

**ĐẠI HỌC QUỐC GIA TP. HỒ CHÍ MINH
TRƯỜNG ĐẠI HỌC BÁCH KHOA**

NGUYỄN TRUNG KIÊN

**NGHIÊN CỨU TÍCH HỢP EJECTOR
VẬN HÀNH BẰNG CÁC NGUỒN NHIỆT CÓ NHIỆT THỂ THẤP
VÀO MÁY LẠNH CÓ MÁY NÉN HƠI
ĐỂ ĐÁP ỨNG CÁC NHU CẦU VỀ ĐIỀU HÒA KHÔNG KHÍ**

Ngành: Kỹ thuật Nhiệt

Mã số ngành: 62520115

TÓM TẮT LUẬN ÁN TIẾN SĨ

TP. HỒ CHÍ MINH - NĂM 2021

Công trình được hoàn thành tại **Trường Đại học Bách Khoa – ĐHQG-HCM**

Người hướng dẫn 1: GS. TS Lê Chí Hiệp

Người hướng dẫn 2:

Phản biện độc lập 1:

Phản biện độc lập 2:

Phản biện 1:

Phản biện 2:

Phản biện 3:

Luận án sẽ được bảo vệ trước Hội đồng đánh giá luận án họp tại

.....
.....

vào lúc giờ ngày tháng năm

Có thể tìm hiểu luận án tại thư viện:

- Thư viện Trường Đại học Bách Khoa – ĐHQG-HCM
- Thư viện Đại học Quốc gia Tp.HCM
- Thư viện Khoa học Tổng hợp Tp.HCM

DANH MỤC CÔNG TRÌNH ĐÃ CÔNG BỐ

Tạp chí quốc tế (SCIE, IF = 2.731)

1. T. K. Nguyen and C. H. Le, “Thermodynamic analysis of an ejector–vapour compressor cascade refrigeration system,” *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*, vol. 141, no. 6, pp. 2189–2200, September 2020, doi: 10.1007/s10973-020-09635-6

Tạp chí trong nước

1. Nguyễn Trung Kiên, Lê Chí Hiệp, “Phân tích nhiệt động và lựa chọn môi chất thích hợp cho chu trình tích hợp ejector – máy lạnh có máy nén hơi loại năng suất lạnh nhỏ”, *Tạp chí Năng lượng Nhiệt*, số 138, tháng 11/2017.
2. Nguyễn Trung Kiên, Lê Chí Hiệp, “Thiết kế ejector làm việc trong chu trình lạnh kết hợp ejector–máy lạnh có máy nén hơi”, *Tạp chí khoa học các trường Đại học Kỹ thuật*, số 31.2, trang 141 – 146, tháng 4/2021. ISSN 2734 - 9381

Kỹ yếu hội nghị quốc tế

1. K.-T. Nguyen, Q.-A. Hoang, and H.-C. Le, “Exergy Analysis of the Combined Ejector - Vapor Compression Refrigeration System Using R134a as Working Fluid,” in *Proceedings 2018 4th International Conference on Green Technology and Sustainable Development, GTSD 2018*, 2018, doi: 10.1109/GTSD.2018.8595705.
2. Nguyen Trung Kien, Le Chi Hiep, “Thermodynamic Analysis and Refrigerant Selection for Small Capacity Ejector System”, *Proceeding of The 3rd ASEAN smart grid congress & The 5th international conference on sustainable energy*, December 2017.
3. Kien Trung Nguyen and Chi Hiep Le, “The Theoretical Analysis and Selection of Suitable Refrigerants Working in The Combined Ejector-Vapour Compression System”, *The 7th TSME International Conference on Mechanical Engineering*, December 2016.

Đề tài nghiên cứu khoa học

1. Nguyễn Trung Kiên, Lê Chí Hiệp, “Mô tả toán học và viết chương trình tính toán hệ thống máy lạnh ejector”, *Đề tài khoa học cấp trường mã số TNCS-CK-2016-01*, đã nghiệm thu ngày 31/8/2018 (biên bản nghiệm thu số 68/NT-ĐHBK-KHCN&ĐA).

CHƯƠNG 1 GIỚI THIỆU

1.1 Đặt vấn đề

Năng lượng cấp cho hệ thống điều hòa không khí đóng vai trò quan trọng. Tuy nhiên, trước yêu cầu bảo vệ môi trường và cạn kiệt nguồn nhiên liệu hóa thạch, các nhà khoa học đã nỗ lực để đổi mới phương pháp làm lạnh theo hướng tiết kiệm năng lượng, nâng cao hiệu quả thiết bị và bảo vệ môi trường.

Chu trình ejector có nhiều ưu điểm như đơn giản, thiết bị gọn nhẹ, sử dụng nhiệt năng làm nguồn năng lượng đầu vào, tuy nhiên nhược điểm chính là COP thấp. Nghiên cứu nâng cao hiệu quả làm việc của chu trình làm lạnh bằng ejector là hướng đi có khả thi để ứng dụng tại Việt Nam. Theo hiểu biết của tác giả, tại Việt Nam hiện nay chưa có nghiên cứu chuyên sâu về đề tài này.

1.2 Ejector và chu trình điều hòa không khí bằng ejector

1.2.1 Cấu tạo và nguyên lý hoạt động của ejector

Một ejector điển hình bao gồm một ống phun, buồng hút, buồng hòa trộn và ống khuếch tán. Một hệ thống điều hòa không khí bằng ejector tương tự như hệ thống điều hòa không khí bằng máy lạnh có máy nén hơi, trong đó máy nén được thay thế bằng ejector và một bình phát sinh để cung cấp nhiệt năng cho ejector vận hành. Vì lý do đó, ejector còn được gọi là máy nén nhiệt.

1.2.2 Môi chất lạnh làm việc trong chu trình ejector

Các môi chất lạnh cần phải thỏa mãn các yêu cầu về môi trường, an toàn, tính chất nhiệt động và truyền nhiệt tốt và dễ dàng tìm thấy tại Việt Nam.

1.3 Các công trình nghiên cứu có liên quan

1.3.1 Nghiên cứu lý thuyết và mô phỏng ejector

1.3.2 Nghiên cứu môi chất lạnh làm việc trong hệ thống ejector

1.3.3 Nghiên cứu chế độ hoạt động trong ejector

1.3.4 Nghiên cứu tối ưu hóa hình học ejector

1.3.5 *Nâng cao hiệu quả làm việc của chu trình ejector*

1.4 *Tổng quan về chu trình tích hợp ejector – máy lạnh có máy nén hơi*

Phương án 1: Máy nén được kết nối trực tiếp vào ejector: kết nối khó khăn, ejector có thể hút lẫn dầu lỏng từ máy nén, hơi môi chất lạnh quá nhiệt làm tăng tải nhiệt bình ngưng

Phương án 2: Chu trình ejector và chu trình máy lạnh có máy nén hơi được ghép nối với nhau thông qua một bình trao đổi nhiệt được gọi là bình trung gian. Phương án này khắc phục được nhược điểm của phương án 1.

1.5 *Động lực thực hiện đề tài*

1.5.1 *Tính cấp thiết của đề tài*

1.5.2 *Mục tiêu nghiên cứu và nhiệm vụ của đề tài*

Mục tiêu chính của luận án này là:

- Xác định *mối liên hệ giữa các kích thước hình học ejector và điều kiện vận hành* của hệ thống.
- *Tối ưu hóa dạng hình học của ejector* đối với hệ thống tích hợp vận hành bằng các nguồn nhiệt thế thấp (như năng lượng mặt trời hay nhiệt thải từ các lò hơi) trong điều kiện Việt Nam.
- *Tích hợp ejector vào hệ thống máy lạnh có máy nén hơi* nhằm đem lại hiệu quả cao nhất.

Để đạt được mục tiêu chính của đề tài, luận án sẽ tập trung giải quyết các vấn đề cụ thể sau:

- Kết hợp phân tích lý thuyết và xây dựng chương trình tính toán cho hệ thống tích hợp giữa ejector và máy lạnh có máy nén hơi bằng phần mềm EES.
- Xây dựng các tiêu chí lựa chọn môi chất lạnh cho hệ thống tích hợp từ đó có thể lựa chọn cặp môi chất phù hợp cho hệ thống.
- Sử dụng phần mềm tính toán để đánh giá ảnh hưởng của điều kiện vận hành đến hiệu quả hệ thống.

