

Phân tích lý thuyết và thực nghiệm xác định nhiệt độ phát sinh tối ưu của máy lạnh hấp thụ NH₃-H₂O sản xuất nước đá

Nguyễn Hiếu Nghĩa¹, Lê Chí Hiệp², Hoàng An Quốc³

Tóm tắt— Chu trình máy lạnh hấp thụ sử dụng cặp lưu chất NH₃-H₂O quen thuộc đang được phát triển rộng rãi. Tuy nhiên, hầu hết các nghiên cứu trước đây mang tính lý thuyết về hệ thống và dừng lại ở các ứng dụng thực nghiệm cho từng nhu cầu riêng biệt hoặc chỉ có các nghiên cứu thực nghiệm đơn lẻ cho các bộ phận của máy. Bài báo này trình bày các điểm trạng thái của các lưu chất trong máy lạnh hấp thụ thiết kế là sự kết hợp giữa lý thuyết tính toán và đo đạc thực tế của máy lạnh hấp thụ hoàn chỉnh trong điều kiện hoạt động ổn định. Bài báo trình bày tối ưu điều kiện hoạt động cho toàn hệ thống theo điều kiện môi trường tại Việt Nam cũng như sự đáp ứng của nguồn nhiệt cấp. Mối tương quan của nhiệt độ phát sinh tối ưu theo nhiệt độ ngưng tụ, nhiệt độ hấp thụ, nhiệt độ bay hơi của các bộ phận trong hệ thống được thiết lập bằng một phương trình hồi quy đa biến. Các mô phỏng nhiệt độ phát sinh của máy được so sánh với thực nghiệm có sai số trung bình là 1,2%; so với các nghiên cứu khác có sai số từ 2 tới 7% theo hệ số hiệu suất tối ưu.

Từ khóa— Máy lạnh hấp thụ, dung dịch NH₃-H₂O, nhiệt độ phát sinh, nhiệt độ phát sinh tối ưu.

1 GIỚI THIỆU

Chi phí vận hành tổng của máy lạnh hấp thụ chủ yếu là do nguồn nhiệt cấp để phát sinh hơi. Máy lạnh hấp thụ sử dụng nguồn nhiệt chất lượng thấp. Ngay cả ứng dụng sản xuất nước đá, nhiệt độ nguồn nhiệt cũng không cần quá cao (120-150 °C) có thể sử dụng các nguồn nhiệt thải

để nâng cao hiệu suất kết hợp của toàn hệ thống.

Việc thiết kế máy lạnh hấp thụ thường bắt đầu với việc phân tích nhiệt động của chu trình đề xuất. Các nhà nghiên cứu tập trung vào các chu trình nhiệt động phức tạp khác nhau để tìm ra hệ số hiệu suất lý thuyết [1-4].

Việc phân tích và đánh giá hiệu suất máy lạnh hấp thụ thông qua nhiệt độ, áp suất, nồng độ, và entanpy của các điểm trạng thái trong hệ thống. Hệ số hiệu suất (COP) của máy lạnh hấp thụ được xác định theo nhiệt độ hoạt động của bộ bay hơi, bộ hấp thụ, bộ ngưng tụ, và bộ phát sinh và sự không thuận nghịch trong các quá trình truyền nhiệt. Theo nhiều nghiên cứu, kết luận chung được rút ra là: COP giảm khi nhiệt độ hấp thụ hoặc nhiệt độ ngưng tụ tăng, nhiệt độ bay hơi giảm, sự không thuận nghịch tăng. Biến đổi của COP theo nhiệt độ phát sinh hơi NH₃ được xem xét để tìm ra nhiệt độ phát sinh hơi tối ưu. Tại nhiệt độ phát sinh tối ưu này thì COP của máy lạnh hấp thụ đạt cực đại.

