

ХОЛОДИЛЬНА ТЕХНІКА

УДК 621.0.16.7:621.574+621.475.65

Введение в эксергетический анализ абсорбционно-резорбционной холодильной машины

Л. И. Морозюк, Б. Г. Грудка

Одесская национальная академия пищевых технологий, ул. Канатная, 112, г. Одесса, 65039, Украина

Эксергетический метод термодинамического анализа стал неотъемлемым элементом научных исследований в области холодильной и теплонасосной техники. Информация, полученная в результате эксергетического анализа более масштабная по сравнению с другими видами анализа, например, энергетического. Это в первую очередь относится к абсорбционным машинам, наиболее сложному и менее изученному типу холодильных машин. В работе представлен алгоритм углубленного эксергетического анализа абсорбционно-резорбционной холодильной машины как частного случая абсорбционной, в которой сумма физической и химической эксергии используется для каждого потока вещества.

Ключевые слова: *Эксергетический анализ; Абсорбционно-резорбционная холодильная машина; Деструкция эксергии*

Вступ до эксергетичного аналізу абсорбційно-резорбційної холодильної машини

Л. І. Морозюк, Б. Г. Грудка

Одеська національна академія харчових технологій, вул. Канатна, 112, м. Одеса, 65039, Україна

Ексергетичний метод термодинамічного аналізу став невід'ємним елементом наукових досліджень в області холодильної та теплонасосної техніки. Інформація, отримана в результаті эксергетичного аналізу, більш масштабна в порівнянні з іншими видами аналізу, наприклад, енергетичного. Це в першу чергу відноситься до абсорбційних машин, найбільш складного і менш вивченого типу холодильних машин. У роботі презентовано алгоритм поглибленого эксергетичного аналізу абсорбційно-резорбційної холодильної машини як окремого випадку абсорбційної, в якій сума фізичної і хімічної эксергії використовується для кожного потоку речовини.

Ключові слова: *Ексергетичний аналіз; Абсорбційно-резорбційна холодильна машина; Деструкція эксергії*

DOI: <http://dx.doi.org/10.15673/ret.v53i1.533>

© The Author(s) 2017. This article is an open access publication

This work is licensed under the Creative Commons Attribution 4.0 International License (CC BY)

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



1 Введение

Появление новых и модернизация действующих энергопреобразующих систем, к которым относятся абсорбционно-резорбционные холодильные машины (АРХМ), требует критического отношения к ним и особого внимания к тем аспектам, которые могут привести к экономии энергетических ресурсов. Реализация новых технических проектов связана со значительными затратами труда и времени. Однако при рассмотрении некоторых предложений достаточно провести всесторонний термодинамический анализ цикла, по которому работает установка, и выяснить преимущества и не-

достатки рассматриваемой энергопреобразующей системы. Конечно, термодинамический анализ не всегда может дать окончательную оценку выгодности предложения, но он всегда является начальной стадией всякого исследования. Вот почему так важно установить те основные термодинамические характеристики циклов, которые позволили бы правильно и всесторонне оценивать различные циклы (прямые и обратные) энергопреобразующих систем.

В последние десятилетия эксергетический метод термодинамического анализа стал неотъемлемой частью научных исследований. Он указывает на предельные возможности повышения энергетических характе-

Терминология	Нижние индексы
E – поток эксергии (Вт)	a – слабый раствор
e – удельная эксергия (Дж/кг)	$cold$ – низкая температура
f – кратность циркуляция смеси (кг/кг)	D – деструкция
h – удельная энтальпия (Дж/кг)	d – концентрация хладагента в резорбционной ступени
m – массовый расход (кг/с)	F – топливо
p – давление (Па)	hot – высокая температура
Q – тепловой поток (Вт)	j – j -ый поток
q – удельное тепло (Дж/кг)	k – k -ый компонент
S – энтропия (Дж/К)	L – потери
s – удельная энтропия (Дж/кг/К)	P – продукт
T – температура (К)	r – крепкий раствор
W – мощность (Вт)	tot – общая система
w – удельная работа (Дж/кг)	ref – хладагент
ξ – концентрация (кг/кг)	abs – абсорбент
y – коэффициент деструкции эксергии (безразмерный)	0 – термодинамическая среда
Δ – приращение функции	
ε – эксергетический КПД	
Верхние индексы	Сокращения
CH – химический	A – абсорбер
M – механический	Γ – генератор
PH – физический	$PЗ$ – резорбер
T – термический	$ДЗ$ – дегазатор
	$Д_1$ – дроссельное устройство в термохимическом компрессоре
	$Д_2$ – дроссельное устройство в резорбционной ступени
	H – насос

