

Đánh giá hiệu quả năng lượng và exergy chu trình sản xuất nước đá khô CO₂ kết hợp máy lạnh hấp thụ NH₃-H₂O một cấp

• **Nguyễn Minh Phú**

Trường Đại học Bách Khoa, ĐHQG-HCM

(Bản nhận ngày 21 tháng 07 năm 2015, hoàn chỉnh sửa chữa ngày 25 tháng 01 năm 2016)

TÓM TẮT

Để giảm công suất nén, để sử dụng một chu trình dẫn động bằng nhiệt, và để giảm lượng CO₂ trong không khí, một chu trình mới kết hợp máy lạnh hấp thụ và máy lạnh nén hơi đã được đề xuất và phân tích. Trong bài báo này, tác giả trình bày phân tích năng lượng và exergy của chu trình kết hợp. Tác giả mô phỏng chu trình kết hợp dùng phần mềm EES (Engineering Equation Solver). Áp suất ngưng tụ CO₂ và nhiệt độ bình phát sinh được sử dụng làm các thông số độc lập. Các kết quả chỉ ra rằng tổng công suất bơm và nén sử

dụng trong chu trình kết hợp này giảm đáng kể, khoảng 44,4%, so với hệ thống làm lạnh ammonia truyền thống. Hầu hết tính không thuận nghịch xảy ra trong máy lạnh hấp thụ và tính không thuận nghịch của bình hấp thụ có phần lớn nhất. Sự tăng nhiệt độ của nước giải nhiệt hoặc giảm nhiệt độ dung dịch có thể cải thiện tính không thuận nghịch của bình hấp thụ. Tuy nhiên tăng nhiệt độ nước giải nhiệt làm giảm tính không thuận nghịch nhiều hơn so với giảm nhiệt độ dung dịch.

Từ khóa: Phân tích năng lượng, phân tích exergy, máy lạnh hấp thụ, sản xuất đá khô.

1. GIỚI THIỆU

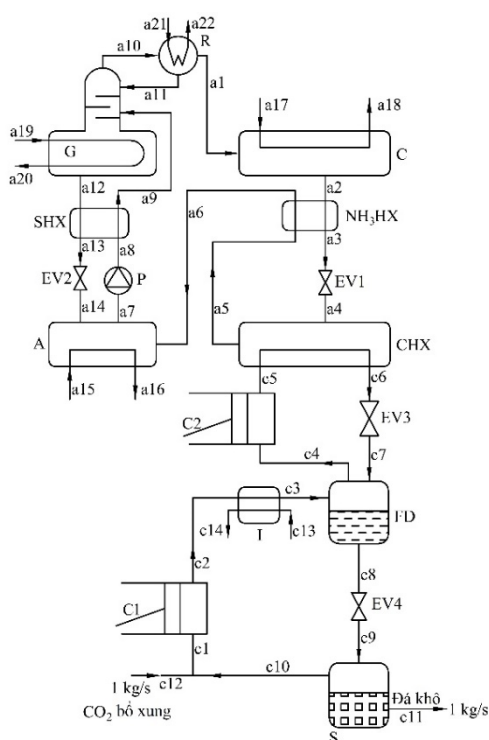
Ngày nay, một vấn đề môi trường đang phải đối mặt đó là một lượng lớn CO₂ được thải ra bởi các nguồn nhiên liệu hóa thạch trong các nhà máy nhiệt điện, cho đến việc cháy tài nguyên rừng trên thế giới. Giữa các lo ngại gia tăng các tác động của những hoạt động này dẫn đến sự ấm dần của trái đất, ta cần thiết tìm ra những phương pháp mới làm giảm khí thải CO₂ trên khắp thế giới. Thu hồi CO₂ và trữ, tăng hiệu suất của các quá trình chuyển đổi năng lượng và ứng dụng năng lượng sạch hơn là các giải pháp trong những năm gần đây. Tác giả đề xuất giảm nồng độ CO₂ trong không khí bằng cách làm đá khô từ các khí thải của các quá trình hóa học hoặc khói.

Chu trình sản xuất đá khô cần công suất nén lớn, bởi vì nhiệt độ vận hành thấp (-78 °C ở 1 atm) và áp suất ngưng tụ cao (67 bar ở 300 K). Áp suất ngưng tụ cao như thế dẫn đến giảm hiệu suất nén và gia tăng chi phí thiết kế ống dẫn/thiết bị và chi phí vận hành [1]. Do đó cần phải cải thiện chu trình để giảm công suất nén và khảo sát tính không thuận nghịch của mỗi thiết bị.