- Phân tích exergy của các thành phần trong hệ thống từ đó đánh giá tính bất thuận nghịch của ejector trong chu trình và phương hướng cải thiện.
- Tính toán thiết kế ejector với điều kiện vận hành cho trước. Các phương trình liên hệ giữa các thông số thiết kế và điều kiện vận hành được thiết lập.
- Mô phỏng số bằng phần mềm ANSYS-FLUENT để tối ưu hóa hình học ejector nhằm phục vụ cho thực nghiệm.
- Xây dựng mô hình thực nghiệm hệ thống máy lạnh ejector vận hành ổn định bằng nước nóng (thay thế cho các nguồn nhiệt thể thấp như năng lượng mặt trời hay nhiệt thải từ lò hơi công nghiệp) và đánh giá ảnh hưởng của các điều kiện vận hành lên hiệu quả hệ thống
- Sử dụng các kết quả thực nghiệm để đánh giá và kiểm chứng kết quả mô phỏng số trong lý thuyết.

1.5.3 Đối tượng nghiên cứu

1.5.4 Phạm vi nghiên cứu

Mô hình có thể ứng dụng cho máy lạnh có dải năng suất lạnh trung bình từ 2 kW – 15 kW. Trong khuôn khổ của luận án này, NCS đã chế tạo một mô hình tích hợp ejector – máy lạnh có máy nén hơi với năng suất lạnh 2,8 kW. Trong mô hình nghiên cứu, để tăng tính chủ động trong quá trình tiến hành thí nghiệm, NCS đã sử dụng nước nóng để thay thế cho các nguồn nhiệt thể thấp có thể tận dụng được như năng lượng mặt trời hoặc nhiệt thải từ các quá trình trong công nghiệp.

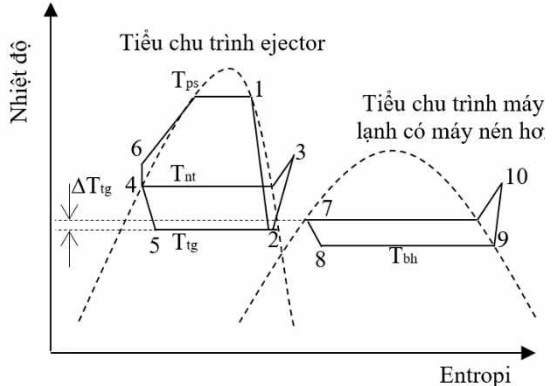
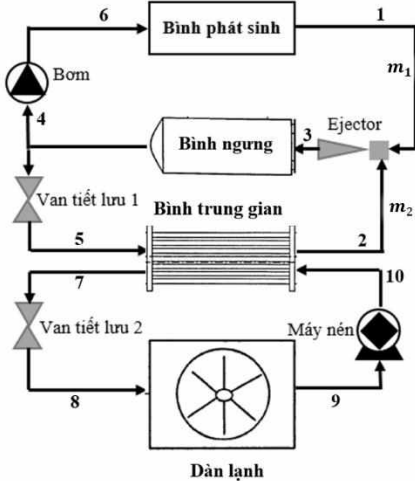
1.5.5 Phương pháp nghiên cứu

1.5.6 Ý nghĩa khoa học và thực tiễn của đề tài

CHƯƠNG 2 CƠ SỞ LÝ THUYẾT

2.1 Cơ sở lý thuyết về chu trình điều hòa không khí ghép tầng ejector – máy lạnh có máy nén hơi

2.1.1 Đồ thị T-s của chu trình



Hình 2.2 Đồ thị T-s của chu trình ghép tầng ejector - máy lạnh có máy nén hơi

Hình 2.1 Sơ đồ ghép tầng ejector - máy lạnh có máy nén hơi

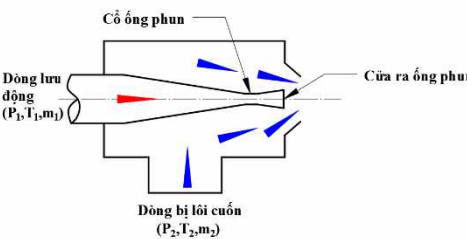
2.1.2 Các phương trình

$m_1 i_1 + m_2 i_2 = (m_1 + m_2) i_3$	(2.1)	$m_1 c_{2a} + m_2 c_2 = (m_1 + m_2) c_{2b}$	(2.2)
$m_1 c_{2a} = (m_1 + m_2) c_{2b}$	(2.3)	$\eta_{ph} = \frac{i_1 - i_{2a}}{i_1 - i_{2a,de}}$	(2.4)
$c_{2a} = \sqrt{2(i_1 - i_{2a})}$	(2.5)	$\eta_{kt} = \frac{i_{3,de} - i_3}{i_{2b} - i_3}$	(2.6)
$c_{2b} = \sqrt{2(i_3 - i_{2b})}$	(2.7)	$i_6 = i_4 + (P_6 - P_4) v_4$	(2.8)
$m_7 (i_{10} - i_7) = m_2 (i_2 - i_5)$	(2.9)	$\omega = \frac{m_2}{m_1}$	(2.10)
$Q_{bh} = m_7 (i_9 - i_8)$	(2.11)	$Q_{ps} = m_1 (i_1 - i_6)$	(2.12)
$W_b = m_1 (i_6 - i_4)$	(2.13)	$W_{mn} = m_7 (i_{10} - i_9)$	(2.14)

$COP_c = \frac{Q_{bh}}{W_{mn} + W_b}$	(2.15)	$COP_n = \frac{Q_{bh}}{Q_{ps}}$	(2.16)
$COP_{ht} = \frac{Q_{bh}}{Q_{ps} + W_{mn} + W_b}$	(2.17)	$e = (i - i_0) - T_0(s - s_0)$	(2.18)
$I_{ps} =$ $Q_{ps} \left(1 - \frac{T_0}{T_1}\right) - m_1(e_1 - e_6)$	(2.19)	$I_{nt} =$ $m_3(e_3 - e_4) - Q_{nt} \left(1 - \frac{T_0}{T_{gn}}\right)$	(2.20)
$I_{ej} = m_1(e_1 + e_2) - m_3e_3$	(2.21)	$I_{tl1} = m_3e_4 - m_2e_5$	(2.22)
$I_b = W_p - m_1(e_4 - e_6)$	(2.23)	$I_{tg} =$ $m_9(e_{10} - e_{10}) - m_2(e_2 - e_5)$	(2.24)
$I_{mn} = W_{mn} - m_9(e_9 - e_{10})$	(2.25)	$I_{tl2} = m_9e_7 - m_9e_8$	(2.26)
$I_{bh} =$ $Q_{bh} \left(\frac{T_0}{T_{bh}} - 1\right) - m_9(e_9 - e_8)$	(2.27)	$\varepsilon_{NL} = \frac{Q_{bh}}{Q_{ps}}$	(2.28)
$\varepsilon_e = \frac{Q_{bh} \left(\frac{T_0}{T_{bh}} - 1\right)}{Q_{ps} \left(1 - \frac{T_0}{T_1}\right) + W_p}$	(2.29)	$I_{t\text{ổng}} = I_{ps} + I_{nt} + I_{ej} + I_{tl1}$ $+ I_b + I_{tg} + I_{tl2} + I_{bh} + I_{mn}$	(2.30)

2.2 Cơ sở lý thuyết về ejector

2.2.1 Tính toán thiết kế ống phun

 <p>Hình 2.3 Ống phun</p>	$m_1 = \rho_{co} c_{co} A_{co}$	(2.31)
	$G_{co} = \frac{c_{co}}{v_{co}} = \frac{\sqrt{2(i_1 - i_{co})}}{v_{co}}$ $= \frac{\sqrt{2\eta_{ph}(i_1 - i_{co,de})}}{v_{co}}$	(2.32)
	$d_{co} = \sqrt{\frac{4A_{co}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4m_1}{\pi G_{co}}}$	(2.33)

