении с действительным циклом анализируемой системы. При этом, всякое отклонение от выбранного образца приводит к потерям, процедура нахождения которых сводится к расчету вышеуказанного поэлементного и общего изменения энтропии. Такой «энтропийно-цикловой» (по выражению В.М. Бродянского) подход позволяет наиболее полно и исчерпывающе ответить на вопрос о максимально возможной энергетической эффективности системы и путях ее дальнейшего совершенствования, т.е. использовать энтропийно-цикловой метод для анализа энергопреобразующей системы, синтеза ее схемного решения и оптимизации.

Энтропийно-цикловой метод, как любой из методов современной прикладной термодинамики, исходит из известного соотношения Гюи-Столды [1-4]

$$\Pi_{\Sigma} = T_{\text{ср}} \Delta S_{\Sigma}, \quad (1)$$

где Π_{Σ} – суммарная потеря работоспособности системы (эксергетические потери); $T_{\text{ср}}$ – абсолютная температура окружающей среды; ΔS_{Σ} – изменение энтропии системы, включая изменение энтропии внешних по отношению к ней тел, взаимодействующих с системой в процессе ее функционирования.

Если система состоит из конечного множества элементов $i = 1, 2, \dots, n$, то в силу аддитивности энтропии

$$\Delta S_{\Sigma} = \sum_{i=1}^n \Delta S_i,$$

где ΔS_i – изменение (прирост) энтропии произвольного i -го элемента системы.

Аналогично

$$\Delta \Pi_{\Sigma} = \sum_{i=1}^n \Delta \Pi_i,$$

где $\Delta \Pi_i$ – эксергетические потери в i -ом элементе;

$$\Pi_i = T_{\text{ср}} \Delta S_i.$$

Тогда

$$\Delta \Pi_{\Sigma} = T_{\text{ср}} \sum_{i=1}^n \Delta S_i.$$

ΔS_i может быть записано в самом общем виде (допуская наличие внутренних источников и стоков массы) как алгебраическая сумма потоков энтропии, проходящих через i -й элемент и суммы приведенных теплот, подводимых (или отводимых) от него в процессе взаимодействия системы с внешними по отношению к ней телами (рисунок 1):

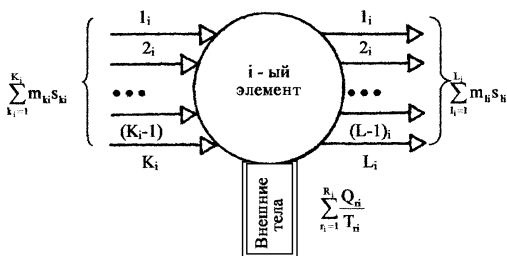


Рисунок 1 – Взаимодействие произвольного элемента энергопреобразующей системы с внешними телами

$$\Delta S_i = \sum_{li=1}^{Li} m_{li} s_{li} - \sum_{ki=1}^{Ki} m_{ki} s_{ki} + \sum_{ri=1}^{Ri} \frac{Q_{r_i}}{T_{r_i}}. \quad (2)$$

Откуда

$$\Delta S_{\Sigma} = \sum_{i=1}^n \sum_{li=1}^{Li} m_{li} s_{li} - \sum_{i=1}^n \sum_{ki=1}^{Ki} m_{ki} s_{ki} + \sum_{i=1}^n \sum_{ri=1}^{Ri} \frac{Q_{r_i}}{T_{r_i}},$$

где m_{ki} , m_{li} – множество потоков, входящих (k_i) в i -ый элемент и выходящих (l_i) из i -го элемента; $k_i = 1, 2, \dots, K_i$; $l_i = 1, 2, \dots, L_i$; в общем случае $k_i \neq l_i$; Q_{pi} – множество тепловых потоков, отводимых от i -го элемента (или подводимых к нему) множеством (конечным) внешних по отношению к системе тел, взаимодействующих с системой в процессе функционирования; $r_i = 1, 2, \dots, R_i$, T_{pi} – температура подвода или отвода тепловых потоков Q_{pi} .

Определив ΔS_Σ , несложно по (1) найти Π_Σ , а затем и действительную полученную (или затраченную) работу

$$L_d = L_{\text{обр}} - \Pi_\Sigma \quad \text{– для прямых циклов,}$$

$$L_d = L_{\text{обр}} + \Pi_\Sigma \quad \text{– для обратных циклов.}$$

Здесь $L_{\text{обр}}$ – работа образцового цикла (полученная или затраченная).