Trong nghiên cứu này, tác giả dùng máy lạnh hấp thụ ammonia-nước một cấp đặt trên (Topping cycle), chu trình sản xuất đá khô đặt dưới (Bottoming cycle). Máy lạnh hấp thụ được chọn không chỉ vì làm giảm áp suất ngưng tụ, mà còn làm giảm tổng công suất nén. Hơn nữa, tác giả dùng một máy lạnh được dẫn động bằng nhiệt

do đó năng lượng cấp thấp từ các phế phẩm nông nghiệp (mùn cưa, trấu, ...), nhiệt thải từ các quá trình công nghiệp hoặc năng lượng tái tạo như năng lượng mặt trời có thể dùng để vận hành chu trình. Các phương pháp phân tích năng lượng và exergy được áp dụng để khảo sát chu trình kết hợp. Các phương pháp này là những phương pháp được thiết lập tốt, được dùng để nghiên cứu các quá trình chuyển đổi năng lượng như đã khẳng định bởi Talbi và Agnew [2].

2. MÔ TẢ HỆ THỐNG



Hình 1. Sơ đồ hệ thống sản xuất đá khô với chu trình máy lạnh hấp thụ ammonia-nước.

Sơ đồ chu trình ghép tầng nén hơi-hấp thụ đề cập ở trên được trình bày trong hình 1. Cấu thành gồm chu trình đá khô CO_2 ở tầng nhiệt độ thấp và chu trình máy lạnh hấp thụ một cấp ở tầng nhiệt độ cao. Nhằm mục đích đơn giản, trong chu trình đá khô CO_2 , khí CO_2 bổ xung được giả sử là CO_2 tinh khiết ngay sau quá trình tinh chế và rửa. Khí CO_2 được nén hai cấp (C1 và C2) và sau đó giải phóng nhiệt trong bình ngưng tương ứng

tới bình bay hơi (CHX) của chu trình máy lạnh hấp thụ, và cuối cùng trở thành lỏng bão hòa. Lỏng qua van tiết lưu (EV3) và chỉ có lỏng trong bình trung gian (FD) được giãn nở vào máy ép tuyết. Khi đủ lượng CO₂ trong máy ép, van tiết lưu đóng lại. Sau đó áp suất thủy lực nén và hóa rắn tuyết ẩm thành khối rắn. Sau đó máy ép mở và gỡ khối CO₂. Tiếp theo khối CO₂ được gói trong giấy chống thấm nước. Hơi phát sinh từ quá trình thăng hoa bên trong gói giấy tạo lớp cách nhiệt làm giảm tổn thất nhiệt. Hơi ở trạng thái bão hòa trong bộ tách (S) đi vào cấp nén đầu tiên (C1) cùng với khí bổ xung [1]. Để giảm công suất nén, CO₂ được làm mát bằng nước (I) ngay sau cấp nén đầu tiên và sau đó được làm lạnh trong bình trung gian FD do CO₂ bay hơi sau van tiết lưu EV3.

Trong chu trình máy lạnh hấp thụ, để đạt được áp suất ngưng tụ CO_2 thấp trong CHX, cặp môi chất làm việc ammonia-nước được chọn thay vì cặp nước-lithium bromide. Sơ đồ ngưng tụ một phần được chọn bởi vì COP cao hơn so với sơ đồ ngưng tụ hoàn toàn [3]. Nhiệt cấp vào bình phát sinh (G) làm cho môi chất lạnh (NH_3) tách ra từ dung dịch $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$. Trong nghiên cứu này tác giả dùng hơi nước cấp nhiệt cho bình phát sinh. Thiết bị trao đổi nhiệt dung dịch (SHX) được sử dụng để tăng hiệu suất của chu trình. Sau khi ra khỏi bình ngưng hồi lưu (R), môi chất lạnh đi qua bình ngưng (C) và CHX sau khi qua van tiết lưu (EV1). Để tăng độ quá lạnh của ammonia đi vào EV1, thiết bị trao đổi nhiệt NH_3 (NH_3HX) được đưa vào chu trình. Hơi ẩm ammonia đi vào CHX nhận nhiệt từ CO_2 và sôi đến trạng thái bão hòa. Hơi bão hòa đi vào bình hấp thụ (A) và hòa với dung dịch loãng từ bình phát sinh G. Nhiệt giải phóng trong bình ngưng và bình hấp thụ được thải cho nước giải nhiệt. Quá trình hòa trộn tạo thành dung dịch đặc. Dung dịch đặc được bơm (P) đẩy tới phía áp suất cao của chu trình. Dung dịch loãng nhiệt độ thấp ra khỏi thiết bị trao đổi nhiệt dung dịch đặc (SHX) và được giãn nở trong van tiết lưu (EV2) thành áp suất thấp.

