

УДК 621.575

Анализ эффективности термодинамического цикла абсорбционной бромистолитиевой холодильной машины с двухступенчатой абсорбцией и трехступенчатой генерацией со связанным потоком массы

Канд. техн. наук О. С. МАЛИНИНА¹, д-р. техн. наук А. В. БАРАНЕНКО²,
Е. Е. ЛЯДОВА³

¹osmalinina@itmo.ru, ²avbaranenko@itmo.ru, ³elena.lyadova@inbox.ru

Университет ИТМО

Представлены результаты численного исследования циклов абсорбционной бромистолитиевой холодильной машины (АБХМ) с двухступенчатой абсорбцией и трехступенчатой генерацией пара рабочего вещества со связанным потоком массы. Рассмотрено влияние внешних и внутренних параметров на тепловой коэффициент изучаемого цикла. Определена необходимая для осуществления действительного термодинамического цикла АБХМ температура греющего источника. Сравнительный анализ исследуемого цикла с циклами одноступенчатой АБХМ и АБХМ с двухступенчатой генерацией показал, что исследуемый цикл имеет ряд существенных преимуществ. Из сопоставления с циклом образцом (одноступенчатым циклом) следует, что рассматриваемый цикл может быть осуществлен при меньшей на 10°C температуре греющей среды, при одинаковых остальных параметрах. Несмотря на более низкие величины теплового коэффициента исследуемый цикл обеспечивает увеличение в два раза холодопроизводительности машины, при одинаковом расходе греющего источника. Применение машин с исследуемым циклом целесообразно при необходимости обеспечения большой холодопроизводительности и ограниченном расходе греющего источника.

Ключевые слова: энергетическая эффективность, действительный термодинамический цикл, абсорбционная бромистолитиевая холодильная машина, двухступенчатая абсорбция, трехступенчатая генерация, связанный поток массы.

Информация о статье:

Поступила в редакцию 03.07.2020, принята к печати 22.10.2020

DOI: 10.17586/1606-4313-2020-19-4-12-19

Язык статьи — русский

Для цитирования:

Малинина О. С., Бараненко А. В., Лядова Е. Е. Анализ эффективности термодинамического цикла абсорбционной бромистолитиевой холодильной машины с двухступенчатой абсорбцией и трехступенчатой генерацией со связанным потоком массы // Вестник Международной академии холода. 2020. № 4. С. 12–19.

DOI: 10.17586/1606-4313-2020-19-4-12-19

Efficiency of the thermodynamic cycle of absorption lithium bromide refrigerating unit with two-stage absorption and three-stage generation of the refrigerant vapor with bound mass flow

Ph. D. O. S. MALININA¹, D. Sc. A. V. BARANENKO², E. E. LYADOVA³

¹osmalinina@itmo.ru, ²avbaranenko@itmo.ru, ³elena.lyadova@inbox.ru

ITMO University

The results of the numerical analysis for the cycles of absorption lithium bromide refrigerating unit with two-stage absorption and three-stage generation of the refrigerant vapor with bound mass flow are presented. The influence of internal and external parameters in the heat coefficient of the cycle analyzed is considered. The temperature of heat source necessary for actual thermodynamic cycle of absorption lithium bromide refrigerating unit is determined. Comparative analysis of the cycle in question with the cycles of one-stage absorption lithium bromide refrigerating unit and absorption lithium bromide refrigerating unit with two-stage generation demonstrates the advantages of the cycle analyzed. From the comparison with the reference cycle (one-stage cycle) it follows that the cycle in question can be realized under the 10°C lower temperature of the heat medium, other parameters being the same. Despite the lower value of heat coefficient the cycle in question provides twofold increase of refrigerating capacity with the same heat source consumption. The use of the refrigerating unit with the cycle analyzed is recommended if high refrigerating capacity and a limited heat source consumption are necessary.

Keywords: energy efficiency, actual thermodynamic cycle, absorption lithium bromide refrigerating unit, two-stage absorption, three-stage generation, bound mass flow.

Article info:

Received 03/07/2020, accepted 22/10/2020

DOI: 10.17586/1606-4313-2020-19-4-12-19

Article in Russian

For citation:

Malinina O. S., Baranenko A. V., Lyadova E. E. Efficiency of the thermodynamic cycle of absorption lithium bromide refrigerating unit with two-stage absorption and three-stage generation of the refrigerant vapor with bound mass flow. *Journal of International Academy of Refrigeration*. 2020. No 4. p. 12–19. DOI: 10.17586/1606-4313-2020-19-4-12-19

Введение

Преимуществом абсорбционных холодильных машин и трансформаторов теплоты является использование для их работы тепловой энергии, что позволяет эффективно применять данные типы машин в различных технологиях при наличии дешевых источников теплоты и дефиците электроэнергии [1]–[6]. Поэтому изучению этих машин и их термодинамических циклов уделяется достаточно много внимания [7]–[13]. В работе [13] представлена классификация тридцати семи различных циклов: одноступенчатый цикл (цикл образец), циклы с внешне связанными процессами переноса теплоты и массы, циклы с внутренне связанными процессами переноса теплоты и массы, комбинированные циклы. Примерами связанных потоков теплоты и массы в циклах являются: использование части теплоты конденсации хладагента для выпаривания раствора в ступенях генераторов циклов с многоступенчатой генерацией, отвод теплоты абсорбции в ступенях абсорбера охлаждаемым в ступенях испарителя хладагентом в циклах с многоступенчатой абсорбцией, отвод теплоты конденсации в ступенях конденсатора охлаждаемым в ступенях испа-

рителя хладагентом, абсорбция паров хладагента из ступени генератора в ступени абсорбера в циклах с многоступенчатой абсорбцией и генерацией.

Цель данной работы состоит в исследовании термодинамического цикла абсорбционной холодильной машины (АБХМ) с двухступенчатой абсорбцией и трехступенчатой генерацией с внешне связанным потоком массы. Для решения данной задачи проведено сравнение исследуемого цикла с циклами одноступенчатой АБХМ и АБХМ с двухступенчатой генерацией раствора.

