

ЭФФЕКТИВНОСТЬ АБСОРБЦИОННОЙ БРОМИСТОЛИТИЕВОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ С МНОГОСТУПЕНЧАТЫМИ ПРОЦЕССАМИ АБСОРБЦИИ И ГЕНЕРАЦИИ СО СВЯЗАННЫМ ПОТОКОМ МАССЫ

О. С. Малинина, А. В. Бараненко, М. А. Аль-Фураиджи,
Е. Е. Лядова, К. А. Комаров

Университет ИТМО,
Россия, 197101, г. Санкт-Петербург, Кронверкский пр., 49

Проведено исследование циклов абсорбционной бромистолитиевой холодильной машины с двухступенчатой абсорбцией и трехступенчатой генерацией пара рабочего вещества со связанным потоком массы при различной подаче охлаждающей среды в аппараты. Определены необходимая для осуществления действительного термодинамического цикла АБХМ температура греющего источника и наиболее эффективный термодинамический цикл. Выполнен сравнительный анализ исследуемого цикла с циклом образцом (одноступенчатом циклом) АБХМ. Несмотря на более низкие величины теплового коэффициента, исследуемый цикл обеспечивает увеличение в два раза холодопроизводительности машины, при одинаковом расходе греющего источника, что является преимуществом при ограниченном расходе греющего источника. Данное обстоятельство объясняется тем, что в АБХМ с многоступенчатой абсорбцией и генерацией, греющий источник последовательно проходит три ступени генератора. Поэтому степень охлаждения в машине с рассмотренным циклом в три раза превышает данную величину одноступенчатой АБХМ.

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

Введение

Изучению термодинамических циклов абсорбционных холодильных машин и трансформаторов теплоты уделяется достаточно много внимания [1–7], так как данные машины могут эффективно применяться в различных технологиях при наличии дешевых источников теплоты и дефиците электроэнергии [8–11]. Результаты исследования различных циклов абсорбционных бромистолитиевых холодильных машин (АБХМ) представлены в работах [12–15].

В работе выполнен анализ термодинамического цикла АБХМ с двухступенчатой абсорбцией и трехступенчатой генерацией с внешне связанным потоком массы при различной подаче охлаждающей среды в аппараты. 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, определен наиболее эффективный термодинамический цикл. Полученные характеристики исследуемого цикла сопоставлены с аналогичными показателями цикла одноступенчатой АБХМ.

Абсорбционная бромистолитиевая холодильная машина, работающая по исследуемому циклу, выполнена следующим образом (рис. 1). В испарителе E кипит вода за счет подвода теплоты от охлаждаемого источника. Образовавшийся водяной пар из испарителя E поступает в абсорбер второй

ступени A_2 , где абсорбируется крепким раствором, поступающим из генератора G_3 . Из абсорбера A_2 слабый раствор направляется последовательно в генератор первой ступени G_1 и генератор третьей ступени G_3 . В абсорбере первой ступени A_1 происходит абсорбция пара хладагента из генератора G_3 (внешне связанный процесс переноса массы), из абсорбера A_1 слабый раствор поступает в генератор второй ступени G_2 . Из генераторов G_1 и G_2 водяной пар поступает в конденсатор C . Конденсат из конденсатора C поступает в испаритель E . Абсорберы A_1 , A_2 и конденсатор C 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.

Действительный цикл в диаграмме Дюринга представлен на рис. 2.

Основные процессы термодинамического цикла: 1–1' — кипение рабочего вещества в испарителе; 22–73–71 — нагрев всего потока слабого раствора последовательно в теплообменниках растворов третьей и первой ступеней; 71–51 — адиабатно-изобарная десорбция пара рабочего вещества в генераторе первой ступени; 51–41 — кипение раствора в генераторе первой ступени; 41–81 — охлаждение крепкого раствора в теплообменнике растворов первой ступени; 81–53 — адиабатно-изобарная десорбция пара рабочего вещества в генераторе третьей ступени; 53–43 — кипение раствора в генераторе третьей ступени; 43–83 — охлаждение