Bảng 1. Các điều kiện vận hành của chu trình kết hợp.

<i>Các điều kiện chung</i> Nhiệt độ nước giải nhiệt vào, $t_{c13}, t_{a15}, t_{a17}, t_{a21}$: 30 °C Nhiệt độ nước giải nhiệt ra, $t_{c14}, t_{a16}, t_{a18}, t_{a22}$: 35 °C Chênh lệch nhiệt độ trong CHX: 10 K
<i>Chu trình CO₂</i> Nhiệt độ CO₂ bổ xung, t_{c12}=25 °C Áp suất bộ tách S, p_{dry} = 1,013 bar Nhiệt độ CO₂ ra khỏi bộ làm mát bằng nước I, t_{c3}=40 °C
<i>Chu trình hấp thụ</i> Áp suất bình ngưng, p_{cNH3}=15,5 bar Nhiệt độ dung dịch đặc ra khỏi bình hấp thụ, t_{a7} = 38 °C Chênh lệch nhiệt độ giữa hơi nước và dung dịch trong bình phát sinh: 10 K

Phân tích chu trình thông qua mô phỏng máy tính sử dụng phần mềm EES (Engineering Equation Solver) [4]. Quá trình mô phỏng dựa trên các giả sử sau:

- Lưu lượng đá khô là 1 kg/s.
- Trạng thái vào của cấp nén thấp áp là hơi quá nhiệt.
- Trạng thái vào của cấp nén cao áp là hơi bão hòa.
- Hơi ra khỏi bình ngưng hồi lưu là ammonia tinh khiết.
- Dung dịch ra khỏi bình phát sinh và bình hấp thụ là bão hòa ở các điều kiện cân bằng.
- Tổn thất áp suất và tổn thất nhiệt trong các thiết bị được bỏ qua. Thế năng và động năng cũng được bỏ qua trong phương trình năng

lượng. Các quá trình nén trong các máy nén và bơm là đẳng entropy.

Dựa vào các giả sử ở trên, các điều kiện mô phỏng được trình bày trong bảng 1.

3. PHÂN TÍCH NĂNG LƯỢNG

Mỗi thiết bị trong chu trình kết hợp được xem xét như một thể tích kiểm soát với các ngõ vào và ngõ ra, các tương tác công và nhiệt. Trong chu trình, bảo toàn khối lượng bao gồm cả khối lượng và các thành phần của dung dịch. Phương trình bảo toàn khối lượng và thành phần đối với hệ thống dòng ổn định và trạng thái ổn định là [5, 6]:

Bảo toàn khối lượng:

$$\sum_i m_i - \sum_o m_o = 0 \quad (1)$$

Bảo toàn thành phần:

$$\sum_i (mx)_i - \sum_o (mx)_o = 0 \quad (2)$$

Trong đó m là lưu lượng khối lượng, x là thành phần khối lượng của NH₃ trong dung dịch, i và o lần lượt biểu thị chất làm việc ở ngõ vào và ngõ ra của thiết bị. Định luật nhiệt động thứ nhất dẫn đến phương trình cân bằng năng lượng của mỗi thiết bị trong chu trình kết hợp như sau:

$$\sum_i (mh)_i - \sum_o (mh)_o + \left[\sum_i Q_i - \sum_o Q_o \right] + W = 0 \quad (3)$$

Trong đó h biểu thị enthalpy của chất làm việc tại mỗi trạng thái tương ứng. Q và W lần lượt là công suất nhiệt, và công suất cơ cấp vào thiết bị.

Hệ số làm lạnh của chu trình hấp thụ, chu trình CO₂, và chu trình kết hợp được định nghĩa lần lượt bởi các phương trình (4)-(6).

$$COP_a = \frac{Q_{CHX}}{Q_G + \frac{W_P}{0,4}} \quad (4)$$

$$COP_c = \frac{h_{c12} - h_{c11}}{W_{C1} + W_{C2}} \quad (5)$$

$$COP_t = \frac{h_{c12} - h_{c11}}{Q_G + \frac{W_{C1} + W_{C2} + W_P}{0,4}} \quad (6)$$

trong đó hiệu suất nhà máy điện 0,4 được giả sử [7] bởi vì cấp bậc khác nhau của nhiệt và cơ.