Схема АБХМ с двухступенчатой абсорбцией и трехступенчатой генерацией

Рассмотрим схему абсорбционной бромистолитиевой холодильной машины с двухступенчатой абсорбцией и трехступенчатой генерацией (рис. 1). На схеме показаны обозначения: *SC* — солнечный коллектор; *HST* — бак-аккумулятор; *E* — испаритель; *C* — конденсатор; *A*₁, *A*₂ — абсорберы первой и второй ступеней; *G*₁, *G*₂, *G*₃ — генераторы первой, второй и третьей ступеней; *SP*₁, *SP*₂ — растворные насосы первой и второй ступеней; *P*_{1,2} — насосы.

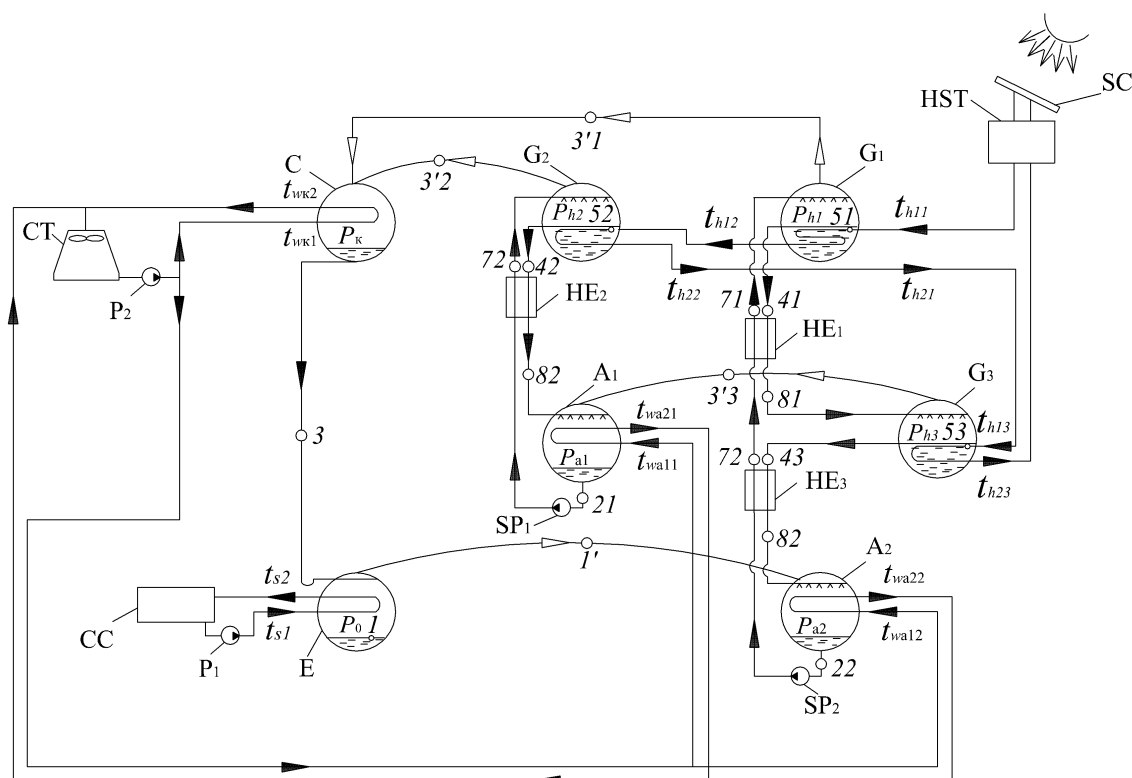


Рис. 1. Схема АБХМ с двухступенчатой абсорбцией и трехступенчатой генерацией

Fig. 1. Absorption lithium bromide refrigerating unit with two-stage absorption and three-stage generation

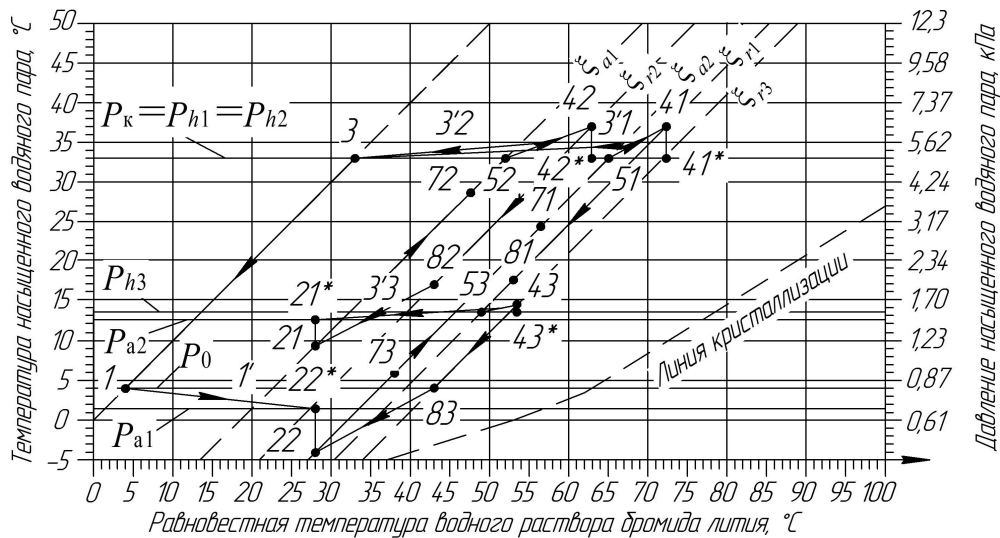


Рис. 2. Действительный термодинамический цикл АБХМ с двухступенчатой абсорбцией и трехступенчатой генерацией со связанным потоком массы и внутренней передачей теплоты