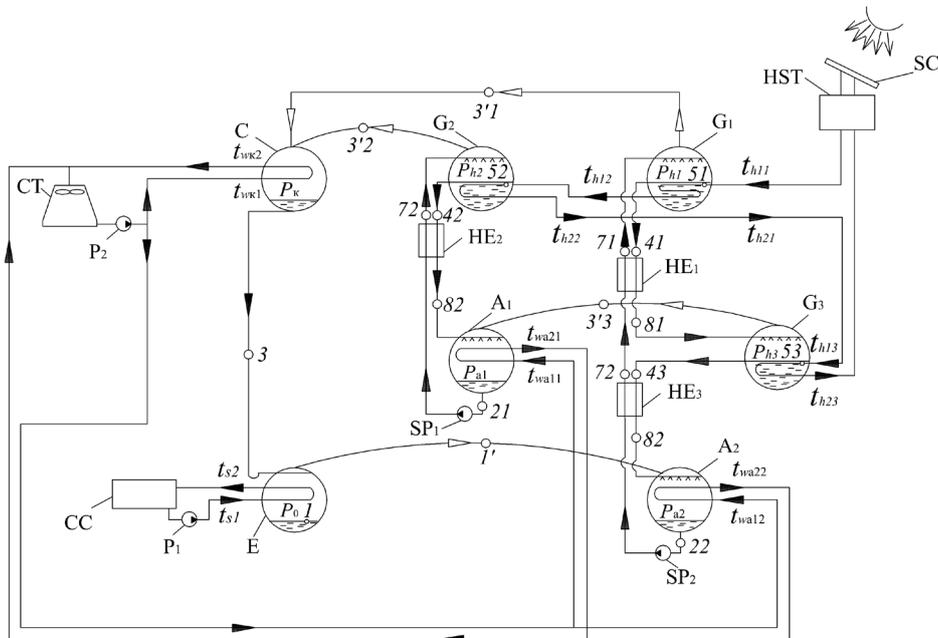


Рис. 1. Схема АБХМ с двухступенчатой абсорбцией и трехступенчатой генерацией:
 SC — солнечный коллектор; HST — бак-аккумулятор; E — испаритель; C — конденсатор;
 A₁, A₂ — абсорберы первой и второй ступеней;
 G₁, G₂, G₃ — генераторы первой, второй и третьей ступеней;
 HE₁, HE₂, HE₃ — теплообменники первой, второй и третьей ступеней;
 SP₁, SP₂ — растворные насосы первой и второй ступеней; P₁, P₂ — насосы
Fig. 1. Scheme LBWAC with two-stage absorption and three-stage generation:
 SC — solar collector; HST — storage tank; E — evaporator; C — condenser;
 A₁, A₂ — absorbers of the first and second stages;
 G₁, G₂, G₃ — generators of the first, second and third stages;
 HE₁, HE₂, HE₃ — heat exchangers of the first, second and third stages;
 SP₁, SP₂ — solution pumps of the first and second stages; P₁, P₂ — pumps

крепкого раствора в теплообменнике растворов третьей ступени; 83–22 — адиабатно-изобарная абсорбция пара рабочего вещества в абсорбере второй ступени; 21–72 — нагрев слабого раствора в теплообменнике растворов второй ступени; 72–52 — адиабатно-изобарная десорбция пара рабочего вещества в генераторе второй ступени; 52–42 — кипение раствора в генераторе второй ступени; 42–82 — охлаждение крепкого раствора в теплообменнике растворов второй ступени; 82–21 — адиабатно-изобарная абсорбция пара рабочего вещества в абсорбере первой ступени; 3'2–3 — отвод теплоты перегрева и конденсация пара рабочего вещества в конденсаторе.

Методы исследования

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:

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

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:

а) первая ступень:

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

б) третья ступень:

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

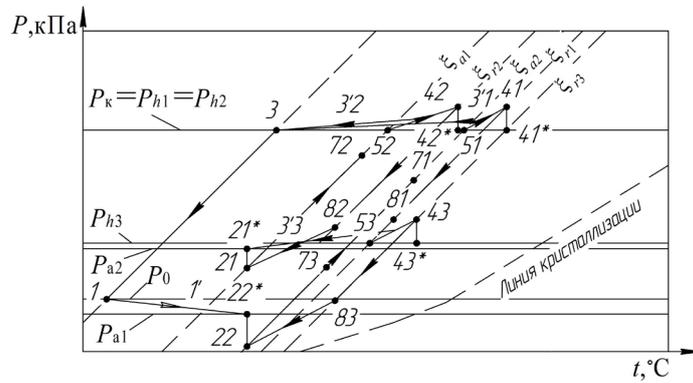


Рис. 2. Действительный термодинамический цикл АБХМ с двухступенчатой абсорбцией и трехступенчатой генерацией со связанным потоком массы и внутренней передачей теплоты
 Fig. 2. Actual thermodynamic cycle of LBWAC with two-stage absorption and three-stage generation with associated mass flow and internal heat transfer

Тепловой коэффициент:

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

Расчеты выполнялись при следующих исходных данных: температура охлаждаемого источника $t_{s1} = 12^\circ\text{C}$, температура охлаждающего источника принята равной $t_{wa12} = 28^\circ\text{C}$ (подача охлаждающей среды в аппараты: параллельная, одновременно в $A_1 - A_2 - C$; ступенчатая A_1 с последующей параллельной подачей в A_2 и C ; последовательная $A_1 - A_2 - C$, зона дегазации первой ступени составила $\Delta\xi_1 = 4\%$, зона дегазации второй ступени $\Delta\xi_2 = (3 \div 6)\%$, необратимые потери действительного цикла были приняты согласно рекомендациям, изложенным в [16, 17]; гидравлическое сопротивление прохождению пара между испарителем и абсорбером второй ступени, генератором и абсорбером первой ступени $\Delta p_{u-a} = \Delta p_{r-a} = 0,13$ кПа, недорекуперация теплоты на теплой стороне конденсатора $\Delta t_k = 3^\circ\text{C}$, на холодной стороне испарителя $\Delta t_u = 3^\circ\text{C}$, на теплой стороне генераторов $\Delta t_r = 3^\circ\text{C}$, на холодной стороне абсорберов $\Delta t_a = 3^\circ\text{C}$, недовыпаривания крепкого раствора в генераторах составили $\Delta\xi_{r1} = 0,5\%$, $\Delta\xi_{r2} = 2,5\%$ и $\Delta\xi_{r3} = 2,5\%$, недонасыщение слабого раствора в абсорберах $\Delta\xi_a = 1,5\%$, недорекуперация на холодной стороне теплообменников растворов $\Delta t_{m.o} = 15^\circ\text{C}$.

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 при различной подаче охлаждающей среды в аппараты. 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 цикла одноступенчатой АБХМ. Также выполнен анализ холодопроизводительности машин, работа-

ющих по исследуемому циклу и циклам, принятым для сопоставления, при одинаковом расходе греющего источника.

Результаты исследования

В табл. 1 представлены результаты расчета параметров исследуемого цикла АБХМ с двухступенчатыми процессами абсорбции и трехступенчатыми процессами генерации со связанным потоком массы и различной подачей охлаждающей среды в аппараты.

Полученные результаты (табл. 1) свидетельствуют о том, что для осуществления исследуемого цикла при последовательной подаче охлаждающей среды (воды) необходим греющий источник с температурой примерно на 10°C выше в сравнении с параллельной подачей воды. Однако в первом случае холодопроизводительность АБХМ больше примерно на 20%.

На рис. 3 представлены графики зависимостей теплового коэффициента действительных термодинамических циклов АБХМ с двухступенчатой абсорбцией и трехступенчатой генерацией и одноступенчатой АБХМ от зоны дегазации при различной подаче охлаждающей среды.

По графику на рис. 3 видно, что при принятых условиях осуществления циклов величины тепловых коэффициентов, в зависимости от $\Delta\xi$, находятся в следующих пределах: исследуемый цикл $0,47 \div 0,49$, одноступенчатый цикл $0,69 \div 0,75$. С увеличением зоны дегазации от 3 до 6% величина ζ исследуемого и одноступенчатого цикла возрастает соответственно на 4% и 9%.

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

По графикам на рис. 4 видно, что при зоне дегазации (3 ÷ 6)% необходимые температуры греющего источника, подаваемого в генераторы АБХМ, находятся в диапазонах $(81 \div 96)^\circ\text{C}$ и $(90 \div 111)^\circ\text{C}$ соответственно для исследуемого и одноступенчатого циклов. При одинаковых условиях (перепады температур в аппаратах, $\Delta\xi$, t_{w1}) для исследуемого цикла температура греющего источника на $(8 \div 11)^\circ\text{C}$ ниже в сравнении с одноступенчатым циклом при парал-

Таблица 1. Результаты расчета цикла АБХМ с двухступенчатыми процессами абсорбции и трехступенчатыми процессами генерации со связанным потоком массы
 Table 1. Results of calculating the LBWAC cycle with two-stage absorption processes and three-stage generation processes with an associated mass flow

Параметр	Зона дегазации $\Delta\xi$, %	Способ подачи охлаждающей среды в аппараты		
		$\rightarrow A_1$ $\rightarrow A_2$ $\rightarrow C$	$A_1 \rightarrow \begin{cases} A_2 \\ C \end{cases}$	$A_1 \rightarrow A_2 \rightarrow C$
Температура охлаждающего источника t_{wa12} , °C	3	28	28	28
	4	28	28	28
	5	28	28	28
	6	28	28	28
Температура охлаждающего источника t_{wa11} , °C	3	28	33	34
	4	28	33	34
	5	28	33	34
	6	28	33	34
Температура охлаждающего источника t_{wk1} , °C	3	28	33	38
	4	28	33	38
	5	28	33	38
	6	28	33	38
Перепад температур в генераторах Δt_h , °C	3	8,6	8,8	10,6
	4	8,6	8,8	10,4
	5	8,5	8,7	10,3
	6	8,5	8,6	10,3
Температура греющего источника на входе в генератор первой ступени t_{h11} , °C	3	81,2	87,0	92,8
	4	82,3	88,1	93,8
	5	83,3	89,1	94,9
	6	84,3	90,1	95,9
Температура греющего источника на входе в генератор второй ступени t_{h12} , °C	3	72,6	78,2	82,2
	4	73,7	79,3	83,4
	5	74,8	80,4	84,6
	6	75,8	81,5	85,6
Температура греющего источника на входе в генератор третьей ступени t_{h13} , °C	3	64,0	69,4	71,6
	4	65,1	70,5	73,0
	5	66,3	71,7	74,3
	6	67,3	72,9	75,3
Тепловой коэффициент ζ	3	0,475	0,470	0,467
	4	0,486	0,482	0,479
	5	0,493	0,488	0,485
	6	0,496	0,492	0,489
Холодопроизводительность Q_0 , кВт	3	2044,4	2091,4	2485,4
	4	2090,6	2128,3	2515,1
	5	2115,7	2142,6	2526,7
	6	2118,6	2134,1	2542,2