2.2.2 Tính toán, thiết kế buồng hòa trộn

	$\begin{cases} i_{1r} + \omega i_{2r} = (1 + \omega) i_{ht} \\ c_{1r} + \omega c_{2r} = (1 + \omega) c_{ht} \end{cases} \quad (2.37)$
	$\begin{aligned} c_{ht} &= \sqrt{2(i_3 - i_{ht})} \\ &= \sqrt{2\eta_{kt}(i_3 - i_{ht,de})} \end{aligned} \quad (2.38)$
<p>Hình 2.4 Ống phun</p>	$d_{ht} = \sqrt{\frac{4A_{ht}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4(m_1 + m_2)v_{ht}}{\pi c_{ht}}} \quad (2.39)$

Tỷ lệ diện tích là tỷ số giữa diện tích mặt cắt buồng hòa trộn diện tích mặt cắt cổ ống:

$$TLDT = \frac{A_{ht}}{A_{co}} = \left(\frac{d_{ht}}{d_{co}}\right)^2 \quad (2.40)$$

2.2.3 Tính toán, thiết kế ống khuếch tán

	$\begin{cases} \rho_s c_s - \rho_{ht} c_{ht} = 0 \\ (P_s + \rho_s c_s^2) - (P_{ht} + \rho_{ht} c_{ht}^2) = 0 \\ \left(i_s + \frac{c_s^2}{2}\right) - \left(i_{ht} + \frac{c_{ht}^2}{2}\right) = 0 \end{cases} \quad (2.41)$
<p>Hình 2.5 Ống khuếch tán</p>	$i_3 - i_s = \eta_{kt} \frac{c_s^2 - c_3^2}{2} \quad (2.42)$
	$A_3 = \frac{m_1 + m_2}{\rho_3 c_3} \quad (2.43)$

2.3 Cơ sở lý thuyết về CFD

2.3.1 Các phương trình vi phân

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div}(\rho c) = 0 \quad (2.44)$$

$$\frac{\partial(\rho c_x)}{\partial t} + \text{div}(\rho c_x c) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \text{div}(\mu \text{grad } c_x) + S_{Mx} \quad (2.45)$$

$$\frac{\partial(\rho c_y)}{\partial t} + \text{div}(\rho c_y c) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \text{div}(\mu \text{grad } c_y) + S_{My} \quad (2.46)$$

$\frac{\partial(\rho c_z)}{\partial t} + \text{div}(\rho c_z c) = -\frac{\partial p}{\partial z} + \text{div}(\mu \text{grad } c_z) + S_{Mz}$	(2.47)
$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \text{div}(\rho u c) = -p \text{div } c + \text{div}(k \text{grad } T) + \Phi + S_u$	(2.48)

2.3.2 Hệ thống lưới

Hệ thống lưới được tạo ra để đại diện cho sự rời rạc hóa của miền hình học từ đó tìm ra lời giải cho bài toán. Chất lượng lưới đóng một vai trò quan trọng cho sự chính xác và ổn định của nghiệm được giải bằng phương pháp số.

2.3.3 Điều kiện biên

Các điều kiện biên là thông số quan trọng trong việc mô phỏng CFD bởi vì chúng chỉ rõ dòng chất lưu và các biến trên các biên của mô hình số học. Có nhiều loại điều kiện biên khác nhau nhưng loại phù hợp cho việc mô phỏng ejector là áp suất đầu vào và áp suất đầu ra.

2.3.4 Mô hình rối $k - \varepsilon$

Mô hình rối $k - \varepsilon$ là mô hình có 2 phương trình.

$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \text{div}(\rho k \mathbf{U}) = \text{div} \left[\frac{\mu_t}{\sigma_k} \text{grad } k \right] + 2\mu_t S_{ij} \cdot S_{ij} - \rho \varepsilon$	(2.49)
$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \text{div}(\rho \varepsilon \mathbf{U}) = \text{div} \left[\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \text{grad } \varepsilon \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} 2\mu_t S_{ij} \cdot S_{ij} - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k}$	(2.50)

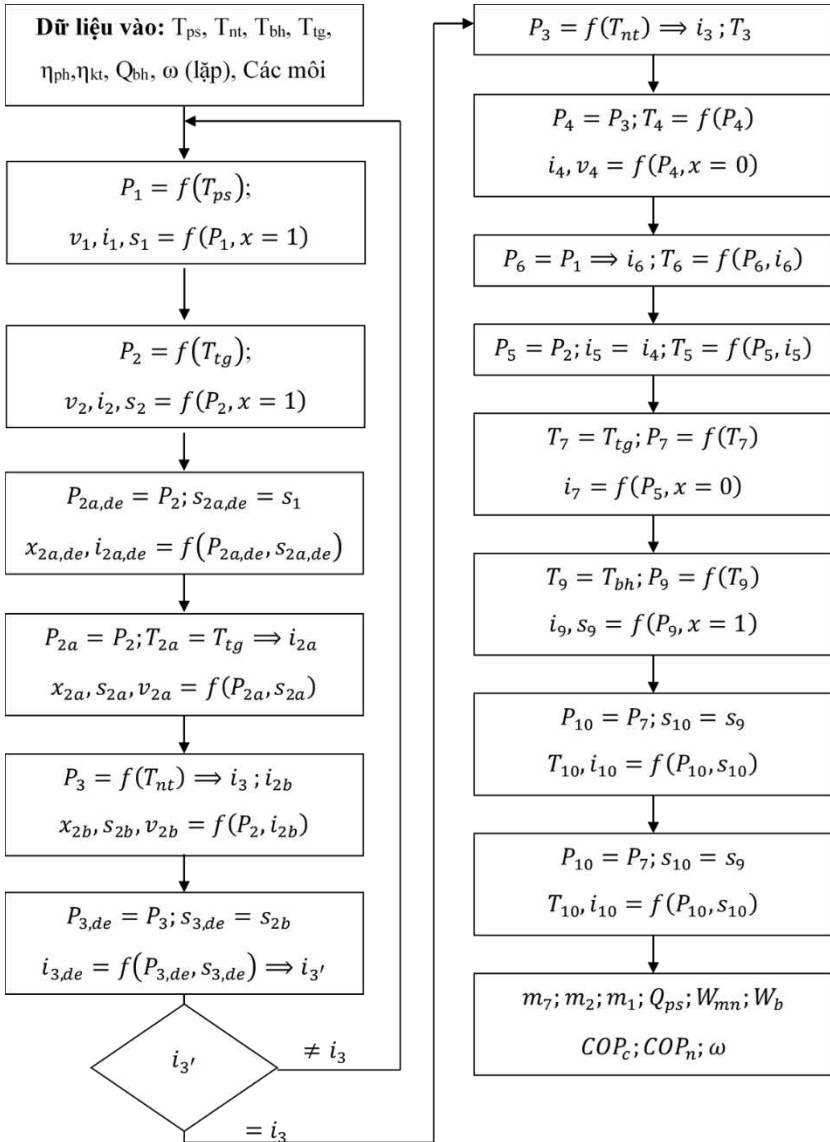
2.3.5 Lớp biên

2.3.6 Kết quả tính toán bằng CFD

Điều kiện hội tụ của ejector là các sai số giảm đến 10^{-6} .