Fig. 2. Actual thermodynamic cycle of absorption lithium bromide refrigerating unit with two-stage absorption and three-stage generation with bound mass flow and internal heat transfer

Данный цикл позволяет утилизировать теплоту греющего источника при значительном понижении его температуры в процессе обогрева генераторов. Термодинамический цикл включает в себя два контура циркуляции раствора $G_1-G_3-A_2$ и G_2-A_1 . Он также может быть интерпретирован как совокупность одноступенчатого цикла и цикла с двухступенчатой генерацией пара рабочего вещества и прямой подачей раствора по ступеням генератора: из абсорбера второй ступени A_2 раствор направляется последовательно в генератор первой ступени G_1 и генератор третьей ступени G_3 . Внешне связанный процесс переноса массы G_3-A_1 (пар хладагента, выпариваемый в генераторе G_3 , абсорбируется в абсорбере A_1). Абсорберы A_1 и A_2 охлаждаются окружающей средой. Греющий источник проходит последовательно ступени генераторов G_1 , G_2 и G_3 . Данное обстоятельство позволяет осуществить больший отвод теплоты от равнозначного греющего источника, в сравнении с базовым (одноступенчатым) циклом. В соответствии с приведенным фактом, будет ниже температура греющей среды на выходе из АБХМ. Цикл обеспечивает более высокую холодопроизводительность машины при лимитированном расходе греющего источника. Машины с изучаемым циклом обладают меньшей эффективностью и большей холодопроизводительностью в сравнении с одноступенчатыми АБХМ. Действительный цикл в диаграмме Дюринга представлен на рис. 2.

Методика расчетов

Основные процессы термодинамического цикла подробно описаны в работах [14, 15].

Зона дегазации, %:

— одноступенчатый цикл

$$\Delta \xi_1 = \xi_{r2} - \xi_{a1}, \quad (1)$$

— цикл с двухступенчатой генерацией

$$\Delta \xi_2 = \xi_{r3} - \xi_{a2}, \quad (2)$$

Кратность циркуляции раствора:

— одноступенчатый цикл

$$a_1 = \frac{\xi_{r2}}{\Delta \xi_1}. \quad (3)$$

— цикл с двухступенчатой генерацией

$$a_2 = \frac{\xi_{r3}}{\Delta \xi_2}. \quad (4)$$

Удельный тепловой поток испарителя, кДж/кг

$$q_0 = h_{1'} - h_3. \quad (5)$$

Удельный тепловой поток конденсатора, кДж/кг

$$q_c = x \cdot h_{3'1} + (1-x) \cdot h_{3'2} - h_3, \quad (6)$$

Удельный тепловой поток абсорбера, кДж/кг

— одноступенчатый цикл

$$q_{a1} = (1-x) \cdot h_{3'3} + (a_1 + x - 1) \cdot h_{82} - a_1 \cdot h_{21}. \quad (7)$$

— цикл с двухступенчатой генерацией

$$q_{a2} = h_{1'} + (a_2 - 1) \cdot h_{83} - a_2 \cdot h_{22}, \quad (8)$$

где x — количество пара рабочего вещества, образовавшегося при выпаривании раствора в генераторе первой ступени, кг

Удельный тепловой поток генератора, кДж/кг

— одноступенчатый цикл

$$q_{h2} = (1-x) \cdot h_{3'2} + (a_1 + x - 1) \cdot h_{42} - x \cdot h_{3'1} - a_1 \cdot h_{72}, \quad (9)$$

— цикл с двухступенчатой генерацией:

первая ступень

$$q_{h1} = x \cdot h_{3'1} + (a_2 - x) \cdot h_{41} - a_2 \cdot h_{71}, \quad (10)$$

третья ступень

$$q_{h3} = (1 - x) \cdot h_{3'3} + (a_2 - 1) \cdot h_{43} - (a_2 - x) \cdot h_{81}, \quad (11)$$

Тепловой коэффициент

$$\zeta = \frac{q_0}{q_{h1} + q_{h2} + q_{h3}}, \quad (12)$$

Расчеты выполнялись при следующих исходных данных: температура охлаждаемого источника $t_{s1} = 12\text{ }^{\circ}\text{C}$, температура охлаждающего источника варьировалась в пределах $t_{w1} = t_{wa1} = t_{wa12} = t_{wk1} = (20 \div 35)\text{ }^{\circ}\text{C}$, зона дегазации составляла $\Delta\xi = (3; 4; 5)\%$, необратимые потери действительного цикла были приняты согласно рекомендациям, изложенным в [14]–[16].

Разработанный программный комплекс, включающий в себя подпрограммы расчета параметров узловых точек циклов, расчет тепловых нагрузок на аппараты, определение теплового коэффициента, позволил выполнить расчеты термодинамических циклов в зависимости от различных параметров внешних источников.

В результате выполненных расчетов проведен анализ циклов АБХМ с двухступенчатыми процессами абсорбции и трехступенчатыми процессами генерации со связанным потоком массы. Определены значения необходимой для осуществления термодинамических циклов температуры греющего источника, подаваемого в генераторы трех ступеней, величины теплового коэффициента цикла в зависимости от параметров внешних источников. Полученные характеристики исследуемого цикла сопоставлены с аналогичными показателями циклов одноступенчатой АБХМ и АБХМ с двухступенчатой генерацией. Также выполнен анализ холодопроизводительности машин, работающих по исследуемому циклу и циклам, принятым для сопоставления, при одинаковом расходе греющего источника.

Обсуждение результатов

В табл. 1 представлены результаты расчета параметров исследуемого цикла АБХМ с двухступенчатыми процессами абсорбции и трехступенчатыми процессами генерации со связанным потоком массы.

На рис. 3 представлены графики зависимостей теплового коэффициента действительных термодинамических циклов АБХМ с двухступенчатой абсорбцией и трехступенчатой генерацией, одноступенчатой АБХМ и АБХМ с двухступенчатой генерацией от температуры охлаждающего источника и зоны дегазации.