Các phương trình cân bằng năng lượng của chu trình hấp thụ và chu trình CO₂ lần lượt được viết như sau:

$$Q_G + Q_{CHX} + W_P = Q_R + Q_C + Q_A \quad (7)$$

$$W_{C1} + W_{C2} + (h_{c12} - h_{c11}) = Q_{CHX} + Q_I \quad (8)$$

4. PHÂN TÍCH EXERGY

Phương trình exergy của mỗi thể tích kiểm soát ở trạng thái ổn định như sau [5]:

$$I = \sum_i (m\psi)_i - \sum_o (m\psi)_o + W \quad (9)$$

trong đó $\psi = h - h_0 - T_0(s - s_0)$ diễn tả exergy. Lấy nước ở áp suất khí quyển (1 bar) và nhiệt độ 25°C để tính enthalpy (h_0) và entropy (s_0) tham chiếu.

Tổn thất exergy của chu trình kết hợp là tổng tổn thất exergy của mỗi thiết bị và có thể được viết như sau:

$$I_t = \sum_j I_j \quad (10)$$

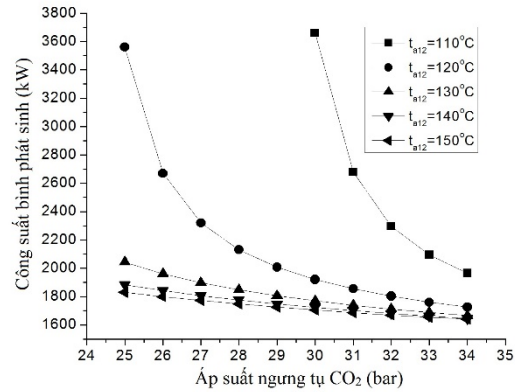
Hiệu suất exergy của chu trình kết hợp như sau:

$$\varepsilon = \frac{Ex_o}{Ex_i} = \frac{Ex_o}{Ex_o + I_t} = \frac{\psi_{c12} - \psi_{c11}}{(\psi_{c12} - \psi_{c11}) + I_t} \quad (11)$$

5. KẾT QUẢ VÀ THẢO LUẬN

Trong chu trình kết hợp, các thông số thiết kế khác nhau trên một đơn vị kg/s của CO₂ được trình bày như một hàm của áp suất ngưng tụ CO₂

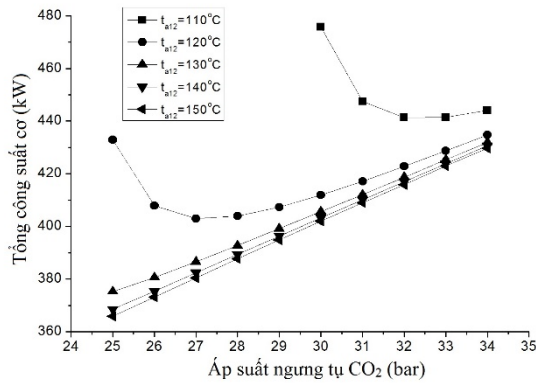
(p_{CO2}) và nhiệt độ dung dịch loãng rời bình phát sinh (t_{a12}). p_{CO2} biểu thị nhiệt độ trung gian của chu trình kết hợp và t_{a12} biểu thị nhiệt độ nguồn nhiệt. p_{CO2} và t_{a12} khảo sát trong phạm vi từ 25 đến 34 bar và từ 110 đến 150 °C. Vài vị trí mà dẫn đến nồng độ dung dịch đặc nhỏ hơn hoặc bằng dung dịch loãng không thể xuất hiện trên các đồ thị kết quả.



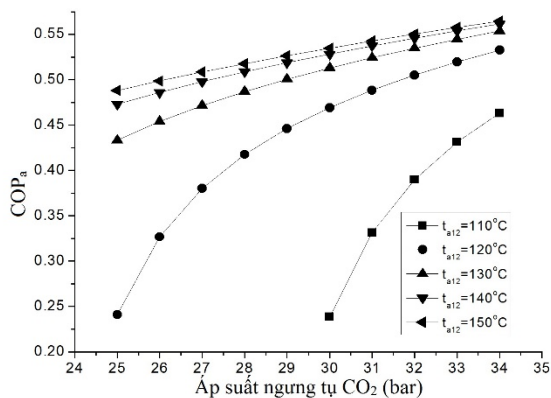
Hình 2. Công suất nhiệt theo p_{CO2} và t_{a12} .

