JTE
HCMUTE
ISSN: 1859-1272

TẠP CHÍ KHOA HỌC GIÁO DỤC KỸ THUẬT
Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật Thành phố Hồ Chí Minh
Website: https://jte.edu.vn
Email: jte@hcmute.edu.vn

# Thermodynamic Analysis Of Some Refrigerants Used In Refrigerator and Industrial Refrigeration

**Thanh Nien Le***
*College of Technology II, Vietnam.*

*Corresponding author. *Email: lethanhnien@yahoo.com*

**ARTICLE INFO**

Received: 30/07/2022
Revised: 24/05/2023
Accepted: 09/08/2023
Published: 28/02/2024

**KEYWORDS**

Energy efficiency;
Exergy efficiency;
Exergy loss;
COP coefficient;
Exrgy analysis.

**ABSTRACT**

Exergy analysis is a powerful tool in the design, optimization and performance evaluation of energy systems. In this paper, the author analyzes the thermodynamics of single-stage refrigeration systems that compress the refrigerant R22, R717, R404A, R507A, R1234yf, R134a, R600a by parameters: Compressor ejector temperature T2 [K], volume specific refrigeration capacity qv [kJ/m$^3$] , cooling coefficient COP, exergy efficiency COPex, cycle completion η[%], exergy loss $Ex_{d,total}$ [kW] at condensing temperature $T_k$ = 315[K], evaporating temperature $T_0$ = 268[K], 265[K], 258[K], 253[K], 248[K], 243[K], 238[K]. Thereby, the author found that in the negative temperature refrigeration systems with small capacity such as refrigerators and ice cream cabinets, the refrigerant R600a results in cooling coefficient COP, exergy efficiency, specific volume refrigeration capacity, cycle completion is greater than R134a and is the highest among refrigerants in use today. In industrial refrigeration systems, refrigerant R22 has a lower end temperature of compression than $NH_3$, so it may not be necessary to have an additional compressor cooling system, the COP is almost the same, loss exergy $NH_3$ is too large even though the exergy performance is almost the same. In terms of environmental impact, $NH_3$ refrigerant is still the preferred choice compared to R22.

# Phân Tích Nhiệt Động Của Một Số Loại Môi Chất Lạnh Dùng Trong Tủ Lạnh Và Kho Lạnh Công Nghiệp

**Lê Thành Niên***
*Trường Cao Đẳng Kỹ Nghệ II, Việt Nam.*

*Tác giả liên hệ. Email: lethanhnien@yahoo.com*

**THÔNG TIN BÀI BÁO**

Ngày nhận bài: 30/07/2022
Ngày hoàn thiện: 24/05/2023
Ngày chấp nhận đăng: 09/08/2023
Ngày đăng: 28/02/2024

**TỪ KHÓA**

Hiệu suất năng lượng;
Hiệu suất exergy;
Tổn thất exergy;
Hệ số COP;
Phân tích exrgy.

**TÓM TẮT**

Phân tích exergy là công cụ mạnh mẽ trong thiết kế, tối ưu hóa và đánh giá hiệu suất của hệ thống năng lượng. Trong bài báo này, tác giả phân tích nhiệt động của các hệ thống lạnh một cấp nén môi chất R22, R717, R404A, R507A, R1234yf, R134a, R600a bằng các thông số: Nhiệt độ đầu đẩy máy nén $T_2$ [K], năng suất lạnh riêng thể tích $q_v$ [kJ/m$^3$] , hệ số làm lạnh COP, hiệu suất exergy $COP_{ex}$, độ hoàn thiện chu trình η[%], tổn thất exergy $Ex_{d,total}$ [kW] tại nhiệt độ ngưng tụ $T_k$ = 315[K], nhiệt độ bay hơi $T_0$ = 268[K], 265[K], 258[K], 253[K], 248[K], 243[K], 238[K]. Qua đó, tác giả nhận thấy rằng trong các hệ thống lạnh nhiệt độ âm có công suất nhỏ như tủ lạnh, tủ kem thì môi chất R600a vì cho kết quả hệ số làm lạnh COP, hiệu suất exergy, năng suất lạnh thể tích riêng, độ hoàn thiện chu trình lớn hơn R134a và cao nhất trong các loại môi chất lạnh được sự dụng hiện nay. Trong các hệ thống kho lạnh công nghiệp thì môi chất R22 có nhiệt độ cuối tầm nén thấp hơn $NH_3$ dẫn đến có thể không bắt buộc có thêm hệ thống làm mát đầu đẩy máy nén, hệ số làm lạnh COP gần giống nhau, tổn thất exergy $NH_3$ quá lớn dù hiệu suất exergy gần giống nhau. Nếu xét về mặt ảnh hưởng tới môi trường thì môi chất lạnh $NH_3$ vẫn là ưu tiên lựa chọn so với R22.

JTE
HCMUTE
ISSN: 1859-1272

TẠP CHÍ KHOA HỌC GIÁO DỤC KỸ THUẬT
Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật Thành phố Hồ Chí Minh
Website: https://jte.edu.vn
Email: jte@hcmute.edu.vn

Doi: https://doi.org/10.54644/jte.2024.1252

Copyright © JTE. This is an open access article distributed under the terms and conditions of the Creative Commons Attribution-NonCommercial 4.0 International License which permits unrestricted use, distribution, and reproduction in any medium for non-commercial purpose, provided the original work is properly cited.