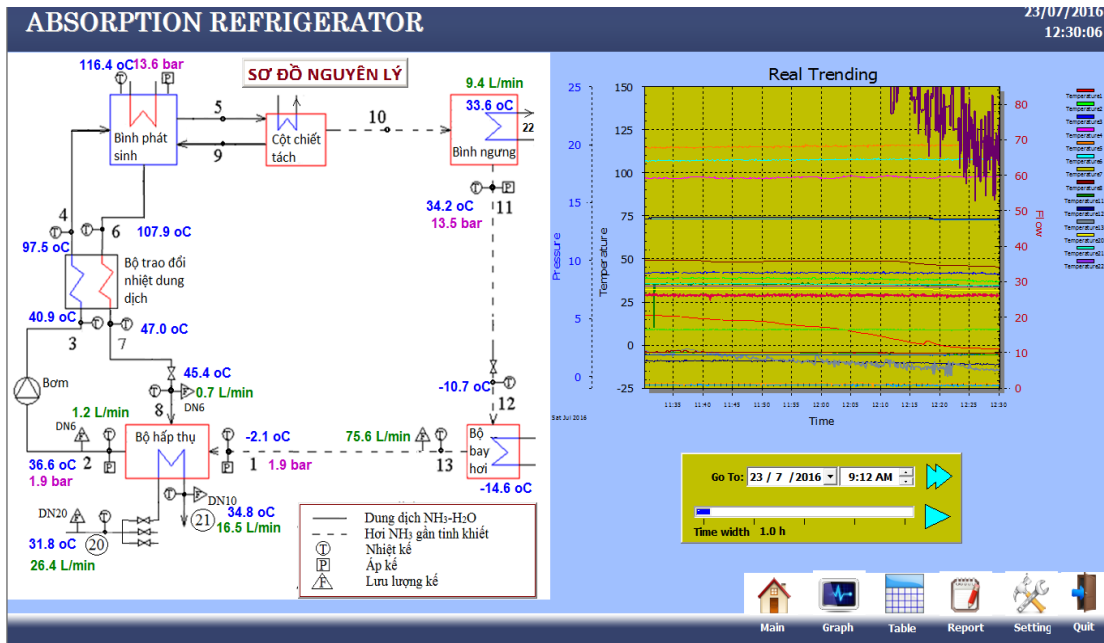
Ngoài thiết kế về kết cấu, diện tích trao đổi nhiệt, và cách bố trí hệ thống; máy lạnh hấp thụ thường hoạt động ngoài điểm thiết kế do sự thay đổi của các yêu cầu làm lạnh hoặc điều kiện bên ngoài. Nhiệt độ bay hơi NH₃ do yêu cầu nhiệt độ làm lạnh và tải lạnh quyết định. Nhiệt độ ngưng tụ hơi NH₃ do nhiệt độ và lưu lượng nước giải nhiệt quyết định. Nhiệt độ hấp thụ hơi NH₃ vào dung dịch loãng NH₃-H₂O do nhiệt độ và lưu lượng nước giải nhiệt; lưu lượng, nồng độ, và nhiệt độ dung dịch loãng vào bộ hấp thụ; lưu lượng và nhiệt độ dòng hơi NH₃ vào bộ hấp thụ quyết định. Nhiệt độ phát sinh hơi do chất lượng nhiệt, tính ổn định của nguồn nhiệt cấp, và do sự thay đổi của nhiệt độ ngưng tụ, nhiệt độ bay hơi, nhiệt độ hấp thụ quyết định. Nhiệt độ phát sinh thay đổi làm cho COP của máy lạnh hấp thụ thay đổi.

Bài nhận ngày 11 tháng 11 năm 2016, hoàn chỉnh sửa chữa ngày 17 tháng 3 năm 2017

Nguyễn Hiếu Nghĩa - Khoa Công Nghệ Nhiệt-Lạnh, Đại học Công Nghiệp Tp.HCM. (e-mail: lnghiaa@gmail.com).

Lê Chí Hiệp - Bộ môn Công Nghệ Nhiệt-Lạnh, Khoa Cơ Khí, Trường Đại Học Bách Khoa, Đại học Quốc gia Thành phố Hồ Chí Minh. (e-mail: lechihiiep@hcmut.edu.vn).

Hoàng An Quốc - Phòng Nghiên Cứu Khoa Học, Đại học Sư Phạm Kỹ Thuật Tp.HCM



Hình 1. Sơ đồ thiết kế của máy lạnh hấp thụ NH₃-H₂O

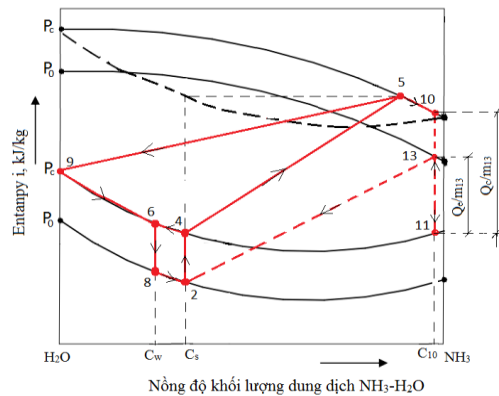
Máy lạnh hấp thụ đang được các nhà khoa học Việt Nam tập trung nghiên cứu theo hướng ứng dụng để sản xuất nước đá. Bài báo này trình bày về mô phỏng hệ thống lạnh hấp thụ NH₃-H₂O hoạt động theo phạm vi nhiệt độ hoạt động của từng bộ phận: bay hơi, ngưng tụ, hấp thụ, phát sinh để có thể quan sát được nhiệt độ khởi động, nhiệt độ cắt của hệ thống và được minh họa bằng các đường đặc tính. Kết quả của nghiên cứu đạt được:

- Ứng dụng sản xuất nước đá theo điều kiện khí hậu tại TP. Hồ Chí Minh
- Xây dựng phương trình tính nhiệt độ phát sinh tối ưu theo mối tương quan với nhiệt độ ngưng tụ, hấp thụ, bay hơi của các bộ phận trong hệ thống.

2. MÔ HÌNH THÍ NGHIỆM

Thiết kế máy lạnh hấp thụ

Hình 1 trình bày sơ đồ thiết kế của máy lạnh hấp thụ NH₃-H₂O. Các phương trình cân bằng năng lượng, cân bằng lưu lượng khối lượng giữa các dòng lưu chất, độ chênh nhiệt độ trung bình log dùng để tính diện tích trao đổi nhiệt của từng bộ phận trong hệ thống được thực hiện. Mô hình toán được phát triển để phân tích hiệu suất của cho hệ thống thí nghiệm điển hình.