CHƯƠNG 3 TÍNH TOÁN THIẾT KẾ VÀ MÔ PHỎNG SỐ EJECTOR

3.1 Phân tích chu trình tích hợp ejector – máy lạnh có máy nén hơi



Hình 3.1 Lưu đồ thuật toán của chương trình

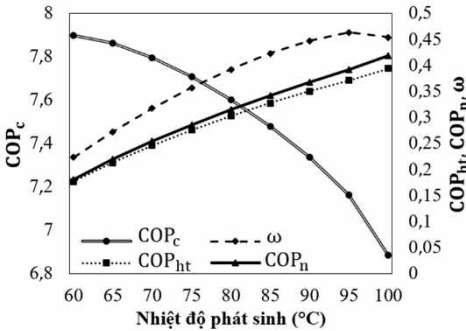
3.1.1 Phương pháp

Các phương trình (2.1) đến (2.30) được sử dụng để viết chương trình phân tích chu trình tích hợp. Phần mềm sử dụng là EES. Các thông số đầu vào:

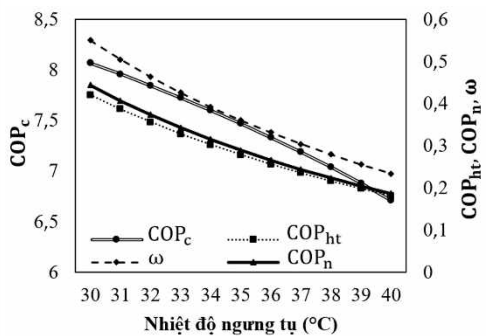
- Cặp môi chất R134a (phía ejector) – R410A (phía máy nén)
- $T_{ps} = 80^\circ\text{C}$, $T_{nt} = 34^\circ\text{C}$, $T_{bh} = 15^\circ\text{C}$, $\eta_{ph} = 0,9$, $\eta_{kt} = 0,8$, $\eta_{mn} = 0,8$
- Mô hình đánh giá hệ thống dựa vào COP_c và COP_n .
- Đối với phân tích exergy: năng suất lạnh là 2,8 kW, nhiệt độ trung bình nước giải nhiệt là 27°C , nhiệt độ tham chiếu là 20°C .

3.1.2 Phân tích năng lượng

Tỷ lệ lồi cuốn của ejector tăng nhanh theo nhiệt độ phát sinh và giảm nhẹ khi gần đến nhiệt độ tối hạn của môi chất. Tỷ lệ lồi cuốn cũng tăng khi nhiệt độ trung gian tăng và nhiệt độ ngưng tụ giảm. Nhiệt độ bay hơi không ảnh hưởng đến tỷ lệ lồi cuốn.

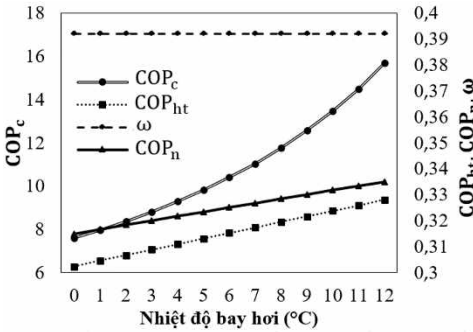


Hình 3.2 Ảnh hưởng của nhiệt độ phát sinh

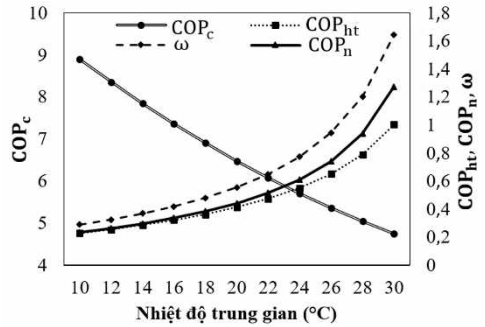


Hình 3.3 Ảnh hưởng của nhiệt độ ngưng tụ

COP_n tăng khi nhiệt độ phát sinh, nhiệt độ trung gian và nhiệt độ bay hơi tăng, nhiệt độ ngưng tụ giảm.

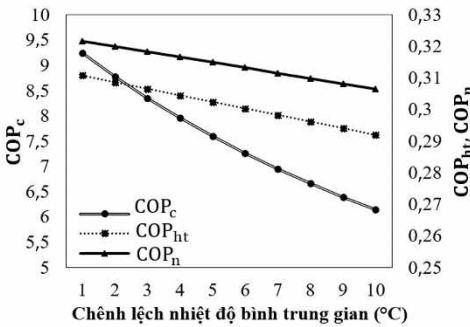


Hình 3.4 Ảnh hưởng của nhiệt độ bay hơi

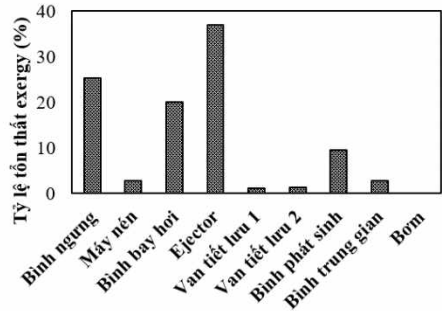


Hình 3.5 Ảnh hưởng của nhiệt độ trung gian

COP_c giảm khi nhiệt độ phát sinh, nhiệt độ ngưng tụ và nhiệt độ trung gian tăng. COP_c tăng mạnh khi nhiệt độ bay hơi tăng.



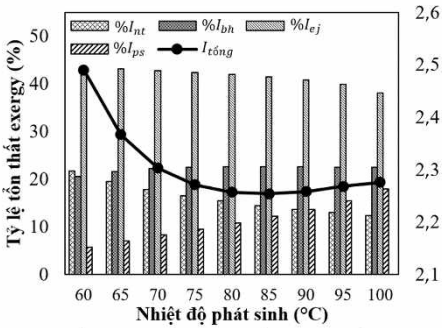
Hình 3.6 Ảnh hưởng của chênh lệch nhiệt độ ở bình trung gian



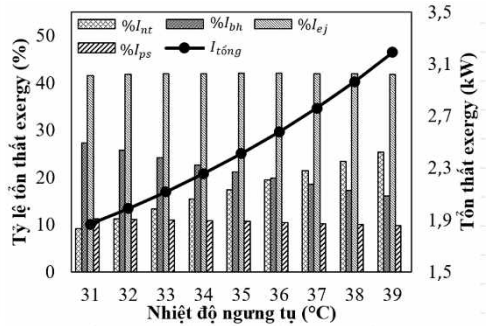
Hình 3.7 Tổn thất exergy của các thành phần trong hệ thống

3.1.3 Phân tích exergy

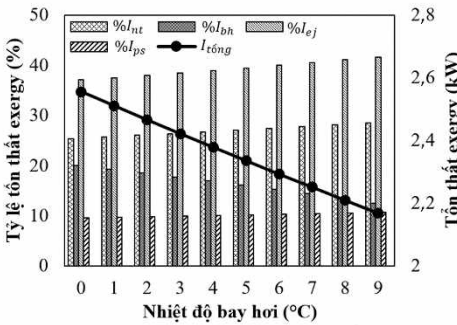
Hình 3.7 thể hiện tỷ lệ phần trăm tổn thất exergy của các thành phần thiết bị trong hệ thống. Tổn thất exergy trong ejector luôn lớn vì ma sát dòng chảy xảy ra bên trong ống phun, các quá trình hòa trộn và sóng xung kích bất thuận nghịch xảy ra ở thân ống. Thiết kế tối ưu hình học ejector là vấn đề mấu chốt để nâng cao hiệu quả hoạt động của ejector nói riêng và toàn bộ hệ thống nói chung.



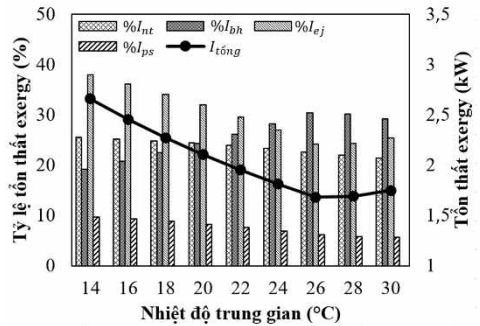
Hình 3.8 Ảnh hưởng của nhiệt độ phát sinh



Hình 3.9 Ảnh hưởng của nhiệt độ ngưng tụ



Hình 3.10 Ảnh hưởng của nhiệt độ bay hơi

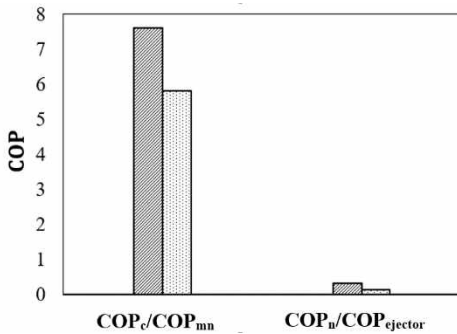


Hình 3.11 Ảnh hưởng của nhiệt độ trung gian

Tổn thất exergy tổng tăng khi nhiệt độ ngưng tụ tăng và nhiệt độ bay hơi giảm. Đối với ảnh hưởng của nhiệt độ trung gian: tổn thất exergy tổng nhỏ nhất đạt được là 1,5 kW tại nhiệt độ trung gian là 26,5°C trong điều kiện thí nghiệm.