лельной подаче охлаждающей среды и на (7÷16)°C ниже в сравнении с одноступенчатым циклом при последовательной подаче охлаждающей среды. 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 при изменении $\Delta\xi$ от 3 до 6% увеличение t_h должно составить 3°С для исследуемого и порядка 17°С для одноступенчатого 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.

По рис. 5 видно, что при параллельной подаче охлаждающей воды температура греющего источника минимальна в сравнении с двумя другими вариантами.

На рис. 6 представлены графики зависимостей холодопроизводительности АБХМ исследуемого цикла и одноступенчатой АБХМ при различной подаче охлаждающей среды от $\Delta\xi 2$. 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. 6 графикам можно констатировать, что холодопроизводительность машины с исследуемым циклом выше в два раза в сравнении с одноступенчатой АБХМ. Величина Q_0 для

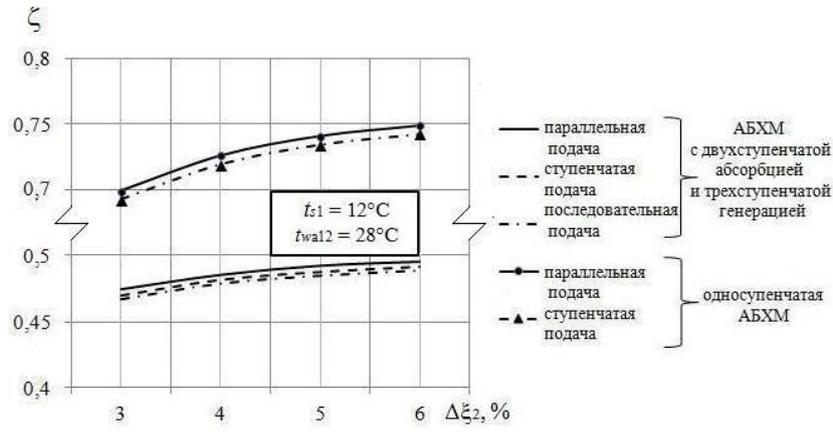


Рис. 3. График зависимостей теплового коэффициента от зоны дегазации при различной подаче охлаждающей среды
 Fig. 3. Graph of the dependences of the coefficient of performance on the degassing zone at different flow rates cooling medium

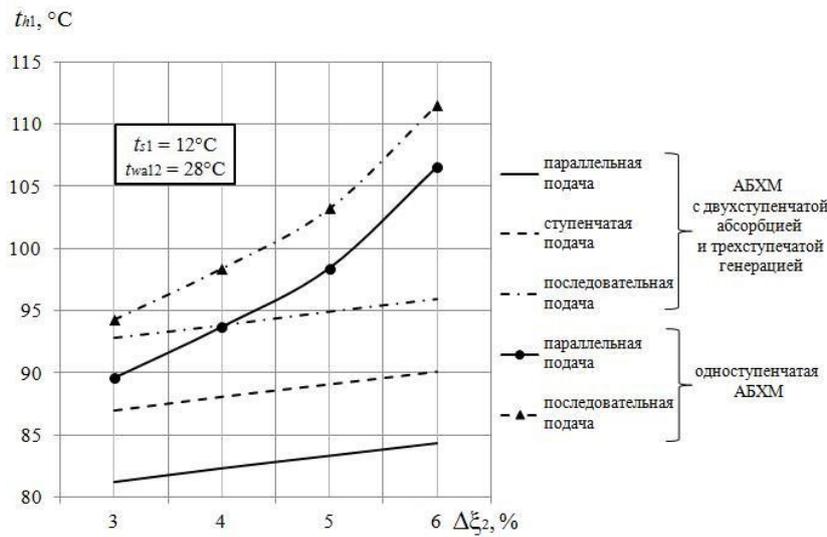


Рис. 4. График зависимостей температуры греющего источника от зоны дегазации при различной подаче охлаждающей среды
 Fig. 4. Graph of dependences of the temperature of the heating source on the degassing zone at different supply of the cooling medium