Công suất nhiệt cần cấp cho chu trình hấp thụ và công suất cơ cần cấp cho chu trình kết hợp được trình bày trong hình 2 và 3. Công suất nhiệt giảm khi p_{CO2} và t_{a12} tăng như mong đợi. Công suất nhiệt tập trung trong khoảng 1600 đến 1900 kW. Khi p_{CO2} tăng, hệ số làm lạnh của chu trình hấp thụ tăng và tập trung trong khoảng 0,45 đến 0,55 như hình 4.

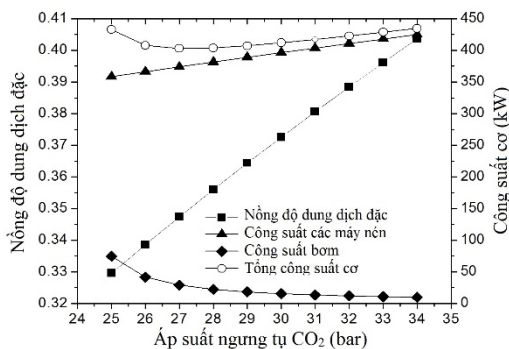
Ở nhiệt độ t_{a12} cao hơn, tổng công suất của hai máy nén và bơm dung dịch tăng đơn điệu và tăng mạnh khi p_{CO2} tăng. Mặt khác, ở nhiệt độ t_{a12} thấp hơn, tổng công suất cơ có giá trị cực tiểu ở giá trị p_{CO2} nào đó và phạm vi thay đổi giảm. Điều này là do nồng độ của dung dịch đặc tăng, hiện tượng này dẫn đến làm giảm lưu lượng khối lượng của dung dịch đặc và do đó giảm công suất bơm dung dịch vượt quá sự tăng công suất hai máy nén như chỉ ra trong hình 5.



Hình 3. Tổng công suất cơ theo p_{cCO_2} và t_{a12} .



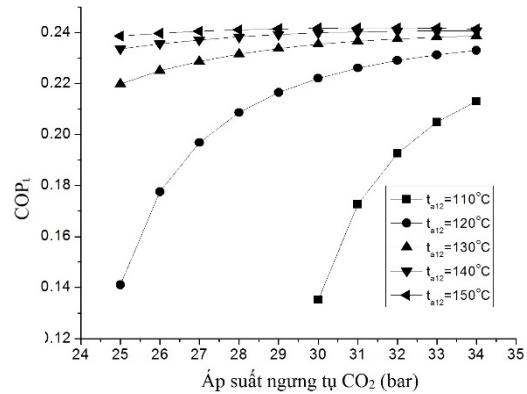
Hình 4. COP chu trình hấp thụ theo p_{cCO_2} và t_{a12} .



Hình 5. Các đại lượng ở $t_{a12} = 120^\circ\text{C}$ theo p_{cCO_2} .

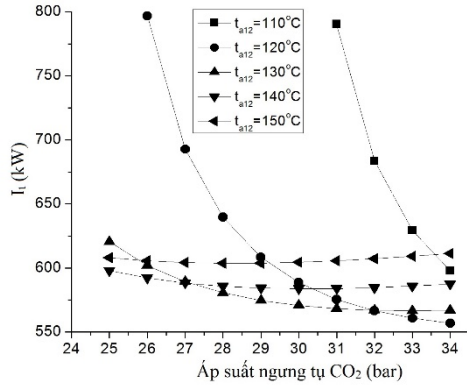
Một kết luận quan trọng có thể rút ra từ hình 3 như sau. Giả sử chu trình hấp thụ được cấp nhiệt hoàn toàn bởi nhiệt thải từ các nguồn đề cập ở

trên, chu trình hiện tại có thể tiêu tốn công nén chỉ khoảng 400 kJ/kg đá khô. Năng lượng này là khá thấp so với 720 kJ/kg đá khô khi dùng hệ thống lạnh ammonia ghép tầng truyền thống trong nghiên cứu đã công bố [5].



Hình 6. COP chu trình kết hợp theo p_{cCO_2} và t_{a12} .

