

**BỘ GIÁO DỤC VÀ ĐÀO TẠO
TRƯỜNG ĐẠI HỌC SƯ PHẠM KỸ THUẬT
THÀNH PHỐ HỒ CHÍ MINH**

NGUYỄN TRỌNG HIẾU

**NGHIÊN CỨU CÁC ĐẶC TÍNH TRUYỀN NHIỆT CỦA
THIẾT BỊ BAY HƠI KÊNH MICRO TRONG MÁY ĐIỀU
HOÀ KHÔNG KHÍ CỠ NHỎ DÙNG MÔI CHẤT LẠNH CO₂**

LUẬN ÁN TIẾN SĨ

NGÀNH: KỸ THUẬT CƠ KHÍ

Tp. Hồ Chí Minh, tháng 11/2022

**BỘ GIÁO DỤC VÀ ĐÀO TẠO
TRƯỜNG ĐẠI HỌC SƯ PHẠM KỸ THUẬT
THÀNH PHỐ HỒ CHÍ MINH**

NGUYỄN TRỌNG HIẾU

**NGHIÊN CỨU CÁC ĐẶC TÍNH TRUYỀN NHIỆT CỦA
THIẾT BỊ BAY HƠI KÊNH MICRO TRONG MÁY ĐIỀU
HOÀ KHÔNG KHÍ CỖ NHỎ DÙNG MÔI CHẤT LẠNH CO₂**

NGÀNH: KỸ THUẬT CƠ KHÍ - 62520103

Hướng dẫn khoa học:

1. PGS.TS Đặng Thành Trung
2. GS.TS Jyh Tong Teng

Phản biện 1:

Phản biện 2:

Phản biện 3:

Tp. Hồ Chí Minh, tháng 11/2022

**STUDY ON THE HEAT TRANSFER CHARACTERISTICS
OF MICROCHANNEL EVAPORATORS IN SMALL
CONDITIONERS USING CO₂ REFRIGERANT**

NGUYEN TRONG HIEU

A dissertation submitted to the Faculty of Mechanical Engineering,
Hochiminh City University of Technology and Education
In partial satisfaction of the requirements for the degree of
Doctor of Philosophy
In
Mechanical Engineering

Advisor: Assoc. Prof. Dr. Dang Thanh Trung

Co-advisor: Prof. Dr. -----

November 2022

LỜI CAM ĐOAN

Tôi cam đoan đây là công trình nghiên cứu của tôi.

Các số liệu, kết quả được nêu trong Luận án là trung thực và chưa từng được ai công bố trong bất kỳ công trình nào khác.

TP. Hồ Chí Minh, ngày tháng ... năm 20...

(Ký tên và ghi rõ họ tên)

Nguyễn Trọng Hiếu

LỜI CẢM ƠN

Đề tài “Nghiên cứu các đặc tính truyền nhiệt của thiết bị bay hơi kênh micro trong máy điều hoà không khí cỡ nhỏ dùng môi chất lạnh CO₂” được thực hiện tại phòng thí nghiệm Truyền nhiệt (Heat Transfer Lab) thuộc Bộ môn Công nghệ Nhiệt - Điện lạnh, Khoa Cơ khí Động lực, Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật Tp.HCM.

Trước tiên, xin cảm ơn Lãnh đạo nhà trường, các đơn vị Phòng ban trong trường đã tạo nhiều điều kiện cho các NCS học tập và nghiên cứu. Đặc biệt là những chính sách hỗ trợ hoạt động nghiên cứu khoa học dành cho NCS để phục vụ đề tài, giới thiệu các Hội nghị có uy tín trong và ngoài nước để công bố kết quả nghiên cứu.

Xin gửi lời cảm ơn đến ban chủ nhiệm Chủ nhiệm khoa Cơ Khí Chế Tạo Máy, thầy cố vấn NCS đã tạo điều kiện học tập các môn học bổ sung, gia công các mẫu thí nghiệm. Đồng thời, tác giả xin gửi lời cảm ơn đến Thầy/Cô trong và ngoài trường đã nhận xét và đóng góp tích cực để đề tài được hoàn thiện.

Xin cảm ơn đến Thầy/Cô trong Bộ môn Công nghệ Nhiệt - Điện lạnh, Thầy/Cô trong Khoa Cơ khí Động lực, đã trang bị cơ sở vật chất hiện đại, những thiết bị đo chính xác cho các phòng thí nghiệm phục vụ nghiên cứu khoa học cho Giảng viên và các Nghiên cứu viên.

Cuối cùng, xin gửi lời cảm ơn Thầy hướng dẫn PGS. TS. Đặng Thành Trung và GS.TS Jyh Tong Teng đã chỉ ra các hướng nghiên cứu, các phương pháp nghiên cứu phù hợp mục tiêu đề tài. Xin cảm ơn PGS.TS Jau-Huai Lu đã có những góp ý hữu ích và bài học bổ ích tại Phòng thí nghiệm Clean Power and Green Energy-NCHU, Đài Loan, các nhóm nghiên cứu khác cùng phòng thí nghiệm, các bạn học viên cao học, các bạn sinh viên đã hỗ trợ tác giả thực hiện đề tài.

TÓM TẮT

Luận án “Nghiên cứu các đặc tính truyền nhiệt của thiết bị bay hơi kênh micro trong máy điều hoà không khí cỡ nhỏ sử dụng môi chất lạnh CO₂” đã được thực hiện. Các thiết bị đã được kiểm định để có thể làm việc trong khoảng áp suất từ 74 – 90bar. Để nâng cao hệ số COP và năng suất lạnh của hệ thống CO₂ trên tới hạn cơ bản, phương pháp làm giảm nhiệt độ trước van tiết lưu được áp dụng bằng cách lắp đặt thêm thiết bị làm mát phụ và thiết bị hồi nhiệt vào hệ thống. Phương pháp lý thuyết và mô phỏng số được áp dụng để thiết kế hệ thống lạnh CO₂ trên tới hạn. Hệ thống này tiếp tục được thực nghiệm để đảm bảo đạt độ tin cậy cần thiết như: Sai số độ khô cực đại giữa mô phỏng và thực nghiệm là 5,5%; sai số độ khô cực đại giữa tính toán lý thuyết và thực nghiệm là 3,5%. Tổn thất áp suất trong các trường hợp tính toán, mô phỏng số và thực nghiệm là 1,13; 1,4 và 1,5bar. Hệ số toả nhiệt đối lưu 2 pha của trường hợp tính toán và mô phỏng số nằm trong dải dữ liệu hệ số toả nhiệt đối lưu trong thực nghiệm từ 6,5 xuống 1,3kW/m²K với sai số ±1,5kW/m²K. Thêm thiết bị làm mát phụ sẽ làm giảm 1,4°C làm cho năng suất lạnh tăng 50% và hệ số COP tăng 39%. Thêm thiết bị hồi nhiệt thì năng suất lạnh tăng 100% và hệ số COP tăng 103%.

Ngoài ra, các thông số vận hành cũng được khảo sát để hệ thống lạnh đạt năng suất lạnh tốt nhất. Các kết quả đạt được như khi thay đổi lưu lượng môi chất CO₂ từ 97,5 – 121,4 kg/h làm cho nhiệt độ bay hơi tăng từ 8,2 – 14,5°C; năng suất lạnh đạt giá trị tốt nhất 3,12kW và COP là 3,15 khi lưu lượng là 111kg/h. Khi thay đổi vận tốc không khí qua TBBH từ 0,5 – 5,1m/s trong điều kiện lưu lượng CO₂ không đổi 75,6kg/h thì tại giá trị 5,1m/s, năng suất lạnh phía không khí bằng năng suất lạnh phía môi chất và bằng 2,09kW.

Đề tài đã công bố được 9 bài báo. Trong đó có 01 bài SCIE (2022), 01 bài đăng ở tạp chí WoS - ESCI, Q3 và 02 book chapter (Scopus) từ proceedings hội nghị quốc tế.

ABSTRACT

The thesis "Study on the heat transfer characteristics of the micro-channel evaporator in a small air conditioning system using CO₂ refrigerant" was done. The equipment is safe to work in the pressure range from 74 - 90bar because they have been tested. To improve the COP and cooling capacity of the basis CO₂ transcritical system, the method of reducing the temperature before the expansion valve is applied by installing the subcooler or the internal heat exchanger (IHx) into this system. This system continues to be tested to ensure the necessary reliability such as: The maximum quality error between simulation and experiment is 5.5%; The maximum dryness error between theoretical and experimental calculations is 3.5%. The pressure drops in theoretical calculation, simulation and experiment are 1.13, 1.4, 1.5 bar, respectively. The calculated heat transfer coefficient and the simulation heat transfer coefficient are within the data range of the experimental heat transfer coefficient from 6.5 to 1.3 kW/m²K with error ± 1.5 kW/m²K. The subcooler reduces 1.4°C, which increases the cooling capacity by 50% and the COP by 39%. Adding the IHx to the system increases the cooling capacity by 100% and the COP by 103%.

In addition, the operating parameters are also considered to achieve the best cooling capacity of the refrigeration system. The results were obtained as when changing the CO₂ mass flow rate from 97.5 to 121.4 kg/h, the evaporation temperature increased from 8.2 to 14.5°C. Cooling capacity reaches the best value of 3.12kW and COP is 3.15 when mass flow rate is 111kg/h. When the air velocity through the evaporator is changed from 0.5 to 5,1m/s under the condition of constant CO₂ mass flow rate of 75.6kg/h. At the value of 5,1m/s, the cooling capacity of the air side is equal to the cooling capacity of the air side quality 2.09kW.

There are 9 articles published. In which, there is an article in SCIE with Impact Factor 3.5 (2022), an article in WoS - ESCI journal, Q3. There are 02 book chapters (Scopus) from international conference proceedings,

MỤC LỤC

LỜI CAM ĐOAN	i
LỜI CẢM ƠN	ii
TÓM TẮT	iii
ABSTRACT	iv
DANH MỤC CÁC KÝ HIỆU, CHỮ VIẾT TẮT	ix
DANH SÁCH HÌNH ẢNH	xi
DANH SÁCH CÁC BẢNG	xv
MỞ ĐẦU	1
1. Lý do lựa chọn đề tài	1
2. Mục đích nghiên cứu	2
3. Nhiệm vụ nghiên cứu	2
4. Phạm vi và giới hạn nghiên cứu	2
5. Hướng tiếp cận và phương pháp nghiên cứu	2
6. Ý nghĩa khoa học và thực tiễn của đề tài	4
7. Cấu trúc Luận án	4
Chương 1. TỔNG QUAN	5
1.1. TỔNG QUAN VỀ LĨNH VỰC NGHIÊN CỨU	5
1.1.1. Tình hình nghiên cứu ngoài nước	5
1.1.2. Tình hình nghiên cứu trong nước	17
1.2. TÍNH CẤP THIẾT CỦA ĐỀ TÀI	19
1.3. MỤC TIÊU NGHIÊN CỨU CỦA ĐỀ TÀI	19
1.4. ĐỐI TƯỢNG VÀ PHẠM VI NGHIÊN CỨU	19
1.4.1. Đối tượng	19
1.4.2. Phạm vi nghiên cứu	19
1.5. NỘI DUNG NGHIÊN CỨU	20
Chương 2. CƠ SỞ LÝ THUYẾT	21
2.1. LÝ THUYẾT VỀ TRUYỀN NHIỆT KÊNH MINI/MICRO	21
2.1.1. Hệ số truyền nhiệt tổng của TBBH	21
2.1.2. Hệ số toả nhiệt đối lưu phía không khí	23

2.1.3. Hệ số toả nhiệt đối lưu của môi chất lạnh CO ₂	25
2.1.4. Tổn thất áp suất trong TBBH kênh micro	27
2.2. LÝ THUYẾT VỀ HỆ THỐNG LẠNH CO ₂ TRÊN TỚI HẠN.....	29
2.2.1. Môi chất CO ₂ (R744).....	29
2.2.2. Hệ thống lạnh CO ₂ trên tới hạn cơ bản.....	31
Chương 3. TÍNH TOÁN THIẾT KẾ HỆ THỐNG LẠNH CO ₂ VỚI THIẾT BỊ BAY HƠI KÊNH MICRO	33
3.1. TÍNH TOÁN THIẾT KẾ HỆ THỐNG LẠNH CO ₂ TRÊN TỚI HẠN.....	33
3.1.1. Trình tự tính toán.....	33
3.1.2. Điều kiện ban đầu cho bài toán thiết kế	34
3.1.3. Lập bảng các giá trị của các điểm nút chu trình.....	35
3.1.4. Tính toán nhiệt.....	36
3.1.5. Tính toán thiết bị bay hơi	36
3.1.6. Thiết bị làm mát.....	41
3.2. TÍNH KIỂM TRA KẾT QUẢ THIẾT KẾ	42
3.2.1. Tính toán, kiểm tra thiết bị bay hơi (TBBH).....	43
3.2.2. Kiểm tra thiết bị làm mát (TBLM).....	45
3.3. TỔNG HỢP TÍNH TOÁN VÀ KIỂM TRA.....	47
Chương 4. MÔ PHỎNG SỐ VÀ ĐÁNH GIÁ KẾT QUẢ	48
4.1. THIẾT LẬP PHƯƠNG TRÌNH TOÁN HỌC CHO MÔ PHỎNG SỐ.....	48
4.1.1. Dòng chảy rối RANS $k - \epsilon$ (Reynolds-Averaged Navier–Stokes).....	48
4.1.2. Các phương trình truyền nhiệt.....	50
4.1.3. Các phương trình về sự chuyển pha [83]	51
4.1.4. Môi chất tại lớp biên.....	52
4.1.5. Khi môi chất quá nhiệt	53
4.2. THIẾT LẬP MÔ PHỎNG SỐ TRÊN PHẦN MỀM COMSOL	53
4.2.1. Thiết lập môi trường (<i>Model Wizard</i>)	54
4.2.2. Thiết lập mô hình hình học.....	55
4.2.3. Thiết lập thuộc tính vật liệu (<i>Specify materials properties</i>)	56
4.2.4. Điều kiện biên và điều kiện ban đầu	57

4.2.5. Chia lưới (Create the Mesh)	58
4.2.6. Thực hiện mô phỏng (Run Simulation).....	62
4.2.7. Kiểm tra sự hội tụ	63
4.3. KẾT QUẢ VÀ THẢO LUẬN TẠI NHIỆT ĐỘ BAY HƠI 10°C	63
4.3.1. Độ khô (Quality).....	64
4.3.2. Nhiệt độ và mật độ dòng nhiệt	65
4.3.3. Hệ số toả nhiệt đối lưu 2 pha.....	66
4.3.4. Áp suất.....	68
4.3.5. Vận tốc.....	69
4.4. KẾT QUẢ VÀ THẢO LUẬN TẠI NHIỆT ĐỘ BAY HƠI 5 VÀ 15°C	70
4.4.1. Mục tiêu:.....	70
4.4.2. Các điều kiện ban đầu.....	70
4.4.3. Kết quả về độ khô.....	70
4.4.4. Kết quả về hệ số toả nhiệt đối lưu	71
4.4.5. Kết quả về công suất lạnh.....	72
Chương 5. THỰC NGHIỆM VÀ THẢO LUẬN KẾT QUẢ	73
5.1. LẮP ĐẶT HỆ THỐNG THÍ NGHIỆM VÀ PHƯƠNG PHÁP LẤY MẪU .73	
5.1.1. Lắp đặt hệ thống thí nghiệm.....	73
5.1.2. Phương pháp lấy mẫu	77
5.1.3. Các phương trình được sử dụng như:	78
5.1.4. Đánh giá sai số của phép đo:	78
5.2. CÁC KẾT QUẢ THỰC NGHIỆM VÀ THẢO LUẬN.....	79
5.2.1. Thực nghiệm đánh giá kết quả tính toán và mô phỏng số.....	79
5.2.2. Ảnh hưởng của quá trình làm mát phụ (Subcooler)	85
5.2.3. Ảnh hưởng của quá trình hồi nhiệt đến đặc tính truyền nhiệt	89
5.2.4. Ảnh hưởng của lưu lượng CO ₂ đến các đặc tính truyền nhiệt.....	96
5.2.5. Ảnh hưởng của lưu lượng không khí qua TBBH	102
5.2.6. Ảnh hưởng của tỉ số áp suất p_c/p_e đến đặc tính TBBH.....	108
Chương 6. KẾT LUẬN VÀ HƯỚNG PHÁT TRIỂN	113
6.1. KẾT LUẬN.....	113

6.2. TÍNH MỚI CỦA ĐỀ TÀI.....	114
6.3. HƯỚNG PHÁT TRIỂN.....	115
TÀI LIỆU THAM KHẢO.....	116
DANH MỤC CÔNG TRÌNH ĐÃ CÔNG BỐ.....	128
PHỤ LỤC.....	131
PHỤ LỤC 1 CHƯƠNG TRÌNH TÍNH TOÁN NHIỆT EES.....	131
PHỤ LỤC 2 THÔNG SỐ KỸ THUẬT THIẾT BỊ LÀM MÁT.....	134
PHỤ LỤC 3 THÔNG SỐ THIẾT BỊ NGỪNG TỤ.....	140
PHỤ LỤC 4 BẢNG TÍNH EXCEL CHU TRÌNH CO ₂	143
PHỤ LỤC 5 MÔ PHỎNG SỐ QUÁ TRÌNH QUÁ NHIỆT.....	174
PHỤ LỤC 6 BẢNG DỮ LIỆU THỰC NGHIỆM.....	177

DANH MỤC CÁC KÝ HIỆU, CHỮ VIẾT TẮT

A_t	Diện tích mặt cắt ống đồng, m^2
c_p	Nhiệt dung riêng
d	Dung ẩm của không khí, kgH_2O/kg không khí khô
D_h	Đường kính thủy lực quy ước, m
f	Hệ số ma sát
G	Mật độ lưu lượng, $\frac{kg}{m^2.s}$
H	Chiều cao, m
h	Enthalpy, kJ/kg
h_{lv}	Nhiệt ẩn hoá hơi, kJ/kg
k	Hệ số truyền nhiệt tổng, W/m^2K
L	Chiều dài kênh micro, m
\dot{m}	Lưu lượng khối lượng, kg/s
Nu	Hệ số Nusselt
p	Áp suất, Pa
P	Chu vi ướt, m
P	Công suất, W
P_t	Thông số P trong tính toán độ chênh nhiệt độ phức tạp
Pr	Hệ số Prandtl của môi chất
Q	Lượng nhiệt truyền qua thiết bị, W
S_p	Bước cánh tản nhiệt, m
q	Mật độ dòng nhiệt, W/m^2
Re	Hệ số Reynolds
R_b	Nhiệt trở, m^2K/W
R_t	Thông số R trong tính toán độ chênh nhiệt độ phức tạp
T	Nhiệt độ, K
t	Nhiệt độ, $^{\circ}C$
\dot{V}	Lưu lượng thể tích qua thiết bị, m^3/s
X	Tham số Martinelli

Greek symbols

α	Hệ số tỏa nhiệt đối lưu, W/m^2K
η	Hiệu suất
μ	Độ nhớt động lực học, $\mu Pa \cdot s$
ν	Độ nhớt động học, m^2/s
ρ	Khối lượng riêng, kg/m^3
λ	Hệ số dẫn nhiệt, W/mK
ω	Vận tốc, m/s
ε	Hiệu suất
$\overline{\Delta t}$	Độ chênh nhiệt độ trung bình logarit, $^{\circ}C$

Chữ viết tắt bên dưới ký hiệu

1, 2, 3, 4:	vị trí các điểm nút của chu trình lạnh
<i>a</i>	air, môi chất không khí
<i>ac</i>	acceleration, gia tốc
<i>c</i>	cooler, thiết bị làm mát; come, đầu vào
<i>ch</i>	channel, kênh
<i>e</i>	Evaporator, thiết bị bay hơi; exit, đầu ra
<i>f</i>	fin, cánh tản nhiệt.
<i>f</i>	fluid, dòng môi chất lạnh,
<i>fr</i>	friction, ma sát
<i>gr</i>	gravity, trọng trường.
<i>in</i>	inlet, đầu vào
<i>out</i>	outlet, đầu ra
<i>r</i>	refrigerant, môi chất lạnh
<i>tp</i>	two phase, môi chất ở trạng thái 2 pha
<i>sp</i>	single phase, môi chất ở trạng thái 1 pha
<i>qn</i>	quá nhiệt
<i>w</i>	vách (wall)

DANH SÁCH HÌNH ẢNH

Hình 1. 1. Chu trình lạnh CO ₂ cơ bản (a) và đồ thị p-h (b) [1].....	6
Hình 1. 2 Chu trình nhiệt động học của R134a và CO ₂ trên cùng đồ thị T-S [2].....	6
Hình 1. 3. Các công nghệ nâng cao hiệu suất của hệ thống lạnh CO ₂ [1].....	7
Hình 1. 4. Hệ thống lạnh CO ₂ có sử dụng thiết bị làm mát phụ [7].....	8
Hình 1. 5 Hệ thống lạnh CO ₂ sử dụng thêm thiết bị làm mát DMS [10].....	9
Hình 1. 6. Hệ thống lạnh CO ₂ có hồi nhiệt và đồ thị p-h [1]	9
Hình 1. 7 Sơ đồ hệ thống CO ₂ có sử dụng Ejector [16].....	10
Hình 1. 8 Sơ đồ hệ thống CO ₂ có sử dụng Flash gas bypass [1]	11
Hình 1. 9 Mô hình các kênh micro song song [24].....	12
Hình 1. 10 Ảnh hưởng của lưu lượng khối đến tổn thất áp suất [34]	15
Hình 1. 11. Hệ thống lạnh CO ₂ có sử dụng TBLM phụ bằng địa nhiệt [58]	18
Hình 2. 1 Môi chất và không khí chuyển động qua ống	21
Hình 2. 2 Biến thiên nhiệt độ tại thiết bị bay hơi.....	22
Hình 2. 3 Đồ thị trạng thái của R744 [73]	29
Hình 2. 4 Sơ đồ nguyên lý hệ thống lạnh CO ₂	31
Hình 3.1 Lưu đồ tính toán hệ thống lạnh	34
Hình 3.2 Đồ thị p-h biểu diễn các trạng thái của chu trình	35
Hình 3.3 Biểu diễn nhiệt độ vào - ra TBBH	36
Hình 3.4 Biến thiên nhiệt độ tại TBBH	37
Hình 3.5 Xác định $\epsilon\Delta t$ dựa vào thông số P và R.....	39
Hình 3.6 Kích thước thiết bị bay hơi kênh micro	40
Hình 3. 7 Biến thiên nhiệt độ tại TBLM	41
Hình 3. 8 Thiết bị làm mát Panasonic	42
Hình 3. 9 Trình tự tính toán trong Bảng tính EXCEL	43
Hình 3. 10 Phân bố nhiệt độ trên TBBH.....	44
Hình 3. 11 Tiết diện ống góp và kênh micro trên TBBH.....	45
Hình 3. 12 Hệ số toả nhiệt đối lưu không khí trên TBLM.....	46
Hình 3. 13 Hệ số truyền nhiệt của TBLM.....	47

Hình 4. 1 Điều kiện chuyển pha trong môi chất [83].....	51
Hình 4. 2 Vận tốc tại lớp biên chảy tầng và chảy rối.....	52
Hình 4. 3 Lưu đồ các bước mô phỏng số [84]	53
Hình 4. 4 Các phương của các yếu tố tác động lên mô hình.....	54
Hình 4. 5 Thông số hình học của thiết bị bay hơi.	55
Hình 4. 6 Khối lượng riêng CO ₂ pha hơi phụ thuộc áp suất và nhiệt độ	57
Hình 4. 7 Mẫu TBBH kênh micro.....	57
Hình 4. 8 Độ tương thích số phần tử và mật độ dòng nhiệt	59
Hình 4. 9 Chia lưới trên mô hình	60
Hình 4. 10 Chia lưới thủ công mô hình.....	61
Hình 4. 11 Mức độ gần đúng của kết quả chia lưới	62
Hình 4. 12 Sự hội tụ của lời giải	63
Hình 4. 13 So sánh độ khô thay đổi theo chiều dài ống.....	64
Hình 4. 14 Mật độ dòng nhiệt và nhiệt độ trên TBBH.....	66
Hình 4. 15 Hệ số toả nhiệt đối lưu CO ₂ và các nghiên cứu liên quan	67
Hình 4. 16 Tổn thất áp suất theo từng pass	68
Hình 4. 17 So sánh tổn thất áp suất trên thiết bị bay hơi	68
Hình 4. 18 Trường vận tốc trong ống.....	69
Hình 4. 19 Độ khô theo các nhiệt độ bay hơi.....	71
Hình 4. 20 Hệ số toả nhiệt đối lưu theo nhiệt độ bay hơi	71
Hình 4. 21 Năng suất lạnh theo nhiệt độ bay hơi.....	72
Hình 5. 1 Sơ đồ nguyên lý hệ thống lạnh CO ₂ trên tới hạn	73
Hình 5. 2 Máy nén Dorin CD 180H.....	74
Hình 5. 3 Thiết bị làm mát Panasonic	74
Hình 5. 4 Thiết bị bay hơi kênh micro Danfoss	75
Hình 5. 5 Kích thước của van tiết lưu	75
Hình 5. 6 Hệ thống lạnh CO ₂ được hoàn thiện	77
Hình 5. 7 Đồ thị p-h của chu trình thực nghiệm và lý thuyết	80
Hình 5. 8 Nhiệt độ tại các điểm nút chu trình thực nghiệm và tính toán.....	81
Hình 5. 9 Nhiệt độ trên TBBH.....	82

Hình 5. 10 Độ khô trên TBBH theo tính toán, mô phỏng và thực nghiệm.....	82
Hình 5. 11 So sánh hệ số tỏa nhiệt đối lưu.....	83
Hình 5. 12 Áp suất tại các điểm nút giữa tính toán và thực nghiệm.....	84
Hình 5. 13 Tổn thất áp suất trên TBBH	85
Hình 5. 14 Thiết bị làm mát phụ	86
Hình 5. 15 Hệ thống lạnh thêm làm mát phụ [89]	87
Hình 5. 16 Nhiệt độ các điểm nút của chu trình cơ bản và có làm mát phụ	88
Hình 5. 17 Các điểm của chu trình cơ bản và có làm mát phụ	88
Hình 5. 18 Kích thước của thiết bị hồi nhiệt.....	89
Hình 5. 19 Sơ đồ thí nghiệm quá trình hồi nhiệt [92]	90
Hình 5. 20 Các điểm thí nghiệm của hệ thống có hồi nhiệt.....	91
Hình 5. 21 Mối quan hệ giữa áp suất đẩy và độ chênh nhiệt độ tại IHX.....	92
Hình 5. 22 Mối quan hệ nhiệt độ bay hơi, năng suất lạnh và áp đẩy.....	93
Hình 5. 23 Nhiệt độ tại 4 điểm nút của 3 chu trình.....	94
Hình 5. 24 So sánh cả 3 chu trình trên đồ thị p-h	95
Hình 5. 25 So sánh chu trình hiện tại với nghiên cứu Kwon [94], Wang [95]	96
Hình 5. 26 Sơ đồ thí nghiệm ảnh hưởng lưu lượng môi chất	97
Hình 5. 27 Các điểm nút của chu trình biểu diễn trên đồ thị T-h	98
Hình 5. 28 Ảnh hưởng lưu lượng CO ₂ đến TBLM và TBBH.....	99
Hình 5. 29 Ảnh hưởng lưu lượng CO ₂ đến năng suất lạnh	100
Hình 5. 30 Ảnh hưởng lưu lượng CO ₂ đến mật độ dòng nhiệt	100
Hình 5. 31 Ảnh hưởng lưu lượng CO ₂ đến hệ số truyền nhiệt.....	101
Hình 5. 32 Ảnh hưởng lưu lượng gas đến hệ số COP.....	102
Hình 5. 33 Không khí qua TBBH	103
Hình 5. 34. Xác định nhiệt độ đầu vào và đầu ra trên đồ thị Carrier	105
Hình 5. 35. Ảnh hưởng của vận tốc không khí và độ chênh nhiệt độ.....	106
Hình 5. 36 Mối quan hệ giữa vận tốc không khí và độ quá nhiệt	107
Hình 5. 37 Ảnh hưởng của vận tốc không khí đến năng suất lạnh	107
Hình 5. 38 Sơ đồ thực nghiệm tỉ số áp suất pc/pe.....	109
Hình 5. 39 Mối quan hệ giữa tỉ số áp suất pc/pe và lưu lượng CO ₂	110

Hình 5. 40 Ảnh hưởng của tỉ số áp suất đến nhiệt độ trên TBBH	110
Hình 5. 41 Ảnh hưởng của tỉ số áp suất đến nhiệt độ không khí	111
Hình 5. 42 Ảnh hưởng của tỉ số áp suất đến độ quá nhiệt	111

DANH SÁCH CÁC BẢNG

Bảng 1.1 Tóm tắt các công nghệ gia công kênh mini và micro	12
Bảng 1.2 Tóm tắt thông số hình học của kênh và thông số vận hành.....	13
Bảng 1.3 Dữ liệu thực nghiệm của hệ số tỏa nhiệt khi sôi	16
Bảng 3.1 Các thông số trạng thái của các điểm nút	35
Bảng 3.2 Giá trị hệ số tỏa nhiệt đối lưu CO ₂ theo độ khô x	44
Bảng 3.3 Bảng tổng kết tính toán và kiểm tra.....	47
Bảng 4.1 Giá trị hằng số trong mô hình $k - \epsilon$	49
Bảng 4.2 Thuộc tính vật liệu	56
Bảng 4.3 Điều kiện ban đầu	58
Bảng 4.4 Chia lưới mô hình theo 5 cấp độ tự động	59
Bảng 4.5 Chia lưới thủ công mô hình	61
Bảng 4.6 Kết quả mô phỏng số TBBH	63
Bảng 4.7 Điều kiện mô phỏng ban đầu 5, 10, 15°C	70
Bảng 5.1 Độ chính xác và phạm vi đo của thiết bị đo	76
Bảng 5.2 Thông số thực nghiệm, tính toán lý thuyết và mô phỏng	79
Bảng 5.3 Thông số điểm nút của hệ thống lạnh cơ bản	85
Bảng 5.4 Thông số điểm nút của chu trình có làm mát phụ (subcooler)	87
Bảng 5.5 Thông số điểm nút của hệ thống lạnh có hồi nhiệt.....	91
Bảng 5.6 Thông số điểm nút của hệ thống lạnh có hồi nhiệt, làm mát phụ.....	92
Bảng 5.7 Thông số điểm nút của 3 chu trình lạnh.	93
Bảng 5.8 Thông số hệ thống khi thay đổi lưu lượng CO ₂	98
Bảng 5.9 Thông số kỹ thuật thiết bị đo kiểm trên hệ thống lạnh	103
Bảng 5.10 Dữ liệu thí nghiệm phía không khí trên hệ thống lạnh	104
Bảng 5.11 Dữ liệu thí nghiệm phía gas CO ₂ trên hệ thống lạnh.....	106

MỞ ĐẦU

1. Lý do lựa chọn đề tài

Trong giai đoạn phát triển kinh tế và công nghiệp hiện nay, việc tiết kiệm năng lượng hoặc sử dụng năng lượng có hiệu quả đang được quan tâm rất nhiều. Tiết kiệm năng lượng giúp cắt giảm một lượng nhiên liệu đáng kể, điều này dẫn đến giảm một lượng chất thải có tác động xấu đến môi trường. Trong những đối tượng cần đề cập trong lĩnh vực này phải kể đến như những hệ thống lạnh, hệ thống nhiệt và mạng nhiệt, hệ thống cơ khí, động cơ đốt trong, động cơ điện, thiết bị điều khiển... Trong đó, các hệ thống lạnh công nghiệp và dân dụng là những đối tượng có nhiều tiềm năng tiết kiệm năng lượng. Các hệ thống lạnh và điều hòa không khí hiện nay thường sử dụng các môi chất HCFC (Hydrochlorofluorocarbon) hay HFC (Hydrofluorocarbon) đã tác động đến sự suy giảm tầng Ozone của trái đất và biến đổi khí hậu toàn cầu. Bên cạnh đó, các bộ trao đổi nhiệt trong các hệ thống lạnh này thường được chế tạo với công nghệ truyền thống nên hiệu quả truyền nhiệt chưa cao, kết cấu cồng kềnh. Để giải quyết vấn đề này, các thiết bị bay hơi kênh mini hoặc micro được thay thế cho thiết bị bay hơi truyền thống và CO₂ làm môi chất lạnh thay thế cho các môi chất lạnh fluorocarbon là những hướng nghiên cứu mới đang được quan tâm. CO₂ là môi chất lạnh tự nhiên có hệ số GWP=1 (Global Warming Potential) và ODP=0 (Ozone Depletion Potential). Khi CO₂ được dùng làm môi chất lạnh, lượng môi chất lạnh fluorocarbon sẽ giảm và lượng CO₂ bên ngoài môi trường cũng sẽ giảm. Thêm vào đó, các thiết bị truyền nhiệt truyền thống sẽ được thay bằng các thiết bị truyền nhiệt kênh mini/micro góp phần giảm kích thước hoặc nâng cao hiệu quả truyền nhiệt.

Do đó, việc nghiên cứu các đặc tính truyền nhiệt trong thiết bị bay hơi kênh micro cho máy điều hoà không khí cỡ nhỏ dùng môi chất lạnh CO₂ là hết sức cần thiết. Những vấn đề mới mà các nghiên cứu trước chưa làm đó là nghiên cứu các thông số ảnh hưởng đến đặc tính truyền nhiệt trên thiết bị bay hơi kênh micro dùng trong hệ thống điều hòa không khí với môi chất lạnh CO₂. Ngoài ra, thiết bị bay hơi được mô phỏng số với dòng chảy lưu chất CO₂ bên trong kênh micro và được chứng minh lại bằng các thực nghiệm tương ứng.

2. Mục đích nghiên cứu

- Xác định được các đặc tính truyền nhiệt của thiết bị bay hơi (TBBH) kênh micro trong hệ thống điều hòa không khí dùng môi chất lạnh CO₂.
- Xác định được các yếu tố ảnh hưởng đến quá trình bay hơi trong thiết bị bay hơi kênh micro cho môi chất lạnh CO₂. Từ đó, những giải pháp được đưa ra để nâng cao hiệu quả truyền nhiệt trong quá trình này.

3. Nhiệm vụ nghiên cứu

- Tổng quan các đề tài liên quan để đưa ra động lực thực hiện đề tài.
- Tính toán, thiết kế và lắp đặt hệ thống lạnh CO₂ cỡ nhỏ.
- Mô phỏng số thiết bị bay hơi. So sánh các kết quả mô phỏng số với các kết quả thực nghiệm và các kết quả của công trình liên quan.
- Thực nghiệm các yếu tố ảnh hưởng đến TBBH và đánh giá các yếu tố ảnh hưởng đó.

4. Phạm vi và giới hạn nghiên cứu

- Thiết bị bay hơi có công suất lạnh tương đương 9000BTU/h (hoặc 2600W).
- Thiết bị bay hơi làm bằng vật liệu nhôm, ống dẹt kênh micro có đường kính thủy lực tương đương 0,9mm.
- Chu trình lạnh CO₂ 1 cấp trên tới hạn (trên 31°C và trên 73,8 bar).
- Hệ thống thí nghiệm được thực nghiệm tại TP. HCM (có nhiệt độ ngoài trời từ 32 – 36°C và nhiệt độ trong nhà từ 28 - 32°C).
- Nhiệt độ môi chất bay hơi trong khoảng 5 – 15°C, tương ứng áp suất bay hơi thay đổi từ 40 – 50 bar, áp suất trên thiết bị làm mát từ 74 – 90bar.

5. Hướng tiếp cận và phương pháp nghiên cứu

Từ các nghiên cứu liên quan đã được công bố, quá trình tổng quan đã được thực hiện, từ đó thấy được những vấn đề các nghiên cứu trước đã giải quyết, những vấn đề chưa giải quyết và cần giải quyết.

Các phương pháp nghiên cứu được sử dụng trong nghiên cứu này đó là phương pháp tổng quan, phương pháp lý thuyết, phương pháp mô phỏng số, phương pháp thực nghiệm, phương pháp xử lý và phân tích số liệu.

- **Phương pháp tổng quan:** Các bài báo khoa học từ các nguồn tài liệu uy tín nhất hiện nay (Sciencedirect, Springer, TaylorFrancis...) được tổng quan, phân tích để tìm ra những vấn đề mà các nhà khoa học khác đã nghiên cứu, đã giải quyết, các vấn đề còn tồn tại hoặc chưa giải quyết được. Từ đó, mục tiêu nghiên cứu được đưa ra.
- **Phương pháp lý thuyết:** Các phương trình truyền nhiệt, định luật bảo toàn khối lượng, định luật bảo toàn năng lượng, định luật bảo toàn động lượng được áp dụng để tính toán và thiết kế mô hình cụ thể. Hệ số ma sát trên kênh mini/micro dựa vào chế độ dòng chảy. Sau đó, tính toán hệ số tỏa nhiệt đối lưu 2 pha và tổn thất áp suất trên thiết bị bay hơi.
- **Phương pháp mô phỏng số:** Phần mềm COMSOL ver. 6.0 được ứng dụng để giải bài toán đa vật lý vừa truyền nhiệt và truyền chất. Quá trình bay hơi của môi chất lạnh CO₂ cũng được mô phỏng. Các điều kiện biên đầu vào được thiết lập như điều kiện biên của phần tính toán. Phần mềm COMSOL mô phỏng quá trình truyền nhiệt, truyền chất và bay hơi trong kênh. Các kết quả đạt được sẽ so sánh với kết quả thực nghiệm, đồng thời cũng so sánh với các công bố liên quan khác.
- **Phương pháp thực nghiệm:** Để khảo sát các ảnh hưởng đến thiết bị bay hơi kênh micro, thiết bị này đã được lắp đặt vào hệ thống lạnh CO₂ để vận hành. Các điều kiện đầu vào của hệ thống hay các ảnh hưởng đến hệ thống cũng có ảnh hưởng trực tiếp đến thiết bị bay hơi này. Do vậy, việc vận hành cả hệ thống để tìm ra các yếu tố ảnh hưởng đến thiết bị bay hơi này là cần thiết.
- **Phương pháp xử lý và phân tích số liệu:** Các dữ liệu thực nghiệm được nhập liệu, được kiểm tra để phát hiện những sai sót hoặc loại bỏ số liệu xấu. Vẽ các đồ thị và phân tích để tìm ra các quy luật liên quan đến quá trình truyền nhiệt và dòng chảy lưu chất. Đánh giá ảnh hưởng của các thông số liên quan.

6. Ý nghĩa khoa học và thực tiễn của đề tài

- Các thiết bị bay hơi kênh micro sử dụng môi chất lạnh R744 (CO₂) này có thể ứng dụng thực tế để giải nhiệt cho các hệ thống lạnh cỡ nhỏ (xe hơi, tủ làm mát, máy lạnh gia đình...) ...
- Các công bố khoa học của đề tài này cũng có thể được dùng làm cơ sở tham khảo, trích lục cho các nhà nghiên cứu về quá trình bay hơi trong kênh micro.

7. Cấu trúc Luận án

- Mở đầu: Trình bày tính cấp thiết, mục tiêu và phạm vi nghiên cứu đề tài.
- Chương 1: Tổng quan tài liệu liên quan đến TBBH compact cho quá trình bay hơi trong hệ thống điều hòa không khí dùng môi chất lạnh CO₂.
- Chương 2: Trình bày cơ sở lý thuyết và phương trình truyền nhiệt.
- Chương 3: Tính toán thiết kế, kiểm tra và lắp đặt hệ thống lạnh CO₂.
- Chương 4: Mô phỏng số và đánh giá kết quả.
- Chương 5: Trình bày các kết quả thực nghiệm và thảo luận.
- Chương 6: Kết luận, tính mới và hướng phát triển tiếp của đề tài.

Chương 1. TỔNG QUAN

Chương 1 sẽ tổng quan các đề tài liên quan từ các nghiên cứu ngoài nước và trong nước để tìm ra các vấn đề còn tồn tại, chưa được nghiên cứu. Các kết quả tổng quan là động lực để thực hiện đề tài.

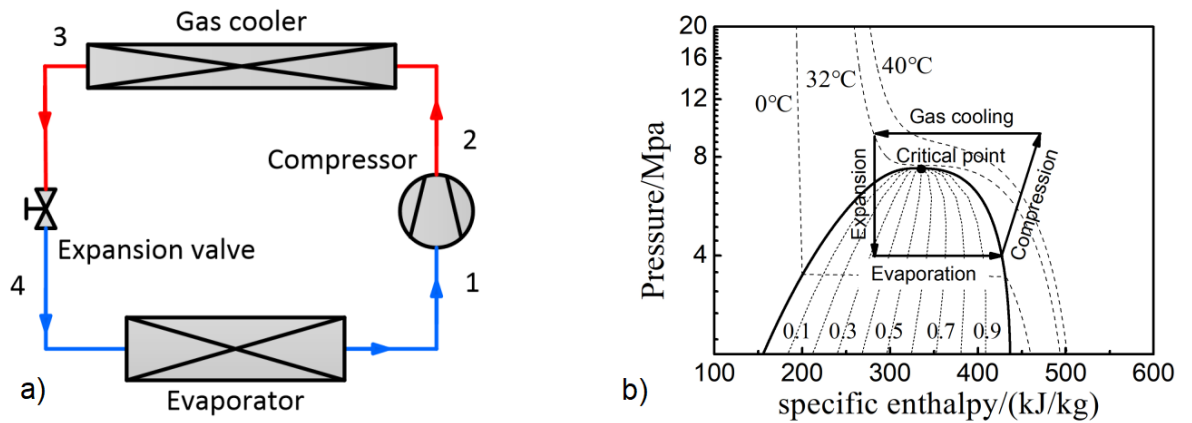
1.1. TỔNG QUAN VỀ LĨNH VỰC NGHIÊN CỨU

1.1.1. Tình hình nghiên cứu ngoài nước

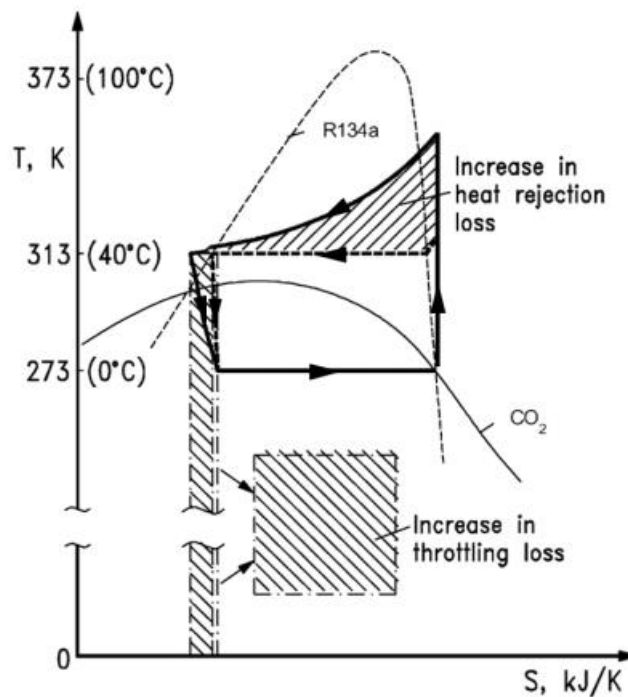
Các nghiên cứu liên quan đến hệ thống lạnh CO₂ dùng các thiết bị trao đổi nhiệt nhỏ gọn được tổng quan với các nhóm chủ đề sau: Chu trình lạnh CO₂ cơ bản trên tới hạn, thiết bị trao đổi nhiệt kênh micro và môi chất lạnh CO₂.

1.1.1.1. Chu trình lạnh CO₂ cơ bản trên tới hạn

Trong chu trình lạnh trên tới hạn, quá trình nhả nhiệt nằm ở trên điểm tới hạn, không xảy ra hiện tượng ngưng tụ, áp suất không phụ thuộc vào nhiệt độ. Vì thế, thiết bị giải nhiệt cho gas nóng không gọi là thiết bị ngưng tụ được mà được gọi là thiết bị làm mát. Quá trình hấp thụ nhiệt diễn ra tại thiết bị bay hơi ở áp suất thấp giống như chu trình lạnh truyền thống. Hình 1.1 thể hiện chu trình lạnh CO₂ trên tới hạn cơ bản và đồ thị p-h được thể hiện trong điều kiện bỏ qua tổn thất áp suất, không có quá nhiệt. Trong chu trình này, nhiệt độ và áp suất tại thiết bị làm mát là 32°C, 82 bar; nhiệt độ và áp suất tại thiết bị bay hơi là 5°C, 40 bar; quá trình nén là đẳng entropy và quá trình giãn nở là đẳng Enthalpy. Chu trình này thường có áp suất cao trên 75bar, cao hơn 4 - 5 lần so với chu trình lạnh truyền thống. Vì thế, khi nghiên cứu chu trình này thì phải quan tâm đến giá thành, độ tin cậy hệ thống và độ an toàn.



Hình 1. 1. Chu trình lạnh CO₂ cơ bản (a) và đồ thị p-h (b) [1]

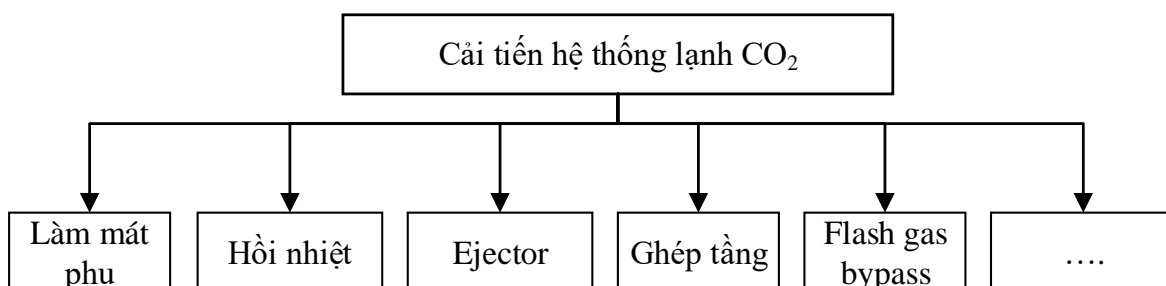


Hình 1. 2 Chu trình nhiệt động học của R134a và CO₂ trên cùng đồ thị T-S [2]

Về mặt lý thuyết, Kim cùng cộng sự [2] đã so sánh chu trình lạnh truyền thống R134a và chu trình lạnh trên tới hạn CO₂ trong cùng điều kiện như Hình 1.2 thì chu trình lạnh trên tới hạn CO₂ có hiệu quả thấp hơn. Chu trình CO₂ có 2 quá trình gây ra tổn thất là quá trình giải nhiệt và quá trình tiết lưu. Tổn thất giải nhiệt lớn do nhiệt độ trung bình CO₂ cao hơn nhiều so với nhiệt độ làm mát. Tổn thất tại quá trình tiết lưu là do đặc tính của môi chất CO₂ khi tiết lưu sẽ làm gia tăng entropy. Trong các nghiên cứu [3], [4], hệ số COP của hệ thống lạnh CO₂ thấp hơn 10% khi giải nhiệt trong điều kiện nhiệt độ môi trường tại 30°C, 21% tại 32,2°C

và 34% tại 49,9°C. Tuy nhiên, khi xét về tỉ số nén thì CO₂ có tỉ số nén khoảng 3, thấp hơn nhiều so với tỉ số nén của các môi chất truyền thống khoảng 8 [5], [6]. Với tỉ số nén thấp, máy nén sẽ hoạt động hiệu quả hơn.

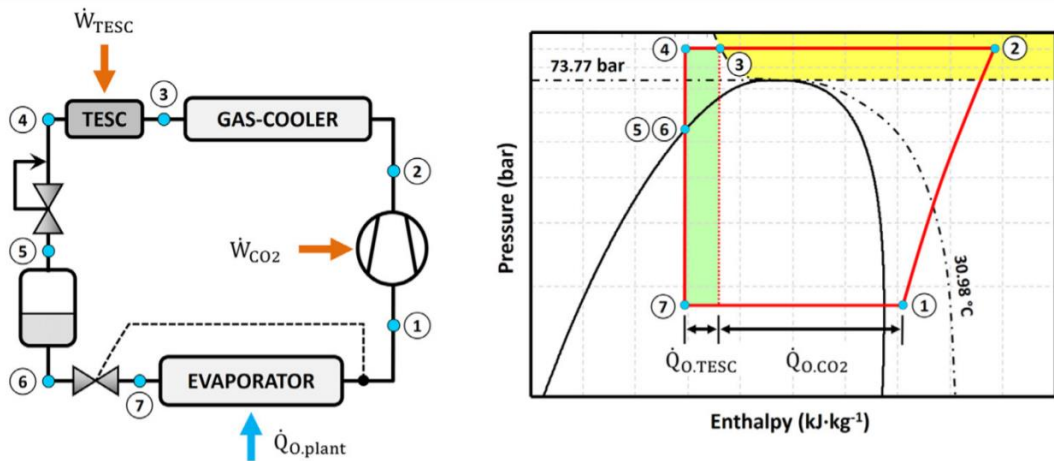
Những khó khăn gặp phải khi nghiên cứu hệ thống lạnh CO₂ là áp suất làm việc cao và hiệu suất lạnh thấp trong điều kiện nhiệt độ môi trường cao. Vì thế cần phải giải quyết các vấn đề này bằng các công nghệ khác nhau như: hồi nhiệt, làm mát phụ (Subcooler), ejector, ghép tầng, flash gas bypass... như thể hiện Hình 1.3.



Hình 1. 3. Các công nghệ nâng cao hiệu suất của hệ thống lạnh CO₂ [1]

- **Thiết bị làm mát phụ (Subcooler)**

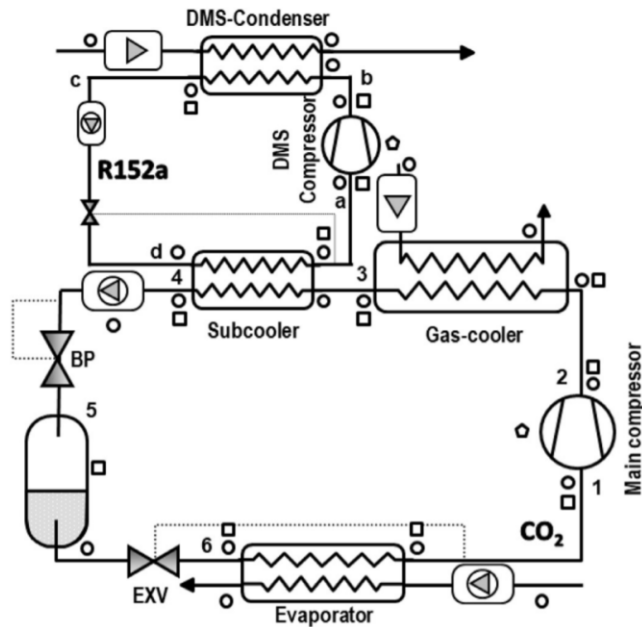
Trong hệ thống lạnh CO₂ trên tới hạn cơ bản, nhiệt độ gas ở đầu ra thiết bị làm mát phụ thuộc rất nhiều vào nhiệt độ môi trường xung quanh. Dòng gas nóng ra khỏi thiết bị làm mát sẽ vào thẳng van tiết lưu. Sau tiết lưu, độ khô của môi chất phụ thuộc vào nhiệt độ này, kéo theo năng suất lạnh riêng cũng bị giới hạn. Một trong những phương pháp làm giảm nhiệt độ gas nóng sau khi ra khỏi thiết bị làm mát là thêm một thiết bị làm mát phụ. Thiết bị này có nhiều loại như loại hoạt động bằng điện (quạt gió, sò nóng lạnh...), hoặc sử dụng hệ thống lạnh khác để làm mát, hoặc các phương pháp không sử dụng điện như tận dụng nhiệt độ thấp của không khí lạnh, địa nhiệt dưới đất hoặc ao hồ...



Hình 1. 4. Hệ thống lạnh CO₂ có sử dụng thiết bị làm mát phụ [7]

Dai cùng cộng sự [8] đã gắn thêm thiết bị làm mát phụ (thermoelectric subcooler) vào hệ thống. Kết quả là COP tăng 22,5% và áp suất phía đầu đẩy giảm 15,3 bar. Sanchez cùng cộng sự [7] đã thực nghiệm gắn thiết bị làm mát phụ vào hệ thống trên tới hạn trong điều kiện nhiệt độ môi trường 25 và 30°C, nhiệt độ bão hoà -10°C như Hình 1.4. Kết quả là hệ số COP tăng 9,9% và năng suất lạnh tăng 16%.

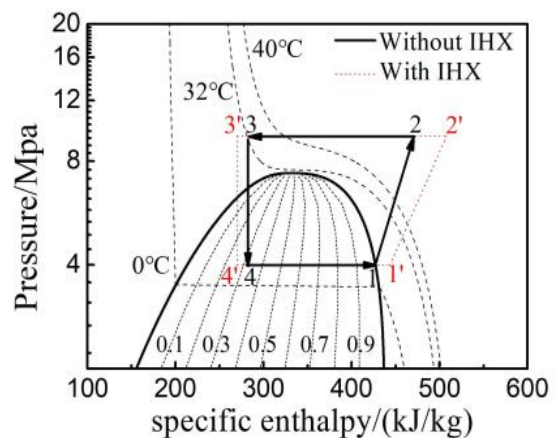
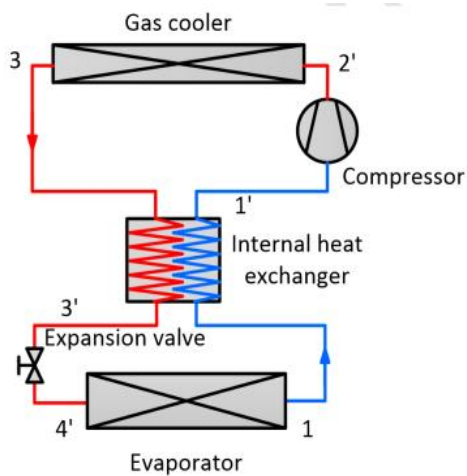
Để giảm nhiệt độ gas ra khỏi thiết bị làm mát nhiều hơn, kỹ thuật làm mát chuyên dụng DMS (Dedicated Mechanical Subcooling) được áp dụng như Hình 1.5. Llopis cùng cộng sự [9] đã áp dụng DMS vào hệ thống lạnh trên tới hạn trong điều kiện nhiệt độ môi trường từ 20 – 35°C với nhiệt độ bay hơi tại 5, -5 và -30°C. Năng suất lạnh tăng 20,7% tại nhiệt độ bay hơi 5°C; tăng 19,7% tại -5°C và tăng 12,7% tại -30%. Andres cùng cộng sự [10] đã thực nghiệm hệ thống CO₂ có DMS sử dụng gas lạnh R-152a trong điều kiện nhiệt độ môi trường từ 25, 30,4 và 35,1°C với 3 mức nhiệt độ bão hoà CO₂ là -1,3, 3,8 và 10°C. Kết quả là hệ số COP tăng từ 1,51 lên 1,95 tại -1,3°C; từ 1,69 lên 2,21 tại 3,8°C và 1,86 lên 2,52 tại 10°C.



Hình 1. 5 Hệ thống lạnh CO₂ sử dụng thêm thiết bị làm mát DMS [10]

- **Thiết bị hồi nhiệt (IHX)**

Gas lạnh về máy nén có nhiệt độ thấp, có thể chưa bay hơi hoàn toàn sẽ gây hại cho máy nén. Trong khi đó, nhiệt độ gas ra khỏi thiết bị làm mát cần hạ thấp hơn nữa để tăng năng suất lạnh riêng. Thiết bị hồi nhiệt IHX (Internal Heat eXchanger) sẽ cho dòng gas lạnh và dòng gas nóng trao đổi nhiệt với nhau (Hình 1.6). Khi đó dòng gas nóng giảm nhiệt độ và dòng gas lạnh bị quá nhiệt, bay hơi hoàn toàn. IHX dễ tính toán và hữu ích với hệ thống CO₂ trên tới hạn, nhưng lại không có ích đối với hệ thống dưới tới hạn [1], [11], [12].

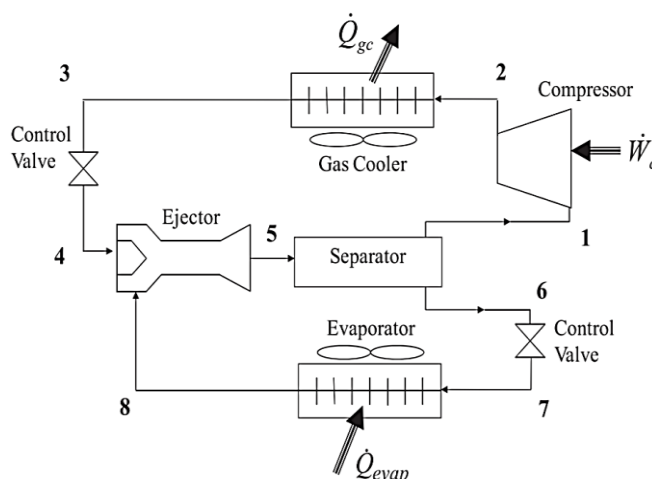


Hình 1. 6. Hệ thống lạnh CO₂ có hồi nhiệt và đồ thị p-h [1]

Boewe cùng cộng sự [13] cho rằng cả năng suất lạnh và hệ số COP có thể tăng lên đến 25% trên hệ thống CO₂ nhỏ khi có IHX. IHX lưu động ngược chiều thì cho kết quả tốt hơn IHX lưu động cùng chiều. Trong điều kiện giới hạn áp suất đầu đầy, thiết bị IHX càng lớn thì sự gia tăng năng suất lạnh và COP càng lớn.

- **Thiết bị Ejector**

Elbel và Hrnjak [14] đã thực nghiệm trên hệ thống có sử dụng Ejector. Kết quả nghiên cứu cho thấy khi có Ejector thì COP tăng khoảng 7% và sự thay đổi kích thước đường kính kim phun trong Ejector cũng ảnh hưởng đến năng suất lạnh hệ thống. Lee cùng cộng sự [15] cũng đã thực nghiệm và nhận thấy rằng hệ số COP tăng 15% so với hệ thống lạnh truyền thống. Hệ thống lạnh CO₂ có COP tăng lên tới 36% khi thay thế van tiết lưu bằng Ejector [16]. Khi chiều dài ống kim phun bên trong Ejector lớn hơn 3 lần so với đường kính kim phun thì hệ thống có COP đạt cực đại. Hình 1.7 giới thiệu sơ đồ hệ thống CO₂ có sử dụng Ejector.

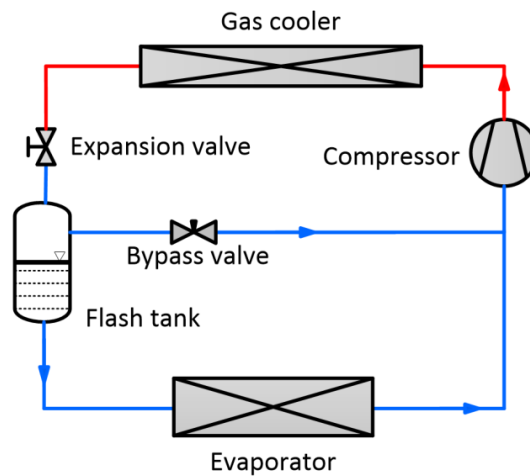


Hình 1.7 Sơ đồ hệ thống CO₂ có sử dụng Ejector [16]

- **Thiết bị Flash gas bypass**

Môi chất lạnh sau khi qua van tiết lưu sẽ trở thành hơi bão hòa ẩm, có pha lỏng và pha khí. Pha khí sẽ theo van Bypass về máy nén, còn pha lỏng sẽ qua thiết bị bay hơi (TBBH), hấp thụ nhiệt và trở về máy nén như Hình 1.8. Kim cùng cộng sự [2] cho rằng thiết bị Flash gas bypass không thích hợp với hệ thống có thiết bị bay hơi là kênh mini hoặc micro do khó khăn trong việc môi chất phân chia qua

TBBH và thiết bị bypass. Beaver cùng cộng sự [17] cho rằng van bypass này ảnh hưởng trực tiếp đến độ quá nhiệt của môi chất tại đầu ra của thiết bị bay hơi.



Hình 1. 8 Sơ đồ hệ thống CO₂ có sử dụng Flash gas bypass [1]

Ngoài ra còn nhiều phương pháp khác để nâng cao năng suất lạnh của hệ thống CO₂ như sử dụng không khí lạnh hoặc nước để giải nhiệt cho thiết bị làm mát, dùng nhiều máy nén song song, chu trình nén 2 cấp, ...

Tại Việt nam, việc sử dụng R744 (CO₂) làm môi chất lạnh còn khá mới, cũng như việc nghiên cứu hệ thống lạnh CO₂ dân dụng sẽ gặp nhiều khó khăn như về áp suất cao, hệ số COP thấp, năng suất lạnh thấp ... Để giải quyết vấn đề này, hệ thống lạnh CO₂ sẽ được nghiên cứu ở chế độ trên tới hạn với áp suất đầu đầy thấp (74 – 90bar) và áp dụng các phương pháp tăng hiệu suất lạnh mà ít tốn thêm năng lượng như thêm thiết bị làm mát phụ (subcooler) hoặc thiết bị hồi nhiệt.

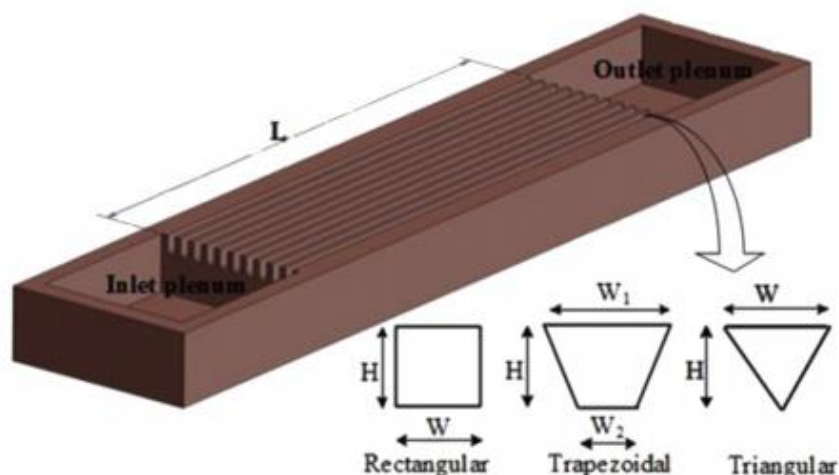
1.1.1.2. Thiết bị trao đổi nhiệt kênh mini hoặc micro

Hiện nay, đa số tác giả tập trung nghiên cứu về hình dáng – kích thước của kênh micro hay mini (compact), hình dạng dòng chảy, tổn thất áp suất trong kênh, hoặc sự truyền nhiệt trong kênh.

- **Hình dáng – kích thước kênh**

Định nghĩa kênh micro là vấn đề gây tranh cãi, một số tác giả đã phân loại dựa trên kích thước kênh, trong khi những người khác thì dựa trên sự ổn định dòng chảy. Ví dụ, tác giả Kandlikar và Grande [18] đã định nghĩa kênh micro là kênh có kích thước bề rộng hoặc đường kính ống D từ $10 \leq D \leq 200 \mu\text{m}$; Mehendafe

cùng cộng sự [19] đã đề xuất kích thước từ $1 \leq D \leq 100 \mu\text{m}$. Ngoài ra, các nghiên cứu khác [20], [21] còn xem các kênh có $D \leq 1000 \mu\text{m}$ là kênh micro.



Hình 1. 9 Mô hình các kênh micro song song [24]

Bảng 1.1 Tóm tắt các công nghệ gia công kênh mini và micro

Tác giả	Công nghệ gia công	Vật liệu	Kích thước kênh (W, H) μm
Lee và cộng sự [20]	Gia công với lưới cắt nhỏ	Đồng	Hình chữ nhật W=194 – 534 H= 5*W
Wu và Cheng [25]	Kỹ thuật in lên kim loại (photolithography)	Silicon	Hình thang W1=251, W2=155,7 H - 56,5
Mei và cộng sự [26]	Đúc từ khuôn micro	Đồng và nhôm	Hình chữ nhật W=137 – 174 H= 400
Wu và cộng sự [27]	Ăn mòn hoá học (Deep reactive chemical etching)	Silicon	Hình chữ nhật W=473,4; H= 50
Chen và Grarimella [28]	Cưa cắt (saw – cutting)	Silicon	Hình chữ nhật W=100, H= 389
Lee và cộng sự [29]	Khắc khô (dry etching)	Silicon	Hình chữ nhật W=100, H= 100

Các hình dáng tiết diện kênh micro khác nhau thì sự trao đổi nhiệt trên kênh sẽ khác nhau. Để khảo sát sự ảnh hưởng này, Hasan cùng cộng sự [22], Chai cùng cộng sự [23] đã mô phỏng số các tiết diện hình tròn, elip, hình vuông, chữ nhật, bán nguyệt, tam giác, ... có cùng đường kính thuỷ lực tương đương, cùng điều

kiện đầu vào. Kết quả cho thấy rằng, kênh hình tròn và elip có hệ số tỏa nhiệt đối lưu tốt nhất; kế là hình bán nguyệt, hình chữ nhật, hình vuông và hình tam giác.

Vấn đề chế tạo các kênh micro theo hình dạng, kích thước, vật liệu... cũng đã được các nhà nghiên cứu quan tâm. Các nhà nghiên cứu đã sử dụng các kỹ thuật gia công khác nhau như cắt bằng lưỡi nhỏ, đúc, in kim loại, laser... để chế tạo các kênh micro như được thể hiện trong Bảng 1.1.

Các tham số hình học của kênh micro, chất lỏng làm mát và điều kiện vận hành đã được tổng quan bởi các nghiên cứu khác nhau như Hình 1.9. Đa số những tiết diện này là hình vuông, hình thang và tam giác. Trong Bảng 1.2 cũng cho thấy, vật liệu chế tạo các thiết bị trao đổi nhiệt micro rất đa dạng. Tuy nhiên, phần lớn các nghiên cứu được tiến hành trên vật liệu đồng.

Bảng 1.2 Tóm tắt thông số hình học của kênh và thông số vận hành

Tác giả	Môi chất	Kích thước kênh (W, H, D) μm	Vật liệu	Điều kiện thí nghiệm
Qu và Mudawar [30]	Nước	Hình chữ nhật W=231, H=713, D=21	Đồng	$T_{in}=30^{\circ}\text{C}$, 60°C , $P_{out} = 1,17$ bar, $G=135 - 402 \text{ kg/m}^2\text{s}$
Chai và Tassou [23]	CO_2	6 tiết diện: tròn, bán nguyệt, vuông, tam giác, chữ nhật, ellipse. $D_h = 122$	Mô phỏng số	$T_{in}=35^{\circ}\text{C}$, 60°C , $P_{out} = 75-150$ bar, $q = 100;300 \text{ kW/m}^2$ $G=135 - 402 \text{ kg/m}^2\text{s}$
Qu và Mudawar [31]	Nước	Hình chữ nhật W=215, H=821, D=44, 8mm	Đồng	$G=86-368\text{kg/m}^2\text{s}$, $T_{in}=30-60^{\circ}\text{C}$, $P_{out} = 1,13$ bar
Steinke và Kandlikar [32]	Nước	Hình chữ nhật W=214, H=200, D=57,15	Đồng	$G = 157 - 1782 \text{ kg/m}^2\text{s}$, $q = 5 - 930 \text{ kw/m}^2$, $T_{in} = 22^{\circ}\text{C}$, $x = 0 - 1$; $P_{out} = 1,13$ bar
Lee và cộng sự [21]	Nước	Hình thang, W1=102,8; W2=59,18; H=30,1	Silicon	$q= 1,47 - 449 \text{ kw/m}^2$, $G = 170 - 477 \text{ kg/m}^2\text{s}$

Chai và Tassou [23] đã khảo sát sự ảnh hưởng của tiết diện kênh mini có đường kính thủy lực tương đương 1,22mm trong thiết bị trao đổi nhiệt dùng môi chất lạnh CO_2 trạng thái siêu tới hạn bằng phương pháp số. Chai và Tassou nhận

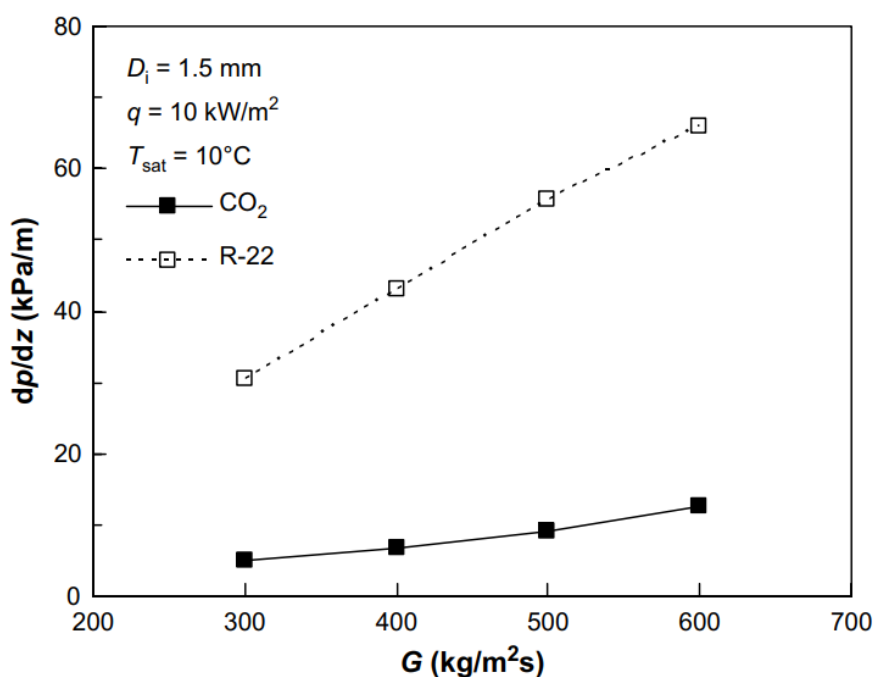
thấy hệ số tỏa nhiệt đối lưu của CO₂ lớn nhất với tiết diện kênh tròn, sau đó là bán nguyệt, hình chữ nhật, hình vuông và cuối là hình tam giác.