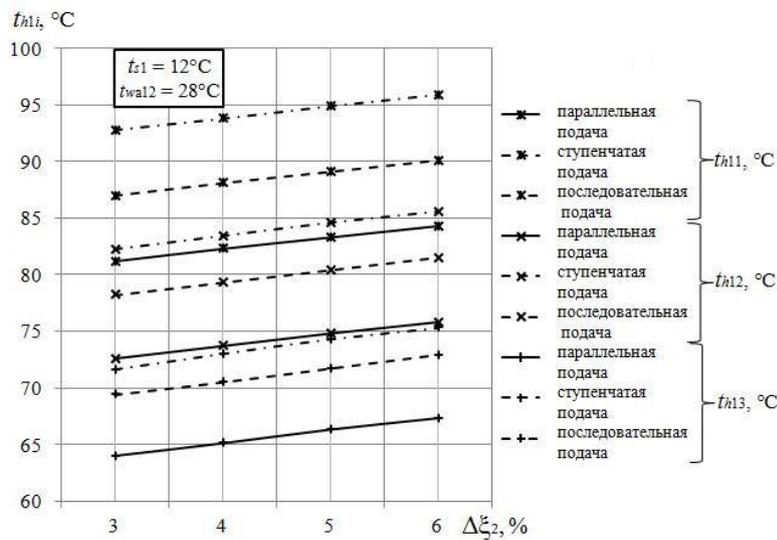


Рис. 5. График зависимостей температуры греющего источника, подаваемого в генератор первой, второй и третьей ступеней, от зоны дегазации при различной подаче охлаждающей среды
 Fig. 5. A graph of the dependences of the temperature of the heating source supplied to the generator of the first, second and third stages, from the degassing zone at different supply of the cooling medium

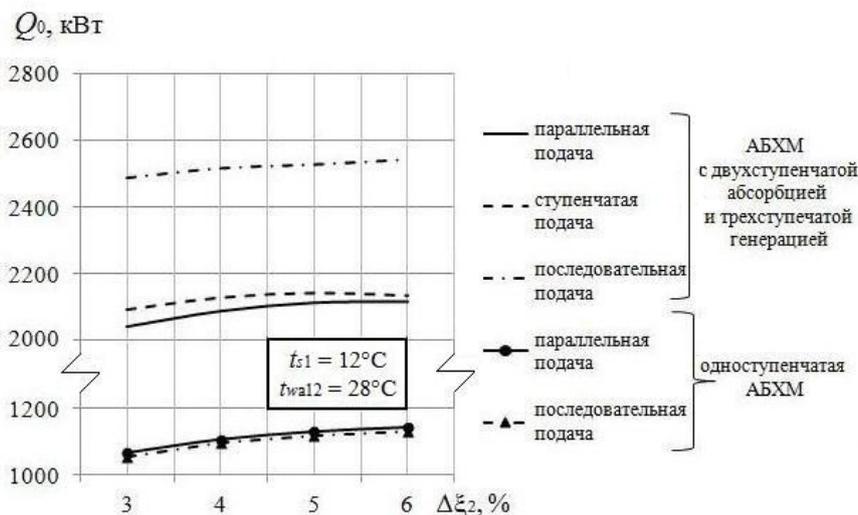


Рис. 6. График зависимостей холодопроизводительности АБХМ от зоны дегазации при различной подаче охлаждающей среды
 Fig. 6. A graph of the dependences of the temperature of the heating source supplied to the generator of the first, second and third stages, from the degassing zone at different supply of the cooling medium

исследуемого цикла на 120% выше в сравнении с одноступенчатым циклом при последовательной подаче охлаждающей среды и на 88% выше при параллельной подаче охлаждающей среды. При этом холодопроизводительность при последовательной подаче на 21% выше, чем при параллельной, и на 19% выше, чем при ступенчатой.

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

Выводы

Выполненный расчетный анализ действительно термодинамического цикла АБХМ с двухступенчатыми процессами абсорбции и трехступенчатыми процессами генерации со связанным потоком массы при различной подаче охлаждающей среды показал следующее.

При принятых для расчетов параметрах ($t_{w1} = 28^\circ\text{C}$, $\Delta\xi = 3\div 6\%$) действительный тепловой коэффициент цикла находится в пределах $\zeta = 0,47\div 0,49$. Он ниже величины ζ одноступенчатого цикла, составляющей $0,69\div 0,75$. Температура греющего источника, подаваемого в генератор первой ступени АБХМ с исследуемым циклом, должна составлять $t_{h11} = (81\div 96)^\circ\text{C}$, в то время как для одноступенчатого цикла она находится в пределах $t_{h1} = (90\div 111)^\circ\text{C}$.