3.1.4 So sánh COP của chu trình tích hợp với COP của các chu trình đơn tương ứng

Việc tích hợp chu trình ejector và chu trình máy lạnh có máy nén hơi vừa giúp nâng cao COP cho chu trình ejector, vừa tiết kiệm điện năng so với chu trình máy nén hơi truyền thống.



Hình 3.12 So sánh giữa COP của chu trình tích hợp và COP của từng chu trình đơn

Trong điều kiện thí nghiệm, COP_c tăng thêm 30,8% khi so sánh với COP của chu trình máy lạnh có máy nén hơi truyền thống và COP_n tăng 122% so với COP của chu trình ejector truyền thống. Ngoài ra, công nén giảm 39,01% so với chu trình máy nén hơi thông thường.

3.2 Môi chất lạnh làm việc trong chu trình tích hợp

Về phía tiêu chu trình máy nén, R410A được chọn vì có sẵn trên thị trường. Về phía tiêu chu trình ejector, R134a là môi chất phù hợp trong điều kiện Việt Nam vì an toàn, sẵn có, còn được sử dụng tại Việt Nam trong thời gian dài, tính chất nhiệt động và truyền nhiệt tốt. Ngoài ra, môi chất R134a cho nhiệt độ phát sinh tối ưu trong khoảng 70°C - 100°C, phù hợp với việc vận hành với các nguồn nhiệt có nhiệt thế thấp.

3.3 Tính toán thiết kế ejector R134a làm việc trong chu trình tích hợp

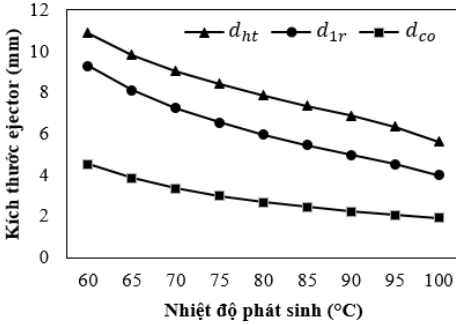
3.3.1 Các giả thiết

3.3.2 Phương pháp

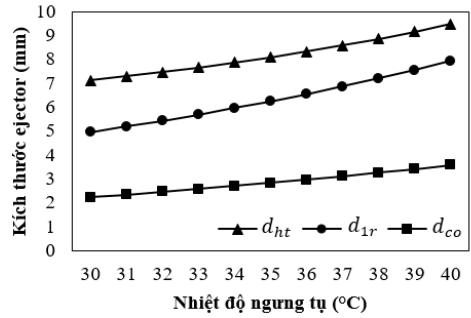
Chương trình tính toán được thiết lập bằng phần mềm EES với các phương trình trong phần 2.2. Cặp môi chất là R134a-R410A. Các thông số đầu vào bao gồm Q_{bh} (0,5-5 kW lạnh), T_{ps} (60-100°C), T_{nt} (30-40°C), T_{tg} (10-20°C), T_{bh} (0-10°C), ΔT_{tg} = 5°C và các thông số hiệu suất.

3.3.3 Kết quả tính toán

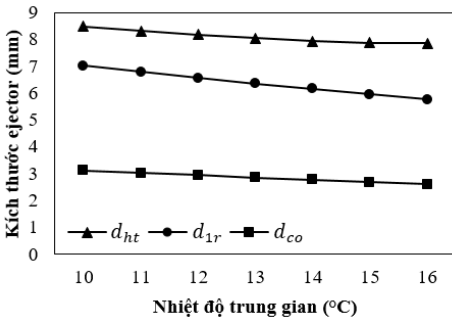
Các kích thước ejector được thiết kế giảm khi nhiệt độ phát sinh, nhiệt độ trung gian và nhiệt độ bay hơi tăng, nhiệt độ ngưng tụ giảm.



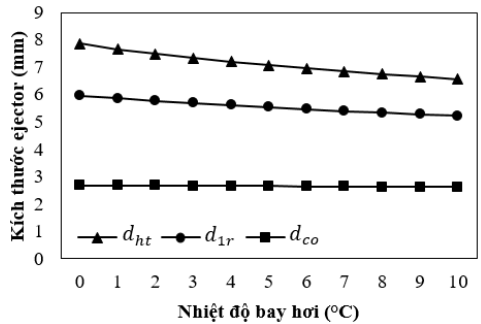
Hình 3.13 Ảnh hưởng của nhiệt độ phát sinh đến kích thước thiết kế ejector



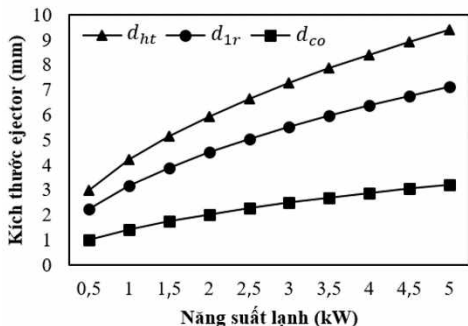
Hình 3.14 Ảnh hưởng của nhiệt độ ngưng tụ đến kích thước thiết kế ejector



Hình 3.15 Ảnh hưởng của nhiệt độ trung gian đến kích thước thiết kế ejector



Hình 3.16 Ảnh hưởng của nhiệt độ bay hơi đến kích thước thiết kế ejector



Hình 3.17 Ảnh hưởng của năng suất lạnh đến kích thước thiết kế ejector

Việc tăng năng suất lạnh làm tăng kích thước thiết kế các thành phần trong ejector, tuy nhiên tỷ lệ diện tích không thay đổi (bằng 8,55 trong điều kiện thí nghiệm). Mối liên hệ giữa kích thước ejector và các thông số vận hành của hệ thống được thể hiện ở phương trình (3.1) với các hệ số cho trong bảng 3.3.

Phương trình hồi quy tuyến tính đa biến đường kính cổ ống phun, đường kính cửa ra ống phun và đường kính buồng hòa trộn ejector có dạng như sau:

$$D = f(T_{ps}, T_{nt}, T_{bh}, T_{tg}, Q_{bh}) \quad (3.1)$$

$$= a_0 + a_1 T_{ps} + a_2 T_{nt} + a_3 T_{bh} + a_4 T_{tg} + a_5 Q_{bh}$$

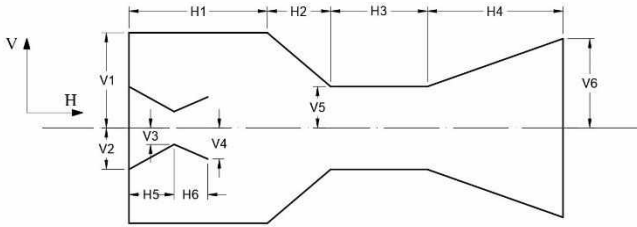
Bảng 3.1 Hệ số của phương trình (3.1)

Kích thước	Các hệ số		R ²
Đường kính cổ ống phun d_t	$a_0 = 2,172316 \times 10^{-3}$ $a_2 = 1,437332 \times 10^{-4}$ $a_4 = -8,541482 \times 10^{-5}$	$a_1 = -6,051767 \times 10^{-5}$ $a_3 = -7,965921 \times 10^{-6}$ $a_5 = 5,542732 \times 10^{-4}$	84,98%
Đường kính cửa ra ống phun d_{1r}	$a_0 = 3,609567 \times 10^{-3}$ $a_2 = 2,882167 \times 10^{-4}$ $a_4 = -1,886310 \times 10^{-4}$	$a_1 = -1,045933 \times 10^{-4}$ $a_3 = -7,376264 \times 10^{-5}$ $a_5 = 1,125799 \times 10^{-3}$	87,00%
Đường kính buồng hòa trộn ejector d_{ht}	$a_0 = 4,651666 \times 10^{-3}$ $a_2 = 2,431008 \times 10^{-4}$ $a_4 = -1,328218 \times 10^{-4}$	$a_1 = -9,910666 \times 10^{-5}$ $a_3 = -1,151184 \times 10^{-4}$ $a_5 = 1,385460 \times 10^{-4}$	89,71%

3.4 Thiết lập mô hình mô phỏng số ejector

3.4.1 Hình học ejector

Phần này lặp lại nghiên cứu của Scott [25] nhằm kiểm chứng về phương pháp mô phỏng. Hình 3.18 trình bày mô hình ejector với các kích thước hình học chi tiết được thể hiện trong [25]. Môi chất được sử dụng là R141b.