## 1. Giới thiệu

Ngày nay việc đánh giá hiệu quả sử dụng năng lượng trong các hệ thống nhiệt – lạnh rất được quan tâm. An ninh năng lượng đang là vấn đề thời sự mang tính toàn cầu và là một trong những mối quan tâm hàng đầu của tất cả các nước trên thế giới. Theo thống kê của Liên Hợp Quốc, Ngành Xây dựng trên thế giới tiêu thụ 17% lượng nước ngọt, 25% lượng gỗ khai thác, các công trình xây dựng sử dụng 30-40% năng lượng trong tổng năng lượng sử dụng, sử dụng 40-50% nguyên vật liệu thô, chiếm 33% tổng lượng phát thải CO2 toàn thế giới. Do vậy cần phải có phương pháp, công cụ đánh giá hiệu quả sử dụng năng lượng của các công trình dân dụng nhằm mục tiêu giảm mức tiêu thụ năng lượng và phát thải khí nhà kính [1].

Xu hướng cạn kiệt tài nguyên và tàn phá môi trường hiện nay làm tăng câu hỏi về việc sử dụng hiệu quả năng lượng. Phân tích dị ứng là cần thiết nếu chúng ta nghiêm túc trong nỗ lực của chúng ta về việc phân phối công bằng hơn các nguồn tài nguyên trên thế giới và của mối quan tâm của chúng ta đối với các thế hệ tương lai [2].

Phương pháp đánh giá hiệu quả của hệ thống sản xuất nước nóng dùng bộ thu năng lượng mặt trời (NLMT) kết hợp với bơm nhiệt (lắp đặt tại khách sạn Thế giới xanh, TP Nha Trang) dựa trên các số liệu hoạt động của hệ thống. Trên cơ sở phân tích hoạt động của hệ thống đã xác định được các đại lượng cần đo và xây dựng được một hệ thống đo, thu thập số liệu tự động. Thông qua các số liệu thu thập được, các chỉ tiêu đặc trưng cho hiệu quả sử dụng của hệ thống như: mức độ tiêu thụ năng lượng, phân bố năng lượng, khả năng tiết kiệm năng lượng, mức độ giảm phát thải CO2... đã được xác định. Đây là cơ sở để phát triển và tối ưu hóa các hệ thống sản xuất nước nóng tương tự trong tương lai [3].

Trong công tác thiết kế và đánh giá năng lượng trong hệ thống điều hòa không khí việc đánh giá tiêu thụ điện là rất cần thiết vì chi phí vận hành hàng năng của hệ thống điều hòa không khí chiếm khoảng 40 - 50% tiêu thụ điện năng của toà nhà. Tuy nhiên phương pháp đánh giá hiệu quả năng lượng, các bước kiểm tra, phân tích hệ thống, thiết bị trong hệ thống điều hòa không khí chưa được đưa ra một cách cụ thể. Ngoài ra việc tính toán, đánh giá một cách chính xác tiêu thụ điện của hệ thống điều hòa không khí chưa được hiểu rõ và chưa xem xét đến chế độ hoạt động của hệ thống trong năm [4].

Việc lựa chọn môi chất cần tuân thủ tính kinh tế, hiệu quả năng lượng là rất quan trọng. Trong bài báo này, tác giả phân tích nhiệt động của các loại gas bảng 1 được sử dụng trong các tủ lạnh, tủ mát, tủ kem và trong các kho lạnh sử dụng hiện nay bằng việc kết hợp sử dụng phần mềm EES (Engineering Equation Solver).

**Bảng 1.** *Bảng thông số vật lý của các loại gas được phân tích trong nghiên cứu* [5].

| Thông số | R22 | R134a | R717 | R404A | R507 | R600a | R1234yf |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Công thức hóa học | $CHClF_2$ | $CH_2FCF_3$ | $NH_3$ | 44% R12; 52% R143a; 4%R134a (theo khối lượng) | 50% R125;50%R143a (theo khối lượng) | $C_4H_{10}$ | $CH_2$=$CFCF_3$ |
| Phân tử lượng | 86.47 | 102.03 | 17 | 97,6 | 98,8 | 58,12 | 114.04 |
| Nhiệt độ sôi ở áp suất khí quyển, $^oC$ | -40.8 | -26.1 | -33.3 | -46,45 | -46,7 | -11,7 | -29.45 |
| Nhiệt độ tới hạn, $^oC$ | 96.2 | 101.1 | 132,3 | 72,07 | 70,9 | 134,71 | 104.7 |
| Áp suất tới hạn, MPa | 4.99 | 4.06 | 11,34 | 3,73 | 3,79 | 3,64 | 3,38 |