АБХМ с исследуемым циклом обеспечивает более высокую холодопроизводительность при одинаковом расходе греющего источника, в среднем на 100% в сравнении с одноступенчатой АБХМ. Это объясняется тем, что степень охлаждения греющего источника в машине с исследуемым циклом в три раза превышает данную величину одноступенчатой АБХМ. Таким образом, результаты анализа свидетельствуют о преимуществах АБХМ с исследуемым циклом в условиях лимитированного расхода греющей среды, когда необходимо обеспечить большую холодопроизводительность.

Благодарности

Статья написана в рамках выполнения научно-исследовательской работы № 620154 «Экологически безопасные технологии энергосбережения и повышения эффективности низкотемпературных систем».

Список источников

- 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. Vol. 158. P. 511–519. DOI: 10.1016/j.solener.2017.10.014.
- 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. Vol. 97. P. 73–87. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2018.08.011.
- 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. С. 86–92. DOI: 10.21047/1606-4313-2016-1-86-92.
- 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. Vol. 88. P. 129–140. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2017.12.019.
- Bowie D., Cruickshank C.A. Experimental evaluation of a triple-state sorption chiller // *International Journal of Refrigeration*. 2017. Vol. 81. P. 12–25. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2017.05.009.
- Xu Z. Y., Wang R. Z. Absorption refrigeration cycles: Categorized based on the cycle construction // *International Journal of Refrigeration*. 2016, Vol. 62. P. 114–136. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2015.10.007.
- Lubis A., Jeong J., Saito K. [et al.]. Solar-assisted single-double-effect absorption chiller for use in Asian tropical climates // *Renewable Energy*. 2016. Vol. 99. P. 825–835. DOI: 10.1016/j.renene.2016.07.055.

8. Sarabia Escriba E. J., Lamas Sivila E. V., Soto Frances V. M. Air conditioning production by a single effect absorption cooling machine directly coupled to a solar collector field. Application to Spanish climates // *Solar Energy*. 2011. Vol. 85. P. 2108–2121. DOI: 10.1016/j.solener.2011.05.019.

9. 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. Vol. 58. P. 219–234. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2015.06.016.

10. López-Zavala R., Velázquez-Limón N., González-Urbe L. A. [et al.]. A novel LiBr/H₂O absorption cooling and desalination system with three pressure levels // *International Journal of Refrigeration*. 2019. Vol. 99. P. 469–478. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2019.01.003.

11. Lubis A., Jeong J., Giannetti N. [et al.]. Operation performance enhancement of single-double-effect absorption chiller // *Applied Energy*. 2018. Vol. 219. P. 299–311. DOI: 10.1016/j.apenergy.2018.03.046.

12. Castro J., Farnós J., Papakokkinos G. [et al.]. Transient model for the development of an air-cooled LiBr-H₂O absorption chiller based on heat and mass transfer empirical correlations // *International Journal of Refrigeration*. 2020. Vol. 120. P. 406–419. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2020.08.030.

13. Sharifi S., Nozad Heravi F., Shirmohammadi R. [et al.]. Comprehensive thermodynamic and operational optimization of a solar-assisted LiBr/water absorption refrigeration system // *Energy Reports*. 2020. Vol. 6. P. 2309–2323. DOI: 10.1016/j.egyr.2020.08.013.

14. Aguilar-Jiménez J. A., Velázquez-Limón N., López-Zavala R. [et al.]. Optimum operational strategies for a solar absorption cooling system in an isolated school of Mexico // *International Journal of Refrigeration*. 2020. Vol. 112. P. 1–13. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2019.12.010.

15. Xu Z. Y., Gao J. T., Mao H. C. [et al.]. Wang Double-section absorption heat pump for the deep recovery of low-grade waste heat // *Energy Conversion and Management*. 2020. Vol. 220. 113072. DOI: 10.1016/j.enconman.2020.113072.

16. Бараненко А. В., Бухарин Н. Н., Пекарев В. И. [и др.]. Холодильные машины / под общ. ред. Л. С. Тимофеевского. Санкт-Петербург: Политехника, 2006. 941 с. ISBN 5-7325-0792-2.

17. Бараненко А. В., Тимофеевский Л. С., Долотов А. Г. [и др.]. Абсорбционные преобразователи теплоты: моногр. Санкт-Петербург: Изд-во СПбГУНиПТ, 2005. 337 с. ISBN 5-89565-116-X.

МАЛИНИНА Ольга Сергеевна, кандидат технических наук, доцент (Россия), доцент факультета энергетики и экотехнологий.

SPIN-код: 6840-9272

AuthorID (РИНЦ): 709687

AuthorID (SCOPUS): 57203591145

ResearcherID: T-5313-2018

Адрес для переписки: osmalinina@itmo.ru

БАРАНЕНКО Александр Владимирович, доктор технических наук, профессор, советник при ректорате.