ристик системы и дает критерии для сравнения различных энергопреобразующих систем по этим показателям.

Первые работы по эксергетическому анализу были опубликованы в 1960-х годах [1]. Главными направлениями анализа стали вопросы расчета эксергии потока. Анализ основывался на эксергетическом балансе, записываемом в терминах входящей и выходящей эксергии:

$$E_{ex} = E_{вых} + \Delta E, \quad (1)$$

с последующим определением энергетического КПД:

$$\varepsilon = E_{вых} / E_{ex}. \quad (2)$$

Такой подход используется до сих пор, так как является простым и легко применимым.

Основные выводы по усовершенствованию энергопреобразующей системы делались на основании анализа величины потери эксергии в компоненте (ΔE) и эксергетического КПД системы (ε) в целом.

Первым существенным вкладом в развитие эксергетического анализа стало введение понятий «эксергия топлива» и «эксергия продукта» [2]. Как показывает анализ, не все входящие эксергетические потоки представляют собой «топливо» и не все выходящие – «продукт». Одновременно с этим понятие «эксергетические потери» как единое слагаемое в ур. (1) также претерпело изменение. В современном эксергетическом анализе различают понятия «деструкция эксергии» (E_D) и

«потери эксергии» (E_L) по аналогии с производством энтропии и потоком энтропии в термодинамике необратимых процессов [2]:

$$\Delta E = E_D + E_L. \quad (3)$$

Первое слагаемое в уравнении (3) представляет необратимости, имеющие место в каждом элементе системы, второе – при взаимодействии этих элементов системы с окружающей средой [3].

Для проведения анализа используют уравнения эксергетического баланса каждого компонента системы и системы в целом [2,4]:

$$E_{F,k} = E_{P,k} + E_{D,k} \quad (4a)$$

$$E_{F,tot} = E_{P,tot} + \sum_k E_{D,k} + E_{L,tot} \quad (4b)$$

Эксергетическими критериями являются:

- деструкция эксергии $E_{D,k}$;
- потери эксергии $E_{L,tot}$;
- эксергетический КПД

$$\varepsilon_k = E_{P,k} / E_{F,k} = 1 - E_{D,k} / E_{F,k} \quad (5a)$$

$$\varepsilon_{tot} = E_{P,tot} / E_{F,tot} \quad (5b)$$

- относительная деструкция эксергии

$$y_{D,k} = E_{D,k} / E_{F,tot} \quad (6)$$

– относительные потери эксергии

$$y_{L,k} = E_{L,tot} / E_{F,tot} \quad (7)$$

– доля деструкции эксергии в k -ом элементе системы к общей деструкции эксергии в системе

$$y_{D,k}^* = E_{D,k} / \sum_k E_{D,k} \quad (8)$$

Построенный таким образом эксергетический анализ получил широкое применение и дальнейшее развитие как эксергоэкономика при исследовании энергетических систем [2].

Эксергетический анализ абсорбционных холодильных машин впервые был опубликован в работе [1] в 1964 г. и был использован в качестве базового для дальнейших исследований. С развитием прикладной термодинамики изменился подход и к эксергетическому анализу абсорбционных машин. Новый подход к анализу абсорбционных машин позволил повысить точность получаемых результатов, понимание термодинамических неэффективностей и, как следствие, указать на способы совершенствования системы [5]. Анализ проводился преимущественно для бромистолитиевых или гибридных абсорбционно-компрессорных машин [6,7].