Hình 2. Đồ thị i-C của máy lạnh hấp thụ thiết kế

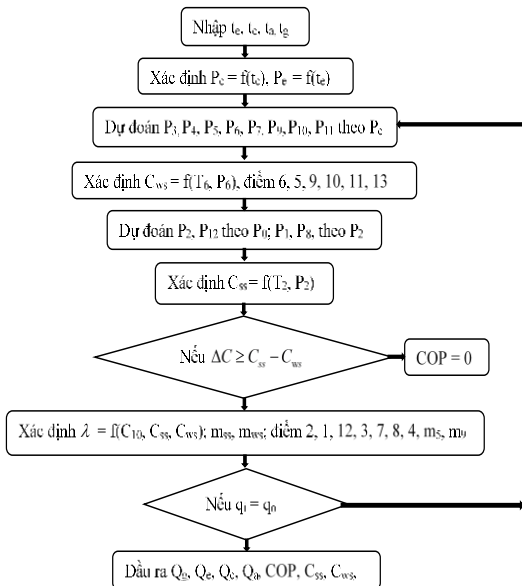
Các điểm trạng thái được trình bày trên đồ thị i-C của máy lạnh hấp thụ. Quá trình 6-7-8 thể hiện mạch dung dịch loãng, Quá trình 2-3-4 thể hiện mạch dung dịch đậm đặc, Quá trình 10-11-12-13-1 thể hiện mạch làm lạnh của dòng hơi NH₃ gần tinh khiết. Điểm 5 của hơi NH₃ rời khỏi bình phát sinh kéo theo nhiều hơi nước sẽ ảnh hưởng đến hiệu suất của hệ thống. Lượng hơi nước bị kéo theo cần phải được tách ra khỏi hơi NH₃ nhờ cột chiết tách. Vì thế, hầu hết lượng hơi nước trong hỗn hợp được tách ra từ sự làm mát và ngưng tụ, sau đó trở lại bình phát sinh ở trạng thái 9. Kết quả là dòng hơi NH₃ ở trạng thái 10 gần tinh khiết đi vào bình ngưng theo hình 2.



Hình 3. Nước đá từ mô hình nghiên cứu

Hình 3, Khối nước đá được sản xuất từ mô hình máy lạnh hấp thụ theo sơ đồ thiết kế hình 1.

Mô hình toán được thiết lập để phân tích hiệu suất của hệ thống thực nghiệm tính toán điển hình. Nhiệt độ và áp suất của lưu chất làm việc dựa trên các giá trị thiết kế kết hợp với đo đạc thực nghiệm của mô hình máy lạnh hấp thụ hoàn chỉnh và hoạt động ổn định. Các phương trình nhiệt động của các bộ phận đảm bảo cân bằng năng lượng và khối lượng. Sự phân tích thể tích kiểm tra của từng bộ phận (bình phát sinh, cột chiết tách, bình ngưng tụ, bộ bay hơi, bộ hấp thụ, bộ trao đổi nhiệt dung dịch, bơm dung dịch, van tiết lưu dung dịch loãng, và van tiết lưu môi chất lạnh). Hình 4 trình bày lưu đồ thuật toán của bài toán mô phỏng máy lạnh hấp thụ sẽ được giải bằng ngôn ngữ lập trình MATLAB.



Hình 4. Lưu đồ thuật toán

Tốc độ truyền nhiệt (Qi) [5, 6, 8, 10, 11, 12, 13, 14, 15]

$$Q_i = \sum_{\alpha=1}^j [(m_{\alpha} \cdot i_{\alpha})_{in} + (m_{\alpha} \cdot i_{\alpha})_{out}] \quad (1)$$

$$\sum_{\alpha=1}^i (m_{\alpha})_{in} = \sum_{\alpha=1}^j (m_{\alpha})_{out} \quad (2)$$

Trong đó:

i- Entanpy riêng (kJ/kg)

m -Lưu lượng khối lượng (kg/s)

Hệ số entanpy

Hoạt động của hệ thống được đánh giá theo phương trình hệ số entanpy [8]:

$$\chi = \frac{(i - i_l)}{(i_v - i)} \quad (3)$$

Trong đó, i là entanpy của lưu chất theo áp suất cho trước; i_l và i_v lần lượt là entanpy của lưu chất lỏng bão hòa và hơi bão hòa tại cùng áp suất. Từ định nghĩa χ , có thể biết được trạng thái của lưu chất như sau: $\chi < 0$ là quá lạnh, $\chi = 0$ là lỏng bão hòa, $0 < \chi < 1$ là hai pha, $\chi = 1$ là hơi bão hòa, và $\chi > 1$ là hơi quá nhiệt.

Hiệu suất của hệ thống [5, 6, 7, 8, 10, 11, 12, 13, 14, 15]

Hiệu suất nhiệt của hệ thống (COP) là tỉ số giữa nhiệt lượng thu được từ môi trường cần làm lạnh thông qua bộ bay hơi so với nhiệt cấp vào bình phát sinh để vận hành chu trình.

$$COP = \frac{Q_c}{Q_g} \quad (4)$$

Trong đó:

Q_c Công suất lạnh (kW)

Q_g Công suất nhiệt cấp vào bình phát sinh (kW)

Các hệ số nhiệt động

Trạng thái cân bằng của hơi NH3 theo áp suất, nhiệt độ, và entanpy ở trạng thái bão hòa [6]. Các thông số nhiệt động và nhiệt vật lý của dung dịch tính theo AAZatorski proposal [7].

Bội số tuần hoàn λ là tỉ số của lưu lượng khối lượng dung dịch loãng và lưu lượng khối lượng dòng hơi môi chất lạnh [6, 7].

$$\lambda = \frac{m_{ws}}{m_1} = \frac{C_{10} - C_w}{C_s - C_w} \quad (5)$$

Trong đó, m_{ws} và m_1 là lưu lượng khối lượng của dung dịch loãng và môi chất lạnh, (lít/phút). C_{10} , C_w , C_s lần lượt là nồng độ khối lượng của điểm trạng thái 10, nồng độ dung dịch loãng, nồng độ dung dịch đậm đặc.