Như vậy, hình dáng tiết diện kênh khác nhau thì sự trao đổi nhiệt trên kênh cũng khác nhau. Trong đó, kênh hình tròn và elip có kết quả tốt nhất. Tuy nhiên, để có được thiết bị kênh có tiết diện như thiết kế thì cần phải có công nghệ gia công phù hợp.

1.1.1.3. Tổn thất áp suất

Khi thiết kế một thiết bị có sử dụng kênh giải nhiệt micro, các đặc tính tổn thất áp suất trên kênh micro cần phải được xem xét. Mặc dù có tổn thất áp suất lớn nhưng thiết bị trao đổi nhiệt kênh micro vẫn được nghiên cứu nhiều vì chúng có đặc tính truyền nhiệt cao. Vì vậy, việc nghiên cứu tổn thất áp suất trong kênh micro cũng rất quan trọng.

Trong kênh mini hoặc micro, tổn thất áp suất khi môi chất là CO₂ nhỏ hơn tổn thất áp suất của các môi chất truyền thông. Do thuộc tính của CO₂ như tại cùng nhiệt độ bay hơi thì CO₂ có mật độ hơi cao hơn nhưng độ nhớt động học thấp và ứng suất bề mặt thấp và tỉ số khối lượng riêng pha lỏng và pha hơi thấp hơn các môi chất lạnh thông thường [33], [34]. Pamitran cùng cộng sự [34] có sự so sánh về thực nghiệm cùng đường kính 1,5mm, cùng các điều kiện thực nghiệm như Hình 1.10. Tổn thất áp suất của CO₂ thấp hơn 16% so với tổn thất của R-22. Zhao cùng cộng sự [35] đã chỉ ra rằng tổn thất áp suất của CO₂ trong ống 0,86mm thấp hơn 40% so với R134a trong cùng điều kiện thí nghiệm. Nhóm tác giả cũng cho rằng, tổn thất áp suất phụ thuộc nhiều vào lưu lượng khối lượng, phụ thuộc ít bởi mật độ dòng nhiệt. Ngoài ra, tác giả Yoon cùng cộng sự [36] và Pettersen cùng cộng sự [37] nhận thấy rằng tổn thất áp suất tăng khi giảm nhiệt độ bay hơi.



Hình 1. 10 Ảnh hưởng của lưu lượng khối đến tổn thất áp suất [34]

Ngo cùng cộng sự [38] đã nghiên cứu trên hai bộ trao đổi nhiệt kênh micro loại cánh dạng chữ S và loại cánh zigzag cho chu trình CO₂. Kết quả thực nghiệm cho thấy rằng tổn thất áp suất thu được từ loại cánh chữ S nhỏ hơn 4 - 5 lần loại zigzag. Tuy nhiên, chỉ số Nusselt thu được từ loại cánh chữ S cũng chỉ bằng 24 - 34% loại cánh zigzag. Kim và Jeong [39] cho thấy rằng tổn thất áp suất trên với biên dạng ống có cánh trong lớn hơn từ 1,1 – 1,45 lần loại ống trơn khi xét cùng đường kính thủy lực 0,8mm và các điều kiện thực nghiệm.

Như vậy, tổn thất áp suất phụ thuộc vào hình học kênh như chiều dài, biên dạng đường đi, tiết diện mặt cắt. Tổn thất áp suất dòng 2 pha CO₂ cũng phụ thuộc vào lưu lượng khối lượng và nhiệt độ bay hơi khi xét cùng 1 thiết bị bay hơi. Trong luận văn này, môi chất lạnh trong thiết bị bay hơi ở trạng thái bay hơi và quá nhiệt nên sự tổn thất áp suất sẽ được trình bày ở cả 2 trạng thái.

1.1.1.4. Hệ số toả nhiệt đối lưu 2 pha CO₂

Có nhiều nghiên cứu về hệ số toả nhiệt đối lưu của môi chất CO₂ trong thiết bị bay hơi kênh mini hoặc micro chịu ảnh hưởng bởi nhiệt độ bay hơi, mật độ dòng nhiệt. Hihara và Tanaka [40] đã nghiên cứu hệ số toả nhiệt đối lưu của CO₂ trong một ống đơn đường kính 1mm. Sự bay hơi hoàn toàn của CO₂ phụ thuộc vào nhiệt

độ bão hòa, mật độ dòng chất và mật độ dòng nhiệt. Yun cùng cộng sự [41] nghiên cứu kênh micro hình chữ nhật có đường kính từ 1,08 – 1,54mm, trong điều kiện thay đổi mật độ dòng chất từ 200 – 400 kg/m²s, mật độ dòng nhiệt từ 10 – 20 kW/m², duy trì nhiệt độ bão hòa ở 0, 5 và 10°C. Họ kết luận rằng, hệ số tỏa nhiệt đối lưu của CO₂ cao hơn khoảng 53% so với R134a. Khi tăng mật độ dòng nhiệt thì hệ số tỏa nhiệt đối lưu của CO₂ tăng. Nhưng khi giảm đường kính kênh thì hệ số này cải thiện tốt hơn.

Nhiều nghiên cứu sử dụng phương pháp số để tìm hiểu hệ số tỏa nhiệt đối lưu 2 pha của CO₂ như Cheng cùng cộng sự [42]–[45] đã nghiên cứu bằng phương pháp số về hệ số tỏa nhiệt đối lưu khi sôi của CO₂ và tổn thất áp suất trong các ống đặt nằm ngang với kích thước từ micro đến mini. Yun cùng cộng sự [46] đã nghiên cứu bằng phương pháp số cho bộ trao đổi nhiệt kênh micro dùng trong hệ thống điều hòa không khí CO₂. Kết quả cho thấy rằng, chỉ số hiệu quả của bộ trao đổi nhiệt này được cải thiện khi tăng vùng hai pha và thay đổi khoảng cách giữa các cánh. Cùng với các mô phỏng đã có, Yun cùng cộng sự [47] đã thực nghiệm đo hệ số tỏa nhiệt đối lưu của CO₂ trong ống mini với đường kính bên trong là 2,0 và 0,98mm, mật độ dòng nhiệt từ 10 – 20 kW/m², hệ số tỏa nhiệt đối lưu giảm đáng kể khi môi chất bay hơi hoàn toàn.

Một số kết quả thực nghiệm về hệ số tỏa nhiệt đối lưu khi sôi của CO₂ được thể hiện ở Bảng 1.3. Trong đó một số thông số được đề cập như nhiệt độ, áp suất, mật độ dòng khối và mật độ dòng nhiệt.

Bảng 1.3 Dữ liệu thực nghiệm của hệ số tỏa nhiệt khi sôi

Tác giả	Thông số thực nghiệm: T _{sat} (°C)/P _{sat} (Mpa)/G (kg/m ² s)q(kWm ⁻²)/x	Kích thước: D(mm)/L(mm) /vật liệu	Số điểm dữ liệu	Hệ số tỏa nhiệt đối lưu (kW/m ² K)
Cho và kim [48]	0-20/ 3,5 – 5,7/212-656/6- 20/ 0,05 – 0,94	4/5000/; 7,72/5000	180	26 – 21 13 - 9
Yun cùng cộng sự [49]	5-10/ 3,97 – 4,5/170-340 /10-20/ 0,09 – 0,92	6/1400/Thép không gỉ	82	10 – 8 12 - 6

Wu cùng cộng sự [50]	-40-0/1,0-3,49/300-600 / 7,5-29,8/ 0,02-0,998	1,42/300/ Thép không gỉ	372	-40 °C: 5 – 22 -30 °C: 4 – 16 -20 °C: 4.5 -14 -10 °C: 6 – 13 0 °C: 6,5 - 10
Oh và Son [51]	5-20/3,97-5,7/400-900 /20-40/ 0 01-0,9	4,57/4200; 7,75/4200/ Thép không gỉ	112	5°C: ~12; 10°C: ~15; 15 °C: ~17; 20°C: ~19
Oh cùng cộng sự [52]	1 - 10/ 3,58-4,5/ 300/ 20-30/ 0,04-0,93	3/2000/ Thép không gỉ	47	1 °C: 9 – 8 10 °C: ~ 8
Ducoulombier cùng cộng sự [53]	-10-0/ 2,64 – 3,49/200- 1400/10-30/0 – 0,99	0,529/159,3 Thép không gỉ	1270	-10 °C: ~15 - 20 0 °C: ~15 - 25
Pamitran cùng cộng sự [54]	1-10/3,57-4,5/200-600 /20 - 30/0,01 - 0,99	1,5/2000; 3/2000 Thép không gỉ	162	3 °C: ~8 - 9 10 °C: ~7 - 8
Ozawa cùng cộng sự [55]	21,98-26,76/6-6,7/300/10- 25/ 0,02 - 0,88	2/1850/ Thép không gỉ	74	6MPa: ~25; 6.4MPa:~32

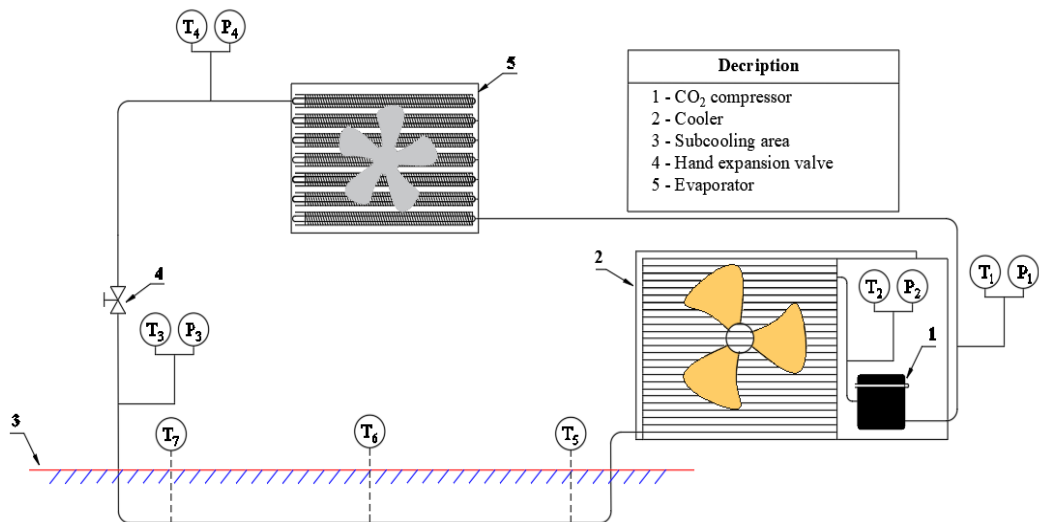
Như vậy, thiết bị trao đổi nhiệt kênh micro hoặc mini dung môi chất lạnh R744 (CO₂) đã được nghiên cứu nhưng chủ yếu là thiết bị ống đơn, kênh đơn, hoặc nhiều kênh (ống) được xếp song song nhau. Hệ thống lạnh CO₂ trên tới hạn sử dụng thiết bị bay hơi kênh micro cũng được công bố nhưng đa số nghiên cứu ở áp suất cao. Một số vấn đề mà các đề tài trên ít đề cập đến như nghiên cứu ảnh hưởng của các thông số nhiệt động khi hệ thống vận hành với áp đầu đẩy thấp (75 - 90bar), mô phỏng số cho thiết bị bay hơi dạng ống dẹt có cánh với 10 kênh micro.

1.1.2. Tình hình nghiên cứu trong nước

Truyền nhiệt mini/micro là một hướng mới và đã có nhiều nhà khoa học nghiên cứu về thiết bị trao đổi nhiệt kênh micro, bộ giải nhiệt kênh micro.

Thầy Nguyễn Huy Bích [56] đã nghiên cứu ảnh hưởng của điều kiện biên nhiệt đến sự chuyển động của vi giọt chất lỏng trong kênh micro. Trong nghiên

cứu này, hệ phương trình phi tuyến với các điều kiện biên được giải bằng phương pháp phần tử hữu hạn trên cơ sở phần mềm COMSOL Multiphysics V4.3a. Tổng số phần tử kiểu tam giác trong mô hình toán được thiết lập là 14260 và số bậc tự do là 215406. Kết quả chỉ ra rằng, ở giai đoạn đầu của cả hai trường hợp đoạn nhiệt và đẳng nhiệt, chuyển động của vi giọt tăng tốc. Tuy nhiên, trong điều kiện biên đẳng nhiệt, chuyển động của vi giọt giảm tốc và đạt trạng thái ổn định. Ngược lại, trong điều kiện đoạn nhiệt, chuyển động của nó lại giảm tốc nhanh và đạt trạng thái ổn định ở vận tốc nhỏ. Le cùng cộng sự [57] nghiên cứu sự ảnh hưởng của tiết diện mặt cắt kênh microchannel đến đặc tính truyền nhiệt bằng phương pháp mô phỏng số. Kết quả đã chỉ ra rằng tiết diện tròn có kết quả tốt hơn các tiết diện còn lại.



Hình 1. 11. Hệ thống lạnh CO₂ có sử dụng TBLM phụ bằng địa nhiệt [58]

Dang cùng cộng sự [59]–[62] đã nghiên cứu về truyền nhiệt kênh mini và micro dòng một pha và môi chất làm việc là nước. Dang cùng cộng sự [60] đã nghiên cứu thực nghiệm kết hợp mô phỏng số cho thiết bị bay hơi kênh micro hình chữ nhật với môi chất nước cho kết quả sai số ở mức 4%. Trung cùng cộng sự [58] đã tận dụng nhiệt dưới đất để giải nhiệt môi chất vừa ra khỏi thiết bị làm mát, như Hình 1.11. Kết quả cho thấy rằng, thiết bị làm phụ sử dụng địa nhiệt giúp hệ thống lạnh có COP lên tới 4,71 so với hệ thống không sử dụng nó có COP 4,5.

1.2. TÍNH CẤP THIẾT CỦA ĐỀ TÀI

Từ các nghiên cứu liên quan như trên, đa số các công bố tập trung vào 1 kênh compact hoặc nhiều kênh trên 1 ống về các đặc tính truyền nhiệt, tổn thất áp suất, chế độ dòng chảy... Tuy nhiên, các nghiên cứu chủ yếu đề cập về hệ thống điều hoà không khí sử dụng môi chất lạnh CO₂ với áp suất trên tới hạn cao (trên 90 bar) và có hệ số COP thấp; các nghiên cứu về hệ thống dùng môi chất lạnh CO₂ với thiết bị bay hơi kênh compact để ứng dụng trong dân dụng khá ít và các thông số nhiệt động chưa tường minh. Do vậy, việc kết hợp ứng dụng môi chất tự nhiên CO₂ làm môi chất lạnh và sử dụng thiết bị truyền nhiệt dạng kênh micro làm thiết bị bay hơi cho hệ thống lạnh công suất nhỏ là hết sức cần thiết. Nghiên cứu này tập trung các giải pháp mà các nghiên cứu trước chưa thực hiện đó là nghiên cứu chu trình lạnh trên tới hạn với áp suất đầu đẩy trong khoảng 74 – 90 bar và mô phỏng số thiết bị bay hơi kênh mini/micro dùng môi chất CO₂.

1.3. MỤC TIÊU NGHIÊN CỨU CỦA ĐỀ TÀI

- Xác định được các đặc tính truyền nhiệt của thiết bị bay hơi (TBBH) kênh micro trong hệ thống điều hoà không khí dùng môi chất lạnh CO₂.
- Xác định được các yếu tố ảnh hưởng đến quá trình bay hơi trong thiết bị bay hơi kênh micro cho môi chất lạnh CO₂. Từ đó, những giải pháp được đưa ra để nâng cao hiệu quả truyền nhiệt trong quá trình này.

1.4. ĐỐI TƯỢNG VÀ PHẠM VI NGHIÊN CỨU

1.4.1. Đối tượng

- Thiết bị bay hơi kênh mini/micro.
- Các đặc tính truyền nhiệt: Trường nhiệt độ, áp suất, hệ số tỏa nhiệt đối lưu, hệ số truyền nhiệt, mật độ dòng nhiệt, công suất nhiệt/nhiệt lượng.

1.4.2. Phạm vi nghiên cứu

- Áp suất đầu đẩy từ 74 – 90bar.
- Nhiệt độ môi trường làm mát từ 28 – 32°C.
- Công suất lạnh của hệ thống $\leq 9000\text{BTU/h}$ ($\sim 2600\text{W}$).

- Chỉ tập trung nghiên cứu các đặc tính truyền nhiệt (heat transfer characteristics) của thiết bị bay hơi kênh micro.
- Không nghiên cứu các đặc tính dòng chảy lưu chất (fluid flow characteristics) như lý thuyết lớp biên, độ nhám về mặt kênh...

1.5. NỘI DUNG NGHIÊN CỨU

- Tổng quan tài liệu.
- Trình bày cơ sở lý thuyết và phương trình truyền nhiệt.
- Tính toán, thiết kế hệ thống lạnh cỡ nhỏ với môi chất CO₂.
- Tính kiểm tra hệ số tỏa nhiệt đối lưu CO₂ và tổn thất áp suất trên TBBH.
- Mô phỏng số TBBH bằng phần mềm Comsol V6.0 và đánh giá kết quả
- Lắp đặt và thực nghiệm, sau đó so sánh với kết quả mô phỏng và tính toán.
- Xác định ảnh hưởng của thiết bị làm mát phụ (subcooler), thiết bị hồi nhiệt đến hiệu quả làm lạnh.
- Xác định được ảnh hưởng lưu lượng môi chất đến hiệu quả làm lạnh.
- Xác định ảnh hưởng lưu lượng không khí qua TBBH đến năng suất lạnh.
- Xác định ảnh hưởng tỉ số áp suất TBLM/TBBH đến đặc tính truyền nhiệt.

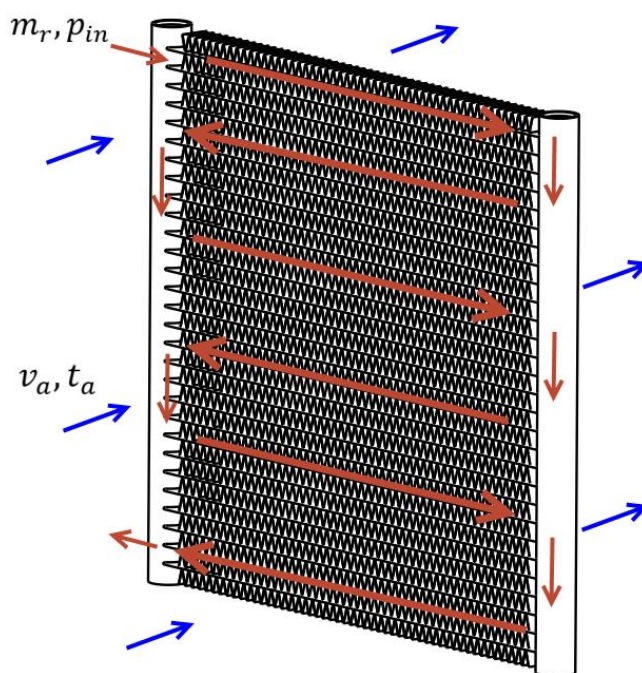
Chương 2. CƠ SỞ LÝ THUYẾT

Chương 2 sẽ trình bày các lý thuyết truyền nhiệt trong thiết bị bay hơi kênh micro; lý thuyết chuyển pha của môi chất CO_2 trong kênh micro được tham khảo từ [63-70]. Trong đó, hệ số ma sát f của hệ số tỏa nhiệt đối lưu và tổn thất áp suất trong [68] sẽ được thay đổi công thức (2.29) và (2.30) để phù hợp với thiết bị bay hơi kênh micro trong nghiên cứu này. Các kết quả trong phần cơ sở lý thuyết dùng để tính toán thiết kế và mô phỏng số thiết bị bay hơi kênh micro.

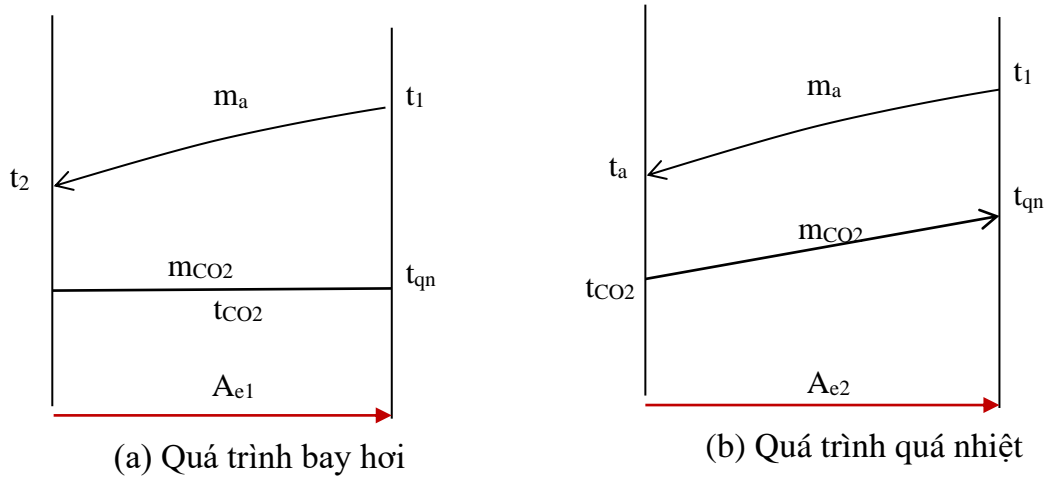
2.1. LÝ THUYẾT VỀ TRUYỀN NHIỆT KÊNH MINI/MICRO

2.1.1. Hệ số truyền nhiệt tổng của TBBH

Xét thiết bị bay hơi (TBBH) có ống nhôm dẹt như Hình 2.1. Giả sử không khí lưu chuyển qua các cánh tản nhiệt với vận tốc v_a , nhiệt độ t_a . Môi chất CO_2 vào thiết bị kênh micro có lưu lượng khối lượng \dot{m}_r , áp suất p_{in} .



Hình 2. 1 Môi chất và không khí chuyển động qua ống



Hình 2. 2 Biến thiên nhiệt độ tại thiết bị bay hơi

Môi chất bay hơi tại đầu vào và quá nhiệt tại đầu ra TBBH nên sự biến thiên nhiệt độ trên TBBH được thể hiện như Hình 2.2.

Áp dụng định luật nhiệt động học I về phía môi chất lạnh [63], [64].

Năng suất lạnh của thiết bị bay hơi:

$$Q_e = Q_{e1} + Q_{e2} = \dot{m}_r(h_{out} - h_{in}) \quad (2.1)$$

Diện tích trao đổi nhiệt

$$A_e = A_{e1} + A_{e2} \quad (2.2)$$

$$A_{e1} = \frac{Q_{e1}}{k_{e1}\overline{\Delta t}_{e1}} \quad (m^2) \quad (2.3)$$

$$A_{e2} = \frac{Q_{e2}}{k_{e2}\overline{\Delta t}_{e2}} \quad (m^2) \quad (2.4)$$

Trong đó, \dot{m}_r là lưu lượng khối lượng của CO₂ qua thiết bị (kg/s)

- h_{in}, h_{out} là enthalpy của trạng thái vào và trạng thái ra của môi chất lạnh.
- Q_{e1}, Q_{e2} là năng suất lạnh cho vùng 2 pha và vùng quá nhiệt (W).
- A_{e1}, A_{e2} là diện tích trao đổi nhiệt vùng 2 pha và vùng quá nhiệt (m²).
- $\overline{\Delta t}_{e1}, \overline{\Delta t}_{e2}$: Độ chênh nhiệt độ trung bình logarit vùng 2 pha và vùng quá nhiệt.

$$\overline{\Delta t}_{e1} = \frac{\Delta t_{max,e1} - \Delta t_{min,e1}}{\ln \frac{\Delta t_{max,e1}}{\Delta t_{min,e1}}} \quad (2.5)$$

$$\overline{\Delta t}_{e2} = \frac{\Delta t_{max,e2} - \Delta t_{min,e2}}{\ln \frac{\Delta t_{max,e2}}{\Delta t_{min,e2}}} \quad (2.6)$$

- k_{e1} : Hệ số truyền nhiệt vùng 2 pha (W/m²K), tính quy đổi về phía không khí.

$$\frac{1}{k_{e1}} = \frac{1}{\alpha_{a,e1}} + R_b + \frac{\beta_e}{\alpha_{r,tp}} \quad (2.7)$$

- k_{e2} : Hệ số truyền nhiệt vùng quá nhiệt (W/m²K), tính quy đổi về phía không khí.

$$\frac{1}{k_{e2}} = \frac{1}{\alpha_{a,e2}} + R_b + \frac{\beta_e}{\alpha_{r,sp}} \quad (2.8)$$

- R_b : Nhiệt trở do dẫn nhiệt (m²K/W)
- β_e : hệ số làm cánh trên TBBH, tỉ số giữa diện tích bên ngoài ống có cánh tiếp xúc với không khí và diện tích trong ống tiếp xúc với môi chất.
- $\alpha_{a,e}$: Hệ số toả nhiệt đối lưu không khí ngoài kênh micro (W/m²K)
- $\alpha_{r,tp}$: Hệ số toả nhiệt đối lưu môi chất 2 pha (W/m²K).
- $\alpha_{r,sp}$: Hệ số toả nhiệt đối lưu môi chất quá nhiệt (W/m²K).

2.1.2. Hệ số toả nhiệt đối lưu phía không khí

Không khí đi qua TBBH có mang theo hơi nước nên hệ số toả nhiệt đối lưu của không khí phải được tính trong trạng thái không khí ẩm: [65]–[67]

Hệ số toả nhiệt đối lưu phía không khí khô được tính [63], [64]:

$$\alpha_{a,dry} = C \frac{\lambda_a}{S_p} \left(\frac{D_o}{S_p} \right)^{-0,54} \left(\frac{h_f}{S_p} \right)^{-0,14} Re_a^n \quad (2.9)$$

Trong đó:

C , n là hệ số thực nghiệm. Do thiết bị bay hơi chùm ống song song, cánh hình chữ nhật nên C , n được chọn 0,094 và 0,72.

λ_a : hệ số dẫn nhiệt của không khí tại nhiệt độ xét (W/mK)

S_p : bước cánh của TBBH kênh mini/micro, có bước 1 – 1,2 (mm)

D_o : Đường kính ngoài của ống (m)

h_f : chiều cao cánh (m)

Re_a : hệ số Re của không khí tại khe cánh

$$Re_a = \frac{\omega_a S_p}{\nu_a} \quad (2.10)$$

ω_a : vận tốc không khí qua tiết diện tự do hẹp nhất (m/s)

ν_a : độ nhớt động học của không khí tại nhiệt độ xét (m²/s)

Do nhiệt độ phân bố trên bề mặt cánh không đều, ở gốc cánh nhiệt độ bằng với nhiệt độ bề mặt ngoài của ống, độ chênh nhiệt độ giữa bề mặt và không khí là lớn nhất. Theo chiều cao của cánh, nhiệt độ giảm dần và độ chênh nhiệt độ cũng giảm theo nên khả năng truyền nhiệt của cánh cũng kém hơn. Để xét ảnh hưởng này, hiệu suất cánh được đưa vào tính toán:

$$\eta_f = \frac{\tanh(ml)}{ml} \quad (2.11)$$

$$m = \sqrt{\frac{2\alpha_{a,w}}{\lambda_a \delta_f}} \quad (2.12)$$

Trong đó:

l : chiều cao của cánh (m)

δ_f : chiều dày của cánh, thông thường cánh dày bằng $0,1 \cdot 10^{-3}$ (m)

λ_a : hệ số dẫn nhiệt của không khí tại nhiệt độ đang xét (W/m.K).

Do hệ số toả nhiệt đối lưu trên toàn bộ bề mặt của cánh không đồng đều nên thường chọn hệ số không đồng đều là 0,85. Do đó, hệ số toả nhiệt đối lưu của cánh được tính lại:

$$\alpha'_{a,dry} = 0,85 \eta_f \alpha_{a,dry} \quad (2.13)$$

Trên thực tế, không khí ẩm được làm lạnh dưới nhiệt độ đọng sương thì một phần hơi nước sẽ ngưng tụ và sẽ ảnh hưởng đến cường độ này. Vậy, hệ số toả nhiệt đối lưu khi làm lạnh dưới nhiệt độ đọng sương là:

$$\alpha_{a,w} = \xi \alpha'_{a,dry} \quad (2.14)$$

Với ξ : là hệ số tách ẩm:

$$\xi = 1 + 2480 \frac{d_{a,in} - d_{a,out}}{t_{a,in} - t_{a,out}} \quad (2.15)$$

$$\xi = \frac{Q_t}{Q_s} \quad (2.16)$$

$d_{a,in}, d_{a,out}$: độ ẩm tuyệt đối của không khí vào và ra TBBH

$t_{a,in}, t_{a,out}$: nhiệt độ không khí vào và ra khỏi TBBH

Q_t : nhiệt hiện, nhiệt lượng lấy đi cần thiết để hạ nhiệt độ không khí

Q_s : nhiệt ẩn, nhiệt lượng cần để ngưng tụ ẩm của dòng không khí.

2.1.3. Hệ số toả nhiệt đối lưu của môi chất lạnh CO₂

Môi chất lạnh vào TBBH ở trạng thái 2 pha, nhận nhiệt và ra khỏi thiết bị ở trạng thái quá nhiệt. Vì thế, 2 miền trên thiết bị bay hơi được tính toán.

2.1.3.1. Hệ số toả nhiệt đối lưu 2 pha

Theo Choi cùng cộng sự [68], hệ số toả nhiệt đối lưu 2 pha có thể tính:

$$\alpha_{r,tp} = S \cdot \alpha_{NB} + F \cdot \alpha_{lo} \quad (2.17)$$

Trong đó,

α_{NB} : Hệ số toả nhiệt đối lưu khi môi chất sôi

$$\alpha_{NB} = 55P^{0,12}(-0,4343\ln P)^{-0,55}M^{-0,5}\dot{q}_e^{0,67} \quad (2.18)$$

M: là khối lượng mol của môi chất (kg/kmol)

α_{lo} : Hệ số toả nhiệt đối lưu của pha lỏng trong ống

$$\alpha_{lo} = \frac{0,023\lambda_l}{D_h} \left[\frac{Gr \cdot (1-x) \cdot D_h}{\mu_l} \right]^{0,8} \left(\frac{c_{p,l}\mu_l}{\lambda_l} \right)^{0,4} \quad (2.19)$$

$$F \text{ là hệ số được tính: } F = 0,05\phi^2 + 0,95 \quad (2.20)$$

$$S \text{ là hệ số được tính: } S = 7,2694(\phi^2)^{0,0094}Bo^{0,2814} \quad (2.21)$$

$$\phi^2 = 1 + \frac{C}{X} + \frac{1}{X^2} \quad (2.22)$$

$$C = 21(1 - e^{-319D_h}) \quad (2.23)$$

Tham số Martinelli

$$X^2 = \frac{\left(\frac{dp}{dz}\right)_l}{\left(\frac{dp}{dz}\right)_g} = \frac{f_l}{f_g} \left(\frac{1-x}{x}\right)^2 \frac{\rho_g}{\rho_l} \quad (2.24)$$

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_l = \frac{2f_l[G_r(1-x)]^2}{D_h\rho_l} \quad (2.25)$$

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_g = \frac{2f_g[G_r(x)]^2}{D_h\rho_g} \quad (2.26)$$

Với x là độ khô và được lấy giá trị trung bình trong khoảng đang tính

$$\text{Hệ số sôi:} \quad Bo = \frac{\dot{q}}{G_r h_{lv}} \quad (2.27)$$

G_r : mật độ khối lượng dòng môi chất, $\text{kg/m}^2 \cdot \text{s}$

h_{lv} : nhiệt ẩn hoá hơi của môi chất tại nhiệt độ xét, kJ/kgK

\dot{q} : mật độ dòng nhiệt (W/m^2)

Công thức (2.23), Choi cùng cộng sự [68] đã chọn hệ số ma sát cho cả pha lỏng và pha hơi theo Công thức Blasius:

$$f = 0.0791Re^{0.25} \quad (2.28)$$

Nên (2.23) được đơn giản thành:

$$X = \left(\frac{\mu_l}{\mu_g}\right)^{1/8} \left(\frac{1-x}{x}\right)^{7/8} \left(\frac{\rho_g}{\rho_l}\right)^{0,5} \quad (2.29)$$

❖ Đề xuất hệ số ma sát khác phù hợp với mô hình tính toán.

Môi chất trong kênh [68] được xem là dòng nhất, hệ số ma sát trong (2.27) được áp dụng cho cả pha lỏng và pha hơi. Trong nghiên cứu này, hệ số ma sát của pha lỏng và pha hơi sẽ được tính toán riêng. Hệ số ma sát này phụ thuộc vào hệ số Reynold của pha lỏng và pha hơi.

Re < 4000: dòng chảy quá độ hoặc dòng chảy tầng, hệ số ma sát có thể áp dụng Công thức trong [69]:

$$Po = fRe$$

$$= 24(1 - 1,3553a_c + 1,9467a_c^2 - 1,7012a_c^3 + 0,9564a_c^4 - 0,2537a_c^5) \quad (2.30)$$

Với a_c là tỉ lệ giữa cạnh ngắn và cạnh dài của kênh micro.

Re > 4000: dòng chảy rối, có thể áp dụng hệ số ma sát sau [69]:

$$f = \frac{0,25 \left[\ln \left(\frac{\varepsilon/D_h + 5,74}{3,7 Re^{0,9}} \right) \right]^{-2}}{4} \quad (2.31)$$

Với ε là độ nhấp nhô trong lòng kênh micro. Chọn $\varepsilon = 7,3 \cdot 10^{-5}(\text{m})$.

2.1.3.2. Môi chất ở trạng thái hơi bão hòa khô và quá nhiệt

Khi môi chất hoá hơi hoàn toàn hoặc bị quá nhiệt thì hệ số toả nhiệt đối lưu được tính như Công thức trong [70]:

$$\alpha_{r,sp} = Nu_g \frac{\lambda_g}{D_h} \quad (2.32)$$

$$Nu_g = 0,022 Re_g^{0,73} Pr^{0,48} \quad (2.33)$$

Hệ số Re của môi chất lạnh ở trạng thái pha hơi quá nhiệt:

$$Re_g = \frac{\omega D_h}{\nu_g} = G_r \frac{D_h}{\mu_g} \quad (2.34)$$

2.1.4. Tổn thất áp suất trong TBBH kênh micro

Trong khi đó, Kandiklar [71] và Coleman [72] trình bày tổn thất áp suất trong ống mini/micro giữa đầu vào và đầu ra như sau:

$$\Delta p = \Delta p_c + \Delta p_{fr,1ph} + \Delta p_{fr,tp} + \Delta p_{ac} + \Delta p_{gr} + \Delta p_e \quad (2.35)$$

Trong đó:

Δp_c : tổn thất áp suất tại đầu vào

$\Delta p_{fr,1ph}$: tổn thất áp suất do ma sát dòng 1 pha

$\Delta p_{fr,tp}$: tổn thất áp suất do ma sát dòng 2 pha

Δp_{ac} : tổn thất áp suất do gia tốc dòng chảy

Δp_{gr} : tổn thất áp suất do lực trọng trường

Δp_e : tổn thất áp suất tại đầu ra

2.1.4.1. Tổn thất áp suất tại đầu vào và ra thiết bị

Vì sự thay đổi tiết diện ở đầu vào kênh micro hay mini, làm xảy ra độ chênh áp. Đối với dòng 2 pha, tổn thất áp suất này được tính như sau:

$$\Delta p_c = \frac{G^2}{2\rho_l} \left[\left(\frac{1}{C_o} - 1 \right)^2 + 1 - \frac{1}{\sigma_c^2} \right] \psi_h \quad (2.36)$$

Trong đó, G là lưu lượng khối lượng trên 1 đơn vị diện tích,

σ_c : tỉ số thu hẹp giữa tiết diện ống góp và tiết diện kênh ($\sigma_c > 1$).

C_o : hệ số thu hẹp

$$C_o = \frac{1}{0,639(1-1/\sigma_c)^{0,5+1}} \quad (2.37)$$

ψ_h : hệ số dòng chảy 2 pha đồng nhất

$$\psi_h = \left[1 + x \left(\frac{\rho_l}{\rho_g} - 1 \right) \right] \quad (2.38)$$

Độ chênh áp ở đầu ra được tính:

$$\Delta p_e = \frac{G^2 \sigma_e}{\rho_l} (1 - \sigma_e) \psi_s \quad (2.39)$$

Trong đó:

σ_e : tỉ số dẫn nở giữa tiết diện kênh và ống góp ($\sigma_e < 1$)

ψ_h : hệ số dòng chảy phân chia

$$\psi_h = 1 + \left(\frac{\rho_l}{\rho_g} - 1 \right) [0,25x(1-x) + x^2] \quad (2.40)$$

2.1.4.2. Tổn thất áp suất do ma sát

Nếu xem dòng môi chất là đồng nhất hoặc ở 1 pha lỏng hoặc hơi thì có thể áp dụng công thức như sau:

$$\left(-\frac{dp}{dz} \right)_{fr,1ph} = \frac{2\bar{f}G^2}{\bar{\rho}D_h} \quad (2.41)$$

Nếu dòng môi chất là 2 pha và không đồng nhất. Pha lỏng và pha hơi riêng biệt thì có thể áp dụng công thức:

$$\left(\frac{dp_{fr}}{dz} \right)_{tp} = \left(\frac{dp_{fr}}{dz} \right)_l \phi_l^2 = \left(\frac{dp_{fr}}{dz} \right)_g \phi_g^2 \quad (2.42)$$

Trong đó:

ϕ_l : hệ số 2 pha

$$\phi_l^2 = 1 + \frac{C}{x} + \frac{1}{x^2} \quad (2.43)$$

Với hằng số C phụ thuộc vào dòng chảy

Dòng chảy rối cả 2 pha: C=21

Chất lỏng chảy tầng, hơi chảy rối: C=12

Lỏng chảy rối, hơi chảy tầng: C=10

Dòng chảy tầng cả 2 pha C=5

Thông số X là tham số Martinelli được cho bởi Công thức (2.20)

2.1.4.3. Tổn thất áp suất do gia tốc dòng chảy

$$\Delta p_{ac} = G^2 V_{lv} \Delta x = G^2 (x_{out} - x_{in}) \left(\frac{\rho_l - \rho_g}{\rho_l \rho_g} \right) \quad (2.44)$$

Trong đó V_{lv} là độ chênh lệch thể tích riêng giữa pha hơi và pha lỏng $V_v - V_l$, Δx là độ chênh về độ khô giữa đầu vào và đầu ra của ống.

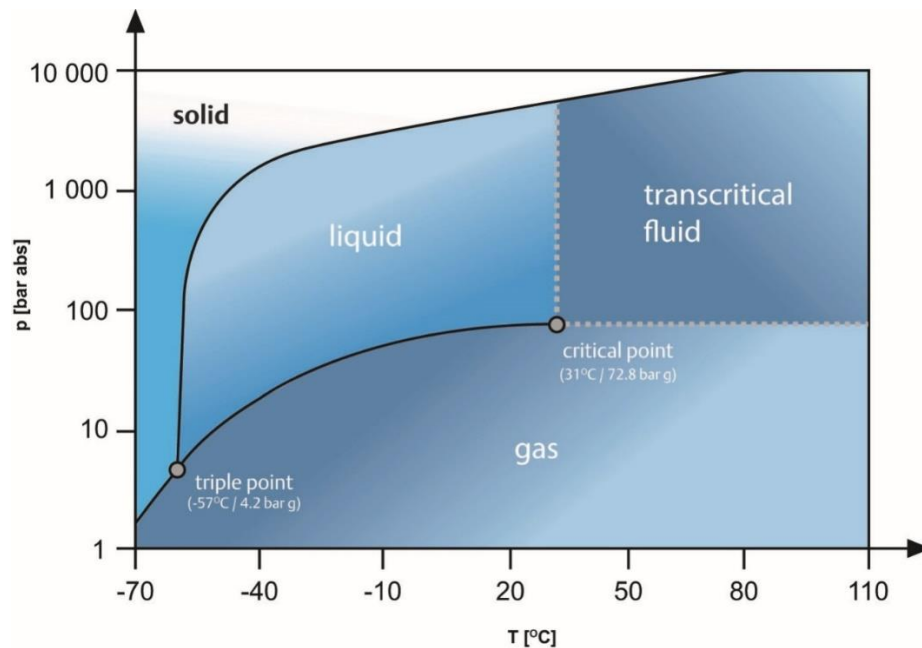
2.1.4.4. Tổn thất áp suất do gia tốc trọng trường

$$\Delta p_{gr} = \frac{g(\sin\beta)L}{V_{lv}\Delta x} \ln \left(1 + \Delta x \frac{V_{lv}}{V_l} \right) \quad (2.45)$$

2.2. LÝ THUYẾT VỀ HỆ THỐNG LẠNH CO₂ TRÊN TỚI HẠN

2.2.1. Môi chất CO₂ (R744)

Carbon dioxide là một chất có trong tự nhiên, khoảng 0,04% thể tích khí quyển. Nó được tạo ra trong quá trình hô hấp của động thực vật. Nó cũng được tạo ra trong nhiều quá trình công nghiệp, khí đốt hoặc khí thải của phương tiện giao thông.



Hình 2.3 Đồ thị trạng thái của R744 [73]

CO₂ ở trạng thái trên tới hạn (transcritical fluid) khi cả nhiệt độ và áp suất bằng hoặc lớn hơn điểm tới hạn 31°C và 72,8bar như thể hiện Hình 2.3. Trong trạng thái này, CO₂ có cả hai tính chất của chất khí và chất lỏng.

❖ **Lý do sử dụng CO₂ (R744) làm môi chất lạnh [74]**

- Về môi trường: Tuân thủ các nghị định quốc tế, các ban hành pháp lý của chính phủ Mỹ, các nước châu Âu để hạn chế sử dụng HCFCs và HFCs. Do các môi chất lạnh này gây nên hiệu ứng nhà kính và nóng lên toàn cầu.
- Môi chất lạnh thân thiện: Các môi chất lạnh tự nhiên bao gồm propan (R290), và iso-butan, amoniac (R717). Chúng là những môi chất lạnh hiệu quả nhưng lại dễ cháy và có khả năng gây độc. Còn môi chất CO₂ (R744) thì là môi chất không màu, không mùi và có sẵn trong tự nhiên thông qua các quá trình như: lên men, hô hấp của động vật, sản phẩm của quá trình đốt cháy...
- Tính kinh tế: Có sẵn ở mọi nơi, dễ thu thập, không làm ảnh hưởng tầng Ozon và nóng lên toàn cầu, không tái chế, giá thành rẻ.

❖ **Một số ưu điểm của môi chất CO₂:**

- R744 có chỉ số làm lạnh cao hơn các môi chất khác ở điều kiện khí quyển; áp lực gần với mức tối ưu về kinh tế; tỷ lệ nén giảm đi rất nhiều so với chất làm lạnh thông thường.
- Tương thích với dầu bôi trơn thông thường và vật liệu chế tạo máy.
- Tính chất vật lý được đánh giá cao thuận lợi cho việc làm mát, làm lạnh và mục đích sưởi ấm, có năng suất lạnh riêng thể tích cao.
- Với những lợi thế về môi trường (GWP bằng 1, không làm suy giảm Ozon, không độc hại, không cháy) có thể là môi chất lạnh trong tương lai để thay thế HFCs ở chế độ nhiệt độ bay hơi cao như điều hoà không khí xe hơi, điều hoà không khí cho các siêu thị, hay sử dụng trong hệ thống máy nước nóng bơm nhiệt.
- Trong lĩnh vực điều hoà không khí ô tô, R744 hoạt động hiệu quả hơn so với các hệ thống sử dụng R134a.
- Carbon dioxide dạng lỏng (R744 hoặc R-744) đã được sử dụng làm môi chất lạnh trước khi phát hiện R-12 và có thể thay thế cho R134a do R134a – Môi chất góp phần làm biến đổi khí hậu.

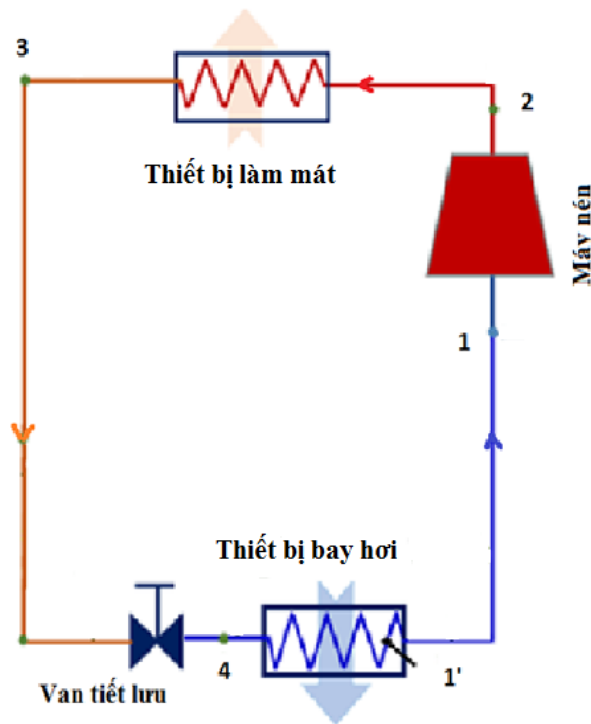
❖ Các vấn đề về áp suất của CO₂ (R744)

- Do nhu cầu hoạt động ở áp suất cao, có thể tới 130 bar (1880 psi), hệ thống CO₂ đòi hỏi các bộ phận thiết bị phải có độ bền cao.
- Các thiết bị trong hệ thống cần kiểm định đảm bảo sự an toàn ở áp lực cao. Cần có các van an toàn khi xảy ra sự cố.
- Áp suất cao cần phải có máy nén thiết kế phù hợp cho hệ thống. Thiết kế các lá van và piston chịu được áp lực cao.

Với nhiều ưu điểm của môi chất CO₂, ngành công nghiệp ô tô thế giới sẽ quyết định về việc điều hòa không khí trong xe ở các thế hệ xe tiếp theo, sẽ sử dụng môi chất lạnh CO₂.

2.2.2. Hệ thống lạnh CO₂ trên tới hạn cơ bản

Hình 2.4 thể hiện sơ đồ nguyên lý của hệ thống lạnh CO₂ cơ bản trên tới hạn:



Hình 2. 4 Sơ đồ nguyên lý hệ thống lạnh CO₂

Để phân tích các điểm nút, thông số nhiệt động lực học của chu trình điều hòa không khí CO₂, các phương trình chính được đưa ra dưới đây:

Lượng nhiệt thải ra tại thiết bị làm mát được tính:

$$\dot{Q}_{2-3} = \dot{m}_c(h_2 - h_3) \quad (2. 46)$$

Công nén theo lý thuyết:

$$\dot{W}_{1-2} = \dot{m}_c(h_2 - h_1) \quad (2.47)$$

Quá trình tiết lưu đẳng enthalpy

$$h_3 = h_4$$

Lượng nhiệt hấp thụ của môi trường làm lạnh tại thiết bị bay hơi:

$$\dot{Q}_{4-1} = \dot{m}_c(h_1 - h_4) \quad (2.48)$$

Hệ số COP của chu trình được xác định:

$$COP = \frac{\dot{Q}_{4-1}}{\dot{W}_{1-2}} \quad (2.49)$$

Diện tích trao đổi nhiệt của thiết bị được tính:

$$A = \frac{\dot{Q}_{4-1}}{k\Delta t_{lm}} \quad (2.50)$$

Độ chênh lệch nhiệt độ trung bình logarit được tính:

$$\Delta t_{lm} = \frac{\Delta t_{max} - \Delta t_{min}}{\ln \frac{\Delta t_{max}}{\Delta t_{min}}} \quad (2.51)$$

Trong đó:

Q : Lượng nhiệt trao đổi tại các thiết bị trao đổi nhiệt, kW

k : Hệ số truyền nhiệt tổng, W/m^2K

Δt_{lm} : Độ chênh lệch nhiệt độ trung bình logarit

\dot{m}_c : Lưu lượng khối lượng môi chất CO₂, kg/s.

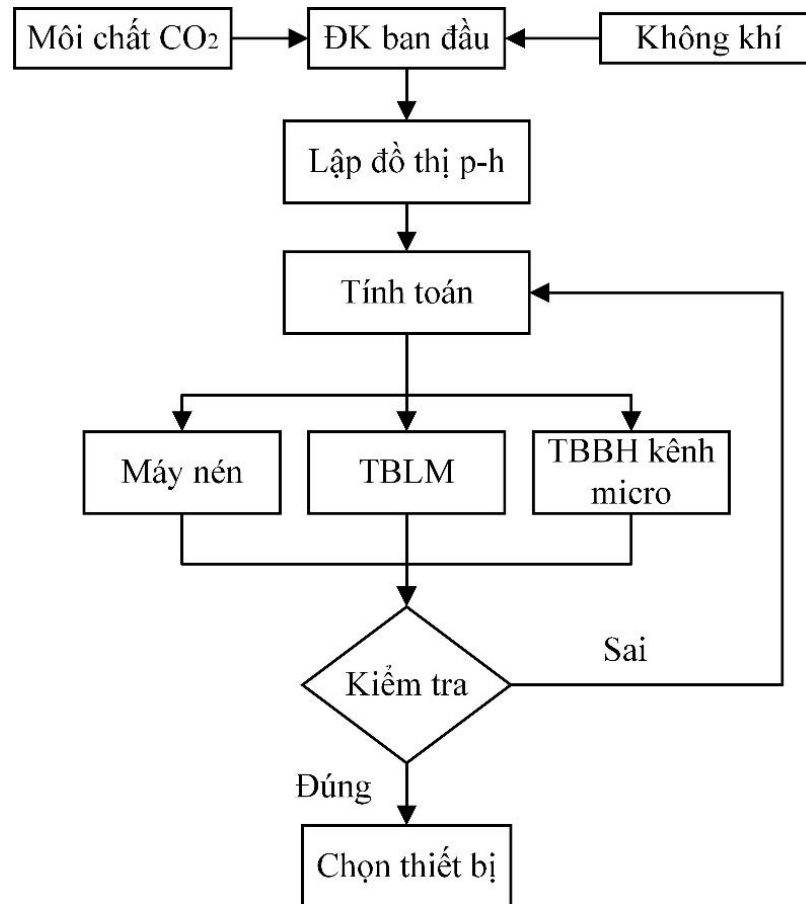
Chương 3. TÍNH TOÁN THIẾT KẾ HỆ THỐNG LẠNH CO₂ VỚI THIẾT BỊ BAY HƠI KÊNH MICRO

Chương 3 sẽ trình bày tính toán thiết kế hệ thống lạnh CO₂ trên tới hạn từ các điều kiện phù hợp với môi trường Việt nam. Sau khi các thiết bị được chọn, sử dụng các thông số của thiết bị này để tính kiểm tra lại, sai số trong khoảng dưới 5%. Các kết quả tính toán thiết kế được làm dữ liệu đầu vào mô phỏng số và thực nghiệm.

3.1. TÍNH TOÁN THIẾT KẾ HỆ THỐNG LẠNH CO₂ TRÊN TỚI HẠN

3.1.1. Trình tự tính toán

Hình 3.1 thể hiện lưu đồ các bước tính toán hệ thống lạnh. Ban đầu các số liệu được chọn sơ bộ theo các tài liệu tham khảo phù hợp với điều kiện tại Việt nam. Đồ thị p-h được thiết lập dựa vào các thông số điều kiện ban đầu. Các kết quả sơ bộ đạt được sau khi kết thúc quá trình tính toán. Quá trình kiểm tra không sử dụng các dữ liệu đã được lựa chọn (tham khảo tài liệu) mà các số liệu ban đầu như hệ số tỏa nhiệt của không khí, của môi chất CO₂, ... được tính toán cụ thể. Các kết quả của quá trình kiểm tra sẽ so sánh với kết quả sơ bộ (quá trình tính toán). Nếu 2 kết quả này là tương đồng thì các thiết bị trao đổi nhiệt có sẵn trên thị trường sẽ được chọn lựa để lắp đặt vào hệ thống. Ngược lại, nếu 2 kết quả này có sai số quá lớn thì các số liệu ban đầu cần xem xét và chọn lại cho hợp lý.

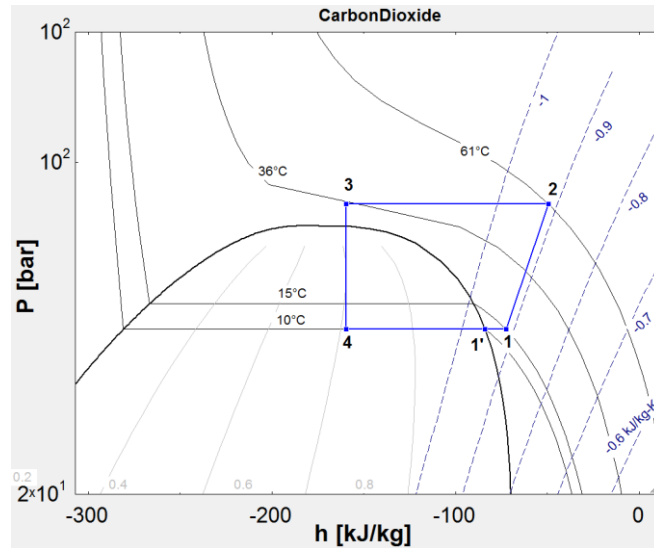


Hình 3.1 Lưu đồ tính toán hệ thống lạnh

3.1.2. Điều kiện ban đầu cho bài toán thiết kế

Dựa vào phạm vi giới hạn của đề tài, các điều kiện ban đầu được đặt ra:

- Hệ thống làm mát có công suất lạnh 9000BTU/h (~2600W)
- Hệ thống lạnh CO₂ được thiết kế hoạt động trên tới hạn trong khoảng (74 – 90), với áp suất chọn là $p_k=82$ bar,
- Theo [75], nhiệt độ không khí tại TP.HCM vào mùa hè là 35,4°C, Tuy nhiên, thiết bị làm mát trong thiết kế này sẽ được lắp đặt trong nhà và nhiệt độ đã được khảo sát thay đổi trong khoảng 28 – 32°C. Vậy, chọn nhiệt độ không khí vào thiết bị làm mát là 32°C.
- Nhiệt độ môi chất khi ra khỏi thiết bị làm mát có nhiệt độ $t_k=36^\circ\text{C}$
- Tại thiết bị bay hơi, môi chất lạnh sôi ở nhiệt độ $t_0 = 10^\circ\text{C}$, ứng với áp suất bão hoà là 45 bar. Khi môi chất ra khỏi thiết bị có nhiệt độ 15°C.
- Giả sử bỏ qua tổn thất áp suất trên thiết bị làm mát và thiết bị bay hơi.



Hình 3.2 Đồ thị p-h biểu diễn các trạng thái của chu trình

Với các thông số dữ liệu ban đầu đã đặt ra, áp dụng phần mềm EES (Engineering Equation Solver) tính toán (*Phụ lục 1 – Chương trình EES*) các điểm nút của chu trình và được biểu diễn trên đồ thị p-h của môi chất lạnh CO₂ như Hình 3.2.

➤ **Các quá trình:**

Quá trình 1 - 2: Quá trình nén đoạn nhiệt, đẳng entropy.

Quá trình 2 - 3: Quá trình làm mát đẳng áp tại thiết bị làm mát.

Quá trình 3 - 4: Quá trình tiết lưu đẳng enthalpy.

Quá trình 4 – 1': Quá trình bay hơi đẳng áp ở thiết bị bay hơi kênh micro.

Quá trình 1' - 1: Quá trình quá nhiệt đẳng áp.

3.1.3. Lập bảng các giá trị của các điểm nút chu trình

Áp dụng phần mềm EES (*Phụ lục 1*) và các số liệu ban đầu, các điểm nút của chu trình sẽ được tính toán như Bảng 3.1.

Bảng 3.1 Các thông số trạng thái của các điểm nút

Điểm	p (bar)	t (°C)	h (kJ/kg)	x
1	45	15	-72,62	-
2	82	61	-49,42	-
3	82	36	-159,6	-
4	45	10	-159,6	0,616
1'	45	10	-83,9	1

3.1.4. Tính toán nhiệt

Lưu lượng khối lượng môi chất CO₂ theo điều kiện ban đầu:

$$\dot{m}_r = \frac{Q_o}{q_o} = \frac{Q_o}{h_1 - h_4} = \frac{2,6}{(159,6 - 72,6)} = 0,03(kg/s)$$

Công nén đoạn nhiệt để nén môi chất lạnh từ trạng thái 1 lên trạng thái 2:

$$N_s = \dot{m}_r(h_2 - h_1) = 0,03(72,6 - 49,4) = 0,6932(kW)$$

Công suất nhiệt Q_k:

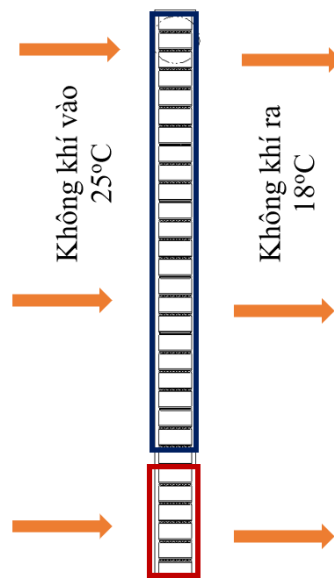
$$Q_k = \dot{m}_r(h_2 - h_3) = 0,03(-49,4 + 159,6) = 3,306(kW)$$

Hệ số COP của chu trình:

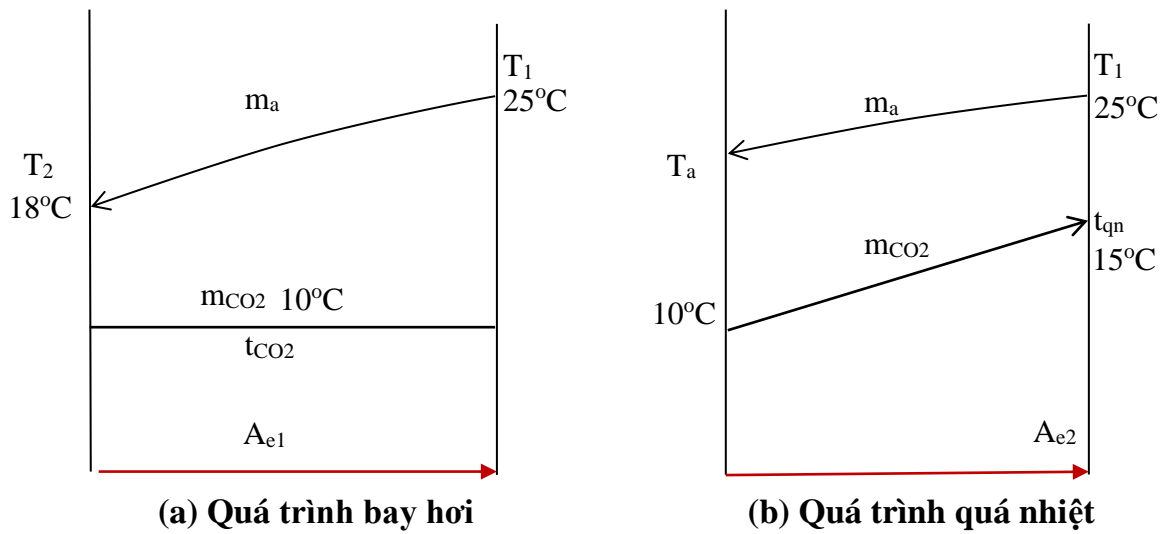
$$COP = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} = \frac{-72,6 + 159,6}{-49,4 + 159,6} = 3,76$$

3.1.5. Tính toán thiết bị bay hơi

Nhiệt độ không khí vào TBBH được chọn là 25°C. Độ chênh lệch nhiệt độ không khí giữa đầu vào và đầu ra thiết bị bay hơi (TBBH) là 7°C. Nhiệt độ trung bình không khí ra khỏi TBBH được chọn là 18°C. Nhiệt độ môi chất CO₂ vào TBBH là 10°C và ra khỏi TBBH là 15°C như thể hiện ở Hình 3.3.



Hình 3.3 Biểu diễn nhiệt độ vào - ra TBBH



Hình 3.4 Biến thiên nhiệt độ tại TBBH

Hình 3.4 thể hiện sự biến thiên nhiệt độ trên thiết bị bay hơi khi không khí đi qua. Quá trình 4 – 1' có sự biến thiên nhiệt độ theo sơ đồ ngược chiều. Quá trình 1' – 1 có sự biến thiên nhiệt độ theo sơ đồ lưu động phức tạp.

Diện tích trao đổi nhiệt thiết bị bay hơi là tổng của diện tích của đoạn 4-1' và diện tích của đoạn 1'-1:

$$A_e = A_{e1} + A_{e2} \quad (3.1)$$

$$A_{e1} = \frac{Q_{e1}}{k_{e1} \Delta t_{e1}} \quad (m^2) \quad (3.2)$$

$$A_{e2} = \frac{Q_{e2}}{k_{e2} \Delta t_{e2}} \quad (m^2) \quad (3.3)$$

Trong đó:

ke1: Hệ số truyền nhiệt quá trình 4 - 1', W/m²K tính quy đổi về phía không khí được xác định:

$$\frac{1}{k_{e1}} = \frac{1}{\alpha_{a,e1}} + R_b + \frac{1}{\alpha_{r,tp}} \quad (3.4)$$

ke2: Hệ số truyền nhiệt quá trình 1'-1, (W/m²K) tính quy đổi về phía không khí được xác định:

$$\frac{1}{k_{e2}} = \frac{1}{\alpha_{a,e2}} + R_b + \frac{1}{\alpha_{r,sp}} \quad (3.5)$$

R_b: Nhiệt trở do dẫn nhiệt (m²K/W). Giả sử bỏ qua nhiệt trở trên thiết bị bay hơi, R_b = 0.

Từ [63], [64], [75], [76] hệ số toả nhiệt đối lưu của không khí qua thiết bị bay hơi kênh mini/micro, chọn **$\alpha_a = 110W/m^2K$**

Từ [77]–[79] trong cùng điều kiện tương đương nhiệt độ bay hơi 10°C và có đường kính thuỷ lực tương đương 1,5mm. Hệ số toả nhiệt đối lưu CO₂ 2 pha có thể chọn để tính toán sơ bộ là: **$\alpha_{r,tp} = 5000W/m^2K$** .

Từ [70], hệ số toả nhiệt đối lưu trạng thái quá nhiệt của CO₂ ở vị trí đầu ra của TBBH được chọn **$\alpha_{r,sp} = 900W/m^2K$**

Như vậy, công thức (3.4) và (3.5) trở thành:

$$k_{e1} = \frac{1}{\frac{1}{110} + 0 + \frac{1}{5000}} = 107,6(W/m^2K)$$

$$k_{e2} = \frac{1}{\frac{1}{110} + 0 + \frac{1}{900}} = 98(W/m^2K)$$

Năng suất lạnh của TBBH phía không khí:

$$Q_{e,a} = m_a c_{p,a} (T_1 - T_2) \quad (3.6)$$

Áp dụng định luật cân bằng năng lượng, năng suất lạnh phía không khí bằng năng suất lạnh phía môi chất, nên:

$$Q_{e,r} = Q_{e,a} = Q_o \quad (3.7)$$

Khối lượng không khí qua TBBH được tính:

$$m_a = \frac{Q_{e,r}}{c_{p,a} (T_1 - T_2)} = \frac{2,6}{1 \cdot (25 - 18)} = 0,37 \left(\frac{kg}{s}\right) \quad (3.8)$$

Năng suất lạnh của TBBH nhận được trong quá trình 4 – 1’:

$$Q_{e1} = \dot{m}_{co2} \cdot (h_{1'} - h_4) = 2271(W) \quad (3.9)$$

Năng suất lạnh của TBBH nhận được trong quá trình 1'–1:

$$Q_{e2} = \dot{m}_{CO_2} \cdot (h_1 - h_{1'}) = 338,4(W) \quad (3.10)$$

Nhiệt độ của không khí khi môi chất bị quá nhiệt (hình 3.4)

$$T_a = T_1 - \frac{Q_{e2}}{m_a c_{p,a}} = 25 - \frac{0,03 \cdot (-72,6 + 83,9)}{0,37018 \cdot 1} \approx 24(^{\circ}C) \quad (3.11)$$

Độ chênh nhiệt độ trung bình logarit quá trình 4-1' được xác định:

$$\overline{\Delta t}_{e1} = \frac{(T_1 - t_{CO_2}) - (T_2 - t_{CO_2})}{\ln \frac{(T_1 - t_{CO_2})}{(T_2 - t_{CO_2})}} = \frac{15 - 8}{\ln \frac{15}{8}} = 11,13 (^{\circ}C) \quad (3.12)$$

Độ chênh nhiệt độ trung bình logarit quá trình 1' - 1 được xác định:

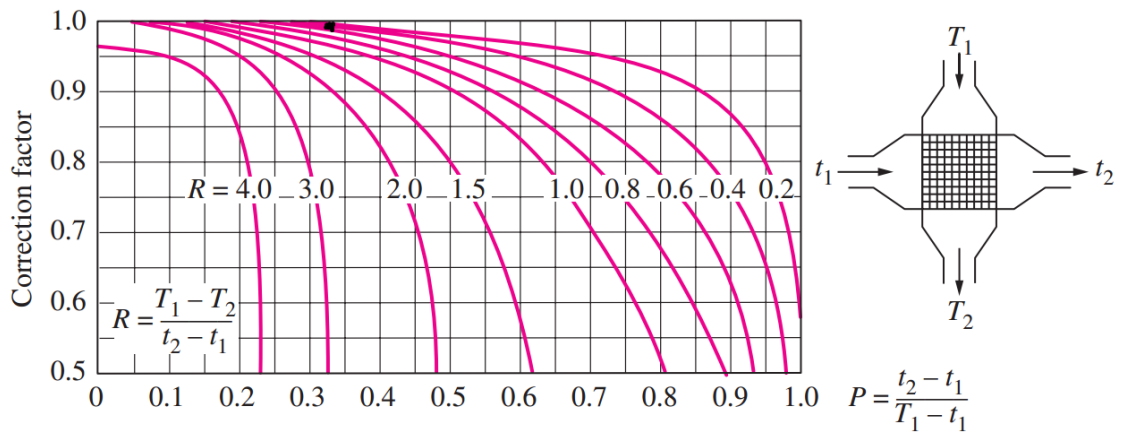
$$\overline{\Delta t}_{e2} = \varepsilon_{\Delta t} \cdot \overline{\Delta t}_{e2,ng} = 0,98 \cdot 11,88 = 11,65 (^{\circ}C) \quad (3.12)$$

Trong đó:

$\varepsilon_{\Delta t}$: hệ số hiệu chỉnh phụ thuộc đặc tính lưu động và 2 thông số P và R, [63]

$\overline{\Delta t}_{e2,ng}$: độ biến thiên trung bình logarit tính theo sơ đồ ngược chiều.

$$\overline{\Delta t}_{e2,ng} = \frac{(T_a - t_{CO_2}) - (T_1 - t_{qn})}{\ln \frac{(T_a - t_{CO_2})}{(T_1 - t_{qn})}} = \frac{14 - 10}{\ln \frac{14}{10}} = 11,88 (^{\circ}C) \quad (3.12a)$$



Hình 3.5 Xác định $\varepsilon_{\Delta t}$ dựa vào thông số P và R

Theo sơ đồ lưu chất chuyển động phức tạp như Hình 3.5, giá trị P và R được tính:

$$P = \frac{t_{qn} - t_{CO_2}}{T_1 - t_{CO_2}} = \frac{15 - 10}{25 - 10} = 0,33 \quad (3.12b)$$

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} = \frac{25 - 24}{15 - 10} = 0,2$$

$$\varepsilon_{\Delta t} = 0,98$$

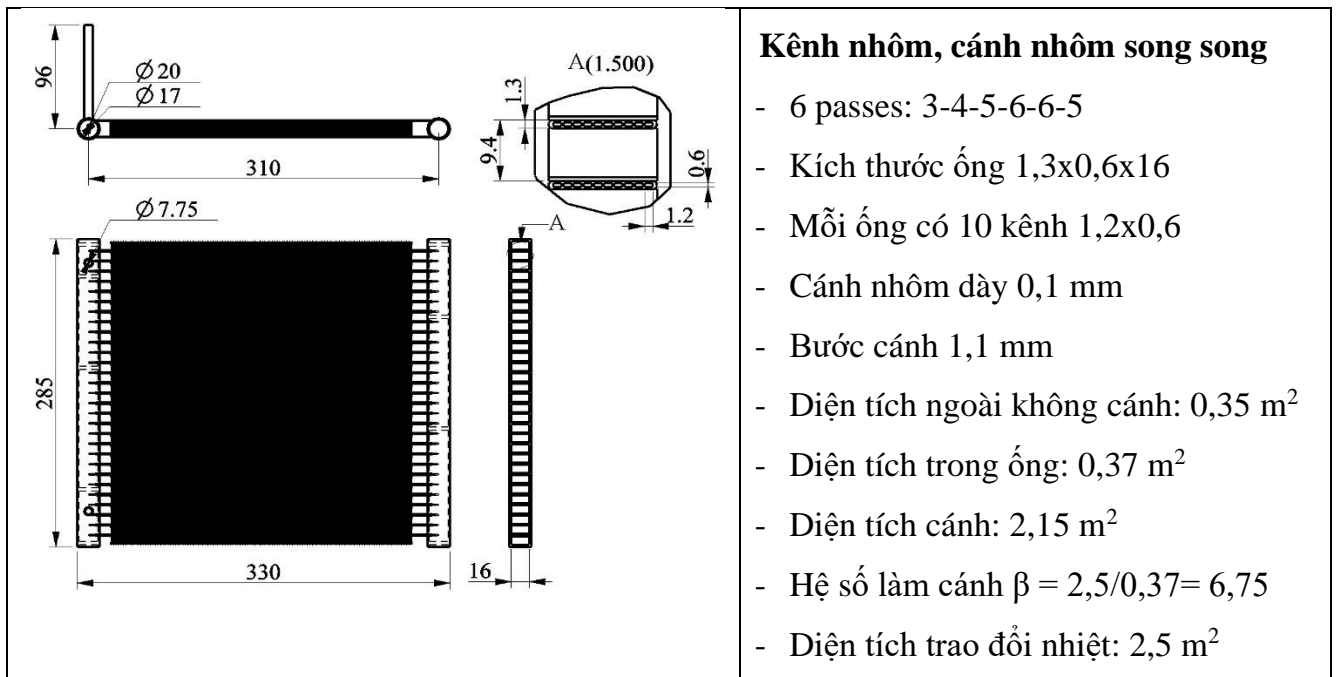
Như vậy, công thức (3.1) - (3.3) trở thành:

$$A_{e1} = \frac{Q_{e1}}{k_{e1} \Delta t_{e1}} = \frac{2271}{107,6 * 11,13} = 1,90 \text{ (m}^2\text{)}$$

$$A_{e2} = \frac{Q_{e2}}{k_{e2} \Delta t_{e2}} = \frac{338,4}{98 * 11,65} = 0,29 \text{ (m}^2\text{)}$$

$$A_e = A_{e1} + A_{e2} = 1,90 + 0,29 = 2,19 \text{ (m}^2\text{)}$$

Theo Phụ lục 2, thiết bị trao đổi nhiệt kênh micro có diện tích trao đổi nhiệt bên ngoài có cánh **2,5 m²** là phù hợp để lắp đặt làm thiết bị bay hơi cho hệ thống lạnh CO₂. Các thông số được thể hiện như Hình 3.6.