Для учета влияний каждой отдельно взятой необратимости, т.е. влияния каждого конкретного элемента системы на общие потери в системе, могут быть записаны относительные коэффициенты эксергетических потерь (для i -го элемента):

$$\omega_i = \frac{\Pi_i}{\sum_{i=1}^n \Pi_i} = \frac{\Delta S_i}{\sum_{i=1}^n \Delta S_i}, \quad i = 1, 2, \dots, n,$$

$$\omega_1 + \omega_2 + \dots + \omega_n = 1.$$

Для учета влияния каждой отдельно взятой необратимости на общий расход эксергии, вводимой в систему, рассматриваются специальные абсолютные коэффициенты эксергетических потерь [2].

Для i -го элемента системы

$$\Omega_i = \frac{\Pi_i}{E_{\text{вх}}},$$

где Ω_i – абсолютный коэффициент эксергетических потерь i -го элемента системы; $E_{\text{вх}}$ – эксергия, вводимая в систему извне. Например, для холодильных машин с механической компрессией пара $E_{\text{вх}} = N_e$ – эффективная мощность на валу компрессора.

Полный абсолютный коэффициент эксергетических потерь равен:

$$\Omega = \frac{\sum_{i=1}^n \Pi_i}{E_{\text{вх}}} = \Omega_1 + \Omega_2 + \dots + \Omega_n = \sum_{i=1}^n \Omega_i.$$

Эксергетический КПД рассматриваемой энергетической системы (установки) запишется как

$$\eta_{\text{ex}} = \frac{E_{\text{вых}}}{E_{\text{вх}}} = 1 - \frac{\sum_{i=1}^n \Pi_i}{E_{\text{вх}}} = 1 - \Omega,$$

или

$$\eta_{\text{ex}} = \frac{L_{\text{обр}}}{L_{\text{д}}}.$$

Проведем анализ действительного термодинамического цикла холодильной машины с механической компрессией пара (парокомпрессорной холодильной машины – ПКХМ) описанным выше энтропийно-цикловым методом.

Действительный цикл простейшей ПКХМ (122'341) приведен на рисунке 2. Цикл внутренне и внешне необратим. Внутренне – в процессах сжатия в компрессоре (1-2) и расширения в дросселе (3-4) вследствие конечности скоростей протекания процессов и, как следствие, их неравновесности, а также вследствие внутреннего трения.

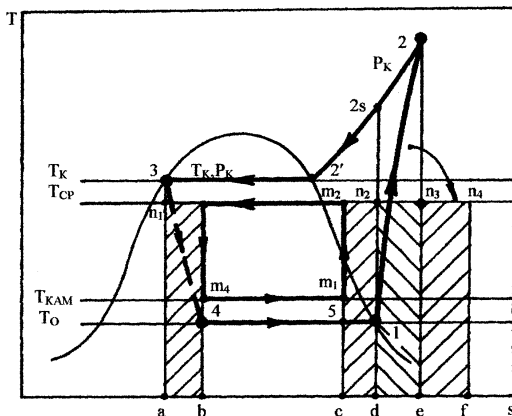


Рисунок 2 – Действительный циклы парокомпрессорной холодильной машины и соответственные циклы Карно

Затрата работы в цикле 1222'341

$$l_{\text{д}} = q_{\text{к}} - q_{\text{о}} = \text{пл. } e22'3ab41de = h_2 - h_1.$$

Для определения наименьшей возможной потери работы строим образцовый цикл – соответственный цикл Карно « $m_1m_2m_3m_4m_1$ », который осуществляется в том же интервале температур источников теплоты ($T_{\text{ср}}$, $T_{\text{квм}}$), что и данный и имеет одинаковый с ним «тепловой заряд» (термин введен В.С. Мартыновским [1]). Последнее для обратных циклов означает равенство удельных массовых холодопроизводительностей обоих циклов. Этим определяется «ширина» соответственного цикла Карно в « T - s »-диаграмме, а вместе с температурным интервалом – его габариты [1]:

$$\begin{aligned} h_1 - h_4 &= T_{\text{квм}} (s_5 - s_4), \\ s_5 &= s_4 + \frac{h_1 - h_4}{T_{\text{rfv}}}. \end{aligned} \quad (3)$$

Работа, затрачиваемая в образцовом цикле (минимально возможная работа), определяется следующим образом:

$$l_{\text{min}} = \text{пл. } m_1m_2m_3m_4m_1.$$

Перерасход работы (эксергетические потери) в действительном цикле по сравнению с образцовым (с учетом равенства площадей пл.45m₁m₄4 = пл.cd15c) равен

$$\Pi_{\Sigma} = l_d - l_{\min} = \text{пл. abm3m2ce22'3a}.$$

Поскольку по определению $l_{\min} = e_o$, где e_o – эксергия (удельная) холода, то Π_{Σ} можно записать и так

$$\Pi_{\Sigma} = l_d - e_o,$$

где $e = q_o \left(\frac{T_{cp}}{T_{кам}} - 1 \right).$

Оценим необратимость каждого из процессов путем поэлементного расчета эксергетических потерь по (2). Всего элементов $i = 1, 2, 3, 4$.