Эксергетический анализ абсорбционно-резорбционных машин не проводился из-за ограниченного спроса на рынке теплоиспользующих машин. С развитием систем тригенерации в энергетике со специфическими параметрами источников тепла делают АРХМ конкурентно способными с другими типами машин, а исследование их энергетической эффективности становится актуальной проблемой.

Цель данной работы – создать алгоритм эксергетического анализа АРХМ, позволяющий определять деструкцию эксергии в пределах каждого компонента системы, разделяя ее на части, для использования в процессе проектирования реальных объектов.

2 Действительная АРХМ

Схема простой АРХМ представлена на рисунке 1, цикл – на рисунке 2. Для осуществления термодинамического цикла АРХМ (рисунок 2) необходимы три источника тепла различных температурных потенциалов [8]:

– высокотемпературный источник тепла Q_{hot} с T_{hot} в качестве внешней энергии (эксергии) для генератора. Этот источник тепла ассоциирован с «топливом» для всей АРХМ, т.е. $E_{F,\Gamma} = E_{F,tot}$;

– среднетемпературный источник тепла Q_{cp} с T_{cp} в качестве охлаждающей среды для резорбера и абсорбера;

– низкотемпературный источник тепла Q_{cold} с T_{cold} как продукт для дегазатора. Этот тепловой источник

ассоциирован с «продуктом» всей АРХМ, т.е. $E_{P,E} = E_{P,tot} = const$ для анализа.