Bảng 1. Các điểm trạng thái của mô hình máy lạnh hấp thụ thiết kế

Điểm	NH ₃ -H ₂ O	p (bar)	t (°C)	C	h (kJ/kg)	m (kg/s)	χ	Trạng thái
1	NH ₃	2	-1	0,996	1287,6	0,0015	1,0281	Hơi quá nhiệt
2	NH ₃ -H ₂ O	2	38	0,348	-106,16	0,0163	0	Lông quá lạnh
3	NH ₃ -H ₂ O	13,7	41,9	0,348	-87,66	0,0163	-0,1421	Lông quá lạnh
4	NH ₃ -H ₂ O	13,63	96,48	0,348	159,201	0,0163	-0,0177	Lông quá lạnh
5	NH ₃ -H ₂ O	13,6	115,7	0,913	1584,5	0,0017	1,1354	Hơi quá nhiệt
6	NH ₃ -H ₂ O	13,57	107,6	0,284	249,53	0,0148	0	Lông bão hòa
7	NH ₃ -H ₂ O	13,5	47	0,284	-22,38	0,0148	-0,1596	Lông quá lạnh
8	NH ₃ -H ₂ O	2,02	47,18	0,284	-22,38	0,0148	-0,0062	Lông quá lạnh
9	H ₂ O	13,6	102,8	0	426,97	0,000226	0	Lông bão hòa
10	NH ₃	13,55	102,8	0,995	1481,9	0,0015	1,161	Hơi quá nhiệt
11	NH ₃	13,5	34,6	0,995	1574,73	0,0015	0	Lông bão hòa
12	NH ₃	2,13	-19	0,995	1574,73	0,0015	0,184	Hai pha
13	NH ₃	2,02	-19	0,995	1250	0,0015	1	Hơi bão hòa

3 KẾT QUẢ VÀ THẢO LUẬN.

3.1 Tính cho điều kiện cụ thể

Theo điều kiện môi trường tại TP. Hồ Chí Minh và nguồn nhiệt cấp vào đáp ứng được nhu cầu làm nước đá. Theo sơ đồ thiết kế ở hình 1, dữ liệu đầu vào: nhiệt độ ngưng tụ của hơi NH₃ (t_c= 34,5 °C), nhiệt độ hấp thụ của dung dịch NH₃-H₂O đậm đặc rời khỏi bộ hấp thụ (t_a= 38°C), nhiệt độ bay hơi của NH₃ trong bộ bay hơi (t_e= -19 °C), công suất điện cấp vào P_{supply}= 3,76 kW, nhiệt độ phát sinh của dung dịch trong bình phát sinh t_g= 118 °C. Tính chất nhiệt động tại các trạng thái khác nhau của hệ thống được thể hiện trong bảng 1.

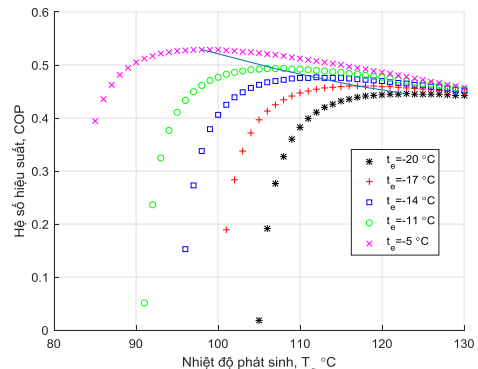
Tải nhiệt của các bộ phận: bay hơi, ngưng tụ, hấp thụ, phát sinh, cột chiết tách, công suất bơm dung dịch, hệ số hiệu suất nhiệt của hệ thống lần lượt là Q_c= 1,65 kW; Q_c= 1,94 kW; Q_a= 3,29 kW; Q_g= 3,687 kW; Q_d= 0,41 kW; Q_{p_out}= 0,3 kW; COP_{th}= 0,45. Bội số tuần hoàn λ= 11. Thí nghiệm được thực hiện cho máy lạnh hấp thụ hoàn chỉnh và hoạt động ổn định.

3.2 Mô phỏng nhiệt độ vận hành hệ thống

Sự thay đổi hệ số hiệu suất theo nhiệt độ vận hành dung dịch NH₃-H₂O trong bình phát sinh với nhiệt độ bay hơi yêu cầu môi chất lạnh NH₃ trong bộ bay hơi, nhiệt độ ngưng tụ môi chất lạnh NH₃ trong bình ngưng tụ, nhiệt độ dung dịch NH₃-H₂O ra khỏi bộ hấp thụ lần lượt thể hiện qua các hình 5, 6, 7.