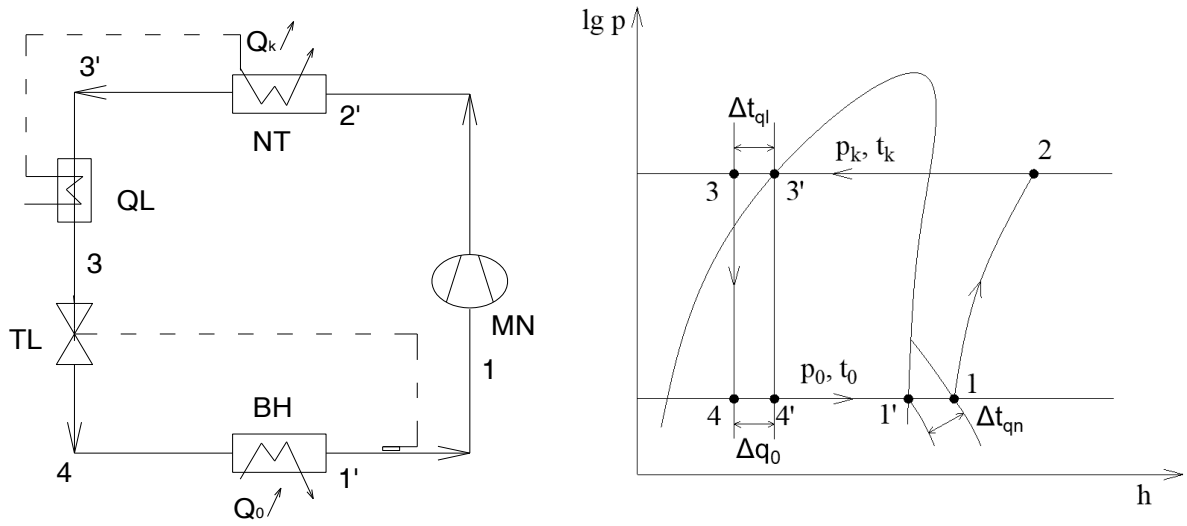
JTE
HCMUTE
ISSN: 1859-1272

TẠP CHÍ KHOA HỌC GIÁO DỤC KỸ THUẬT
Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật Thành phố Hồ Chí Minh
Website: https://jte.edu.vn
Email: jte@hcmute.edu.vn

| Nhóm an toàn | A1 | A1 | B2 | A1 | A1 | A3 | A2L |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Thời gian tồn tại trong khí quyển, năm | 11,8 | 13,6 | 0 | 0 | 0 | 20 | 7-8 ngày |
| Tiềm năng làm suy giảm tầng ozone ODP | 0.034 | 0.000 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0.000 |
| Tiềm năng làm nóng địa cầu GWP (100 năm) | 1900 | 1300 | <1 | 4540 | 3900 | 20 | 4 |

## 2. Phương pháp nghiên cứu

### *2.1. Sơ đồ nguyên lý và đồ thị lgp - h chu trình 1 cấp nén*




**Hình 1.** *Sơ đồ nguyên lý – đồ thị lgp-h.*

Quá trình từ 1 đến 2: Nén đoạn nhiệt đẳng entropy từ trạng thái 1 là hơi quá nhiệt có áp suất, nhiệt độ thấp đến trạng thái 2 hơi quá nhiệt áp suất và nhiệt độ cao. Quá trình từ 1’ đến 1: quá nhiệt. Quá trình từ 2 đến 3’: Ngưng tụ đẳng áp từ trạng thái 2 hơi quá nhiệt có áp suất, nhiệt độ cao đến trạng thái 3’ lỏng ở áp suất và nhiệt cao cao . Quá trình từ 3’ đến 3: quá lạnh. Quá trình từ 3 đến 4: Tiết lưu đẳng enthalpy từ trạng thái 3 lỏng ở áp suất và nhiệt độ cao đến hơi bão hòa ẩm 4 ở áp suất và nhiệt độ thấp. Quá trình từ 4 đến 1’: Bay hơi đẳng áp từ trạng thái 4 áp suất và nhiệt độ thấp đến trạng thái 1’ hơi bão hòa khô ở áp suất và nhiệt độ thấp.

### *2.2. Phân tích năng lượng exergy trong chu trình 1 cấp nén*

Để tiến hành thực hiện phân tích, tác giả dùng phần mềm EES để phân tích và giả định bỏ qua tổn thất áp suất trong đường ống, hoạt động của các thiết bị trong hệ thống hoạt động ổn định theo bảng 2.

**Bảng 2.** *Bảng giá trị để thực hiện phân tích.*

| Thông số | Ký hiệu | Giá trị |
|---|---|---|
| Hiệu suất đẳng entropy của máy nén [%] | $\eta_{iso}$ | 80 |

| | | |
|---|---|---|
| Dãy nhiệt độ bay hơi, [K] | $T_0$ | 268 đến 238 |
| Nhiệt độ ngưng tụ, [K] | $T_k$ | 315 |
| Nhiệt độ môi trường, [K] | $T_a$ | 305 |
| Áp suất môi trường, [at] | $p_a$ | 1 |
| Độ quá lạnh, [K] | $\Delta t_{ql}$ | 7 |
| Độ quá nhiệt, [K] | $\Delta t_{qn}$ | 10 |
| Lưu lượng môi chất tuần hoàn, [kg/s] | m | 0,05 |