SPIN-код: 5621-0524

AuthorID (РИНЦ): 173759

ORCID: 0000-0003-3675-9513

AuthorID (SCOPUS): 6602940582

ResearcherID: T-4251-2018

Адрес для переписки: avbaranenko@itmo.ru

АЛЬ-ФУРАИДЖИ Муштак Аббас Ораиби, аспирант факультета энергетики и экотехнологий.

ORCID: 0000-0003-2033-6911

AuthorID (SCOPUS): 57211786329

ResearcherID: AAT-8317-2020

Адрес для переписки: eng.mushtaq@uomisan.edu.iq

ЛЯДОВА Елена Евгеньевна, аспирант факультета энергетики и экотехнологий.

Адрес для переписки: elena.lyadova@inbox.ru

КОМАРОВ Кирилл Андреевич, студент гр. W42152 факультета энергетики и экотехнологий.

Адрес для переписки: k.k-1998@mail.ru

Для цитирования

Малинина О. С., Бараненко А. В., Аль-Фураиджи М. А., Лядова Е. Е., Комаров К. А. Эффективность абсорбционной бромистолитиевой холодильной машины с многоступенчатыми процессами абсорбции и генерации со связанным потоком массы // *Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение*. 2021. Т. 5, № 2. С. 9–17. DOI: 10.25206/2588-0373-2021-5-2-9-17.

Статья поступила в редакцию 05.02.2021 г.

© О. С. Малинина, А. В. Бараненко, М. А. Аль-Фураиджи, Е. Е. Лядова, К. А. Комаров

EFFICIENCY OF LITHIUM BROMIDE ABSORPTION CHILLER WITH MULTI-STAGE ABSORPTION AND GENERATION PROCESSES WITH ASSOCIATED MASS FLOW

O. S. Malinina, A. V. Baranenko, M. A. Al-Furaiji,
E. E. Lyadova, K. A. Komarov

ITMO University,
Russia, Saint Petersburg, Kronverksky Ave., 49, 197101

A study of the cycles of a lithium bromide–water absorption chiller with two-stage absorption and three-stage generation of a working substance vapor with an associated mass flow with different supply of the cooling medium to the apparatus has been carried out. The temperature of the heating source necessary for the implementation of the actual thermodynamic cycle of the Lithium Bromide–Water Absorption Chiller (LBWAC) and the most effective thermodynamic cycle has been determined. A comparative analysis of the cycle under study with the sample cycle (one-stage cycle) LBWAC is carried out. Despite the lower values of the coefficient of performance (COP), the cycle under study provides a doubling of the cooling capacity of the machine, at the same flow rate of the heating source, which is an advantage when the flow rate of the heating source is limited. This circumstance is explained by the fact that in LBWAC with multi-stage absorption and generation, the heating source sequentially passes through three generator stages. Therefore, the degree of cooling in the chiller with the considered cycle is three times higher than this value of a single-stage LBWAC.

Keywords: lithium bromide–water absorption chiller, two-stage absorption, three-stage generation, associated mass flow, efficiency, actual thermodynamic cycle.

Acknowledgments

The article is written as part of the research work No. 620154 «Environmentally friendly technologies of energy saving and increasing the efficiency of low-temperature systems».

References

1. 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. Vol. 158. P. 511–519. DOI: 10.1016/j.solener.2017.10.014. (In Engl.).
2. 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. Vol. 97. P. 73–87. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2018.08.011. (In Engl.).
3. Stepanov K. I., Mukhin D. G., Volkova O. V., Baranenko A. V. Analiz COP termodinamicheskogo tsykla ABKHM s dvukhstuppenchatoy absorptsiey pri poluchenii otritsatel'nykh temperatur okhlazhdeniya [Analysis of COP thermodynamic cycle LBAC with two-level absorption when obtaining negative temperatures of cooling] // *Vestnik Mezhdunarodnoy akademii kholoda. Journal of International Academy of Refrigeration*. 2016. Vol. 1. P. 86–92. DOI: 10.21047/1606-4313-2016-16-1-86-92. (In Russ.).
4. 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. Vol. 88. P. 129–140. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2017.12.019. (In Engl.).
5. Bowie D., Cruickshank C. A. Experimental evaluation of a triple-state sorption chiller // *International Journal of Refrigeration*. 2017. Vol. 81. P. 12–25. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2017.05.009. (In Engl.).
6. Xu Z. Y., Wang R. Z. Absorption refrigeration cycles: Categorized based on the cycle construction // *International*

Journal of Refrigeration. 2016. Vol. 62. P. 114–136. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2015.10.007. (In Engl.).