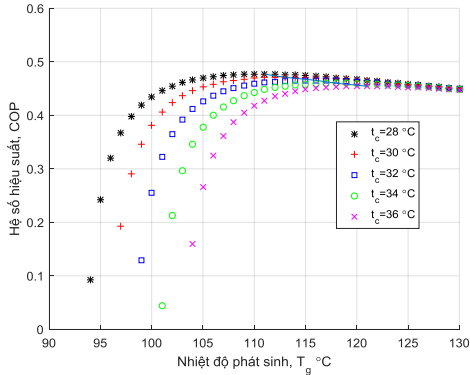
Trong các trường hợp thay đổi nhiệt độ bay hơi của môi chất lạnh trong bộ bay hơi, nhiệt độ dung dịch trong bộ phát sinh tăng làm cho COP tăng rất nhanh và đạt cực đại. Nếu tiếp tục tăng nhiệt độ phát sinh thì COP giảm. Nhiệt độ ngưng tụ càng thấp, hệ thống có nhiệt độ phát sinh khởi động càng thấp, thì COP cực đại càng cao. Theo hình 6, t_c= -16 °C; t_a= 33 °C. Nhiệt độ phát sinh tối ưu đạt được t_{g_opt}= [109; 112; 114; 117; 119] (°C) tương ứng với hệ số hiệu suất nhiệt tối ưu COP_{opt}= [0,4748; 0,4690; 0,4637; 0,4578; 0,4519] khi nhiệt độ ngưng tụ hơi NH₃ lần lượt là t_e= [28; 30; 32; 34; 36] (°C).

thấp, hệ thống có nhiệt độ phát sinh khởi động càng cao, thì COP cực đại càng thấp. Theo hình 5, t_c= 32°C; t_a=33°C. Nhiệt độ phát sinh tối ưu đạt được t_{g_opt}= [97, 107, 113, 117, 123] (°C) tương ứng với hệ số hiệu suất nhiệt tối ưu COP_{opt}= [0,5285; 0,4922; 0,4743; 0,4577; 0,4420] khi nhiệt độ bay hơi lần lượt là t_e= [-5, -11, -14, -17, -20] (°C).



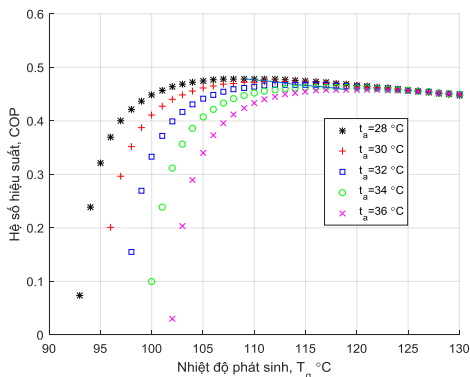
Hình 5. COP và nhiệt độ phát sinh tại các nhiệt độ bay

Trong các trường hợp thay đổi nhiệt độ ngưng tụ trong bộ ngưng tụ, nhiệt độ dung dịch trong bộ phát sinh tăng làm cho COP tăng rất nhanh và đạt cực đại. Nếu tiếp tục tăng nhiệt độ phát sinh thì COP giảm. Nhiệt độ ngưng tụ càng thấp, hệ thống có nhiệt độ phát sinh khởi động càng thấp, thì COP cực đại càng cao. Theo hình 6, t_c= -16 °C; t_a= 33 °C. Nhiệt độ phát sinh tối ưu đạt được t_{g_opt}= [109; 112; 114; 117; 119] (°C) tương ứng với hệ số hiệu suất nhiệt tối ưu COP_{opt}= [0,4748; 0,4690; 0,4637; 0,4578; 0,4519] khi nhiệt độ ngưng tụ hơi NH₃ lần lượt là t_e= [28; 30; 32; 34; 36] (°C).



Hình 6. COP và nhiệt độ phát sinh tại các nhiệt độ ngưng tụ

Trong các trường hợp thay đổi nhiệt độ hấp thụ của dung dịch ra khỏi bộ hấp thụ, nhiệt độ dung dịch trong bộ phát sinh tăng làm cho COP tăng rất nhanh và đạt cực đại. Nếu tiếp tục tăng nhiệt độ phát sinh thì COP giảm. Ứng với từng nhiệt độ hấp thụ càng thấp, hệ thống có nhiệt độ phát sinh khởi động càng thấp, thì COP cực đại càng cao. Theo hình 7, $t_c = 32\text{ }^\circ\text{C}$; $t_e = -16\text{ }^\circ\text{C}$. Nhiệt độ phát sinh tối ưu đạt được $t_{g, \text{opt}} = [109; 111; 114; 116; 119]\text{ }^\circ\text{C}$ tương ứng với hệ số hiệu suất nhiệt tối ưu $\text{COP}_{\text{opt}} = [0,4771; 0,4714; 0,4665; 0,4606; 0,4554]$ khi nhiệt độ hấp thụ của dung dịch $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ đậm đặc ra khỏi bộ hấp thụ lần lượt là $t_a = [28; 30; 32; 34; 36]\text{ }^\circ\text{C}$.



Hình 7. COP và nhiệt độ phát sinh tại các nhiệt độ hấp thụ

3.3 Đánh giá độ sai lệch

Theo hình 8, hệ số hiệu suất máy lạnh đang khảo sát khi dung dịch nước muối được làm lạnh từ $-10\text{ }^\circ\text{C}$ đến $-19\text{ }^\circ\text{C}$. Đoạn biểu diễn $\text{COP}_{\text{theory}}$ khi nhiệt độ nước muối từ nhiệt độ môi trường $30\text{ }^\circ\text{C}$ tới $-10\text{ }^\circ\text{C}$ (đường $\text{COP}_{\text{theory}}$ không liên tục) không phải là đoạn kiểm tra. Đoạn biểu diễn $\text{COP}_{\text{theory}}$ khi nhiệt độ dung dịch nước muối từ $-10\text{ }^\circ\text{C}$ tới $-19\text{ }^\circ\text{C}$ (đường $\text{COP}_{\text{theory}}$ liên tục), $\text{COP}_{\text{theory}} = 0,43$ so với thực nghiệm $\text{COP}_{\text{Exp}} = 0,425$, sai số trung bình là 1,2%. Sai số giữa $\text{COP}_{\text{theory}}$ và COP_{Exp} khi $t_{\text{NaCl}} = 30 \div -10$