Hình 3.6 Kích thước thiết bị bay hơi kênh micro

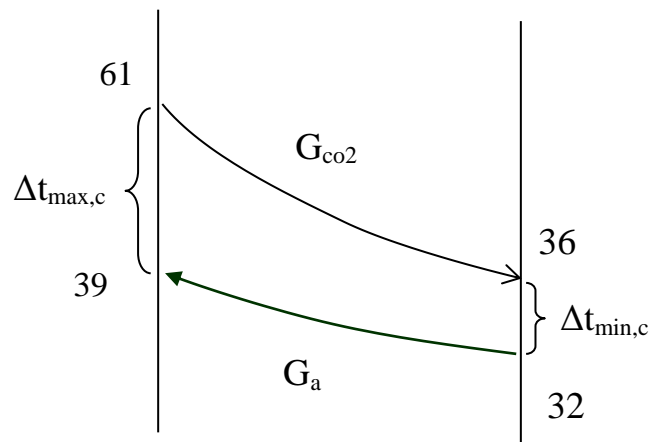
3.1.6. Thiết bị làm mát

Diện tích trao đổi nhiệt của thiết bị làm mát:

$$A_c = \frac{Q_k}{k_c \Delta t_{lm,c}} (m^2)$$

Trong đó:

Từ [63], [64], [75], chọn hệ số truyền nhiệt tổng của thiết bị làm mát truyền thống có không khí cưỡng bức là $k_c = 40 W/m^2 K$.



Hình 3. 7 Biến thiên nhiệt độ tại TBLM

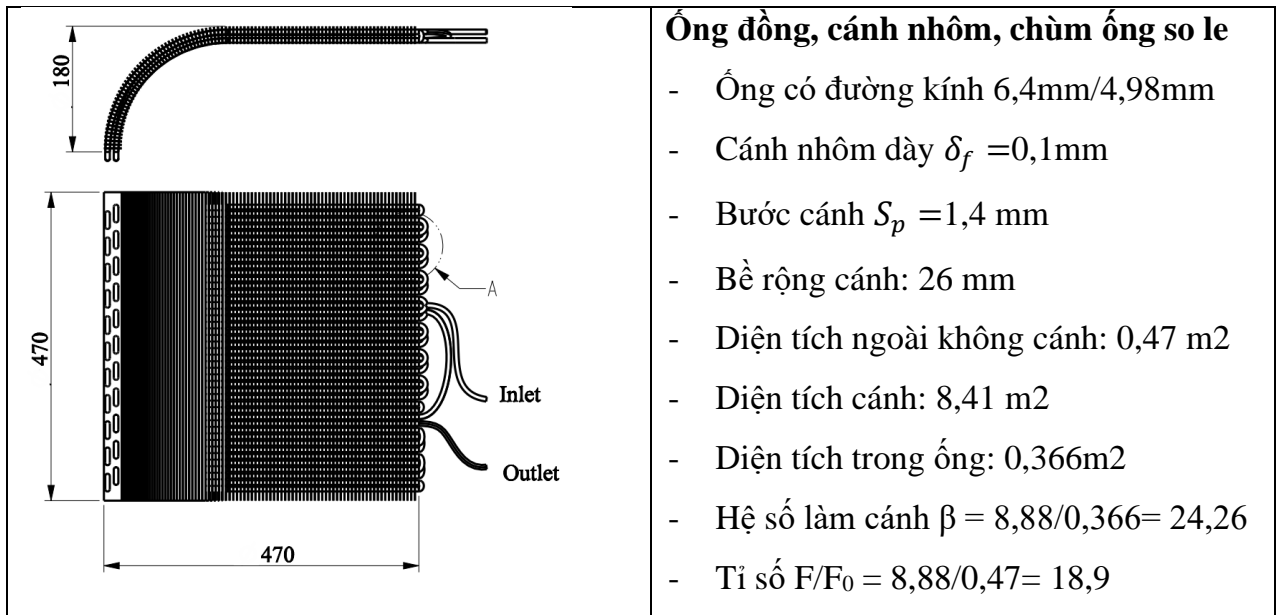
Hình 3.7 thể hiện độ chênh nhiệt độ trung bình logarit trên thiết bị làm mát theo Công thức (2.50) và Bảng 3.1. Độ chênh nhiệt độ giữa không khí vào và không khí ra khỏi TBLM trong khoảng 7 - 10°C. Chọn độ chênh lệch nhiệt độ là 7°C, không khí vào có nhiệt độ 32°C. Vậy không khí ra khỏi thiết bị có nhiệt độ là 39°C.

$$\Delta t_{lm} = \frac{\Delta t_{max} - \Delta t_{min}}{\ln \frac{\Delta t_{max}}{\Delta t_{min}}} = \frac{22 - 4}{\ln \frac{22}{4}} = 10,5(^{\circ}C)$$

Như vậy, diện tích của thiết bị làm mát là:

$$A_c = \frac{Q_k}{k_c \Delta t_{lm,c}} = \frac{3305}{40 * 10,5} = 7,86(m^2)$$

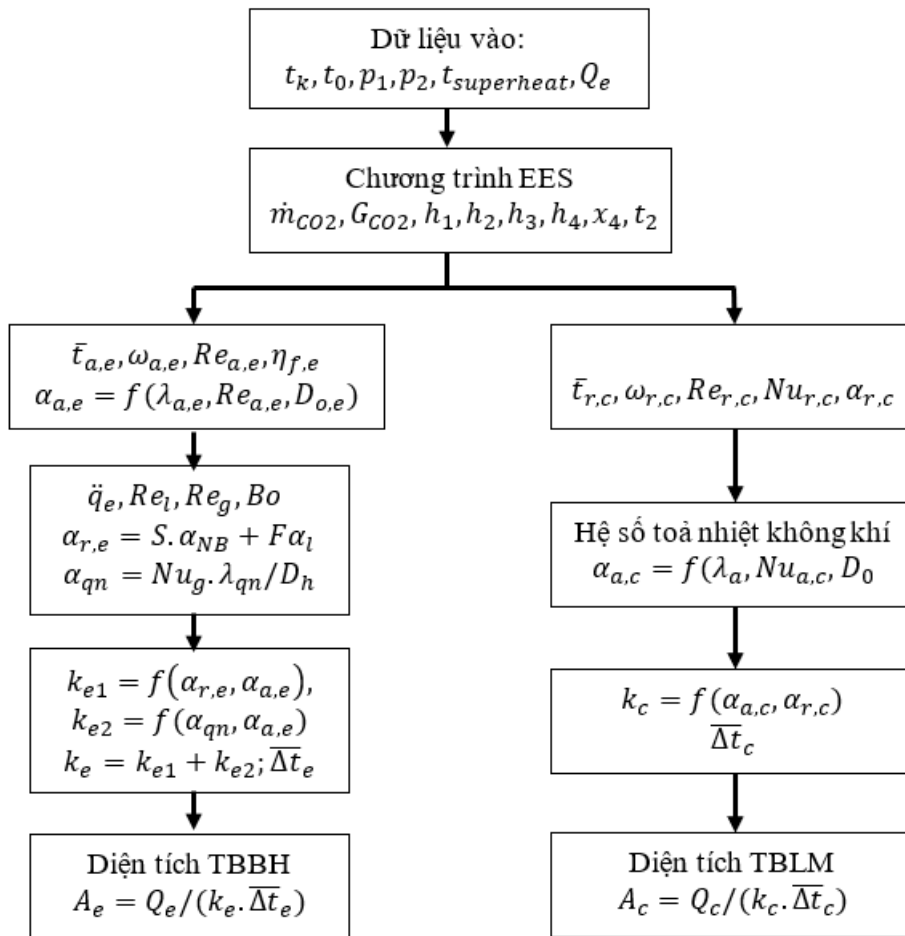
Tham khảo Phụ lục 2, thiết bị làm mát Panasonic 1 có thiết kế dạng chùm ống so le và có diện tích trao đổi nhiệt bên ngoài có cánh là 8,8 m², phù hợp với tính toán trên và được chọn. Thiết bị có các thông số kỹ thuật như Hình 3.8.



Hình 3. 8 Thiết bị làm mát Panasonic

3.2. TÍNH KIỂM TRA KẾT QUẢ THIẾT KẾ

Phần này được tính toán chi tiết các hệ số tỏa nhiệt phía không khí, hệ số tỏa nhiệt đối lưu phía môi chất trên cả thiết bị làm mát và thiết bị bay hơi. dựa vào các điều kiện biên ban đầu. Các kết quả đạt được sẽ so sánh với các kết quả đã chọn ở trường hợp trên (Mục 3.1). Ngoài ra, tổn thất áp suất trên TBBH cũng được tính toán. Trình tự tính toán như được thể hiện ở Hình 3.9. (Chi tiết được trình bày trong Phụ lục 4).



Hình 3. 9 Trình tự tính toán trong Bảng tính EXCEL

3.2.1. Tính toán, kiểm tra thiết bị bay hơi (TBBH)

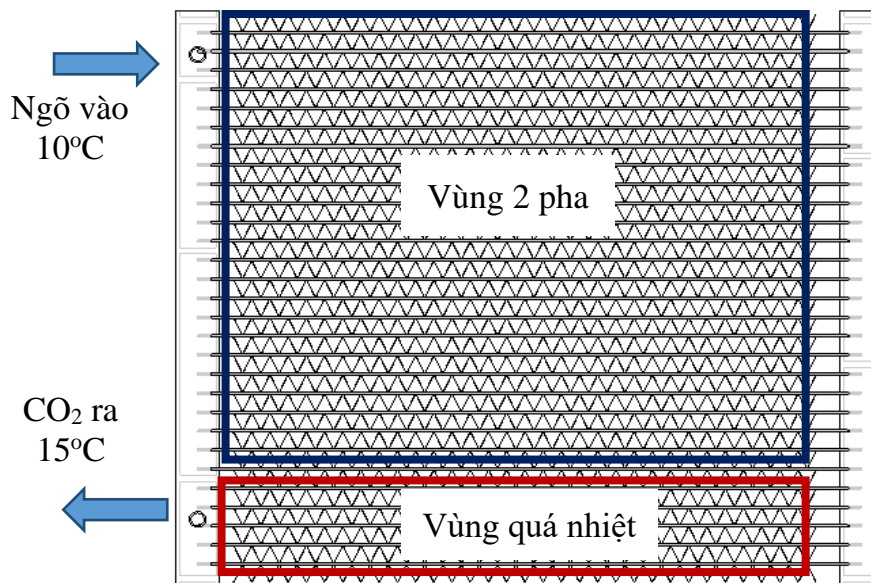
3.2.1.1. Kiểm tra hệ số toả nhiệt đối lưu không khí tại TBBH

Áp dụng các Công thức từ (2.8) – (2.15), hệ số toả nhiệt đối lưu của không khí đã được tính toán và có giá trị: (chi tiết được trình bày ở Phụ lục 4)

$$\alpha_{a,e} = 112,4 \text{ (W/m}^2\text{K)}$$

3.2.1.2. Kiểm tra hệ số toả nhiệt đối lưu của CO₂ 2 pha

Môi chất lạnh CO₂ vào thiết bị ở nhiệt độ bão hoà 10°C và ra khỏi thiết bị ở trạng thái hơi quá nhiệt như được thể hiện ở Hình 3.10.



Hình 3. 10 Phân bố nhiệt độ trên TBBH

Áp dụng các Công thức từ (2.16) – (2.30), hệ số tỏa nhiệt đối lưu 2 pha của môi chất CO₂ trong TBBH micro đã được tính như trong Bảng 3.2.

Bảng 3. 2 Giá trị hệ số tỏa nhiệt đối lưu CO₂ theo độ khô x

x	Re _l	Re _g	X ²	Φ ²	S	F	α _{lo} (W/m ² K)	α _{tp} (W/m ² K)
0,61	1,91E+03	1,57E+04	0,107	47,07	0,37	3,30	1722,7	6535,7
0,65	1,74E+03	1,66E+04	0,087	53,02	0,37	3,60	1598,8	6602,9
0,7	1,49E+03	1,79E+04	0,065	63,63	0,37	4,13	1413,3	6686,3
0,75	9,33E+02	1,44E+04	0,062	65,08	0,37	4,20	970,4	4926,8
0,8	7,46E+02	1,53E+04	0,044	81,03	0,37	5,00	811,7	4909,2
0,85	4,48E+02	1,30E+04	0,036	91,45	0,37	5,52	539,4	3829,2
0,9	2,98E+02	1,38E+04	0,022	128,78	0,37	7,39	390,0	3734,6
0,95	1,24E+02	1,21E+04	0,012	198,36	0,37	10,87	193,6	2960,4
0,98	4,97E+01	1,25E+04	0,004	411,24	0,38	21,51	93,0	2863,3

Tại vùng 2 pha, pha lỏng là chảy tầng còn pha hơi là chảy rối nên hệ số ma sát trong ống sẽ được tính toán cho từng pha. Hệ số tỏa nhiệt đối lưu 2 pha CO₂ đã được tính toán theo độ khô (Công thức 2.16) và hệ số ma sát được hiệu chỉnh (Công thức 2.29-2.30). Giá trị hệ số tỏa nhiệt đối lưu 2 pha có giá trị tương đồng với các nghiên cứu có cùng nhiệt độ bay hơi và có đường kính ống tương đương.

3.2.1.3. Kiểm tra hệ số toả nhiệt đối lưu CO₂ quá nhiệt

Áp dụng Công thức (2.31) – (2.33), hệ số toả nhiệt đối lưu tại trạng thái quá nhiệt: (Chi tiết được trình bày ở Phụ lục 4 Bảng tính EXCEL)

$$\alpha_{sp} = \frac{Nu_g \lambda_{sp}}{D_h} = 895 \text{ (W/m}^2\text{K)}$$

3.2.1.4. Tính tổn thất áp suất trên TBBH kênh micro

Hình 3.12 thể hiện tiết diện mặt cắt ống góp và kênh micro trên TBBH. Khi môi chất từ ống góp có đường kính lớn vào các kênh micro có đường kính nhỏ. Sau đó, môi chất lại từ các kênh micro đi ra ống góp. (Chi tiết được trình bày ở Phụ lục 4 Bảng tính EXCEL)



Hình 3. 11 Tiết diện ống góp và kênh micro trên TBBH

Áp dụng Công thức (2.34) – (2.44), tổn thất áp suất TBBH kênh micro:

$$\Delta p = \Delta p_c + \Delta p_{f,1ph} + \Delta p_{f,tp} + \Delta p_a + \Delta p_g + \Delta p_e$$

$$\Delta p = 35,85 + 5,41 + 17,26 + 81,12 + 0,24 = 140 \text{ (kPa)} = \mathbf{1,4 \text{ (bar)}}$$

3.2.2. Kiểm tra thiết bị làm mát (TBLM)

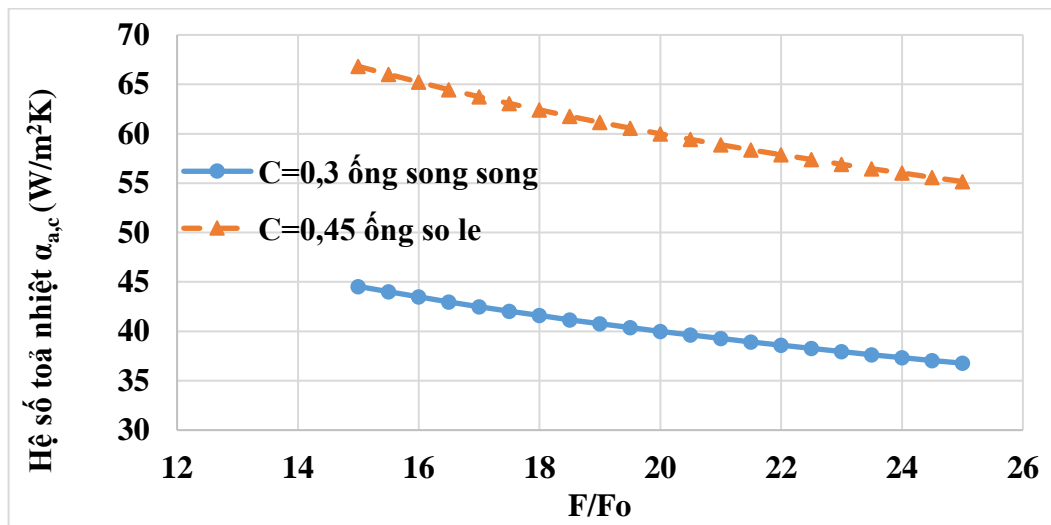
3.2.2.1. Kiểm tra hệ số toả nhiệt đối lưu của CO₂ trong TBLM

Áp dụng Công thức từ (2.45) – (2.50) và các công thức truyền nhiệt, hệ số toả nhiệt đối lưu của CO₂ trong thiết bị làm mát đã được tính: (Chi tiết được trình bày ở Phụ lục 4 Bảng tính EXCEL)

$$\alpha_{r,c} = \frac{Nu_{r,c} \lambda_{r,c}}{D_t} = 3510 \text{ (W/m}^2 \cdot \text{K)}$$

3.2.2.2. Kiểm tra hệ số toả nhiệt không khí qua TBLM

Áp dụng (2.45) – (2.50) và các công thức truyền nhiệt, hệ số toả nhiệt của không khí được biểu diễn như Hình 3.13 ứng với $C = 0,45$ và $C = 0,3$. (tính toán chi tiết được thể hiện ở Phụ lục 4)

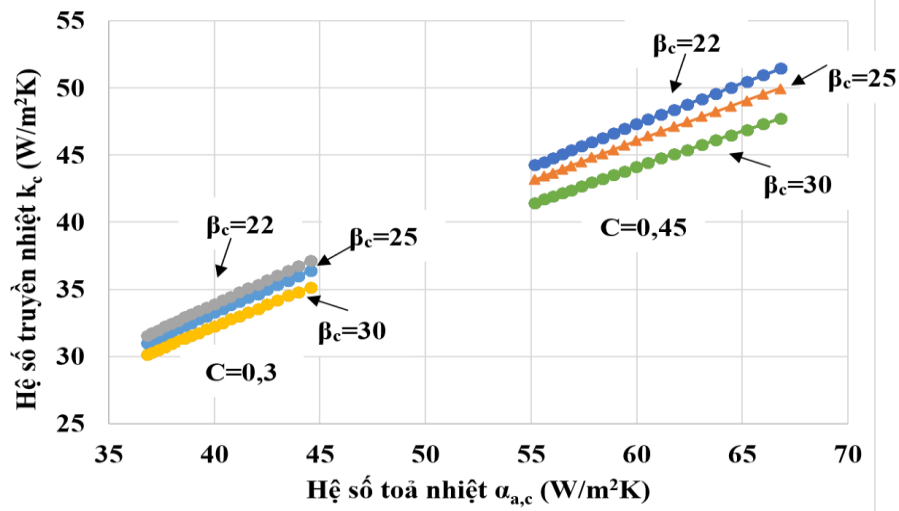


Hình 3. 12 Hệ số toả nhiệt đối lưu không khí trên TBLM

Hệ số toả nhiệt đối lưu phía không khí dạng chùm ống so le đạt giá trị từ 55 - 66 W/m²K. Hệ số toả nhiệt đối lưu phía không khí dạng chùm ống song song đạt giá trị từ 36 – 44 W/m²K.

3.2.2.3. Kiểm tra hệ số truyền nhiệt của TBLM

Áp dụng (2.45) – (2.50) và các Công thức truyền nhiệt, hệ số truyền nhiệt của TBLM là 1 hàm số $k_c = f(\alpha_{a,c})$ được biểu diễn như Hình 3.14:



Hình 3. 13 Hệ số truyền nhiệt của TBLM

Hệ số truyền nhiệt của TBLM là một hàm số phụ thuộc vào hệ số toả nhiệt đối lưu không khí và hệ số làm cánh β_c là 22, 25 và 30. Hệ số truyền nhiệt dạng chùm ống song song đạt giá trị từ 36 - 44 W/m^2K , trong khi hệ số truyền nhiệt dạng chùm ống so le thì đạt giá trị từ 41 - 51 W/m^2K .

3.3. TỔNG HỢP TÍNH TOÁN VÀ KIỂM TRA

Các giá trị được tổng hợp và thể hiện trong Bảng 3.3. Các giá trị chọn sơ bộ ban đầu có giá trị gần đúng với các giá trị được tính chi tiết theo điều kiện thực tế. Như vậy, TBLM và TBBH đã được chọn là hợp lý.

Bảng 3. 3 Bảng tổng kết tính toán và kiểm tra

Thông số	Thiết bị bay hơi			Thiết bị làm mát		
	Chọn	Kiểm tra	Sai số	Chọn	Kiểm tra	Sai số
Hệ số toả nhiệt đối lưu phía không khí (W/m^2K)	110	112,4	2%	-	-	
Hệ số toả nhiệt đối lưu CO_2 vùng 2 pha (W/m^2K)	5000	6535 – 2863	~5%	-	-	
Hệ số toả nhiệt đối lưu CO_2 vùng quá nhiệt (W/m^2K)	900	895	0,5%	-	-	
Hệ số truyền nhiệt tổng (W/m^2K)	-	-		40	41 - 51	

Chương 4. MÔ PHỎNG SỐ VÀ ĐÁNH GIÁ KẾT QUẢ

Chương 4 trình bày phương pháp mô phỏng số cho thiết bị bay hơi kênh micro. Do TBBH lớn và phức tạp nên một tiếp cận sẽ được đưa ra: TB này được chia 6 phần, tương ứng với 6 pass; kết quả mô phỏng của Pass 1 sẽ là điều kiện đầu vào cho mô phỏng Pass 2, tương tự cho các Pass còn lại. Các kết quả mô phỏng số được so sánh với các kết quả tính toán ở chương 3 với sai số dưới 10%.

4.1. THIẾT LẬP PHƯƠNG TRÌNH TOÁN HỌC

Để giải được mô hình toán học với dòng hai pha, các điều kiện ban đầu giả định như sau:[80]–[82]

- Lưu chất Newton.
- Bỏ qua sự ảnh hưởng của lực trọng trường và bức xạ nhiệt.

4.1.1. Dòng chảy rối RANS $k - \varepsilon$ (Reynolds-Averaged Navier–Stokes)

Các phương trình mô tả dòng chảy rối trong các thiết bị trao đổi nhiệt mini/micro bao gồm: [80]–[83]

Phương trình bảo toàn khối lượng cho lưu chất nén được:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u}) = 0 \quad (4.1)$$

Phương trình cân bằng động lượng cho dòng lưu chất:

$$\rho \frac{\partial \mathbf{u}}{\partial t} + \rho(\mathbf{u} \cdot \nabla) \mathbf{u} = \nabla \cdot [-P\mathbf{I} + \mathbf{K}] + \mathbf{F} \quad (4.2)$$

Tensor ứng suất:

$$\mathbf{K} = (\mu + \mu_T)(\nabla \mathbf{u} + (\nabla \mathbf{u})^T) - \frac{2}{3}(\mu + \mu_T)(\nabla \cdot \mathbf{u})\mathbf{I} - \frac{2}{3}\rho k\mathbf{I} \quad (4.3)$$

Trong đó $-\frac{2}{3}(\mu + \mu_T)(\nabla \cdot \mathbf{u})\mathbf{I} - \frac{2}{3}\rho k\mathbf{I}$ là thành phần bị nén.

Động năng rối k được tính là:

$$\rho \frac{\partial k}{\partial t} + \rho(\mathbf{u} \cdot \nabla)k = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_T}{\sigma_k} \right) \nabla k \right] + P_k - \rho \varepsilon \quad (4.4)$$

Hệ số tiêu tán năng lượng rối:

$$\rho \frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \rho(\mathbf{u} \cdot \nabla)\varepsilon = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_T}{\sigma_\varepsilon} \right) \nabla \varepsilon \right] + C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} P_k - C_{\varepsilon 2} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (4.5)$$

$$\text{Độ nhớt động học rối: } \mu_T = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (4.6)$$

$$P_k = \mu_T \nabla \mathbf{u} : (\nabla \mathbf{u} + (\nabla \mathbf{u})^T) - \frac{2}{3} \mu_T (\nabla \cdot \mathbf{u})^2 - \frac{2}{3} \rho k \nabla \cdot \mathbf{u} \quad (4.7)$$

Với $-\frac{2}{3} \mu_T (\nabla \cdot \mathbf{u})^2 - \frac{2}{3} \rho k \nabla \cdot \mathbf{u}$ là thành phần bị nén.

Trong đó \mathbf{u} là vector vận tốc, μ là độ nhớt động lực học, μ_T là độ nhớt động học rối, k là động năng rối (turbulent kinetic energy), p là áp suất, \mathbf{I} là ma trận đơn vị, \mathbf{K} là tensor ứng suất, \mathbf{F} là vector ngoại lực trên một đơn vị thể tích (volume force vector, N/m^3), T là nhiệt độ tuyệt đối (K), Q là nhiệt lượng, ε là hệ số tiêu tán năng lượng chảy rối, C_μ là hằng số dòng chảy rối, q là mật độ dòng nhiệt, l_T là cường độ dòng chảy rối. Các giá trị hằng số được liệt kê trong Bảng 4.1 [83]

Bảng 4.1 Giá trị hằng số trong mô hình $k - \varepsilon$

Ký hiệu	Giá trị
C_μ	0,09
$C_{\varepsilon 1}$	1,44
$C_{\varepsilon 2}$	1,92
σ_k	1
σ_ε	1,3

Giới hạn chiều dài hỗn hợp được dùng để tính toán độ nhớt động học rối.

$$l_{mix} = \max\left(C_\mu \frac{k^{\frac{3}{2}}}{\varepsilon}, l_{mix}^{lim}\right) \quad (4.8)$$

Các ràng buộc về độ nhớt xoáy là:

$$\rho \overline{u_i u_j} = -2\mu_T S_{ij} + \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \quad (4.9)$$

Trong đó δ_{ij} là khoảng cách Kronecker và S_{ij} là tensor biến dạng.

Giới hạn của dòng chảy xoáy trong kênh:

$$\rho \overline{u_i u_j} \geq 0 \quad \forall i, \mu_T \leq \frac{\rho k}{\sqrt{6} \sqrt{S_{ij}}} \quad (4.10)$$

Kết hợp (4.21), phương trình (4.19) được giới hạn:

$$l_{mix} \leq \frac{\sqrt{k}}{\sqrt{6} \sqrt{S_{ij}}} \quad (4.11)$$

Điều kiện ban đầu của đầu vào:

$$\int_{\partial\Omega} \rho(\mathbf{u} \cdot \mathbf{n}) d_{bc} dS = m_{in} \quad (4.12)$$

$$k = \frac{3}{2} (U_{ref} l_T)^2 \quad (4.13)$$

$$\varepsilon = C_\mu^{3/4} \frac{k^{3/2}}{L_T} \quad (4.14)$$

Điều kiện đầu ra: $p = p_{out}, \nabla \mathbf{k} \cdot \mathbf{n} = 0, \nabla \varepsilon \cdot \mathbf{n} = 0$ (4.15)

Trong đó k là động năng rối, l_T là cường độ dòng chảy rối, L_T là chiều dài kênh, U_{ref} là vận tốc ban đầu, p là áp suất, m là lưu lượng khối lượng môi chất CO₂. d_{bc} là độ dày lớp biên vuông góc với phương chuyển động môi chất, ε là hệ số tiêu tán năng lượng chảy rối, C_μ là hằng số dòng chảy rối.

4.1.2. Các phương trình truyền nhiệt

Phương trình cân bằng năng lượng:

$$\rho C_p \frac{\partial T}{\partial t} + \rho C_p \mathbf{u} \cdot \nabla T + \nabla \cdot \mathbf{q} = Q \quad (4.16)$$

Nhiệt lượng truyền qua vách:

$$\mathbf{q} = -\lambda \nabla T \quad (4.17)$$

Nhiệt lượng đối lưu qua cánh:

$$-\mathbf{n} \cdot \mathbf{q}_0 = h \cdot (T_{ext} - T) \quad (4.18)$$

Các vị trí thành bọc cách nhiệt: $-\mathbf{n} \cdot \mathbf{q} = 0$

Hệ số trao đổi nhiệt đối lưu của CO₂:

$$h_{CO_2} = \frac{q}{T_w - T_{sat}} \quad (4.19)$$

Công suất lạnh của TBBH:

$$Q = A \cdot \mathbf{q} \quad (4.20)$$

Tại vị trí đầu vào: $T_{ext} = T_0, h = h_{air}$

$$-\mathbf{n} \cdot \mathbf{q} = \rho \left(\int_{T_{ustr}}^T C_p dT \right) \mathbf{u} \cdot \mathbf{n} \quad (4.21)$$

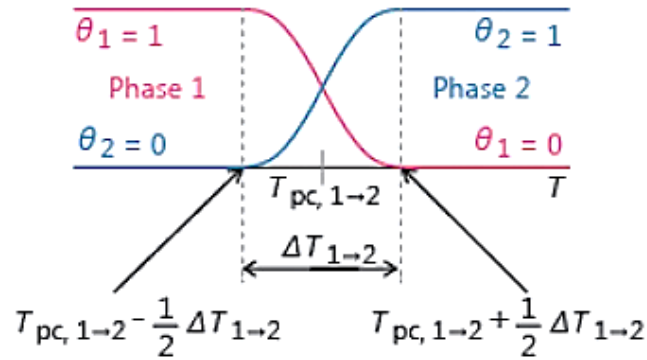
Tại vị trí đầu ra:

$$-\mathbf{n} \cdot \mathbf{q} = 0 \quad (4.22)$$

Trong đó \mathbf{u} là vector vận tốc, T là nhiệt độ tuyệt đối (K), Q là công suất, \mathbf{q} là vector mật độ dòng nhiệt, q_0 là nhiệt lượng đối lưu, C_μ là hằng số dòng chảy rối, h là hệ số tỏa nhiệt đối lưu, λ là hệ số dẫn nhiệt, A là diện tích trao đổi nhiệt phía ngoài (không khí và mặt ngoài ống có cánh).

4.1.3. Các phương trình về sự chuyển pha [83]

Môi chất bay hơi tại TBBH sẽ có áp suất bay hơi p_{co2} và nhiệt độ bay hơi $T_{pc,1-2}$. Khi môi chất sẽ chuyển từ trạng thái pha lỏng (pha 1) sang pha hơi (pha 2) tại nhiệt độ bay hơi $T_{pc,1-2}$. Hình 4.1 thể hiện nhiệt độ môi chất bắt đầu chuyển pha. Các phương trình cần thiết được biểu diễn như sau:



Hình 4. 1 Điều kiện chuyển pha trong môi chất [83]

$$\text{Hệ số pha của môi chất: } \theta_1 + \theta_2 = 1 \quad (4. 23)$$

$$\text{Độ khô môi chất: } x = \theta_2; \theta_1 = 1 - x \quad (4. 24)$$

$$\text{Khối lượng riêng hỗn hợp môi chất: } \rho = \theta_1 \rho_1 + \theta_2 \rho_2 \quad (4. 25)$$

Nhiệt dung riêng hỗn hợp môi chất:

$$C_p = \frac{1}{\rho} (\theta_1 \rho_1 C_{p,1} + \theta_2 \rho_2 C_{p,2}) + L_{1-2} \frac{\partial \alpha_m}{\partial T} \quad (4. 26)$$

Phần trăm khối lượng hỗn hợp môi chất:

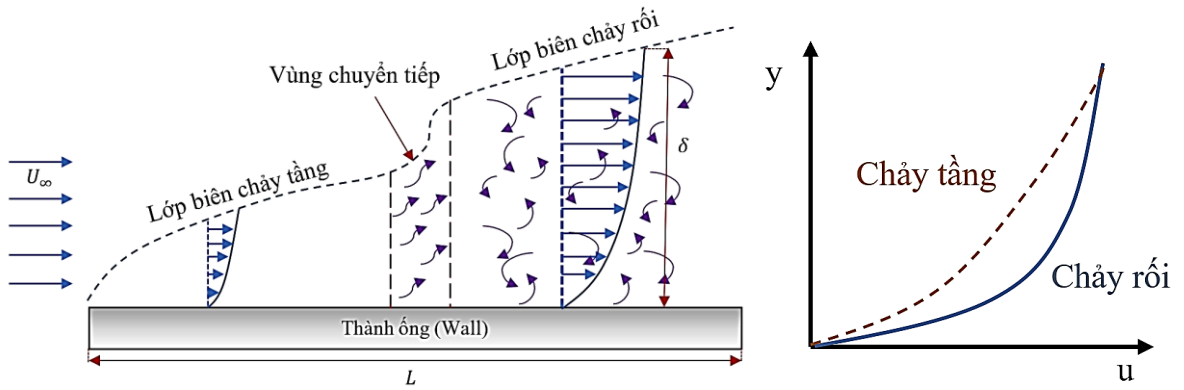
$$\alpha_m = \frac{1}{2} \frac{\theta_2 \rho_2 - \theta_1 \rho_1}{\theta_1 \rho_1 + \theta_2 \rho_2} \quad (4. 27)$$

$$\text{Hệ số dẫn nhiệt của hỗn hợp: } \lambda = \theta_1 \lambda_1 + \theta_2 \lambda_2 \quad (4. 28)$$

Trong đó, T là nhiệt độ, t là thời gian, C_p là nhiệt dung riêng đẳng áp, ρ là khối lượng riêng hỗn hợp, \mathbf{u} là vector vận tốc, p là áp suất, α_m là phần trăm khối lượng của hỗn hợp, λ là hệ số dẫn nhiệt của hỗn hợp. $T_{pc,1-2}$ là nhiệt độ chuyển pha, x là độ khô. ΔT_{1-2} là khoảng nhiệt độ thay đổi từ pha 1 (lỏng) sang pha 2 (hơi); θ_1, θ_2 là hệ số pha của pha 1, pha 2. L_{1-2} là nhiệt ẩn hoá hơi của môi chất.

4.1.4. Môi chất tại lớp biên

Xét 1 lớp biên có chiều dài L , bề dày lớp biên δ , lưu chất không bị trượt tại biên như Hình 4.2:



Hình 4.2 Vận tốc tại lớp biên chảy tầng và chảy rối

Bề dày lớp biên lớn nhất được xác định:[82]

$$\delta_w^+ = \max\left(\frac{h \rho C_\mu^{\frac{1}{4}} \sqrt{k}}{2 \mu}, 11,06\right) \quad (4.29)$$

Chiều dày lớp biên được định nghĩa: $\delta_w = \frac{\delta_w^+ \mu}{\rho u_\tau}$ (4.30)

Trong đó u_τ là vận tốc ma sát:

$$u_\tau = \max\left(C_\mu^{\frac{1}{4}} \sqrt{k}, \frac{\|u\|}{u^+}\right) \quad (4.31)$$

$$u^+ = \frac{1}{K_v} \log(\delta_w^+) + 5,2 \quad (4.32)$$

Với K_v là hằng số Von Karman, bằng 0,41.

Điều kiện ngay tại thành biên: $\mathbf{n} \cdot \mathbf{u} = 0$

Điều kiện cho ứng suất cắt: $\mathbf{n} \cdot \boldsymbol{\sigma} - (\mathbf{n} \cdot \boldsymbol{\sigma} \cdot \mathbf{n}) \mathbf{n} = -\rho u_\tau \frac{\mathbf{u}}{u^+}$ (4.33)

Trong đó ứng suất cắt là: $\boldsymbol{\sigma} = \mu(\nabla \mathbf{u} + (\nabla \mathbf{u})^T)$ (4.34)

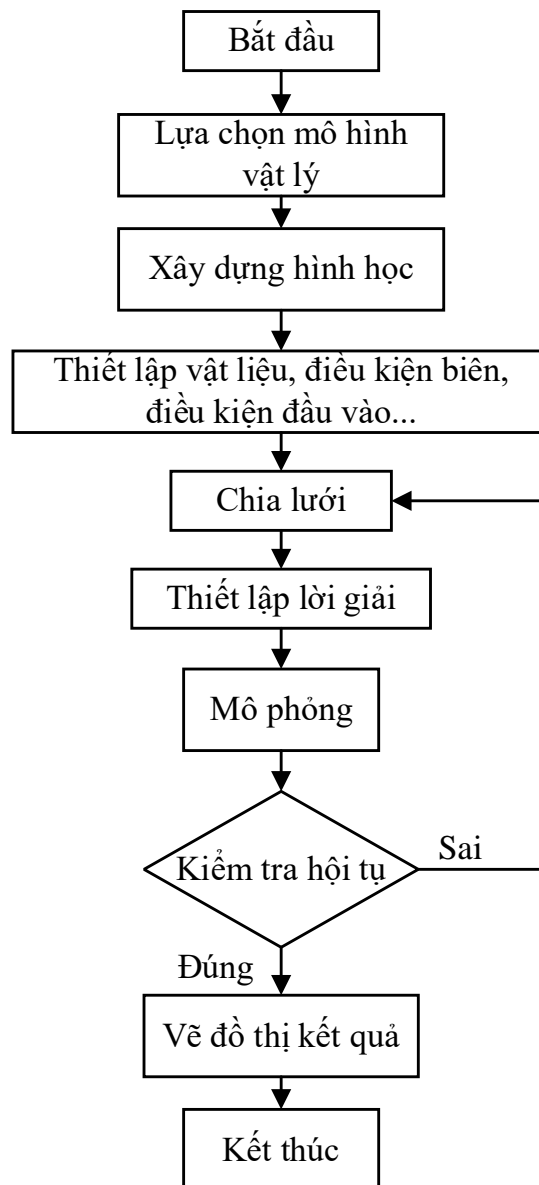
Điều kiện đồng nhất Neuman cho động học nhớt rôi là: $n \cdot \nabla k = 0$

Và điều kiện biên cho ε là:
$$\varepsilon = \frac{C^{3/4} k^{3/2}}{K_v \delta_w} \quad (4.35)$$

4.1.5. Khi môi chất quá nhiệt

Khi hỗn hợp môi chất hoá hơi hoàn toàn và ở trạng thái quá nhiệt, hệ phương trình ở trạng thái này chỉ khác hệ phương trình ở trạng thái 2 pha là không có các phương trình chuyển pha, hay hệ số pha $\theta_1 = 0$. Hệ phương trình được thể hiện ở Phụ lục 5.

4.2. THIẾT LẬP MÔ PHỎNG SỐ TRÊN PHẦN MỀM COMSOL



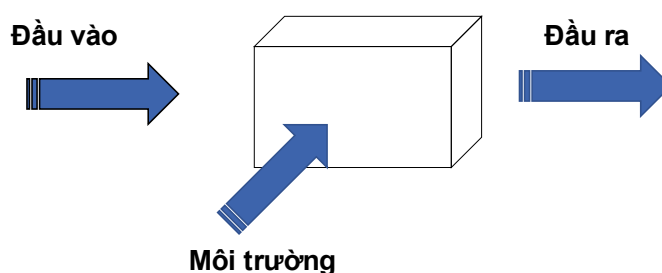
Hình 4.3 Lưu đồ các bước mô phỏng số [84]

Ứng dụng phần mềm Comsol [85] để mô phỏng dòng lưu chất trao đổi nhiệt và thay đổi pha của môi chất CO₂ trong thiết bị bay hơi kênh micro. Các kết quả đạt được sẽ so sánh với kết quả đã tính toán ở Chương 3 và thực nghiệm ở Chương 5. Ngoài ra, các kết quả mô phỏng cũng được so sánh với các nghiên cứu liên quan. Các bước mô phỏng trên phần mềm được thực hiện như Hình 4.3.

4.2.1. Thiết lập môi trường (*Model Wizard*)

4.2.1.1. Định nghĩa chiều không gian

Mô hình chịu sự tác động bởi nhiều yếu tố như đầu vào, đầu ra và ảnh hưởng của môi trường xung quanh như Hình 4.4. Ngoài ra, dòng chảy lưu chất là dòng chảy rối nên cần được xem xét. Do vậy, bài toán cần được giải quyết trong không gian 3 chiều (3D) để có các kết quả chính xác hơn so với việc giải bài toán trong không gian 1 chiều hoặc 2 chiều.



Hình 4. 4 Các phương của các yếu tố tác động lên mô hình

4.2.1.2. Chọn mô hình vật lý (*The Physics*)

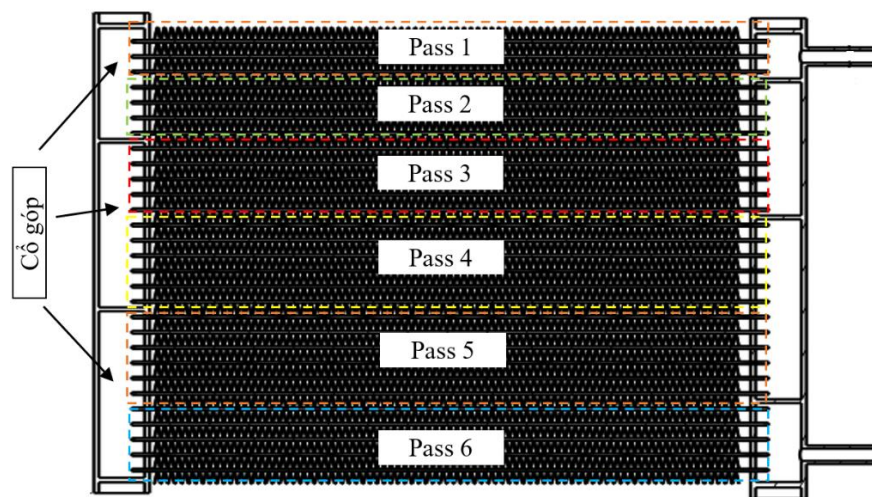
Việc xác định lời giải cho mô hình sẽ ảnh hưởng trực tiếp đến kết quả bài toán. Nếu chọn lời giải không đúng với mô hình thì kết quả sẽ sai. Ngược lại, chọn đúng lời giải cho mô hình sẽ là tiền đề để tiếp tục giải bài toán. Giả sử bỏ qua hiện tượng bức xạ, mô hình có những đặc điểm sau:

- Môi chất lưu chuyển trong kênh nhôm có hệ số $Re > 10^4$ là dòng chảy rối (*Turbulent flow*). Ngoài ra, sự chuyển pha xảy ra khi môi chất ở thể lỏng nhận nhiệt để chuyển sang môi chất ở pha hơi. (*Phase change material*)
- Dòng chảy hấp thụ nhiệt từ môi trường bên ngoài thông qua cánh tản nhiệt. Như vậy, bài toán có hiện tượng dẫn nhiệt trong vật rắn và hiện tượng đối lưu trong lưu chất. Truyền nhiệt trong vật rắn và lưu chất. (*Heat transfer in solids and fluids*)

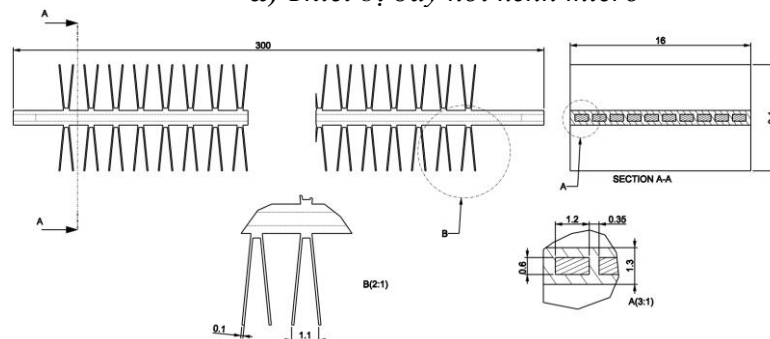
- Môi chất vừa chảy trong kênh micro vừa trao đổi nhiệt độ thì cần giải bài toán kết hợp cả dòng chảy trong kênh và truyền nhiệt (*Nonisothermal flow Coupling*).

4.2.2. Thiết lập mô hình hình học

Thiết bị bay hơi gồm 6 pass. Mỗi pass gồm nhiều ống nhôm dẹt (3-4-5-6-6-5). Mỗi ống nhôm dẹt có kích thước 304x16x1,3mm. Mỗi ống gồm 10 kênh micro có kích thước 1,2x0,6mm, vách rộng 0,35mm. Cánh tản nhiệt có kích thước 0,1x16x4,1mm. Bước cánh là 1,1mm. Thông số hình học của thiết bị bay hơi kênh micro được thể hiện như Hình 4.5. Để đơn giản hoá mô hình nhưng vẫn đảm bảo tính chính xác các đặc tính truyền nhiệt cũng như giảm tài nguyên máy tính, một giải pháp được đưa ra: mỗi pass chọn một ống ở giữa để mô phỏng số, kết quả đầu ra của pass trước được dùng làm dữ liệu đầu vào của pass kế tiếp. Giả thiết này đã được kiểm chứng bởi thực nghiệm.



a) Thiết bị bay hơi kênh micro



b) Ống nhôm dẹt

Hình 4. 5 Thông số hình học của thiết bị bay hơi.

Kích thước thiết bị bay hơi lớn hơn rất nhiều so với đường kính thủy lực của kênh và bề rộng cánh tản nhiệt nên việc mô phỏng số quá trình bay hơi cho thiết bị này là một bài toán lớn và khó.

Để giải quyết vấn đề này, mô hình TBBH sẽ được chia thành 6 phần, ứng với 6 pass chuyển động của lưu chất bên trong. Những giả thiết cho quá trình mô phỏng số:

- Đặc tính dòng lưu chất trong mỗi ống cùng 1 pass được xem là như nhau.
- Không mô phỏng dòng không khí đi qua TBBH mà gán hệ số trao đổi nhiệt đối lưu.

4.2.3. Thiết lập thuộc tính vật liệu (*Specify materials properties*)

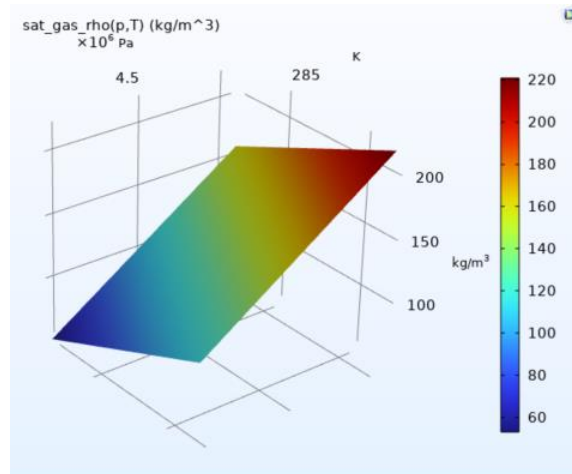
Mô hình gồm vật liệu là nhôm, CO₂ ở thể lỏng, CO₂ ở thể khí. Các thuộc tính vật liệu được thể hiện như trong Bảng 4.2.

Bảng 4. 2 Thuộc tính vật liệu

Vật liệu	Thuộc tính vật liệu	Đơn vị
Nhôm	Nhiệt dung riêng $C_p = 900$	J/(kg*K)
	Hệ số dẫn nhiệt $k = 238$	W/(m*K)
	Khối lượng riêng $\rho = 2700$	Kg/m ³
CO ₂ pha lỏng	Nhiệt dung riêng $C_{p_li_10}(T)$	J/(kg*K)
	Hệ số dẫn nhiệt $k_li_10(T)$	W/(m*K)
	Khối lượng riêng $li_rho(p,T)$ $= 400.536+3.134*T+-9.481E-05*p$	Kg/m ³
	Tỉ số nhiệt dung riêng $\gamma = 3,09$	-
CO ₂ pha khí	Nhiệt dung riêng $C_{p_g_10}(T)$	J/(kg*K)
	Hệ số dẫn nhiệt $k_g_10(T)$	W/(m*K)
	Khối lượng riêng $gas_rho_10(p,T)$ $= 1434.096-6.110*T+9.575E-05*p$	Kg/m ³
	Độ nhớt động học $\mu_10(T)$ $= -1.6E-07*T+1.326E-11*p+ 1.97E-06$	Pa*s

Trong đó, $C_{p_li_10}(T)$, $C_{p_g_10}(T)$ là hàm nhiệt dung riêng pha lỏng và pha khí của CO₂ theo nhiệt độ T, áp suất thay đổi không đáng kể; $k_li_10(T)$, $k_g_10(T)$ là hàm hệ số dẫn nhiệt CO₂ ở pha lỏng và pha khí tại nhiệt độ bay hơi 10°C.

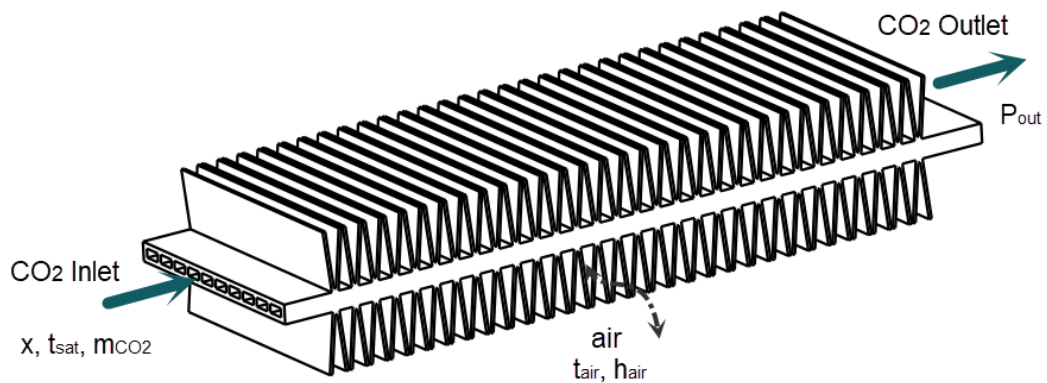
Môi chất CO₂ trong TBBH chuyển từ lỏng sang hơi và có thể bị quá nhiệt tại đầu ra. Hình 4.6 thể hiện hàm của khối lượng riêng môi chất CO₂ bay hơi tại 10°C, áp suất 45 bar. Tại 10°C, môi chất chuyển pha nên khối lượng riêng thay đổi từ pha lỏng (x=0) sang pha hơi (x=1). Sau khi hoá hơi hoàn, khối lượng riêng sẽ là của CO₂ dạng hơi quá nhiệt. Hình 4.6 mô tả khối lượng riêng pha hơi phụ thuộc vào áp suất và nhiệt độ dựa vào dữ liệu từ phần mềm REFPROP V8.



Hình 4. 6 Khối lượng riêng CO₂ pha hơi phụ thuộc áp suất và nhiệt độ

4.2.4. Điều kiện biên và điều kiện ban đầu

Môi chất chuyển động trong ống sẽ nhận nhiệt của môi trường xung quanh thông qua các cánh tản nhiệt. Lưu lượng khối lượng m_{CO_2} hỗn hợp CO₂ (pha lỏng và pha hơi) đi vào ống có nhiệt độ t_{CO_2} và độ khô x . Tại vị trí đầu ra, hỗn hợp có áp suất P_{out} . Không khí xung quanh có nhiệt độ t_{air} và hệ số trao đổi nhiệt đối lưu h_a . Mô hình ống nhôm truyền nhiệt được thể hiện như Hình 4.7.



Hình 4. 7 Mẫu TBBH kênh micro

Các điều kiện ban đầu được đặt ra như Chương 3 (*Tính toán thiết kế*) và được thể hiện trong Bảng 4.3. Môi chất lạnh là CO₂, có nhiệt độ đầu vào là 10°C, áp suất 45 bar. Môi trường làm mát là không khí có nhiệt độ 25°C, hệ số toả nhiệt đối lưu 112W/m²K (*giá trị ở Mục 3.2.1.1*). Lưu lượng khối lượng môi chất CO₂ là 30(g/s). Lưu lượng qua mỗi ống của mỗi pass thì sẽ được tính toán cụ thể. Kết quả của đầu ra pass 1 sẽ là đầu vào của đầu vào pass 2. Tương tự cho đến pass cuối.

Bảng 4. 3 Điều kiện ban đầu

Pass	Số ống	Đầu vào	Đầu ra
1	3	$T_{1CO_2} = 10^{\circ}C; m_{1CO_2} = 30/3 = 10(g/s)$ $p_{1i} = 45(bar); x_{1,i} = 0,61$ $T_{air} = 25^{\circ}C; h_{air} = 110(W/m^2K)$	$p_{1,o}; T_{1,o}; x_{1,o}$
2	4	$p_{1,o}; T_{1,o}; x_{1,o}; m_{2CO_2} = 30/4 = 7,5(g/s)$	$p_{2,o}; T_{2,o}; x_{2,o}$
3	5	$p_{2,o}; T_{2,o}; x_{2,o}; m_{3CO_2} = 30/5 = 6(g/s)$	$p_{3,o}; T_{3,o}; x_{3,o}$
4	6	$p_{3,o}; T_{3,o}; x_{3,o}; m_{4CO_2} = 5(g/s)$	$p_{4,o}; T_{4,o}; x_{4,o}$
5	6	$p_{4,o}; T_{4,o}; x_{4,o}; m_{4CO_2} = 5(g/s)$	$p_{5,o}; T_{5,o}$
6	5	$p_{5,o}; T_{5,o}; x_{5,o}; m_{3CO_2} = 6(g/s)$	$p_{6,o}; T_{6,o}$

4.2.5. Chia lưới (Create the Mesh)

Có nhiều yếu tố cần quan tâm như mô hình 1D, 2D hay 3D, hoặc mô hình vật lý (heat transfer, flow, plasma...) sẽ ảnh hưởng đến việc chọn kiểu lưới, số lượng hay kích thước phần tử: intervals (1D); triangular, quadrilateral (2D); tetrahedral, hexahedral, prism, ...(3D).

Hơn nữa, phần mềm Comsol cung cấp các cấp độ chia lưới tự động dựa vào mô hình vật lý đã chọn: siêu thô (extremely coarse), rất thô (extra coarse), thô hơn (coarser), thô (coarse), trung bình (normal), tinh (fine), tinh hơn (finer), rất tinh (extra fine), siêu tinh (extremely fine).

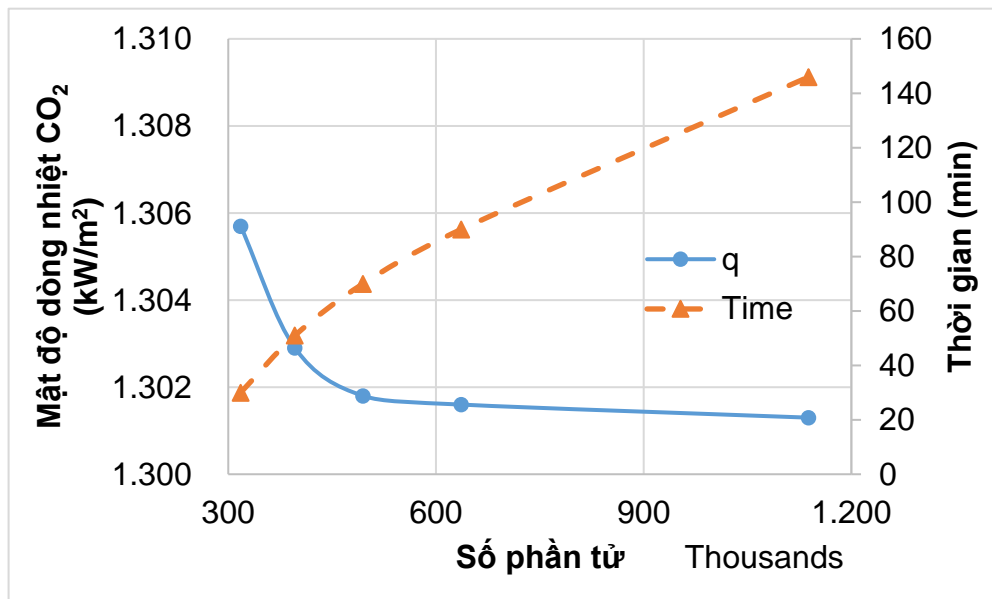
Việc chia lưới càng tinh thì kết quả tính toán sẽ càng chính xác. Tuy nhiên, lưới càng tinh thì việc tính toán cần phải có cấu hình máy tính cao hơn và thời gian cần cho lời giải cũng nhiều hơn. Như vậy, việc chia lưới cần đạt hài hoà các yếu tố như độ sai số của kết quả, cấu hình máy tính và thời gian giải...

4.2.5.1. Chia lưới tự động

Để khảo sát sự phù hợp của mức độ chia lưới, mô hình (Hình 4.7) sẽ được mô phỏng kiểm tra trong trường hợp chưa xét đến sự chuyển pha. Các điều kiện biên như Bảng 4.3. Sau đó, mô hình được chia lưới tự động theo 5 cấp độ đạt số phần tử tương ứng như Bảng 4.4.

Bảng 4. 4 Chia lưới mô hình theo 5 cấp độ tự động

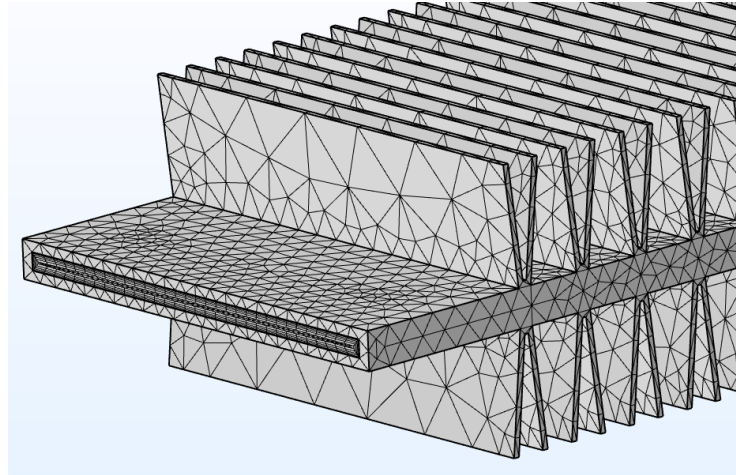
TT	Chia lưới	Số phần tử miền	Số phần tử biên	Số phần tử cạnh	Thời gian (phút)	Dòng nhiệt (W/m^2)
1	Extremely coarse	317905	80829	28307	31	1305,7
2	Extra coarse	396322	103906	35300	54	1302,9
3	Coarser	494724	142678	43067	72	1301,8
4	Coarse	636625	185994	51545	91	1301,6
5	Normal	1138331	636282	58968	150	1301,3



Hình 4. 8 Độ tương thích số phần tử và mật độ dòng nhiệt

Mật độ dòng nhiệt CO₂ đạt được trong từng trường hợp sẽ được thể hiện trên đồ thị như Hình 4.8 theo số phần tử. Số lượng phần tử của 5 cấp độ có sự khác nhau rất lớn. Tuy nhiên giá trị của mật độ dòng nhiệt cả 5 cấp độ này có kết quả với độ chênh lệch nhỏ khoảng $2W/m^2$. Ngoài ra, thời gian để giải mỗi bài toán tăng nhanh theo các cấp độ chia lưới từ 1 đến 5. Như vậy, để chia lưới vừa đạt độ chính

xác cần thiết vừa đáp ứng về mặt kỹ thuật, mô hình này có thể chọn chia lưới dạng thô (Coarser) với 494724 phần tử miền, 142678 số phân tử biên và 43067 số phần tử cạnh. Kết quả đánh giá chất lượng lưới này góp phần kiểm chứng độ tin cậy trong mô phỏng số.



Hình 4.9 Chia lưới trên mô hình

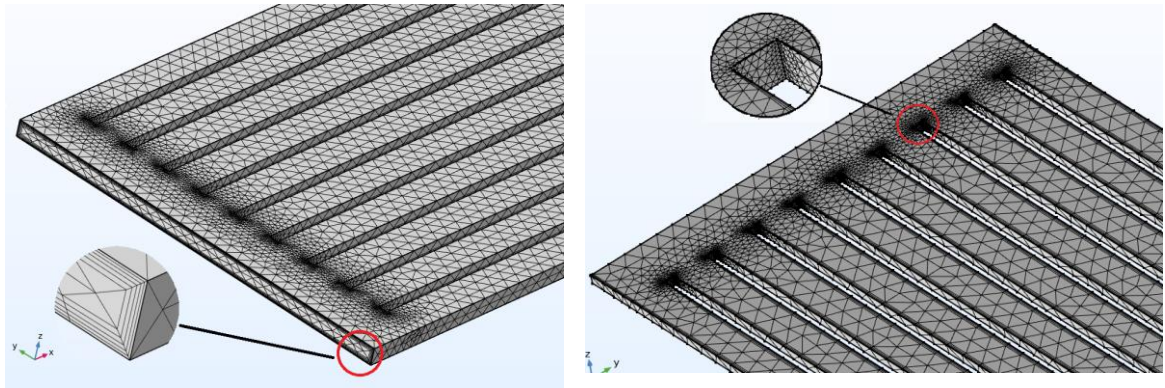
Hình 4.9 thể hiện cấp độ chia lưới Coarse. Trong đó, việc chia lưới Extra coarse sẽ chung cho cả các đối tượng miền, biên hoặc cạnh. Tuy nhiên, môi chất sẽ được chia nhỏ hơn 1 cấp là Coarser và các mặt biên tiếp giáp giữa môi chất và ống nhôm được chia nhỏ hơn 2 cấp là Coarse. Đồng thời, các mặt biên này cũng được chia thành 5 lớp (layer) với khoảng cách mỗi lớp 1,2mm tính từ mặt biên.

4.2.5.2. Chia lưới thủ công

Việc chia lưới thủ công phụ thuộc vào bài toán vật lý được giải (truyền nhiệt độ lập, dòng chảy, ...) và kiểu lưới sẽ được áp dụng cho mô hình 1D, 2D hoặc 3D. Chia lưới thủ công có thể phát triển từ việc chỉnh sửa kiểu lưới tự động hoặc có thể tạo mới hoàn toàn. Chia lưới cần quan tâm đến các vấn đề:

- Định nghĩa lưới trên toàn mô hình (kích thước lớn phần tử lớn) và lưới cục bộ (lưới ở các vị trí quan trọng cần chia phần tử nhỏ hơn)
- Chọn kiểu lưới phù hợp với mô hình
- Mỗi vật liệu khác nhau được chia kích thước lưới khác nhau
- Đối với lưu chất phải định nghĩa lớp biên (Boundary layers)

- Chia lưới mịn thành phần nào quan trọng để phân tích, trong khi phần còn lại được chia lưới thô hơn.



a) Chia lớp biên cho lưu chất

b) Cạnh góc cần chia mịn

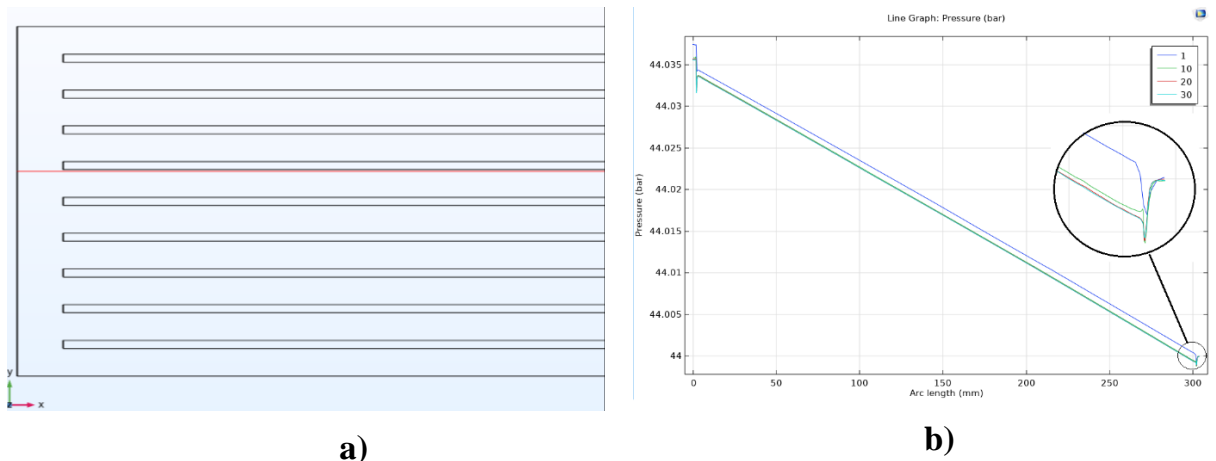
Hình 4. 10 Chia lưới thủ công mô hình

Dòng môi chất CO₂ được chia 5 lớp biên để có thể thể hiện được kết quả tại lớp biên như ứng suất, vận tốc và áp suất như Hình 4.10a. Vị trí góc như Hình 4.8b có sự thay đổi đột ngột về vận tốc và áp suất nên cần được chia lưới mịn hơn. Cạnh góc này có chiều cao 0,3mm sẽ được khảo sát 4 mức độ chia nhỏ (1/1, 1/10, 1/20, 1/30) như Bảng 4.5

Bảng 4. 5 Chia lưới thủ công mô hình

TT	Chia lưới	Số phần tử	Số biên
1	Mesh1-1	1001512	457026
2	Mesh2-10	1259137	479532
3	Mesh3-20	1609560	497862
4	Mesh4-30	1932786	507166

Vị trí sát các góc như Hình 4.11a sẽ được khảo sát để xét mức độ lưới tại vị trí các góc ảnh hưởng đến độ chính xác thì Hình 4.11a thể hiện 1 tập hợp các điểm sát vị trí góc và sát thành kênh micro. Hình 4.11b thể hiện giá trị áp suất của các điểm này theo 4 mức độ chia nhỏ (1/1, 1/10, 1/20, 1/30). Kết quả cho thấy rằng, việc đoạn thẳng ở góc với mức chia thô nhất (1/1) có độ sai số về áp suất lớn hơn các trường hợp còn lại. Vậy, cạnh ở góc có thể chọn chia tỉ lệ 1/10 cho phép tính. Mô hình bao gồm 405121 số phần tử, 134406 phần tử biên và 28658 cạnh.



Hình 4. 11 Mức độ gần đúng của kết quả chia lưới

Cả 2 phương pháp chia lưới tự động và thủ công đều có thể áp dụng để chia lưới cho mô hình. Phương pháp tự động tạo lưới nhanh dựa theo mô hình vật lý. Tuy nhiên, tổng số phần tử sẽ rất lớn nếu chọn chế độ chia lưới mịn hơn. Phương pháp thủ công có thể tinh chỉnh độ mịn của lưới tại các vị trí quan trọng, tối ưu hoá số phần tử. Như trình bày trên, phương pháp tạo lưới thủ công sẽ được áp dụng để giải mô hình truyền nhiệt này với 1259137 tổng số phần tử và 479532 phần tử biên.

4.2.6. Thực hiện mô phỏng (Run Simulation)

Các điều kiện đầu vào đầu ra, các điều kiện biên không thay đổi theo thời gian. Như vậy, bài toán sẽ được chọn lời giải ổn định để giải. (*Stationary study*)

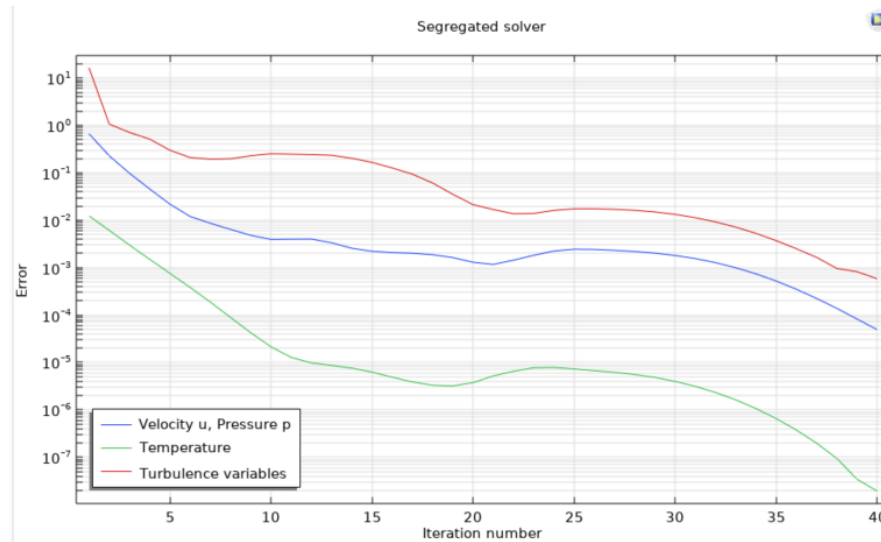
Các phương trình (4.12 – 4.21) và các điều kiện ban đầu (Bảng 4.1, Bảng 4. 2 và Bảng 4.3) được giải bằng phương pháp phần tử hữu hạn với lời giải PARDISO (PARallel DIrect SOLver) để tìm ra các giá trị nhiệt độ, vận tốc, áp suất và độ khô. Sai số tương đối và tuyệt đối được chọn cho lời giải là 10^{-6} . Sai số tuyệt đối và tương đối kiểm soát sai số trong từng bước giải. Cụ thể hơn, để cho vector của đại lượng U tương ứng với lời giải tại bước thời gian nào đó và E là ước lượng sai số trong U của công cụ giải được xác nhận trong suốt bước này. Bước được chấp nhận nếu

$$\left[\frac{1}{N} \sum \left(\frac{|E_i|}{A_i + R|U_i|} \right)^2 \right]^{1/2} < 1 \quad (4. 36)$$

Trong đó A_i là sai số tuyệt đối của đại lượng i , R là sai số tương đối, N là số bậc tự do.