По графику, показанному на рис. 3, видно, что при принятых условиях осуществления циклов величины тепловых коэффициентов, в зависимости от $\Delta\xi$ и t_{w1} , находятся в следующих пределах: исследуемый цикл $0,44 \div 0,53$, одноступенчатый цикл $0,67 \div 0,78$, цикл с двухступенчатой генерацией $1,12 \div 1,37$. При этом, с увеличением зоны дегазации от 3 до 5% величина ζ исследуемого, одноступенчатого цикла и цикла с двухступенчатой генерацией возрастает, соответственно на 9, 6 и 12,5%. Увеличение температуры охлаждающей среды с $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $35\text{ }^{\circ}\text{C}$ приводит к снижению значения величин теплового коэффициента циклов. Например, при $\Delta\xi = 4\%$ величина ζ исследуемого, одноступенчатого цикла и цикла с двухступенчатой генерацией снижается соответственно на 10,1; 10,4 и 8,7%.

Таблица 1
Результаты расчета цикла АБХМ с двухступенчатыми процессами абсорбции и трехступенчатыми процессами генерации со связанным потоком массы

Table 1
Calculation results for the cycle of absorption lithium bromide refrigerating unit with two-stage absorption and three-stage generation with bound mass flow

		Температура охлаждающего источника $t_{w1} = t_{wa1} = t_{wk1} = t_{wk12},\text{ }^{\circ}\text{C}$			
Параметр	Зона дегазации $\Delta\xi, \%$	20	25	30	35
Перепад температур в генераторах $\Delta t_h, \text{ }^{\circ}\text{C}$	3	8,1	10,0	12,0	13,7
	4	7,6	9,4	11,4	13,1
	5	7,1	8,8	10,8	*
Температура греющего источника на входе в генератор первой ступени $t_{h11}, \text{ }^{\circ}\text{C}$	3	62,8	74,5	86,7	97,7
	4	63,8	75,5	87,8	98,7
	5	64,8	76,6	88,8	*
Температура греющего источника на входе в генератор второй ступени $t_{h12}, \text{ }^{\circ}\text{C}$	3	54,7	64,5	74,7	84,0
	4	56,2	66,1	76,4	85,6
	5	57,7	67,8	78,0	*
Температура греющего источника на входе в генератор третьей ступени $t_{h13}, \text{ }^{\circ}\text{C}$	3	46,6	54,5	62,7	70,3
	4	48,6	56,7	65,0	72,5
	5	50,6	59,0	67,2	*
Действительная концентрация крепкого раствора третьей ступени $\xi_3, \%$	3	55,6	58,4	61,4	63,9
	4	56,6	59,4	62,4	64,9
	5	57,6	60,4	63,4	*
Действительная концентрация крепкого раствора второй ступени $\xi_2, \%$	3	47,8	50,3	52,4	54,1
	4	48,9	51,2	53,4	62,9
	5	49,8	52,0	54,2	*
Действительная концентрация крепкого раствора первой ступени $\xi_1, \%$	3	54,1	56,9	59,9	62,4
	4	54,6	57,4	60,4	62,9
	5	55,1	57,9	60,9	*
Кратность циркуляции одноступенчатого цикла a_1	3	15,9	16,8	17,5	18,0
	4	12,2	12,8	13,3	13,7
	5	9,96	10,4	10,8	*
Кратность циркуляции цикла с двухступенчатой генерацией a_2	3	18,5	19,5	20,5	21,3
	4	14,2	14,9	15,6	16,2
	5	11,5	12,1	12,7	*
Количество пара рабочего вещества, образовавшегося при выпаривании раствора в генераторе первой ступени $x, \text{ кг}$	3	0,507	0,507	0,506	0,506
	4	0,509	0,509	0,508	0,508
	5	0,511	0,511	0,510	*
Тепловой коэффициент ζ	3	0,488	0,472	0,456	0,444
	4	0,514	0,497	0,480	0,467
	5	0,530	0,513	0,496	*

Примечание: * — возможна кристаллизация раствора.

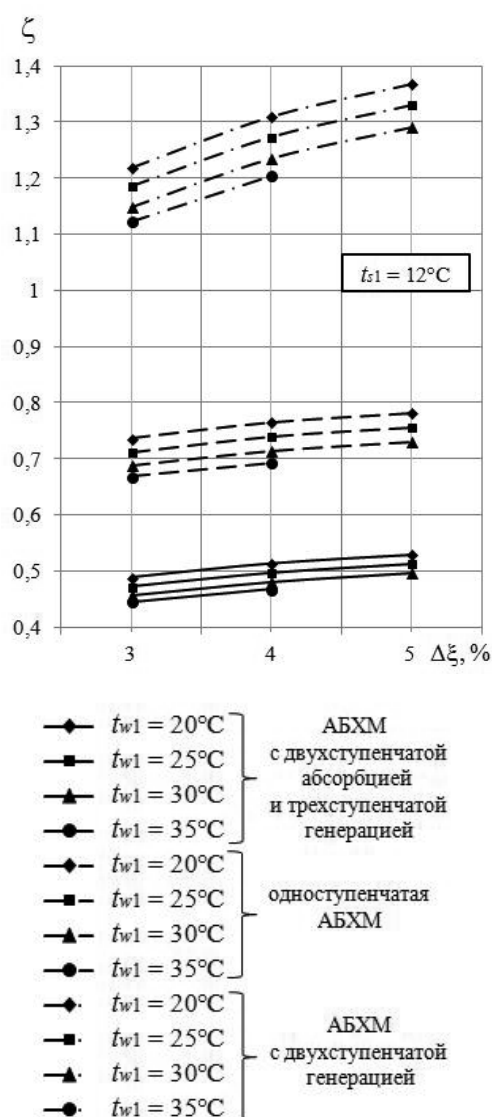


Рис. 3. График зависимостей теплового коэффициента от зоны дегазации и температуры охлаждающего источника
 Fig. 3. Dependencies of heat coefficient on degazation zone and cold source temperature