($^\circ\text{C}$) lớn vì đây là giai đoạn theo lý thuyết máy lạnh hấp thụ làm việc ở chế độ nhiệt độ làm lạnh cao thì COP lớn trong khi COP_{Exp} có được từ chế độ nhiệt độ làm lạnh thấp (chế độ làm nước đá). $\text{COP}_{\text{theory}}$ giảm xuống dần khi nhiệt độ nước muối giảm và phù hợp với COP_{Exp} khi $t_{\text{NaCl}} = -10 \div -19\text{ }^\circ\text{C}$ vì $\text{COP}_{\text{theory}}$ được thiết lập theo điều kiện làm nước đá trong giai đoạn này, phù hợp điều kiện làm nước đá theo COP_{Exp} .

So sánh các số liệu trình bày trong tài liệu [8] có sai số là 2% và đường đặc tính COP gần như trùng nhau. So với tài liệu [9] thì sai số là 7%. Tương tự, Các đồ thị mô phỏng phù hợp với các tài liệu [6], [10], [11], [12], [13], [14]; mặc dù điều kiện mô phỏng khác nhau và phạm vi ảnh hưởng nhiệt độ của các bộ phận trong hệ thống cũng không hoàn toàn tương đương nhưng các kết quả mô phỏng đều tương đồng cho thấy các kết quả của chương trình là hoàn toàn hợp lý. Độ sai lệch của kết quả mô phỏng máy lạnh hấp thụ $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ so với các kết quả thực nghiệm được xác định thông qua hệ số hiệu suất nhiệt của hệ thống (COP).

3.4 Xác định nhiệt độ phát sinh tối ưu

Mối tương quan của nhiệt độ phát sinh tối ưu theo nhiệt độ ngưng tụ, hấp thụ, bay hơi của các bộ phận trong hệ thống được thiết lập bằng phương pháp hồi quy đa biến. Phương trình được ứng dụng trong phạm vi nhiệt độ: bay hơi của môi chất lạnh trong bộ bay hơi, ngưng tụ của môi chất lạnh trong bình ngưng tụ, hấp thụ của dung dịch ra khỏi bộ hấp thụ, phát sinh của dung dịch trong bình phát sinh lần lượt là $(-20\text{ }^\circ\text{C} < t_e < -10\text{ }^\circ\text{C}, 30\text{ }^\circ\text{C} < t_c < 35\text{ }^\circ\text{C}, 30\text{ }^\circ\text{C} < t_a < 38\text{ }^\circ\text{C}, 95\text{ }^\circ\text{C} < t_g < 125\text{ }^\circ\text{C})$.

$$t_g = 12,6796 - 3,0104*t_e + 3,0812*t_c + 0,0350*t_e*t_c - 0,0103*t_e^2 - 0,0216*t_c^2 \quad (6)$$

$$t_g = 237,3176 + 18,9164*t_e - 6,0848*t_c - 5,9778*t_a - 0,6652*t_e*t_c - 0,6449*t_e*t_a + 0,2696*t_c*t_a + 0,0206*t_e*t_c*t_a - 0,0103*t_e^2 - 0,0216*t_c^2 - 0,0184*t_a^2 \quad (7)$$

Ví dụ: $t_{g, \text{opt}} = f(t_e, t_c, t_a) = f(-18, 35, 35) = 123,7\text{ }^\circ\text{C}$.

Bảng 2. Một số điều kiện vận hành thường gặp

TT	t_c (°C)	t_c (°C)	t_a (°C)	$t_{g, opt}$ (°C)
1	-18	33	34	120,98
2	-18	34	34	121,98
3	-18	35	34	122,94
4	-18	33	35	122
5	-18	34	35	122,9
6	-18	35	35	123,76
7	-18	33	36	122,99
8	-18	34	36	123,79
9	-18	35	36	124,55

Bảng 2 trình bày nhiệt độ bay hơi tối ưu $t_{g, opt}$ (°C) theo nhiệt độ bay hơi yêu cầu $t_c = -18$ (°C), nhiệt độ làm việc trong bình ngưng tụ và trong bộ phát sinh lần lượt là $t_c = [33\div 35]$ (°C) và $t_a = [34\div 36]$ (°C) được tính từ phương trình hồi quy đa biến (7). Người vận hành có thể điều khiển cấp nhiệt theo nhiệt độ phát sinh tối ưu nhanh chóng dễ dàng và thuận tiện.

4 KẾT LUẬN.

Một chương trình mô phỏng hoạt động của máy lạnh hấp thụ được thiết lập, là sự kết hợp giữa tính toán lý thuyết và đo đạc thực tế được khẳng định là phù hợp với mô hình thực về mặt thiết kế và vận hành.

COP của hệ thống giảm khi nhiệt độ bay hơi của môi chất lạnh giảm, nhiệt độ ngưng tụ của môi chất tăng, nhiệt độ hấp thụ dung dịch ra khỏi bộ hấp thụ tăng.