4.2.7. Kiểm tra sự hội tụ

Với lời giải đã chọn và trong khoảng sai số giới hạn, mô hình được mô phỏng và có sự hội tụ về áp suất, vận tốc và hệ số rối như được thể hiện ở Hình 4.12. Kết quả hội tụ này góp phần kiểm chứng độ tin cậy trong mô phỏng số.



Hình 4. 12 Sự hội tụ của lời giải

4.3. KẾT QUẢ VÀ THẢO LUẬN TẠI NHIỆT ĐỘ BAY HƠI 10°C

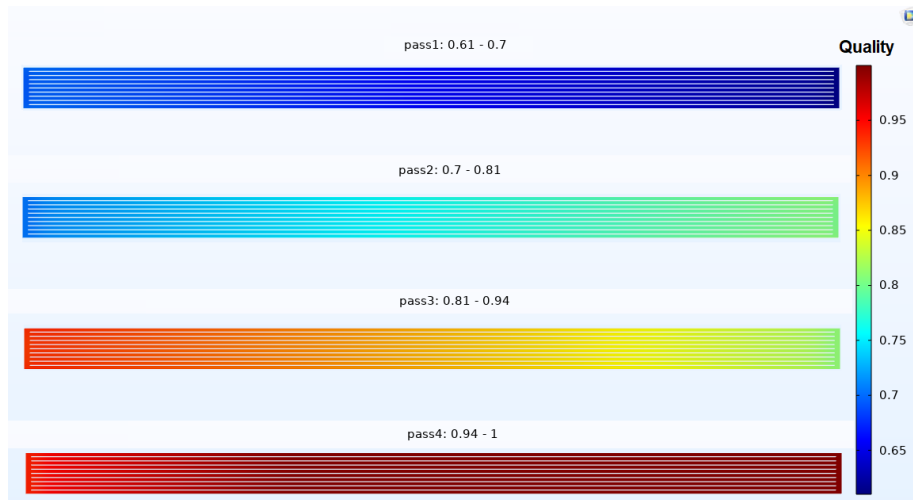
Dòng chảy lưu chất và truyền nhiệt đã được mô phỏng số trong kênh micro của thiết bị bay hơi. Mô hình được chia thành 6 phần tương ứng với 6 chặng (pass) của TBBH. Bảng 4.6 thể hiện tổng quan một số kết quả đã đạt được.

Bảng 4. 6 Kết quả mô phỏng số TBBH

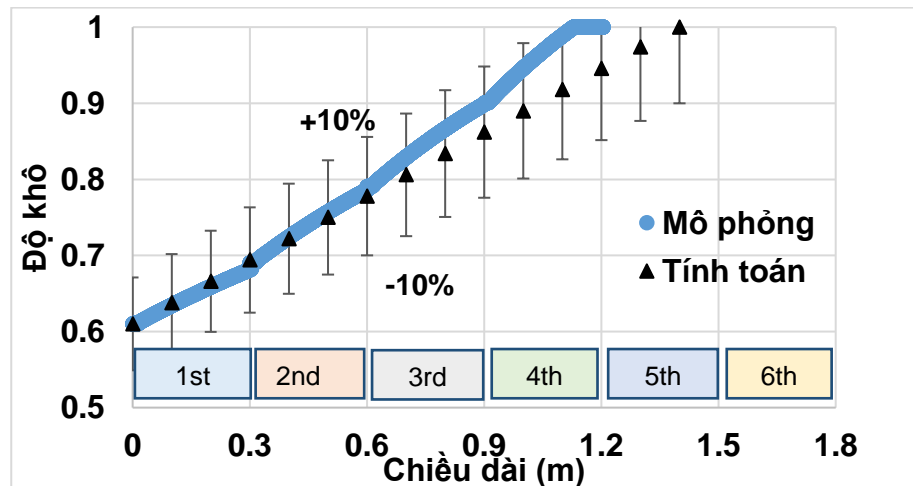
Ống ở pass	m_{CO_2} (g/s)	$X_{in} - X_{out}$	T_{out} (°C)	p_{out} (bar)	p_{drop} (bar)	q (W/m ²)
1	10	0,61 - 0,68	10,04	44,74	0,26	1552,5
2	7,5	0,68 - 0,77	10,09	44,58	0,16	1538
3	6	0,77 - 0,88	10,15	44,47	0,11	1524,7
4	5	0,88 - 1	11,1	44,38	0,09	1512,3
5	5	Quá nhiệt	12,8	44,34	0,04	1057,5
6	6	Quá nhiệt	14,5	44,28	0,06	690,7

4.3.1. Độ khô (Quality)

Kết quả độ khô (quality) trên mỗi chặng (pass) ống được thể hiện như Hình 4.13a. Tại đầu vào, độ khô là 0,61 và nó sẽ tăng dần đến 1 tại cuối pass 4. Sau đó quá nhiệt tại đầu ra khi nhận nhiệt lượng từ môi trường. Lưu lượng môi chất qua mỗi pass là như nhau nhưng số ống trên mỗi pass không bằng nhau nên lưu lượng qua ống khác pass thì khác nhau, lưu lượng qua ống trong cùng 1 pass thì bằng nhau.



a) Độ khô của môi chất trên mỗi pass



b) Độ khô theo chiều dài trên TBBH

Hình 4. 13 So sánh độ khô thay đổi theo chiều dài ống

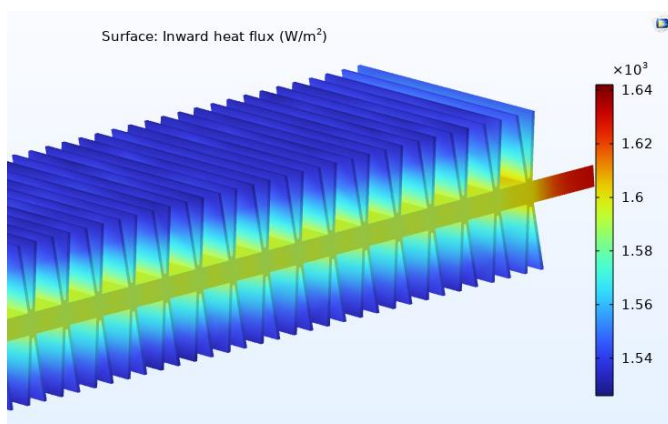
Ngoài ra, do số lượng ống khác nhau nên diện tích trao đổi nhiệt trên mỗi pass cũng khác nhau và nhiệt lượng nhận được từ môi trường cũng khác nhau. Điều này làm cho độ khô môi chất trên mỗi pass thay đổi nhanh hoặc chậm hơn

tùy theo pass có số ống nhiều hay ít. Độ dốc của đường biểu diễn độ khô trên mỗi pass sẽ khác nhau, gây ra hiện tượng gấp khúc và không liên tục trên đồ thị Hình 4.13b.

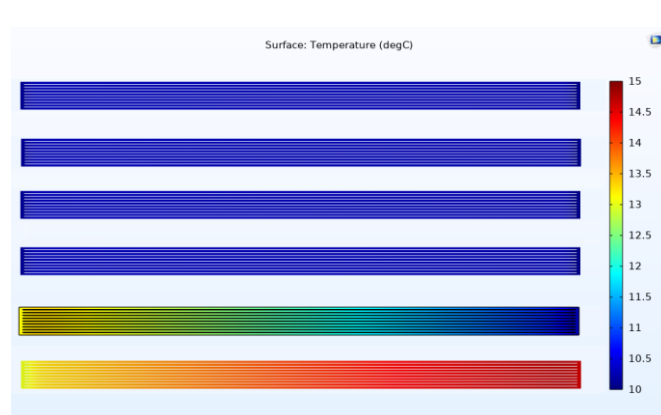
Độ khô đạt 1 tại vị trí 1,1m ứng với cuối pass 4 hoặc môi chất CO₂ hoá hơi hoàn toàn ở cuối pass thứ 4. Trong trường hợp tính toán lý thuyết, độ khô được giả thiết hoá hơi hoàn toàn cuối pass 5, ứng với vị trí 1,4m. Sai số giữa 2 trường hợp mô phỏng số và tính toán lý thuyết dưới 10%.

4.3.2. Nhiệt độ và mật độ dòng nhiệt

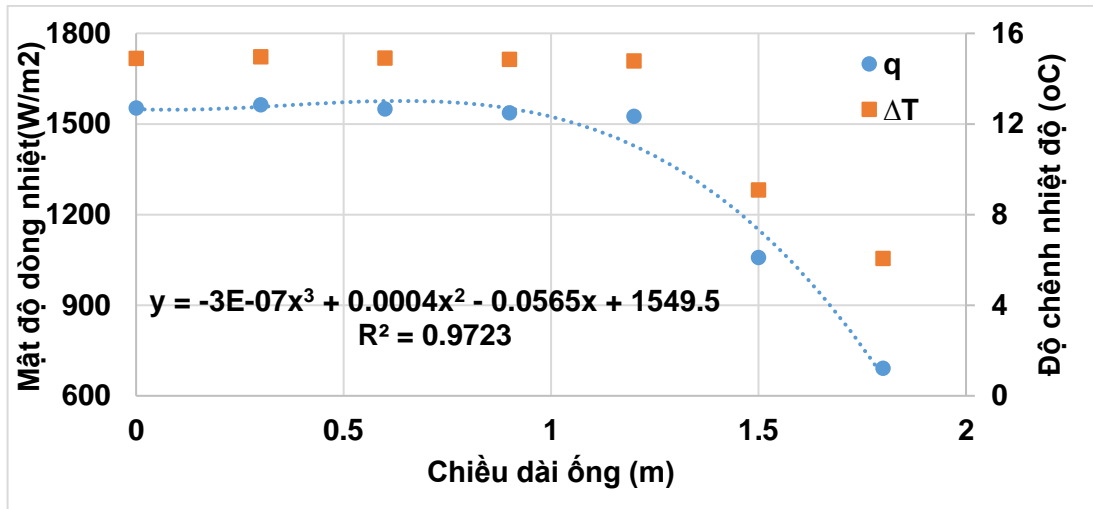
Mật độ dòng nhiệt là nhiệt lượng nhận được từ không khí qua diện tích tiếp xúc. Hình 4.14 thể hiện trường nhiệt độ và mật độ dòng nhiệt trên thiết bị bay hơi theo chiều dài ống. Với 4 pass ống đầu của TBBH, môi chất nhận nhiệt lượng từ môi trường cho quá trình bay hơi nên không có sự thay đổi nhiệt độ và mật độ dòng nhiệt có giá trị trung bình 1540W/m². Tại pass thứ 5 và thứ 6, môi chất đã bay hơi hoàn toàn nhưng nó vẫn nhận nhiệt lượng. Lúc này, môi chất sẽ chuyển sang trạng thái quá nhiệt. Nhiệt độ môi chất tăng nên độ chênh nhiệt độ với môi trường giảm và khả năng nhận nhiệt lượng từ môi trường cũng giảm làm cho mật độ dòng nhiệt giảm theo. Có thể thấy rằng, khi môi chất bay hơi thì khả năng nhận nhiệt lượng từ môi trường là lớn nhất.



a) Mật độ dòng tác động lên bề mặt cánh với $m=10g/s$



b) Trường nhiệt độ của CO₂ trong TBBH



c) Mật độ dòng nhiệt trung bình và độ chênh nhiệt độ

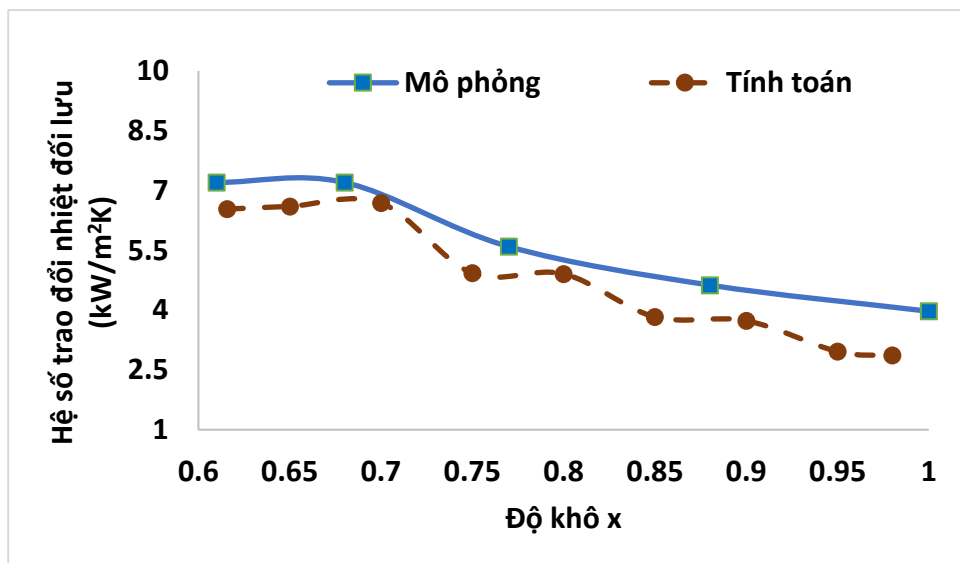
Hình 4. 14 Mật độ dòng nhiệt và nhiệt độ trên TBBH

4.3.3. Hệ số toả nhiệt đối lưu 2 pha

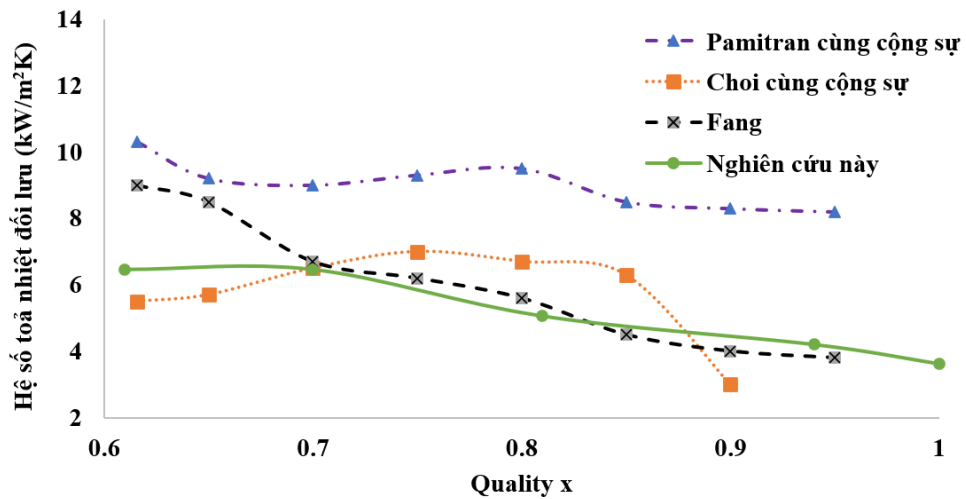
Hệ số trao đổi nhiệt 2 pha của môi chất lạnh CO₂ dọc theo từng pass được thể hiện qua công thức:

$$h_{CO_2} = \frac{q}{T_w - T_{sat}} \quad (4.37)$$

Trong đó, q là mật độ dòng nhiệt của không khí tác động lên TBBH (W/m²), T_w là nhiệt độ trung bình bề mặt bên trong vách tại vị trí đang xét (K), T_{sat} là nhiệt độ bay hơi của môi chất CO₂ (K).



a) Hệ số toả nhiệt đối lưu CO₂ theo mô phỏng số và tính toán



b) Hệ số toả nhiệt đối lưu của nghiên cứu này với các nghiên cứu Pamitran cùng cộng sự [54], Choi cùng cộng sự [68], Fang [78]

Hình 4. 15 Hệ số toả nhiệt đối lưu CO₂ và các nghiên cứu liên quan

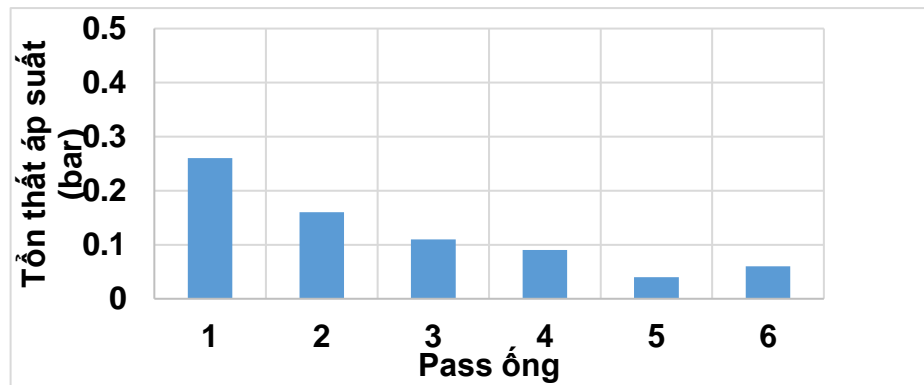
Môi chất CO₂ 2 pha được xem là đồng nhất, pha lỏng và pha hơi có cùng nhiệt độ, cùng vận tốc và cùng hệ số toả nhiệt đối lưu. Giá trị trung bình của hệ số toả nhiệt đối lưu CO₂ trên mỗi pass ống được thể hiện trên Hình 4.15a theo độ khô. Độ khô tăng từ 0,61 đến 1 thì hệ số toả nhiệt đối lưu CO₂ giảm từ 7202 xuống 3971 W/m²K. Hệ số toả nhiệt đối lưu CO₂ tính toán theo lý thuyết (Mục 3.2.1.2) có kết quả tương đương từ 6535 - 2863W/m²K. Điều này chứng tỏ, các giá trị được tính toán có độ tin cậy cao.

Trong cùng nhiệt độ bay hơi 10°C, hệ số toả nhiệt đối lưu 2 pha trong nghiên cứu này được so sánh trên cùng 1 đồ thị Hình 4.15b với hệ số toả nhiệt của Pamitran cùng cộng sự [54] (*đã thực nghiệm trên 1 ống tròn đơn nằm ngang với đường kính thủy lực 3 mm, chiều dài 2000 mm trong điều kiện mật độ lưu lượng khối lượng 300kgm⁻²s⁻¹, mật độ dòng nhiệt 30kWm⁻²*); so sánh với hệ số toả nhiệt của Choi cùng cộng sự [68] (*đã thực nghiệm đã thực nghiệm trên 1 ống tròn đơn nằm ngang với đường kính thủy lực 1,5 mm và 3 mm, chiều dài 2000 mm trong điều kiện mật độ lưu lượng khối lượng 500kgm⁻²s⁻¹; 250kgm⁻²s⁻¹, mật độ dòng nhiệt 20kWm⁻²*); so sánh với hệ số toả nhiệt của Fang [78] (*đã thực nghiệm trong điều kiện ống có đường kính thủy lực 3 mm, mật độ lưu lượng khối lượng 300kgm⁻²s⁻¹, mật độ dòng*

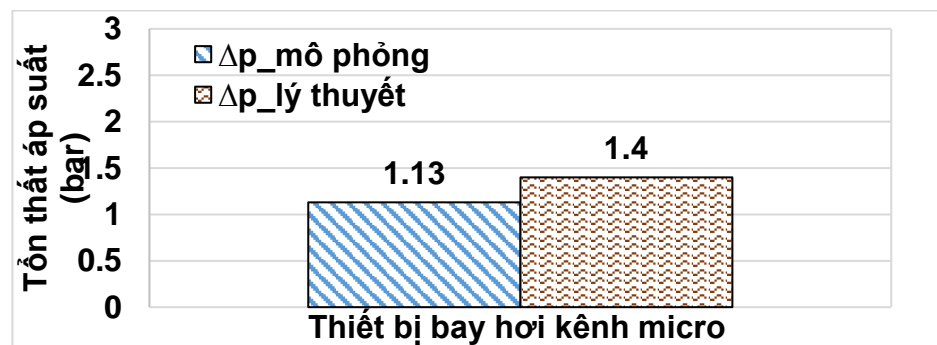
hiệt $30kWm^{-2}$). Kết quả đạt được có giá trị tương đương [54], [68] [78]. Chứng tỏ rằng, các điều kiện và lời giải mô hình vật lý này đạt kết quả đáng tinh cậy.

4.3.4. Tổn thất áp suất

Lưu lượng qua kênh càng lớn sẽ gây ra tổn thất áp suất càng lớn. Hình 4.16 thể hiện tổn thất áp suất qua kênh micro trên từng ống của mỗi pass. Tại pass 1, tổn thất áp suất là lớn nhất do lưu lượng qua mỗi ống là 10g/s. Pass 3 và pass 6, pass 4 và pass 5 có số ống bằng nhau nên lưu lượng qua mỗi ống là như nhau. Tuy nhiên, tổn thất áp suất tại pass 3 cao hơn tại pass 6 và tổn thất áp suất tại pass 4 lớn hơn tại pass 5 do tại pass 3 và 4, môi chất CO₂ (R744) đang có sự chuyển pha còn tại pass 5 và 6, môi chất đã quá nhiệt.



Hình 4. 16 Tổn thất áp suất theo từng pass



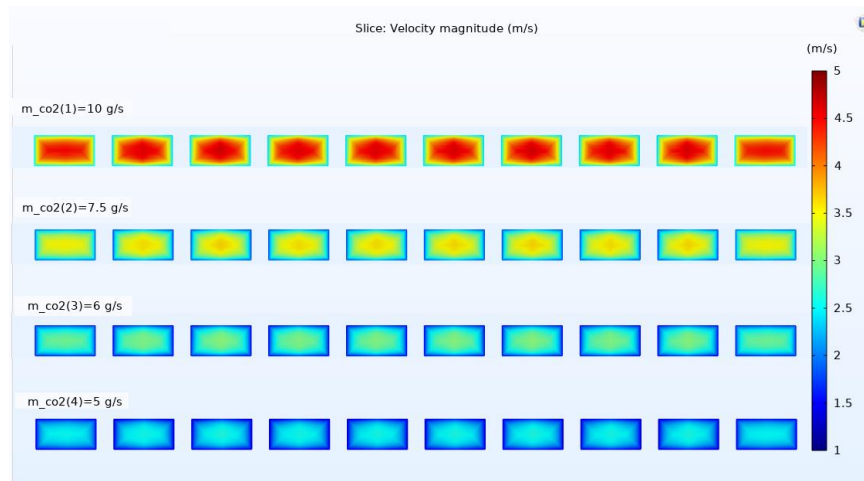
Hình 4. 17 So sánh tổn thất áp suất trên thiết bị bay hơi

Hình 4.17 thể hiện sự so sánh tổng tổn thất áp suất trên TBBH khi mô phỏng số và tính toán lý thuyết. Tổn thất áp suất theo mô phỏng số là nhỏ hơn so với tổn thất áp suất theo thực nghiệm do thực tế tổn thất áp suất còn bị ảnh hưởng do cấu bản, dầu lẫn trong môi chất hoặc độ nhám trong kênh....

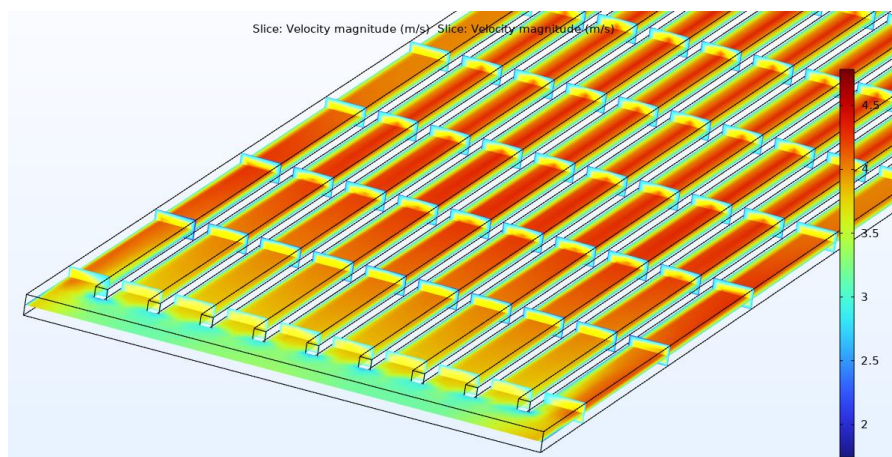
4.3.5. Vận tốc

Hình 4.18 thể hiện trường vận tốc tại các ống của các pass trong TBBH. Lưu lượng môi chất vào các pass là như nhau nhưng do số lượng ống trong mỗi pass là khác nhau nên lưu lượng qua ống trong cùng pass thì giống nhau và khác pass thì lưu lượng khác nhau. Các ống có cùng tiết diện nên vận tốc môi chất tỉ lệ thuận với lưu lượng. Lưu lượng lớn thì vận tốc qua ống sẽ lớn và ngược lại.

Hình 4.18 còn thể hiện vận tốc tại thành kênh có giá trị nhỏ hơn vận tốc tại giữa kênh do tính chất của độ nhớt môi chất tại lớp biên và môi chất không bị trượt trên thành kênh. Vận tốc ở pass 1, pass 2, pass 3 và pass 4 giảm dần do lưu lượng qua ống trong mỗi pass đó khác nhau.



a) Vận tốc môi chất trong ống theo mặt cắt ngang.



b) Trường vận tốc trong 1 ống của pass 1

Hình 4. 18 Trường vận tốc trong ống

4.4. KẾT QUẢ VÀ THẢO LUẬN TẠI NHIỆT ĐỘ BAY HƠI 5 VÀ 15°C

4.4.1. Mục tiêu:

Đánh giá sự ảnh hưởng của nhiệt độ bay hơi (5, 10, 15°C) của môi chất CO₂ đến hệ số tỏa nhiệt đối lưu và công suất lạnh.

4.4.2. Các điều kiện ban đầu

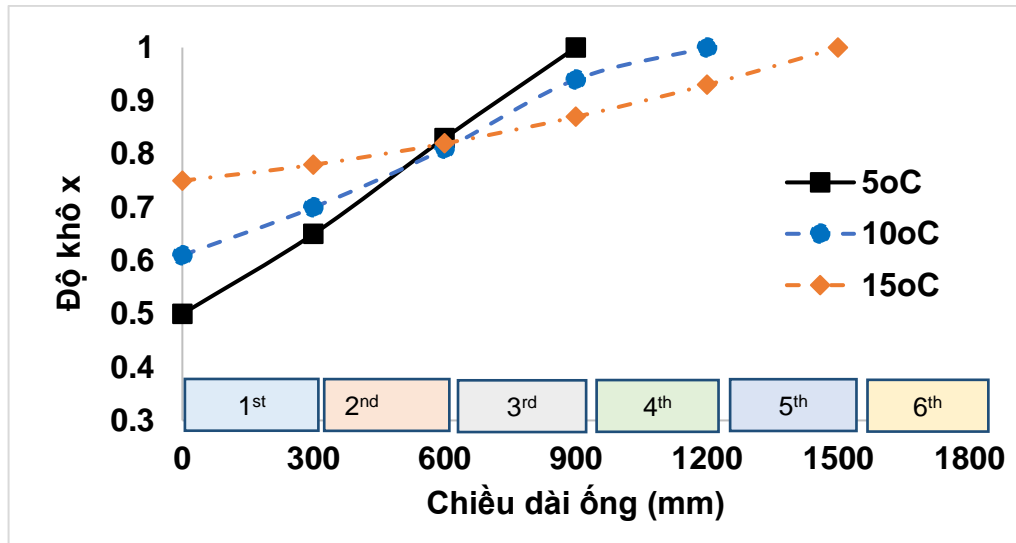
Các dữ liệu ban đầu tại TBBH trong 3 trường hợp nhiệt độ bay hơi 5, 10, 15°C được thể hiện như Bảng 4.7. Các giá trị khác được tính toán dựa vào phần mềm EES, REFPROP và DORIN.

Bảng 4. 7 Điều kiện mô phỏng ban đầu 5, 10, 15°C

No.	Điều kiện ban đầu	Các thông số đã được tính
I	$t_e=5^\circ\text{C}$, $p_{\text{gas cooler}}=80 \text{ bar}$;	$m=24,16\text{g/s}$; $t_{\text{discharge}}=80^\circ\text{C}$
	$t_{\text{gas cooler}}=36^\circ\text{C}$; $t_{\text{super heat}}=11^\circ\text{C}$	$x_{\text{input}}=0,5$; $\text{COP}=2,8$
	$t_a=25^\circ\text{C}$, $h_a=110\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$	
II	$t_e=10^\circ\text{C}$, $p_{\text{gas cooler}}=82 \text{ bar}$;	$m=30\text{g/s}$; $t_{\text{discharge}}=66^\circ\text{C}$
	$t_{\text{gas cooler}}=36^\circ\text{C}$; $t_{\text{super heat}}=10^\circ\text{C}$	$x_{\text{input}}=0,61$; $\text{COP}=2,15$
	$t_a=25^\circ\text{C}$, $h_a=110\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$	
III	$t_e=15^\circ\text{C}$, $p_{\text{gas cooler}}=77 \text{ bar}$;	$m=34.69\text{g/s}$; $t_{\text{discharge}}=60,6^\circ\text{C}$
	$t_{\text{gas cooler}}=36^\circ\text{C}$; $t_{\text{super heat}}=8^\circ\text{C}$	$x_{\text{input}}=0,75$; $\text{COP}=2,26$
	$t_a=25^\circ\text{C}$, $h_a=110\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$	

4.4.3. Kết quả về độ khô

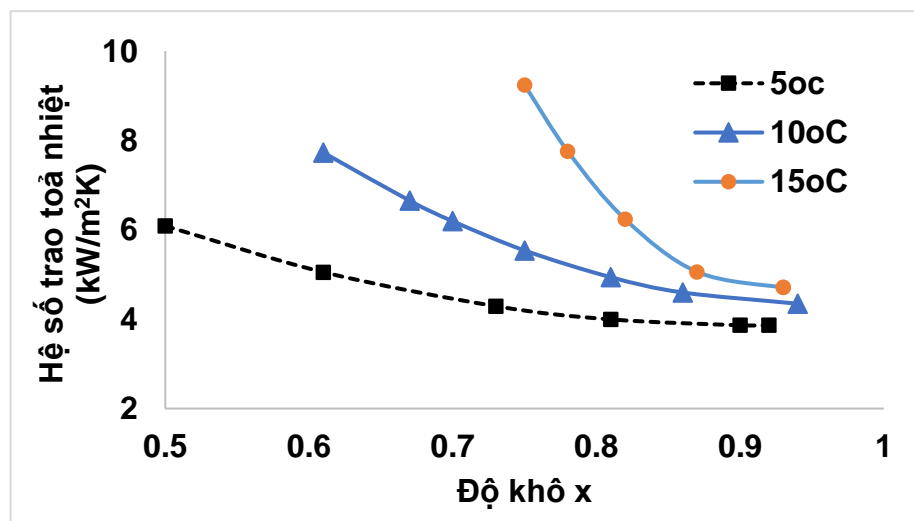
Độ khô đạt được khi mô phỏng số trong các trường hợp nhiệt độ bay hơi khác nhau. Kết quả cho thấy rằng, trong cùng nhiệt độ phòng 25°C, trường hợp nhiệt độ bay hơi nhỏ thì có độ khô tiến tới 1 nhanh hơn trường hợp nhiệt độ bay hơi ở 10 và 15°C như được thể hiện ở Hình 4.19. Do độ chênh nhiệt độ giữa phòng và nhiệt độ bay hơi khác nhau nên độ quá nhiệt trong 3 trường hợp cũng khác nhau, dẫn đến độ khô cũng khác nhau.



Hình 4. 19 Độ khô theo các nhiệt độ bay hơi

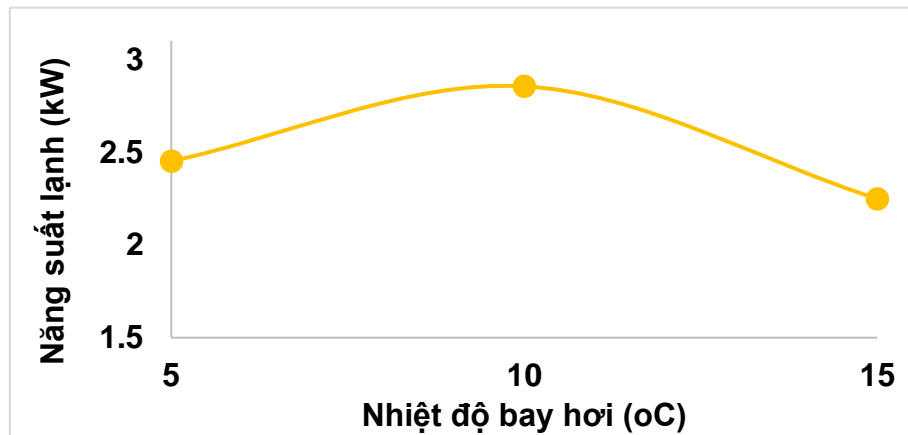
4.4.4. Kết quả về hệ số toả nhiệt đối lưu

Hình 4.20 thể hiện sự ảnh hưởng của nhiệt độ bay hơi và độ khô đến hệ số toả nhiệt đối lưu 2 pha CO₂ trong kênh. Trong cùng điều kiện nhiệt độ phòng 25°C, với nhiệt độ bay hơi nhỏ sẽ làm nhiệt độ thành kênh tăng nhiều hơn so với nhiệt độ bay hơi lớn. Điều này làm cho độ lệch nhiệt độ trong trường hợp nhiệt độ bay hơi nhỏ lớn hơn độ lệch nhiệt độ trường hợp nhiệt độ bay hơi lớn. Độ lệch nhiệt độ này càng nhỏ sẽ làm cho hệ số toả nhiệt đối lưu càng lớn (theo Công thức 4.37).



Hình 4. 20 Hệ số toả nhiệt đối lưu theo nhiệt độ bay hơi

4.4.5. Kết quả về công suất lạnh



Hình 4. 21 Năng suất lạnh theo nhiệt độ bay hơi

Hình 4.21 biểu diễn sự ảnh hưởng của nhiệt độ bay hơi đến năng suất lạnh. Dựa vào mật độ dòng nhiệt đạt được trên toàn TBBH theo từng nhiệt độ bay hơi cụ thể, năng suất lạnh của TBBH tính được theo Công thức (4.20). Mật độ dòng nhiệt 2 pha tại nhiệt độ bay hơi 5, 10, 15°C tương ứng là 2050W, 1560W và 1040W. Tuy nhiên, số pass bị quá nhiệt tại 3 nhiệt độ trên là 3, 2, 1. Tính trên toàn TBBH thì năng suất lạnh tại nhiệt độ bay hơi 10°C có giá trị tốt nhất đạt 2,85kW.

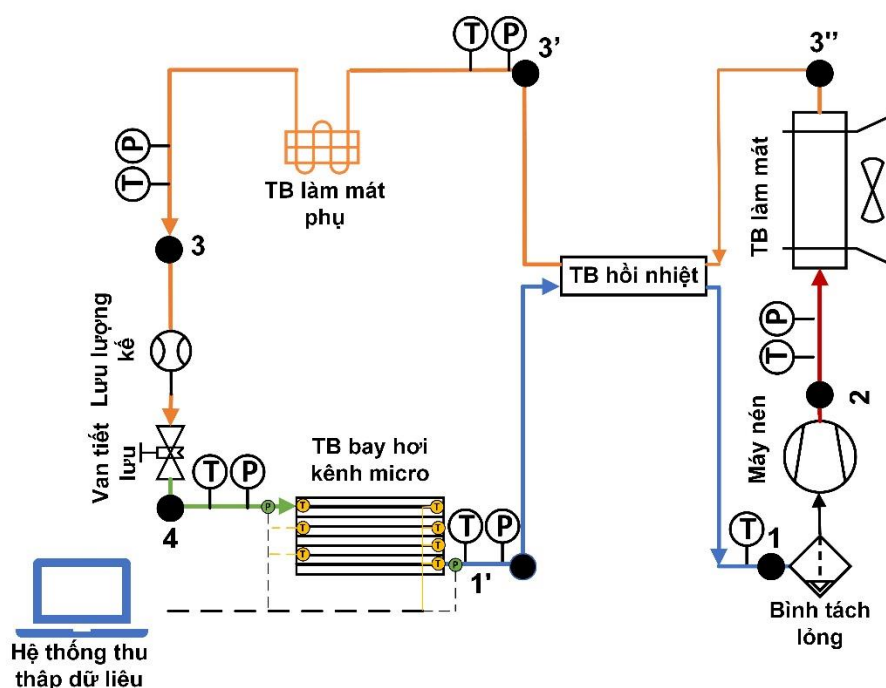
Chương 5. THỰC NGHIỆM VÀ THẢO LUẬN KẾT QUẢ

Chương 5 trình bày các kết quả thực nghiệm dùng để so sánh với tính toán thiết kế và mô phỏng số. Ngoài ra, các đặc tính truyền nhiệt của TBBH kênh micro trong hệ thống điều hòa không khí dùng môi chất lạnh CO₂ cũng được thực hiện thông qua một số thực nghiệm như ảnh hưởng của thiết bị làm mát phụ hoặc thiết bị hồi nhiệt. Bên cạnh đó, các thông số hoạt động của hệ thống khi thay đổi lưu lượng môi chất, tỉ số nén hoặc lưu lượng không khí qua TBBH cũng được khảo sát.

5.1. LẮP ĐẶT HỆ THỐNG THÍ NGHIỆM VÀ PHƯƠNG PHÁP LẤY MẪU

5.1.1. Lắp đặt hệ thống thí nghiệm

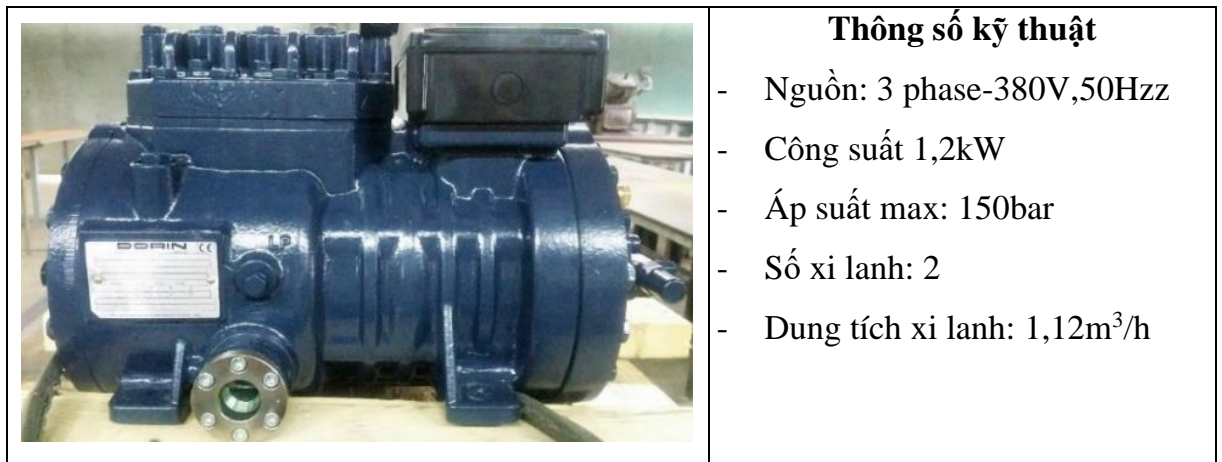
Các thiết bị đã được tính toán như Mục 3.1 và 3.2 và các thiết bị này cũng được kiểm nghiệm áp suất an toàn trong nghiên cứu [86]. Các thiết bị được lắp đặt theo sơ đồ nguyên lý như Hình 5.1. Trong từng khảo sát thực nghiệm, các thiết bị làm mát hoặc thiết bị hồi nhiệt có thể không được lắp đặt hoặc được lắp đặt.



Hình 5. 1 Sơ đồ nguyên lý hệ thống lạnh CO₂ trên tới hạn

- **Máy nén lạnh Dorin**

Máy nén lạnh CO₂ của hãng Dorin với model CD 180H được sử dụng trong nghiên cứu và các thông số kỹ thuật được thể hiện như Hình 5.2.



Hình 5. 2 Máy nén Dorin CD 180H

- **Thiết bị làm mát**

Thiết bị làm mát sử dụng trong mô hình thực nghiệm là loại Panasonic ống đồng, cánh nhôm, chùm ống sole, với diện tích trao đổi nhiệt 8,8 m², được thể hiện Trong Hình 5.3 và các thông số kỹ thuật được trình bày như Hình 3.9. Thiết bị làm mát đã được thử nghiệm với phương pháp kiểm tra thủy lực không bị phá hủy hoặc bị biến dạng ở áp suất 150 bar [86].



Hình 5. 3 Thiết bị làm mát Panasonic

- **Dàn bay hơi kênh micro**

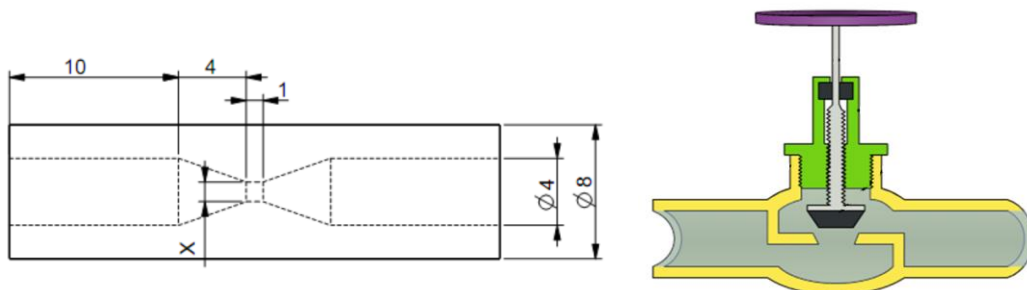
Thiết bị bay hơi kênh micro Danfoss có diện tích trao đổi nhiệt bề mặt ngoài thiết bị là $2,5 \text{ m}^2$ được sử dụng, như thể hiện ở Hình 5.4. Chất liệu cho bộ trao đổi nhiệt này là nhôm với hệ số dẫn nhiệt 237 W/mK , khối lượng riêng 2700 kg/m^3 và nhiệt dung riêng khối lượng đẳng áp là $904 \text{ J/(kg}^\circ\text{C)}$. Thiết bị này đã được thử nghiệm về biến dạng phá huỷ ở áp suất trên 90 bar [86]. Các thông số kỹ thuật được thể hiện chi tiết ở Phụ lục 2.



Hình 5. 4 Thiết bị bay hơi kênh micro Danfoss

- **Van tiết lưu tay**

Van tiết lưu được sử dụng trong thực nghiệm là loại van tiết lưu tay, Hình 5.4a là bản vẽ tương đương. Hình 5.5b là mặt cắt của van tiết lưu. Khi vặn theo chiều kim đồng hồ, nút đóng lại dần, khe hở để môi chất đi qua nhỏ dần, tương ứng với giá trị X bên Hình 5.5a sẽ nhỏ dần. Đường kính bên trong van là 4 mm , tương ứng với diện tích mặt cắt ngang $12,57 \text{ mm}^2$. Van được đóng kín hoàn toàn khi tay quay được quay theo chiều kim đồng hồ $5,75$ vòng.



a) Van tiết lưu tương đương

b) Mặt cắt ngang van tiết lưu tay

Hình 5. 5 Kích thước của van tiết lưu

- **Dụng cụ thí nghiệm**

Các thiết bị đo đạc được sử dụng cho thí nghiệm như sau:

- Thermocouple (với đường kính cảm biến 300 μ m)
- Nhiệt kế hồng ngoại loại Raynger@ST, sản xuất bởi Raytek
- Camera nhiệt, sản xuất bởi Fluke, USA
- Đồng hồ đo áp suất, sản xuất bởi Pro – Instrument
- Cảm biến áp suất Sensys, Korea
- Thermostat loại EW – 181H, sản xuất bởi Ewelly
- Đồng hồ ampe kìm, loại Kyoritsu 2017, sản xuất bởi Kyoritsu
- Lưu lượng kế, loại DGTT-015s, Digital flow Co.LTD, Korea

Tại các điểm nhiệt động lực của chu trình, các nhiệt kế được lắp đặt. Hệ thống thu dữ liệu nhiệt độ ghi lại các tín hiệu nhiệt độ từ các cặp nhiệt kế. Để tăng độ chính xác của dữ liệu nhiệt độ, nhiệt kế hồng ngoại và camera nhiệt được sử dụng để kiểm tra bổ sung. Thermostat loại EW – 181H được sử dụng để ghi lại nhiệt độ phòng. Đồng hồ áp suất cũng được lắp đặt tại các điểm nút. Độ chính xác và phạm vi đo của thiết bị đo được liệt kê trong Bảng 5.1.

Bảng 5. 1 Độ chính xác và phạm vi đo của thiết bị đo

Thiết bị đo	Độ chính xác	Phạm vi đo
Cặp nhiệt kế Thermocouple	$\pm 0,1^{\circ}\text{C}$	0÷100 $^{\circ}\text{C}$
Camera nhiệt độ Fluke	2%	-20÷250 $^{\circ}\text{C}$
Nhiệt kế hồng ngoại Raynger@ST	$\pm 1^{\circ}\text{C}$	- 32÷400 $^{\circ}\text{C}$
Cảm biến áp suất Sensys, Korea	$\pm 0,1$ FS	0÷100 kg/cm ²
Vận tốc kế	$\pm 3\%$	0 ÷ 45 m/s
Ampe kìm Kyoritsu 2017	$\pm 1,5\%$ rdg	0÷200 A
Lưu lượng kế DGTT-015s	$\pm 0,5\%$	400 to 5000 l/h

- **Lắp đặt hệ thống điều hoà không khí CO₂**

Sau khi tính toán và chọn thiết bị, hệ thống thực nghiệm được lắp đặt như Hình 5.6. Hệ thống gồm có các thiết bị như THBH kênh micro, van tiết lưu, máy nén và

thiết bị làm mát. Ống đồng được bọc cách nhiệt và không gian làm mát được bọc cách nhiệt để ngăn sự hấp thụ nhiệt từ môi trường bên ngoài. Hệ thống được thiết kế độc lập và được vận hành ở nơi thoáng mát.



Hình 5. 6 Hệ thống lạnh CO₂ được hoàn thiện

5.1.2. Phương pháp lấy mẫu

Hệ thống được làm thực nghiệm trong các khoảng thời gian như sáng (8h -11h), chiều (13h – 17h) và tối (16h - 20h), nên nhiệt độ môi trường cũng thay đổi trong khoảng 28 – 32°C. Tại mỗi giá trị được lấy mẫu ít nhất 5 lần. Thời gian lấy mẫu là 15 phút/lần sau khi các giá trị ổn định.

Độ lệch chuẩn và sai số chuẩn [87]

- **Độ lệch chuẩn s:**

$$s = \sqrt{\frac{\sum_i^n (x_i - \bar{X})^2}{n-1}} \quad (5.1)$$

Trong đó:

n là số lần lấy thí nghiệm

\bar{X} : giá trị trung bình của bộ số liệu

x_i : là các giá trị số liệu

- **Sai số chuẩn SE:**

$$SE = \frac{s}{\sqrt{n}} \quad (5.2)$$

Hiện thị sai số chuẩn SE trên biểu đồ:[88]

- 68% số trung bình có giá trị từ mẫu có giá trị từ: $\bar{X} - SE$ đến $\bar{X} + SE$
- 95% số trung bình có giá trị từ mẫu có giá trị từ: $\bar{X} - 1,96 * SE$ đến $\bar{X} + 1,96 * SE$
- 99% số trung bình có giá trị từ mẫu có giá trị từ: $\bar{X} - 3 * SE$ đến $\bar{X} + 3 * SE$

5.1.3. Các phương trình được sử dụng như:

- Nhiệt lượng trao đổi tại TBLM:

$$Q_k = m_c(h_2 - h_{3'}) \quad (5.3)$$

Công suất tiêu tổn cho quá trình nén

$$W = m_c(h_2 - h_1) \quad (5.4)$$

- Năng suất lạnh của TBBH:

$$Q_0 = m_c(h_{1'} - h_4) \quad (5.5)$$

- Hệ số COP của hệ thống lạnh:

$$COP = \frac{Q_0}{W} \quad (5.6)$$

5.1.4. Đánh giá sai số của phép đo:

Sai số phép đo đến enthalpy: $h = f(T, C_p)$

$$U_h = \frac{\sigma_h}{h} = \frac{1}{h} \left[\left(\frac{\partial h}{\partial T} \sigma T \right)^2 + \left(\frac{\partial h}{\partial C_p} \sigma C_p \right)^2 \right]^{1/2} \quad (5.7)$$

Sai số công suất lạnh trên thiết bị bay hơi:

$$U_{Q_0} = \frac{\sigma_{Q_0}}{Q_0} = \frac{1}{Q_0} \left[\left(\frac{\partial Q_0}{\partial m_{CO_2}} \sigma m_{CO_2} \right)^2 + \left(\frac{\partial Q_0}{\partial h_{1'}} \sigma h_{1'} \right)^2 + \left(\frac{\partial Q_0}{\partial h_4} \sigma h_4 \right)^2 \right]^{1/2} \quad (5.8)$$

Sai số công nén:

$$U_W = \frac{\sigma_W}{W} = \frac{1}{W} \left[\left(\frac{\partial W}{\partial m_{CO_2}} \sigma m_{CO_2} \right)^2 + \left(\frac{\partial W}{\partial h_2} \sigma h_2 \right)^2 + \left(\frac{\partial W}{\partial h_1} \sigma h_1 \right)^2 \right]^{1/2} \quad (5.9)$$

Sai số phép đo đến hệ số COP của hệ thống:

$$U_{COP} = \frac{\sigma_{COP}}{COP} = \frac{1}{COP} \left[\left(\frac{\partial COP}{\partial Q_0} \sigma Q_0 \right)^2 + \left(\frac{\partial COP}{\partial W} \sigma W \right)^2 \right]^{1/2} \quad (5.10)$$

Trong đó, σ là sai số của phép đo của đại lượng tương ứng.

5.2. CÁC KẾT QUẢ THỰC NGHIỆM VÀ THẢO LUẬN

5.2.1. Thực nghiệm đánh giá kết quả tính toán và mô phỏng số

- **Mục tiêu:** Đánh giá được sai số giữa các kết quả thực nghiệm với các kết quả của quá trình tính toán thiết kế và kết quả của quá trình mô phỏng số.
- **Thiết lập thực nghiệm:**

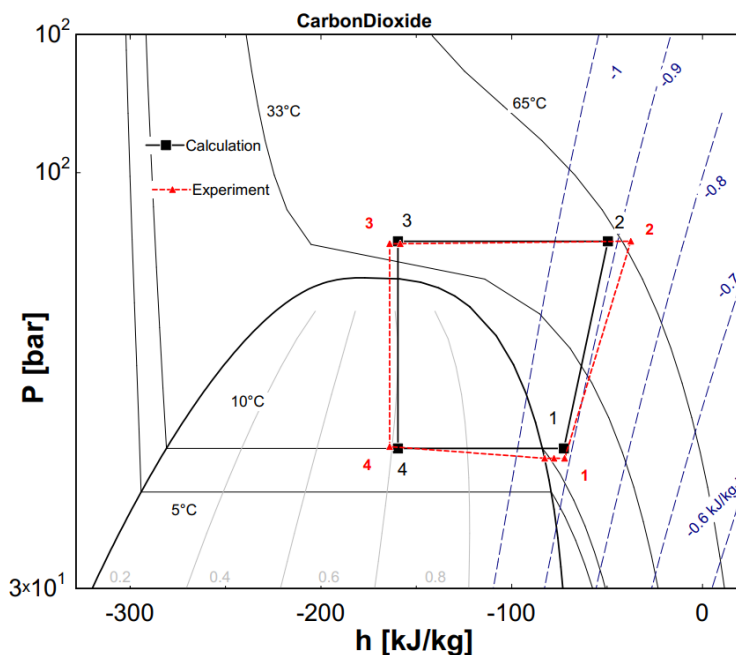
Các giá trị ban đầu được thiết lập cho thí nghiệm như giá trị ban đầu của tính toán lý thuyết: nhiệt độ không khí làm mát trong khoảng 28 - 32°C, áp suất đầu đẩy 82 bar, nhiệt độ môi chất bay hơi trong khoảng 10°C. Thực nghiệm được thực hiện tại xưởng Nhiệt, trường ĐH SPKT TP.HCM.

- **Kết quả và thảo luận**

Bảng 5.2 thể hiện các giá trị trung bình đo được tại các điểm nút của chu trình, sai số tiêu chuẩn SE (Standard Error). Các giá trị tính toán (Calc) và mô phỏng số (Simu) cũng được thể hiện trong cùng bảng.

Bảng 5. 2 Thông số thực nghiệm, tính toán lý thuyết và mô phỏng

	p₁ (bar)	t₁ (°C)	p₂ (bar)	p₃ (bar)	t₂ (°C)	t₃ (°C)	p₄ (bar)	t₄ (°C)	Δt (°C)	p₄-p₁ (bar)	m (kg/h)	Q₀ (kW)	COP
Exp	44,0	13,6	82,0	81,4	67,5	35,5	45,5	10,2	3,4	1,50	110,5	2,64	2,47
<i>Sai số</i>	0,2	0,1	0,2	0,2	1,0	0,1	0,2	0,1	0,4	0,40	0,5	±0,18	±0,23
Calc	45,0	15,0	82,0	82,0	61,0	36,0	45,0	10,0	5,0	1,42	109,5		3,77
Simu	44,2	14,8	-	-	-	-	45,0	10,0	4,8	0,72	109,5		-

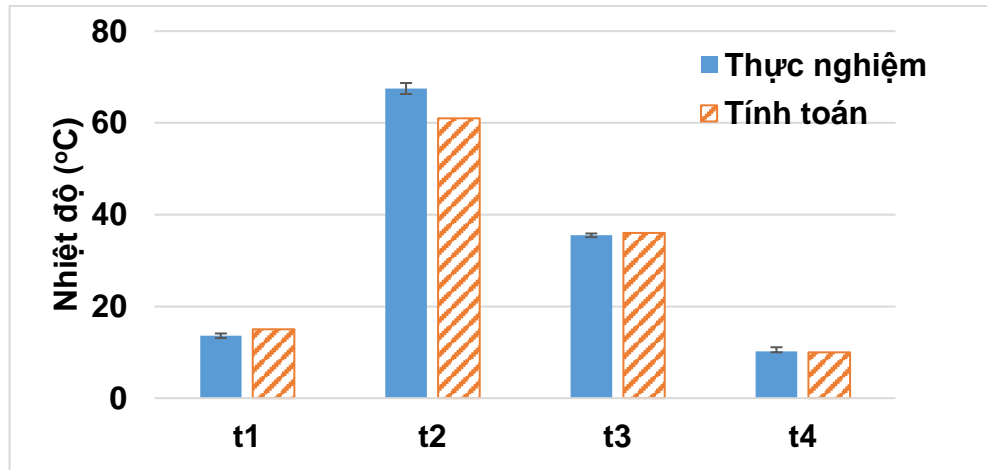


Hình 5. 7 Đồ thị p-h của chu trình thực nghiệm và lý thuyết

Chu trình tính toán lý thuyết và thực nghiệm được hiện trên cùng đồ thị p-h như Hình 5.7. Do bỏ qua các tổn thất để đơn giản việc tính toán, chu trình lý thuyết sẽ không có tổn thất áp suất trên TBLM, TBBH và quá trình nén đoạn nhiệt 1-2 được xem là quá trình đẳng entropy s_1 bằng s_2 . Tuy nhiên, tổn thất áp suất luôn xảy ra do sự thay đổi tiết diện tại ống góp và kênh, ma sát, chuyển pha... Tổn thất áp suất tại TBLM đo được từ 0,5 - 1bar, tại TBBH khoảng 1 – 2bar. Tổn thất nhiệt cũng xảy ra tại quá trình nén trong máy nén có thể do ma sát piston và xi lanh, dầu trong máy... Nên quá trình nén này không đẳng entropy làm cho nhiệt độ tại đầu đẩy đo được lớn hơn nhiều so với lý thuyết. ($67,5^{\circ}\text{C} > 61^{\circ}\text{C}$).

5.2.1.1. Nhiệt độ

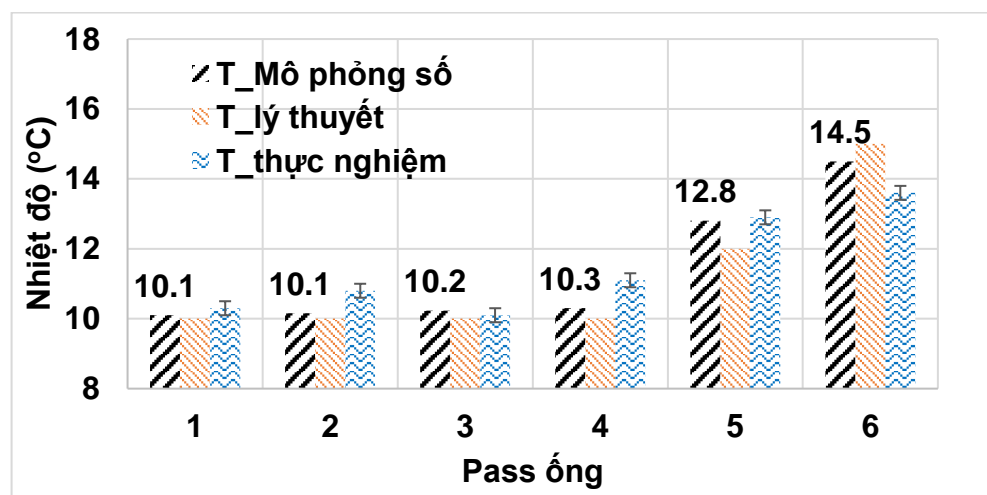
Hình 5.8 thể hiện sự so sánh nhiệt độ tại các điểm nút của chu trình tính toán và số liệu thực nghiệm. Quá trình thực nghiệm có nhiệt độ tại điểm nút 1 và 2 lớn hơn nhiều so với nhiệt độ tại điểm đó theo lý thuyết do có tổn thất nhiệt tại quá trình nén môi chất trong máy nén.



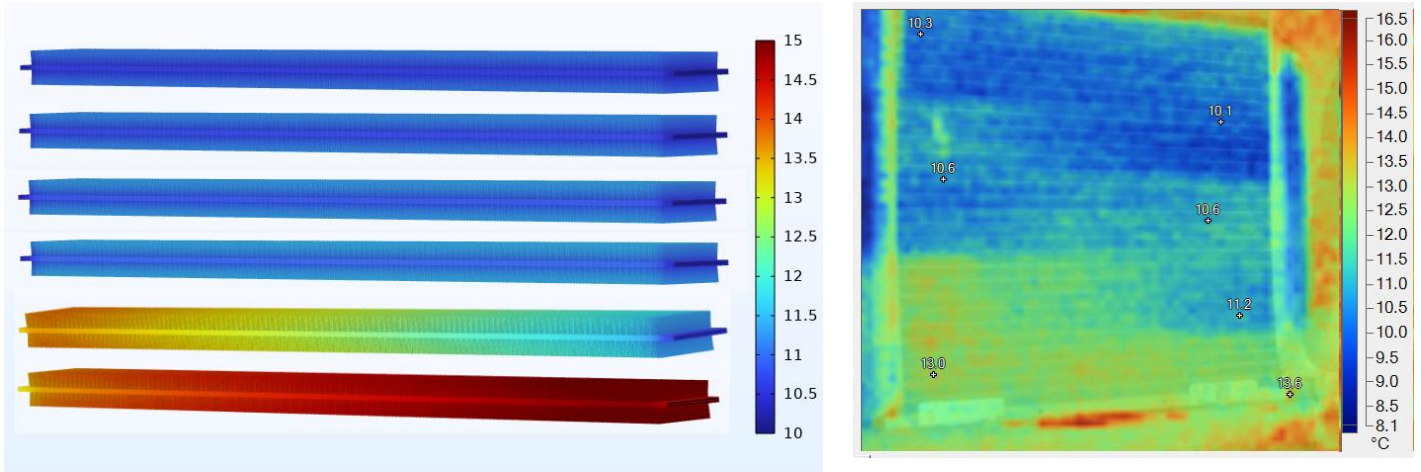
Hình 5. 8 Nhiệt độ tại các điểm nút chu trình thực nghiệm và tính toán

Hình 5.9a thể hiện nhiệt độ môi chất ở các đầu ra của từng pass theo mô phỏng số, tính toán lý thuyết và thực nghiệm. Trong 4 pass đầu, môi chất bay hơi nên không có sự thay đổi nhiệt độ, nhiệt lượng nhận được làm môi chất chuyển từ pha lỏng sang pha hơi. Khi môi chất chuyển pha hoàn toàn sẽ bị quá nhiệt. Lúc này, nhiệt độ môi chất bắt đầu tăng như trong cả ba trường hợp lý thuyết, mô phỏng số và thực nghiệm ở pass 5. Kết quả này cũng được thể hiện qua độ khô ở Hình 5.10. Hình 5.9b cho thấy rằng có sự dẫn nhiệt ở đầu ra pass 6 và pass 5 bởi thực nghiệm.

Độ quá nhiệt trong trường hợp mô phỏng số và tính lý thuyết cũng khá tương đồng với sai số 4%. Độ quá nhiệt trong trường hợp thực nghiệm đạt 3,7°C, với sai số trong khoảng 9,5% so với 2 trường hợp còn lại.



a) Nhiệt độ tại các pass trên TBBH



b) Trường nhiệt độ qua mô phỏng và thực nghiệm

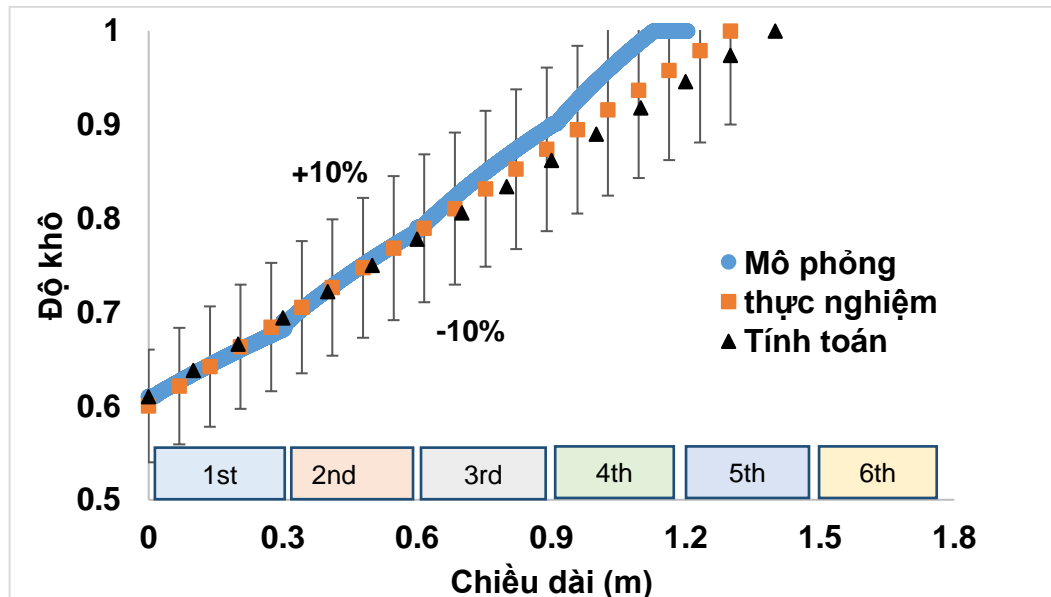
Hình 5. 9 Nhiệt độ trên TBBH

5.2.1.2. Độ khô (Quality)

Độ khô của môi chất CO₂ trong TBBH được xác định bằng:

$$x = \frac{h_4 - h_l}{h_{lv}} \quad (5.11)$$

Trong đó, h_4 là enthalpy tại vị trí đầu vào TBBH (kJ/kg), h_l là enthalpy của môi chất trạng thái bão hoà ở pha lỏng (kJ/kg), h_{lv} là nhiệt ẩn hoá hơi của môi chất tại nhiệt độ bão hoà (kJ/kg).



Hình 5. 10 Độ khô trên TBBH theo tính toán, mô phỏng và thực nghiệm

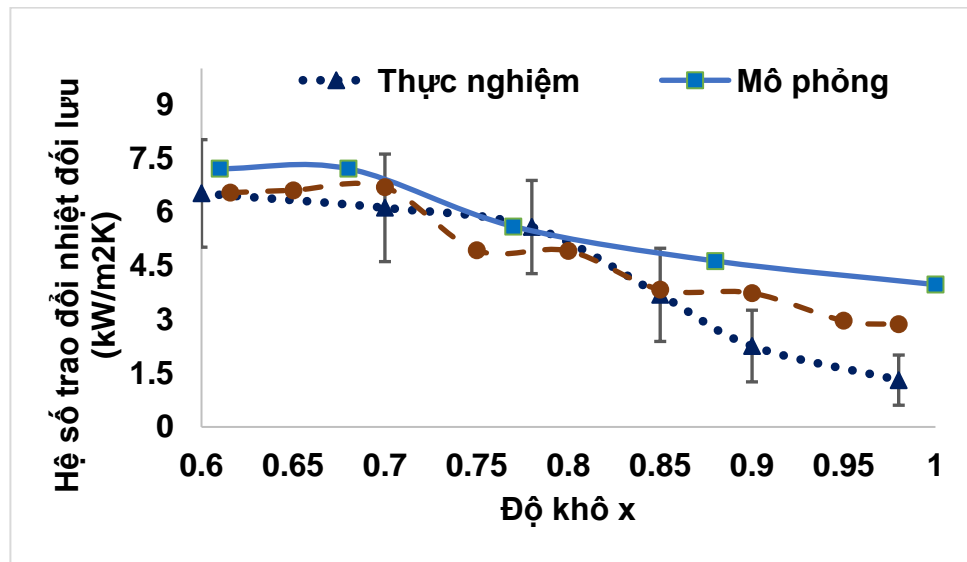
Môi chất chảy dọc theo chiều dài ống, nhận nhiệt lượng làm cho độ khô tăng dần như thể hiện ở Hình 5.10. Độ khô tại đầu vào TBBH trong mô phỏng số được lấy bằng độ khô tại đầu vào TBBH trong tính toán. Khi thực nghiệm, độ khô được xác định dựa vào enthalpy tại điểm 4 như Công thức (5.3). Độ khô tăng lên tới 1 nghĩa là môi chất hóa hơi hoàn toàn trong từng trường hợp mô phỏng, thực nghiệm và tính toán lần lượt tại các vị trí chiều dài là 1,1m; 1,3m và 1,4m. Các giá trị trong tính toán lý thuyết, các giá trị trong mô phỏng số có sự sai số trong khoảng 10% so với thực nghiệm. Sai số cực đại giữa mô phỏng và thực nghiệm là 5,5%; sai số cực đại giữa tính toán lý thuyết và thực nghiệm là 3,5%.

5.2.1.3. Hệ số trao đổi nhiệt đối lưu

Hệ số trao đổi nhiệt 2 pha của môi chất lạnh CO₂ dọc theo từng pass được thể hiện qua công thức:

$$h_{CO_2} = \frac{q}{T_w - T_{sat}} \quad (5.12)$$

Trong đó, q là mật độ dòng nhiệt của không khí tác động lên TBBH (W/m²), T_w là nhiệt độ trung bình bên trong vách ống tại vị trí đang xét (K), T_{sat} là nhiệt độ bay hơi của môi chất CO₂ (K).



Hình 5.11 So sánh hệ số tỏa nhiệt đối lưu

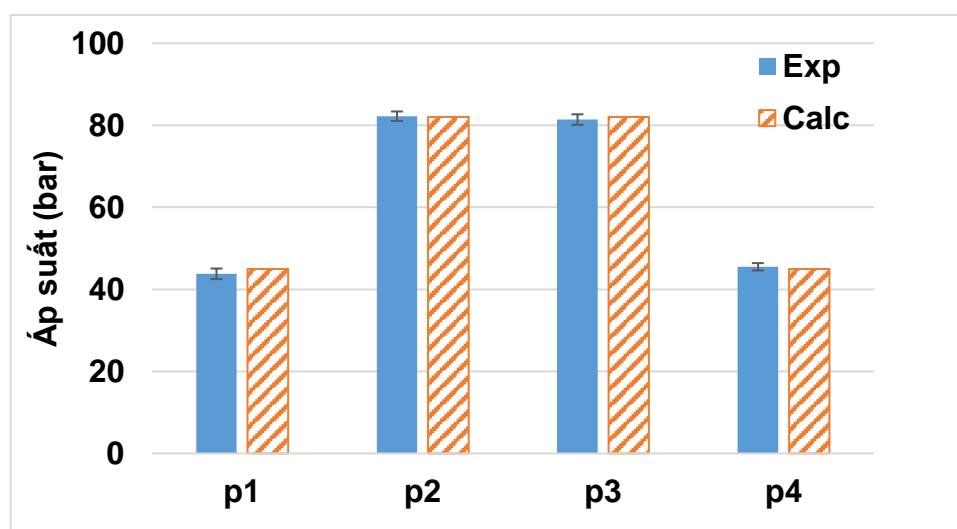
Hình 5.11 so sánh các hệ số tỏa nhiệt đối lưu của CO₂ trong các trường hợp tính toán, mô phỏng và thực nghiệm trong cùng nhiệt độ bay hơi 10°C và cùng các

điều kiện vận hành. Trong khoảng độ khô từ 0,6 – 0,85 thì giá trị hệ số toả nhiệt trong tính toán và mô phỏng nằm trong khoảng giá trị thực nghiệm; trong khoảng độ khô từ 0,85 – 1, hệ số toả nhiệt đối lưu trong thực nghiệm nhỏ hơn giá trị của hệ số toả nhiệt đối lưu trong tính toán và mô phỏng số.