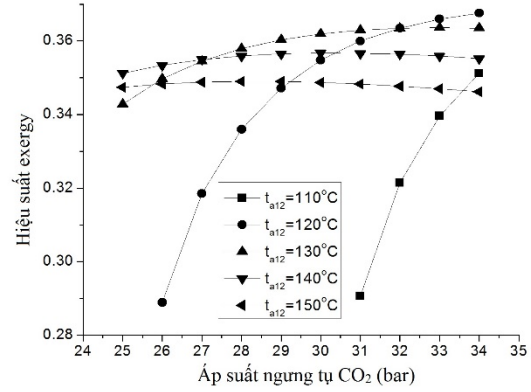
Các xu hướng của COP chu trình kết hợp (COP_t) được trình bày trong hình 6. Ở nhiệt độ bình phát sinh cao $t_{a12} = 150^\circ\text{C}$, đường cong COP_t có giá trị cực đại. Tuy nhiên, ở các nhiệt độ bình phát sinh dưới 140°C cho thấy xu hướng tăng của COP_t theo p_{cCO_2} . Hiện tượng này có thể được diễn giải như sau. Từ phương trình (6), tử số ($h_{c12} - h_{c11}$) là một hằng số vì vậy COP_t phụ thuộc mẫu số gồm Q_G và tổng công suất cơ. Ở t_{a12} thấp hơn, công suất bình phát sinh Q_G có giá trị lớn và giảm đáng kể theo p_{cCO_2} phạm vi từ 2000 kW đến 3600 kW như trình bày trong hình 2, và tổng công suất cơ cũng có giá trị lớn và xu hướng tăng và giảm, phạm vi từ 400 kW đến 480 kW như trình bày trong hình 3. Vì thế COP_t cho thấy giá trị thấp hơn và xu hướng tăng nhanh khi p_{cCO_2} tăng. Mặt khác, ở t_{a12} cao hơn, công suất nhiệt bình phát sinh biến đổi trong phạm vi 1700 kW đến 2150 kW có giá trị nhỏ hơn và tốc độ giảm theo p_{cCO_2} là tương đối nhỏ hơn. Tổng công suất cơ từ 365 kW đến 430 kW là khá nhỏ và có các xu hướng tăng đơn điệu. Vì thế COP_t có giá trị cao hơn và xu hướng giảm nhẹ hoặc đạt cực đại ở $t_{a12} = 150^\circ\text{C}$.



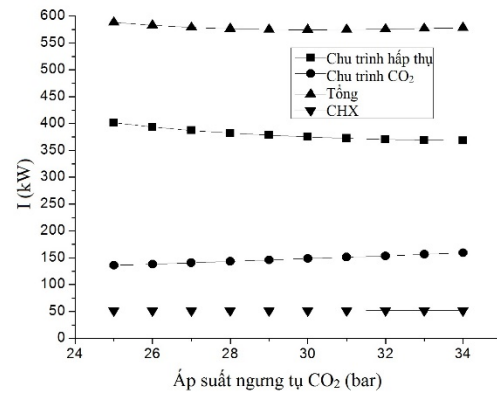
Hình 7. I_t theo p_{CO_2} và t_{a12} .

Tính không thuận nghịch và hiệu suất exergy của chu trình kết hợp được trình bày trong hình 7 và 8. Các ứng xử của chúng có phần tương tự COP_t . Có hai xu hướng ngược nhau dẫn đến vài giá trị cực tiểu của tính không thuận nghịch của chu trình kết hợp tương ứng tới vài giá trị cực đại của hiệu suất exergy. Điều này có thể giải thích như sau. Thực hiện của chu trình CO_2 không phụ thuộc t_{a12} , do đó chỉ có tính không thuận nghịch của các thiết bị trong chu trình hấp thụ thay đổi theo t_{a12} . Ở một giá trị t_{a12} cố định nào đó, tính không thuận nghịch của chu trình CO_2 tăng nhẹ và tính không thuận nghịch của chu trình hấp thụ giảm khi p_{CO_2} tăng, như chỉ ra trong hình 9 và 10. Tuy nhiên, xu hướng giảm của tính không thuận nghịch chu trình hấp thụ phụ thuộc t_{a12} dẫn đến cực tiểu tính không thuận nghịch của chu trình kết hợp trong trường hợp t_{a12} là 140 °C (xem thêm hình 9).

Ở t_{a12} thấp và p_{CO_2} thấp, tính không thuận nghịch của chu trình hấp thụ thay đổi đáng kể (xem hình 10). Điều này có thể giải thích như sau. Lưu lượng khối lượng của dung dịch là lớn do chênh lệch nồng độ giữa dung dịch đặc và dung dịch loãng nhỏ. Do đó dẫn đến độ lớn của tính không thuận nghịch lớn hơn. Vì vậy, tác giả đề nghị giảm t_{a12} và tăng p_{CO_2} để tăng hiệu suất.