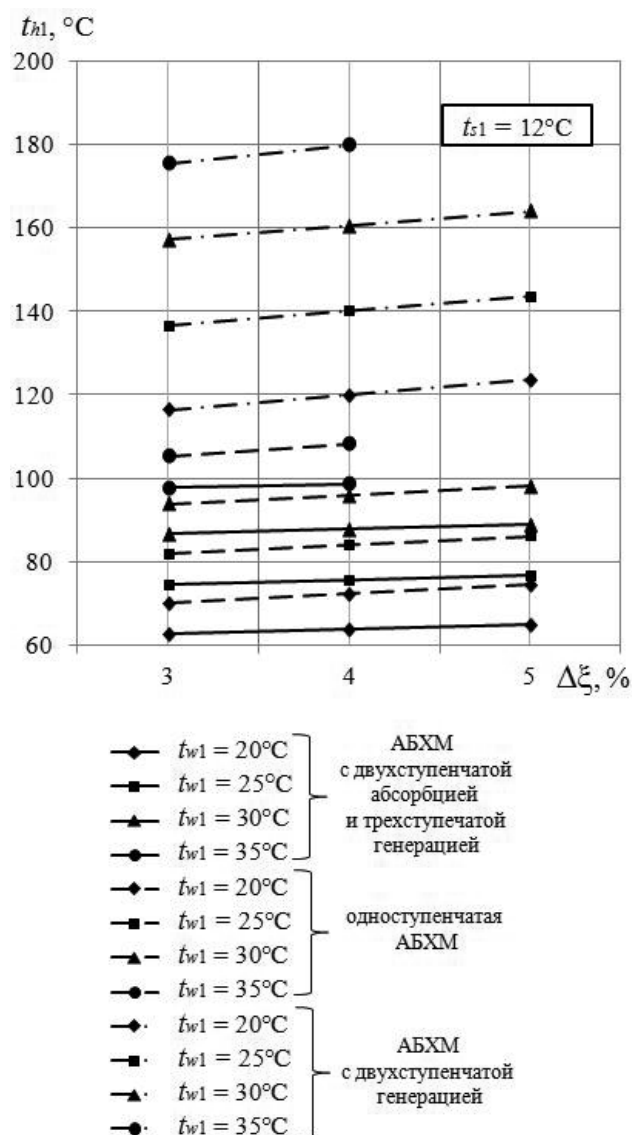


Рис. 4. График зависимостей температуры греющего источника от зоны дегазации и температуры охлаждающего источника
 Fig. 4. Dependencies of heat source temperature on degazation zone and cold source temperature

На рис. 4 представлены графики изменения необходимой для осуществления циклов температуры греющего источника, подаваемого в генератор АБХМ с двухступенчатой абсорбцией и трехступенчатой генерацией, одноступенчатой АБХМ и АБХМ с двухступенчатой генерацией в зависимости от зоны дегазации.

По графикам на рис. 4 видно, что при температурах охлаждающей воды в пределах $(20\div35)^\circ\text{C}$ и зоне дегазации $(3\div5)\%$ необходимые температуры греющего источника, подаваемого в генераторы АБХМ, находятся в диапазонах $(63\div99)^\circ\text{C}$, $(70\div108)^\circ\text{C}$ и $(116\div180)^\circ\text{C}$ соответственно для исследуемого, одноступенчатого и двухступенчатого циклов. При одинаковых условиях (перепады температур в аппаратах, $\Delta\xi$, t_{w1}) для исследуемого цикла температура греющего источника на $(7\div9)^\circ\text{C}$ ниже в сравнении с одноступенчатым циклом. Для осуществления циклов с большей зоной дегазации требуется греющий источник с более высокой температурой, что естественно, поскольку при увеличении $\Delta\xi$ возрастает средняя

концентрация раствора в генераторе. В среднем для всех рассматриваемых циклов для при изменении $\Delta\xi$ от 3 до 5% увеличение t_h должно составить $(2\div4)^\circ\text{C}$ для исследуемого и одноступенчатого циклов и порядка 7°C для двухступенчатого цикла.

На рис. 5 представлены зависимости от $\Delta\xi$ требуемой температуры греющего источника, подаваемого в генераторы первой, второй и третьей ступеней АБХМ с исследуемым циклом.

Характер изменения температур греющего источника, подаваемого последовательно в генераторы первой, второй и третьей ступеней АБХМ с исследуемым циклом, аналогичен закономерностям, представленным на рис. 4.

На рис. 6 представлены графики зависимостей расчетных величин степени охлаждения греющего источника в генераторах трех ступеней исследуемого цикла. По графикам на рис. 6 видно, что степень охлаждения уменьшается при увеличении температуры охлаждающей воды и зоны дегазации водного раствора бромида