1 Первый элемент – компрессор: $i=1$, $m_{k1}=m_{l1}=1$; $s_{l1}=s_2$, $s_{k1}=s_1$, $Q_{r1}=0$.

Тогда $\Delta s_1 = s_2 - s_1$ и $\Pi_1 = T_{cp}(s_2 - s_1) = \text{пл.den3n2d}$.

2 Второй элемент – конденсатор: $i=2$, $m_{k2}=m_{l2}=1$; $s_{l2}=s_3$, $s_{k2}=s_2$, $Q_{r2}=q_k=h_2-h_3$; $T_{r2}=T_{cp}$.

$$\text{Тогда } \Delta s_2 = s_3 - s_2 + \frac{h_2 - h_3}{T_{cp}}.$$

Перестроим площадь, равную перерасходу работы из-за внешней необратимости в конденсаторе, равную пл.n₁n₃22'3n₁ в равновеликую ей площадь пл.efn₄n₃e. Тогда из равенства $h_2-h_3 = T_{cp}(s_l-s_3)$ неизвестное значение

s_f будет равно $s_f = s_3 + \frac{h_2 - h_3}{T_{cp}}$, и подставляя его в Δs_2 получаем $\Delta s_1 = s_l - s_2$,

откуда $\Pi_2 = T_{cp}(s_l - s_1) = \text{пл. efn4n3e}$.

3 Третий элемент – дроссель: $i=3$, $m_{k3}=m_{l3}=1$; $s_{l3}=s_3$, $s_{k3}=s_3$, $Q_{r3}=0$.

Тогда $\Delta s_3 = s_4 - s_3$ и $\Pi_3 = T_{cp}(s_4 - s_3) = \text{пл.abm3n1a}$.

4 Четвертый элемент – испаритель: $i=4$, $m_{k4}=m_{l4}=1$; $s_{l4}=s_1$, $s_{k4}=s_4$, $Q_{r4} = -q_o = -(h_1 - h_4)$; $T_{r4} = T_{кам}$. Тогда $\Delta s_4 = s_1 - s_4 + \frac{h_1 - h_4}{T_{кам}}$.

С учетом (3) $\Delta s_4 = s_1 - s_5$ и $\Pi_4 = T_{cp}(s_1 - s_5) = \text{пл. cdn2m2c}$.

Нетрудно убедиться, что

$$l_d = e_o + \Pi_1 + \Pi_2 + \Pi_3 + \Pi_4 = h_2 - h_1.$$

Зная Δs_i , Π_i для каждого элемента, легко можно найти ω_i , Ω_i и η_{ex} для действительного цикла в целом.

Приведенная методика для холодильной машины с механической компрессией пара может быть трансформирована для холодильной машины с пароструйным компрессором (эжекторная холодильная машина) и термохимическим компрессором (сорбционная холодильная машина). В этом случае значительные изменения претерпит описание элемента «компрессор».

Авторы считают подробное изложение методики полезным, так как в отличие от широко известных она позволяет не только выполнить качественное описание, но и проводить реальные инженерные расчеты, что на современном этапе развития прикладной термодинамики является чрезвычайно актуальным.

Приведенная методика апробирована в учебном процессе в курсе «Термодинамический анализ циклов холодильных машин» для студентов-магистров, обучающихся по специальности «Холодильные машины и установки» в Одесской государственной академии холода.

Библиография

1 Мартыновский В.С. Анализ действительных термодинамических циклов / В.С. Мартыновский. — М.: Энергия, 1972. — 216 с.

2 Эксергетические расчеты технических систем. Справочное пособие / Под ред. Долинского А.А. и Бродянского В.М. — К.: Наук. думка, 1991. — 360 с.

3 Вукалович М.П. Термодинамика / М.П. Вукалович, И.И. Новиков. — М.: Энергия, 1968. — 672 с.

4 Гохштейн Д.П. Современные методы термодинамического анализа энергетических установок / Д.П. Гохштейн. — М.: Энергия, 1969. — 368 с.

Поступила в редакцию 10.11.2000 г.