Một chu trình làm lạnh nén hơi thực tế khác với chu trình lý tưởng vì tính không thuận nghịch xảy ra trong các thành phần khác nhau, chẳng hạn như chất lỏng ma sát (làm giảm áp suất) và truyền nhiệt từ môi trường xung quanh. Các mục đích của phân tích dị ứng là để xác định sự phá hủy dị ứng trong mỗi thành phần của hệ thống và để xác định hiệu quả sử dụng của toàn bộ hệ thống. Dị ứng sự phá hủy trong một thành phần có thể được đánh giá dựa trên sự tạo entropy và một phương trình cân bằng exergy sử dụng [6], [7]:

$$Ex_d = T_a S_{gen} \quad (1)$$

$T_a$: Nhiệt độ môi trường xung quanh [K]

- Tại thiết bị bay hơi

Phương trình cân bằng năng lượng:

$$Q_0 = m.(h_1 - h_4) \quad (2)$$

Phương trình cân bằng exergy:

$$m_4 ex_4 + Ex_{evap} = m_1 ex_1 + Ex_{d,evap} \quad (3)$$

$$Ex_{evap} = Q_0 \left( \frac{T_a}{T_0} - 1 \right) \quad (4)$$

$$Ex_{d,evap} = m(ex_4 - ex_1) + Q_0 \left( \frac{T_a}{T_0} - 1 \right) \quad (5)$$

$$Ex_{d,evap} = m\left[ (h_4 - h_1) - T_a (s_4 - s_1) \right] + Q_0 \left( \frac{T_a}{T_0} - 1 \right) \quad (6)$$

m: lưu lượng môi chất tuần hoàn qua máy nén [kg/s]

h: enthalpy [kJ/kg]

ex: exergy riêng tại từng điểm nút [kJ/kg]

s: entropy riêng tại từng điểm [kJ/kg.K]

$Q_0$: Công suất lạnh [kW]

- Tại máy nén:

$\eta_{comp}$ : Hiệu suất đẳng entropy máy nén

Phương trình cân bằng năng lượng:

$$W_{comp} = m(h_2 - h_1) \quad (7)$$

$$\eta_{comp} = \frac{W_{in}}{W_{comp}} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (8)$$

Phương trình cân bằng exergy:

$$m_1 ex_1 + W_{in} = m_2 ex_2 + Ex_{d,comp} \quad (9)$$

$$Ex_{d,comp} = m\left[ (h_1 - h_2) - T_a (s_1 - s_2) \right] + W_{in} \quad (10)$$

JTE HCMUTE
ISSN: 1859-1272
TẠP CHÍ KHOA HỌC GIÁO DỤC KỸ THUẬT
Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật Thành phố Hồ Chí Minh
Website: https://jte.edu.vn
Email: jte@hcmute.edu.vn

$$Ex_{d,comp} = m\left[\left(h_1-h_2\right)-T_a\left(s_1-s_2\right)\right]+m\left(h_2-h_1\right) \quad (12)$$

- Tại thiết bị ngưng tụ:

Phương trình cân bằng năng lượng:

$$Q_k = m.\left(h_2-h_3\right) \quad (13)$$

Phương trình cân bằng exergy:

$$m_2ex_2 = m_3ex_3+Ex_{cond} + Ex_{d,cond} \quad (14)$$

$$Ex_{cond} = Q_k\left(1-\frac{T_a}{T_k}\right) \quad (15)$$

$$Ex_{d,cond} = m\left(ex_2-ex_3\right)-Ex_{cond} \quad (16)$$

$$Ex_{d,cond} = m\left[\left(h_2-h_3\right)-T_a\left(s_2-s_3\right)\right]-Q_k\left(1-\frac{T_a}{T_k}\right) \quad (17)$$

- Tại van tiết lưu:

Phương trình cân bằng năng lượng:

$mh_3 = mh_4$

Phương trình cân bằng exergy:

$$m_3ex_3 = m_4ex_4 + Ex_{d,expan} \quad (18)$$

$$Ex_{d,expan} = m\left(ex_3-ex_4\right) = m\left[\left(h_3-h_4\right)-T_a\left(s_3-s_4\right)\right] = mT_a\left(s_4-s_3\right) \quad (19)$$

Tổng exergy phá hủy của chu trình:

$$Ex_{d,total} = Ex_{d,evap} + Ex_{d,comp} + Ex_{d,cond} + Ex_{d,expan} \quad (20)$$

Hệ số làm lạnh COP:

$$COP = \frac{Q_0}{W_{comp}} \quad (21)$$

Hệ số làm lạnh chu trình Carnot:

$$COP_{carnot} = \frac{T_0}{T_k-T_0} \quad (22)$$

Hiệu suất exergy $COP_{ex}$:

$$COP_{ex} = \frac{Ex_{evap}}{W_{comp}} = \frac{Q_0\left(\frac{T_a}{T_0}-1\right)}{W_{comp}} \quad (23)$$