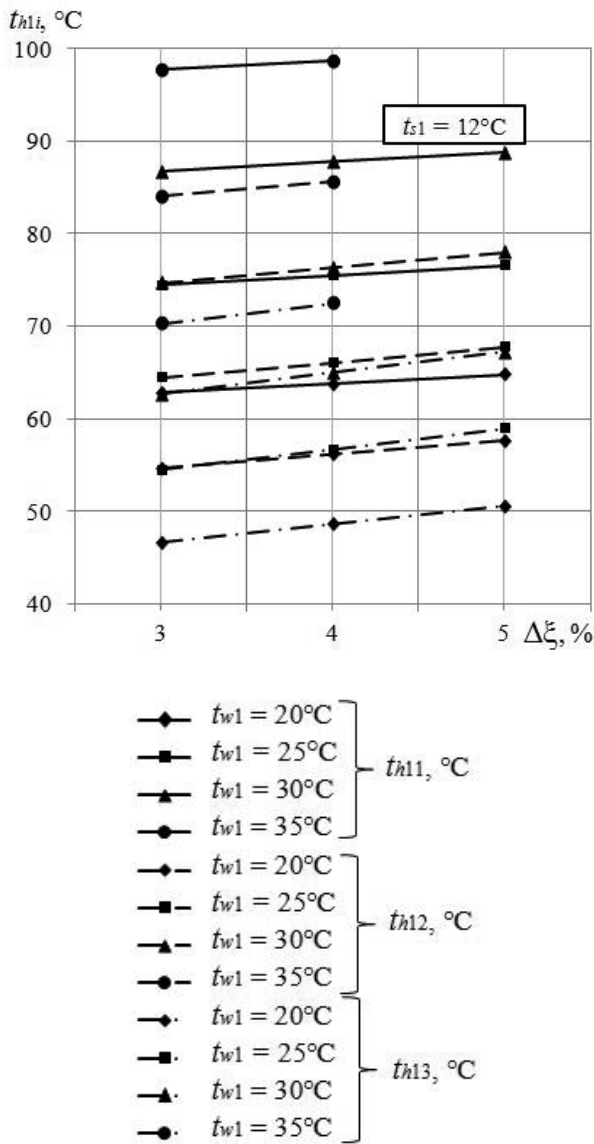


Рис. 5. График зависимостей температуры греющего источника, подаваемого в генератор первой, второй и третьей ступеней, от зоны дегазации и температуры охлаждающего источника

Fig. 5. Dependencies for the temperature of heat source fed to the generator of the first, second, and third stage on degazation zone and cold source temperature

лития. При увеличении t_{w1} от 20 до 35 °C степень охлаждения греющего источника уменьшается почти в два раза, например при $\Delta\xi=4\%$ она изменяется от 13 до 7,5 °C.

В изученном диапазоне изменения $\Delta\xi$ ее влияние на степень охлаждения греющего источника незначительно. Уменьшение рассматриваемого параметра составляет в среднем порядка 1 °C при увеличении $\Delta\xi$ от 3 до 5%.

На рис. 7 представлены графики зависимостей от t_{w1} и $\Delta\xi$ холодопроизводительности АБХМ, работающих по исследуемому, одноступенчатому и двухступенчатому циклам при $t_{w1}=28^\circ\text{C}$ и $t_{s1}=12^\circ\text{C}$. В расчетах массовый расход греющей среды (вода) был принят $G_h=40$ кг/с, близкий к номинальному для одноступенчатой АБХМ-1000В-10 — $G_h=139$ м³/ч (38,6 кг/с).

По приведенным на рис. 7 графикам можно констатировать, что холодопроизводительность машины с иссле-

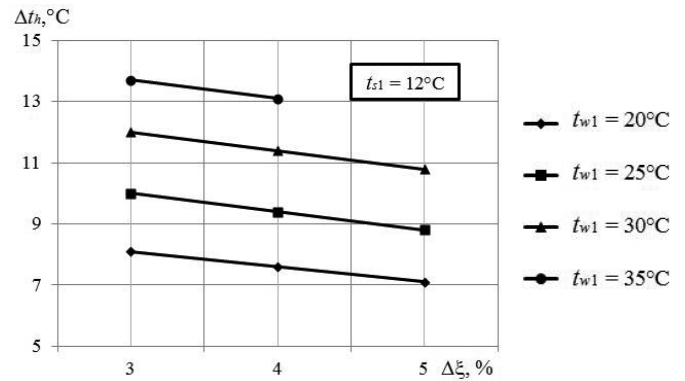


Рис. 6. График зависимостей степени охлаждения греющего источника в генераторах от зоны дегазации и температуры охлаждающего источника

Fig. 6. Dependencies of heat source cooling degree in generators on degazation zone and cold source temperature

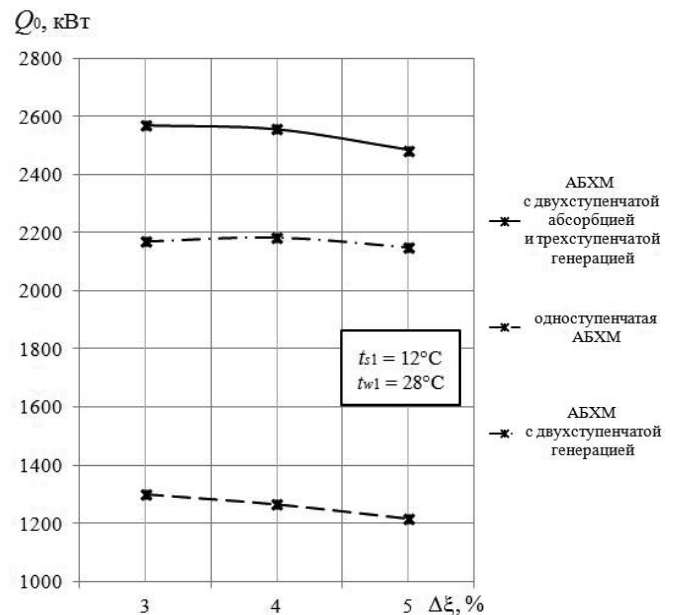


Рис. 7. График зависимостей холодопроизводительности АБХМ от зоны дегазации

Fig. 7. Dependencies for refrigerating capacity of the absorption lithium bromide refrigerating unit on degazation zone

дуемым циклом выше в два раза в сравнении с одноступенчатой АБХМ и на 18% — в сравнении с двухступенчатой. При этом для машины, работающей на исследуемом цикле требуется греющий источник с температурой на 10 °C ниже, чем для одноступенчатой АБХМ и составляет порядка 95 °C. Для обогрева генератора двухступенчатой машины необходим греющий источник с достаточно высокой температурой, 150 °C и выше.