Mối tương quan của nhiệt độ phát sinh tối ưu theo nhiệt độ bay hơi của môi chất lạnh trong bộ bay hơi, ngưng tụ của môi chất lạnh trong bình ngưng tụ, hấp thụ của dung dịch ra khỏi bộ hấp thụ, phát sinh của dung dịch trong bình phát sinh lần lượt là (-20 °C < t_c < -10 °C, 30 °C < t_c < 35 °C, 30 °C < t_a < 38 °C, 95 °C < t_g < 125 °C) theo mối quan hệ (7).

TÀI LIỆU THAM KHẢO

[1]. Sahil Popli, Peter Rodgers, Valerie Eveloy; Gas turbine efficiency enhancement using waste heat powered absorption chillers in the oil and gas industry; *Applied Thermal Engineering*, vol. 50, pp. 918-931, 2013.

[2]. Srinivas Garimella, Ashlie M. Brown, Ananda Krishna Nagavarapu; Waste heat driven absorption/vapor-

compression cascade refrigeration system for megawatt scale, high-flux, low-temperature cooling; *International Journal of Refrigeration*, vol. 34, pp. 1776-1785, 2011.

[3]. K. A. Antonopoulos and E. D. Rogdakis; Simulation method of solar-driven absorption refrigerators for very low temperatures; *Renewable Energy*, vol. 1, no. 5, pp. 583 - 593, 1991.

[4]. D. A. Kouremenos, E. Rogdakis and K. A. Antonopoulos; Anticipated thermal efficiency of solar driven NH₃-H₂O absorption work producing units; *Energy Convers. Mgmt.*, vol. 31, no. 2, pp. 111 - 119, 1991.

[5]. Mathew Aneke, Brian Agnew, Chris Underwood, Matthew Menkiti; Thermodynamic analysis of alternative refrigeration cycles driven from waste heat in a food processing application; *International journal of refrigeration*, vol. 35, p. 1349-1358, 2012.

[6]. J.M. Abdulateef, K. Sopian and M.A. Alghoul; Optimum design for solar absorption refrigeration systems and comparison of the performances using ammonia-water, ammoni; *International Journal of Mechanical and Materials Engineering (IJMME)*, vol. 3, no. 1, pp. 17-24, 2008.

[7]. Lê Chí Hiệp, Máy lạnh hấp thụ trong kỹ thuật điều hòa không khí, 93-130, *NXB Đại Học Quốc Gia TP. HCM*, 2004.

[8]. R. Best, J. Islas & M. Martinez; Exergy efficiency of an ammonia-water absorption system for ice production; *Applied Energy*, vol. 45, pp. 241-256, 1993.

[9]. K. P. Tyagi; Comparison of binary mixtures for vapour absorption refrigeration systems; *Heat Recovery Systems*, vol. 3, no. 5, pp. 421 - 429, 1983.

[10]. Rajesh Kumar and S. C. Kaushik; Thermodynamic evaluation of a modified aqua-ammonia absorption refrigeration system; *Energy Convers. Mgmt.*, Vol. 32, No. 2, (1991) 191-195.

[11]. Satish Raghuvanshi, Govind Maheshwari; Analysis of ammonia –water (NH₃-H₂O) vapor absorption refrigeration system based on first law of thermodynamics; *International Journal of Scientific & Engineering Research*, Volume 2, Issue 8, 2011.

[12]. Weihua Cai, Mihir Sen and Samuel Paolucci; Dynamic simulation of an ammonia-water absorption refrigeration system; vol. 51, p. 2070-2076, 2011.

[13]. Linghui Zhu, and Junjie Gu; Thermodynamic analysis of a novel thermal driven refrigeration system; *World Academy of Science, Engineering and Technology*, vol. 56, pp. 351-355, 2009.

[14]. Jose Fernandez-Seara, Manuel Vazquez; Study and control of the optimal generation temperature in NH₃-H₂O absorption refrigeration systems; *Applied Thermal Engineering*, vol. 21, pp. 343-357, 2001.

[15]. Dingfeng Kong, Jianhua Liu, Liang Zhang, Hang He, Zhiyun Fang; Thermodynamic and Experimental Analysis of an Ammonia-Water Absorption Chiller; *Energy and Power Engineering*, vol. 2, pp. 298-305, 2010

Nguyễn Hiếu Nghĩa sinh năm 1982 ở Tây Ninh. Ông được cấp bằng Kỹ sư với chuyên ngành Kỹ thuật Nhiệt của trường Đại học Văn Lang, vào năm 2005; bằng Thạc sĩ với chuyên ngành Kỹ thuật Nhiệt của Trường Đại Học Bách Khoa, Đại học Quốc gia Thành phố Hồ Chí Minh, vào năm 2009; và hiện đang làm Nghiên cứu sinh với chuyên ngành Kỹ thuật Nhiệt của Trường Đại Học Bách Khoa, Đại học Quốc gia Thành phố Hồ Chí Minh, từ năm 2013 đến 2017.

Từ năm 2010 đến nay, ông là Giảng viên của trường đại học Công Nghiệp Tp.HCM. Các lĩnh vực nghiên cứu chính bao gồm: Năng lượng mặt trời cung cấp nước nóng, làm lạnh, chưng cất; máy lạnh hấp thụ; kỹ thuật tận dụng nhiệt thải, tiết kiệm và sử dụng hiệu quả năng lượng; năng lượng tái tạo.