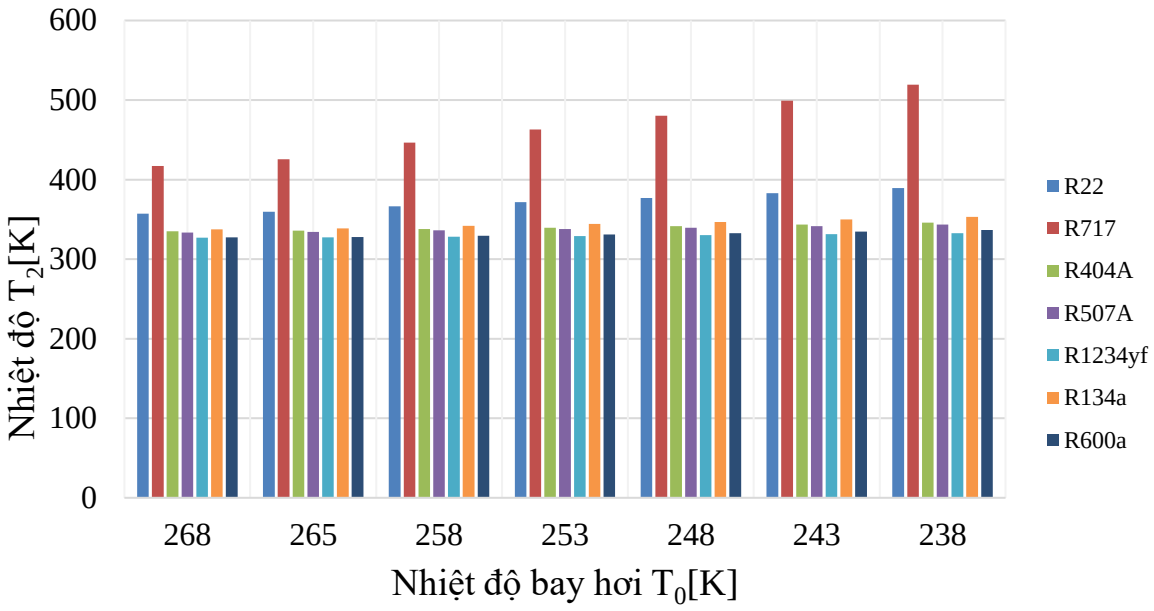
Mà $COP = \frac{Q_0}{W_{comp}}$ nên $W_{comp} = \frac{Q_0}{COP}$

Độ hoàn thiện chu trình:

$$\eta = \frac{Ex_{evap}}{W_{comp}} = \frac{Q_0\left(\frac{T_a}{T_0}-1\right)}{W_{comp}} = \frac{Q_0\left(\frac{T_a}{T_0}-1\right)}{\frac{Q_0}{COP}} = \frac{COP}{T_0/\left(T_k-T_0\right)} = \frac{COP}{COP_{carnot}} \quad (24)$$

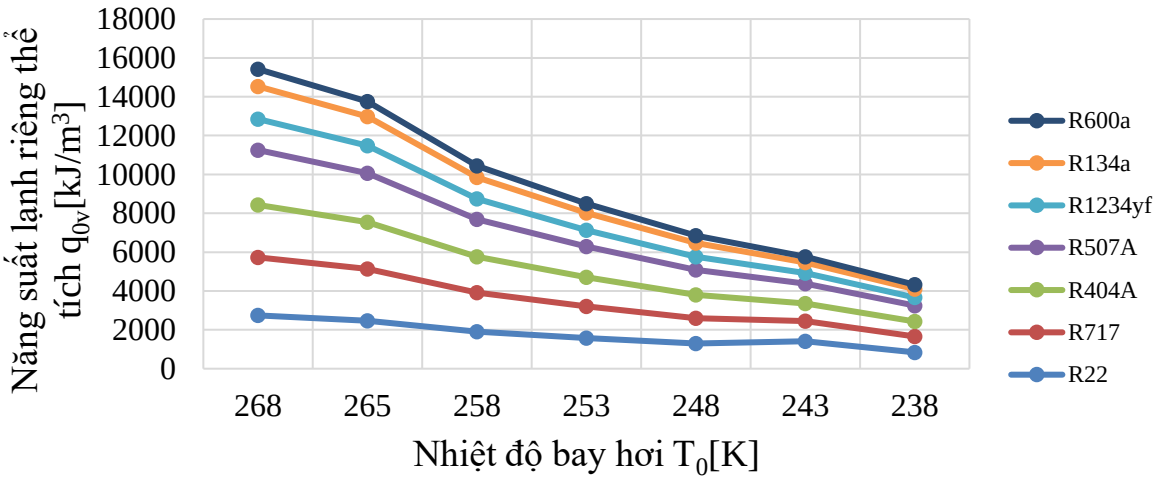
## 3. Kết quả và bàn luận

Hình 2 so sánh nhiệt độ đầu đẩy khi nhiệt độ ngưng tụ $T_k$ = 315 [K] ở các nhiệt độ bay hơi khác nhau. Kết quả cho thấy rằng môi chất lạnh R717 có nhiệt độ cuối tầm nén cao nhất, R600a và R1234yf có nhiệt cuối tầm nén gần giống nhau và thấp nhất. R717 có nhiệt độ cuối tầm nén quá cao có thể dẫn đến dễ bị lão hóa dầu nên cần phải được làm mát đầu đẩy máy nén.