Выполненный сравнительный анализ показал, что исследуемый цикл имеет ряд существенных преимуществ. Из сопоставления с циклом образцом (одноступенчатым циклом) следует, что рассматриваемый цикл может быть осуществлен при меньшей на 10 °C температуре греющей среды, при одинаковых остальных параметрах. Несмотря на более низкие величины теплового коэффициента, исследуемый цикл обеспечивает увели-

чение в два раза холодопроизводительности машины, при одинаковом расходе греющего источника. Данное обстоятельство связано с тем, что в АБХМ с исследуемым циклом степень охлаждения греющего источника в генераторах в три раза выше.

Применение АБХМ с изученным циклом целесообразно в условиях лимитированного расхода греющей среды и необходимости обеспечения большой холодопроизводительности.

Выводы

Выполненный расчетный анализ действительного термодинамического цикла АБХМ с двухступенчатыми процессами абсорбции и трехступенчатыми процессами генерации со связанным потоком массы показал следующее.

При принятых для расчетов параметрах ($t_{w1}=20\div35\text{ }^{\circ}\text{C}$, $\Delta\xi=3\div5\%$) действительный тепловой коэффициент цикла находится в пределах $\zeta=0,44\div0,53$. Он ниже величины ζ одноступенчатого цикла, составляющей $0,67\div0,78$. Температура греющего источника, подаваемого в генератор

первой ступени АБХМ с исследуемым циклом должна составлять $t_{h11}=(63\div99)\text{ }^{\circ}\text{C}$, в то время как для одноступенчатого цикла она находится в пределах $t_{h1}=(70\div108)\text{ }^{\circ}\text{C}$.

АБХМ с исследуемым циклом обеспечивает более высокую холодопроизводительность при одинаковом расходе греющего источника, в среднем на 100% в сравнении с одноступенчатой АБХМ и на 18,0% больше, чем АБХМ с двухступенчатой генерацией. Это объясняется тем, что степень охлаждения греющего источника в машине с исследуемым циклом в три раза превышает данную величину одноступенчатой АБХМ. Для обогрева генератора двухступенчатой машины необходим греющий источник с достаточно высокой температурой, $150\text{ }^{\circ}\text{C}$ и выше.

Таким образом, результаты анализа свидетельствуют о преимуществах АБХМ с исследуемым циклом в условиях лимитированного расхода греющей среды, когда необходимо обеспечить большую холодопроизводительность.

Литература

1. Lubis A., Jeong J., Saito K., Giannetti N., Yabase H., Nasruddin Alhamid M. I. Solar-assisted single-double-effect absorption chiller for use in Asian tropical climates // *Renewable Energy*. 2016. No 99. p. 825–835.
2. Escrivá E. J. Sarabia, Sivila E. V. Lamas, Frances V. M. Soto. Air conditioning production by a single effect absorption cooling machine directly coupled to a solar collector field. Application to Spanish climates // *Solar Energy*. 2011. No 85. p. 2108. 2121.
3. Aguilar-Jiménez J. A., Velázquez-Limón N., López-Zavala R., González-Urbe L. A., Islas S., González E., Ramírez L., Beltrán R. Optimum operational strategies for a solar absorption cooling system in an isolated school of Mexico // *International Journal of Refrigeration*. 2020. No 112. p. 1–13.
4. Xu Z. Y., Gao J. T., Mao H. C., Liu D. S., Wang R. Z. Double-section absorption heat pump for the deep recovery of low-grade waste heat // *Energy Conversion and Management*. 2020. No 220. p. 1–13.
5. She X., Yin Y., Xu M., Zhang X. A novel low-grade heat-driven absorption refrigeration system with LiCl-H₂O and LiBr-H₂O working pairs // *International Journal of Refrigeration*. 2015. No 58. P. 219–234.
6. López-Zavala R., Velázquez-Limón N., González-Urbe L. A., Aguilar-Jiménez J. A., Alvarez-Mancilla J., Acuña A., Islas S. A novel LiBr/H₂O absorption cooling and desalination system with three pressure levels // *International Journal of Refrigeration*. 2019. No 99. p. 469–478.
7. Lubis A., Jeong J., Giannetti N., Yamaguchi S., Saito K., Yabase H., Nasruddin M. I. Alhamid. Operation performance enhancement of single-double-effect absorption chiller // *Applied Energy*. 2018. No 219. p. 299–311.
8. Xu Z. Y., Wang R. Z. Comparison of CPC driven solar absorption cooling systems with single, double and variable effect absorption chillers // *Solar Energy*. 2017. No 158. p. 511–519.
9. Chahartaghi M., Golmohammadi H., Shojaei A. F. Performance analysis and optimization of new double effect lithium bromide — water absorption chiller with series and parallel flows // *International Journal of Refrigeration*. 2019. No 97. p. 73–87.

References

1. Lubis A., Jeong J., Saito K., Giannetti N., Yabase H., Nasruddin Alhamid M. I. Solar-assisted single-double-effect absorption chiller for use in Asian tropical climates. *Renewable Energy*. 2016. No 99. p. 825–835.
2. Escrivá E. J. Sarabia, Sivila E. V. Lamas, Frances V. M. Soto. Air conditioning production by a single effect absorption cooling machine directly coupled to a solar collector field. Application to Spanish climates. *Solar Energy*. 2011. No 85. p. 2108. 2121.
3. Aguilar-Jiménez J. A., Velázquez-Limón N., López-Zavala R., González-Urbe L. A., Islas S., González E., Ramírez L., Beltrán R. Optimum operational strategies for a solar absorption cooling system in an isolated school of Mexico. *International Journal of Refrigeration*. 2020. No 112. p. 1–13.
4. Xu Z. Y., Gao J. T., Mao H. C., Liu D. S., Wang R. Z. Double-section absorption heat pump for the deep recovery of low-grade waste heat. *Energy Conversion and Management*. 2020. No 220. p. 1–13.
5. She X., Yin Y., Xu M., Zhang X. A novel low-grade heat-driven absorption refrigeration system with LiCl-H₂O and LiBr-H₂O working pairs. *International Journal of Refrigeration*. 2015. No 58. P. 219–234.
6. López-Zavala R., Velázquez-Limón N., González-Urbe L. A., Aguilar-Jiménez J. A., Alvarez-Mancilla J., Acuña A., Islas S. A novel LiBr/H₂O absorption cooling and desalination system with three pressure levels. *International Journal of Refrigeration*. 2019. No 99. p. 469–478.
7. Lubis A., Jeong J., Giannetti N., Yamaguchi S., Saito K., Yabase H., Nasruddin M. I. Alhamid. Operation performance enhancement of single-double-effect absorption chiller. *Applied Energy*. 2018. No 219. p. 299–311.
8. Xu Z. Y., Wang R. Z. Comparison of CPC driven solar absorption cooling systems with single, double and variable effect absorption chillers. *Solar Energy*. 2017. No 158. p. 511–519.
9. Chahartaghi M., Golmohammadi H., Shojaei A. F. Performance analysis and optimization of new double effect lithium bromide — water absorption chiller with series and parallel flows. *International Journal of Refrigeration*. 2019. No 97. p. 73–87.