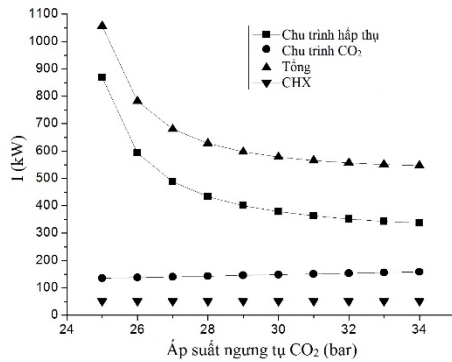


Hình 8. Hiệu suất exergy ε theo p_{CO_2} và t_{a12} .

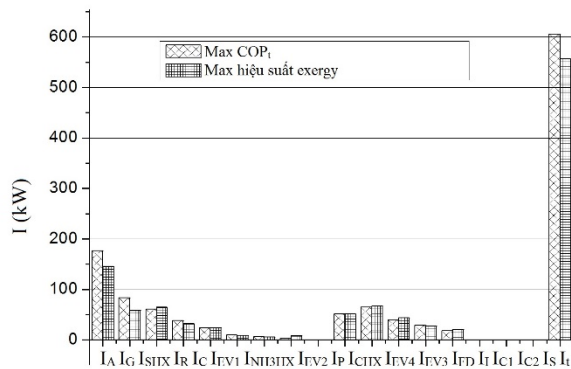


Hình 9. Sự không thuận nghịch ở $t_{a12} = 140^\circ\text{C}$.

Để tìm các thiết bị có tính không thuận nghịch lớn, hình 11 trình bày tính không thuận nghịch của chu trình kết hợp và mỗi thiết bị trong hai trường hợp. Trường hợp thứ nhất sử dụng các thông số khi hiệu suất exergy lớn nhất và trường hợp còn lại dùng các thông số khi COP_t lớn nhất. Kết quả chỉ ra rằng hầu hết tính không thuận nghịch xảy ra trong chu trình hấp thụ. Điều này có thể giải thích là do các tổn thất khi hòa trộn của các dung dịch có nồng độ [6]. Ở đây có thể thấy tính không thuận nghịch của bình hấp thụ (I_A) có phần lớn nhất. Kết quả này cũng phù hợp với các nghiên cứu đã công bố [2, 6, 8].



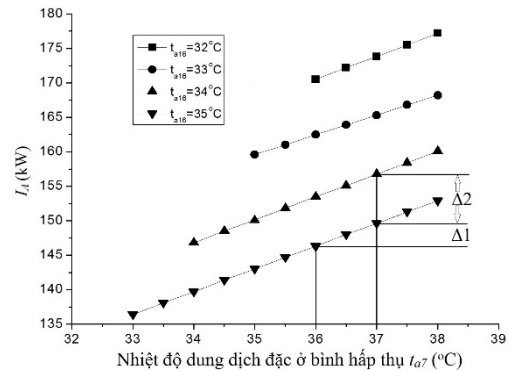
Hình 10. Sự không thuận nghịch ở $t_{a12} = 120^{\circ}\text{C}$.



Hình 11. Tính không thuận nghịch.

Talbi và Agnew [2] đã chỉ ra rằng tổn thất exergy cao nhất của bình hấp thụ là do chênh lệch nhiệt độ giữa bình hấp thụ và môi trường. Do đó, trong nghiên cứu này tác giả xem xét ảnh hưởng của việc tăng nhiệt độ nước giải nhiệt ra khỏi thiết bị t_{a16} và giảm nhiệt độ dung dịch đặc t_{a7} đến tính không thuận nghịch của bình hấp thụ như trình bày trong hình 12. Giảm t_{a7} trong khi giữ t_{a16} không đổi làm giảm tính không thuận nghịch của bình hấp thụ ($\Delta 1$). Xu hướng tương tự được quan sát khi tăng t_{a16} và giữ t_{a7} không đổi ($\Delta 2$). Tuy nhiên, tăng t_{a16} dẫn đến sự giảm tính không thuận nghịch lớn hơn sự giảm t_{a7} ($\Delta 2 > \Delta 1$) đối với cùng chênh lệch nhiệt độ (ví dụ 1K). Điều đó có thể kết luận rằng giảm chênh lệch nhiệt độ hoạt động trong bình hấp thụ có thể cải thiện tính không

thuận nghịch. Nhưng để giảm độ chênh nhiệt độ thấp như có thể, chúng ta phải đánh đổi diện tích truyền nhiệt và tổn thất áp suất lớn hơn.