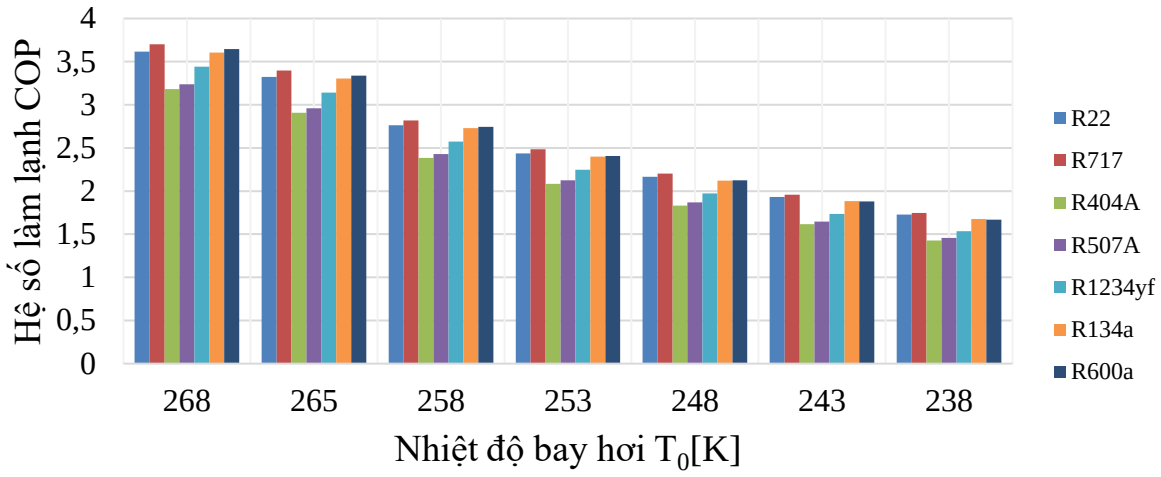

**Hình 2**. *Ảnh hưởng của nhiệt độ bay hơi $T_0$ đến nhiệt độ đầu đẩy $T_2$ máy nén.*

Quan sát kết quả hình 3 tác giả thấy rằng năng suất lạnh riêng thể tích $q_v$ [kJ/m$^3$] của R600a là lớn nhất, môi chất R22 là nhỏ nhất. Điều này kết luận rằng: máy nén dùng cho môi chất R600a nhỏ gọn hơn các môi chất khác. Điều này thì rất cần thiết đối với các hệ thống lạnh lớn, đặc biệt là các kho lạnh vì nó sẽ làm giảm kích thước của máy nén. Tuy nhiên, các tủ lạnh, tủ mát, tủ kem thì không cần thiết vì có công suất nhỏ, việc chế tạo máy nén càng nhỏ hơn thì phải đòi hỏi công nghệ gia công phức tạp hơn.



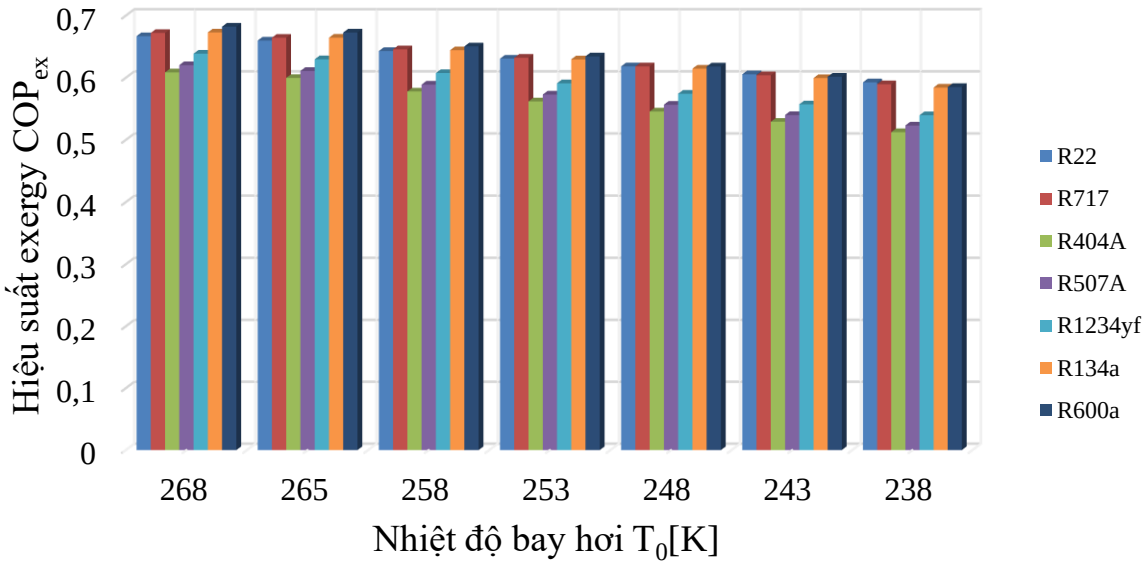

**Hình 3**. *Ảnh hưởng của nhiệt độ bay hơi $T_0$ đến năng suất lạnh riêng thể tích $q_v$*

Hệ số làm lạnh COP là thông số nhằm đánh giá hiệu quả làm lạnh của hệ thống lạnh, sự phù hợp của môi chất lạnh dùng trong hệ thống. Hình 4 là kết quả so sánh COP của các loại môi chất lạnh tại nhiệt độ ngưng tụ $T_k = 315$ [K] ở các nhiệt độ bay hơi khác nhau, qua đó thấy rằng COP của R134a và R600a gần giống nhau, COP của R717 là lớn nhất. Vậy thì trong hệ thống kho lạnh ưu tiên dùng môi chất $NH_3$, trong các hệ thống lạnh có công suất nhỏ như tủ lạnh, tủ mát, tủ kem dùng môi chất R134a và R600a.