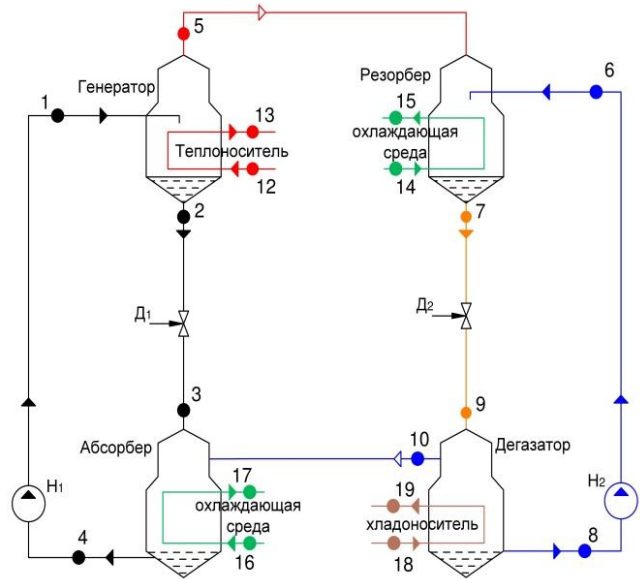


Рисунок 1 – Схема простой абсорбционно-резорбционной холодильной машины

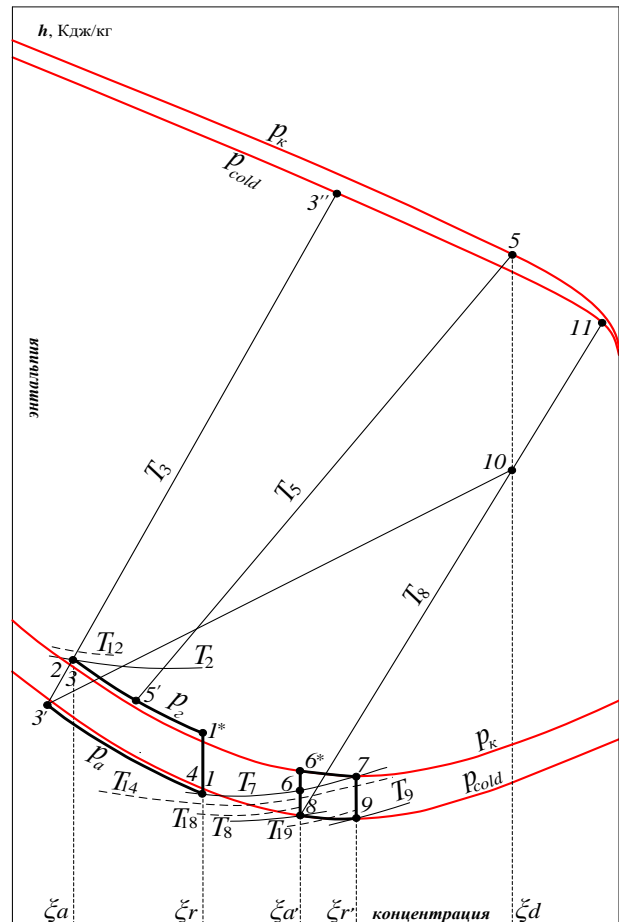


Рисунок 2 – Цикл простой абсорбционно-резорбционной холодильной машины

Общие положения

Параметры действительного термодинамического цикла в соответствии с рисунком 2 будут представлены следующим образом:

– температура хладоносителя на выходе из дегазатора:

$$T_{cold} = T_{19};$$

– минимальная температура дегазации:

$$T_9 = T_{19} - \Delta T_{cold};$$

– давление в дегазаторе: $p_{cold} = f(T_9, \xi_r)$;

– максимальная температура дегазации:

$$T_8 = T_{18} - \Delta T_{cold};$$

– давление в абсорбере: $p_A = p_{cold}(1 - \Delta p_A)$;

– минимальная температура резорбции:

$$T_7 = T_{14} + \Delta T_k,$$

– давление в резорбере: p_k – независимая переменная;

– давление в генераторе: $p_G = p_k(1 + \Delta p_G)$;

– максимальная температура генерации:

$$T_2 = T_{12} - \Delta T_G;$$

– температура начала кипения в генераторе:

$$T_1^* = f(\xi_r, p_G);$$

– минимальная температура абсорбции:

$$T_4 = T_{16} + \Delta T_A;$$

– концентрация слабого раствора в термохимическом компрессоре: $\xi_a = f(T_2, p_G)$;

– концентрация крепкого раствора в термохимическом компрессоре: $\xi_r = f(T_4, p_A)$;

– концентрация хладагента в резорбционной ступени: $\xi_d = f(T_5, p_k)$;

– концентрация слабого раствора в резорбционной ступени: $\xi_{a'} = f(T_8, p_{cold})$;

– концентрация крепкого раствора в резорбционной ступени: $\xi_r = f(T_7, p_k)$.

Температура T_5 представляет среднюю температуру в процессе кипения в генераторе:

$$T_5 = (T_2 + T_1^*)/2$$

Для упрощения термодинамического и эксергетического анализа общий цикл АРХМ может быть представлен двумя отдельными – циклом термохимического компрессора и циклом резорбционной ступени.

Анализ цикла резорбционной ступени

Цикл резорбционной ступени осуществляется в четырех конструктивных компонентах: резорбере (РЗ), дроссельном устройстве (D_2), дегазаторе (ДЗ) и насосе (H_2) и описывается термодинамическими процессами: резорбцией (поглощением), расширением, дегазацией (удалением) и сжатием. Цикл ограничивают узловые точки 5-6-7-9-8. Рабочее вещество в цикле представляет собой смесь с концентрациями ξ_r для крепкого раствора и ξ_a для слабого раствора. Хладагент в цикле

представляет смесь с концентрацией ξ_d , а его массовый расход может быть определен как:

$$m_{cold} = Q_{cold} / [h_{10} - (h_6 - f'(h_6 - h_7))]. \quad (9)$$

Массовый расход для смеси с концентрацией ξ_r составляет:

$$m_7 = m_9 = f' m_{cold}. \quad (10)$$

Массовый расход для смеси с концентрацией ξ_a соответственно:

$$m_8 = m_6 = (f' - 1) m_{cold}. \quad (11)$$

Здесь f' – кратность циркуляции смеси с концентрацией ξ_r :

$$f' = (\xi_d - \xi_a) / (\xi_r - \xi_a). \quad (12)$$

Анализ цикла термохимического компрессора

Цикл термохимического компрессора осуществляется в четырех конструктивных компонентах: генераторе (Г), абсорбере (А), дроссельном устройстве (D_1), дегазаторе (ДЗ) и насосе (Н) и описывается всеми процессами прямого термодинамического цикла и сжатия от обратного термодинамического цикла. Цикл ограничивают узловые точки 1-2-3-4-5. Рабочее вещество представляет собой смесь с концентрациями ξ_r для крепкого раствора и ξ_a для слабого раствора. Массовый расход смеси с концентрацией ξ_r составляет:

$$m_4 = m_1 = f m_{cold} \quad (13)$$

Массовый расход для смеси с концентрацией ξ_a соответственно:

$$m_2 = m_3 = (f - 1) m_{cold} \quad (14)$$

Здесь f – кратность циркуляции смеси с концентрацией ξ_r :

$$f = (\xi_d - \xi_a) / (\xi_r - \xi_a) \quad (15)$$

Массовые расходы хладоносителя и теплоносителя определяются из уравнений энергетических балансов соответствующих компонентов машины:

– генератора:

$$Q_G = m_{cold} [(h_5 - h_2) + f(h_2 - h_1)] = m_{12-13} (h_{12} - h_{13}) \quad (16)$$

– абсорбера:

$$Q_A = m_{cold} [(h_{10} - h_3) + f(h_3 - h_4)] = m_{16-17} (h_{16} - h_{17}) \quad (17)$$

– резорбера:

$$Q_{PЗ} = m_{cold} [h_5 - (h_6 - f'(h_6 - h_7))] = m_{14-15} (h_{14} - h_{15}) \quad (18)$$

– дегазатора:

$$Q_{ДЗ} = m_{cold} [h_{10} - (h_6 - f'(h_6 - h_7))] = m_{18-19} (h_{18} - h_{19}) \quad (19)$$

Процессы сжатия в насосах можно считать идеальными ($s_4 = s_1$) и ($s_8 = s_6$), поскольку затраченная работа W_p очень мала и в действительных машинах составляет не более 1,0...1,5%, и их введение в анализ не может оказать какого-либо значительного влияния. Насосы будут исключены из анализа [8].

Эксергетический анализ

Проведем анализ всех процессов АРХМ с эксергетической точки зрения. В соответствии с рисунком 1 уравнения эксергетических балансов имеют вид:

– генератора:

$$E_{D,Г} = (E_{12} - E_{13}) - (E_2 + E_5 - E_1), \quad (20)$$

– абсорбера:

$$E_{D,А} = (E_3 + E_{10} - E_4) - (E_{16} - E_{17}), \quad (21)$$

– резорбера:

$$E_{D,РЗ} = (E_5 + E_6 - E_7) - (E_{14} - E_{15}), \quad (22)$$

– дроссельного устройства:

$$E_{D,Д} = (E_9^M - E_7^M) - (E_9^T - E_7^T), \quad (23)$$

– дегазатора:

$$E_{D,ДЗ} = (E_7 - E_{10} - E_6) - (E_{18} - E_{19}). \quad (24)$$

В состав машины входят два дроссельных устройства: Д₁ для смеси с концентрацией ξ_a , работающий при температуре выше температуры среды и Д₂ для смеси с концентрацией ξ_r , работающий при температуре ниже температуры среды. В соответствии с понятиями «продукта» и «топлива» Д₁ и Д₂ анализируют различным образом. Д₁ только уменьшает давление от p_c до p_a и, таким образом, представляет диссипативный компонент. Назначение Д₂ для смеси с концентрацией ξ_r – достижение низкой температуры $E_{P,Д_2} = (E_9^T - E_7^T)$ за счет механической эксергии $E_{P,Д_2} = (E_9^M - E_7^M)$ [5].

Для анализа АРХМ разделим общую эксергию, связанную с потоками вещества, на физическую и химическую составляющие для потока E_1 через E_{10} :

$$E_j = E_j^{PH} - E_j^{CH}. \quad (25)$$

Удельная физическая эксергия j -го потока

$$e_j^{PH} = h_j - h_{j,0} - T_0(s_j - s_{j,0}). \quad (26)$$

Для потоков E_7 и E_9 необходимо разделение физической эксергии на термическую и механическую составляющие

$$e_j^{PH} = \underbrace{[(h_j - h_{j,M}) - T_0(s_j - s_{j,M})]_{p=const}}_{e^T} + \underbrace{[(h_{j,M} - h_{j,0}) - T_0(s_{j,M} - s_{j,0})]_{T_0=const}}_{e^M} \quad (27)$$

с точкой М, параметры которой равны давлению p и температуре T_0 .