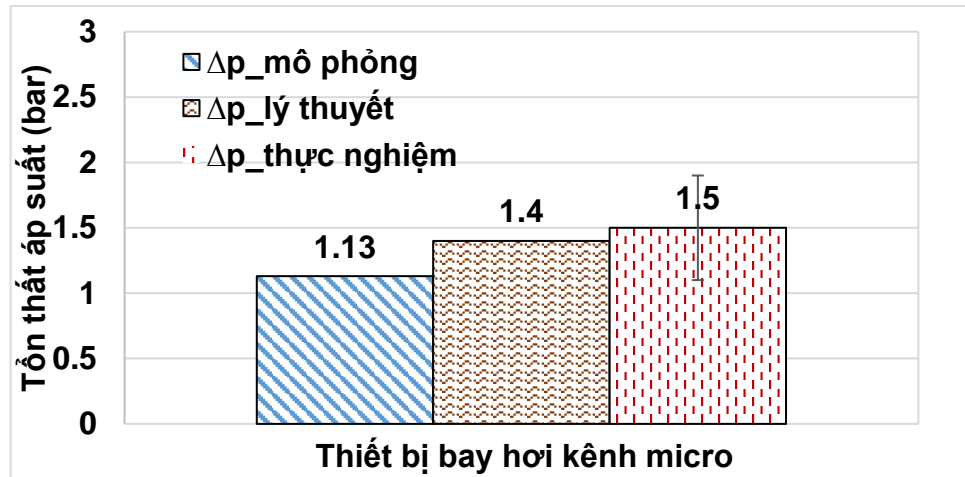
Trong thực nghiệm, vị trí có nước tích tụ bên ngoài TBBH sẽ làm giá trị nhiệt độ đo được gần bằng với giá trị nhiệt độ môi chất bay hơi. Ngược lại, vị trí không có nước tích tụ, giá trị nhiệt độ đo được có sự chênh lệch nhiều hơn. Áp dụng công thức (5.4), độ chênh nhiệt độ thành vách ống và nhiệt độ bay hơi càng lớn sẽ làm hệ số toả nhiệt đối lưu càng nhỏ.

5.2.1.4. Tổn thất áp suất

Áp suất P_2 của 2 trường hợp thực nghiệm và tính toán có giá trị gần bằng nhau. Trong trường hợp tính lý thuyết, tổn thất áp suất trên thiết bị làm mát được bỏ qua nên áp suất P_3 bằng áp suất P_2 . Tuy nhiên, tổn thất áp suất tại thiết bị làm mát trong thực nghiệm trong khoảng 0,5 – 1 bar. Điều này làm cho áp suất tại đầu ra P_3 luôn nhỏ hơn áp suất tại đầu vào P_2 từ 0,5 đến 1 bar. Sai số thực nghiệm của từng điểm nút được thể hiện trên Hình 5.12.



Hình 5. 12 Áp suất tại các điểm nút giữa tính toán và thực nghiệm.



Hình 5. 13 Tổn thất áp suất trên TBBH

Tổn thất áp suất tại đầu vào và đầu ra của TBBH trong các trường hợp được thể hiện như Hình 5.13. Tổn thất áp suất trong trường hợp mô phỏng số là nhỏ nhất do chưa xét đến độ nhám trong kênh micro cũng như các tổn thất cục bộ khác. Tổn thất áp suất trên thực nghiệm là lớn nhất 1,5bar với sai số tiêu chuẩn khoảng 0,4bar.

5.2.2. Ảnh hưởng của quá trình làm mát phụ (Subcooler)

- **Mục tiêu:** Đánh giá được ảnh hưởng của quá trình làm mát phụ đến năng suất lạnh của thiết bị bay hơi, so sánh với quá trình không có làm mát phụ.

5.2.2.1. Hệ thống lạnh cơ bản

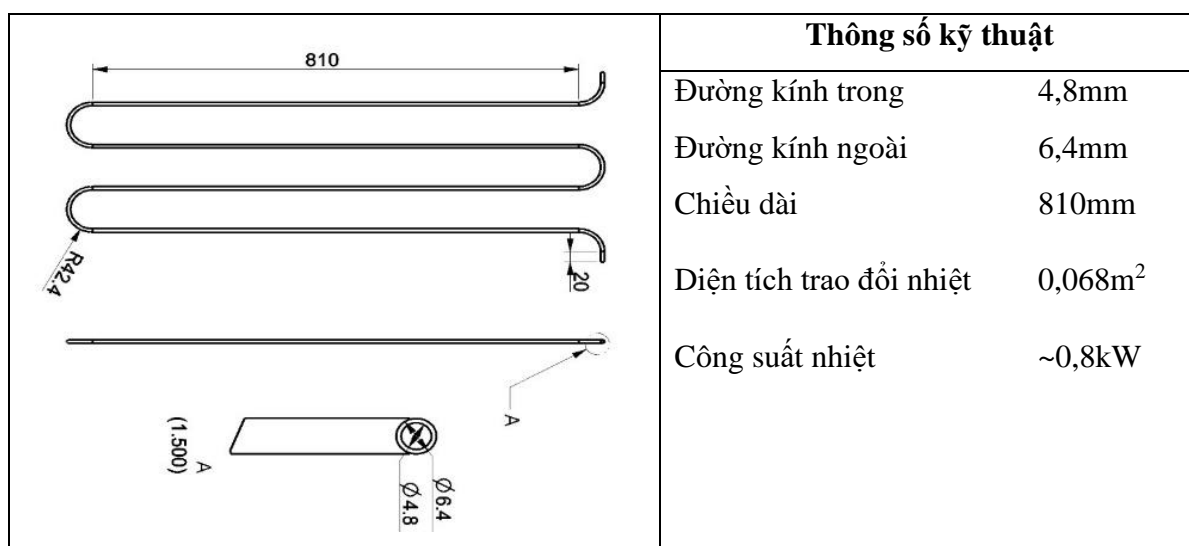
Hệ thống được thực nghiệm trong các khung thời gian như sáng (8h-11h), chiều (13h-17h) và tối (18-20h) với nhiệt độ môi trường khoảng 28 - 32°C. Tại mỗi điểm giá trị được lấy mẫu ít nhất 5 lần. Thời gian lấy mẫu mỗi lần là 15 phút sau khi các giá trị ổn định. Giá trị sai số là sai số chuẩn (SE) của các lần đo (*Standard deviation of means*). Dữ liệu trung bình thí nghiệm về nhiệt độ, áp suất, công suất lạnh riêng, lưu lượng khối lượng và hệ số COP được liệt kê ở Bảng 5.3.

Bảng 5. 3 Thông số điểm nút của hệ thống lạnh cơ bản

	p_1 (bar)	t_1 (°C)	p_2 (bar)	t_2 (°C)	p_3 (bar)	t_3 (°C)	p_4 (bar)	t_4 (°C)	x_4	COP	Q_0 (kW)	m (kg/h)
	43,5	19,4	77,0	68,4	76,5	34,3	45,0	10,0	0,8	1,82	1,80	105,2
Sai số	0,5	1,08	0,4	2,07	0,5	0,2	0,5	0,2		$\pm 0,25$	$\pm 0,15$	0,5

5.2.2.2. Khi hệ thống sử dụng thiết bị làm mát phụ (subcooler)

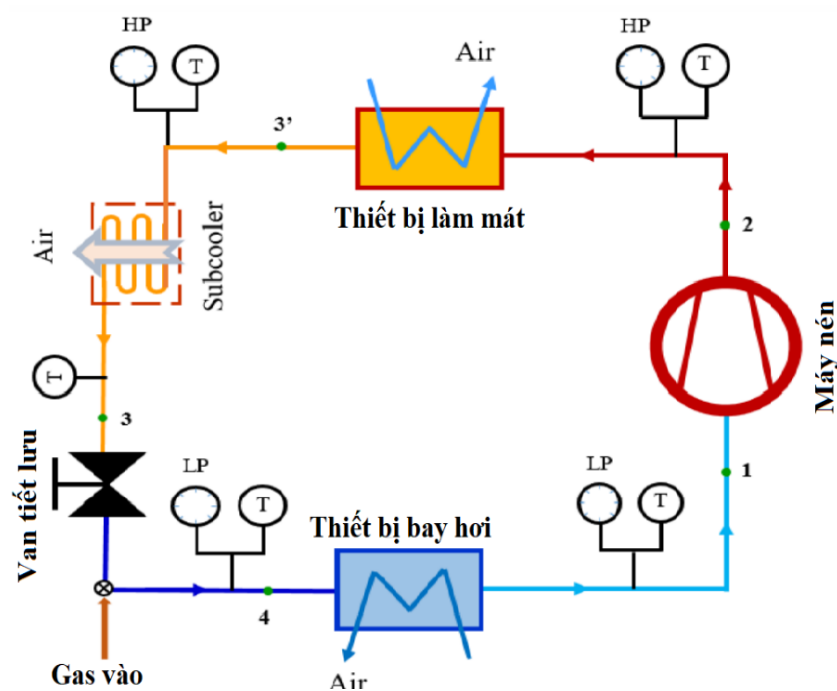
Để nâng cao năng suất lạnh của hệ thống, nhiệt độ môi chất CO₂ trước khi đến van tiết lưu cần được hạ thấp. Một trong những phương pháp đó là thêm một thiết bị làm mát phụ vào sau thiết bị làm mát. Thiết bị làm mát phụ được tính toán cụ thể ở Phụ lục 4, có đường kính trong là 4,8, đường kính ngoài 6,4mm, chiều dài tương đương 3,4m, diện tích trao đổi nhiệt 0,068m² và công suất nhiệt tương đương như Hình 5.14. Nhiệt độ thừa của phòng lạnh sẽ được dùng để hạ thấp nhiệt độ môi chất tại thiết bị này. Dữ liệu đạt đã được kiểm chứng trong thực nghiệm và không ảnh hưởng đến nhiệt độ phòng.



Hình 5. 14 Thiết bị làm mát phụ

- **Thiết lập thực nghiệm**

Hệ thống được lắp đặt như Hình 5.15. Thực nghiệm được tiến hành trong các khung thời gian như sáng (8h-11h), chiều (13h-17h) và tối (18-20h). Tại mỗi điểm giá trị được lấy ít nhất 5 lần. Thời gian lấy mẫu mỗi lần là 15 phút sau khi các giá trị ổn định. Bảng 5.4 thể hiện dữ liệu trung bình thực nghiệm về nhiệt độ, áp suất, công suất lạnh, lưu lượng khối lượng và hệ số COP khi thêm thiết bị làm mát phụ.



Hình 5. 15 Hệ thống lạnh thêm làm mát phụ [89]

- Các phương trình được sử dụng:

$$\text{Nhiệt lượng trao đổi tại TBLM: } Q_{2-3'} = m_c(h_2 - h_{3'}) \quad (5. 13)$$

Nhiệt lượng nhiệt của thiết bị làm mát phụ:

$$Q_{3'-3} = m_c(h_{3'} - h_3) \quad (5. 14)$$

Công suất tiêu tốn cho quá trình nén

$$W_{1-2} = m_c(h_2 - h_1) \quad (5. 15)$$

Năng suất lạnh của TBBH:

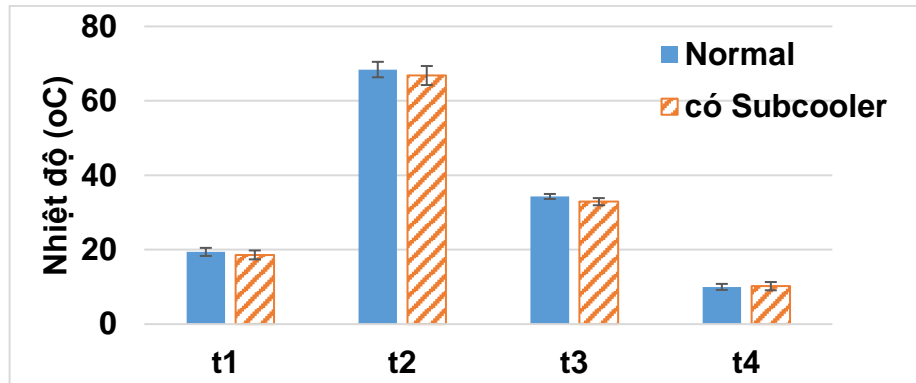
$$Q_{4-1'} = m_c(h_{1'} - h_4) \quad (5. 16)$$

Hệ số COP của hệ thống lạnh:

$$COP = \frac{Q_{4-1'}}{W_{1-2}} \quad (5. 17)$$

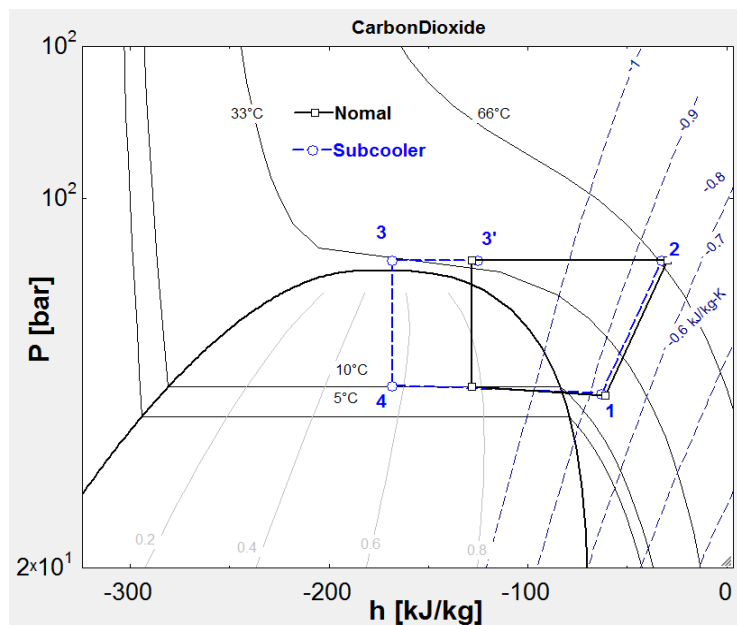
Bảng 5. 4 Thông số điểm nút của chu trình có làm mát phụ

	p_1 (bar)	t_1 (°C)	p_2 (bar)	t_2 (°C)	p_3 (bar)	$t_{3'}$ (°C)	t_3 (°C)	p_4 (bar)	t_4 (°C)	x_4	COP	Q_0 (kW)	m (kg/h)
	43,5	18,6	77,2	67,6	76,5	34,6	32,9	45	10,2	0,67	2,7	2,5	106,2
Sai số	0,5	1,1	0,5	1,4	0,5	0,2	0,2	0,5	0,2		0,61(22%)	0,49(19%)	0,5
Thay đổi							-1,4				+50%	+ 38%	



Hình 5. 16 Nhiệt độ các điểm nút của chu trình cơ bản và có làm mát phụ

Nhiệt độ tại các điểm nút từ 1 đến 4 của chu trình cơ bản và chu trình có thêm thiết bị làm mát phụ (subcooler) được thể hiện trong Hình 5.16. Nhiệt độ tại các điểm nút của 2 chu trình không có sự chênh lệch nhiều. Khi thêm thiết bị làm mát phụ, nhiệt độ t_3 giảm $1,4^{\circ}\text{C}$ so với nhiệt độ t_3 của chu trình thông thường.



Hình 5. 17 Các điểm của chu trình cơ bản và có làm mát phụ

Hình 5.17 biểu diễn chu trình của hệ thống cơ bản và hệ thống thêm thiết bị làm mát phụ trong cùng điều kiện. Dòng gas ra khỏi TBLM sẽ được làm mát 1 lần nữa khi qua thiết bị làm mát phụ. Khi nhiệt độ tại điểm này giảm $1,4^{\circ}\text{C}$ thì điểm 3' trên đồ thị dịch sang điểm 3, điểm 3 và 4 có cùng chỉ số enthalpy do quá trình tiết lưu đẳng áp nên điểm 4 cũng dịch sang trái làm cho độ khô của môi chất giảm từ 0,79 xuống 0,57. Quá trình 4 - 1 là quá trình bay hơi, môi chất hấp thụ nhiệt của

phòng cần làm lạnh. Vì thế, đoạn 4-1 càng dài thì khả năng làm lạnh càng lớn. Hệ số COP của chu trình có thiết bị làm mát phụ tăng lên $2,7 \pm 0,61$ tăng 42% và năng suất lạnh đạt $2,5 \text{kW} \pm 0,49$, tăng 41% so với chu trình CO₂ cơ bản.

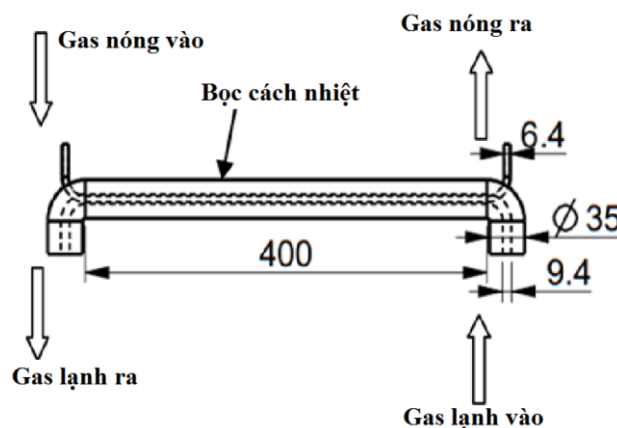
5.2.3. Ảnh hưởng của quá trình hồi nhiệt đến đặc tính truyền nhiệt

- **Mục tiêu:** Đánh giá được ảnh hưởng của quá trình hồi nhiệt đến đặc tính truyền nhiệt của thiết bị bay hơi kênh micro thông qua thực nghiệm.

5.2.3.1. Thiết bị hồi nhiệt (Internal Heat exchanger)

Thiết bị hồi nhiệt làm giảm nhiệt độ môi chất trước van tiết lưu và làm tăng nhiệt độ môi chất về máy nén. Thực nghiệm sự ảnh hưởng của thiết bị hồi nhiệt đến các đặc tính truyền nhiệt của hệ thống được trình bày chi tiết trong các nghiên cứu [90]–[92]. Gas ra khỏi thiết bị bay hơi có thể ở trạng thái hơi có lỏng hoặc hơi quá nhiệt. Để đảm bảo hơi về máy nén ở trạng thái hơi hoàn toàn, đồng thời để giảm nhiệt độ gas trước tiết lưu thì thiết bị hồi nhiệt được lắp đặt vào hệ thống. Thiết bị này gồm đường ống đồng Ø6,4mm dẫn gas từ dàn làm mát được tiếp xúc ngoài với đường ống Ø9,4mm dẫn gas về máy nén. Thiết bị được bọc cách nhiệt và có kích thước như Hình 5.18. Quá trình cân bằng nhiệt xảy ra, dòng gas lạnh nhận nhiệt lượng để môi chất hoá hơi hoàn toàn trước khi về máy nén. Trong khi, dòng gas nóng nhả nhiệt (môi chất từ TBLM) sẽ giảm nhiệt độ trước khi vào van tiết lưu. Quá trình này gọi là quá trình hồi nhiệt.

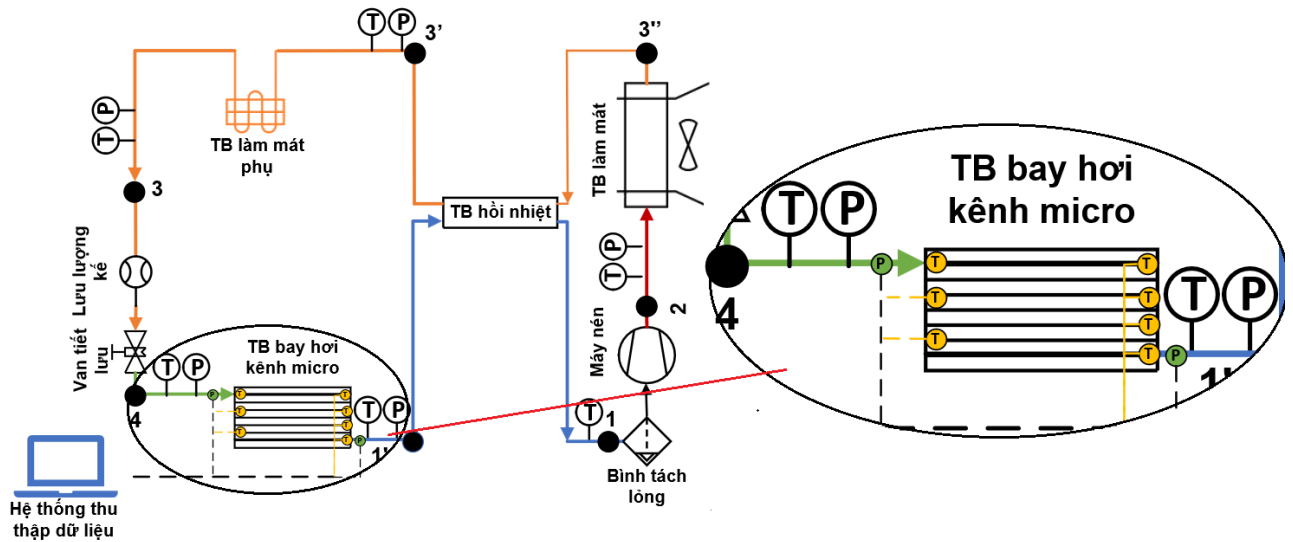
Thiết bị hồi nhiệt được tính toán chi tiết ở Phụ lục 4. Thiết bị có công suất nhiệt tương đương 0,67W.



Hình 5. 18 Kích thước của thiết bị hồi nhiệt

- **Thiết lập thực nghiệm**

TBHN được lắp đặt vào hệ thống như thể hiện ở Hình 5.19. Dòng gas từ thiết bị làm mát vào thiết bị hồi nhiệt để trao đổi với gas lạnh từ TBBH ra. Chiều di chuyển của 2 dòng gas này ngược chiều nhau để tăng khả năng trao đổi nhiệt so với thiết kế chiều cùng chiều.



Hình 5. 19 Sơ đồ thí nghiệm quá trình hồi nhiệt [92]

- **Các phương trình được sử dụng**

Nhiệt lượng giải nhiệt tại TBLM: $Q_k = m_c C_p (T_2 - T_{3''})$ (5. 18)

Công tiêu tốn của quá trình nén: $W = m_c (h_2 - h_1)$ (5. 19)

Nhiệt lượng nhận được tại TBBH: $Q_0 = m_c (h_{1'} - h_4)$ (5. 20)

Tại thiết bị hồi nhiệt, quá trình cân bằng nhiệt lượng:

$$h_{3''} - h_{3'} = h_1 - h_{1'} \quad (5. 21)$$

Hệ số COP được tính: $COP = \frac{Q_0}{W}$ (5. 22)

Các sai số của phép đo được tính theo Công thức (5.7) – (5.10).

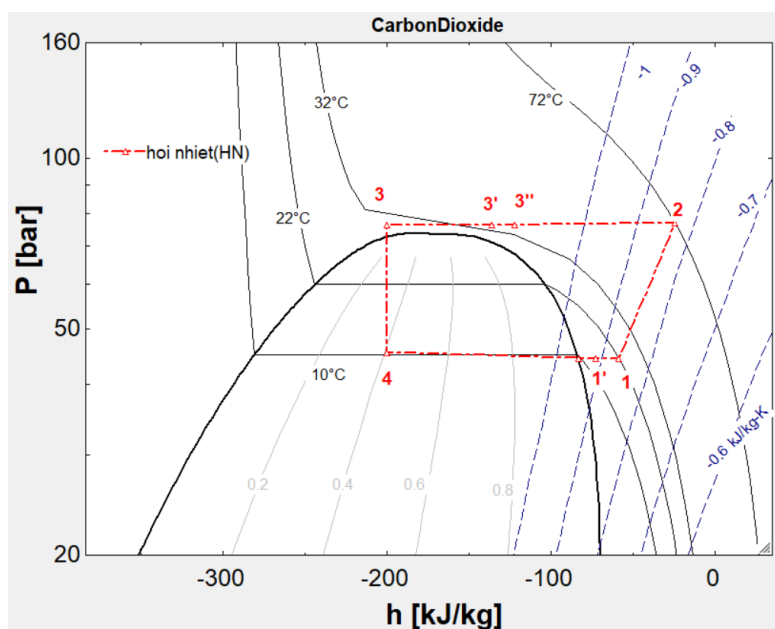
5.2.3.2. Kết quả

Bảng 5.5 thể hiện các thông số nhiệt động của hệ thống lạnh có hồi nhiệt với áp suất đẩy 77 bar, áp suất hút 40,5 bar, nhiệt độ môi trường trong khoảng 28 – 32°C.

Bảng 5. 5 Thông số điểm nút của hệ thống lạnh có hồi nhiệt

	p_1 (bar)	t_1 (°C)	t_1' (°C)	p_2 (bar)	t_2 (°C)	p_3 (bar)	$t_{3''}$ (°C)	$t_{3'}$ (°C)	t_3 (°C)	p_4 (bar)	t_4 (°C)	x_4	COP	Q_0 (kW)	m (kg/h)
	44	22,1	13,3	77	72,1	76,5	34,5	33,4	31,9	45	10,4	0,41	3,7	3,6	102,1
Sai số	0,5	1,5	0,2	0,5	1	0,5	0,2	0,2	0,2	0,5	0,2		0,35 (9%)	0,16 (4%)	0,5

Trong đó $t_{3''}$, $t_{3'}$, t_3 lần lượt là nhiệt độ sau thiết bị làm mát, sau thiết bị hồi nhiệt và sau thiết bị làm mát phụ. t_1' , t_1 lần lượt là nhiệt độ sau thiết bị bay hơi và sau thiết bị hồi nhiệt. Dựa vào các thông số đo được trên, đồ thị chu trình lạnh được hiển thị trong Hình 5.20 bởi phần mềm EES (*Phụ lục 1 Chương trình EES*).



Hình 5. 20 Các điểm thí nghiệm của hệ thống có hồi nhiệt

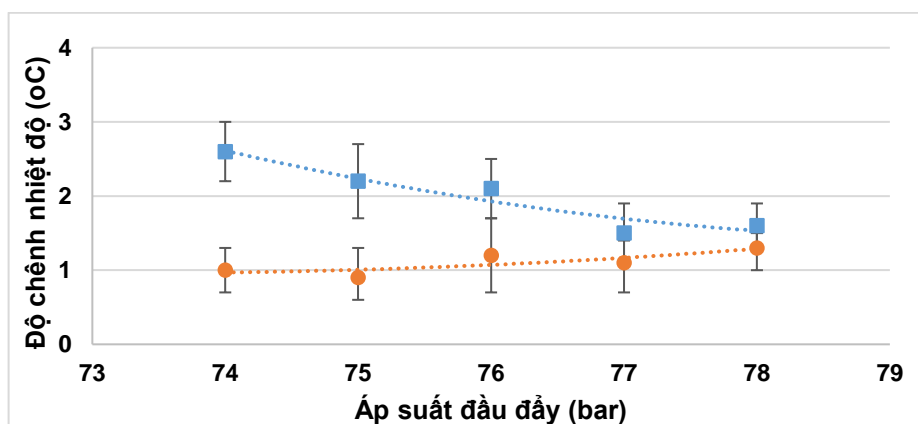
Môi chất được nén đến điểm 2 (77bar, 72,1°C), sau đó được giải nhiệt qua TBLM tới điểm 3'' (76,5bar, 34,5 °C). Tại TBHN, dòng gas nóng nhả nhiệt cho dòng gas lạnh làm cho nhiệt độ môi chất giảm xuống đạt tới điểm 3' (76,5 bar, 33,4°C). Dòng gas tiếp tục giảm nhiệt độ khi qua thiết bị làm mát phụ để đạt tới điểm 3 (76,5 bar, 31,9°C). Quá trình tiết lưu sẽ làm cho áp suất môi chất giảm đột ngột và kéo theo nhiệt độ cũng giảm theo đến điểm 4 (45 bar, 10,4°C). Dòng môi chất qua TBBH kênh micro vừa nhận nhiệt độ, vừa bị sụt áp tới điểm 1' (44 bar,

14,3°C). Dòng gas tiếp tục qua thiết bị hồi nhiệt để nhận nhiệt, đạt tới điểm 1 (44 bar, 22,1°C). Sau đó, môi chất về máy nén để bắt đầu chu trình mới.

Bảng 5. 6 Thông số điểm nút của hệ thống lạnh có hồi nhiệt, làm mát phụ

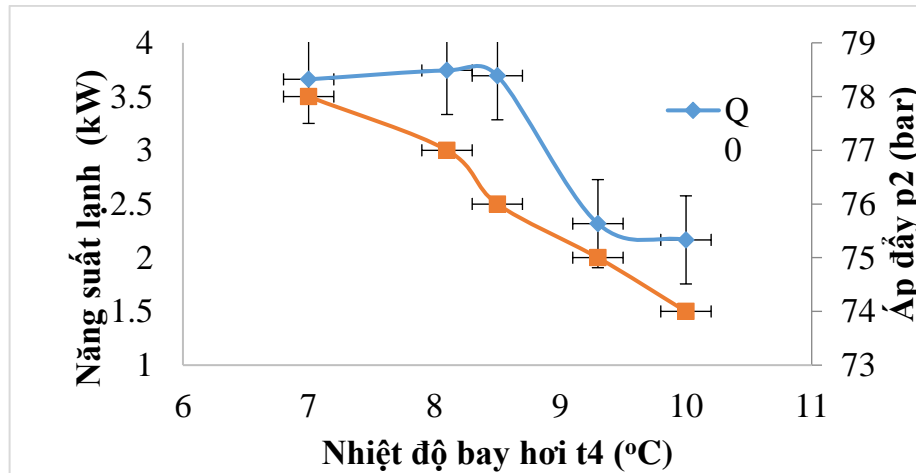
p_1 (bar)	t_1 (°C)	t_1' (°C)	p_2 (bar)	t_2 (°C)	p_3 (bar)	t_3'' (°C)	t_3' (°C)	t_3 (°C)	p_4 (bar)	t_4 (°C)	x_4	COP	q_0 (kJ/kg)	m (kg/h)
40,0	10,0	8,4	78	64,6	77,5	34,8	33,5	32,1	41,5	7,0	0,41	3,84	127,8	103,1
40,5	12,0	10,5	77	63,5	76,5	34,5	33,4	31,9	42,5	8,1	0,41	4,18	127,6	105,6
41,5	13,2	11,1	76	62,6	75,5	34,4	33,2	31,8	43,0	8,5	0,43	3,90	124,5	106,8
42,0	15,4	13,2	75	62,4	74,5	34,5	33,6	31,6	44,0	9,3	0,68	2,76	77,2	108,0
42,5	16,7	14,1	74	61,2	73,5	34,3	33,3	31,4	45,0	10,0	0,71	2,67	70,8	110,0

Ngoài ra, để khảo sát thêm các ảnh hưởng của thiết bị hồi nhiệt thì hệ thống được thực nghiệm tại các giá trị áp suất, nhiệt độ bay hơi khác nhau. Các thông số được thể hiện ở Bảng 5.6.



Hình 5. 21 Mối quan hệ giữa áp suất đẩy và độ chênh nhiệt độ tại IHX

Tại thiết bị hồi nhiệt, mối quan hệ giữa độ chênh nhiệt độ đầu vào - đầu ra theo áp suất đầu đẩy được thể hiện như Hình 5.21. Khi áp suất đầu đẩy tăng từ 74 - 78 bar thì độ chênh nhiệt độ giữa đầu vào - ra phía dòng gas nóng thay đổi trong khoảng 1°C; nhưng độ chênh nhiệt độ giữa đầu vào - ra phía dòng gas lạnh thì giảm từ 2,5°C - 1,5°C. Độ chênh nhiệt độ phía dòng gas lạnh lớn hơn độ chênh nhiệt độ phía dòng gas nóng. Điều này là hợp lý vì nhiệt lượng nhả ra của dòng nóng bằng nhiệt lượng nhận của dòng lạnh.



Hình 5. 22 Mối quan hệ nhiệt độ bay hơi, năng suất lạnh và áp đẩy

Hình 5.22 thể hiện mối quan hệ giữa nhiệt độ bay hơi với năng suất lạnh và áp suất tại đầu đẩy của hệ thống. Khi nhiệt độ bay hơi giảm từ 10 xuống 7°C thì áp suất đầu đẩy tăng 74 – 78 bar, năng suất lạnh của chu trình có hồi nhiệt đạt tăng từ 2,1 kW đến 3,7 kW với sai số trong phép đo là 0,41. Trong thang nhiệt độ bay hơi được khảo sát từ 7- 10°C thì tại nhiệt độ 8°C, năng suất lạnh là cao nhất.

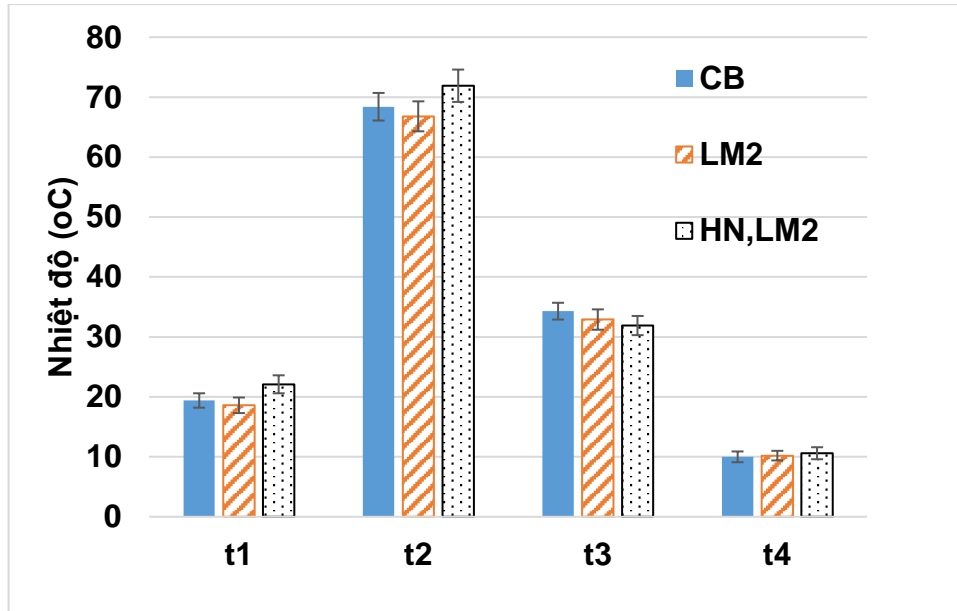
5.2.3.3. So sánh hệ thống có quá trình cơ bản, làm mát phụ, hồi nhiệt

Để so sánh sự ảnh hưởng của từng thiết bị khi thêm vào hệ thống lạnh CO₂ thì cần phải thực nghiệm hệ thống khi được lắp thêm thiết bị trong cùng điều kiện nhiệt độ, áp suất, lưu lượng môi chất... Bảng 5.7 thể hiện số liệu thực nghiệm của 3 chu trình lạnh cơ bản, có làm mát phụ, có hồi nhiệt và làm mát phụ trong cùng một điều kiện như: áp suất đầu đẩy 77bar, nhiệt độ môi trường khoảng 31°C. Thiết bị làm mát (TBLM) là thiết bị ngưng tụ truyền thống, sử dụng ống đồng, cánh nhôm. Thiết bị bay hơi (TBBH) là thiết bị trao đổi nhiệt kênh micro, ống nhôm dẹt cánh nhôm. Các thiết bị cảm biến nhiệt độ và áp suất được lắp đặt như Hình 5.19.

Bảng 5. 7 Thông số điểm nút của 3 chu trình lạnh.

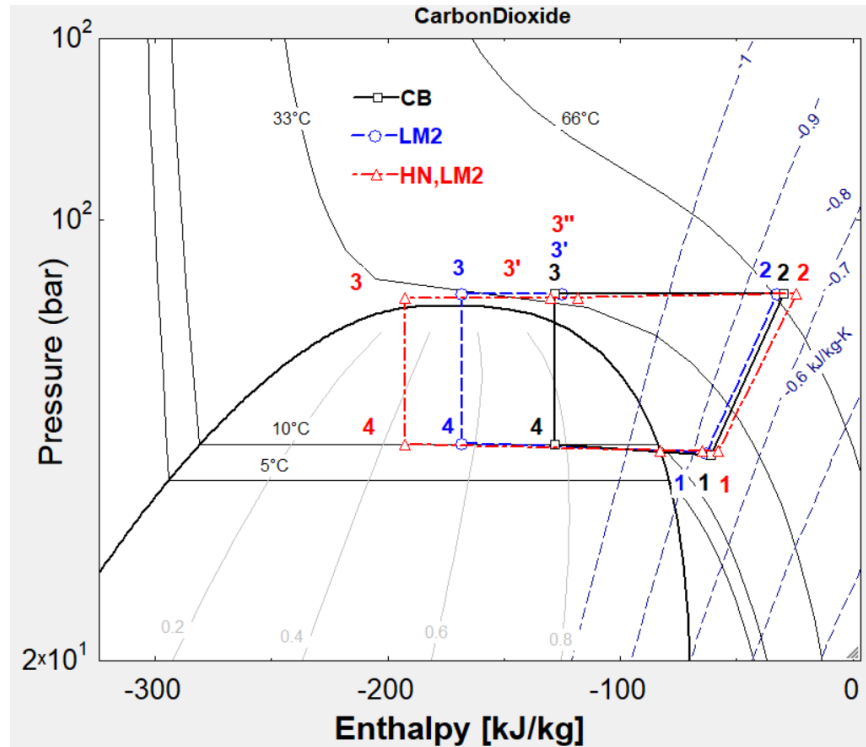
	p ₁ (bar)	t ₁ (°C)	t _{1'} (°C)	p ₂ (bar)	t ₂ (°C)	p ₃ (bar)	t _{3''} (°C)	t _{3'} (°C)	t ₃ (°C)	p ₄ (bar)	t ₄ (°C)	COP	tăng	Q ₀ kW	tăng
CB	43,5	19,4	-	77	68,4	76,5	-	-	34,3	45	10,0	1,82	-	1,8	-
LM2	43,5	18,6	-	77	67,6	76,5	-	34,6	32,9	45	10,2	2,54	39%	2,7	50%
HN,LM2	44,0	22,1	17,5	77	71,9	76,0	34,5	33,4	31,9	45	10,4	3,70	103%	3,6	100%

Chu trình cơ bản (CB) không sử dụng hồi nhiệt và làm mát phụ nên tại các điểm t_3'' và t_3' sẽ không có giá trị. Chu trình có làm mát phụ (LM2) có thêm nhiệt độ t_3' , không có nhiệt độ t_3'' . Chu trình có cả hồi nhiệt và làm mát phụ (HN, LM2) sẽ có cả nhiệt độ t_3'' và t_3' .



Hình 5. 23 Nhiệt độ tại 4 điểm nút của 3 chu trình

Nhiệt độ bão hoà tại nút 4 trên 3 chu trình đều có giá trị tương đương 10°C như Hình 5.23. Thiết bị làm mát phụ tận dụng nhiệt thừa của phòng lạnh để làm giảm nhiệt độ trước van tiết lưu xuống [93]. Thiết bị hồi nhiệt trao đổi nhiệt giữa dòng gas về máy nén và dòng gas vào van tiết lưu nên thiết bị này không những làm giảm nhiệt độ trước tiết lưu xuống mà còn làm tăng nhiệt độ môi chất về máy nén. Nhiệt độ đầu vào máy nén tăng cũng làm cho nhiệt độ của môi chất ra khỏi máy nén tăng theo do quá trình nén sẽ tạo ra sinh công và tạo thêm nhiệt độ. Sai số của phép đo tại điểm nút 2 lớn hơn các sai số tại các điểm nút khác có thể do tổn thất của quá trình nén.



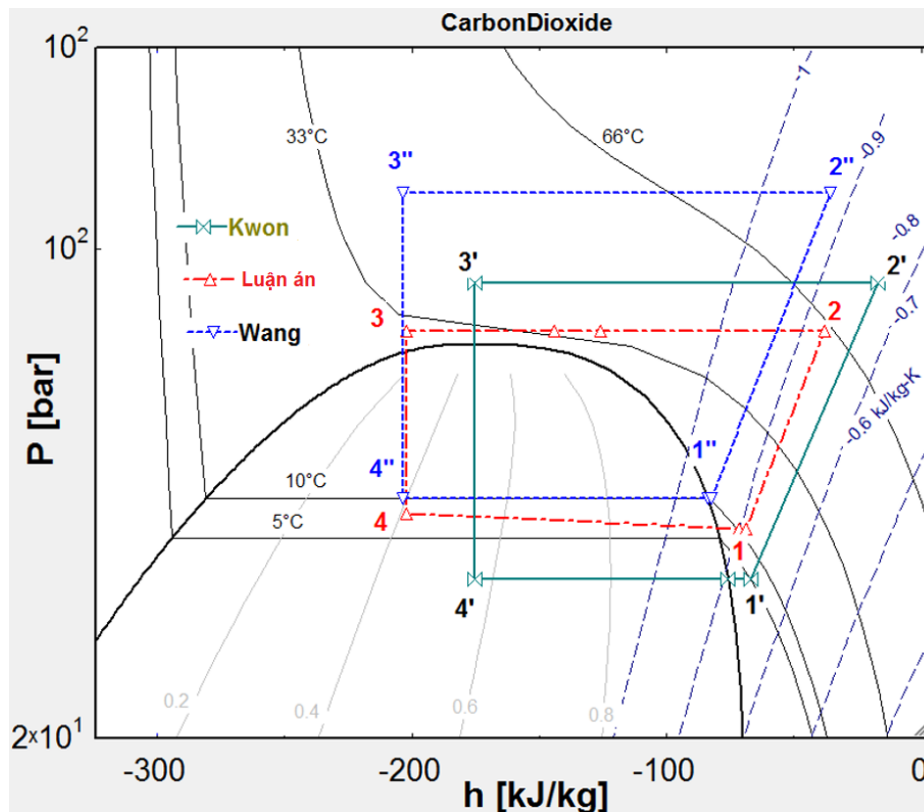
Hình 5. 24 So sánh cả 3 chu trình trên đồ thị p-h

Hình 5.24 thể hiện rõ sự khác biệt của nhiệt độ tại điểm nút 3 ảnh hưởng lớn đến năng suất lạnh. Năng suất lạnh của chu trình 1(cơ bản) là 1,8kW. Năng suất lạnh của chu trình 2 (thêm thiết bị làm mát phụ) đạt 2,7kW tăng 50% và năng suất lạnh của chu trình 3 (có hồi nhiệt và làm mát phụ) đạt 3,6kW, tăng 100% so với năng suất của chu trình cơ bản.

Hệ số COP cũng tăng khi thêm thiết bị làm mát phụ và thiết bị hồi nhiệt vào hệ thống. COP của chu trình 1 là 1,8. COP của chu trình 2 là 2,54 tăng 39% và COP của chu trình 3 là 3,7 tăng 103% so với chu trình cơ bản.

Hình 5.25 thể hiện chu trình hệ thống lạnh CO₂ của nghiên cứu này so với các nghiên cứu liên quan. Kwon cùng cộng sự [94] đã thực nghiệm hệ thống CO₂ có sử dụng thiết bị hồi nhiệt dạng ống lồng ống trong điều kiện áp suất đầy 90bar, nhiệt độ bay hơi 0°C, lưu lượng khối lượng môi chất thay đổi từ 40 – 80g/s. Hệ thống có COP trong khoảng từ 3 đến 4. Wang cùng cộng sự [95] đã thực nghiệm hệ thống CO₂ có thiết bị hồi nhiệt và van bypass, áp suất đầu đầy trên 90bar, nhiệt độ bay hơi từ 0 đến 10°C. Hệ thống đạt COP từ 1,6 đến 3,4. Trong nghiên cứu hiện

tại, áp suất đầu đẩy thay đổi từ 75 đến 85 bar để đảm bảo an toàn cho hệ thống lạnh mà vẫn đạt hiệu suất cần thiết.

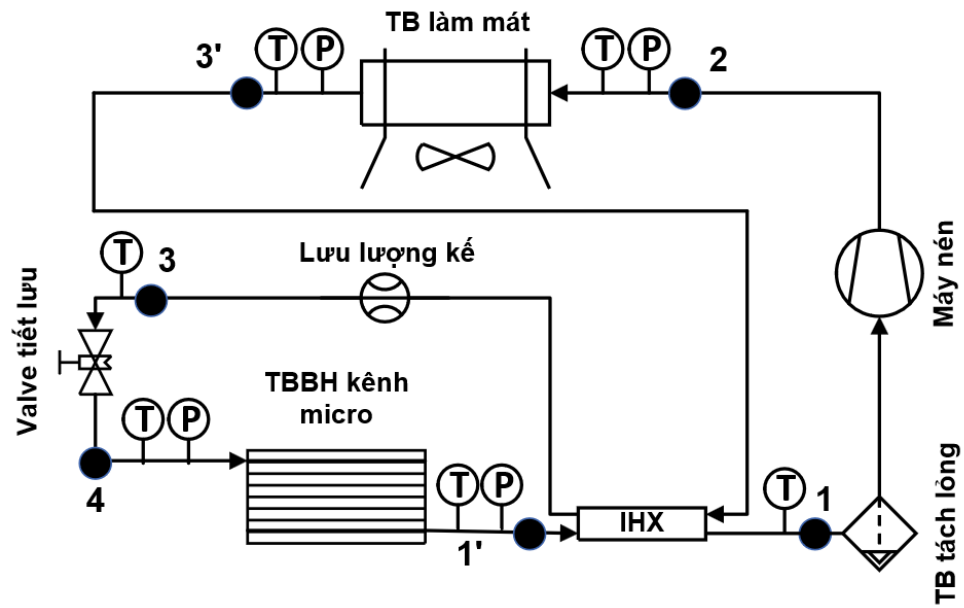


Hình 5. 25 So sánh chu trình hiện tại với nghiên cứu Kwon [94], Wang [95]

5.2.4. Ảnh hưởng của lưu lượng CO₂ đến các đặc tính truyền nhiệt

- **Mục tiêu:** Xác định được ảnh hưởng lưu lượng môi chất qua TBBH đến độ quá nhiệt, áp suất, năng suất lạnh, mật độ dòng nhiệt, hệ số truyền nhiệt và hệ số COP.
- **Thiết lập thí nghiệm**

Lưu lượng khối lượng môi chất CO₂ trong hệ thống lạnh được thay đổi bằng cách điều chỉnh van tiết lưu và kết hợp việc nạp vào hoặc xả bớt lượng môi chất ra khỏi hệ thống. Mỗi thí nghiệm được thực hiện ít nhất 5 lần trong các khoảng thời gian khác nhau trong ngày để có giá trị trung bình. Mỗi vị trí điểm nút được lắp đặt cảm biến nhiệt độ và đồng hồ áp suất như Hình 5.26. Lưu lượng CO₂ được xác định bởi phần mềm Dorin [96] và đồng hồ lưu lượng. Các điều kiện thí nghiệm được trình bày chi tiết trong [97].



Hình 5. 26 Sơ đồ thí nghiệm ảnh hưởng lưu lượng môi chất

- Các phương trình được sử dụng trong thực nghiệm

Nhiệt lượng trao đổi tại TBLM: $Q_{2-3'} = m_c(h_2 - h_{3'})$ (5. 23)

Công suất tiêu tốn cho quá trình nén: $W_{1-2} = m_c(h_2 - h_1)$ (5. 24)

Năng suất lạnh của TBBH: $Q_{4-1'} = m_c(h_{1'} - h_4)$ (5. 25)

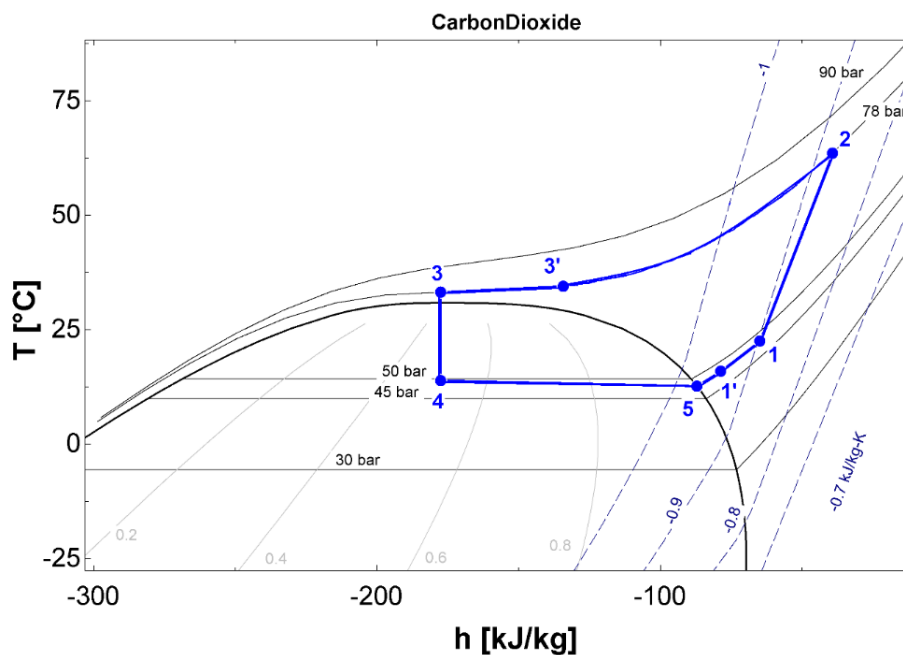
Mật độ dòng nhiệt trên TBBH: $q = \frac{Q_{4-1'}}{A_e}$ (5. 26)

Hệ số truyền nhiệt của TBBH: $k = \frac{Q_{4-1'}}{A_e \Delta t_e}$ (5. 27)

Hệ số COP của hệ thống lạnh: $COP = \frac{Q_{4-1'}}{W_{1-2}}$ (5. 28)

- Kết quả và thảo luận

Ứng dụng phần mềm EES (Engineering Equation Solver), đồ thị T-h của chu trình lạnh được thể hiện như Hình 5.27 với lưu lượng 119,8kg/h, áp suất đẩy là 78 bar, áp suất hút là 48,5 bar.

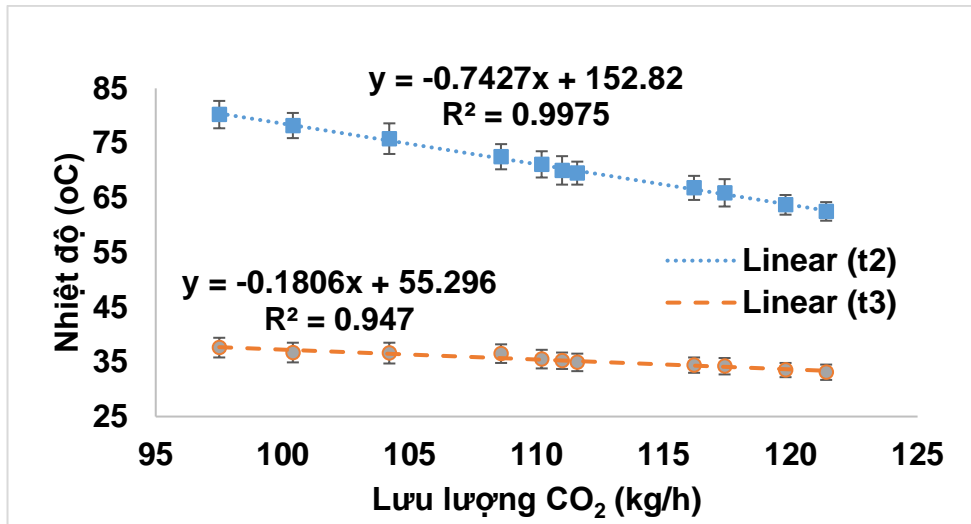


Hình 5. 27 Các điểm nút của chu trình biểu diễn trên đồ thị T-h

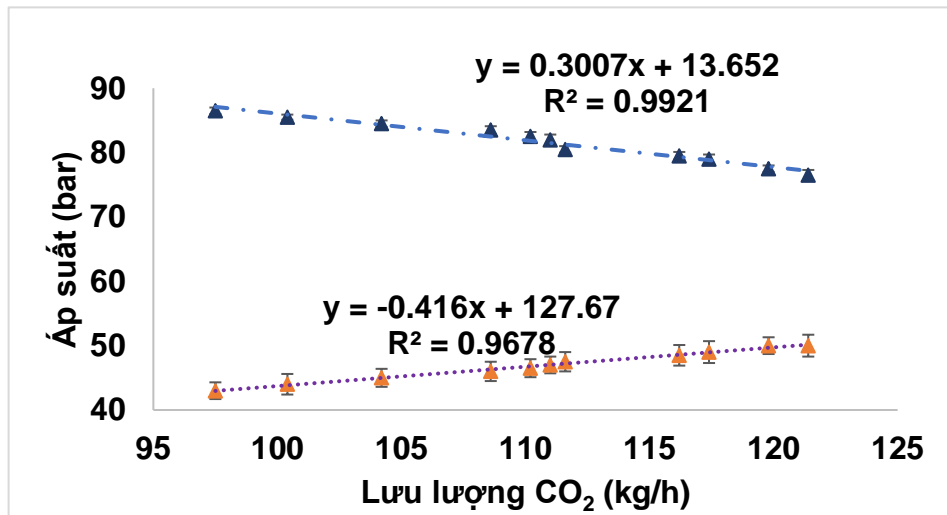
Bảng 5.8 thể hiện các thông số thực nghiệm của chu trình lạnh trong điều kiện nhiệt độ môi trường giải nhiệt cho thiết bị làm mát từ 28 đến 32°C, lưu lượng khối lượng môi chất được thay đổi từ 97,5 đến 121,4 kg/h, áp suất đầu đẩy p_2 giảm từ 87 đến 77 bar, áp suất hút p_1 tăng từ 41,5 xuống 49bar.

Bảng 5. 8 Thông số hệ thống khi thay đổi lưu lượng CO₂

No.	p_1 (bar)	t_1 (°C)	$t_{1'}$ (°C)	p_2 (bar)	t_2 (°C)	p_3 (bar)	$t_{3'}$ (°C)	t_3 (°C)	p_4 (bar)	t_4 (°C)	COP	Q_0 (kW)	q W/m ²	k (W/m ² K)	m (kg/h)
1	49,0	23,5	22,3	77,0	62,5	76,5	33,9	33,2	50,0	14,5	2,46	2,12	848	95	121,4
2	48,5	22,6	19,3	78,0	63,7	77,5	34,6	33,3	50,0	14,0	2,50	2,23	892	98	119,8
3	48,0	22,4	16,7	79,5	65,9	79	34,8	34,0	49,0	13,6	2,76	2,53	1012	109	117,4
4	47,5	21,5	16	80,0	66,8	79,5	35,1	34,5	48,5	13,1	2,86	2,62	1048	111	116,2
5	46,0	20,2	15,1	81,0	69,5	80,5	35,5	35,0	47,5	12,0	2,74	2,64	1056	103	111,6
6	45,0	19,0	13,5	83,0	71,1	82	36,0	35,5	46,5	11,4	2,71	2,71	1084	105	110,1
7	44,5	18,5	13,4	84,0	72,5	83,5	36,9	36,5	46,0	11,0	2,64	2,78	1112	107	108,6
8	44,0	16,3	15,0	85,0	75,8	84,5	37,0	36,6	45,0	10,0	2,43	2,88	1152	103	104,2
9	42,5	15,0	14,0	86,0	78,2	85,5	37,1	36,5	44,0	9,0	2,44	2,97	1188	100	100,4
10	41,5	14,2	12,6	87,0	80,2	86,5	38,0	37,7	43,0	8,2	2,20	2,71	1084	88	97,5



a) Ảnh hưởng của lưu lượng môi chất đến nhiệt độ trên TBLM

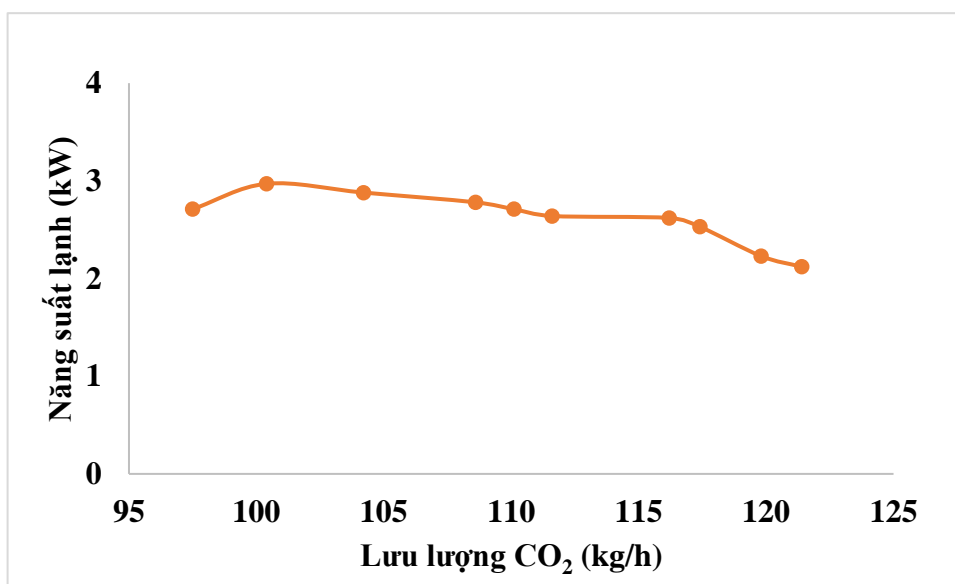


b) Ảnh hưởng của lưu lượng môi chất đến áp suất

Hình 5. 28 Ảnh hưởng lưu lượng CO₂ đến TBLM và TBBH

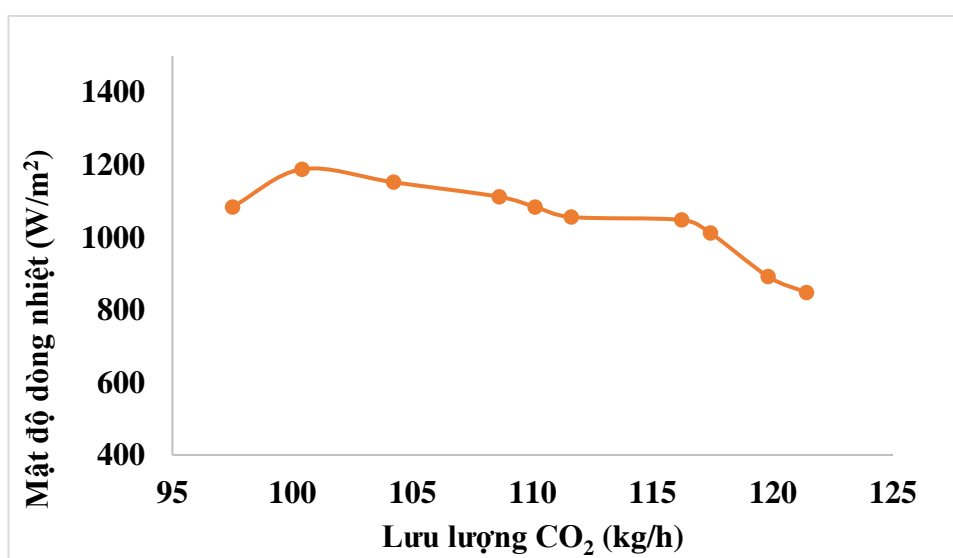
Việc điều chỉnh van tiết lưu làm thay đổi tiết diện mà môi chất đi qua. Lưu lượng môi chất qua TBBH sẽ tăng hoặc giảm. Lưu lượng qua máy nén không thay đổi do giữ nguyên điện áp nên khi siết van tiết lưu, tiết diện van giảm làm lưu lượng đi qua van giảm thì áp suất trên TBBH giảm nhưng áp suất trên TBLM tăng, thể hiện ở Hình 5.28b. Tại TBBH, môi chất bay hơi nên áp suất giảm thì nhiệt độ cũng giảm theo. Áp lực làm việc trên máy nén tăng sẽ làm tăng nhiệt độ ở đầu đẩy t2. Khi áp suất và nhiệt độ tại máy nén tăng thì áp suất và nhiệt độ tại TBLM cũng tăng.

Ngược lại khi mở van tiết lưu, tiết diện van tăng làm cho lưu lượng môi chất qua van tăng. Lúc này, áp suất và nhiệt độ tại máy nén giảm nên áp suất và nhiệt độ trên TBLM cũng giảm. Lưu lượng môi chất qua TBBH tăng, làm cho áp suất và nhiệt độ bay hơi của môi chất tăng.



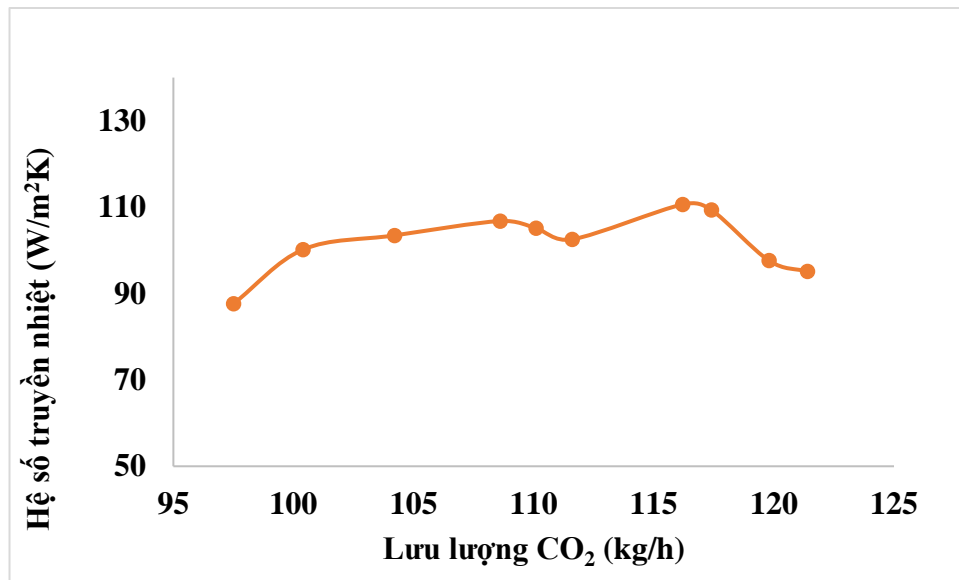
Hình 5. 29 Ảnh hưởng lưu lượng CO₂ đến năng suất lạnh

Hình 5.29 thể hiện mối tương quan giữa lưu lượng khối lượng CO₂ qua hệ thống và năng suất lạnh. Năng suất lạnh có xu hướng giảm nhẹ từ 2,71 xuống 2,12kW khi lưu lượng khối lượng tăng từ 97,5 đến 121,4kg/h. Khi lưu lượng khối lượng này tăng gây nên sự giảm áp suất phía đầu đẩy và công nén cũng giảm từ 1,23 xuống 0,86 kW.



Hình 5. 30 Ảnh hưởng lưu lượng CO₂ đến mật độ dòng nhiệt

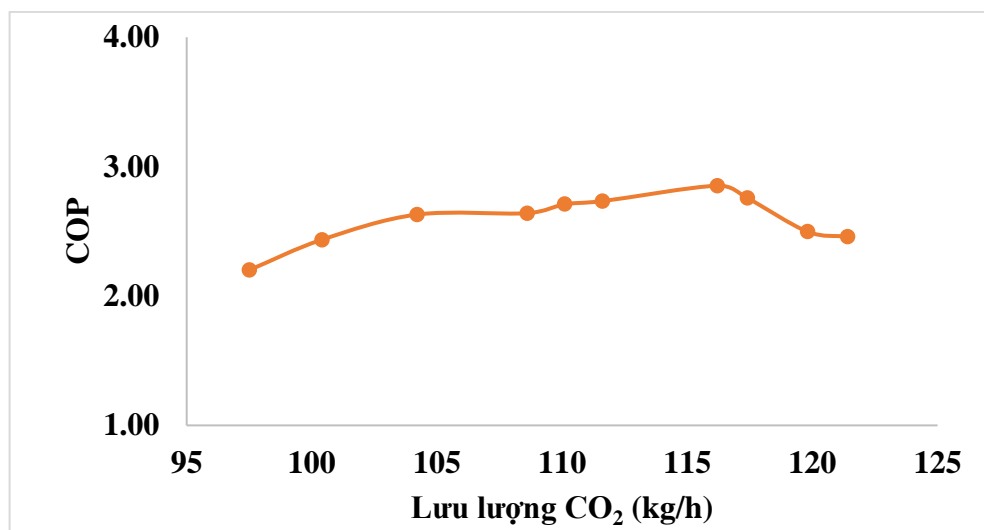
Mật độ dòng nhiệt thể hiện nhiệt lượng truyền qua trên một đơn vị diện tích (5.26). Diện tích TBBH không đổi nên sự ảnh hưởng của lưu lượng môi chất tới mật độ dòng nhiệt có xu hướng giống với sự thay đổi của năng suất lạnh, như được thể hiện ở Hình 5.30. Khi lưu lượng môi chất tăng từ 97,5 – 121,4kg/h thì mật độ dòng nhiệt trên TBBH có xu hướng giảm từ 1200W/m² xuống 800 W/m².



Hình 5. 31 Ảnh hưởng lưu lượng CO₂ đến hệ số truyền nhiệt

Hình 5.31 thể hiện sự ảnh hưởng lưu lượng môi chất tới hệ số truyền nhiệt của thiết bị bay hơi kênh micro. Hệ số truyền nhiệt của TBBH phụ thuộc nhiều vào hệ số tỏa nhiệt đối lưu với không khí nên khi thay đổi lưu lượng môi chất từ 97,5 – 121kg/h thì chỉ ảnh hưởng đến hệ số tỏa nhiệt đối lưu của môi chất CO₂ 2 pha mà ít có sự ảnh hưởng đến hệ số tỏa nhiệt đối lưu phía không khí. Vì thế, hệ số truyền nhiệt tổng có sự thay đổi không nhiều lân cận giá trị 110 W/m²K. Kết quả này cũng có sự tương đồng với kết quả mô phỏng.

Hình 5.32 thể hiện sự ảnh hưởng lưu lượng môi chất tới hệ số COP của chu trình. Hệ số COP (Coefficient Of Performance) là hệ số hiệu quả năng lượng. Khi lưu lượng môi chất tăng từ 97,5 – 116,2kg/h thì hệ số COP tăng từ 2,2 đến 2,86. Khi tiếp tục tăng lưu lượng lên 121,4 kg/h thì hệ số COP có xu hướng giảm dần xuống 2,46. Khi lưu lượng khối lượng trong khoảng 110 – 116 kg/h thì hiệu quả sử dụng năng lượng trong nghiên cứu này đạt kết quả tốt nhất.



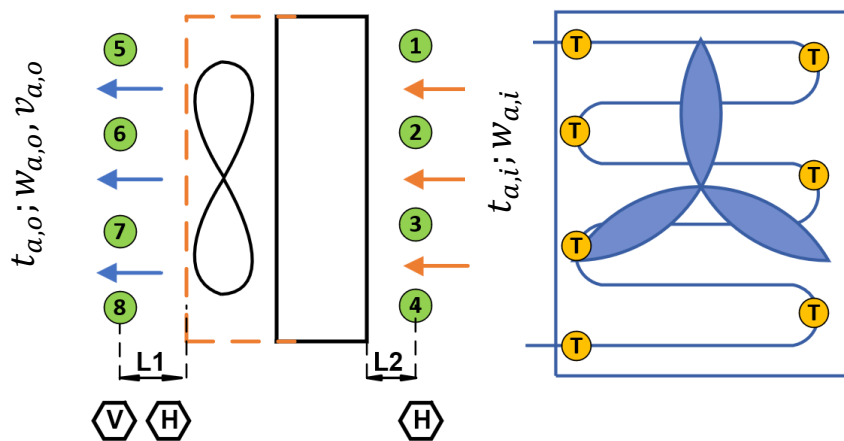
Hình 5. 32 Ảnh hưởng lưu lượng gas đến hệ số COP

Như vậy, việc hiệu chỉnh van tiết lưu sẽ thay đổi lưu lượng môi chất qua TBBH. Tại TBBH, áp suất tỉ lệ thuận với nhiệt độ. Khi lưu lượng môi chất qua van tiết lưu tăng (hoặc giảm) sẽ làm giảm (hoặc tăng) áp lực tại máy nén, dẫn đến áp suất và nhiệt độ tại TBLM giảm (hoặc tăng).

5.2.5. Ảnh hưởng của lưu lượng không khí qua TBBH

- **Mục tiêu:** Đánh giá được sự ảnh hưởng của vận tốc không khí qua TBBH đến độ quá nhiệt trên TBBH và năng suất lạnh thông qua thực nghiệm.
- **Thiết lập thí nghiệm:**

Hệ thống vận hành tại áp suất đẩy 77 bar, áp suất hút 50 bar, nhiệt độ bay hơi CO₂ khoảng 15°C. Lưu lượng CO₂ không đổi ở 75,6kg/h, nhiệt độ không khí vào không đổi ở 28,2°C (giá trị thực nghiệm dao động 28,0 - 28,5°C). Khảo sát ảnh hưởng của lưu lượng khối lượng không khí qua TBBH như Hình 5.33. Chi tiết thực nghiệm được trình bày trong [98].



Hình 5. 33 Không khí qua TBBH

Tại vị trí mỗi điểm nút của chu trình đều được lắp đặt cảm biến áp suất và nhiệt độ. Cảm biến nhiệt độ cũng được lắp đặt tại ngõ không khí vào và ngõ không khí ra với nhiều vị trí khác nhau trên thiết bị bay hơi để đo giá trị trung bình của nhiệt độ đầu vào và đầu ra. Cảm biến đo độ ẩm không khí được dùng để đo lượng hơi nước có trong không khí tại vị trí đầu vào (vị trí 1, 2, 3, 4), đầu ra (vị trí 5, 6, 7, 8). Vận tốc kế đo vận tốc không khí phía đầu ra tại các vị trí 5, 6, 7, 8. Khoảng cách $L1$ và $L2$ tương ứng là 50mm và 10mm. Các thông số kỹ thuật của thiết bị đo được thể hiện ở Bảng 5.9.