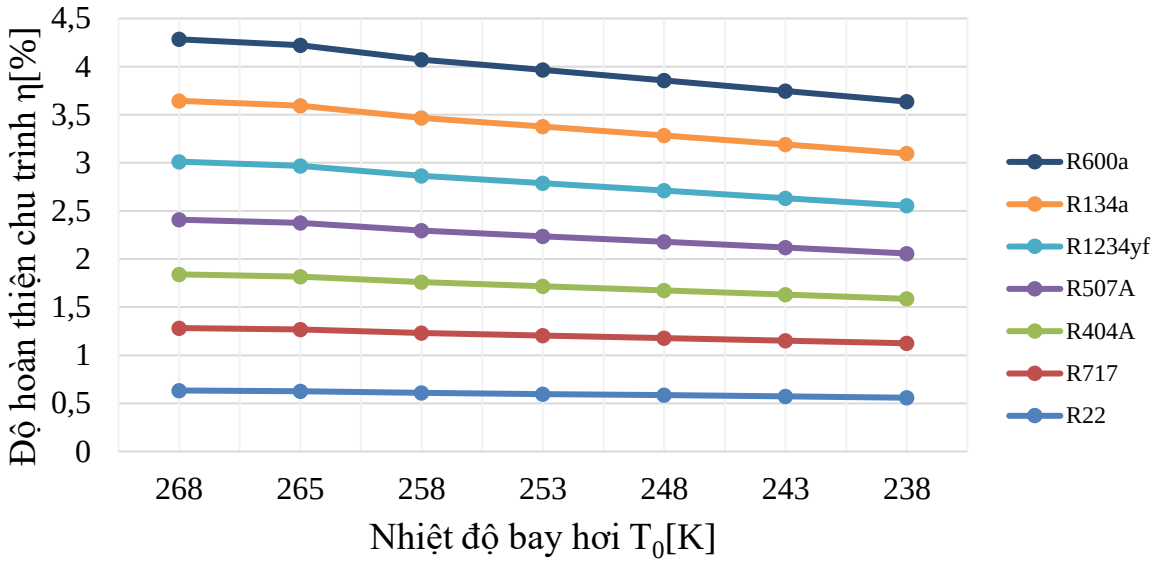

**Hình 4.** *Ảnh hưởng của nhiệt độ bay hơi $T_0$ đến hiệu quả làm lạnh COP.*

Cũng giống như đánh giá hiệu quả làm lạnh của chu trình bằng hệ số làm lạnh COP thì đánh giá hiệu suất exergy của chu trình cũng tương tự như vậy. Hình 5 hiển thị kết quả so sánh hiệu suất exergy của các môi chất lạnh tại nhiệt độ ngưng tụ $T_k$ [K] ở các nhiệt độ bay hơi khác nhau, qua đó hiệu suất exergy của môi chất R600a là cao nhất, R404A cho hiệu suất exergy là thấp nhất.