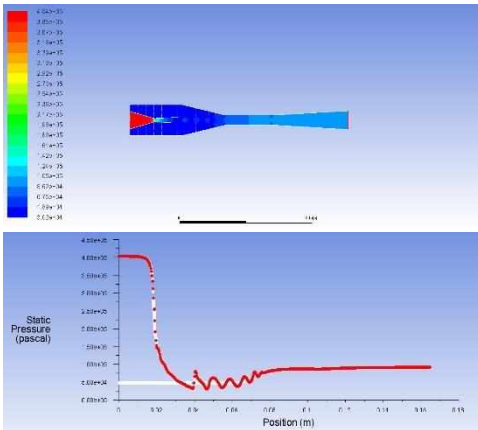
Hình 3.18 Mô hình ejector trong ANSYS-FLUENT

3.4.2 Chia lưới

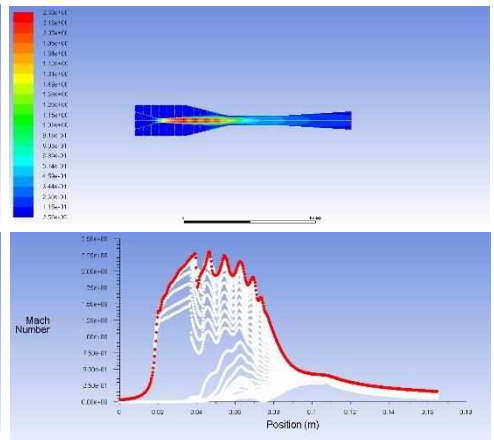
3.4.3 Tính chất vật lý của môi chất

3.4.4 Các thiết lập khác

3.4.5 Kết quả mô phỏng số ejector



Hình 3.19 Biểu đồ contour phân bố áp suất và đồ thị áp suất tĩnh dọc ejector



Hình 3.20 Biểu đồ contour phân bố tốc độ và đồ thị số Mach dọc ejector

Các kết quả mô phỏng số thể hiện rõ tính chất dòng chảy. Các quá trình hòa trộn, tăng, giảm áp đều được thể hiện một cách chi tiết và phù hợp với các kết luận trong các tài liệu khác. Kết quả so sánh cho thấy tỷ lệ lỗi cuộn được tính toán bằng CFD cho kết quả sát với thực nghiệm hơn so với kết quả tính toán bằng mô hình 1D.

3.5 Tối ưu hóa hình học ejector R134a làm việc trong chu trình tích hợp

Phương pháp tương tự được áp dụng với kích thước ejector được thay đổi cho phù hợp với mô hình ejector R134a.

3.5.1 Ảnh hưởng của tỷ lệ diện tích ejector

Khi kích thước phần thân ống quá nhỏ, quá trình hòa trộn xảy ra suốt phần thân ống và quá trình shock xảy ra ở ống khuếch tán. Điều này làm cho hiệu quả của ejector giảm xuống rõ rệt. Trong trường hợp kích thước phần thân ống quá lớn quá trình hòa trộn xảy ra ngắn, shock xảy ra sớm. Với các điều kiện ban đầu đã chọn, ejector có tỷ lệ diện tích 8,88 phù hợp cho chu trình tích hợp.

3.5.2 Ảnh hưởng của chiều dài thân ống

Khi chiều dài thân ống nhỏ, các quá trình hòa trộn và shock chưa hoàn thành trong phần thân ống và tiếp tục xảy ra trong phần ống khuếch tán. Điều này làm cho các dòng chảy không ổn định sau khi ra khỏi ejector. Tuy nhiên, nếu thân ống quá dài, trên thực tế, ma sát dòng chảy có thể làm giảm hiệu suất ejector.

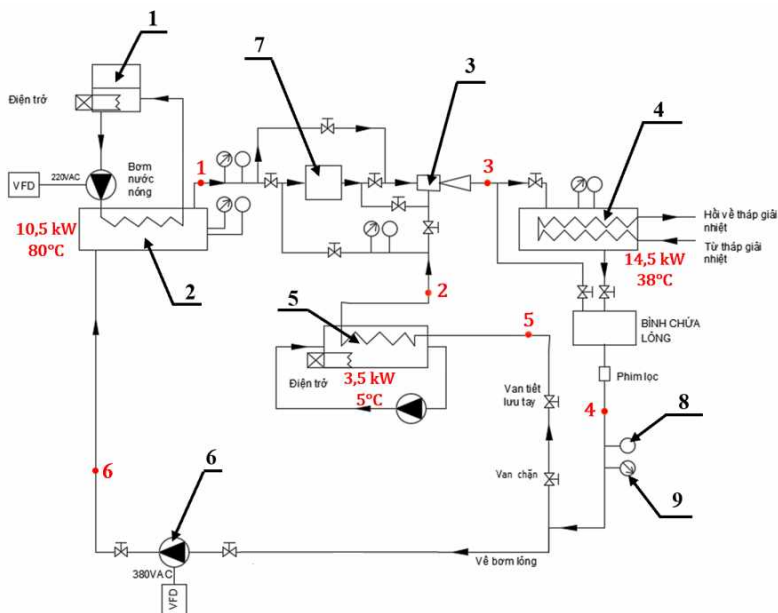
Việc lựa chọn chiều dài ống khuếch tán cần đảm bảo vừa đủ cho quá trình hòa trộn và quá trình shock xảy ra. Việc thiết kế thân ống quá dài là không cần thiết. Dựa vào kết quả mô phỏng số ejector R134a, chiều dài thân ống nên chọn gấp từ 2,38 đến 5,08 lần đường kính thân ống.

CHƯƠNG 4 THIẾT LẬP THỰC NGHIỆM

Quá trình thí nghiệm trải qua 2 giai đoạn:

- Thí nghiệm hiệu quả hoạt động của các ejector: 4 ejector được chế tạo dựa trên những phân tích lý thuyết đã được trình bày trong chương 3.
- Thí nghiệm khả năng tích hợp: ejector cho hiệu quả tốt nhất trong 4 ejector trên được chọn để tiếp tục thí nghiệm khả năng tích hợp và khả năng tiết kiệm năng lượng.

4.1 Xây dựng mô hình thực nghiệm



1 – Bình chứa nước nóng, 2 – Bình phát sinh, 3 – Ejector, 4 – Bình ngưng, 5 – Bình bay hơi, 6 – Bơm môi chất, 7 – Thiết bị đo lưu lượng, 8 – Thiết bị đo nhiệt độ, 9 – Thiết bị đo áp suất

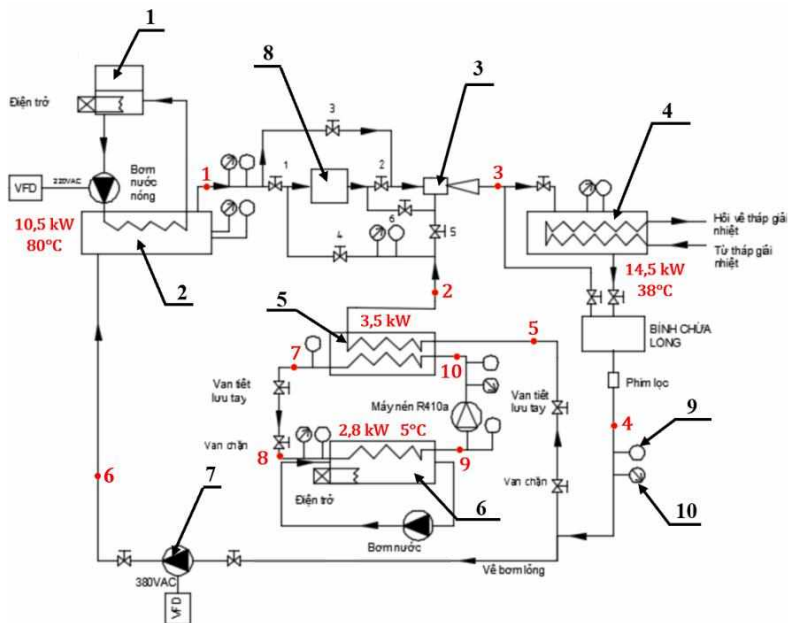
Hình 4.1 Sơ đồ thực nghiệm chu trình ejector đơn.