Bảng 5. 9 Thông số kỹ thuật thiết bị đo kiểm trên hệ thống lạnh

Thiết bị	Sai số	Thang đo
Cảm biến nhiệt	$\pm 0,2\%$	0 - 100°C
Camera nhiệt	$\pm 2\%$	-20 - 250°C
Cảm biến áp suất	$\pm 0,5\%$	0 - 10MPa
Đồng hồ đo công suất điện	$\pm 0,5\%$	0 - 20kW
Vận tốc kế	$\pm 3\%$	0 - 45m/s
Đồng hồ đo ẩm	$\pm 2,5\% \text{ RH}$	1 - 99 RH
Ampe kế	$\pm 1,5\%$	0 - 200A

• **Các phương trình được ứng dụng:**

Về phía không khí các đại lượng được tính toán theo các công thức sau:

$$\text{Năng suất lạnh phía không khí: } Q_{e,a} = \dot{m}_a (h_{a,i} - h_{a,o}) \quad (5. 29)$$

Trong đó, h_a là enthalpy của không khí tại độ ẩm và nhiệt độ đang xét, được xác định bằng phần mềm EES. Chỉ số i, o là đầu vào và đầu ra.

$$\text{Luu lượng không khí qua TBBH được tính: } \dot{m}_a = A_e v_a \rho_a \quad (5.30)$$

$$\text{Luu lượng nước ngưng tụ lại: } \dot{m}_w = \dot{m}_a (w_{a,i} - w_{a,o}) \quad (5.31)$$

Trong đó, w là độ ẩm (kg/kg không khí khô); A_e là diện tích mà không khí đi qua (m^2), v_a là vận tốc không khí (m/s), ρ_a là khối lượng riêng không khí (kg/m^3).

Về phía môi chất CO_2 , các giá trị đại lượng được tính bằng các công thức:

$$\text{Năng suất lạnh: } Q_{e,r} = \dot{m}_r q_{0,r} = \dot{m}_r (h_1 - h_4) \quad (5.32)$$

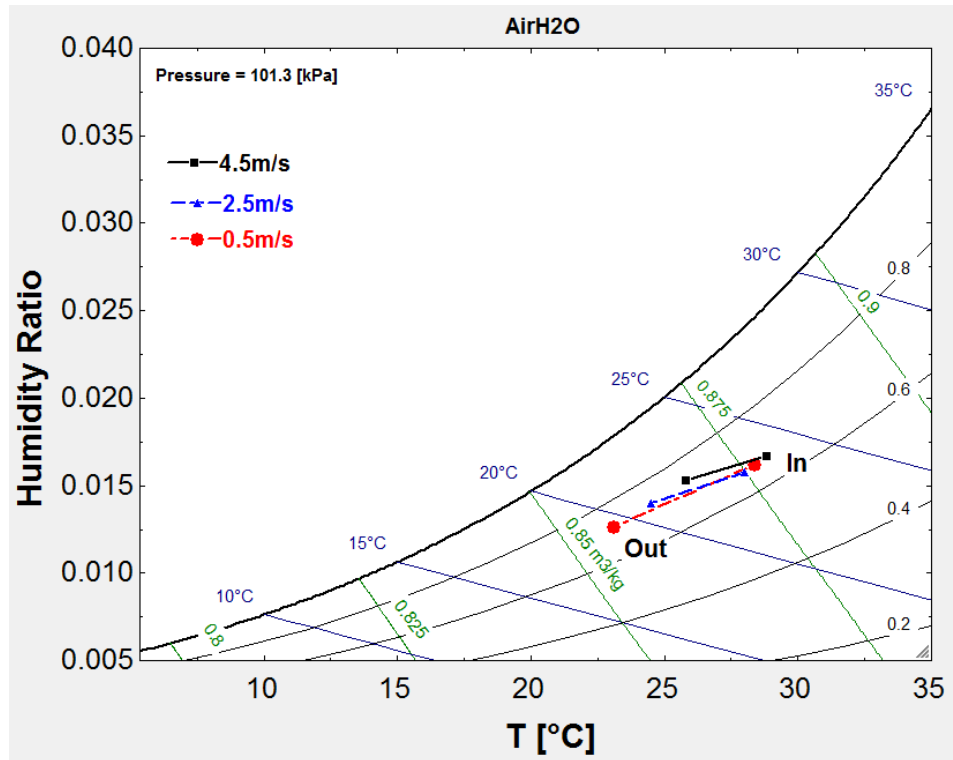
Áp dụng Định luật bảo toàn năng lượng: nhiệt lượng phía không khí bằng nhiệt lượng phía môi chất: $Q_{e,a} = Q_{e,r}$ (5.33)

- **Kết quả và thảo luận**

Vận tốc không khí qua TBBH thay đổi trong khoảng từ 0,5 m/s – 5,1 m/s với mỗi bước 0,5. Mẫu được lấy sau 15 phút khi hệ thống hoạt động ổn định. Nhiệt độ, độ ẩm, áp suất được đo kiểm và được thể hiện ở Bảng 5.10.

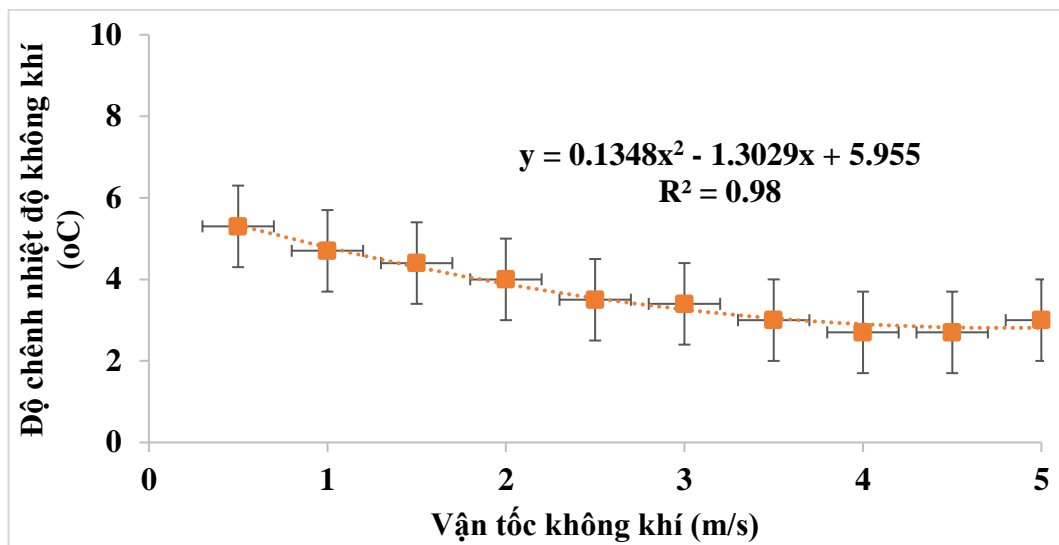
Bảng 5. 10 Dữ liệu thí nghiệm phía không khí trên hệ thống lạnh

v_a (m/s)	\dot{m}_a (kg/s)	$t_{a,i}$ (°C)	$t_{a,o}$ (°C)	$RH_{a,i}$ (%)	$RH_{a,o}$ (%)	$w_{a,i}$ (g/kg)	$w_{a,o}$ (g/kg)	\dot{m}_w (g/s)	$Q_{e,a}$ (kW)
5,1	0,37	28,5	25,9	66,5	73,7	16,78	15,57	0,42	2,12
4,5	0,32	28,5	25,8	66,9	73,2	16,48	15,37	0,35	1,74
4,0	0,28	28,4	25,7	66,7	73,0	16,34	15,23	0,29	1,54
3,5	0,25	28,3	25,3	66,4	73,1	16,16	14,89	0,25	1,52
3,0	0,21	28,1	24,7	66,0	72,8	15,87	14,29	0,26	1,55
2,5	0,18	28,0	24,5	66,2	72,5	15,83	14,06	0,27	1,40
2,0	0,14	28,2	24,2	66,1	72,2	15,99	13,74	0,25	1,36
1,5	0,10	28,4	24	66,5	71,8	16,29	13,5	0,26	1,21
1,0	0,07	28,3	23,6	66,4	71,5	16,16	13,11	0,24	0,88
0,5	0,03	28,4	23,1	66,5	71,4	16,29	12,7	0,18	0,51



Hình 5. 34. Xác định nhiệt độ đầu vào và đầu ra trên đồ thị Carrier

Không khí vào và ra khỏi TBBH được hiển thị trên đồ thị Carrier dựa vào nhiệt độ và độ ẩm tương đối để tra khối lượng hơi nước có trong 1kg không khí khô. Hình 5.34 thể hiện 3 cặp giá trị đầu vào và đầu ra tương ứng với vận tốc không khí vào là 4,5; 2,5 và 0,5 m/s. Nhiệt độ không khí vào TBBH thay đổi ít tại nhiệt độ 28°C, độ ẩm khoảng 66,5% có khối lượng nước 16g/1kg không khí khô. Nhưng phía ngõ ra, nhiệt độ không khí giảm từ 25,8°C xuống 23,1°C khi giảm tốc độ không khí qua TBBH từ 5 xuống 0,5 m/s. Khi vận tốc không khí qua TBBH giảm, lượng không khí có nhiều thời gian để trao đổi nhiệt với môi chất nên nhiệt độ của không khí tại ngõ ra giảm dần. Độ chênh nhiệt độ của không khí giữa ngõ vào và ngõ ra sẽ tăng như Hình 5.35.

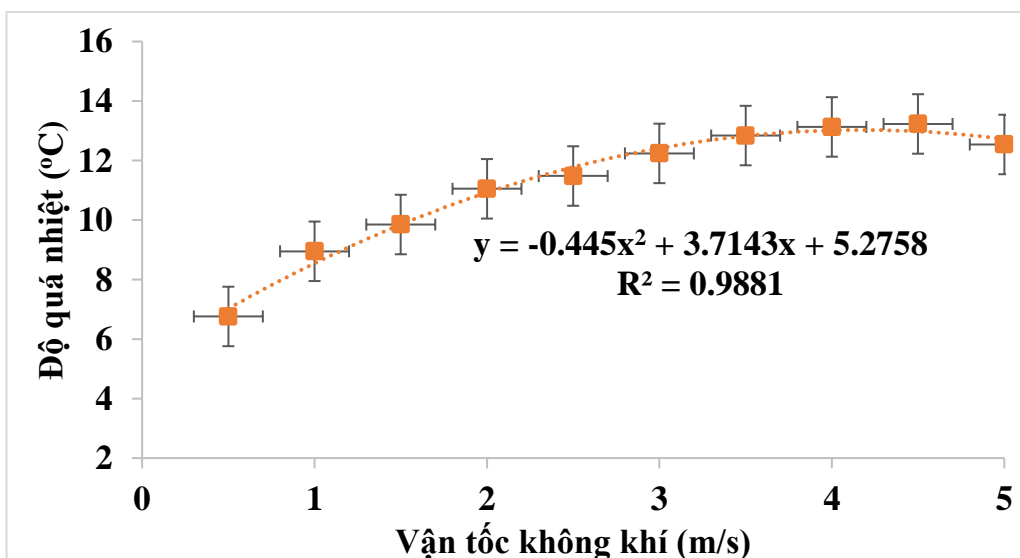


Hình 5. 35. Ảnh hưởng của vận tốc không khí và độ chênh nhiệt độ

Mặt khác, khi xét về phía gas lạnh, các giá trị của enthalpy tại các điểm nút, năng suất lạnh riêng được tính và liệt kê trong Bảng 5.11.

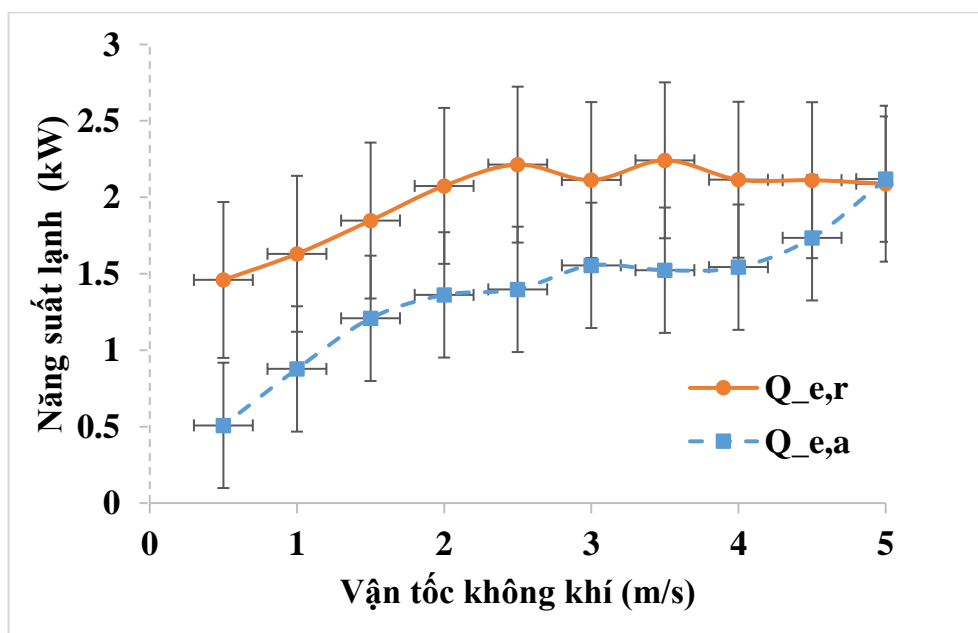
Bảng 5. 11 Dữ liệu thí nghiệm phía gas CO₂ trên hệ thống lạnh

v_a (m/s)	$t_{r,i}$ (°C)	$t_{r,o}$ (°C)	h_1 (kJ/kgK)	h_2 (kJ/kgK)	h_3, h_4 (kJ/kgK)	$q_{o,r}$ (kJ/kg)	Q_0 kW
5,1	15,1	27	-59,23	-32,81	-147,3	99,5	2,09
4,5	14,3	26,8	-59,23	-32,81	-147,3	100,6	2,11
4,0	14,2	26,5	-59,35	-31,98	-147,3	100,7	2,11
3,5	14	26	-59,78	-30,76	-156,1	106,8	2,24
3,0	13,9	25,3	-60,78	-30,92	-161,4	100,6	2,11
2,5	13,7	24,7	-61,38	-31,34	-166,8	105,4	2,21
2,0	13,5	23,7	-62,7	-31,00	-161,5	98,8	2,07
1,5	13,2	22,2	-64,7	-30,80	-152,7	88,0	1,84
1,0	12,8	20,9	-66,16	-31,00	-143,8	77,6	1,63
0,5	12,2	18,1	-70	-30,50	-139,5	69,5	1,45



Hình 5. 36 Mối quan hệ giữa vận tốc không khí và độ quá nhiệt

Độ quá nhiệt trên thiết bị bay hơi là độ chênh nhiệt độ giữa nhiệt độ gas lạnh phía đầu ra và nhiệt độ bão hoà của gas lạnh. Khi tăng vận tốc không khí qua TBBH từ 0,5 đến 4, môi chất sẽ hấp thụ nhiệt nhiều hơn dẫn đến độ quá nhiệt cũng tăng từ 7 đến 13°C như thể hiện ở Hình 5.36. Từ vận tốc 4 – 5,1m/s, nhiệt độ môi chất phía ngõ ra đã gần bằng với nhiệt độ môi trường nên độ quá nhiệt lúc này sẽ thay đổi rất ít. Các giá trị độ quá nhiệt tuân theo phương trình hồi quy bậc 2 như trên đồ thị.



Hình 5. 37 Ảnh hưởng của vận tốc không khí đến năng suất lạnh

Về phía môi chất, năng suất lạnh tăng chậm khi vận tốc không khí tăng từ 0,5 đến 2,5m/s và bắt đầu ổn định xung quanh giá trị 2kW khi tiếp tục tăng vận tốc không khí đến 4,5m/s; Do lưu lượng môi chất không đổi, năng suất lạnh thay đổi do độ quá nhiệt tăng. Độ quá nhiệt sẽ tăng đến 1 giới hạn nhất định không thể tăng hơn được làm cho năng suất lạnh phía môi chất cũng không tăng nữa, như Hình 5.37. Về phía không khí, vận tốc không khí tăng làm tăng lưu lượng không khí qua TBBH dẫn đến năng suất lạnh phía không khí tăng. Tại 5,1m/s, năng suất lạnh phía không khí bằng năng suất lạnh phía gas lạnh. Sai số của phép tính năng suất lạnh phía môi chất và phía không khí lần lượt là 25% và 20%.

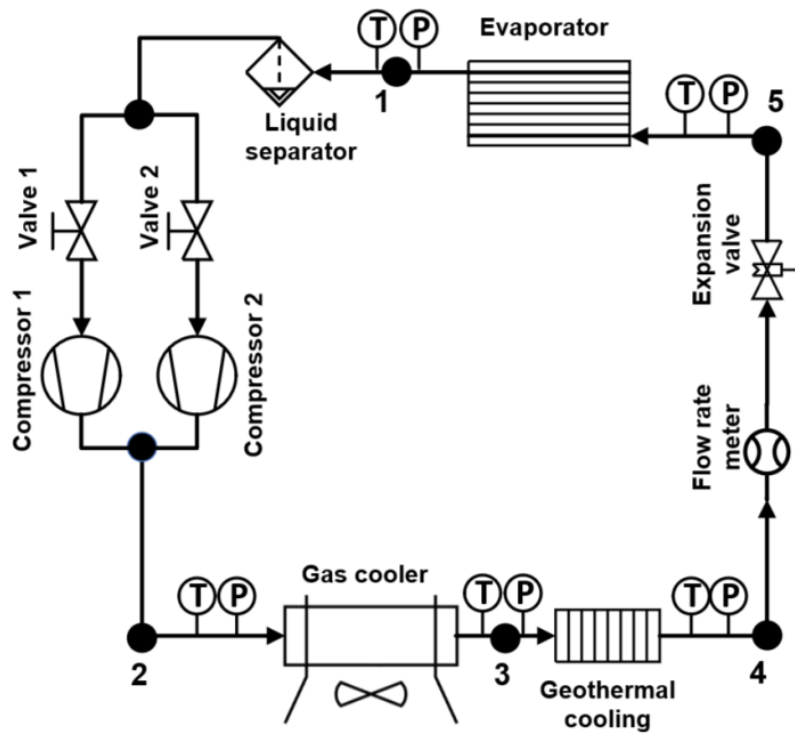
5.2.6. Ảnh hưởng của tỉ số áp suất p_c/p_e đến đặc tính TBBH

- **Mục tiêu:** Đánh giá được ảnh hưởng của tỉ số áp suất giữa thiết bị làm mát và thiết bị bay hơi đến năng suất lạnh TBBH thông qua thực nghiệm.
- **Thiết lập thí nghiệm:**

Thay đổi tỉ số áp suất giữa TBLM và TBBH p_c/p_e trên hệ thống bằng cách thêm 1 máy nén chạy song song với máy nén đã có như Hình 5.38. Đồng thời kết hợp việc sử dụng van tiết lưu tay, xả hoặc nạp thêm môi chất CO₂ vào hệ thống. Thực nghiệm được thể hiện chi tiết trong nghiên cứu [99].

Thí nghiệm được thực hiện trong 2 trường hợp. Trường hợp 1 (C1) khi chạy một máy nén lạnh. Trường hợp 2 (C2) khi chạy cả hai máy nén lạnh. Điều kiện thực nghiệm gồm nhiệt độ môi trường trong khoảng từ 28 – 32°C, áp suất TBBH thay đổi trong khoảng từ 39 – 45bar, áp suất TBLM thay đổi trong khoảng từ 76 – 86bar; dẫn đến tỉ số áp suất p_c/p_e giữa TBLM và TBBH thay đổi từ 1,7 – 2,2.

Tại mỗi điểm nút của hệ thống, cảm biến nhiệt độ và cảm biến áp suất được cài đặt. Đồng hồ đo lưu lượng môi chất được lắp đặt trước van tiết lưu để kiểm soát lưu lượng môi chất đi qua. Thiết bị làm mát bằng địa nhiệt [58] được lắp đặt để giảm nhiệt độ môi chất xuống thấp trước khi môi chất qua van tiết lưu.



Hình 5. 38 Sơ đồ thực nghiệm tỉ số áp suất p_c/p_e

- Các phương trình được áp dụng:

Độ chênh nhiệt độ không khí vào – ra TBBH:

$$\Delta T_a = T_{a,o} - T_{a,i} \quad (5.34)$$

Độ quá nhiệt của TBBH:

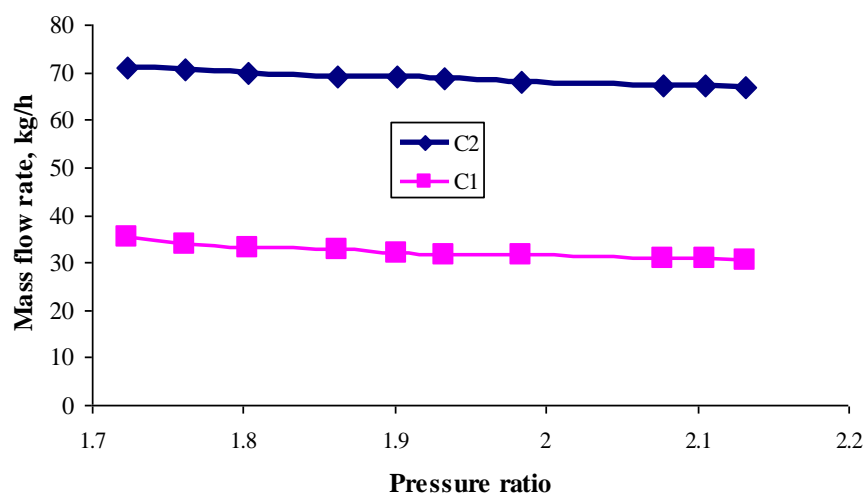
$$\Delta T_e = T_{e,i} - T_{e,o} \quad (5.35)$$

Tỉ số áp suất TBLM và TBBH:

$$\varepsilon = \frac{P_c}{P_e} \quad (5.36)$$

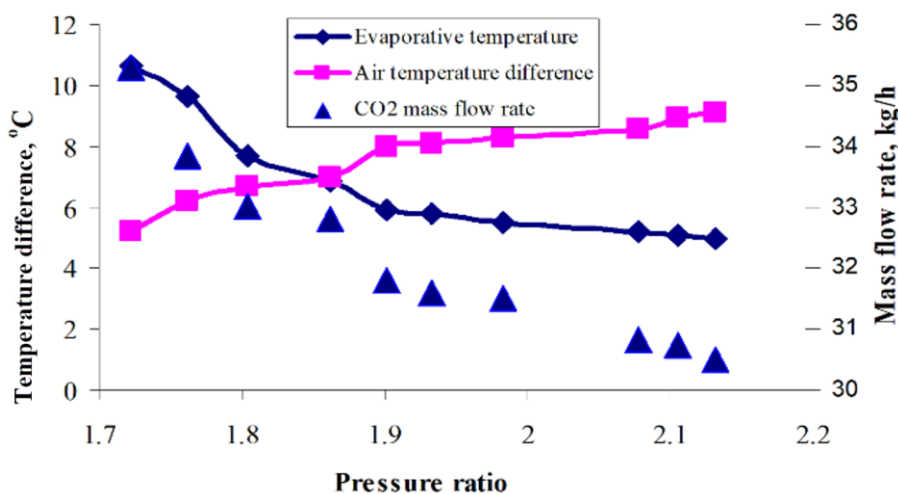
- Kết quả và thảo luận

Tăng tỉ số áp suất p_c/p_e bằng cách điều chỉnh van tiết lưu sẽ làm tiết diện trên van tiết lưu thay đổi. Tiết diện này giảm thì lưu lượng môi chất từ TBLM đi qua van tiết lưu để vào TBBH giảm. Áp suất trên TBLM sẽ tăng và áp suất trên TBBH giảm làm cho tỉ số áp suất giữa TBLM/TBBH tăng.



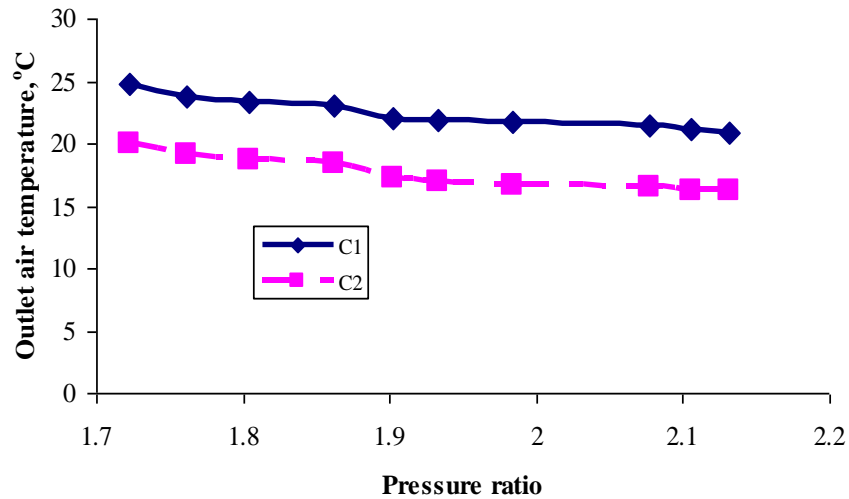
Hình 5.39 Mối quan hệ giữa tỉ số áp suất p_c/p_e và lưu lượng CO_2

Khi tăng tỉ số áp suất từ 1,7 – 2,2 thì lưu lượng môi chất CO_2 giảm trong cả 2 trường hợp vận hành 1 máy nén hoặc 2 máy nén như được thể hiện ở Hình 5.39. Lưu lượng môi chất gần như gấp đôi trong trường hợp sử dụng đồng thời 2 máy nén.



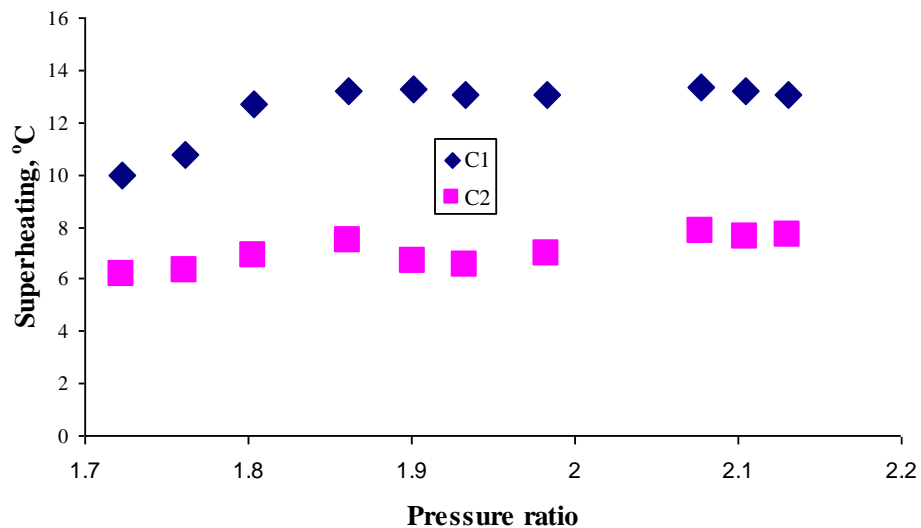
Hình 5.40 Ảnh hưởng của tỉ số áp suất đến nhiệt độ trên TBBH

Hình 5.40 thể hiện ảnh hưởng của tỉ số áp suất đến nhiệt độ bay hơi và độ chênh nhiệt độ không khí qua TBBH trong điều kiện nhiệt độ không khí vào TBBH không đổi. Khi tăng tỉ số áp suất p_c/p_e , nghĩa là siết van tiết lưu làm lưu lượng qua van tiết lưu giảm nên áp suất và nhiệt độ bay hơi trên TBBH cùng giảm. Trong phạm vi thực nghiệm, khi nhiệt độ bay hơi giảm, nhiệt độ không khí đầu ra giảm theo (như Hình 5.41), điều này đã dẫn đến độ chênh nhiệt độ giữa không khí vào – ra khỏi TBBH tăng từ 5,2 đến 9,1 khi tỉ số áp suất tăng từ 1,72 đến 2,13.



Hình 5. 41 Ảnh hưởng của tỉ số áp suất đến nhiệt độ không khí

Khi tăng tỉ số p_c/p_e làm cho áp suất và nhiệt độ bay hơi của môi chất giảm nên nhiệt độ không khí ra khỏi TBBH sẽ giảm theo. Trong trường hợp vận hành 2 máy nén song song, lưu lượng môi chất nhiều gấp đôi so với trường hợp 1 nên năng suất lạnh của TBBH cũng tăng; nhiệt độ của không khí đi qua TBBH sẽ giảm nhiều hơn so với trường hợp sử dụng 1 máy nén như thể hiện ở Hình 5.41.



Hình 5. 42 Ảnh hưởng của tỉ số áp suất đến độ quá nhiệt

Độ quá nhiệt được xác định bằng nhiệt độ môi chất tại đầu ra trừ cho nhiệt độ bay hơi của môi chất. Khi tăng tỉ số áp suất, lưu lượng môi chất qua van tiết lưu giảm làm áp suất và nhiệt độ bay hơi môi chất giảm. Lượng môi chất tại TBBH ít nên khi nhận nhiệt từ môi trường, nhiệt độ của môi chất tăng làm độ quá nhiệt cũng tăng từ 9

– 13°C như Hình 5.42. Trong trường hợp 2, lưu lượng môi chất tại TBBH nhiều gấp đôi so với trường hợp 1 nên khi nhận 1 nhiệt lượng giống như trường hợp 1 thì nhiệt độ môi chất tăng ít hơn, độ quá nhiệt tăng từ 6 – 7,7°C.

Việc thay đổi tỉ số áp suất bằng điều chỉnh van tiết lưu, thêm hoặc bớt gas CO₂ vào hệ thống sẽ ảnh hưởng trực tiếp đến lưu lượng môi chất qua TBLM và TBBH. Áp suất và nhiệt độ trên TBLM và TBBH thay đổi trái ngược nhau. Lưu lượng qua TBBH càng tăng thì độ quá nhiệt của môi chất giảm và nhiệt độ không khí ra khỏi TBBH tăng.

Chương 6. KẾT LUẬN VÀ HƯỚNG PHÁT TRIỂN

6.1. KẾT LUẬN

Luận án “Nghiên cứu các đặc tính truyền nhiệt của thiết bị bay hơi kênh micro trong máy điều hoà không khí cỡ nhỏ sử dụng môi chất lạnh CO₂” đã được thực hiện bằng phương pháp lý thuyết, phương pháp mô phỏng số, phương pháp thực nghiệm, phương pháp xử lý và phân tích số liệu. Hệ thống được vận hành ở chế độ trên tới hạn trong điều kiện nhiệt độ môi trường từ 28 – 32°C. Các kết quả đạt được như sau:

1. Đã tổng quan 104 tài liệu liên quan, đưa ra các tồn tại và hạn chế của nghiên cứu liên quan và sau đó đã đưa được mục tiêu thực hiện đề tài.

2. Đã tính toán thiết kế và kiểm tra thiết bị bay hơi kênh micro có năng suất lạnh 2,6kW ở nhiệt độ bay hơi 10°C, độ quá nhiệt 5°C và lưu lượng môi chất lạnh CO₂ ở 30g/s. Trong điều kiện này, hệ số tỏa nhiệt phía không khí tính được là 112,4 W/m²K, hệ số tỏa nhiệt phía CO₂ hai pha thu được giảm từ 6,5 xuống 2,8 kW/m²K khi độ khô tăng từ 0,61 đến 1. Các hệ số này có giá trị tương đương với các nghiên cứu khác khi so sánh trong cùng điều kiện.

3. Đã đưa ra giải pháp mô phỏng số cho toàn bộ TBBH kênh micro. Các kết quả mô phỏng số ở 03 giá trị nhiệt độ bay hơi: 5, 10 và 15°C về trường nhiệt độ, áp suất, độ khô thu được phù hợp với lý thuyết về truyền nhiệt bay hơi (dòng hai pha). Các kết quả này cũng phù hợp với tính toán lý thuyết và các nghiên cứu liên quan với sai số 10,8%: Hệ số tỏa nhiệt phía CO₂ hai pha thu được giảm từ 7,2 xuống 3,9 kW/m²K khi độ khô tăng từ 0,61 đến 1. Trong phạm vi nghiên cứu này, mật độ dòng nhiệt đạt giá trị cực đại ở 1540W/m² tại áp suất bay hơi 45 bar.

4. Đã tiến hành nghiên cứu thực nghiệm trên hệ thống điều hòa không khí CO₂ để kiểm chứng kết quả tính toán, mô phỏng số và khảo sát ảnh hưởng của các thông số nhiệt động đến các đặc tính truyền nhiệt của thiết bị bay hơi cũng như COP của hệ thống:

- Khảo sát vị trí đạt độ khô $x = 1$, sai số lớn nhất giữa mô phỏng và thực nghiệm là 5,5%; sai số lớn nhất giữa tính toán lý thuyết và thực nghiệm là 3,5%. Tổn thất áp suất trong các trường hợp tính toán, mô phỏng số và thực nghiệm là 1,13; 1,4 và 1,5bar. Hệ số tỏa nhiệt đối lưu 2 pha của trường hợp tính toán và mô phỏng số nằm trong dải dữ

liệu hệ số tỏa nhiệt đối lưu trong thực nghiệm từ 6,5 xuống 1,3kW/m²K với độ lệch $\pm 1,5$ kW/m²K.

- Thiết bị làm mát phụ làm giảm 1,4°C nhiệt độ môi chất trước van tiết lưu từ 34,3 xuống 32,9°C. Nhiệt độ này càng giảm thì độ khô của môi chất bay hơi cũng giảm theo, làm cho năng suất lạnh tăng 50% và hệ số COP tăng 39% so với chu trình cơ bản.

- Với chu trình có hồi nhiệt, COP của chu trình là 3,7 tăng 103%; năng suất lạnh đạt 3,6kW tăng 100% so với chu trình không hồi nhiệt và không làm mát phụ.

- Lưu lượng môi chất thay đổi từ 97,5 – 121,4 kg/h làm cho áp suất và nhiệt độ tại TBBH tăng theo tương ứng là 43 – 50bar, 8,2 – 14,5°C; nhưng áp suất và nhiệt độ tại TBLM lại giảm tương ứng là 80,6 – 76,5bar; 37,7 – 33,2°C. Tại lưu lượng 111kg/h, hệ thống lạnh đạt giá trị tốt nhất có COP là 3,15 và năng suất lạnh là 3,12kW.

- Khi vận tốc không khí tăng từ 0,5 đến 5,1m/s làm cho độ quá nhiệt tăng từ 7 – 13°C trong khi độ chênh nhiệt độ không khí lại giảm từ 5 xuống 3°C.

- Tỷ số áp suất thay đổi từ 1,7 đến 2,2 làm cho lưu lượng môi chất qua TBBH giảm từ 71kg/h 61kg/h cho trường hợp hai máy nén song song.

- Hệ thống thực nghiệm CO₂ vận hành ở áp suất đầu đẩy từ 74- 90 bar, thấp hơn nhiều so với các nghiên cứu liên quan (thường công bố áp suất làm mát thực nghiệm từ 90 - 110 bar), điều này làm tăng năng suất lạnh, giảm công nén và an toàn đối với hệ thống lạnh CO₂.

6.2. TÍNH MỚI CỦA ĐỀ TÀI

- Đã đưa ra một cách tiếp cận để mô phỏng số toàn thiết bị bay hơi kênh micro trên một hệ thống điều hòa không khí dùng môi chất lạnh CO₂ hoàn chỉnh. Các kết quả mô phỏng số về trường nhiệt độ, độ khô và hệ số tỏa nhiệt đối lưu phù hợp với thực nghiệm với sai số nhỏ hơn 10%.
- Thực nghiệm được các giải pháp để làm giảm nhiệt độ trước tiết lưu, đưa ra áp suất phía đầu đẩy thấp hơn các nghiên cứu liên quan (80 bar so với 100 bar), góp phần nâng cao năng suất lạnh, giảm công nén và tăng an toàn hệ thống.

- Đề tài đã xác định được giá trị hệ số tỏa nhiệt đối lưu dòng 2 pha CO₂ có độ khô thay đổi từ 0,6 đến 1 trong TBBH kênh micro hình chữ nhật ở máy điều hòa không khí cỡ nhỏ.
- Theo các nguồn công bố khoa học và công nghệ chính thống, các kết quả thực nghiệm về hệ thống điều hòa không khí dùng môi chất lạnh CO₂ và thiết bị bay hơi kênh micro này là nghiên cứu mới trong điều kiện khí hậu Việt Nam. Đây là cơ sở quan trọng cho các nghiên cứu tiếp theo trong lĩnh vực này.
- Các đóng góp mới khác của luận án đã được công bố trong các bài báo khoa học.

6.3. HƯỚNG PHÁT TRIỂN

Đề tài hệ thống lạnh CO₂ sử dụng TBBH kênh micro là đề tài mới ở Việt nam và trên thế giới. Vì thế, còn nhiều vấn đề có thể tiếp tục nghiên cứu như:

- + Xác định các yếu tố ảnh hưởng đến quá trình nén.
- + Xác định các đặc tính dòng chảy lưu chất (fluid flow characteristics) trong thiết bị bay hơi kênh micro.
- + Xác định các yếu tố ảnh hưởng của tổn thất áp suất trên TBBH, TBLM.
- + Nghiên cứu hệ thống lạnh ghép tầng, hệ thống lạnh 2 cấp.
- + Nghiên cứu tăng hiệu suất của thiết bị hồi nhiệt.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] B. Yu, J. Yang, D. Wang, J. Shi, and J. Chen, “An updated review of recent advances on modified technologies in transcritical CO₂ refrigeration cycle,” *Energy*, vol. 189, p. 116147, 2019, doi: 10.1016/j.energy.2019.116147.
- [2] M. H. Kim, J. Pettersen, and C. W. Bullard, *Fundamental process and system design issues in CO₂ vapor compression systems*, vol. 30, no. 2. 2004.
- [3] K. Martin, G. Lang, and R. Rieberer, “Mobile HVAC-system with CO₂ as refrigerant - Simulations and Measurements,” *SAE Tech. Pap.*, no. 724, 2005, doi: 10.4271/2005-01-2023.
- [4] J. Steven Brown, S. F. Yana-Motta, and P. A. Domanski, “Comparitive analysis of an automotive air conditioning systems operating with CO₂ and R134a,” *Int. J. Refrig.*, vol. 25, no. 1, pp. 19–32, 2002, doi: [https://doi.org/10.1016/S0140-7007\(01\)00011-1](https://doi.org/10.1016/S0140-7007(01)00011-1).
- [5] R. M. Staub J, Rasmusen BD, “CO₂ as refrigerant: the transcritical cycle.,” *ACHR News*, 2004.
- [6] C. Aprea, A. Greco, and A. Maiorino, “An experimental study on charge optimization of a trans-critical CO₂ cycle,” *Int. J. Environ. Sci. Technol.*, vol. 12, no. 3, pp. 1097–1106, 2015, doi: 10.1007/s13762-014-0502-6.
- [7] D. Sánchez, P. Aranguren, A. Casi, R. Llopis, R. Cabello, and D. Astrain, “Experimental enhancement of a CO₂ transcritical refrigerating plant including thermoelectric subcooling,” *Int. J. Refrig.*, vol. 120, pp. 178–187, Dec. 2020, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2020.08.031.
- [8] B. Dai, S. Liu, K. Zhu, Z. Sun, and Y. Ma, “Thermodynamic performance evaluation of transcritical carbon dioxide refrigeration cycle integrated with thermoelectric subcooler and expander,” *Energy*, vol. 122, pp. 787–800, 2017, doi: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2017.01.029>.
- [9] R. Llopis, R. Cabello, D. Sánchez, and E. Torrella, “Energy improvements of CO₂ transcritical refrigeration cycles using dedicated mechanical subcooling,” *Int. J. Refrig.*, vol. 55, pp. 129–141, May 2015, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2015.03.016.

- [10] L. Nebot-Andrés, D. Sánchez, D. Calleja-Anta, R. Cabello, and R. Llopis, “Experimental determination of the optimum working conditions of a commercial transcritical CO₂ refrigeration plant with a R-152a dedicated mechanical subcooling,” *Int. J. Refrig.*, vol. 121, pp. 258–268, Jan. 2021, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2020.10.002.
- [11] F. Z. Zhang, P. X. Jiang, Y. S. Lin, and Y. W. Zhang, “Efficiencies of subcritical and transcritical CO₂ inverse cycles with and without an internal heat exchanger,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 31, no. 4, pp. 432–438, Mar. 2011, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2010.09.018.
- [12] R. Llopis, C. Sanz-Kock, R. Cabello, D. Sánchez, and E. Torrella, “Experimental evaluation of an internal heat exchanger in a CO₂ subcritical refrigeration cycle with gas-cooler,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 80, pp. 31–41, Apr. 2015, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2015.01.040.
- [13] D. E. Boewe, C. W. Bullard, J. M. Yin, and P. S. Hrnjak, “Contribution of internal heat exchanger to transcritical R-744 cycle performance,” *HVAC R Res.*, vol. 7, no. 2, pp. 155–168, 2001, doi: 10.1080/10789669.2001.10391268.
- [14] S. Elbel and P. Hrnjak, “Experimental validation of a prototype ejector designed to reduce throttling losses encountered in transcritical R744 system operation,” *Int. J. Refrig.*, vol. 31, no. 3, pp. 411–422, May 2008, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2007.07.013.
- [15] J. S. Lee, M. S. Kim, and M. S. Kim, “Experimental study on the improvement of CO₂ air conditioning system performance using an ejector,” *Int. J. Refrig.*, vol. 34, no. 7, pp. 1614–1625, Nov. 2011, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2010.07.025.
- [16] F. Liu, Y. Li, and E. A. Groll, “Performance enhancement of CO₂ air conditioner with a controllable ejector,” *Int. J. Refrig.*, vol. 35, no. 6, pp. 1604–1616, 2012, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2012.05.005.
- [17] H. P. Beaver AC, Yin JM, Bullard CW, “An experimental investigation of transcritical carbon dioxide systems for residential air-conditioning,” *ACRC Rep. CR-18*, vol. Urbana, no. USA, p. University of Illinois at Urbana-Champaign, 1999.

- [18] S. G. Kandlikar and W. J. Grande, "Evolution of microchannel flow passages Thermohydraulic performance and fabrication technology," *Taylor Fr.*, vol. 24, 2002.
- [19] S. S. Mehendafe, A. M. Jacobi, and R. K. Shah, "Fluid flow and heat transfer at micro- and meso-scales with application to heat exchanger design," *Appl. Mech. Rev.*, vol. 53, no. 7, pp. 175–193, 2000, doi: 10.1115/1.3097347.
- [20] P. S. Lee, S. V. Garimella, and D. Liu, "Investigation of heat transfer in rectangular microchannels," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 48, no. 9, pp. 1688–1704, Apr. 2005, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2004.11.019.
- [21] P. C. Lee, F. G. Tseng, and C. Pan, "Bubble dynamics in microchannels. Part I: Single microchannel," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 47, no. 25, pp. 5575–5589, Dec. 2004, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2004.02.031.
- [22] M. I. Hasan, A. A. Rageb, M. Yaghoubi, and H. Homayoni, "Influence of channel geometry on the performance of a counter flow microchannel heat exchanger," *Int. J. Therm. Sci.*, vol. 48, no. 8, pp. 1607–1618, Aug. 2009, doi: 10.1016/J.IJTHERMALSCI.2009.01.004.
- [23] L. Chai and S. A. Tassou, "Effect of cross-section geometry on the thermohydraulic characteristics of supercritical CO₂ in minichannels," in *Energy Procedia*, Mar. 2019, vol. 161, pp. 446–453, doi: 10.1016/j.egypro.2019.02.077.
- [24] S. G. Kandlikar and W. J. Grande, "Evolution of Microchannel Flow Passages-- Thermohydraulic Performance and Fabrication Technology," *Heat Transf. Eng.*, vol. 24, no. 1, pp. 3–17, 2003, doi: 10.1080/01457630304040.
- [25] H. Y. Wu and P. Cheng, "Condensation flow patterns in silicon microchannels," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 48, no. 11, pp. 2186–2197, May 2005, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2004.12.034.
- [26] F. Mei, P. R. Parida, J. Jiang, W. J. Meng, and S. V Ekkad, "Fabrication, Assembly, and Testing of Cu- and Al-Based Microchannel Heat Exchangers," *J. Microelectromechanical Syst.*, vol. 17, no. 4, pp. 869–881, 2008, doi: 10.1109/JMEMS.2008.924276.
- [27] J. Wu, M. Shi, Y. Chen, and X. Li, "Visualization study of steam condensation in

- wide rectangular silicon microchannels,” *Int. J. Therm. Sci.*, vol. 49, no. 6, pp. 922–930, Jun. 2010, doi: 10.1016/j.ijthermalsci.2010.01.007.
- [28] T. Chen and S. V. Garimella, “Local heat transfer distribution and effect of instabilities during flow boiling in a silicon microchannel heat sink,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 54, no. 15–16, pp. 3179–3190, Jul. 2011, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2011.04.012.
- [29] J. Y. Lee, M. H. Kim, M. Kaviany, and S. Y. Son, “Bubble nucleation in microchannel flow boiling using single artificial cavity,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 54, no. 25–26, pp. 5139–5148, Dec. 2011, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2011.08.042.
- [30] W. Qu and I. Mudawar, “Flow boiling heat transfer in two-phase micro-channel heat sinks-I. Experimental investigation and assessment of correlation methods,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 46, no. 15, pp. 2755–2771, 2003, doi: 10.1016/S0017-9310(03)00041-3.
- [31] W. Qu and I. Mudawar, “Measurement and correlation of critical heat flux in two-phase micro-channel heat sinks,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 47, no. 10–11, pp. 2045–2059, May 2004, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2003.12.006.
- [32] M. E. Steinke and S. G. Kandlikar, “An experimental investigation of flow boiling characteristics of water in parallel microchannels,” *J. Heat Transfer*, vol. 126, no. 4, pp. 518–526, 2004, doi: 10.1115/1.1778187.
- [33] M. Ducoulombier, S. Colasson, J. Bonjour, and P. Haberschill, “Carbon dioxide flow boiling in a single microchannel - Part I: Pressure drops,” *Exp. Therm. Fluid Sci.*, vol. 35, no. 4, pp. 581–596, 2011, doi: 10.1016/j.expthermflusci.2010.12.010.
- [34] A. S. Pamitran, K. Il Choi, J. T. Oh, and H. K. Oh, “Two-phase pressure drop during CO₂ vaporization in horizontal smooth minichannels,” *Int. J. Refrig.*, vol. 31, no. 8, pp. 1375–1383, Dec. 2008, doi: 10.1016/J.IJREFRIG.2008.04.004.
- [35] Y. Zhao, M. Molki, M. Ohadi, and S. Dessiatoun, “Flow boiling of CO in microchannels,” *ASHRAE Trans.*, vol. 106, 2000.
- [36] S. H. Yoon, E. S. Cho, Y. W. Hwang, M. S. Kim, K. Min, and Y. Kim,

- “Characteristics of evaporative heat transfer and pressure drop of carbon dioxide and correlation development,” *Int. J. Refrig.*, vol. 27, no. 2, pp. 111–119, 2004, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2003.08.006.
- [37] J. Pettersen, “Flow vaporization of CO₂ in microchannel tubes,” *Exp. Therm. Fluid Sci.*, vol. 28, no. 2–3, pp. 111–121, Jan. 2004, doi: 10.1016/S0894-1777(03)00029-3.
- [38] T. L. Ngo, Y. Kato, K. Nikitin, and T. Ishizuka, “Heat transfer and pressure drop correlations of microchannel heat exchangers with S-shaped and zigzag fins for carbon dioxide cycles,” *Exp. Therm. Fluid Sci.*, vol. 32, no. 2, pp. 560–570, Nov. 2007, doi: 10.1016/j.expthermflusci.2007.06.006.
- [39] D. H. Kim and S. Jeong, “Effect of micro-grooves on the two-phase pressure drop of CO₂ in a mini-channel tube,” *Int. J. Refrig.*, vol. 36, no. 8, pp. 2040–2047, 2013, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2013.05.019.
- [40] E. Hihara and C. Dang, “Boiling Heat Transfer of Carbon Dioxide in Horizontal Tubes,” 2007, doi: 10.1115/HT2007-32885.
- [41] R. Yun, Y. Kim, and M. S. Kim, “Convective boiling heat transfer characteristics of CO₂ in microchannels,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 48, no. 2, pp. 235–242, Jan. 2005, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2004.08.019.
- [42] L. Cheng, G. Ribatski, L. Wojtan, and J. R. Thome, “New flow boiling heat transfer model and flow pattern map for carbon dioxide evaporating inside horizontal tubes,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 49, no. 21–22, pp. 4082–4094, Oct. 2006, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2006.04.003.
- [43] L. Cheng, G. Ribatski, J. Moreno Quibén, and J. R. Thome, “New prediction methods for CO₂ evaporation inside tubes: Part I - A two-phase flow pattern map and a flow pattern based phenomenological model for two-phase flow frictional pressure drops,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 51, no. 1–2, pp. 111–124, Jan. 2008, doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2007.04.002>.
- [44] L. Cheng, G. Ribatski, and J. R. Thome, “New prediction methods for CO₂ evaporation inside tubes: Part II-An updated general flow boiling heat transfer model based on flow patterns,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 51, no. 1–2, pp.

- 125–135, Jan. 2008, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2007.04.001.
- [45] L. Cheng, G. Ribatski, and J. R. Thome, “Analysis of supercritical CO₂ cooling in macro- and micro-channels,” *International Journal of Refrigeration*, vol. 31, no. 8. Elsevier, pp. 1301–1316, Dec. 01, 2008, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2008.01.010.
- [46] R. Yun, Y. Kim, and C. Park, “Numerical analysis on a microchannel evaporator designed for CO₂ air-conditioning systems,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 27, no. 8–9, pp. 1320–1326, Jun. 2007, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2006.10.036.
- [47] Y. C. K. R. Yun, C.S. Choi, “Convective boiling heat transfer of carbon dioxide in horizontal small diameter tubes,” *Proc. 5th IIR-Gustav Lorentzen Conf.*, vol. Guangzhou, no. china, pp. 298–308, 2002.
- [48] J. M. Cho and M. S. Kim, “Experimental studies on the evaporative heat transfer and pressure drop of CO₂ in smooth and micro-fin tubes of the diameters of 5 and 9.52 mm,” *Int. J. Refrig.*, vol. 30, no. 6, pp. 986–994, Sep. 2007, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2007.01.007.
- [49] R. Yun, Y. Kim, M. Soo Kim, and Y. Choi, “Boiling heat transfer and dryout phenomenon of CO₂ in a horizontal smooth tube,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 46, no. 13, pp. 2353–2361, Jun. 2003, doi: 10.1016/S0017-9310(02)00540-9.
- [50] J. Wu *et al.*, “Investigation of heat transfer and pressure drop of CO₂ two-phase flow in a horizontal minichannel,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 54, no. 9–10, pp. 2154–2162, Apr. 2011, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2010.12.009.
- [51] H. K. Oh and C. H. Son, “Flow boiling heat transfer and pressure drop characteristics of CO₂ in horizontal tube of 4.57-mm inner diameter,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 31, no. 2–3, pp. 163–172, Feb. 2011, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2010.08.026.
- [52] J. T. Oh, A. S. Pamitran, K. Il Choi, and P. Hrnjak, “Experimental investigation on two-phase flow boiling heat transfer of five refrigerants in horizontal small tubes of 0.5, 1.5 and 3.0 mm inner diameters,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 54, no. 9–10, pp. 2080–2088, Apr. 2011, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2010.12.021.

- [53] M. Ducoulombier, S. Colasson, J. Bonjour, and P. Haberschill, “Carbon dioxide flow boiling in a single microchannel - Part II: Heat transfer,” *Exp. Therm. Fluid Sci.*, vol. 35, no. 4, pp. 597–611, May 2011, doi: 10.1016/j.expthermflusci.2010.11.014.
- [54] A. S. Pamitran, K. Il Choi, J. T. Oh, and Nasruddin, “Evaporation heat transfer coefficient in single circular small tubes for flow natural refrigerants of C3H8, NH3, and CO2,” *Int. J. Multiph. Flow*, vol. 37, no. 7, pp. 794–801, Sep. 2011, doi: 10.1016/j.ijmultiphaseflow.2011.02.005.
- [55] M. Ozawa *et al.*, “Flow pattern and boiling heat transfer of CO2 in horizontal small-bore tubes,” *Int. J. Multiph. Flow*, vol. 35, no. 8, pp. 699–709, Aug. 2009, doi: 10.1016/j.ijmultiphaseflow.2009.04.003.
- [56] Nguyễn Huy Bích, “Nghiên cứu tác động của điều kiện biên nhiệt đến sự di chuyển của vi giọt chất lỏng trong microchannel,” *hội nghị khoa học và công nghệ toàn quốc về cơ khí*, vol. iV, no. NXB Đại học Quốc gia Tp.HCM, Việt Na, 2015.
- [57] B. Le, T. Dang, and T. Nguyen, “The effects of microchannel geometry on heat transfer behaviors for two phase flow by numerical simulation,” 2015.
- [58] T. Dang, V. Nguyen, G. Dang, H. Nguyen, and J.-H. Lu, “An Experimental On Subcooling Potential By Geothermal In CO2 Air Conditioning System,” in *2021 International Conference on System Science and Engineering (ICSSE)*, 2021, pp. 313–318, doi: 10.1109/ICSSE52999.2021.9538462.
- [59] T. Dang and J.-T. Teng, “Influence of Flow Arrangement on the Performance of an Aluminium Microchannel Heat Exchanger,” *AIP Conf. Proc.*, vol. 1285, 2010, doi: 10.1063/1.3510579.
- [60] T. Dang and J. Teng, “Numerical Simulation of a Microchannel Heat Exchanger Using Steady-State and Time-Dependent Solvers,” in *International Mechanical Engineering Congress & Exposition*, 2010, vol. Volume 7:, pp. 1255–1264, doi: 10.1115/IMECE2010-37420.
- [61] T. T. Dang, Y. J. Chang, and J. T. Teng, “A study on the simulations of a trapezoidal shaped micro heat exchanger,” *J. Adv. Eng.*, vol. 04, pp. 397–402, 2009.

- [62] T. Dang, T. Jyh-tong, and C. Jiann-cherng, “Effect of Flow Arrangement on the Heat Transfer Behaviors of a Microchannel Heat Exchanger,” *Lect. Notes Eng. Comput. Sci.*, vol. 2182, 2010.
- [63] P. T. H. Đ. Tín, *Truyền nhiệt và tính toán thiết bị trao đổi nhiệt*. Nhà xuất bản Khoa học và Kỹ thuật, 2001.
- [64] T. văn V. Bùi Hải, *Tính toán thiết kế thiết bị trao đổi nhiệt*. Nhà xuất bản Khoa học và Kỹ thuật Hà Nội, 2012.
- [65] M. H. Kim and C. W. Bullard, “Development of a microchannel evaporator model for a CO₂ air-conditioning system,” *Energy*, vol. 26, no. 10, pp. 931–948, 2001, doi: 10.1016/S0360-5442(01)00042-1.
- [66] J. Jin, J. Chen, and Z. Chen, “Development and validation of a microchannel evaporator model for a CO₂ air-conditioning system,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 31, no. 2–3, pp. 137–146, 2011, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2010.06.019.
- [67] W. Brix, M. R. Kærn, and B. Elmegaard, “Modelling distribution of evaporating CO₂ in parallel minichannels,” *Int. J. Refrig.*, vol. 33, no. 6, pp. 1086–1094, 2010, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2010.04.012.
- [68] K. Il Choi, A. S. Pamitran, and J. T. Oh, “Two-phase flow heat transfer of CO₂ vaporization in smooth horizontal minichannels,” *Int. J. Refrig.*, vol. 30, no. 5, pp. 767–777, 2007, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2006.12.006.
- [69] S. G. Kandlikar, “Single-Phase Liquid Flow in Minichannels and Microchannels,” in *Heat Transfer and Fluid Flow in Minichannels and Microchannels*, Elsevier Ltd, 2006, pp. 87–136.
- [70] A. Alshqirate, M. Tarawneh, and M. Hammad, “Study of heat transfer for superheated refrigerants flow inside micropipe heat exchanger,” *Aust. J. Basic Appl. Sci.*, vol. 6, no. 10, pp. 462–468, 2012.
- [71] S. G. Kandlikar, “Flow Boiling in Minichannels and Microchannels,” in *Heat Transfer and Fluid Flow in Minichannels and Microchannels*, Elsevier Ltd, 2006, pp. 175–226.
- [72] J. W. Coleman, “An Experimentally Validated Model for Two-Phase Sudden Contraction Pressure Drop in Microchannel Tube Headers,” *Heat Transf. Eng.*,

- vol. 25, no. 3, pp. 69–77, 2004, doi: 10.1080/01457630490280335.
- [73] Emerson, “CO₂ as a Refrigerant — Properties of R744,” 2015. <https://emersonclimateconversations.com/2015/05/14/co2-as-a-refrigerant-properties-of-r744/>.
- [74] ASHRAE, “ASHRAE fundamentals (SI),” *ASHRAE, “2017, ASHRAE fundamentals (SI),” in 2017, ASHRAE fundamental handbook SI, 2017th.* pp. 7.10, 11.11, 2017.
- [75] P. V. T. Nguyễn Đức Lợi, *Kỹ thuật lạnh cơ sở*. Nhà xuất bản giáo dục, 2009.
- [76] PGS.TS Đặng Thành Trung, “Nghiên cứu chế tạo một hệ thống điều hòa không khí dùng thiết bị bay hơi kênh micro và môi chất lạnh CO₂ nhằm tiết kiệm năng lượng và bảo vệ môi trường,” *Báo cáo nghiệm thu đề tài Đề tài cấp Bộ B2015.22.01, Tháng 11/2018*, 2018.
- [77] K. Il Choi, A. S. Pamitran, C. Y. Oh, and J. T. Oh, “Boiling heat transfer of R-22, R-134a, and CO₂ in horizontal smooth minichannels,” *Int. J. Refrig.*, vol. 30, no. 8, pp. 1336–1346, 2007, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2007.04.007.
- [78] X. Fang, “A new correlation of flow boiling heat transfer coefficients for carbon dioxide,” *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 64. pp. 802–807, 2013, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2013.05.024.
- [79] N. B. Chien, P. Q. Vu, K. Il Choi, and J. T. Oh, “Boiling Heat Transfer of R32, CO₂ and R290 inside Horizontal Minichannel,” *Energy Procedia*, vol. 105, pp. 4822–4827, 2017, doi: 10.1016/j.egypro.2017.03.955.
- [80] T. Cebeci, “Chapter 6 - Transport-Equation Turbulence Models,” in *Analysis of Turbulent Flows with Computer Programs (Third Edition)*, Third Edit., T. Cebeci, Ed. Oxford: Butterworth-Heinemann, 2013, pp. 211–235.
- [81] L. Chen, Y. M. Chen, M. H. Sun, and X. R. Zhang, “Investigation of trans-critical CO₂ horizontal mini-channel flow with multi-peak heat transfer behaviors,” *Ann. Nucl. Energy*, vol. 75, pp. 559–569, 2015, doi: 10.1016/j.anucene.2014.09.001.
- [82] T. V. William, “CFD Module User ’s Guide,” *CFD Modul. User’s Guid.*, pp. 1–710, 2017, [Online]. Available: <https://doc.comsol.com/5.3/doc/com.comsol.help.cfd/CFDModuleUsersGuide.p>

df.

- [83] M. COMSOL, *Heat Transfer Module*, Version 5. 2015.
- [84] H.-B. Nguyen, “Computational Study of a Droplet Migration on a Horizontal Solid Surface with Temperature Gradients,” National Central University, Taiwan, 2010.
- [85] Đ. PGS. TS. Thành Trung, *COMSOL – Nền tảng và ứng dụng trong mô phỏng số*. NXB Đại học QG TP.HCM, 2014.
- [86] T. Nguyen, T. Nguyen, and T. Dang, “An experiment on a CO2 air conditioning system with Copper heat exchangers,” *Int. J. Adv. Eng. Manag. Sci.*, vol. 2, pp. 2058–2063, 2016.
- [87] P. T. P. X. Kiều, “Giáo trình xác suất thống kê,” *Nhà xuất bản Giáo dục*, 2004.
- [88] N. V. Tuấn, “Độ lệch chuẩn hay sai số chuẩn,” *Lâm sàn thống kê*, 2009.
- [89] T. Dang, K. Vo, and T. Nguyen, “Experiments on Expansion and Superheat Processes of a Co2 Cycle Using Microchannel Evaporator,” *Am. J. Eng. Res.*, vol. 6, no. 3, pp. 115–121, 2017.
- [90] T. Nguyen, T. Dang, and K. Vo, “Experimental comparisons on heat transfer characteristic of CO2 air conditioning system with an internal heat exchanger and without an internal heat exchanger,” in *International Conference on System Science and Engineering (ICSSE)*, 2019, pp. 719 – 723.
- [91] T. Nguyen, T. Dang, and K. Vo, “Experimental comparisons on heat transfer characteristics of co2 air conditioning system with an internal heat exchanger and without an internal heat exchanger using minichannel evaporator,” 2019, doi: 10.1109/ICSSE.2019.8823453.
- [92] T. Nguyen, T. Dang, and K. Vo, “Experimental Investigation on a Microchannel Evaporator of CO2 Air Conditioning System with an Internal Heat Exchanger,” *Int. J. Emerg. Res. Manag. &Technology*, vol. 6, no. 4, pp. 40–45, 2017.
- [93] T. Dang, K. Vo, C. Le, and T. Nguyen, “An experimental study on subcooling process of a transcritical CO2 air conditioning cycle working with microchannel evaporator,” *J. Therm. Eng.*, vol. 3, no. 5, 2017, doi: 10.18186/journal-of-thermal-engineering.338900.