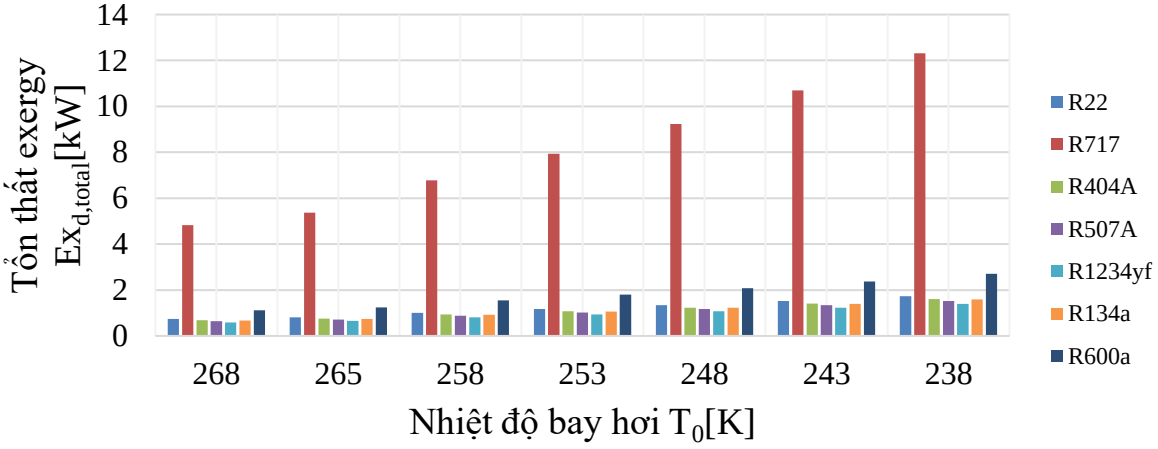

**Hình 5**. *Ảnh hưởng của nhiệt độ bay hơi $T_0$ đến hiệu suất exergy $COP_{ex}$*

Ở đây tác giả nhận thấy độ hoàn thiện chu trình của R600a, $NH_3$, R22 là gần giống nhau thể hiện qua hình 6. Vậy trong thực tế các kho lạnh dùng môi chất R22 và $NH_3$ là rất phù hợp, còn trong các hệ thống lạnh công suất nhỏ như tủ lạnh, tủ mát, tủ kem dùng R600a là phù hợp nhất vì có độ hoàn thiện chu trình cao nhất trong các môi chất khác đang xét và cao hơn của R134a trong khoảng 0 ÷ 1%.




**Hình 6**. *Ảnh hưởng của nhiệt độ bay hơi $T_0$ đến độ hoàn thiện chu trình η [%]*

Kết quả tổn thất exergy $Ex_{d,total}$ [kW] thể hiện qua hình 7. Đối với môi chất dùng trong hệ thống lạnh công nghiệp công suất lớn thì $NH_3$ có tổn thất exergy là lớn nhất, trong các hệ thống lạnh công suất nhỏ thì R600a có tổn thất exergy lớn nhất nhưng không quá lớn như $NH_3$.




**Hình 7**. *Ảnh hưởng của nhiệt độ bay hơi $T_0$ đến tổn thất exergy*.

## 4. Kết luận

Qua các kết quả nghiên cứu phân tích về nhiệt động trên, có thể thấy rằng môi chất lạnh phù hợp được sử dụng trong các hệ thống lạnh dân dụng như tủ lạnh, tủ mát, tủ kem là R600a chiếm ưu thế hiện nay vì cho kết quả hệ số làm lạnh COP, hiệu suất exergy, năng suất lạnh thể tích riêng, độ hoàn thiện chu trình lớn hơn R134a và cao nhất trong các loại môi chất lạnh được sự dụng hiện nay.

Trong các hệ thống kho lạnh công nghiệp công suất lớn thì về mặt phân tích nhiệt động như trên thì môi chất R22 có nhiệt độ cuối tầm nén thấp hơn $NH_3$ dẫn đến có thể không bắt buộc có thêm hệ thống làm mát đầu đẩy máy nén, hệ số làm lạnh COP gần giống nhau, tổn thất exergy $NH_3$ quá lớn dù hiệu suất exergy gần giống nhau. Nếu xét về mặt ảnh hưởng tới môi trường thì môi chất lạnh $NH_3$ vẫn là ưu tiên lựa chọn so với R22.

**Lời cám ơn**

Xin trân trọng cảm ơn trường Cao đẳng Kỹ nghệ II đã hỗ trợ tác giả trong suốt quá trình thực hiện nghiên cứu này.

## Xung đột lợi ích

Tác giả tuyên bố không có xung đột lợi ích trong bài báo này.

## TÀI LIỆU THAM KHẢO

[1] N. S. Lam, "Method for assessing energy efficiency for civil construction works," (in Vietnamese), *Institute of Construction Science and Technology*, 2015.

[2] T. H. Prasad, K. P. Reddy, and D. R. R. Reddy, "Exergy Analysis of Vapour Compression Refrigeration System," *International Journal of Applied Engineering*, vol. 4, no. 12, pp. 2505–2526, 2009.

[3] T. V. Chuong and N. N. An, "Assessment of the efficiency of hot water supply systems using solar energy collectors combined with heat pumps," (in Vietnamese), *Journal of Science and Technology*, 2015.

[4] N. T. Trung, "Method for assessing the energy efficiency of air conditioning systems," (in Vietnamese), *Journal of Science and Technology in Civil Engineering*, 2012.

[5] N. D. Loi, "Refrigerants for heat pumps and specific applications," (in Vietnamese), *Thermal Energy Review*, 2020.

[6] J. Soni and R. C. Gupta, "Exergy Analysis of Vapour Compression Refrigeration System with R-407c And R-410a," *International Journal Of Engineering Research & Technology*, vol. 1, no. 7, Sep. 2012, doi: 10.17577/IJERTV1IS7200.

[7] A. Arora, B. B. Arora, B. D. Pathak, and H. L. Sachdev, "Exergy analysis of Vapour Compression Refrigeration system with R-22, R-407C and R-410A," *International Journal of Exergy*, vol. 4, no. 4, pp. 441–454, 2007, doi: 10.1504/IJEX.2007.015083.

**Le Thanh Nien**. He is a lecturer in thermal engineering who is teaching at College of Technology II. He graduated from thermal engineering in 2011 and received his master's degree in 2017 from HCMC University of Technology and Education. He can be reached at Faculty of Refrigeration, College of Technology II, 502 Do Xuan Hop, Thu Duc City, Vietnam; email: lethanhnien@yahoo.com. ORCID: https://orcid.org/0009-0008-9387-786X