Bảng 4.1 Thông số điểm nút chu trình trên hình 4.1

Điểm nút	P (bar)	t (°C)	i (kJ/kg)	s (kJ/kgK)	v (m ³ /kg)
1	26,35	80	280,6	0,8892	0,006438
2	3,50	5	253,2	0,9284	0,05833
3	9,637	44,47	277,6	0,9389	0,02206
4	9,64	38	105,3	0,3855	0,0008657
5	3,50	5	105,3	0,3966	0,0146
6	26,35	39,11	106,7	0,3855	0,0008597

4.2 Các thiết bị điều khiển và đo đạc

4.3 Xây dựng mô hình thí nghiệm khả năng tích hợp



- 1 – Bình chứa nước nóng, 2 – Bình phát sinh, 3 – Ejector, 4 – Bình ngưng, 5 – Bình trung gian, 6 – Bình bay hơi, 7 – Bơm môi chất, 8 – Thiết bị đo lưu lượng, 9 – Thiết bị đo nhiệt độ, 10 – Thiết bị đo áp suất

Hình 4.2 Sơ đồ thực nghiệm chu trình tích hợp

Bảng 4.2 Thông số điểm nút chu trình trên Hình 4.2

Điểm nút	P (bar)	T (°C)	i (kJ/kg)	s (kJ/kgK)	v (m ³ /kg)
1	26,35	80	280,6	0,8892	0,006438
2	4,72	20	261,5	0,922	0,03597
3	9,64	42,71	275,6	0,9328	0,02181
4	9,64	38	105,3	0,3855	0,0008657
5	5,72	20	105,3	0,3839	0,005832
6	26,35	39,11	106,7	0,3855	0,0008597
7	17,86	28	104	0,3883	0,0009554
8	9,3	5	104	0,3957	0,005585
9	9,3	5	282,8	1,039	0,02784
10	17,86	41,1	304,4	1,053	0,0156

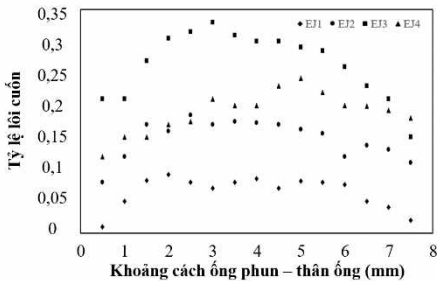
CHƯƠNG 5 KẾT QUẢ THÍ NGHIỆM VÀ SO SÁNH LÝ THUYẾT

5.1 Giới thiệu

5.2 Vận hành hệ thống

5.3 Thí nghiệm chu trình đơn

5.3.1 Khoảng cách ống phun và thân ống tối ưu



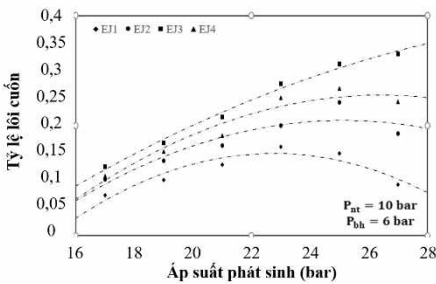
Hình 5.1 Thí nghiệm ảnh hưởng của khoảng cách ống phun – thân ống đến tỷ lệ lõi cuộn của ejector

Mỗi ejector đều có một vị trí khoảng cách giữa ống phun và thân ống để tỷ lệ lõi cuộn đạt giá trị lớn nhất. Có thể quan sát thấy khoảng cách tối ưu cho các ejector EJ1, EJ2, EJ3, EJ4 lần lượt là 2 mm, 3 mm, 3 mm, 5 mm. Đối với khoảng cách quá nhỏ, các dòng hòa trộn không đủ khoảng cách để quá trình hòa trộn được xảy ra hoàn toàn tại buồng hòa trộn dẫn đến tỷ lệ lõi cuộn giảm.

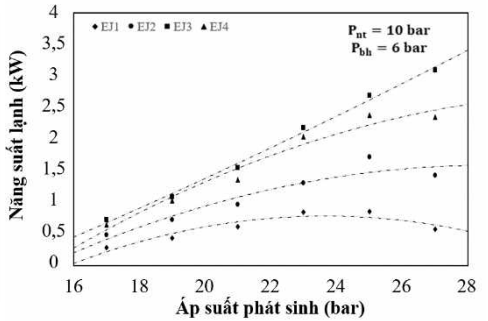
Đối với các khoảng cách quá lớn, các thành phần trong ejector không đủ đảm bảo độ đồng trục để ejector có thể vận hành tốt nhất. Hình 5.2 cũng thể hiện, trong cùng một điều kiện vận hành, tỷ lệ lõi cuốn của EJ3 cao nhất trong số các ejector được thí nghiệm. EJ3 có tỷ lệ diện tích là 8.46, gần nhất so với tỷ lệ diện tích được thiết kế trong lý thuyết.

5.3.2 Ảnh hưởng của các điều kiện vận hành

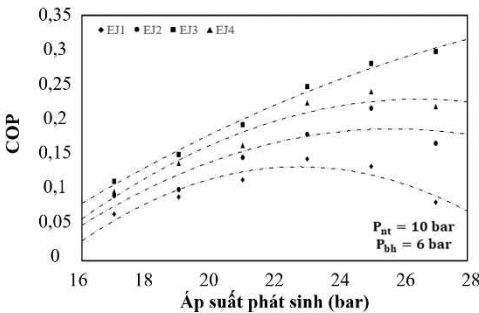
Hình 5.3: Tỷ lệ lõi cuốn ban đầu tăng theo áp suất phát sinh và đạt giá trị tối ưu tại gần điểm tới hạn. Đối với EJ2 và EJ4, áp suất phát sinh tối ưu là 25 bar; đối với EJ1 áp suất phát sinh tối ưu là 23 bar; đối với EJ3, áp suất phát sinh tối ưu là 27 bar.



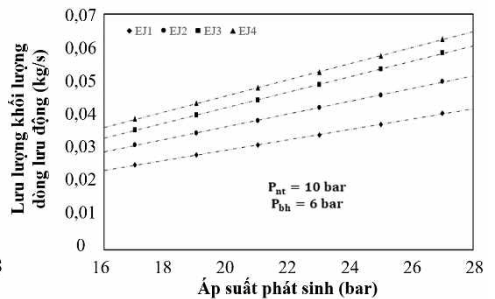
Hình 5.2 Ảnh hưởng của áp suất phát sinh đến tỷ lệ lõi cuốn



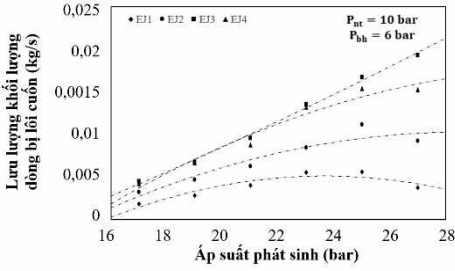
Hình 5.3 Ảnh hưởng của áp suất phát sinh đến năng suất lạnh



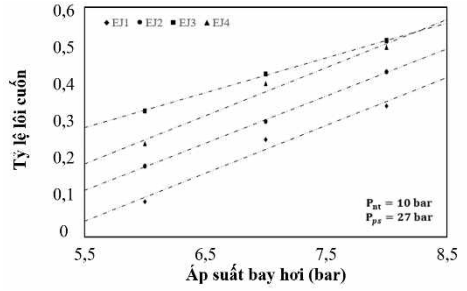
Hình 5.4 Ảnh hưởng của P_{ps} đến COP hệ thống máy lạnh ejector



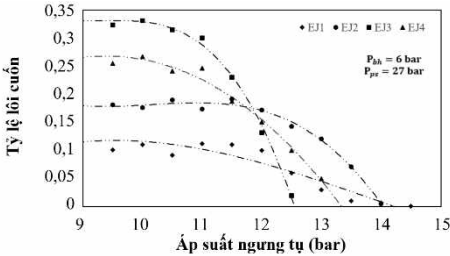
Hình 5.5 Ảnh hưởng của P_{ps} đến phát sinh đến m_1



Hình 5.6 Ảnh hưởng của áp suất phát sinh đến lưu lượng khối lượng dòng bị lôi cuốn



Hình 5.7 Ảnh hưởng của áp suất bay hơi đến tỷ lệ lôi cuốn của hệ thống



Hình 5.8 Ảnh hưởng của áp suất ngưng tụ đến tỷ lệ lôi cuốn hệ thống

Hình 5.9: Khi áp suất ngưng tụ tăng và nhỏ hơn áp suất ngưng tụ tới hạn, tỷ lệ lôi cuốn của ejector hầu như không đổi. Khi áp suất ngưng tụ lớn hơn áp suất ngưng tụ tới hạn, tỷ lệ lôi cuốn giảm nhanh về 0.