- [94] Y. C. Kwon, D. H. Kim, J. H. Lee, J. Y. Choi, and S. J. Lee, “Experimental study on heat transfer characteristics of internal heat exchangers for CO₂ system under cooling condition,” *J. Mech. Sci. Technol.*, vol. 23, no. 3, pp. 698–706, 2009, doi: 10.1007/s12206-009-0202-1.
- [95] Z. Wang, F. Han, and B. Sundén, “Parametric evaluation and performance comparison of a modified CO₂ transcritical refrigeration cycle in air-conditioning applications,” *Chem. Eng. Res. Des.*, vol. 131, pp. 617–625, Mar. 2018, doi: 10.1016/j.cherd.2017.08.003.
- [96] Dorin, “Mario Dorin innovation, Compiobbi (FI), Italy, Version 19.1,” [Online]. Available: <https://www.dorin.com/en/Software/>.
- [97] T. Nguyen and T. Dang, “The Effects of Mass Flow Rate on the Performance of a Microchannel Evaporator Using CO₂ Refrigerant,” 2018, doi: 10.1109/GTSD.2018.8595653.
- [98] T. Nguyen, T. Dang, and M. Doan, “The Effect of Airflow Rate on the Cooling Capacity of Minichannel Evaporator Using CO₂ Refrigerant,” in *Computational Intelligence Methods for Green Technology and Sustainable Development*, 2021, pp. 399–408.
- [99] T. Dang and T. Nguyen, “Effect of the pressure ratio on the heat transfer phenomena of the evaporator in CO₂ air conditioning system,” 2022.
- [100] REFPROP, “REFPROP. NIST Refrigerant Properties Database 23. Gaithersburg, MD, 2013, Version 9.” 2013.
- [101] EES, “Engineering Equation Solver. F-Chart MdhthaSoftware Inc., Wisconsin (USA),2005.” 2005.
- [102] S. G. Kandlikar, S. Garimella, D. Li, S. Colin, and M. King, *Heat Transfer and Fluid Flow in Minichannels and Microchannels*. 2014.
- [103] K. V. Chau, T. Nguyen, and T. Dang, “Numerical Simulation on Heat Transfer Phenomena in Microchannel Evaporator of A CO₂ Air Conditioning System,” *Am. J. Eng. Res.*, vol. 6, no. 2, pp. 174–180, 2017.
- [104] P. T. Đ. T. Trung and G. T. L. C. Hiệp, “Nghiên cứu xác định một số đặc tính kỹ thuật của bộ trao đổi nhiệt compact ứng dụng trong máy điều hòa không khí cỡ

nhỏ làm việc với môi chất lạnh CO₂,” *Báo cáo nghiệm thu đề tài Sở Khoa học và Công nghệ TP. HCM, tháng 6/2017, 2017.*

DANH MỤC CÔNG TRÌNH ĐÃ CÔNG BỐ

Tap chí quốc tế:

1. **Tronghieu Nguyen**, Thanhtrung Dang, The Effect of Fin Shape on the Heat Transfer and the Solution Time of a Microchannel Evaporator in a CO2 Air Conditioning System—A Numerical Investigation. *Micromachines* 2022, 13, 1648. <https://doi.org/10.3390/mi13101648> (SCIE)
2. **Tronghieu Nguyen**, Thanhtrung Dang and Kimhang Vo, Experimental Investigation on a Microchannel Evaporator of CO2 Air Conditioning System with an Internal Heat Exchanger, *International Journal of Emerging Research in Management & Technology*, Vol. 6, Issue 4, 2017, pp. 40-45
3. Thanhtrung Dang, K. Vo, C.Le, **Tronghieu Nguyen**, An experimental study on subcooling process of a transcritical CO2 air conditioning cycle working with microchannel evaporator, *Journal of Thermal Engineering*, vol. 3, no. 5, pp. 1505-1514 october, 2017 (ESCI)

Kỷ yếu hội nghị quốc tế

4. Thanhtrung Dang, **Tronghieu Nguyen**, Effect of the pressure ratio on the heat transfer phenomena of the evaporator in CO2 air conditioning system, AUN/SEED-Net Joint Regional Conference in Transportation, Energy and Mechanical Manufacturing Engineering - RCTEMME2021 December 2021, Hanoi, Vietnam (Springer, (Scopus))
5. Thanhtrung Dang, **Tronghieu Nguyen**, An Experimental Study on The Performance of An Air Conditioning System using CO2 Refrigerant with The Actual Power Input of 440W, The 5th International Conference on Green Technology and Sustainable Development, pp.645-650 (EI)
6. **Tronghieu Nguyen**, Thanhtrung Dang and Minhhuong Doan, The Effect of Airflow Rate on The Cooling Capacity of Minichannal Evaporator using CO2 Refrigerant, *Advances in Intelligent Systems and Computing*, Volume 1284 – Computational Intelligence Methods for Green Technology and Sustainable Development - Proceedings of the International Conference GTSD2020, Springer, Jan 2021, pp. 399-408 (Scopus)
7. **Tronghieu Nguyen**, Thanhtrung Dang and Kimhang Vo, Experimental comparisons on heat transfer characteristic of CO2 air conditioning system with an internal heat exchanger and without an internal heat exchanger, 2019 International Conference on System Science and Engineering (ICSSE), pp 719 – 723(EI)
8. **Tronghieu Nguyen**, and Thanhtrung Dang, The effects of mass flow rate on the performance of a microchannel evaporator using CO2 refrigerant, 2018 4th international conference on Green Technology and Sustainable Development (GTSD), pp 399-403 (EI)

Kỷ yếu hội nghị trong nước:

9. **Nguyễn Trọng Hiếu**, Đặng Thành Trung, Lê Bá Tân, Đoàn Minh Hùng, Nguyễn Hoàng Tuấn, Nghiên cứu các đặc tính truyền nhiệt trong thiết bị bay hơi kênh micro dùng môi

chất lạnh CO₂ bằng phương pháp mô phỏng số, Hội nghị cơ khí toàn quốc 2015, 2015, pp. 631-636

Các bài báo liên quan gián tiếp

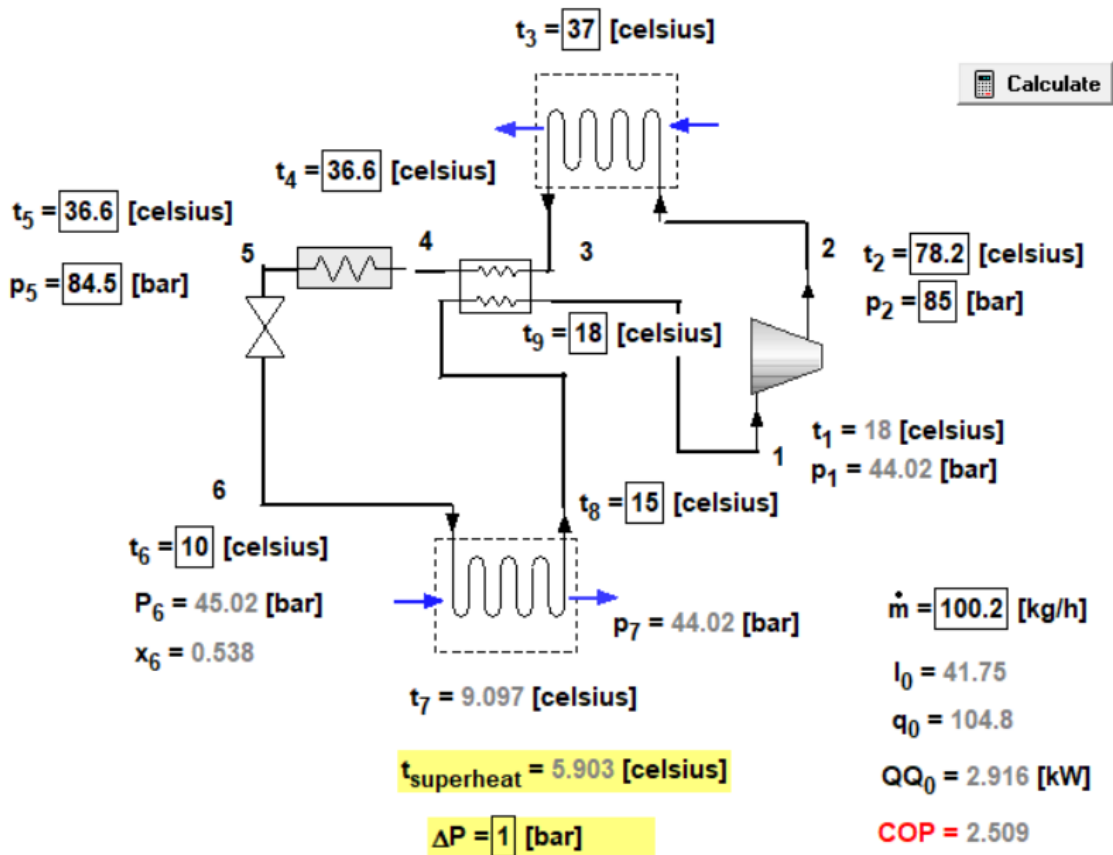
1. Thanhtrung Dang, Chihiep Le, Tronghieu Nguyen, and Minhhung Doan, A Study on the COP of CO₂ Air Conditioning System with Minichannel Evaporator Using Subcooling Process, Mechanics, Materials Science & Engineering (MMSE) Journal, Vol. 10, 2017, pp.1-13
2. Thanhtrung Dang, Kimhang Vo, and Tronghieu Nguyen, Experiments on Expansion and Superheat Processes of a CO₂ Cycle Using Microchannel Evaporator, American Journal of Engineering Research, Vol. 6, Issue 3, 2017, pp. 115-121 (EI)
3. Ketdoan V. Chau, Tronghieu Nguyen, and Thanhtrung Dang, Numerical Simulation on Heat Transfer Phenomena in Microchannel Evaporator of A CO₂ Air Conditioning System, American Journal of Engineering Research, Vol. 6, Issue 2, 2017, pp. 174-180 (EI)
4. Tankhuong Nguyen, Tronghieu Nguyen, Thanhtrung Dang and Minhhung Doan, An experiment on a CO₂ air conditioning system with Copper heat exchangers, International Journal of Advanced Engineering, Management and Science, Vol. 2, 2016, 2058-2063
5. Kimhang Vo, Thanhthao Nguyen, Thanhtrung Dang, Tronghieu Nguyen, Hoangtuan Nguyen, An experimental investigation on the heat transfer coefficient of CO₂ in minichannel and Microchannel Evaporators, International conference on “Physics and Mechanis of new Materials and their Applications”, Nov 7, 2019(EI)
6. Dangtri Ho, Thanhtrung Dang, Chihiep Le, and Tronghieu Nguyen, An experimental comparison between a microchannel cooler and conventional coolers of a CO₂ air conditioning cycle, The proceedings of IEEE International Conference on System Science and Engineering 2017 (ICSSE2017), Hochiminh City, Vietnam, pp. 682-687
7. Batan Le, Thanhtrung Dang, Tronghieu Nguyen, Minhhung Doan, Quochoai Nguyen, Maicuong Bui, Vanhien Nguyen, Thanhxuan Nguyen, and Jyh-tong Teng, The effects of microchannel geometry on heat tranfer behaviors for two phase flow by numerical simulation, Hội nghị cơ khí toàn quốc 2015, 2015, pp. 627-642
8. Thanhtrung Dang, Đoàn Minh Hùng, Tronghieu Nguyen, Lê Bá Tân, Nguyễn Gia Đạt, Giang Kiến Cường, Hồ Tấn Thịnh, Nghiên cứu ảnh hưởng của sơ đồ dòng chảy đến quá trình bay hơi trong kênh micro, Hội nghị cơ khí toàn quốc 2015, 2015, pp. 643-648
9. Batan Le, Tansa Nguyen, Thanhtrung Dang, Tronghieu Nguyen, and Jyh-tong Teng, The effects of the mass flow rate on heat transfer behaviours for two phase flow in rectangular microchannels, Proceedings of the national science and technology conference on mechanical – transportation engineering (NSCMET 2016), pp. 423-428.
10. Đoàn Minh Hùng, Tronghieu Nguyen, -Thanhtrung Dang, Nghiên cứu thiết kế và lắp đặt hệ thống thí nghiệm cho thiết bị ngưng tụ kênh micro, Tạp chí Khoa học Giáo dục Kỹ thuật Đại học SPKT TP.HCM, Số 32, 2015, pp. 20-26
11. Thanhtrung Dang, Thanhngia Nguyen and Tronghieu Nguyen, An Experimentatl Study on Heat Transfer Behaviors of A Welded - Aluminum Minichannel Heat Exchanger,

International Journal of Computational Engineering Research, Vol. 5, Issue 2, 2015, pp. 39-45 (EI)

PHỤ LỤC

PHỤ LỤC 1 CHƯƠNG TRÌNH TÍNH TOÁN NHIỆT EES

1. Giao diện Chương trình tính toán nhiệt của hệ thống lạnh CO₂ trên tới hạn



2. Code chương trình tính toán nhiệt của hệ thống lạnh CO₂ trên tới hạn

```

{"Inputs"}

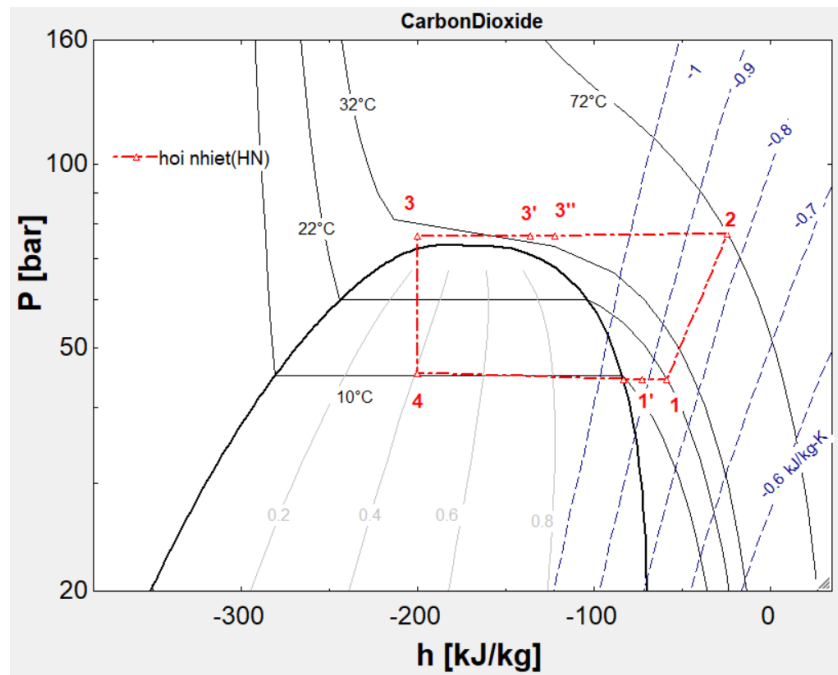
//t[1]                                "suction temperature "
{t[2]=Temperature(CarbonDioxide,s=s[2], p=p[2])} "discharge temperature "
//t[3]                                " cooler temperature"
//t[4]                                "subcooler temperature "
//DELTAP                              "Pressure drop in the evaporator"
//m_dot                               "mass flow rate"
//p[2]                                "discharge pressure"

```

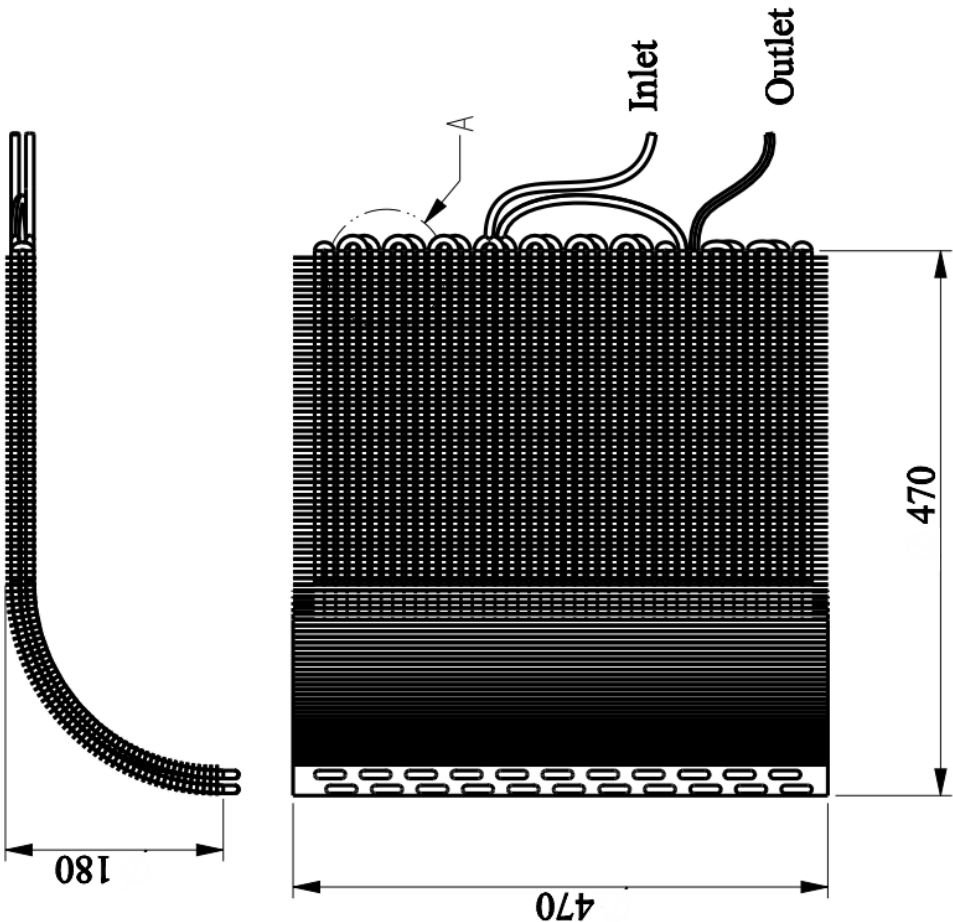
$p[3]=p[5]$	"cooler pressure"
$p[4]=p[5]$	"internal heat exchanger"
{ "định nghĩa áp suất môi chất trước van tiết lưu" }	
//p[5]	"subcooler pressure"
//t[6]	" saturated temperature"
$P[6]=P_sat(\text{CarbonDioxide}, T=t[6])$	" saturated pressure"
$p[7]=p[1]$	"outlet evaporator pressure"
$p[7]=p[6]-\Delta P$	"suction pressure"
$p[8]=p[7]$	
$p[9]=p[8]$	"hot IHX pressure"
{ "Calculations" }	
$h[6]=h[5]$	"Tiết lưu đẳng áp tại van tiết lưu"
$h[3]-h[4]=h[9]-h[8]$	"cân bằng nhiệt trên IHX"
$t_superheat=t[8]-t[7]$	"quá nhiệt trên TBBH"
$t[9]=t[1]$	"bỏ qua tổn thất từ điểm 9 tới 1"
$h[1]=\text{Enthalpy}(\text{CarbonDioxide}, t=t[1], P=P[1])$	"Tra Enthalpy điểm 1"
$h[2]=\text{Enthalpy}(\text{CarbonDioxide}, T=t[2], P=p[2])$	"Tra Enthalpy điểm 2"
$s[1]=\text{Entropy}(\text{CarbonDioxide}, h=h[1], P=p[1])$	"Tra Entropy điểm 1"
$s[2]=\text{Entropy}(\text{CarbonDioxide}, h=h[2], P=p[2])$	"Tra Entropy điểm 2"
$h[3]=\text{Enthalpy}(\text{CarbonDioxide}, t=t[3], P=P[3])$	"Tra Enthalpy điểm 3"
$h[4]=\text{Enthalpy}(\text{CarbonDioxide}, T=t[4], P=P[4])$	"Tra Enthalpy điểm 4"
$h[5]=\text{Enthalpy}(\text{CarbonDioxide}, T=t[5], P=P[5])$	"Tra Enthalpy điểm 5"
$h[7]=\text{Enthalpy}(\text{CarbonDioxide}, x=1, P=P[7])$	"Tra Enthalpy điểm 7"
$h[9]=\text{Enthalpy}(\text{CarbonDioxide}, T=t[9], P=P[9])$	"Tra Enthalpy điểm 9"
$t[8]=\text{Temperature}(\text{CarbonDioxide}, h=h[8], p=p[8])$	"Tra nhiệt độ điểm 8"

$x[6]=\text{Quality}(\text{CarbonDioxide},P=p[6],h=h[6])$	"độ khô tại ngõ vào TBBH"
$t[7]=T_{\text{sat}}(\text{CarbonDioxide},P=P[7])$	" saturated at outlet evaporator"
{"Tính toán nhiệt"}	
$l_0=(h[2]-h[1])$	"công máy nén "
$q_0=(h[8]-h[6])$	"năng suất lạnh riêng "
$q_k=(h[2]-h[3])$	"nhiệt thải riêng "
$\text{COP}=q_0/l_0$	"Hệ số COP"
$\text{QQ}_0=m_{\text{dot}}*\text{convert}(\text{kg/h},\text{kg/s})*q_0$	"Năng suất lạnh "

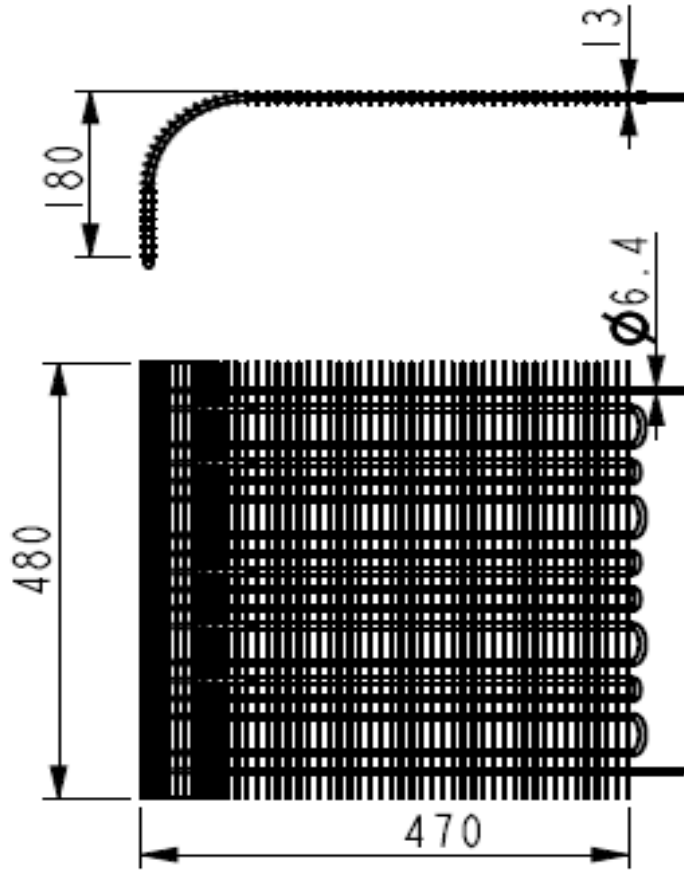
3. Vẽ đồ thị theo dữ liệu đầu vào



PHỤ LỤC 2 THÔNG SỐ KỸ THUẬT THIẾT BỊ LÀM MÁT

<p>Ống đồng, cánh nhôm, chùm ống so le</p> <ul style="list-style-type: none"> - Ống có đường kính 6,4mm/4,98mm - Cánh nhôm dày $\delta_f = 0,1$mm - Bước cánh $S_p = 1,4$ mm - Bề rộng cánh : 26 mm - Diện tích ngoài không cánh: 0,47 m² - Diện tích cánh: 8,41 m² - Diện tích trong ống: 0,366m² - Hệ số làm cánh $\beta = 8,88/0,366 = 24,26$ - Tỷ số $F/F_o = 8,88/0,47 = 18,9$ - Diện tích trao đổi nhiệt 8,88m² 	<p style="text-align: center;">Dàn Panasonic 1</p> 
--	---

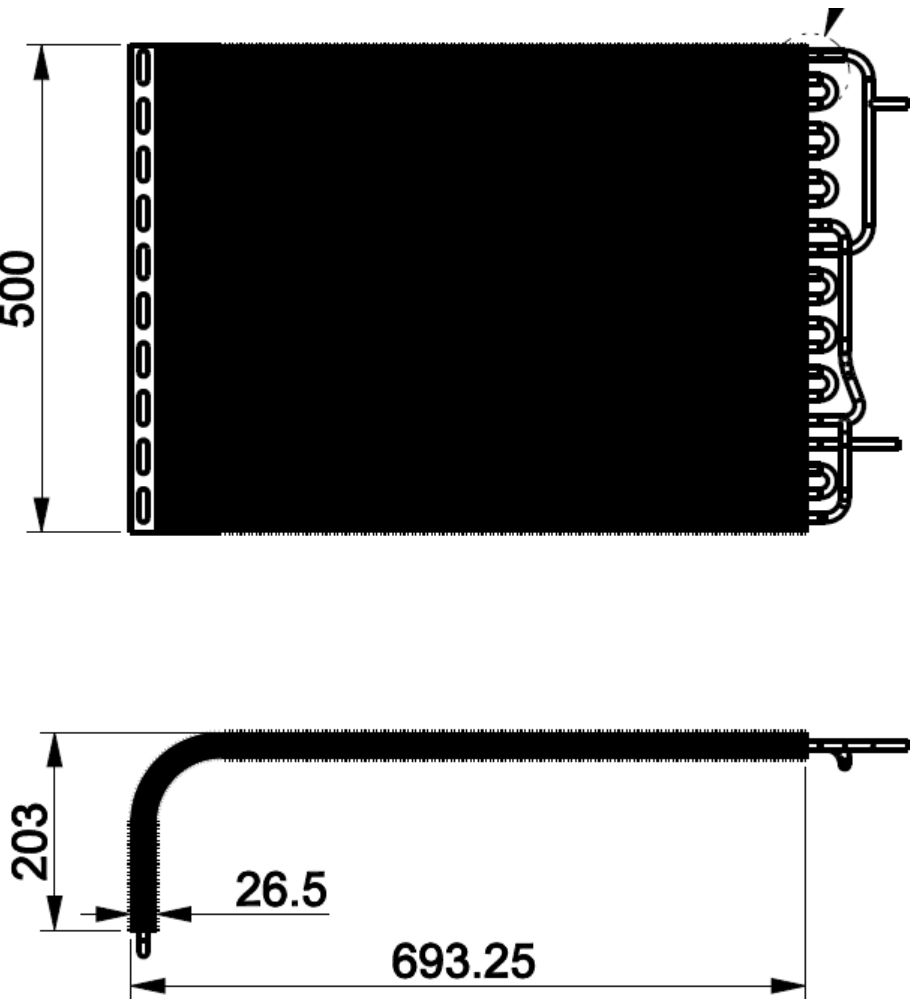
Dàn Panasonic 2



Ống đồng, cánh nhôm, chùm ống song song

- Ống có đường kính 6,4mm/4,98mm
- Cánh nhôm dày $\delta_f = 0,1\text{mm}$
- Bước cánh $S_p = 1,0\text{mm}$
- Bề rộng cánh: 14 mm
- Diện tích ngoài ngoài không cánh: 0,26 m²
- Diện tích trong ống: 0,2 m²
- Diện tích cánh: 4,28 m²
- Hệ số làm cánh $\beta = 4,54/0,2 = 22,7$
- Tỷ số $F/F_o = 4,54/0,26 = 17,46$
- Diện tích trao đổi nhiệt 4,54m²

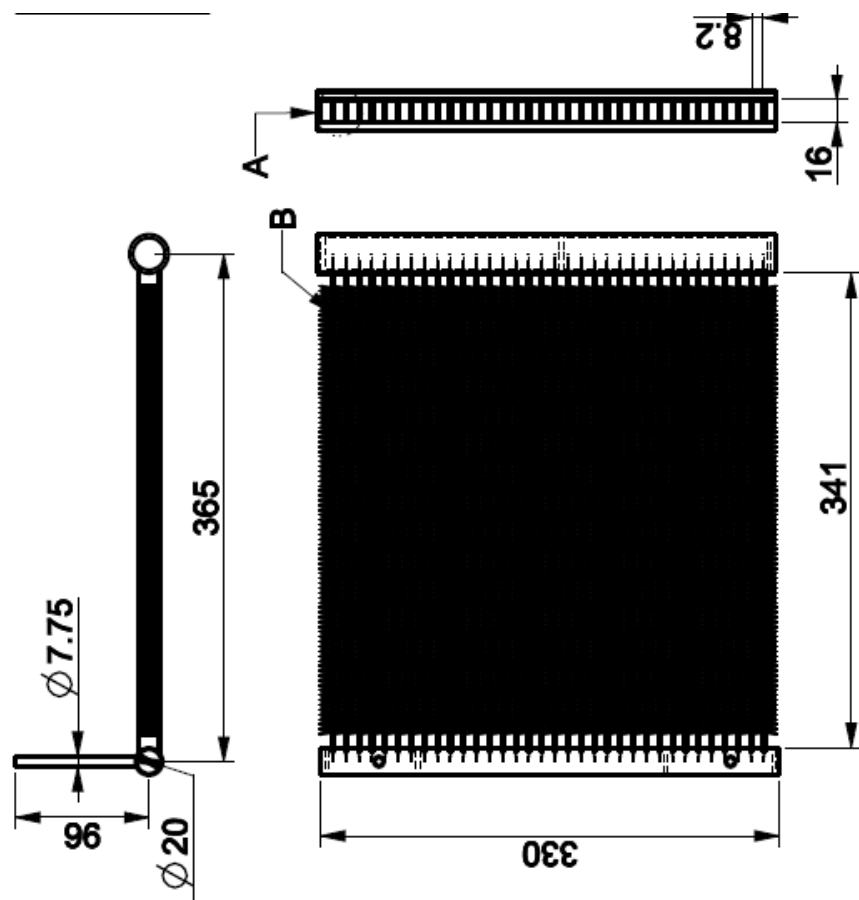
Dàn Panasonic 3



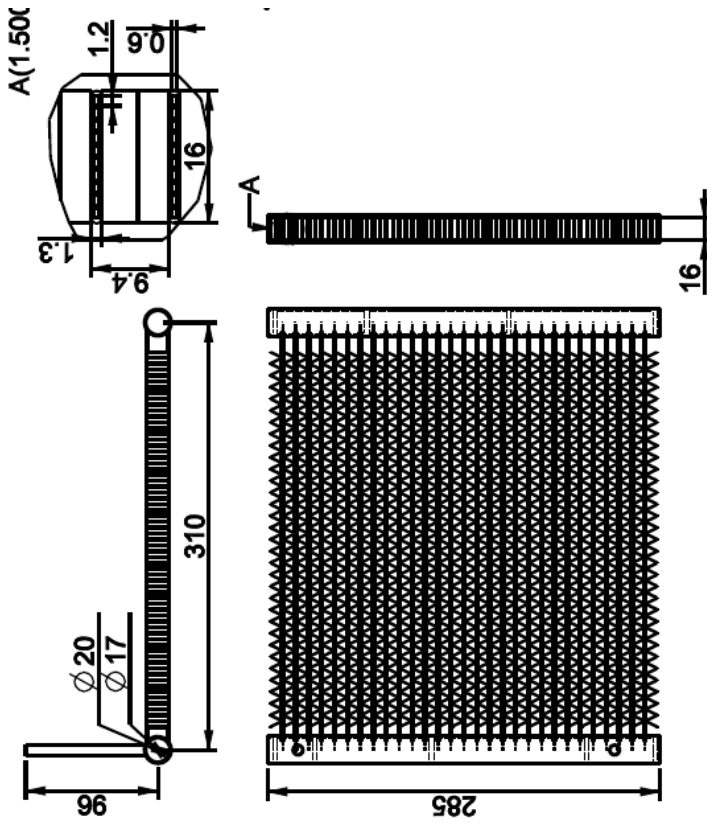
Ống đồng, cánh nhôm, chùm ống song song

- Ống có đường kính 9,4mm/6,8mm
- Cánh nhôm dày $\delta_f = 0,1$ mm
- Bước cánh $S_p = 1,45$ mm
- Bề rộng cánh: 26,5 mm
- Diện tích ngoài ngoài không cánh: 0,48 m²
- Diện tích trong ống: 0,4 m²
- Diện tích cánh: 11,48 m²
- Hệ số làm cánh $\beta = 12/0,4 = 30$
- Tỉ số $F/F_o = 12/0,48 = 25$
- Diện tích trao đổi nhiệt 12 m²

THÔNG SỐ KỸ THUẬT CÁC THIẾT BỊ BAY HƠI

<p>Dàn Danfos microchannel 1</p> 	<p>Kênh nhôm, cánh nhôm song song</p> <ul style="list-style-type: none"> - Kích thước: 341x330x16 - 4 pass: 7-11-8-8 - Kích thước ống 1,2x16 (mm) - Mỗi ống có 10 kênh: 1,2x0,6 (mm) - Cánh nhôm dày 0,1 mm - Chiều cao cánh: 4,1 mm - Bước cánh 1,1 mm - Diện tích ngoài không cánh: 0,4m² - Diện tích trong ống: 0,42 m² - Diện tích cánh: 2,9m² - Hệ số làm cánh: $\beta = 3,3/0,42 = 7,85$ - Diện tích trao đổi nhiệt 3,3m²
---	---

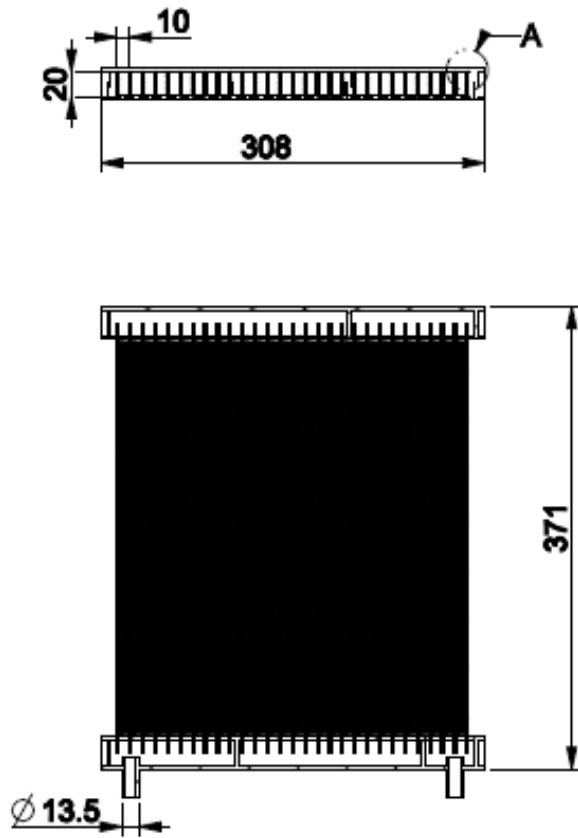
Dàn Danfos microchannel 2



Kênh nhôm, cánh nhôm song song

- Kích thước: 310x285x16
- 6 pass: 3-4-5-6-6-5
- Kích thước ống 1,3x0,6x16
- Mỗi ống có 10 kênh mini 1,2x0,6 (mm)
- Cánh nhôm dày 0,1 mm
- Chiều cao cánh: 4,1 mm
- Bước cánh 1,1 mm
- Diện tích ngoài không cánh: 0,35 m²
- Diện tích trong ống: 0,37 m²
- Diện tích cánh: 2,15 m²
- Hệ số làm cánh $\beta = 2,5/0,37 = 6,75$
- Diện tích trao đổi nhiệt: 2,5 m²

Dàn Danfos minichannel



Kênh nhôm, cánh nhôm song song

- Kích thước: 308x371x20
- 4 pass: 4-6-9-10
- Kích thước ống: 20x2
- Mỗi ống có 10 kênh mini: 1,2x1,6 (mm)
- Cánh nhôm dày 0,1 mm
- Chiều cao cánh: 4 mm
- Bước cánh 1,4 mm
- Diện tích ngoài không cánh: 0,52m²
- Diện tích cánh: 2,78m²
- Hệ số làm cánh: $\beta = 3,3/0,66 = 5$
- Diện tích trao đổi nhiệt 3,3m²

PHỤ LỤC 3 THÔNG SỐ THIẾT BỊ NGỪNG TỤ

Thông số kỹ thuật máy lạnh Mitsubishi 9000BTU/h

<i>Máy lạnh treo tường Mitsubishi Heavy SRK09CTR-S5/ SRC09CTR-S5 - Gas R410A - 1.0HP - 1.0 Ngựa</i>		
Hạng mục/ Kiểu máy	Dàn Lạnh	
	Dàn nóng	
	SRK09CTR-S5	
	SRC09CTR-S5	
	1 Pha, 220/240V, 50Hz	
	Nguồn điện	
Công suất	kW	2.368
	BTU/h	9,000
Công suất tiêu thụ điện	kW	0.868
CSPF	W/W	3.42
Dòng điện	A	4.0
Kích thước ngoài (Cao x Rộng x Sâu)	Dàn lạnh	262 x 769 x 227
	Dàn nóng	435 x 645(+50) x 275
Trọng lượng tịnh	Dàn lạnh	7.5
	Dàn nóng	24.5
Lưu lượng gió	Dàn lạnh	9.6
	Dàn nóng	23
	Môi chất lạnh	R410A
Kích cỡ đường ống	Đường lỏng	ø 6.35
	Đường gas	ø 15.88 (5/8 in.)
	Dây điện kết nối	1.5 mm ² 3 sợi (bao gồm dây nối đất)
	Phương pháp nối dây	Kiểu kết nối bằng trạm (siết vít)

THÔNG SỐ KỸ THUẬT

	(50Hz)	CS-N9VKH-8 [CU-N9VKH-8]	CS-N12VKH-8 [CU-N12VKH-8]	CS-N18VKH-8 [CU-N18VKH-8]	CS-N24VKH-8 [CU-N24VKH-8]
Công suất làm lạnh	[nhỏ nhất - lớn nhất] kW	2.65	3.55	5.28	6.60
	[nhỏ nhất - lớn nhất] Btu/h	9,040	12,100	18,000	22,500
CSPF		3.47	3.52	3.45	3.29
EER	[nhỏ nhất - lớn nhất] Btu/W	11.89	11.98	11.25	10.82
	[nhỏ nhất - lớn nhất] W/W	3.49	3.51	3.30	3.17
Điện áp	V	220	220	220	220
Thông số điện	Cường độ dòng điện A	3.6	4.8	7.4	9.6
	Công suất điện [nhỏ nhất - lớn nhất] W	760	1,010	1,600	2,080
Khử ẩm	L/h	1.6	2.1	2.9	3.7
	P/h	3.4	4.4	6.1	7.8
Lưu lượng gió	Dàn lạnh m ³ /ph [l ³ /ph]	10.5 (371)	12.0 (424)	19.4 (685)	22.1 (780)
	Dàn nóng m ³ /ph [l ³ /ph]	22.4 (790)	29.0 (1,020)	39.3 (1,390)	39.0 (1,380)
Độ ồn	Dàn lạnh [C/TS/TT] dB(A)	37/26	41/29	44/36	48/40
	Dàn nóng [C] dB(A)	47	49	52	54
	mm	290 (511)	290 (542)	302 (619)	302 (619)
	inch	11-7/16 (29-1/8)	11-7/16 (29-1/8)	11-29/32 (24-3/8)	11-29/32 (24-3/8)
Kích thước	Rộng mm	799 (650)	799 (780)	1,102 (824)	1,102 (824)
	inch	31-15/32 (25-19/32)	31-15/32 (30-23/32)	43-13/32 (32-15/32)	43-13/32 (32-15/32)
	Sâu mm	197 (230)	197 (289)	244 (299)	244 (299)
	inch	7-3/4 (19-1/16)	7-3/4 (19-1/16)	9-5/8 (24-1/2)	9-5/8 (24-1/2)
Khối lượng	Dàn lạnh kg [lb]	8 (18)	8 (18)	12 (26)	12 (26)
	Dàn nóng kg [lb]	22 (49)	27 (60)	35 (79)	41 (90)
	Ống lỏng mm	ø 6.35	ø 6.35	ø 6.35	ø 6.35
	Ống ga inch	1/4	1/4	1/4	1/4
	mm	ø 9.52	ø 12.70	ø 12.70	ø 15.88
	inch	3/8	1/2	1/2	5/8
Giới hạn đường ống	Chiều dài tiêu chuẩn m	7.5	7.5	7.5	7.5
	Chiều dài tối đa m	20	20	30	30
	Chênh lệch độ cao tối đa m	15	15	20	20
	Gas nạp bổ sung* g/m	10	10	15	25
Nguồn cấp điện		Dàn lạnh	Dàn lạnh	Dàn lạnh	Dàn lạnh

Lưu ý: đối với CS-N9/N12/N18/N24VKH-8 không được sử dụng ống đồng có độ dày dưới 0.6mm.
* Khi chiều dài đường ống đồng không vượt quá chiều dài tiêu chuẩn, lượng môi chất lạnh cần thiết đã có sẵn trong thiết bị.

Thông số kỹ thuật máy lạnh Panasonic

Thông số kỹ thuật máy lạnh LG
Máy lạnh treo tường LG V10APR Inverter V Xua muối - 1.0HP - 1.0 Ngựa

Nguồn điện	1/220-240V/50Hz
Loại Sản Phẩm	Smart Inverter
Công suất làm lạnh kW	2,696
Btu/h	9,200
Công suất	
Công suất tiêu thụ	810 1,100W (Tối đa)
Dòng điện (làm lạnh/ sưởi ấm)	4,5 7,2A (Tối đa)
Hiệu suất tiết kiệm điện năng EER	
Tính theo W/W	3,33
Tính theo Btu/h,W	11,36
Môi chất lạnh	
Loại	R- 410A
Lượng nạp (g)	0,58 kg
Tính Năng	
Tấm lọc kháng khuẩn	Có
Tấm vi lọc bụi	Có
Dãy nhiệt độ hoạt động	Làm lạnh (°C): 16-30
Cấp độ quạt	5
Lưu lượng gió	
Cục trong tối đa (m3/phút)	11
Cục ngoài tối đa (m3/phút)	28
Trọng lượng	
Cục trong (kg)	8,5
Cục ngoài (kg)	20,5

PHỤ LỤC 4 BẢNG TÍNH EXCEL CHU TRÌNH CO₂

ĐIỀU KIỆN BAN ĐẦU							
1							
2	tk	36	oC	đk ổ ngoài	0.0064	m	
3	t0	10	oC	đk ổ trong	0.00498	m	
4	p1	45	bar	V _{a,c}	28	m ³ /phut	
5	p2	82	bar	p _a	1.15324	kg/m ³ tại 33oC	
6	t _{superhe}	5	oC	cp _a	1.007		
7	Q ₄₋₁	2600	W	t _{a,c,in}	33	oC	
8							
9	1. Tính toán máy nén						
10	Lưu lượng khối lượng lý thuyết						
11	$\dot{m}_{CO_2} = Q_{o/q_0} = Q_0 / (h_1 - h_4)$					0.0298919	kg/s
12	Công nén đoạn nhiệt						
13	$N_s = \dot{m}_{CO_2} (h_2 - h_1)$					0.6934928	kW
14	hiệu suất máy nén						
15	$\eta = \eta_{td} \eta_{el} \eta_e \eta_i = 1.0, 0.8, 0.9, 0.93$					0.666	
16	Máy nén cần thiết						
17	$N = N_s / \eta$					1.0412804	kW
18	Chọn máy nén Dorin có công suất						
19	2. Tính toán thiết bị làm mát						
20	Lưu lượng khối lượng CO ₂						
21	Diện tích mặt cắt ngang ống			$A_t = (\pi D_t^2) / 4$	1.948E-05	m ²	
22	Mật độ lưu lượng khối lượng						
23	$G_{CO_2} = \dot{m}_{CO_2} / A_t$	1540.184285	lưu lượng TB qua	320.87173	kg/m ² .s		
24	Dòng nhiệt thải ra						
25	$Q_{r,c} = \dot{m}_r \cdot (h_2 - h_3)$					3.3054	kW
26	nhiệt độ trung bình môi chất trong ống						
27	$\bar{T}_{r,c} = 0,5 (t_{r,c,in} + t_{r,c,out})$					48.5	oC
28	Các thông số của CO ₂ tại nhiệt độ 48.5 và áp 82 bar						
29	hệ số dẫn nhiệt 48.5oC			λ	0.034495	(W/m.K)	
30	khối lượng riêng			ρ	237	kg/m ³	
31	nhiệt dung riêng			$c_{p,r}$	2.875	kJ/(kg.K)	
32	độ nhớt động lực học			$\nu_{(r,c)}$	8.89E-08	m ² /s	
33	hằng số prantl tại 48.5oC			Pr	1.7557		
34	vận tốc môi chất trong ống						
35	$\omega_{r,c} = \frac{\dot{m}_r}{\rho_{r,c} A_t}$					6.4986679	m/s
36							
37	Hệ số Re của môi chất tại TBLM						
38	$Re_{r,c} = \frac{\omega_{r,c} D_t}{\nu_{r,c}}$					3.64E+05	
39	Re > 10 ⁴ : chảy rối và hệ số Nu tính bằng:						
40							
41	$Nu_{r,c} = 0,021 Re_{r,c}^{0,8} Pr_{r,c}^{0,43}$					7.52E+02	
42	$0,018 * Re^{0,8}$					5.06E+02	
43	Cường độ toả nhiệt đối lưu của CO₂ tại TBLM						
44	$\alpha_{r,c} = \frac{Nu_{r,c} \lambda_{r,c}}{D_t}$					3.51E+03	
45							
46							
47							
48							
49							
50							
51							
52							
53							
54							
55							
56							
57							
58							
59							

60	3. tính toán TBBH			
61	Năng suất lạnh của dàn bay hơi nhận được ở quá trình 4 - 1'			
62	$Q_e = \dot{m}_{CO_2} \cdot (h_{1'} - h_4)$			2.271 kW
63	Năng suất lạnh của dàn bay hơi nhận được ở quá trình 1' - 1			
64	$Q_{e2} = \dot{m}_{CO_2} \cdot (h_1 - h_1')$			0.3384 kW
65	Độ chênh nhiệt độ trung bình 1' - 1			
66	$\Delta t = \epsilon \cdot \Delta t$			6.85952 oC
67	P	0.333333333	R	1.4
68	diện tích quá nhiệt 1' - 1			
69	$A_{e2} = Q_{e2} / (k_e \cdot \Delta t)$			4.48E-01 m ²
70	Diện tích trao đổi nhiệt của TBBH			
71	$A = A_{e1} + A_{e2}$			2.37E+00 m ²
72				
73				
74	Độ chênh nhiệt độ trung bình logarit tại TBBH			
75	$\Delta t_e = \frac{\Delta t_{max,e} - \Delta t_{min,e}}{\ln \frac{\Delta t_{max,e}}{\Delta t_{min,e}}}$			10.721642 oC
76				
77				
78	Nhiệt độ kk TB qua TBBH		$t = (t_v + t_r) / 2$	21.5 oC
79	Các thông số kk tại 21.5oC			
80	Khối lượng riêng kk	$\rho_{a,c}$		1.19832 kg/m ³
81	hệ số dẫn nhiệt kk	$\lambda_{a,c}$		2.59E-02 W/(m.K)
82	độ nhớt động học kk	$\nu_{a,c}$		1.530E-05 m ² /s
83	vận tốc kk vào	$\omega_{a,i}$		2 m/s
84	vận tốc kk tại khe hẹp	$\omega_{a,i,f}$		3.3333333 m/s
85	dung ẩm kk vào 74%	$d_{a,e,i}$		0.0148 kg/kgkkk
86	dung ẩm kk ra 18oC 90%	$d_{a,e,o}$		0.01166 kg/kgkkk
87	độ dày cánh nhôm	δ_f		1.00E-04 m
88	bước cánh nhôm	S_f		1.10E-03 m
89	đk thủy lực ngoài ở 1,2x16		$D_{o,e}$	0.0022326 m
90	chiều cao cánh nhôm	h_f		4.10E-03 m
91	hệ số m	m		
92	$m = \sqrt{\left(\frac{2\alpha''_{a,e}}{\lambda_{f,e} \delta_{f,e}} \right)}$			102.68902
93				
94				
95	Hệ số dẫn nhiệt cánh nhôm		$\lambda_{f,e}$	123 W/mK
96	Hệ số Reynold tại khe hẹp			
97	$Re_{a,e} = \frac{\omega_{a,e,f} S_{p,e}}{\nu_{a,e,in}}$			2.40E+02
98				
99				
100	Hiệu suất dẫn nhiệt cánh			
101	$\eta_f = \frac{\tanh(m h_{f,e})}{m h_{f,e}}$			9.45E-01
102				
103	Cường độ toả nhiệt của TBBH vào kk			
104				
105	$\alpha''_{a,e} = C \frac{\lambda_{a,e}}{S_{p,e}} \left(\frac{D_{o,e}}{S_{p,e}} \right)^{-0.54} \left(\frac{h_{f,e}}{S_{p,e}} \right)^{-0.14} Re_{a,e}^n$			6.49E+01 W/m ² K
106				
107				
108	C	0.094	ống song song	
109	n	0.72		
110	Hệ số tách ẩm			
111	Hệ số ko đồng đều			
112	Cường độ toả nhiệt trên toàn bộ TBBH			
113	$\alpha_{a,e} = \eta_f \psi \alpha'_{a,e}$	$\alpha'_{a,e} = \xi \alpha''_{a,e}$		1.10E+02
114				
115	hệ số truyền nhiệt $k_e \approx \alpha_{a,e}$			
116	Diện tích trao đổi nhiệt quá trình bay hơi 4 - 1' TBBH			
117	$A_e = \frac{Q_e}{k_e \Delta t_e}$			1.93E+00 m ²
118				
119				

		Van 1
Lưu lượng khối lượng không khí tại TBLM		
$\dot{m}_{a,c} = V_{a,c} \cdot \rho_{a,c,in}$		0.538178667 kg/s
Cân bằng nhiệt tại TBLM		
$Q_{r,c} = Q_{a,c}$		
$Q_{a,c} = \dot{m}_{a,c} c_{p,a,c} (t_{a,c,out} - t_{a,c,in})$		
Nhiệt độ kk ra khỏi TBLM		
$t_{a,c,out} = \frac{Q_{r,c}}{\dot{m}_{a,c} c_{p,a,c}} + t_{a,c,in}$		39.09913258 oC
Nhiệt độ trung bình của không khí qua dàn		
$\bar{t}_{a,c} = 0,5(t_{a,c,in} + t_{a,c,out})$		36.04956629 oC
Các thông số của kk tại n. độ 36oC		
Khối lượng riêng	$\rho_{a,c}$	1.13873 kg/m3
Hệ số dẫn nhiệt	$\lambda_{a,c}$	0.0269968 W/mK
Độ nhớt động lực học	$\nu_{a,c}$	0.0000167 m2/s
cường độ toả nhiệt về không khí		
$\alpha'_{a,c} = C \frac{\lambda_{a,c}}{D_o} Re_{a,c}^{0,625} \left(\frac{F}{F_o}\right)^{-0,375} Pr_a^{0,33}$		
C = 0,45 với chùm ống so le, C = 0,3 với chùm ống song song		
$\lambda_{a,c}$: là hệ số dẫn nhiệt của không khí, W/m.K		
Do: Đường kính ngoài của ống, m		
F/Fo sẽ có giá trị trong khoảng (15 - 25)		
Pra: Hằng số Prandtl, có giá trị 0,7		
Vận tốc kk vào TBLM		
$\omega_o = \frac{V_{a,c}}{A_{p,c}}$		3.713615339 m/s
tiết diện kk qua dàn		
		0.125663706 m2
Vận tốc kk qua khe hẹp		
$\omega = \omega_o / 0.6$		6.189358898 m/s
hệ số Re của kk		
$Re_{a,c} = \frac{\omega_a D_o}{\nu_{a,c}}$		2371.969877
nếu xét a.h ko đồng đều trên cánh thì		
$\alpha_{a,c} = 0,85 \alpha'_{a,c}$		
hệ số truyền nhiệt của TBLM		
$k_c = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{a,c}} + R_b + \frac{\beta_c}{\alpha_{r,c}}} = \left(\frac{1}{\alpha_{a,c}} + 3 \cdot 10^{-4} + \frac{\beta_c}{5270} \right)^{-1}$		
R_b : Tổng nhiệt trở phía không khí		0.005 m2.K/W
nhiệt trở lớp bụi bám	R	0.0003
β_c : hệ số làm cánh	22 - 30	
Độ chênh nhiệt độ trung bình logarit		
$\Delta \bar{t}_c = \frac{\Delta t_{max,c} - \Delta t_{min,c}}{\ln \frac{\Delta t_{max,c}}{\Delta t_{min,c}}}$		9.507890102 oC
diện tích làm mát		
$A_c = \frac{Q_{r,c}}{k_c \cdot \Delta \bar{t}_c}$		
4. cường độ toả nhiệt môi chất tại TBBH kênh micro		
DK thủy lực td kênh 1,2x0,6	D_h	0.0008 m
Nhiệt lượng nhận qu. Trình 4 -1	Q_4-1	2.6094 kW
Diện tích trao đổi nhiệt ngoài 2 pha	A	1.93 m2
Mật độ dòng nhiệt	$\dot{q}_e = \frac{Q_{4-1'}}{A_{r,e}}$	1.35E+03 W/m2

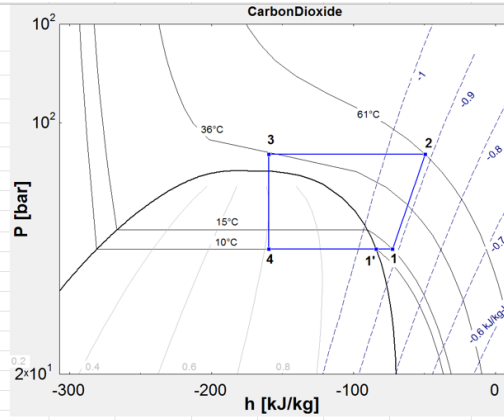
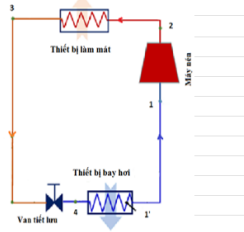
Độ khô môi chất	$x_{in} = \frac{h_4 - h_l}{h_{lv}}$	0.616
nhiệt ẩn hoá hơi tại 10oC	h_{lv}	197.15 kJ/kg
	h_l	-281 kJ/kg
	λ_l	9.81E-02 (W/m-K)
	ρ_l	861.12 kg/m3
	v_l	9.5872E-08 m2/s
	μ_l	8.26E-05 Pa.s
	cp_l	3.00E+03 J/kgK
Hệ số Reynold	$Re_l = \frac{G_r D_h (1-x)}{\mu_l}$	
CO2 pha hơi	λ_v	2.42E-02 W/m.K
	ρ_v	135.16 kg/m3
	v_v	9.59E-08 m2/s
	μ_v	1.61E-05 Pa.s
	cp_v	2.56E+03 J/kgK
	hệ số Reynold	$Re_v = \frac{G_r D_h x}{\mu_v}$
Hệ số sôi	$Bo = \frac{\dot{q}_e}{G_r * h_{lv}}$	2.14E-05
Khối lượng mol CO2	M	44 kg/kmol
tỉ số áp suất	$P=P_{sat}/P_{cri}$	0.616438356

Cường độ toả nhiệt 2 pha:	$\alpha_{r,tp} = S\alpha_{NB} + F\alpha_{lo}$	
	$S = 7,2694 (\phi^2)^{0,0094} Bo^{0,2814}$	
Hệ số 2 pha: $\phi^2 = 1 + \frac{C}{x} + \frac{1}{x^2}$		
$x^2 = \left(\frac{dp}{dz}\right)_l / \left(\frac{dp}{dz}\right)_g$		
$C = 21(1 - e^{-319D_h}) = 4,73$	C	12
$\left(\frac{dp}{dz}\right)_l = \frac{2f_l [G_r(1-x)]^2}{D_h \rho_l}$		
$\left(\frac{dp}{dz}\right)_g = \frac{2f_g [G_r(x)]^2}{D_h \rho_g}$		
Dòng chảy rối nên hệ số ma sát được tính:		
$f = \frac{Po}{Re}$	$f = 0.0791 \left(\frac{G D_h}{\mu}\right)^{-1/4}$	
$Po = 24(1 - 1.3553y + 1.9467y^2 - 1.7012y^3 + 0.9564y^4 + 0.2537y^5)$	Po	15.55733
Tỉ số giữa cạnh dài và cạnh ngắn của kênh: $y = b/a$	y=0.6/1.2	0.5
$f = \frac{0,25 \left[\ln \left(\frac{\epsilon/D_h}{3,7} + \frac{5,74}{Re^{0,9}} \right) \right]^{-2}}{4}$	f	4.66E-03
→ Với độ nhám nhỏ $\epsilon = 17.10^{-6}(m)$	ε	7.30E-05

Hệ số toả nhiệt khi sôi: α_{NB}	$\alpha_{NB} = 55P^{0,12}(-0,4343\ln P)^{-0,55}M^{-0,5}\dot{q}_e^{0,67} = 6231,98$	α_{NB}	2311.175
Hệ số F: $F = 0,05\phi^2 + 0,95$			
Hệ số toả nhiệt đối với pha lỏng: α_{lo}	$\alpha_{lo} = \frac{0,023\lambda_l}{D_h} \left[\frac{G_r(1-x)D_h}{\mu_l} \right]^{0,8} \left(\frac{c_{p,l}\mu_l}{\lambda_l} \right)^{0,4}$		
5. Độ chênh áp trên TBBH kênh micro			
$\Delta p = \Delta p_c + \Delta p_{f,1-ph} + \Delta p_{f,tp} + \Delta p_a + \Delta p_g + \Delta p_e$			
Độ chênh áp đầu vào			
$\Delta p_c = \frac{G^2}{2\rho_L} \left[\left(\frac{1}{C_o} - 1 \right)^2 + 1 - \frac{1}{\sigma_c^2} \right] \psi_h$		1236.257	Pa
$C_o = \frac{1}{0.639(1 - 1/\sigma_c)^{0.5} + 1}$		0.664375	
$\psi_h = [1 + x(\rho_L/\rho_V - 1)]$		4.307398	
độ chênh áp đầu ra			
$\Delta p_e = G^2\sigma_e(1 - \sigma_e)\psi_s$		186.6708	Pa
$\psi_s = 1 + \left(\frac{\rho_L}{\rho_V} - 1 \right) [0.25x(1 - x) + x^2]$		1	
Độ chênh áp do ma sát			

độ chênh áp đầu ra			
$\Delta p_e = G^2\sigma_e(1 - \sigma_e)\psi_s$		186.6708	Pa
		0.0018667	bar
$\psi_s = 1 + \left(\frac{\rho_L}{\rho_V} - 1 \right) [0.25x(1 - x) + x^2]$		1	
Độ chênh áp do ma sát			
1 pha $\left(-\frac{dp}{dz} \right)_{fr,1ph} = \frac{2\bar{f}G^2}{\rho D_h}$		8.29E+04	Pa
		0.8287574	bar
2 pha			
$\left(\frac{dp_{fr}}{dz} \right)_{tp} = \left(\frac{dp_{fr}}{dz} \right)_l \phi_l^2 = \left(\frac{dp_{fr}}{dz} \right)_g \phi_g^2$		6.71E+04	Pa
		0.6707717	bar
độ chênh áp do gia tốc			
$\Delta p_{ac} = G^2(x_{out} - x_{in}) \left(\frac{\rho_l - \rho_g}{\rho_g \rho_l} \right)$		246.7457	Pa
		0.0024675	bar

Điểm	p (bar)	t (°C)	h (kJ/kg)
1	45	15	-72.62
2	82	61	-49.42
3	82	36	-159.6
4	45	10	-159.6
1'	45	10	-83.9

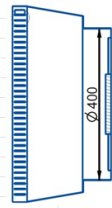


kg/s
 $\dot{V}_{a,c} \approx 28 \text{ m}^3/\text{phút}$

°C
 $t_{a,c,in} = 33^\circ \text{C}$

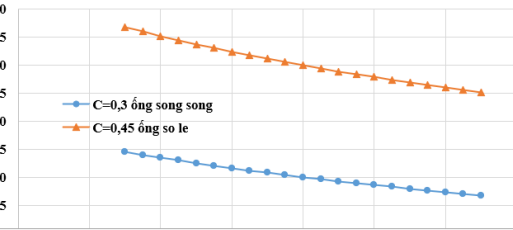
°C

kg/m³

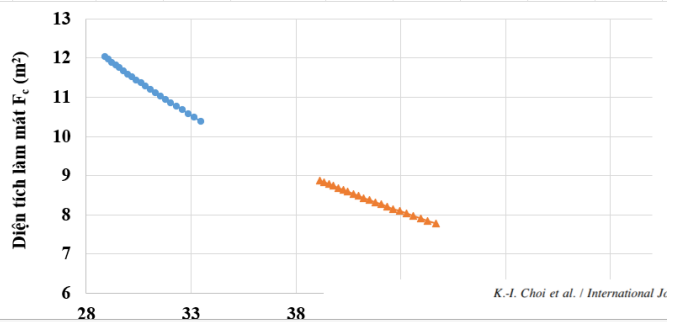
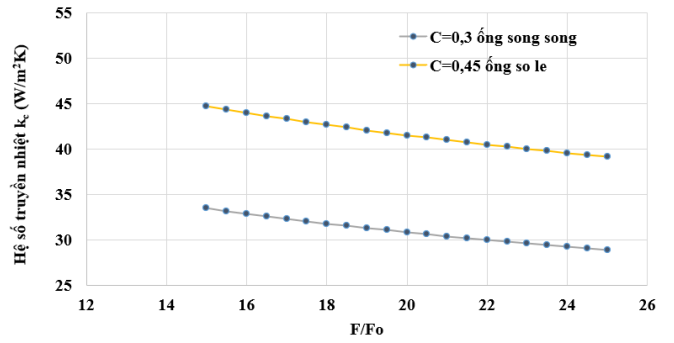


$t_{a,c,out}$

Cường độ tỏa nhiệt không khí (W/m²K)



F/Fo	α_a		k_c		F_c	
	C=0,3 ống	C=0,45 ống	C=0,3 ống	C=0,45 ống	C=0,3 ống	C=0,45 ống
15	44.56192	66.84287	33.4764	44.659686	10.38487	7.784383
15.5	44.01733	66.02599	33.16813	44.293548	10.48139	7.84873
16	43.49638	65.24457	32.87147	43.940499	10.57598	7.911793
16.5	42.99734	64.49601	32.58565	43.599703	10.66875	7.973635
17	42.51868	63.77801	32.30999	43.270401	10.75977	8.034317
17.5	42.05899	63.08848	32.04385	42.951903	10.84914	8.093893
18	41.61701	62.42552	31.78666	42.643574	10.93692	8.152415
18.5	41.1916	61.7874	31.53789	42.344836	11.02319	8.209929
19	40.78171	61.17257	31.29705	42.055156	11.10802	8.26648
19.5	40.3864	60.57959	31.0637	41.774043	11.19146	8.322108
20	40.00477	60.00716	30.83744	41.501045	11.27357	8.376852
20.5	39.63605	59.45408	30.61788	41.235743	11.35442	8.430747
21	39.27949	58.91924	30.40467	40.97775	11.43404	8.483826
21.5	38.93442	58.40162	30.1975	40.726706	11.51248	8.536122
22	38.6002	57.9003	29.99607	40.482276	11.58979	8.587662
22.5	38.27627	57.41441	29.80009	40.244149	11.66601	8.638476
23	37.96209	56.94314	29.6093	40.012036	11.74118	8.688588
23.5	37.65717	56.48575	29.42347	39.785663	11.81533	8.738025
24	37.36103	56.04155	29.24237	39.564779	11.88851	8.786808
24.5	37.07326	55.60989	29.06578	39.349144	11.96074	8.83496
25	36.79346	55.19018	28.89351	39.138536	12.03205	8.882502



K.-I. Choi et al. / International J.

$$X = \left(\frac{\mu_l}{\mu_g}\right)^{1/8} \left(\frac{1-x}{x}\right)^{7/8} \left(\frac{\rho_g}{\rho_l}\right)^{0.5}$$

x	S	F	α_lo	Choi		X	X^2	Φ^2	S	F
				α_tp_choi	α_sp					
0.6157748			1.72E+03	6.61E+03		0.321766	0.103533	47.9529075	0.365695	3.347645
0.65			1.60E+03	6.84E+03		0.282834	0.079995	55.9284194	0.366225	3.746421
0.7			1.41E+03	7.24E+03		0.231628	0.053652	71.4458137	0.367069	4.522291
0.75			9.70E+02	6.36E+03		0.185905	0.034561	94.4838606	0.368034	5.674193
0.8			8.12E+02	6.98E+03		0.144534	0.02089	131.895408	0.36919	7.54477
0.85			5.39E+02	6.81E+03		0.106564	0.011356	201.668806	0.370667	11.03344
0.9			3.90E+02	8.40E+03		0.07109	0.005054	367.670228	0.372765	19.33351
0.95			1.94E+02	1.13E+04		0.036971	0.001367	1057.18086	0.376484	53.80904
0.98			9.30E+01	2.23E+04		0.016138	0.00026	4584.30788	0.381712	230.1654

$$f_{sp} = (1,82 \log(Re_{sp}) - 1,64)^{-2}$$

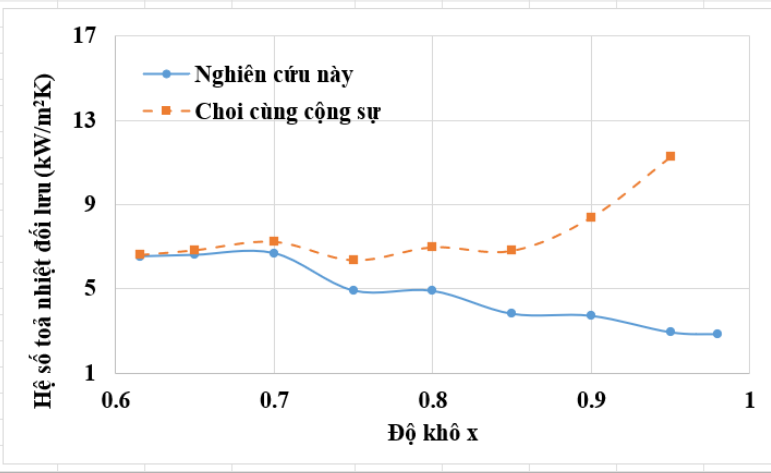
áp dụng cho pha gas thì alpha tổng **lớn và đi hướng lên**

$$f = (0,790 \ln(Re) - 1,64)^{-2}$$

áp dụng cho pha gas thì alpha tổng **rất lớn và đi hướng lên**

G	x	S	F	α_lo	Nghiên cứu này	X^2	Φ^2	(dp/dz)_l	(dp/dz)_g f_l	
513.3948	0.6157748	0.37	3.30	1722.7	6535.7	0.107	47.07	9.19E+02	8.60E+03	8.14E-03
513.3948	0.65	0.37	3.60	1598.8	6602.9	0.087	53.02	8.38E+02	9.58E+03	8.93E-03
513.3948	0.7	0.37	4.13	1413.3	6686.3	0.065	63.63	7.18E+02	1.11E+04	1.04E-02
385.0461	0.75	0.37	4.20	970.4	4926.8	0.062	65.08	4.49E+02	7.19E+03	1.67E-02
385.0461	0.8	0.37	5.00	811.7	4909.2	0.044	81.03	3.59E+02	8.17E+03	2.08E-02
308.0369	0.85	0.37	5.52	539.4	3829.2	0.036	91.45	2.15E+02	5.92E+03	3.47E-02
308.0369	0.9	0.37	7.39	390.0	3734.6	0.022	128.78	1.44E+02	6.63E+03	5.21E-02
256.6974	0.95	0.37	10.87	193.6	2960.4	0.012	198.36	5.98E+01	5.15E+03	1.25E-01

(dp/dz)_l	(dp/dz)_g f_l	f_g	Re_l	Re_g	Fang	Saitoh et al	Pamitrana	Choi et al	
9.19E+02	8.60E+03	8.14E-03	4.65E-03	1.91E+03	1.57E+04	9.0E+03	1.0E+04	1.03E+04	5.50E+03
8.38E+02	9.58E+03	8.93E-03	4.65E-03	1.74E+03	1.66E+04	8.5E+03	9.9E+03	9.20E+03	5.70E+03
7.18E+02	1.11E+04	1.04E-02	4.64E-03	1.49E+03	1.79E+04	6.7E+03	9.8E+03	9.00E+03	6.50E+03
4.49E+02	7.19E+03	1.67E-02	4.66E-03	9.33E+02	1.44E+04	6.2E+03	9.7E+03	9.30E+03	7.00E+03
3.59E+02	8.17E+03	2.08E-02	4.66E-03	7.46E+02	1.53E+04	5.6E+03	9.6E+03	9.50E+03	6.70E+03
2.15E+02	5.92E+03	3.47E-02	4.67E-03	4.48E+02	1.30E+04	4.5E+03	9.5E+03	8.50E+03	6.30E+03
1.44E+02	6.63E+03	5.21E-02	4.67E-03	2.98E+02	1.38E+04	4.0E+03	9.4E+03	8.30E+03	3.00E+03
5.98E+01	5.15E+03	1.25E-01	4.68E-03	1.24E+02	1.21E+04	3.8E+03	9.3E+03	8.20E+03	
2.39E+01	5.47E+03	3.13E-01	4.68E-03	4.97E+01	1.25E+04				
126.63	413.9006								



Cường độ toả nhiệt 1 pha quá nhiệt				
khối lượng riêng		129.27	kg/m ³	
hệ số dẫn nhiệt		2.32E-02	W/mK	
Độ nhớt động học		1.60E-05	Pa.s	
Hệ số Prandtl	Pr	1.5429		
Hệ số Re_sp				
$Re_{sp} = G_{CO_2} \cdot \frac{D_h}{\mu_g}$		1.54E+04	chảy rối	G_co2 pass cuối/5
			$f = (0.790 \ln(Re) - 1.64)^{-2}$	
hệ số ma sát				
$= (1,82 \log(Re_{sp}) - 1,64)^{-2}$		0.0279717	0.36	
hệ số Nuselt		7.96E+02		
$u_g = \left(\frac{f_{sp}}{8}\right) (Re_{sp} - 1000) \frac{Pr_g}{1 + 12.7 \left(\frac{f_{sp}}{8}\right)^{0.5} \left(Pr_g^{\frac{2}{3}} - 1\right)}$			$Nu_D = 0.022 Re_D^{0.73} Pr^{0.48}$	3.08E+01
Cường độ toả nhiệt trung bình quá nhiệt				
$\alpha_{sp} = \frac{Nu_g \lambda_{sp}}{D_h}$		2.31E+04	W/m ² K	8.95E+02

TÍNH KIỂM TRA HỆ THỐNG LẠNH CO₂

Bảng giá trị hệ số α_c, k_c, F_c

$\beta = 22$

F/F _o	α_a		k_c		F_c	
	C=0,3 ống song song	C=0,45 ống so le	C=0,3 ống song song	C=0,45 ống so le	C=0,3 ống song song	C=0,45
15	44,54	66,82	37,14	51,44	9,38	6,78
15,5	44,00	66,00	36,76	50,95	9,48	6,84
16	43,48	65,22	36,40	50,49	9,58	6,90
16,5	42,98	64,47	36,05	50,04	9,67	6,97
17	42,50	63,75	35,71	49,60	9,76	7,03
17,5	42,04	63,06	35,39	49,18	9,85	7,09
18	41,60	62,40	35,07	48,78	9,94	7,14
18,5	41,18	61,76	34,77	48,39	10,02	7,20
19	40,77	61,15	34,48	48,01	10,11	7,26
19,5	40,37	60,56	34,19	47,65	10,19	7,32
20	39,99	59,98	33,92	47,29	10,28	7,37
20,5	39,62	59,43	33,65	46,95	10,36	7,42
21	39,26	58,90	33,40	46,61	10,44	7,48
21,5	38,92	58,38	33,15	46,29	10,51	7,53
22	38,58	57,88	32,90	45,97	10,59	7,58
22,5	38,26	57,39	32,67	45,66	10,67	7,63
23	37,95	56,92	32,44	45,37	10,74	7,68
23,5	37,64	56,46	32,22	45,08	10,82	7,73
24	37,35	56,02	32,00	44,79	10,89	7,78
24,5	37,06	55,59	31,79	44,52	10,96	7,83
25	36,78	55,17	31,58	44,25	11,04	7,88

$\beta = 25$

F/Fo	α_a		k_c		F_c	
	C=0,3 ống song song	C=0,45 ống so le	C=0,3 ống song song	C=0,45 ống so le	C=0,3 ống song song	C=0,45
15	44,54	66,82	36,37	49,97	9,58	6,97
15,5	44,00	66,00	36,01	49,52	9,68	7,04
16	43,48	65,22	35,66	49,08	9,77	7,10
16,5	42,98	64,47	35,32	48,65	9,87	7,16
17	42,50	63,75	35,00	48,24	9,96	7,22
17,5	42,04	63,06	34,69	47,84	10,05	7,28
18	41,60	62,40	34,39	47,46	10,14	7,34
18,5	41,18	61,76	34,09	47,09	10,22	7,40
19	40,77	61,15	33,81	46,73	10,31	7,46
19,5	40,37	60,56	33,54	46,39	10,39	7,51
20	39,99	59,98	33,28	46,05	10,47	7,57
20,5	39,62	59,43	33,02	45,72	10,55	7,62
21	39,26	58,90	32,77	45,41	10,63	7,68
21,5	38,92	58,38	32,53	45,10	10,71	7,73
22	38,58	57,88	32,30	44,80	10,79	7,78
22,5	38,26	57,39	32,07	44,51	10,87	7,83
23	37,95	56,92	31,85	44,22	10,94	7,88
23,5	37,64	56,46	31,64	43,95	11,02	7,93
24	37,35	56,02	31,43	43,68	11,09	7,98
24,5	37,06	55,59	31,22	43,42	11,16	8,03
25	36,78	55,17	31,02	43,16	11,23	8,08

$$\beta = 30$$

F/Fo	α_a		k_c		F_c	
	C=0,3 ống song song	C=0,45 ống so le	C=0,3 ống song song	C=0,45 ống so le	C=0,3 ống song song	C=0,45
15	44,54	66,82	35,16	47,71	9,91	7,30
15,5	44,00	66,00	34,82	47,29	10,01	7,37
16	43,48	65,22	34,49	46,89	10,10	7,43
16,5	42,98	64,47	34,18	46,50	10,20	7,49
17	42,50	63,75	33,87	46,13	10,29	7,56
17,5	42,04	63,06	33,58	45,77	10,38	7,62
18	41,60	62,40	33,30	45,42	10,47	7,67
18,5	41,18	61,76	33,03	45,08	10,55	7,73
19	40,77	61,15	32,76	44,75	10,64	7,79
19,5	40,37	60,56	32,51	44,43	10,72	7,84
20	39,99	59,98	32,26	44,12	10,80	7,90
20,5	39,62	59,43	32,02	43,82	10,89	7,95
21	39,26	58,90	31,79	43,53	10,97	8,01
21,5	38,92	58,38	31,56	43,25	11,04	8,06
22	38,58	57,88	31,34	42,97	11,12	8,11
22,5	38,26	57,39	31,12	42,70	11,20	8,16
23	37,95	56,92	30,92	42,44	11,27	8,21
23,5	37,64	56,46	30,71	42,19	11,35	8,26
24	37,35	56,02	30,52	41,94	11,42	8,31
24,5	37,06	55,59	30,32	41,70	11,49	8,36
25	36,78	55,17	30,14	41,46	11,57	8,41

Tính kiểm tra kết quả thiết kế

Phần này sẽ tính toán các hệ số toả nhiệt của không khí, hệ số toả nhiệt của môi chất trong vùng 2 pha, vùng quá nhiệt các hệ số đó vẫn có thể được tính toán và áp dụng vào các công thức truyền nhiệt.

I. Tính toán, kiểm tra thiết bị bay hơi (TBBH)

1.1. Kiểm tra hệ số toả nhiệt đối lưu không khí tại TBBH

Từ (2.5) – (2.10), hệ số toả nhiệt đối lưu trên bề mặt cánh của TBBH là:

$$\alpha''_{a,e} = C \frac{\lambda_{a,e}}{S_{p,e}} \left(\frac{D_{o,e}}{S_{p,e}} \right)^{-0,54} \left(\frac{h_{f,e}}{S_{p,e}} \right)^{-0,14} Re_{a,e}^n \quad (3.16)$$

Trong đó:

C, n là hệ số thực nghiệm, với dàn bay hơi chùm ống song song, cánh hình chữ nhật thì chọn $C = 0,094$ và $n = 0,72$

C, n với dàn bay hơi chùm ống sole, cánh hình chữ nhật thì chọn $C = 0,203$ và $n = 0,65$

$S_{p,e}$: bước cánh tản nhiệt dàn bay hơi kênh micro, từ 1,0 – 1,2 (mm). chọn bước cánh là 1,1 (mm) [*xem phụ lục 2*]

$D_{o,e}$: Đường kính ngoài tương đương của ống micro (m)

$h_{f,e}$: chiều cao cánh tản nhiệt, chọn chiều cao cánh 4,1 (mm)

$\lambda_{a,e}$: hệ số dẫn nhiệt của không khí tại nhiệt độ trung bình là 21,5°C.