Lê Chí Hiệp sinh năm 1956 ở Phan Thiết. Hiện nay ông là Giáo sư của Trường Đại học Bách khoa, Đại học Quốc gia Tp Hồ Chí Minh. Ông tốt nghiệp ngành điện của Đại học Bách khoa Tp Hồ Chí Minh vào năm 1979, sau đó ông đi nghiên cứu ở Liên Xô và tốt nghiệp Tiến sĩ của Trường Đại học Kỹ thuật lạnh Leningrad vào năm 1990.

Trong suốt từ năm 1979 cho đến hiện nay ông công tác liên tục tại Đại học Bách khoa Tp Hồ Chí Minh với nhiệm vụ giảng dạy và nghiên cứu khoa học, các hướng khoa học được quan tâm bao gồm: *Kỹ thuật nhiệt mặt trời, Máy lạnh hấp thụ, Ống nhiệt, Kỹ thuật tích trữ năng lượng, Công nghệ làm lạnh bay hơi và tách ẩm bằng chất hút ẩm, Tác nhân lạnh thân thiện với môi trường và Tiết kiệm & sử dụng hiệu quả năng lượng.* Ông đã được công nhận PGS vào năm 2002 và đã được công nhận GS vào năm 2010. Ông là tác giả của khoảng hơn 100 bài báo và báo cáo khoa học ở trong và ngoài nước. Ông đã viết một số quyển sách chuyên ngành hiện đang được sử dụng rộng rãi trong cả nước, trong số đó quyển *Kỹ thuật Điều hòa không khí* được xuất bản rất sớm vào năm 1996 và vẫn được tiếp tục bổ sung tái bản cho đến hiện nay, còn quyển *Máy lạnh hấp thụ trong Kỹ thuật điều hòa không khí* được xuất bản lần đầu

vào năm 2004 và hiện nay vẫn được xem là quyển sách đầu tiên và duy nhất về nội dung này trong cả nước.

Bên cạnh các hoạt động khoa học đã nêu ở trên, ông còn tham gia nhiều loại hình hoạt động khoa học với các đồng nghiệp quốc tế. Trong những năm gần đây, ông là thành viên của Dự án ODA/UNESCO về đẩy mạnh các hoạt động giáo dục về năng lượng tái tạo ở các nước Châu Á, là thành viên của Diễn đàn về Môi trường và Năng lượng bền vững bao gồm Đại học Kyoto và một số trường đại học ở các nước Đông Nam Á, là thành viên Ban tư vấn khoa học quốc tế của một số Hội nghị khoa học quốc tế được tổ chức ở các nước Đông Bắc Á. Về các hoạt động khoa học trong nước, hiện nay ông là thành viên Ban chủ nhiệm chương trình năng lượng cấp quốc gia, là Chủ nhiệm Chương trình Môi trường – Tài nguyên – Năng lượng của Đại học Quốc gia Thành phố Hồ Chí Minh, là ủy viên Ban biên tập của một số tạp chí khoa học và là ủy viên thường vụ của một số Hội chuyên ngành.

Hoàng An Quốc sinh năm 1974 ở Quảng Bình. Hiện nay, ông là Trưởng phòng nghiên cứu khoa học và hợp tác tế của Trường Đại học Sư Phạm Kỹ Thuật Tp Hồ Chí Minh. Ông tốt nghiệp ngành Kỹ thuật Nhiệt và Máy lạnh của Đại học Bách khoa Đà Nẵng vào năm 1997, tốt nghiệp ngành Công nghệ Nhiệt - Lạnh của Trường Đại Học Bách Khoa, Đại học Quốc gia Thành phố Hồ Chí Minh vào năm 2004, tốt nghiệp ngành Công nghệ và Thiết bị lạnh của Đại học Đà Nẵng vào năm 2009. Lĩnh vực nghiên cứu của ông là Nhiệt động, Truyền nhiệt và Năng lượng tái tạo. Ông đã và đang tiến hành nhiều dự án nghiên cứu ứng dụng về Năng lượng mặt trời và Hóa khí sinh khối. Ông đã công bố 25 bài báo khoa học trên nhiều tạp chí và hội nghị. Ông cũng xuất bản 3 quyển sách về lĩnh vực Kỹ thuật Nhiệt – Lạnh.

Theoretical and experimental analysis evaluating the optimal generation temperature of NH₃-H₂O absorption refrigeration machine for ice-making

Nguyen Hieu Nghia ¹, Le Chi Hiep ², Hoang An Quoc ³

¹ Faculty of Heat & Refrigeration Engineering, Industry University of Ho Chi Minh City

² Department of Heat & Refrigeration, Ho Chi Minh City University of Technology, Vietnam National University – Ho Chi Minh City

³ Science Technology Office, Ho Chi Minh City University of Technology and Education, Vietnam.

Abstract—Absorption refrigeration cycle used a common mixture of NH₃-H₂O has been developing widely. However, almost previous studies are system theory studies and exclusive applications or experimental studies for each component of the system. This paper is (shown?) showed the state points of the fluids in designed NH₃-H₂O absorption refrigeration machine that is the corporation of theoretical (theoretical?) calculations and practical measurements of a completed machine and steady working. The purpose of this paper is optimizing the working condition for (the?) entire machine according to the condition in Vietnam and satisfying the heat supplying (supply?). The correlation of optimal generation temperature with condensation, absorption and evaporation temperatures of the machine components are set into (a?) an regression equation which was established in the multivariate regression method. The optimal coefficients of performance were compared with experiments having the average deviation is 1.2% and with other studies having the deviations are from 2 to 7%.

Index Terms—absorption refrigeration machine, NH₃-H₂O solution, generation temperature, optimal generation temperature.