7. Lubis A., Jeong J., Giannetti N. [et al.]. Operation performance enhancement of single-double-effect absorption chiller // *Applied Energy*. 2018. Vol. 219. P. 299–311. DOI: 10.1016/j.apenergy.2018.03.046. (In Engl.).

8. Sarabia Escrive E. J., Lamas Sivila E. V., Soto Frances V. M. Air conditioning production by a single effect absorption cooling machine directly coupled to a solar collector field. Application to Spanish climates // *Solar Energy*. 2011. Vol. 85. P. 2108–2121. DOI: 10.1016/j.solener.2011.05.019. (In Engl.).

9. 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. Vol. 58. P. 219–234. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2015.06.016. (In Engl.).

10. López-Zavala R., Velázquez-Limón N., González-Uribe L. A. [et al.]. A novel LiBr/H₂O absorption cooling and desalination system with three pressure levels // *International Journal of Refrigeration*. 2019. Vol. 99. P. 469–478. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2019.01.003. (In Engl.).

11. Lubis A., Jeong J., Giannetti N. [et al.]. Operation performance enhancement of single-double-effect absorption chiller // *Applied Energy*. 2018. Vol. 219. P. 299–311. DOI: 10.1016/j.apenergy.2018.03.046. (In Engl.).

12. Castro J., Farnós J., Papakokkinos G. [et al.]. Transient model for the development of an air-cooled LiBr–H₂O absorption chiller based on heat and mass transfer empirical correlations // *International Journal of Refrigeration*. 2020. Vol. 120. P. 406–419. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2020.08.030. (In Engl.).

13. Sharifi S., Nozad Heravi F., Shirmohammadi R. [et al.]. Comprehensive thermodynamic and operational optimization of a solar-assisted LiBr/water absorption refrigeration system // *Energy Reports*. 2020. Vol. 6. P. 2309–2323. DOI: 10.1016/j.egyr.2020.08.013. (In Engl.).

14. Aguilar-Jiménez J. A., Velázquez-Limón N., López-Zavala R. [et al.]. Optimum operational strategies for a solar absorption

cooling system in an isolated school of Mexico // International Journal of Refrigeration. 2020. Vol. 112. P. 1–13. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2019.12.010. (In Engl.).

15. Xu Z. Y., Gao J. T., Mao H. C. [et al.]. Wang Double-section absorption heat pump for the deep recovery of low-grade waste heat // Energy Conversion and Management. 2020. Vol. 220. 113072. DOI: 10.1016/j.enconman.2020.113072. (In Engl.).

16. Baranenko A. V., Bukharin N. N., Pekarev V. I., Timofeyevskiy L. S. Kholodil'nyye mashiny [Refrigerating machines]. St. Petersburg, 2006. 941 p. ISBN 5-7325-0792-2. (In Russ.).

17. Baranenko A. V., Timofeyevskiy L. S., Dolotov A. G., Popov A. V. Absorbtsionnye preobrazovateli teploty [Absorption heat converters]. St. Petersburg, 2005. 338 p. ISBN 5-89565-116-X. (In Russ.).

MALININA Olga Sergeevna, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of Energy and Ecotechnology Faculty.

SPIN-code: 6840-9272

AuthorID (RSCI): 709687

AuthorID (SCOPUS): 57203591145

ResearcherID: T-5313-2018

Correspondence address: osmalinina@itmo.ru

BARANENKO Aleksandr Vladimirovich, Doctor of Technical Sciences, Professor, Advisor to Rector's Office.

SPIN-code: 5621-0524

AuthorID (RSCI): 173759

ORCID: 0000-0003-3675-9513

AuthorID (SCOPUS): 6602940582

ResearcherID: T-4251-2018

Correspondence address: avbaranenko@itmo.ru

AL-FURAJI Mushtaq Abbas Oraibi, Graduate Student, Energy and Ecotechnology Faculty.

ORCID: 0000-0003-2033-6911

AuthorID (SCOPUS): 57211786329

ResearcherID: AAT-8317-2020

Correspondence address:

eng.mushtaq@uomisan.edu.iq

LYADOVA Elena Evgeniyevna, Graduate Student, Energy and Ecotechnology Faculty.

Correspondence address: elena.lyadova@inbox.ru

KOMAROV Kirill Andreyevich, Student gr. W42152 of Energy and Ecotechnology Department.

Correspondence address: k.k-1998@mail.ru

For citations

Malinina O. S., Baranenko A. V., Al-Furajji M. A., Lyadova E. E., Komarov K. A. Efficiency of lithium bromide absorption chiller with multi-stage absorption and generation processes with associated mass flow // Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering. 2021. Vol. 5, no. 2. P. 9–17. DOI: 10.25206/2588-0373-2021-5-2-9-17.

Received February 5, 2021.

© O. S. Malinina, A. V. Baranenko, M. A. Al-Furajji,

E. E. Lyadova, K. A. Komarov