Hình 12. Ảnh hưởng của nhiệt độ ngõ ra đến I_A .

6. KẾT LUẬN

Do đặc điểm của chu trình nhiều cấp, các quá trình tối ưu được thực hiện bởi các biến trung gian và áp dụng cho công suất nén, tổng công suất cơ, COP tổng, và hiệu suất exergy. Chu trình kết hợp sử dụng máy lạnh hấp thụ đã mang lại hiệu quả trong tiêu hao công suất nén nhỏ hơn hệ thống lạnh ghép tầng ammonia truyền thống. Áp suất ngưng tụ CO_2 thấp và nhiệt độ bình phát sinh thấp dẫn đến cả COP lẫn hiệu suất exergy thấp do chênh lệch nồng độ ammonia giữa dung dịch đặc và dung dịch loãng thấp. Hầu hết tính không thuận nghịch trong chu trình kết hợp xảy ra trong chu trình hấp thụ, và tính không thuận nghịch của bình hấp thụ có phần lớn nhất. Sự tăng nhiệt độ của nước giải nhiệt hoặc giảm nhiệt độ dung dịch có thể cải thiện tính không thuận nghịch của bình hấp thụ. Tuy nhiên, kết quả tính toán chỉ ra tăng nhiệt độ nước giải nhiệt tốt hơn giảm nhiệt độ dung dịch.

Nghiên cứu này được tài trợ bởi trường Đại học Bách Khoa – ĐHQG-HCM trong khuôn khổ đề tài mã số T-CK-2015-01.

Energy and exergy estimation for a combined cycle of solid CO₂ production and NH₃-H₂O single effect absorption chiller

• **Nguyen Minh Phu**

Ho Chi Minh city University of Technology, VNU-HCM

ABSTRACT

In order to reduce the compression power, to use an integrated thermal-driven cycle, and to mitigate the CO₂ content in the air, a new combined cycle of absorption chiller and vapor-compression refrigeration cycle to produce carbon dioxide dry ice was devised and analyzed. In this study, the energy and the exergy analyses of the combined cycle were presented. The combined cycle simulation was carried out by using EES (Engineering Equation Solver) program. The CO₂ condensation pressure and the generator temperature were considered as key parameters. Results show that the total

compression and pumping power using the present combined cycle can be reduced remarkably, amounting to 44.4 %, in comparison with that in the conventional ammonia cooling system. Most of the irreversibility occur in the absorption system and the irreversibility of the absorber has the largest portion. The temperature reduction of the solution or increase in the cooling water temperature can improve the irreversibility of the absorber. However, the latter decreases the irreversibility more than the former.

Keywords: Energy analysis, exergy analysis, absorption chiller, dry ice production. .

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1]. Lee, G. S. Performance enhancement by subcooling and optimum pressure in a dry ice production system with cascade cooling. *Proc. 4th Russian-Korean International Symposium on Science and Technology*, 3, 190-195 (2000).
- [2]. Talbi, M. M. and Agnew, B. Exergy analysis: an absorption refrigerator using lithium bromide and water as the working fluids. *Appl. Thermal Eng.*, 20, 619–630 (2000).
- [3]. Fernández-Seara, J., Sieres, J. and Vázquez, M. Distillation column configurations in ammonia-water absorption refrigeration systems. *International Journal of Refrigeration*, 26, 28-34 (2003).
- [4]. Klein, S. A. Engineering Equation Solver. F-Chart Software (2003).
- [5]. Lee, G. S. Design and exergy analysis for a combined cycle of liquid/solid CO₂ production and gas turbine using LNG cold/hot energy. *Int. J. of Air-Conditioning and Refrigeration*, 15, 34-45 (2007).
- [6]. Sencan, A., Yakut, K. A. and Kalogirou, S. A. Exergy analysis of lithium bromide/water

- absorption systems. *Renewable Energy*, 30, 645-657 (2005).
- [7]. Fernández-Seara, J., Sieres, J. and Vázquez, M. Compression-absorption cascade refrigeration system. *Appl. Thermal Eng.*, 26, 502-512 (2006).
- [8]. Best R., Islas, J. and Martínez, M. Exergy efficiency of an ammonia-water absorption system for ice production. *Appl. Energy*, 45, 241-256 (1993).