10. Степанов К. И., Мухин Д. Г., Волкова О. В., Бараненко А. В. Анализ COP термодинамического цикла АБХМ с двухступенчатой абсорбцией при получении отрицательных температур охлаждения // Вестник Международной академии холода. 2016. № 1. 86–92.
11. Aprile M., Toppi T., Garone S., Motta M. STACY — A mathematical modelling framework for steady-state simulation of absorption cycles // International Journal of Refrigeration. 2018. No 88. p. 129–140.
12. Bowie D., Cruickshank C. A. Experimental evaluation of a triple-state sorption chiller // International Journal of Refrigeration. 2017. No 81. p. 12–25.
13. Xu Z. Y., Wang R. Z. Absorption refrigeration cycles: Categorized based on the cycle construction // International Journal of Refrigeration. 2016. No 62. P. 114–136.
14. Холодильные машины: Учебник для студентов втузов специальности «Техника и физика низких температур» / А. В. Бараненко, Н. Н. Бухарин, В. И. Пекарев, Л. С. Тимофеевский; Под общей ред. Л. С. Тимофеевского. — СПб.: Политехника, 2006. 944 с.
15. Абсорбционные преобразователи теплоты / А. В. Бараненко, Л. С. Тимофеевский, А. Г. Долотов, А. В. Попов: Монография. — СПб.: СПбГУНИПТ, 2005. — 338 с.
16. Тепловые и конструктивные расчеты холодильных машин, тепловых насосов и термотрансформаторов. Ч. 1. Расчет циклов, термодинамических и теплофизических свойств рабочих веществ: Учеб. пособие / Л. С. Тимофеевский, В. И. Пекарев, Н. Н. Бухарин и др. Под ред. Л. С. Тимофеевского. — СПб.: СПбГУНИПТ 2006. — 260 с.
10. Stepanov K. I., Mukhin D. G., Volkova O. V., Aleksandr V. Baranenko Analysis of COP thermodynamic cycle LBAC with two-level absorption when obtaining negative temperatures of cooling. *Journal of International Academy of Refrigeration*. 2016. No 1. P. (in Russian)
11. Aprile M., Toppi T., Garone S., Motta M. STACY — A mathematical modelling framework for steady-state simulation of absorption cycles. *International Journal of Refrigeration*. 2018. No 88. p. 129–140.
12. Bowie D., Cruickshank C. A. Experimental evaluation of a triple-state sorption chiller. *International Journal of Refrigeration*. 2017. No 81. p. 12–25.
13. Xu Z. Y., Wang R. Z. Absorption refrigeration cycles: Categorized based on the cycle construction. *International Journal of Refrigeration*. 2016. No 62. P. 114–136.
14. Refrigerating machines: Textbook for students of technical colleges, specialty «Technics and physics of low temperatures» / A. V. Baranenko, N. N. Bukharin, V. I. Pekarev, L. S. Timofeevsky; Under the General editorship of L. S. Timofeevsky. SPb.: Polytechnic, 2006. 944 p. (in Russian)
15. Absorption heat converters / A. V. Baranenko, L. S. Timofeevsky, A. G. Dolotov, A. V. Popov: Monograph. SPb.: SPb-GUNiPT, 2005. 338 p. (in Russian)
16. Thermal and structural calculations of refrigerating machines, heat pumps and thermal transformers. Part 1. Calculation of cycles, thermodynamic and thermophysical properties of working substances: Textbook / L. S. Timofeesky, V. I. Pekarev, N. N. Bukharin, etc. Edited by L. S. Timofeevsky. SPb.: SPb-GUNiPT, 2006. 260 p. (in Russian)

Сведения об авторах

Малинина Ольга Сергеевна

К. т. н., доцент, доцент факультета низкотемпературной энергетики Университета ИТМО, 191002, Россия, Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, 9, osmalinina@itmo.ru

Бараненко Александр Владимирович

Д. т. н., профессор, Советник при Ректорате Университета ИТМО, 191002, Россия, Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, 9, avbaranenko@itmo.ru

Лядова Елена Евгеньевна

Аспирант факультета низкотемпературной энергетики Университета ИТМО, 191002, Россия, Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, 9, elena.lyadova@inbox.ru

Information about authors

Malinina Olga S.

Ph. D., Associate professor, Associate professor of Faculty of Cryogenic Engineering of ITMO University, 191002, Russia, St. Petersburg, Lomonosov str., 9, osmalinina@itmo.ru

Baranenko Aleksandr V.

D. Sc., Professor, Advisor to Rector's Office of ITMO University, 191002, Russia, St. Petersburg, Lomonosov str., 9, avbaranenko@itmo.ru

Lyadova Elena E.

Graduate student of Faculty of Cryogenic Engineering of ITMO University, 191002, Russia, St. Petersburg, Lomonosov str., 9, elena.lyadova@inbox.ru