Удельная химическая эксергия смеси хладагента и абсорбента j -го потока может быть определена выражением [5]

$$e_j^{CH} = \xi_j \cdot e_{ref}^{CH} + (1 - \xi_j) \cdot e_{abs}^{CH} + w_{\xi_j}^{rev}, \quad (28)$$

где $w_{\xi_j}^{rev}$ – удельная работа, связанная со смешением чистого хладагента ($\xi_d = 1$) и чистого абсорбента ($\xi_d = 0$), равна

$$w_{\xi_j}^{rev} = [h_{j,0} - \xi_j h_{ref,0} - (1 - \xi_j) h_{abs,0}] - T_0[s_{j,0} - \xi_j s_{ref,0} - (1 - \xi_j) s_{abs,0}] \quad (29)$$

Поясним сказанное с помощью диаграмм $h-\xi$ и $s-\xi$ (рисунок 3). Параметры точек 0 для расчета физической эксергии будут зависеть от концентрации смеси ξ . Изотерма T_0 (например, $T_0 = 303\text{ K}$) является геометрическим местом точек с различной концентрацией при p_0 (например, $p_0 = 0.1\text{ МПа}$).

В результате, для эксергетического анализа АРХМ должны быть определены пять значений удельной химической эксергии для концентраций $\xi_a, \xi_r, \xi_d, \xi_a', \xi_r'$, также пять точек 0 для расчета физической эксергии при соответствующих концентрациях смеси.

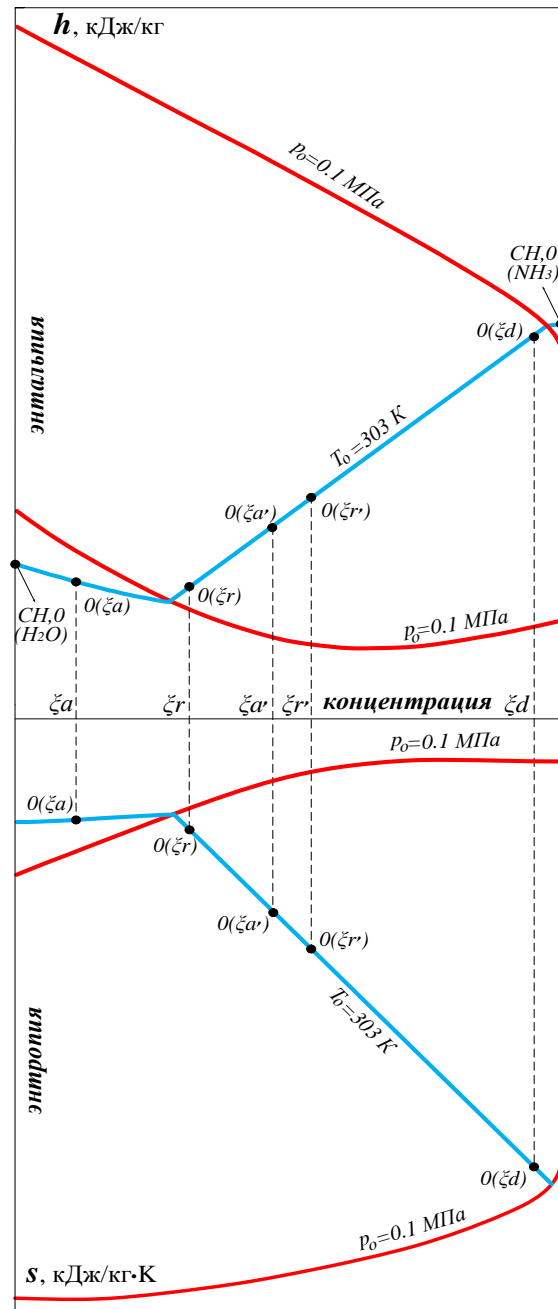


Рисунок 3 – Определение точек 0 для значений эксергии смесей с различными концентрациями ($\xi_a, \xi_r, \xi_d, \xi_a', \xi_r'$)

Эксергетический анализ реального цикла

На рисунке 2 представлен реальный термодинамический цикл в диаграмме $h-\xi$. Входными независимыми постоянными параметрами являются: холодопроизводительность Q_{cold} , температуры T_{12} , T_{14} , T_{16} , T_{18} , T_{19} . Температуры T_{13} , T_{15} , T_{17} , также заданы, но в процессе анализа могут изменяться.