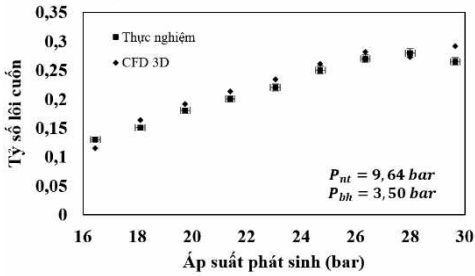
Hình 5.3 – 5.5: Xu hướng biến đổi của năng suất lạnh và COP cũng tương tự như xu hướng biến đổi của tỷ lệ lôi cuốn

Hình 5.6 – 5.7: Khi áp suất phát sinh tăng, lưu lượng khối lượng dòng lưu động tăng tuyến tính, trong khi đó, lưu lượng khối lượng dòng bị lôi cuốn tăng nhanh sau đó mức độ tăng giảm dần

Hình 5.8: Khi áp suất bay hơi tăng, tỷ lệ lôi cuốn tăng tuyến tính

5.4 So sánh lý thuyết và thực nghiệm

5.4.1 So sánh kết quả thực nghiệm và kết quả mô phỏng số 3D bằng phần mềm ANSYS-FLUENT

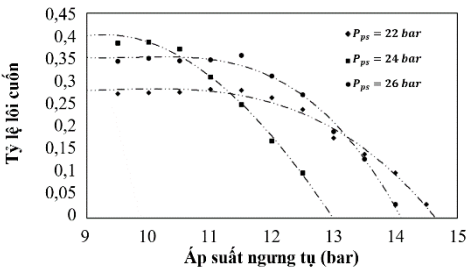


Hình 5.9 So sánh tỷ lệ lỗi cuộn mô phỏng và thực nghiệm

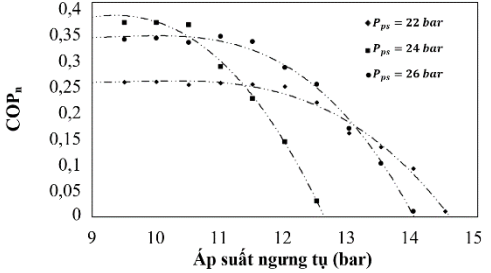
Sai số về tỷ lệ lỗi cuộn của ejector điều kiện thí nghiệm thay đổi trong khoảng từ $\pm 2,5\%$ đến $\pm 11,5\%$. Các kết quả thực nghiệm được vẽ thêm thanh sai số. Nhìn chung, hầu hết các trường hợp, tỷ lệ lỗi cuộn dự đoán bằng mô phỏng số cho kết quả cao hơn so với các kết quả thực nghiệm.

5.5 Thí nghiệm chu trình tích hợp

5.5.1 Thí nghiệm khả năng vận hành



Hình 5.10 Ảnh hưởng của áp suất ngưng tụ đến tỷ lệ lỗi cuộn của ejector trong chu trình tích hợp tương ứng với các mức áp suất phát sinh khác nhau



Hình 5.11 Ảnh hưởng của áp suất ngưng tụ đến COP_n của chu trình tích hợp tương ứng với các mức áp suất phát sinh khác nhau

Đối với chu trình tích hợp: áp suất phát sinh nào cho tỷ lệ lỗi cuộn cao thì áp suất ngưng tụ tới hạn nhỏ. Nhiệt độ bay hơi có ảnh hưởng lớn đến tỷ lệ lỗi cuộn của ejector trong chu trình tích hợp. Áp suất bay hơi cao thì tỷ lệ lỗi cuộn tăng nhanh và áp suất ngưng tụ tới hạn cũng lớn hơn.

5.5.2 *Đánh giá khả năng ứng dụng*

Chu trình tích hợp có thể tiết kiệm được 21,7% - 30,7% so với chu trình máy lạnh có máy nén hơi thông thường.

CHƯƠNG 6 KẾT LUẬN VÀ KIẾN NGHỊ

6.1 Kết luận

Về lý thuyết:

- Tỷ lệ lõi cuộn là thông số quan trọng nhất trong chu trình tích hợp ejector – máy lạnh có máy nén hơi. Tỷ lệ lõi cuộn phụ thuộc vào điều kiện vận hành.
- Đối với các thành phần trong hệ thống, tổn thất exergy của ejector là lớn nhất. Từ đó cho thấy việc thiết kế tối ưu hình học ejector là quan trọng.
- Việc tích hợp chu trình ejector và chu trình máy lạnh có máy nén hơi vừa giúp nâng cao COP vừa tiết kiệm điện năng.
- Kết quả mô phỏng số thể hiện rõ ràng tính chất dòng chảy cũng như các quá trình xảy ra bên trong ejector.

Về thực nghiệm:

- Khoảng cách ống phun - thân ống ảnh hưởng đến tỷ lệ lõi cuộn của ejector.
- Trong 4 ejector được thí nghiệm, EJ3 cho hiệu quả (tỷ lệ lõi cuộn) tốt nhất.
- Tỷ lệ lõi cuộn ban đầu tăng theo áp suất phát sinh và đạt giá trị tối ưu tại gần điểm tới hạn.
- Tỷ lệ lõi cuộn ejector giảm nhanh về 0 khi áp suất ngưng lớn hơn áp suất ngưng tụ tới hạn
- Đối với chu trình tích hợp: áp suất phát sinh nào cho tỷ lệ lõi cuộn cao thì áp suất ngưng tụ tới hạn nhỏ; áp suất bay hơi cao thì tỷ lệ lõi cuộn tăng nhanh và áp suất ngưng tụ tới hạn cũng lớn hơn.

- Chu trình tích hợp có thể thiết kiệm được 21,7% - 30,7% so với chu trình máy lạnh có máy nén hơi thông thường.

6.2 Những đóng góp mới của luận án

1. Xây dựng hoàn chỉnh một chương trình tính toán lý thuyết chu trình máy lạnh ghép tầng ejector – máy lạnh có máy nén hơi.
2. Phân tích năng lượng và exergy hệ thống tích hợp ejector – máy lạnh có máy nén hơi với cặp môi chất lạnh R134a-R410A.
3. Xây dựng được các phương trình tính toán thiết kế kích thước ejector R134a theo điều kiện vận hành của hệ thống tích hợp theo sơ đồ đã được đề xuất trong chương 2.
4. Xây dựng mô hình mô phỏng số *ejector R134a* làm việc trong chu trình tích hợp bằng phần mềm ANSYS-FLUENT.
5. Xây dựng hoàn chỉnh hệ thống thí nghiệm để *kiểm chứng lý thuyết* cũng như *đánh giá khả năng tích hợp* ejector vào máy lạnh có máy nén hơi.

6.3 Đề xuất hướng nghiên cứu tiếp theo

1. Nghiên cứu tối ưu hóa hình học ejector với các môi chất thế hệ mới.
2. Nghiên cứu quá nhiệt môi chất lạnh trước khi đưa vào ejector.
3. Nghiên cứu khả năng tích hợp ejector vào máy lạnh hấp thụ.
4. Nghiên cứu khả năng kết hợp với năng lượng mặt trời hoặc thu hồi nhiệt thải.