Рабочее вещество представляет водоаммиачную смесь. Все процессы теплопередачи можно считать изобарными. Реальный термодинамический цикл в АРХМ включает все необратимости:

$$\Delta T_{P3}, \Delta T_{D3}, \Delta T_G \text{ и } \Delta p_G, \Delta T_A \text{ и } \Delta p_A.$$

На основании экспериментальных данных [8] можно принять:

$$\Delta T_{P3} = 5K, \Delta T_{D3} = 5K, \Delta T_G = 10K, \Delta p_G = 0.02 \text{ МПа}, \\ \Delta T_A = 3K, \Delta p_A = 0.015 \text{ МПа}.$$

Анализ проводится для каждого компонента индивидуально с учетом соответственных необратимостей в предположении, что все остальные компоненты являются теоретическими.

Анализ абсорбера осуществляется вместе с дроссельным устройством D_1 , их необратимости суммируются.

Дроссельное устройство D_2 является единственным компонентом в холодильной машине, который не может быть улучшен за счет деструкции в дроссельном устройстве. Уменьшение деструкции эксергии возможно за счет улучшения других компонентов и их структуры в общей системе.

3 Заключение

Абсорбционно-резорбционные холодильные машины содержат наиболее сложное сочетание компонентов и процессов в классе сорбционных машин. Принципиальное отличие резорбционной машины состоит в том, что четыре процесса фазовых превращений рабочего вещества (смеси) происходят при переменных температурах: подвод тепла в генераторе и производство холода в дегазаторе, отдача тепла охлаждающей среде в резорбере и абсорбере. В анализе эта особенность учтена суммированием физической и химической эксергии для каждого потока вещества. На частном

примере приведен способ определения параметров точек равновесия с окружающей средой для расчета физической эксергии смесей с различными концентрациями с помощью диаграмм $h-\xi$ и $s-\xi$.

Алгоритм эксергетического анализа отдельных компонентов и резорбционной машины в целом может быть использован для исследования любых абсорбционных систем, независимо от рода рабочей смеси и схемно-цикловых решений.

Литература

1. Шаргут Я., Петела Р. Эксергия [Текст] / Я. Шаргут, Р. Петела. - М.: Энергия, 1968. - 278 с.
2. Тсатсаронис Дж. Взаимодействие термодинамики и экономики для минимизации стоимости энергопреобразующей системы [Текст] / Под ред. и пер. с англ. Т.В. Морозюк. - О.: Студия «Негоциант», 2002. - 152 с.
3. Вукалович М.П., Новиков И.И. Термодинамика [Текст] / М.П. Вукалович, И.И. Новиков. - М.: Машиностроение, 1972. - 672 с.
4. Bejan A., Tsatsaronis G., Moran M. Thermal Design and Optimization [Text] / A. Bejan, G. Tsatsaronis, M. Moran. - New York: J.Wiley, 1996. - 530 p.
5. Morosuk T. A new approach to the exergy analysis of absorption refrigeration machines [Text] / T. Morosuk, G. Tsatsaronis // International Journal of Refrigeration. - 2008. - Vol. 33, Issue 6. - P. 890-907. - Режим доступа: doi:10.1016/j.energy.2007.09.012
6. Mussati S.F. NLP modeling for the optimization of LiBr-H₂O absorption refrigeration systems with exergy loss rate, heat transfer area, and cost as single objective functions [Text] / S.F. Mussati, K.V. Gernaey, T. Morosuk, M.C. Mussati // Energy Conversion and Management. - 2016. - Vol. 127. - P. 526-544. - Режим доступа: doi: 10.1016/j.enconman.2016.09.021
7. Yingjie X. Comparative study on two low-grade heat driven absorption-compression refrigeration cycles based on energy, exergy, economic and environmental (4E) analyses [Text] / X. Yingjie, J. Ning, P. Fan, W. Qin, // Energy Conversion and Management. - 2017. - Vol. 133, Issue 2. - P. 535-547. doi: 10.1016/j.enconman.2016.10.073
8. Бадилькес И. С. Абсорбционные холодильные машины [Текст] / И. С. Бадилькес, Р. Л. Данилов. - М.: Пищепромиздат, 1966. - 356 с.

Отримана в редакції 06.12.2016, прийнята до друку 07.02.2017

Introduction to the Exergy Analysis of Absorption-Resorption Refrigeration Machine

L. I. Morosuk, B. G. Grudka

Odessa National Academy of Food Technologies, 112 Kanatnaya str., Odessa, 65039, Ukraine

Exergy analysis is a part of thermodynamic analysis. It became very popular in scientific research in the field of refrigeration and heat pumps. Information obtained from the exergy analysis is deeper than information obtained from any other methods, for example energetic analysis. It can also be applied to the absorption machines that are most complex among all refrigeration machines. In the paper, the algorithm of the exergy analysis for the absorption-resorption refrigeration machine (as a particular case of an absorption refrigeration machine) has been developed. The main difference between absorption-resorption and absorption refrigeration machines is that four phase change processes with the working fluid (mixture) occur at variable temperature: heat transfer to the generator, cold generation in degasator, heat rejection in resorber and absorber. In analysis, this particular case is taking into account through considering the sum of physical and chemical exergy for each material stream. Using an example, the methodology for determination of the reference state for calculating the physical exergy (using thermodynamic diagrams $h-\xi$ and $s-\xi$) for the mixture with different concentrations has been demonstrated. Such an approach for analysis of components of absorption machines leads to an increase in the accuracy of the obtained results and understanding the thermodynamic inefficiencies. As the results it will help to develop the ideas for improvement of the overall system. The algorithm of the exergy analysis for the components and the overall resorption machine can be used for evaluation of any of absorption machines independent of the used working fluid (mixture) and schematics.

Keywords: Exergy Analysis; Absorption-Resorption Refrigeration Machine; Destruction of Exergy.

References

1. Shargut, Ya., Petela, R. (1968). *Eksergiya*. Moscow, Energiya, 278 p. (in Russian).
2. Tsatsaronis, G. (2002). *Vzaimodeistvie termodinamiki i ekonomiki dlia minimizatsii stoimosti energopreobrazuiushchei sistemy*. Ed. T. Morosuk. Odessa, Studia «Negotsiant», 152 p. (in Russian).
3. Vukalovich, M.P., Novikov, I.I. (1972). *Termodinamika*. M., Mashinostroenie, 672 p. (in Russian).
4. Bejan, A., Tsatsaronis, G., Moran, M. (1996). *Thermal design and optimization*. New York, J. Wiley, 530 p.
5. Morosuk, T., Tsatsaronis, G. (2008). A new approach to the exergy analysis of absorption refrigeration machines. *International Journal of Refrigeration*, 33 (6), 890-907. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2007.09.012>
6. Mussati, S.F., Gernaey, K.V., Morosuk, T., Mussati, M.C. (2016). NLP modeling for the optimization of LiBr-H₂O absorption refrigeration systems with exergy loss rate, heat transfer area, and cost as single objective functions. *Energy Conversion and Management*, 127, 526-544. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2016.09.021>
7. Yingjie, X., Ning, J., Fan, P., Qin, W. (2017). Comparative study on two low-grade heat driven absorption-compression refrigeration cycles based on energy, exergy, economic and environmental (4E) analyses. *Energy Conversion and Management*, 133 (2), 535-547. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2016.10.073>
8. Badylkes, I. S. (1966). *Absorbtsionnye kholodilnye mashiny*. Moscow, Pischepromizdat, 356 p. (in Russian)

Received 06 December 2016

Approved 07 February 2017

Available in Internet 17 March 2017