Dựa vào [100], nhiệt độ không khí tại $t_{a,e} = 21,5^\circ\text{C}$, có các thông số như:

Khối lượng riêng: $\rho_{a,e} = 1,19832 \text{ (kg/m}^3\text{)}$

Hệ số dẫn nhiệt: $\lambda_{a,e} = 25,87 \cdot 10^{-3} \text{ (W/m.K)}$

Độ nhớt động học: $\nu_{a,e} = 1,530 \cdot 10^{-5} \text{ (m}^2\text{/s)}$

Để dễ dàng trong việc tính toán Công thức (3.16), điều kiện vận hành của thiết bị bay hơi và các thông số kỹ thuật sẽ được chọn theo *Phụ lục 2*, thiết bị trao đổi nhiệt kênh micro hãng Danfoss như sau:

Bảng 1. Bảng chọn thông số cánh và giá trị vận hành TBBH

TT	Tên	Công thức	Đơn vị
1	Vận tốc gió vào thiết bị	$\omega_{a,e,in} = 2$	m/s
2	Tốc độ gió tại khe hẹp cánh (theo [63])	$\omega_{a,e,f} = \frac{\omega_{a,e,in}}{0,6} = 3,33$	m/s
3	Dung ẩm không khí vào dàn tại nhiệt độ 25°C, 74% [101]	$d_{a,e,in} = 0,0148$	kg/kgkkk
4	Dung ẩm không khí ra dàn tại nhiệt độ 18°C, 90% [101]	$d_{a,e,out} = 0,01166$	kg/kgkkk
5	Độ nhớt động học không khí tại nhiệt độ 21,5°C	$\nu_{a,e,in} = 1,53 \cdot 10^{-5}$	m ² /s
6	Độ dày cánh tản nhiệt	$\delta_{f,e} = 0,1 \cdot 10^{-3}$	m
7	Bước cánh (khe hẹp)	$S_{p,e} = 1,1 \cdot 10^{-3}$	m
8	Đường kính ngoài của ống chữ nhật 1,2 x 16 mm	$D_{o,e} = 4 \frac{1,2 \cdot 16 \cdot 10^{-3}}{2(1,2 + 16)} = 2,232 \cdot 10^{-3}$	m
9	Chiều cao cánh	$h_{f,e} = 4,1 \cdot 10^{-3}$	m
10	Hệ số dẫn nhiệt của cánh	$\lambda_{f,e} = 123$	W/mK
11	Hiệu suất dẫn nhiệt cánh	$\eta_f = \frac{\tanh(mh_{f,e})}{mh_{f,e}} = 0,94$	
	Hệ số m	$m = \sqrt{\left(\frac{2\alpha''_{a,e}}{\lambda_{f,e}\delta_{f,e}}\right)} = 103,87$	
12	Hệ số Reynold tại khe hẹp	$Re_{a,e} = \frac{\omega_{a,e,f}S_{p,e}}{\nu_{a,e,in}} = 247$	

Công thức (3.16) sẽ được viết lại như sau:

$$\begin{aligned}\alpha''_{a,e} &= 0,094 \frac{25,87 \cdot 10^{-3}}{1,1 \cdot 10^{-3}} \left(\frac{2,232}{1,1}\right)^{-0,54} \left(\frac{4,1}{1,1}\right)^{-0,14} 247^{0,72} \\ &= 66,4 (W/m^2K)\end{aligned}\quad (3.17)$$

Vì nhiệt độ bề mặt cánh thấp hơn nhiệt độ động sương của không khí nên xảy ra hiện tượng ngưng tụ ẩm trên bề mặt, hệ số tỏa nhiệt tăng. Do đó, hệ số tỏa nhiệt đối lưu được tính:[63]

$$\alpha'_{a,e} = \xi \alpha''_{a,e} = 2,11 \cdot 66,4 = 140,1 (W/m^2K) \quad (3.18)$$

Trong đó, ξ là hệ số tách ẩm được tính:

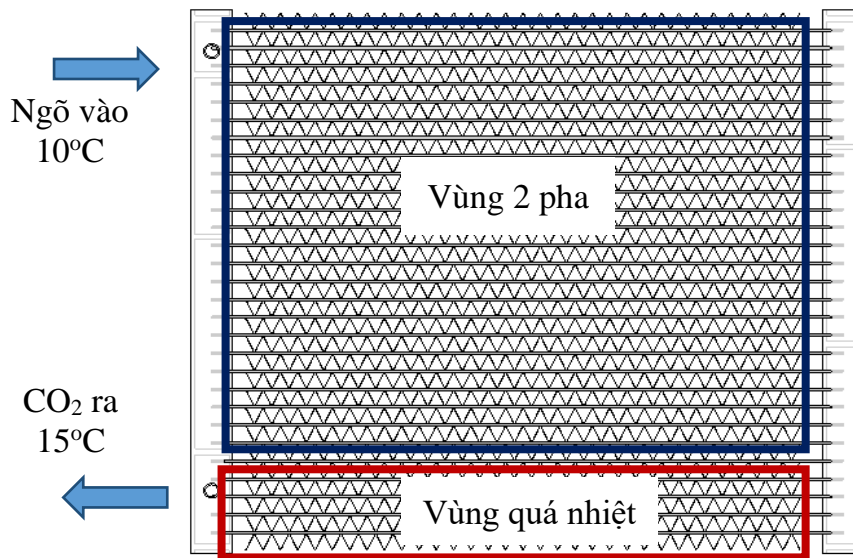
$$\xi = 1 + 2480 \frac{d_{a,e,in} - d_{a,e,out}}{t_{a,e,in} - t_{a,e,out}} = 1 + 2480 \frac{0,0148 - 0,01166}{25 - 18} = 2,11 \quad (3.19)$$

Do sự không đồng đều trên toàn bộ cánh tản nhiệt nên hệ số tỏa nhiệt đối lưu vào không khí được tính lại với hệ số không đồng đều $\psi \approx 0,85$:

$$\alpha_{a,e} = \eta_{f,e} \cdot \psi \cdot \alpha'_{a,e} = 0,94 \cdot 0,85 \cdot 140,1 = \mathbf{112,4 (W/m^2K)} \quad (3.20)$$

1.2. Kiểm tra hệ số tỏa nhiệt đối lưu của CO₂ 2 pha

Hệ số tỏa nhiệt đối lưu của môi chất CO₂ trong kênh micro sẽ được tính toán cụ thể dựa vào lý thuyết đã được trình bày ở Mục 2.1. Môi chất lạnh CO₂ vào thiết bị ở nhiệt độ bão hòa 10°C và ra khỏi thiết bị ở trạng thái hơi quá nhiệt như được thể hiện ở hình 1



Hình 1. Phân bố nhiệt độ trên TBBH

Hệ số toả nhiệt đối lưu của môi chất CO₂ trong thiết bị bay hơi kênh micro sẽ được tính như trong Bảng 2.

Bảng 2. Bảng tính hệ số toả nhiệt đối lưu 2 pha của CO₂

STT	Tên	Công thức	Giá trị	Đơn vị
1	Mật độ lưu lượng qua từng pass: (3-4-5-6-6-5)	$G_r = \frac{G_{CO_2}}{n}$ n: số ống trong mỗi pass G_{CO_2} : Lưu lượng qua TB		Kg/(m ² .s)
2	Đường kính thủy lực tương đương: Ống nhôm có 10 kênh micro: 1,2 x 0,6 mm	$D_h = 4 * \frac{A_{ch}}{P_{ch}}$ A_{ch} : Tiết diện kênh P_{ch} : Chu vi kênh	8.10^{-4}	m
3	Nhiệt lượng nhận của quá trình 4-1'	$Q_{4-1'} = \dot{m}_{CO_2} \cdot (h_{1'} - h_4)$	2302,5	W
4	Diện tích trao đổi nhiệt bên ngoài TBBH	$A_{r,e}$ (bảng phụ lục 2)	1,93	m ²
5	Mật độ dòng nhiệt	$\dot{q}_e = \frac{Q_{4-1'}}{A_{r,e}}$	1193	W/m ²
6	Nhiệt độ không khí vào TBBH	$t_{a,e,in}$	25	°C
7	Nhiệt độ không khí ra TBBH	$t_{a,e,out}$	18	°C

8	Độ khô môi chất đầu vào	$x_{in} = \frac{h_4 - h_l}{h_{lv}}$	0,616	
9	Thông số môi chất tại nhiệt độ bão hoà 10°C, áp suất 45 bar Nhiệt ẩn hoá hơi: $h_{lv} = 1,97.10^5$ (J/kg)			
10	CO ₂ pha lỏng	$\lambda_l = 98,1.10^{-3}$		W/mK
		$\mu_l = 82,6.10^{-6}$		Pa.s
		$\rho_l = 861,12$		kg/m ³
		$Pr_l = 2,5222$		
		$h_l = 2,81.10^5$		J/(kg)
		$c_{p,l} = 2997,6$		J/(kgK)
		$Re_l = \frac{G_r D_h (1-x)}{\mu_l}$		
11	CO ₂ pha hơi	$\lambda_v = 24,206.10^{-3}$		W/mK
		$\mu_v = 16,1.10^{-6}$		Pa.s
		$\rho_v = 135,16$		kg/m ³
		$Pr_e = 1,6969$ $Re_v = \frac{G_r D_h x}{\mu_v}$		
12	Hệ số sôi Bo	$Bo = \frac{\dot{q}_e}{G_r * h_{lv}}$		
13	Khối lượng mol CO ₂	M	44	kg/kmol
14	Tỉ số áp suất	$P = \frac{P_{sat}}{P_{cri}} = \frac{45}{73,77}$	0,61	
15	Hệ số toả nhiệt 2 pha: $\alpha_{r,tp} = S\alpha_{NB} + F\alpha_{lo}$			W/m ² K
16	Trong đó: $S = 7,2694(\phi^2)^{0,0094} Bo^{0,2814}$			
17	Hệ số 2 pha: $\phi^2 = 1 + \frac{C}{X} + \frac{1}{X^2}$ $X^2 = \left(\frac{dp}{dz}\right)_l / \left(\frac{dp}{dz}\right)_g$ Hằng số C [102] = 21: cả 2 pha đều chảy rời 12: Pha lỏng chảy tầng, pha hơi chảy rời 10: pha lỏng chảy rời, pha hơi chảy tầng 5: cả 2 pha đều chảy tầng. $\left(\frac{dp}{dz}\right)_l = \frac{2f_l[G_r(1-x)]^2}{D_h\rho_l}$			

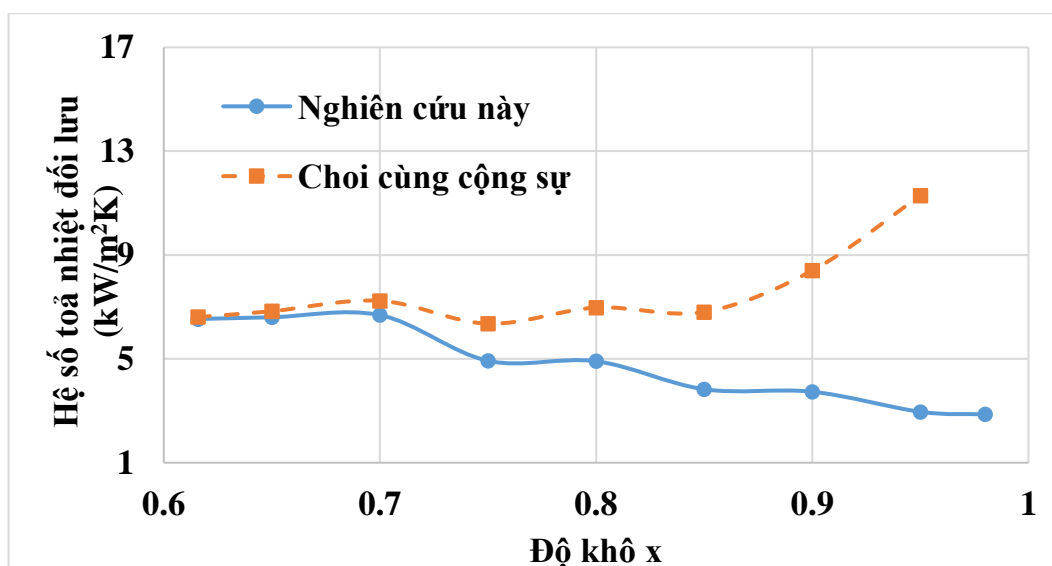
	$\left(\frac{dp}{dz}\right)_g = \frac{2f_g[G_r(x)]^2}{D_h \rho_g}$ <p>Môi chất lỏng chảy tầng thì hệ số ma sát được tính: (Re<10000)</p> $f_l = \frac{Po}{Re_l}$ $Po = 24(1 - 1.3553y + 1.9467y^2 - 1.7012y^3 + 0.9564y^4 + 0.2537y^5) = 15,5$ <p>Tỉ số giữa cạnh ngắn và cạnh dài của kênh: $y = \frac{b}{a} = 0,5$</p> <p>Pha hơi chảy rối (Re>10⁴) nên hệ số ma sát được tính:</p> $f_g = \frac{0,25 \left[\ln \left(\frac{\varepsilon/D_h}{3,7} + \frac{5,74}{Re_g^{0,9}} \right) \right]^{-2}}{4}$ <p>Với độ nhấp nhô $\varepsilon = 0,0729(\text{mm})$ [102]</p>	
18	<p>Hệ số toả nhiệt khi sôi:</p> $\alpha_{NB} = 55P^{0,12}(-0,4343 \ln P)^{-0,55} M^{-0,5} \dot{q}_e^{0,67} = 2311,17$	W/m ² K
19	<p>Hệ số F: $F = 0,05\phi^2 + 0,95$</p>	
20	<p>Hệ số toả nhiệt đối với pha lỏng:</p> $\alpha_{lo} = \frac{0,023\lambda_l \left[\frac{G_r(1-x)D_h}{\mu_l} \right]^{0,8} \left(\frac{c_{p,l}\mu_l}{\lambda_l} \right)^{0,4}}{D_h}$	W/m ² K

Dựa vào Bảng 2, tính toán các giá trị của các hàm theo độ khô x và được liệt kê ở Bảng 3

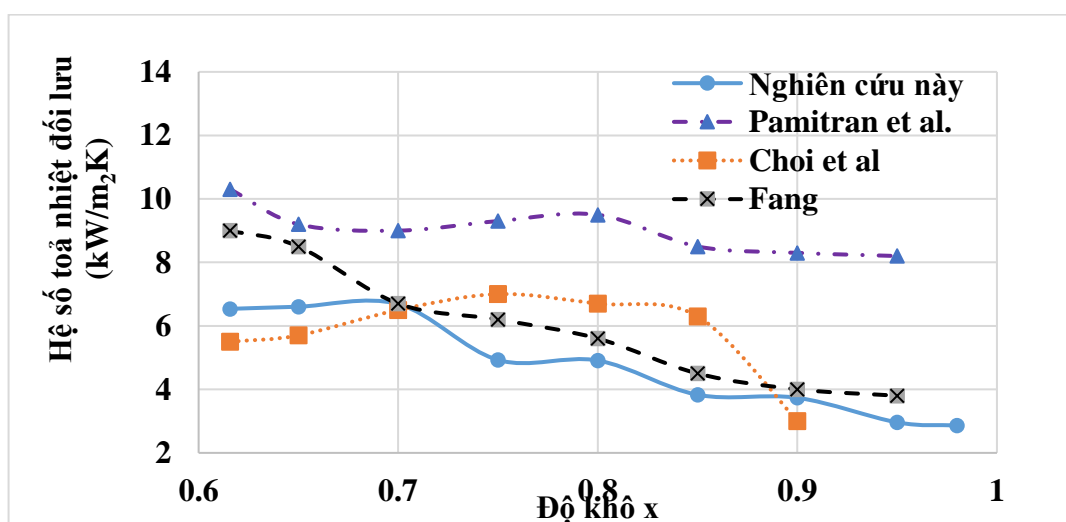
Bảng 3. Giá trị hệ số toả nhiệt đối lưu CO₂ theo độ khô x

x	Re _l	Re _g	X ²	Φ ²	S	F	α _{lo} (W/m ² K)	α _{tp} (W/m ² K)
0,61	1,91E+03	1,57E+04	0,107	47,07	0,37	3,30	1722,7	6535,7
0,65	1,74E+03	1,66E+04	0,087	53,02	0,37	3,60	1598,8	6602,9
0,7	1,49E+03	1,79E+04	0,065	63,63	0,37	4,13	1413,3	6686,3
0,75	9,33E+02	1,44E+04	0,062	65,08	0,37	4,20	970,4	4926,8
0,8	7,46E+02	1,53E+04	0,044	81,03	0,37	5,00	811,7	4909,2
0,85	4,48E+02	1,30E+04	0,036	91,45	0,37	5,52	539,4	3829,2
0,9	2,98E+02	1,38E+04	0,022	128,78	0,37	7,39	390,0	3734,6
0,95	1,24E+02	1,21E+04	0,012	198,36	0,37	10,87	193,6	2960,4
0,98	4,97E+01	1,25E+04	0,004	411,24	0,38	21,51	93,0	2863,3

Tại vùng 2 pha, pha lỏng là chảy tầng còn pha hơi là chảy rối nên hệ số ma sát trong ống sẽ được tính toán cho từng pha. Hệ số ma sát f được tính theo Công thức (2.29 – 2.30), hệ số toả nhiệt đối lưu CO_2 đã được tính toán theo công thức (2.16). Hình 4 thể hiện hệ số toả nhiệt đối lưu CO_2 khi thay đổi hệ số ma sát và hệ số toả nhiệt đối lưu CO_2 theo Công thức [68]. Khi độ khô tăng từ 0,61 đến 0,98 thì hệ số toả nhiệt đối lưu có xu hướng giảm từ 6,5 xuống 2,8 kW/m^2K . Ngược lại, hệ số toả nhiệt đối lưu [68] có xu hướng tăng từ 6,6 đến 11,3 kW/m^2K . Điều này chứng minh rằng, hiệu chỉnh hệ số ma sát f theo chế độ dòng chảy là phù hợp cho nghiên cứu này.



Hình 4 Hệ số toả nhiệt CO_2 (khi hiệu chỉnh hệ số f) so với Công thức của Choi [68] trong cùng điều kiện



Hình 5. Hệ số toả nhiệt CO₂ so với các nghiên cứu Pamitran et all[54], Choi [68], Fang [78]

Hình 5 thể hiện các thực nghiệm [57, 82] với đường kính thuỷ lực tương đương 3mm, nhiệt độ bão hoà của môi chất ở 10°C, lưu lượng khối lượng 300 kg/m².s. Khi độ khô tăng từ 0,6 đến 1, hệ số toả nhiệt đối lưu của môi chất CO₂ trong kênh có xu hướng giảm dần từ 10 – 4 kW/m²K. Tuy nhiên, hệ số toả nhiệt đối lưu CO₂ [68] thì có giá trị cực đại gần 18kW/m²K tại độ khô 0,7 và giảm nhanh xuống 3kW/m²K khi độ khô tiến tới 1. Như vậy, hệ số toả nhiệt đối lưu CO₂ 2 pha trong nghiên cứu này có đạt từ 6,5kW/m²K xuống 2,8kW/m²K trong khoảng độ khô từ 0,61 đến 0,98, có giá trị tương đương với các nghiên cứu [57, 69, 82].

1.3. Kiểm tra hệ số toả nhiệt đối lưu CO₂ quá nhiệt

Nhiệt độ bão hoà của môi chất 10°C và nhiệt độ ra khỏi TBBH được chọn theo thiết kế là 15°C.

Nhiệt độ trung bình tại vùng quá nhiệt là 12,5°C có các thông số [100]:

$$\text{Khối lượng riêng: } \rho_{sp} = 129,27 \text{ (kg/m}^3\text{)}$$

$$\text{Hệ số dẫn nhiệt: } \lambda_{sp} = 23,24 \cdot 10^{-3} \text{ (W/m.K)}$$

$$\text{Độ nhớt động lực học: } \mu_{sp} = 16,045 \cdot 10^{-6} \text{ (Pa.s)}$$

$$\text{Hệ số Prandtl: } Pr = 1,5429$$

Áp dụng Công thức (2.28 – 2.30):

Hệ số Reynolds của dòng 1 pha:

$$Re_{sp} = G_{CO_2} \cdot \frac{D_h}{\mu_g} = \frac{1540}{5} \frac{0,0008}{16,045 \cdot 10^{-6}} = 1,54 \cdot 10^4$$

Chuẩn số Nusselt áp dụng Công thức (2.27):

$$Nu_g = 0,022 Re_g^{0,73} Pr^{0,48} = 30,8$$

Hệ số toả nhiệt đối lưu trung bình tại trạng thái quá nhiệt:

$$\alpha_{sp} = \frac{Nu_g \lambda_{sp}}{D_h} = 895 \text{ (W/m}^2\text{K)}$$

1.4. Tính tổn thất áp suất trên TBBH kênh micro

Hình 6 thể hiện tiết diện mặt cắt cổ góp và kênh micro trên thiết bị bay hơi (TBBH). Khi môi chất từ cổ góp có đường kính lớn vào các kênh micro có đường kính nhỏ thì sự tổn thất áp suất xảy ra.



Hình 6 Tiết diện cổ góp và kênh micro trên TBBH.

Tổng tổn thất áp suất trên thiết bị do các nguyên nhân như: sự tăng giảm tiết diện ở đầu vào, giãn nở ở đầu ra, do ma sát trên đường ống của dòng 1 pha và 2 pha, gia tốc và lực trọng trường (2.31).

$$\Delta p = \Delta p_c + \Delta p_{f,1ph} + \Delta p_{f,tp} + \Delta p_a + \Delta p_g + \Delta p_e \quad (3.21)$$

Do thiết bị bay hơi được đặt nằm ngang nên tổn thất áp suất do lực trọng trường là không đáng kể. Phương trình (3.16) được viết lại như sau:

$$\Delta p = \Delta p_c + \Delta p_{f,1ph} + \Delta p_{f,tp} + \Delta p_a + \Delta p_e \quad (3.22)$$

Tổn thất áp suất được thể hiện chi tiết trong bảng 4:

Bảng 4 Tính giá trị tổn thất áp suất trên TBBH kênh micro

STT	Công thức	Ghi chú
1	<p>Tổn thất áp suất do thu hẹp ở đầu vào [71]:</p> $\Delta p_c = \frac{G_r^2}{2\rho} \left[\left(\frac{1}{C_o} - 1 \right)^2 + 1 - \frac{1}{\sigma_c^2} \right] \psi_h = 1,23 \text{ (kPa)}$ <p>Trong đó: σ_c: tỉ số thu hẹp giữa tiết diện ống và tiết diện kênh</p> $\sigma_c = \frac{A_{tube}}{n \cdot A_t} = \frac{1,2.16}{10.1,2.0,6} = 2,66$ <p>Tỉ số thu hẹp: $C_o = \frac{1}{0,639(1-1/\Delta\sigma_c)^{0,5}+1} = 0,66$</p> <p>Khối lượng riêng trung bình ở đầu vào với $x = 0,61$:</p>	

	$\bar{\rho} = \left(\frac{x}{\rho_g} + \frac{1-x}{\rho_l} \right)^{-1} = 199,86 \left(\frac{kg}{m^3} \right)$ <p>Hệ số đồng nhất pha:</p> $\psi_h = [1 + (\rho_l/\rho_g - 1)x] = 4,3$	
2	<p>Tổn thất áp suất do dẫn nở ở đầu ra: (pha hơi hoàn toàn $x = 1$)</p> $\Delta p_e = \frac{G^2}{\rho_g} \sigma_e (1 - \sigma_e) \psi_s = \mathbf{0,18 (kPa)}$ <p>Trong đó: $\rho_g = 129,27 (kg/m^3)$ Tỉ số dẫn nở giữa tiết diện kênh và tiết diện ống:</p> $\sigma_e = \frac{nA_t}{A_{tube}} = \frac{10(1,2.0,6)}{1,2.16} = 0,375$ <p>Hệ số dẫn nở:</p> $\psi_s = 1 + (\rho_l/\rho_g - 1)[0,25x(1-x) + x^2] = 1$	
3	<p>Tổn thất áp suất do ma sát lên dòng 1 pha:</p> $\Delta p_{f,1ph} = \frac{2f_g G_r^2}{\rho_g D_h} \Delta L_g = \mathbf{4,68 (kPa)}$ <p>Trong đó: $f_g = \frac{P_o}{Re_g} = 3,29.10^{-4}$ ΔL_g là chiều dài kênh khi CO₂ ở trạng thái 1 pha. Giả sử bằng 0,31(m) (1 pass của TBBH)</p>	
4	<p>Tổn thất áp suất do ma sát lên dòng 2 pha:</p> $\Delta p_{f,tp} = \left(\frac{dp_{fr}}{dz} \right)_l \Phi_l^2 \cdot \Delta l_{tp} = \mathbf{139,29 (kPa)}$ <p>Trong đó: $\Phi^2 = 32,6$ đã được tính ở bảng 2.4 ứng với $x = 0,61$ $\left(\frac{dp_{fr}}{dz} \right)_l = 2785,25$ Δl_{tp} là chiều dài kênh khi CO₂ ở trạng thái 2 pha. Giả sử là $0,31 * 5 * 4,8$ (5 passes của TBBH, mỗi pass có 4,8 ống)</p>	
5	<p>Tổn thất áp suất do gia tốc:</p> $\Delta p_{ac} = G^2 \left(\frac{\rho_l - \rho_g}{\rho_l \rho_g} \right) \Delta x = \mathbf{0,24 (kPa)}$	

Các giá trị tổn thất áp suất do tăng giảm tiết diện ở đầu vào, giãn nở đầu ra, do ma sát lên dòng 1 pha, dòng 2 pha và do gia tốc gây nên, đã được tính từ bảng 3.5. Vậy, tổng tổn thất áp suất trên thiết bị bay hơi kênh micro như sau

$$\Delta p = 1,23 + 0,18 + 4,68 + 139,29 + 0,24 = 146(kPa) = \mathbf{1,46(bar)}$$

2. Kiểm tra thiết bị làm mát (TBLM)

2.1. Kiểm tra hệ số toả nhiệt đối lưu của CO₂ trong TBLM

Diện tích mặt cắt ngang ống đồng:

$$A_t = \frac{\pi D_t^2}{4} = 3,14 * \frac{(4,98.10^{-3})^2}{4} = 1,95.10^{-5} (m^2) \quad (3.23)$$

Lưu lượng khối lượng môi chất trên 1 đơn vị diện tích

$$G_{CO_2} = \frac{\dot{m}_r}{A_t} = \frac{0,03}{1,948.10^{-5}} = 1540 \left(\frac{kg}{m^2.s}\right) \quad (3.24)$$

Dòng nhiệt nhả ra tại thiết bị làm mát:

$$Q_{r,c} = \dot{m}_r \cdot (h_2 - h_3) = 0,03 \cdot (159,6 - 49,42) = 3,351 (kW) \quad (3.25)$$

Nhiệt độ trung bình của môi chất trong ống

$$\bar{t}_{r,c} = 0,5(t_{r,c,in} + t_{r,c,out}) = 0,5(61 + 36) = 48,5(^{\circ}C) \quad (3.26)$$

Nhiệt độ môi chất CO₂ tại 48,5°C, áp suất 82 bar, các thông số của môi chất lạnh:[100]

Độ nhớt động học: $\nu_{r,c} = 0,97446.10^{-7} (m^2/s)$

Khối lượng riêng: $\rho_{r,c} = 237 (kg/m^3)$

Hằng số Prandtl: $Pr_{r,c} = 1,7557$

Hệ số dẫn nhiệt: $\lambda_{r,c} = 0,034495 (W/m.K)$

Vận tốc môi chất trong ống:

$$\omega_{r,c} = \frac{\dot{m}_r}{\rho_{r,c} A_t} = \frac{0,03}{237 * 1,95.10^{-5}} = 6,59 (m/s) \quad (3.27)$$

Hệ số Re của môi chất tại thiết bị làm mát:

$$Re_{r,c} = \frac{\omega_{r,c} D_t}{\nu_{r,c}} = 3,69.10^5 \quad (3.28)$$

Do $Re > 10^4$ nên môi chất khí chảy rối trong ống và Nu được tính: [63]

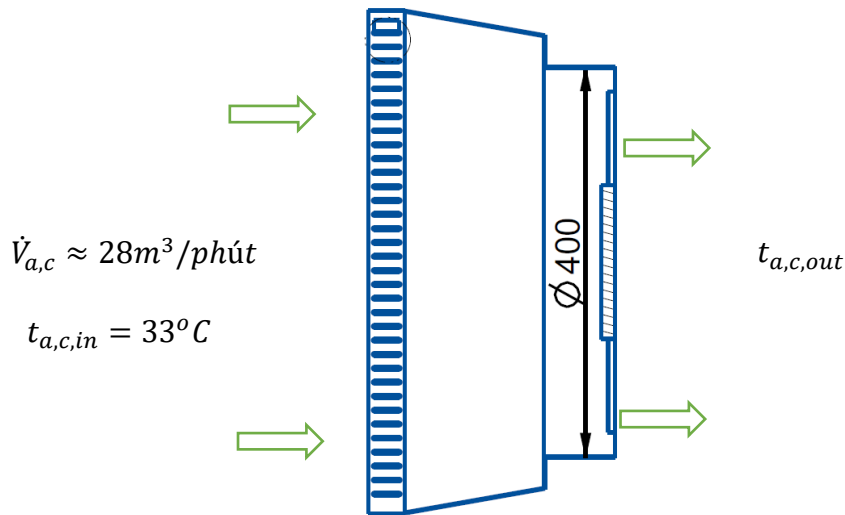
$$Nu_{r,c} = 0,018 Re^{0,8} = 506 \quad (3.29)$$

Hệ số toả nhiệt đối lưu của CO₂ trong thiết bị làm mát:

$$\alpha_{r,c} = \frac{Nu_{r,c}\lambda_{r,c}}{D_t} = 3510 \text{ (W/m}^2 \cdot \text{K)} \quad (3.30)$$

2.2. Kiểm tra hệ số toả nhiệt không khí qua TBLM

Thiết bị làm mát được sử dụng trong hệ thống là thiết bị ngưng tụ, ống đồng, cánh nhôm. Tham khảo thông số kỹ thuật của một số thiết bị có công suất nhiệt 2,6 kW (xem Phụ lục 3), lưu lượng không khí qua thiết bị có giá trị từ 22 - 29m³/phút, đường kính ống gió ra là 0,4 m. Lưu lượng không khí qua thiết bị được chọn là 28 m³/phút như thể hiện ở hình 7



Hình 7 Lưu lượng gió qua thiết bị làm mát

Lưu lượng khối lượng không khí qua TBLM được tính:

$$\dot{m}_{a,c} = \dot{V}_{a,c} \cdot \rho_{a,c,in} = \frac{28 \cdot 1,15324}{60} = 0,538 \text{ (kg/s)} \quad (3.31)$$

Trong đó $\rho_{a,c,in} = 1,15324 \text{ kg/m}^3$ tại nhiệt độ 33°C.

Áp dụng phương trình cân bằng nhiệt cho thiết bị làm mát, nhiệt lượng giải nhiệt cho môi chất bằng với nhiệt lượng phía không khí làm mát:

$$Q_{r,c} = Q_{a,c} \quad (3.32)$$

$$Q_{a,c} = \dot{m}_{a,c} c_{p,a,c} (t_{a,c,out} - t_{a,c,in}) \quad (3.33)$$

Nhiệt độ của không khí ra khỏi thiết bị:

$$t_{a,c,out} = \frac{Q_{r,c}}{\dot{m}_{a,c}c_{p,a,c}} + t_{a,c,in} = \frac{3351}{0,442 \cdot 1,007} + 33 \approx 39,2(^{\circ}C) \quad (3.34)$$

Nhiệt độ trung bình của không khí qua TBLM:

$$\bar{t}_{a,c} = 0,5(t_{a,c,in} + t_{a,c,out}) = 0,5(33 + 39,2) = 36,1(^{\circ}C) \quad (3.35)$$

Dựa vào [100], nhiệt độ không khí tại $36,1^{\circ}C$, có các thông số như sau:

Khối lượng riêng: $\rho_{a,c} = 1,13873 \text{ (kg/m}^3\text{)}$

Hệ số dẫn nhiệt: $\lambda_{a,c} = 26,9968 \cdot 10^{-3} \text{ (W/m.K)}$

Độ nhớt động học: $\nu_{a,c} = 1,67 \cdot 10^{-5} \text{ (m}^2\text{/s)}$

Hệ số toả nhiệt về phía không khí [64]:

$$\alpha'_{a,c} = C \frac{\lambda_{a,c}}{D_o} Re_{a,c}^{0,625} \left(\frac{F}{F_o}\right)^{-0,375} Fr_a^{0,33} \text{ (W/m}^2\text{K)} \quad (3.36)$$

Trong đó:

C là hệ số được chọn, $C = 0,45$ với chùm ống so le, $C = 0,3$ với chùm ống song song.

$\lambda_{a,c}$: là hệ số dẫn nhiệt của không khí, W/m.K

D_o : Đường kính ngoài của ống, m.

F : Tổng diện tích bề mặt ngoài có cánh trên 1 m chiều dài ống, m^2

F_o : Diện tích bề mặt ngoài của 1 m chiều dài ống trơn không cánh, m^2

Theo [64] và phần phụ lục phụ lục 2, tỉ số F/F_o sẽ có giá trị trong khoảng (15 – 25).

Pr_a : Hằng số Prandtl có giá trị 0,7

$Re_{a,c}$: trị số Reynold của không khí

$$Re_{a,c} = \frac{\omega_a D_o}{\nu_{a,c}} = \frac{6,19 \cdot 6,4 \cdot 10^{-3}}{1,67 \cdot 10^{-5}} = 2371,96 \quad (3.37)$$

ω_a : Vận tốc không khí qua chỗ hẹp nhất của dàn (m/s). Theo [63], tiết diện qua chỗ hẹp nhất chỉ bằng 0,58 – 0,6 tiết diện hứng gió của thiết bị nên vận tốc tại chỗ hẹp bằng:

$$\omega_a = \frac{\omega_o}{0,6} = \frac{3,71}{0,6} = 6,19 \text{ (m/s)} \quad (3.38)$$

Trong đó vận tốc gió vào dàn làm mát được tính bằng công thức:

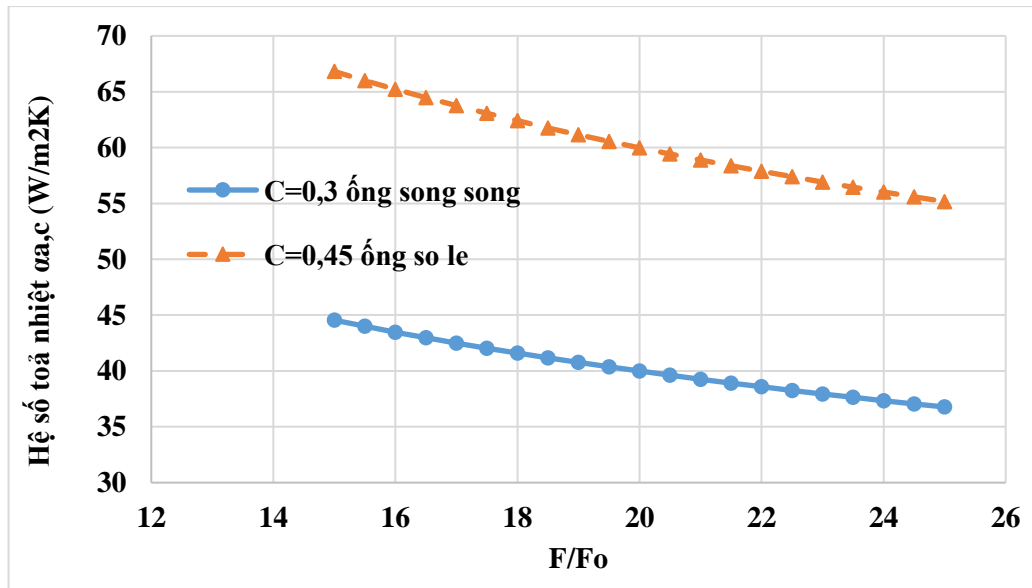
$$\omega_o = \frac{\dot{V}_{a,c}}{A_{a,c}} = \frac{28}{60} \frac{4}{3,14 \cdot (0,4)^2} = 3,71 \text{ (m/s)} \quad (3.39)$$

Nếu có xét đến ảnh hưởng của sự toả nhiệt không đồng đều trên toàn bề mặt cánh, với hệ số không đồng đều 0,85 thì hệ số toả nhiệt của thiết bị: [63]

$$\alpha_{a,c} = 0,85 \alpha'_{a,c} \quad (3.40)$$

$$\alpha_{a,c} = 0,85(C) \frac{26,968 \cdot 10^{-3}}{6,4 \cdot 10^{-3}} (2370,45)^{0,625} \left(\frac{F}{F_o}\right)^{-0,375} 0,7^{0,33} \quad (3.41)$$

Vậy, hệ số toả nhiệt đối lưu của không khí có thể biểu diễn qua hình 3.15, ứng với $C = 0,45$ và $C = 0,3$.



Hình 8 Hệ số toả nhiệt đối lưu không khí trên TBLM

Theo [64], tỉ số F/F_o sẽ có giá trị trong (15 - 25). Hình 3.14 biểu diễn mối quan hệ giữa tỉ số F/F_o và hệ số toả nhiệt đối lưu của không khí tương ứng với thiết bị làm mát có chùm ống song song ($C = 0,3$) hoặc thiết bị làm mát có chùm ống so le ($C = 0,45$). Hệ số toả nhiệt đối lưu phía không khí của thiết bị chùm ống so

le lớn hơn khoảng $20 \text{ W/m}^2\text{K}$ so với hệ số toả nhiệt đối lưu phía không khí của thiết bị chùm ống song song.

2.3. Kiểm tra hệ số truyền nhiệt quy đổi về phía không khí

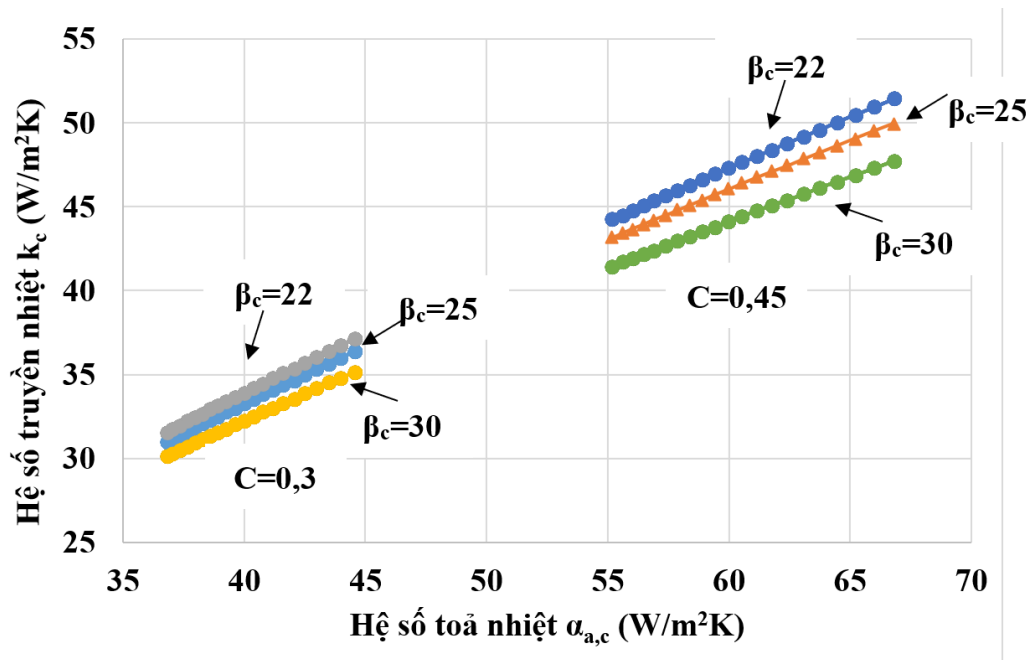
$$k_c = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{a,c}} + R_b + \frac{\beta_c}{\alpha_{r,c}}} = \left(\frac{1}{\alpha_{a,c}} + 3.10^{-4} + \frac{\beta_c}{3510} \right)^{-1} \text{ (W/m}^2\text{K)} \quad (3.42)$$

Trong đó:

R_b : Nhiệt trở do dẫn nhiệt, $\text{m}^2\text{K/W}$

β_c : hệ số làm cánh là tỉ số giữa diện tích bên ngoài chứa cánh tiếp xúc với không khí và diện tích trong ống tiếp xúc với môi chất lạnh. Theo [67, 75, 80], hệ số làm cánh có giá trị trong khoảng (22 – 30).

Như vậy, hệ số truyền nhiệt của TBLM là 1 hàm số $k_c = f(\alpha_{a,c})$, được biểu diễn:



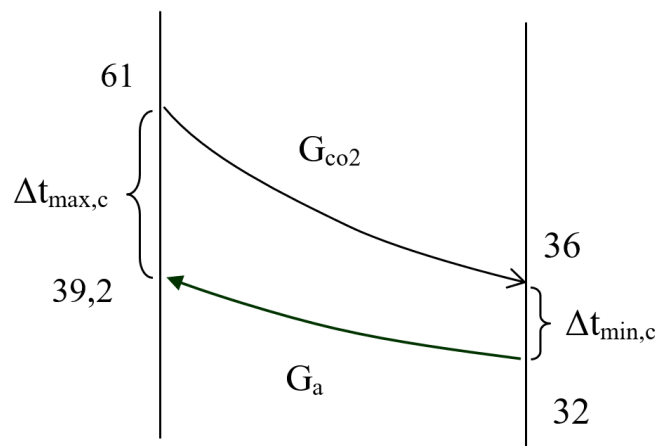
Hình 9 Hệ số truyền nhiệt của TBLM

Hệ số truyền nhiệt của TBLM là một hàm số phụ thuộc vào hệ số toả nhiệt đối lưu và được thể hiện như hình 9, tương ứng với 3 giá trị của hệ số làm cánh β_c là 22, 25 và 30. Hệ số toả nhiệt đối lưu của không khí với thiết kế chùm ống song song ($C = 0,3$) có giá trị trong khoảng từ 36 – 44 ($\text{W/m}^2\text{K}$) tạo ra giá trị hệ số truyền nhiệt của thiết bị trong khoảng từ 31 – 37 ($\text{W/m}^2\text{K}$). Hệ số toả nhiệt đối lưu của

không khí với thiết kế chùm ống so le ($C = 0,45$) có giá trị trong khoảng từ 55 – 66 ($\text{W/m}^2\text{K}$) tạo ra giá trị hệ số truyền nhiệt của thiết bị trong khoảng từ 41 – 51 ($\text{W/m}^2\text{K}$).

2.4. Diện tích trao đổi nhiệt của thiết bị làm mát

Hình 10 thể hiện sự biến thiên nhiệt độ tại thiết bị làm mát. Nhiệt độ môi chất ra khỏi máy nén vào TBLM có nhiệt độ 61°C (Bảng 3.1) và ra khỏi thiết bị này có nhiệt độ 36°C . Nhiệt độ môi trường cũng là nhiệt độ không khí vào làm mát dàn 32°C , nhiệt độ không khí ra khỏi dàn $t_{a,c,out}$ được tính ở Công thức (3.34) là $39,2^\circ\text{C}$.



Hình 10 Biến thiên nhiệt độ tại TBLM

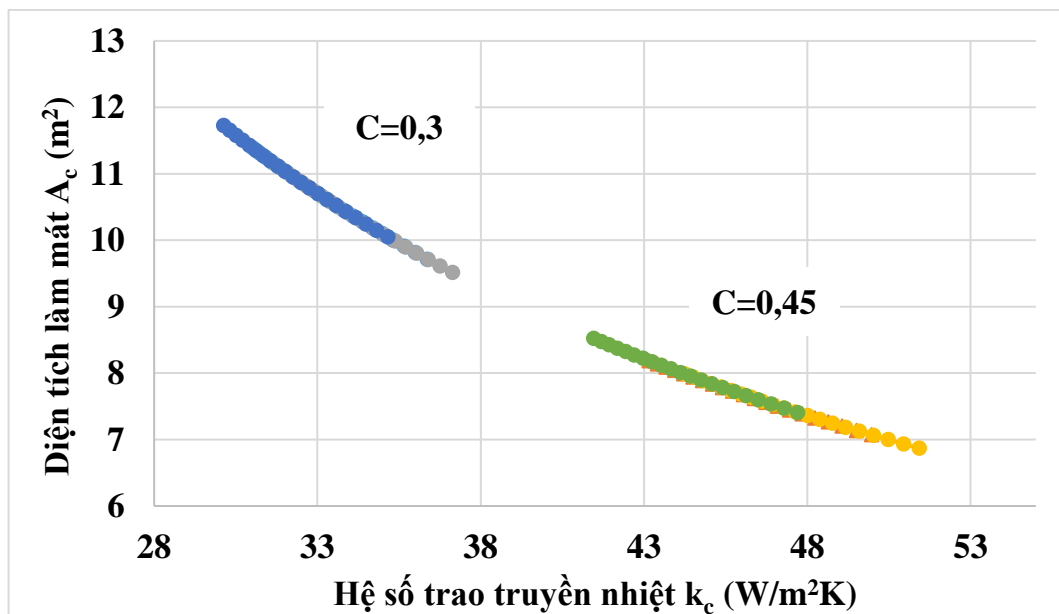
Độ chênh nhiệt độ trung bình logarit:

$$\overline{\Delta t_c} = \frac{\Delta t_{max,c} - \Delta t_{min,c}}{\ln \frac{\Delta t_{max,c}}{\Delta t_{min,c}}} = \frac{21,8 - 3}{\ln \frac{21,8}{3}} = 9,4 (^\circ\text{C}) \quad (3.43)$$

Diện tích của thiết bị làm mát:

$$A_c = \frac{Q_{r,c}}{k_c \cdot \overline{\Delta t_c}} = \frac{330}{k_c * 9,4} (m^2) \quad (3.44)$$

Diện tích của TBLM là 1 hàm của k_c và được biểu diễn như hình 3.17



Hình 11 Diện tích TBLM phụ thuộc k_c

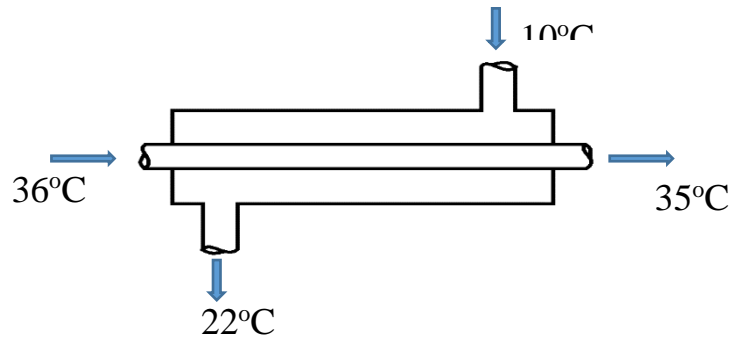
Hình 11 thể hiện mối quan hệ giữa hệ số truyền nhiệt và diện tích trao đổi nhiệt của TBLM. Với thiết kế chùm ống song song, thiết bị làm mát cần diện tích trao đổi nhiệt từ 9,5 – 12 m². Tuy nhiên, với thiết kế chùm ống so le thiết bị làm mát cần diện tích trao đổi nhiệt từ 7 - 8,5 m².

Với các số liệu được tính toán và thể hiện trên các đồ thị trên, thiết bị làm mát Panasonic 1 (*Phụ lục 2*) có thiết kế chùm ống so le và có diện tích trao đổi nhiệt bên ngoài có cánh là 8,8 m² phù hợp.

3. Tính toán thiết bị làm mát phụ

4. Tính toán thiết bị hồi nhiệt

Thiết bị hồi nhiệt được chọn, là loại ống lồng ống. Tại đây xảy ra 2 quá trình, quá trình 3 – 4 là quá trình nở nhiệt đẳng áp và quá trình 6-1 là quá trình nhận nhiệt đẳng áp, xảy ra bên trong thiết bị hồi nhiệt ống lồng ống. Môi chất có nhiệt độ thấp, áp thấp di chuyển bên ngoài, môi chất có nhiệt độ cao, áp cao di chuyển bên trong. Giả sử, phía môi chất có nhiệt độ cao hơn sẽ giảm 1°C từ 36°C xuống 35°C, thì nhiệt môi chất lạnh sẽ tăng từ 5°C lên 18,82°C (Bảng 3.1).



Hình 3.11. Biểu diễn môi chất vào ra trên thiết bị hồi nhiệt

Lập bảng tính cho thiết bị hồi nhiệt như sau:

Bảng 3.3 Bảng tính toán thiết bị hồi nhiệt

TT	Tên	Công thức	Đơn vị
Quá trình 3-4	Nhiệt độ trung bình gas nóng	$\bar{t}_{3,4} = 0,5(36 + 35) = 35,5$	°C
	Thông số CO ₂ ở 35,5°C, 82bar tại quá trình 3-4	$\lambda_{3,4} = 83,209.10^{-3}$ $\nu_{3,4} = 0,71393.10^{-7}$ $\rho_{3,4} = 495,67$ $Pr_f = 10,731$	W/mK m ² /s kg/m ³
	Ống đồng bên trong:	$D_{out,3,4} = 6,4.10^{-3}$ $A_{3,4} = 1,95.10^{-5}$	m m ²

	Vận tốc môi chất ở 3-4	$\omega_{3,4} = \frac{\dot{m}_r}{\rho_{3,4}A_{3,4}} = 2,89$	m/s
	Hệ số $Re_{3,4}$	$Re_{3,4} = \frac{\omega_{3,4}D_{in,3,4}}{\nu_{3,4}} = 2,02 \cdot 10^5$	
	Hệ số Nu	$Nu_{3,4} = 0,021Re_{3,4}^{0,8}Pr_{3,4}^{0,43} = 1022$	
	Hệ số toả nhiệt	$\alpha_{3,4} = \frac{Nu_{3,4}\lambda_{3,4}}{D_{in,3,4}} = 17071,3$	W/m ² K
Quá trình 6-1	Ống đồng bên ngoài		
	Đường kính trong	$D_{in,6,1} = 7,91 \cdot 10^{-3}$	m
	Chiều dày ống	$\delta_{IH} = 0,81 \cdot 10^{-3}$	m
	Hệ số dẫn nhiệt ống	$\lambda = 120$	W/mK
	Diện tích mặt cắt	$A_{6,1} = 1,7 \cdot 10^{-5}$	m ²
	Nhiệt độ trung bình gas lạnh	$\bar{t}_{6,1} = 0,5(10 + 22) = 16$	°C
	Thông số CO ₂ ở 16°C, 45 bar tại quá trình 6-1	$\lambda_{6,1} = 22,457 \cdot 10^{-3}$ $\nu_{6,1} = 1,308 \cdot 10^{-7}$ $\rho_{6,1} = 122,82$ $Pr_{6,1} = 1,4032$	W/mK m ² /s kg/m ³
	Vận tốc môi chất ở 6-1	$\omega_{6,1} = \frac{\dot{m}_r}{\rho_{6,1}A_{6,1}} = 13,4$	m/s
Hệ số $Re_{6,1}$	$Re_{6,1} = \frac{\omega_{6,1}D_{in,6,1}}{\nu_{6,1}} = 1,55 \cdot 10^5$		
Hệ số Nu	$Nu_{6,1} = 0,021Re_{6,1}^{0,8}Pr_{6,1}^{0,43} = 344$		
Hệ số toả nhiệt	$\alpha_{6,1} = \frac{Nu_{6,1}\lambda_{6,1}}{D_{in,6,1}} = 5120$	W/m ² K	
Hệ số truyền nhiệt của thiết bị hồi nhiệt	$k_{IH} = \left(\frac{1}{\alpha_{3,4}} + \frac{\delta_w}{\lambda_w} + \frac{1}{\alpha_{6,1}} \right)^{-1}$	W/m ² K	

		$= \left(\frac{1}{17071} + \frac{0,7 \cdot 10^{-3}}{120} + \frac{1}{5120} \right)^{-1}$ $= 3850,3$	
	Dòng nhiệt tại 3-4 cũng bằng dòng nhiệt nhận được tại 6-1	$Q_{3,4} = Q_{6,1} = \dot{m}_r(h_4 - h_3) = 677,5$	W
	Diện tích trao đổi nhiệt	$A_{IH} = \frac{Q_{3,4}}{k_{IH} \Delta t_{IH}} = 10,3 \cdot 10^{-3}$	m ²
	Độ chênh nhiệt độ logarit trên thiết bị	$\Delta t_{IH} = \frac{\Delta t_{max,IH} - \Delta t_{min,IH}}{\ln \frac{\Delta t_{max,IH}}{\Delta t_{min,IH}}}$ $= \frac{25 - 11}{\ln \frac{25}{11}} = 17$	°C
	Chiều dài thiết bị hồi nhiệt	$L_{3,4} = \frac{A_{IH}}{3,14 \cdot D_{out,3,4}}$ $= \frac{10,3 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 6,4 \cdot 10^{-3}} = 0,513$	m

Vậy chiều dài của thiết bị hồi nhiệt cần thiết là 0,513 m.

PHỤ LỤC 5 MÔ PHỎNG SỐ QUÁ TRÌNH QUÁ NHIỆT

1. Thiết lập phương trình toán học cho mô phỏng số phần quá nhiệt

Để giải được mô hình toán học với dòng một pha, các điều kiện ban đầu được xem như: [60], [103]

2. Các phương trình truyền nhiệt

$$\text{Nhiệt lượng nhận được: } \rho C_p u \cdot \nabla T + \nabla q = Q \quad (4.38)$$

$$\text{Nhiệt lượng truyền qua vách: } q = -\lambda \nabla T \quad (4.39)$$

$$\text{Trao đổi nhiệt lượng đối lưu qua cánh: } -n \cdot q = h \cdot (T_{ext} - T) \quad (4.40)$$

$$\text{Các vị trí thành bọc cách nhiệt: } -n \cdot q = 0$$

$$\text{Tại vị trí ngõ vào là } T = T_0, T_{ext} = t_{air}, h = h_{air}$$

$$-n \cdot q = \rho \int_{T_{ustr}}^T C_p dT u \cdot n \quad (4.41)$$

$$\text{Tại vị trí ngõ ra: } -n \cdot q = 0 \quad (4.42)$$

Trong đó, T là nhiệt độ, t là thời gian, C_p là nhiệt dung riêng đẳng áp, ρ là khối lượng riêng môi chất, u là vận tốc, Q là nội năng, λ là hệ số dẫn nhiệt.

3. Dòng chảy rối RANS $k - \varepsilon$ (Reynolds-Averaged Navier–Stokes)

Các phương trình mô tả sự truyền nhiệt trong các thiết bị trao đổi nhiệt mini/micro bao gồm: [82]–[85], [103], [104]

$$\text{Phương trình liên tục cho lưu chất nén được: } \nabla \cdot (\rho u) = 0 \quad (4.43)$$

$$\text{Phương trình cân bằng động lượng: } \rho(u \cdot \nabla)u = \nabla \cdot [-pI + K] + F \quad (4.44)$$

$$K = (\mu + \mu_T)(\nabla u + (\nabla u)^T) - \frac{2}{3}(\mu + \mu_T)(\nabla \cdot u)I - \frac{2}{3}\rho kI \quad (4.45)$$

$$\rho(u \cdot \nabla)k = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_T}{\sigma_k} \right) \nabla k \right] + p_k - \rho \varepsilon \quad (4.46)$$

$$\rho(u \cdot \nabla)\varepsilon = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_T}{\sigma_\varepsilon} \right) \nabla \varepsilon \right] + C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} p_k - C_{\varepsilon 2} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (4.47)$$

$$\text{Độ nhớt động học rối: } \mu_T = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (4.48)$$

$$P_k = \mu_T \nabla u : (\nabla u + (\nabla u)^T) - \frac{2}{3} \mu_T (\nabla \cdot u)^2 - \frac{2}{3} \rho k \nabla \cdot u \quad (4.49)$$

Trong đó μ là độ nhớt động lực học, μ_T là độ nhớt động học rối, k là động năng rối (turbulent kinetic energy), p là áp suất, I là ma trận đơn vị, K là tensor ứng suất nhớt, F là ngoại lực (volume force vector, N/m^3), T là nhiệt độ tuyệt đối (K), Q là nhiệt lượng, ε là hệ số tiêu tán năng lượng chảy rối, C_μ là hằng số dòng chảy rối, q là mật độ dòng nhiệt, l_T là cường độ dòng chảy rối.

Giới hạn chiều dài hỗn hợp được dùng để tính toán độ nhớt động học rối.

$$l_{mix} = \max \left(C_\mu \frac{k^{\frac{3}{2}}}{\varepsilon}, l_{mix}^{lim} \right) \quad (4.50)$$

$$\text{Các ràng buộc về độ nhớt xoáy là: } \rho \overline{u_i u_j} = -2\mu_T S_{ij} + \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \quad (4.51)$$

Trong đó δ_{ij} là khoảng cách Kronecker và S_{ij} là tensor biến dạng.

$$\text{Giới hạn của dòng chảy xoáy: } \rho \overline{u_i u_j} \geq 0 \quad \forall i, \mu_T \leq \frac{\rho k}{\sqrt{6} \sqrt{S_{ij}}} \quad (4.52)$$

$$\text{Kết hợp (4.21), phương trình (4.19) được giới hạn: } l_{mix} \leq \frac{\sqrt{k}}{\sqrt{6} \sqrt{S_{ij}}} \quad (4.53)$$

Điều kiện ban đầu dòng lưu chất

Điều kiện ban đầu của ngõ vào:

$$\int_{\partial\Omega} \rho (u \cdot n) d_{bc} dS = m \quad (4.54)$$

$$k = \frac{3}{2} (U_{ref} l_T)^2 \quad (4.55)$$

$$\varepsilon = C_\mu^{3/4} \frac{k^{3/2}}{l_T} \quad (4.56)$$

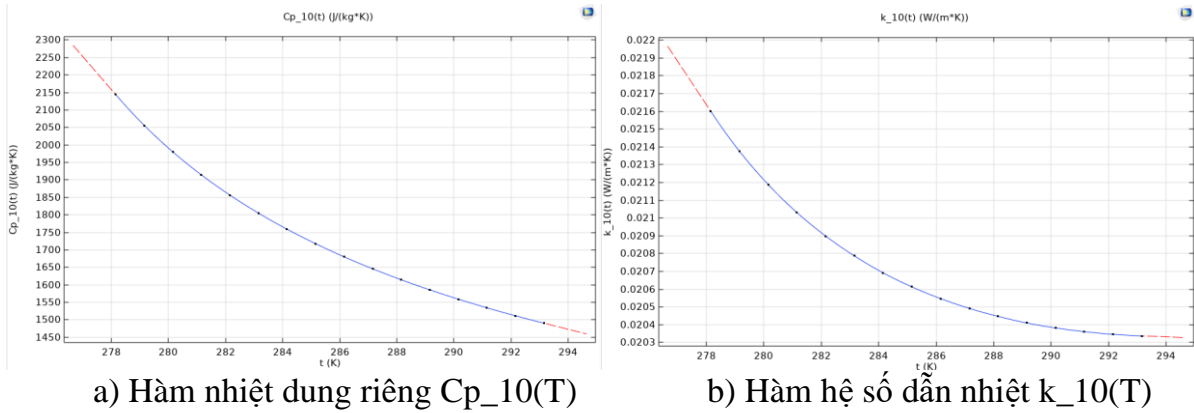
$$\text{Điều kiện ngõ ra: } p = p_o, \nabla k \cdot n = 0, \nabla \varepsilon \cdot n = 0 \quad (4.57)$$

Trong đó: k là động năng rối, l_T là cường độ dòng chảy rối, L_T là chiều dài kênh, U_{ref} là vận tốc ban đầu, p là áp suất, m là lưu lượng khối lượng, d_{bc} là độ dày lớp biên vuông góc với phương chuyển động môi chất, ε là hệ số tiêu tán năng lượng chảy rối, C_μ là hằng số dòng chảy rối.

4. Thiết lập thuộc tính vật liệu

Môi chất CO₂ tại pass 5 và 6 bị quá nhiệt nên các thuộc tính như nhiệt dung

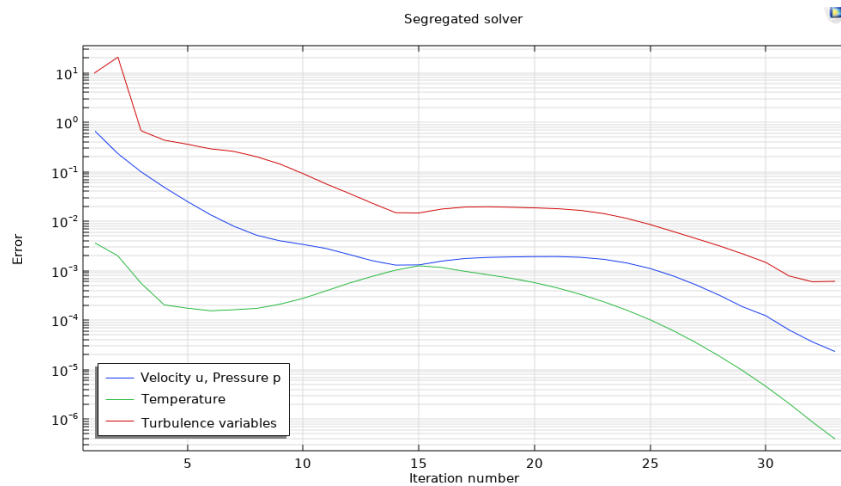
riêng, hệ số dẫn nhiệt và khối lượng riêng của CO₂ dạng hơi là một hàm phụ thuộc vào nhiệt độ như mô tả của hình.



Hình 1 Các hàm của môi chất CO₂ hơi tại áp suất 45 bar

Kiểm tra sự hội tụ

Với lời giải đã chọn và trong khoảng sai số giới hạn, mô hình được mô phỏng và có sự hội tụ về áp suất, vận tốc và hệ số rối như được thể hiện ở hình.



Hình 2. Hội tụ khi mô phỏng quá nhiệt

5. Kết quả

Các kết quả của quá trình quá nhiệt đã được trình bày trong Chương 4, cùng với quá trình bay hơi nên các kết quả của quá trình này sẽ không trình bày chi tiết.

PHỤ LỤC 6 BẢNG DỮ LIỆU THỰC NGHIỆM

1. Hệ thống CO₂ cơ bản

4.2.1 Hệ thống lạnh cơ bản

Normal

	p1	t1	p2	t2	p3	t3	p4	t4	COP	q0	m	Q
	(bar)	(°C)	(bar)	(°C)	(bar)	(°C)	(bar)	(°C)		kJ/kg	kg/h	
	43.5	18.2	76.5	67.3	76.9	34.5	44.2	8.5				
	44	19.5	77.1	69.1	76.6	35.2	45.3	10.7				
	43.5	19.4	77.4	68.4	76.8	34.3	45	10	1.9	60.52	105.2	1.768529
	43.5	20	77.1	65.1	76.7	33.4	45.5	9.8			0.02922222	
	44	21.2	76.8	64.3	76.4	34.8	45.2	10.1				
AVER	43.7	19.66	76.98	66.84	76.68	34.44	45.04	9.82				
error	0.27	1.09	0.34	2.08	0.19	0.67	0.50	0.81				

DLTN Ngày 27/12 - Dàn lạnh kênh micro - Dàn nóng panasonic

STT	THỜI GIAN	I (AMPE)	P2	P3	P4	P1	T1	T2	T3	T4'	T(phòng)	T(MT)	độ ẩm	số vòng	tiết diện (mm ²)	đóng lại
1	9h50	0	52	52	53	51	27.2	27.6	27.6	27.2	28.5	29.1	80	5.75		0
2	10h00	1.9	62	60	56	49	19.5	40.8	27.6	19	20.8	29.7	88	5.75	12.56637061	1
3	10h10	1.9	62	60	56	48	19.3	40.6	27.3	19.3	20.5	29.2	87	4.75	10.38091486	1
4	10h20	1.9	62	60	56	48	19.5	40.2	27.6	19.5	20.6	29.5	87	3.75	8.195459096	1
5	10h30	1.9	62	60	56	48	18.5	40.7	27.4	18.5	19	29.7	88	2.75	6.010003337	1
6	10h40	1.9	62	60	55	48	18.7	41	27.7	18.7	19.6	29.4	87	1.75	3.824547578	1
7	10h50	2	62	60	55	48	17.7	41.3	27.3	17.7	18.6	29.5	85	0.75	1.639091819	0.5
8	11h00	2	65	62	54	47	16.5	43.4	28.5	16.5	17.1	29.2	86	0.25	0.54636394	0 độ
9	11h15	2	65	62	54	46.5	16.2	43	28.9	16.2	17	30	88	0.25		10 độ
10	11h30	2	65	62	54	46.5	16.4	44	28.2	16.4	16.6	30.3	88			10 độ
11	10h40	2	65	62	54	46	15.2	44	28.7	15.2	16.3	30.9	87			10 độ
12	11h50	2.1	66	64	53	46	14.5	45	29.4	14.5	15.2	30.7	87			10 độ

13	12h00	2.1	66	65	53	46	14.6	45	29.3	14.6	15.6	31.6	88			
14	12h15	2.1	66	65	52	46	14.4	45.5	29.9	14.4	14.7	30.5	86			
15	12h25	2.05	66	65	52	46	14.1	45.1	29.7	14.1	14.6	30.2	86			
16	12h40	2.05	66	65	52	46	14.7	45.6	29.7	14.7	14	30.7	85			
17	12h50	2.1	66	65	52	46	14.7	45.6	29.4	14.7	14.9	31.5	84			
18	13h00	2.1	67	65	52	45	13.2	45.8	30.9	13.2	14.2	31.6	83			5 độ
19	13h10	2.2	67	65	52	45	12.3	46.1	30.4	12.3	14	31.1	83			
20	13h20	2.2	67	65	52	45	12.6	45.2	30.9	12.6	14.1	31.2	83			
21	13h30	2.2	67	65	52	45	13.1	45.7	30.2	13.1	14.2	31.2	83			
22	13h40	2.2	69	67	50	44	11.7	46.1	30.2	11.7	13.9	31.7	82			5 độ
23	13h50	2.2	69	67	50	44	11.7	47.1	30.6	11.7	13.3	31.9	82			
24	14h00	2.2	69	67	50	44	11.5	46.8	30.3	11.5	13.1	31.5	82			
25	14h10	2.2	69	67	50	44	11.6	47.1	30	11.6	13.7	31.5	82			
26	14h20	2.3	70	69	50	44	11.4	48.3	31.5	11.4	13.7	31.6	81			5 độ
27	14h30	2.3	70	69	50	44	10	48	31.8	10	13.4	31.8	81			
28	14h40	2.3	70	69	50	44	10.4	48.4	31.4	10.4	14.6	31.5	83			
29	14h50	2.3	70	70	50	44	10.6	49.1	31.8	10.6	14.5	31.8	78			5 độ
30	15h00	2.3	70	69	49	43	10.6	49.1	31.4	10.6	14.5	31.8	78			
31	15H10	2.4	72	71	48	42	8.7	52.6	32.5	8.7	12.3	31.8	77			5 ĐỘ
32	15h30	2.4	72	71	48	42	8.6	51.4	31.4	8.6	12.7	32.2	75			
33	15h40	2.4	73	72	46	40	7.4	53.2	32.5	7.4	12.5	32.6	75			5 độ
34	15h50	2.4	73	72	46	40	7.7	52.8	32.3	7.7	11.4	32.6	75			
35	15h55	2.4	75	74	44	39	6.4	55.7	32.4	6.4	10.2	32.2	70			5 độ
36	16h00	2.4	75	74	43	38	5.3	56.1	32	5.3	10.2	32.2	68			
37	16h05	2.5	76	76	42	37	4.2	58.6	32.2	4.2	9.4	32.3	67			5 đòk
38	16h10	2.5	75	75	41	36	4	58.1	32.3	4	10	32.3	67			
	16h15	2.5	75	75	41	36	4	56.9	32.2	4	9.9	32.3	65			
	16h20	2.5	76	76	40	36	2.7	59.3	32.4	2.7	8.4	32.2	65			5 độ
	16h25	2.5	76	76	40	36	2.6	58.7	32.5	2.6	8.5	32	65			
		2.5	76	76	40	36	2.8	58.7	32.4	2.8	7.3	31.8	65			

2. Ảnh hưởng của thiết bị làm mát phụ

4.2.2 hệ thống sử dụng thiết bị subcooler													
	p1	t1	p2	t2	p3	t3'	t3	p4	t4	COP	q ₀	m	Q
	(bar)	(°C)	(bar)	(°C)	(bar)	(°C)	(°C)	(bar)	(°C)				
	43.5	17.1	76.5	64.5	76	33.2	32.4	44	9.2				
	43.5	18.4	77.5	65.2	76.6	34.6	32.2	45	10.3				
	43.5	18.6	77.2	67.6	76.5	34.6	32.4	45	10.2	2.71	84.63	106.2	2.496585
	43	16.3	76.8	66.7	76	34.4	32.5	44	9.1			0.0295	
	43.5	19.1	78	68.1	76.8	35.5	32.9	45	10.4				phần trăm tăng
AVER	43.4	17.9	77.2	66.42	76.38	34.46	32.48	44.6	9.84	tăng	0.4		41.17%
error	0.22	1.16	0.59	1.54	0.36	0.82	0.26	0.55	0.63	42.63%			

3. Ảnh hưởng của thiết bị hồi nhiệt và làm mát phụ

4.2 so sánh hệ thống CB, làm mát phụ, hồi nhiệt																	
	p1	t1	t1'	P2	t2	p3	t3''	t3'	t3	p4	t4	COP	Q	q ₀	m	%COP	%q ₀
	(bar)	(°C)	(°C)	(bar)	(°C)	(bar)	(°C)	(°C)	(°C)	(bar)	(°C)		kW	(kJ/kg)	(kg/h)		
CB	43,5	19.4	-	77	68.4	76.5	-	-	34.3	45	10	1.82	1.77	60.52	105.2		
LM2	43,5	18.6	-	77.2	66.8	76.5	-	34.6	32.9	45	10.2	2.54	2.5	84.63	106.2	39.56%	39.84%
HN,LM2	44	22.1	17.5	77	72	76	34.5	33.4	31.9	45	10.4	3.7	3.62	127.4	102.2	103.30%	110.51%

kênh Micro thí nghiệm ngày 15/3 hồi nhiệt – làm mát phụ

STT	THỜI GIAN	I (AMPE)	P2	P3	P4	P1	T1	T2	T3	t4	t5	t6	T7	T8	T Phòng	T MT	độ ẩm %	số vòng	tiết diện (mm ²)	đóng lại
1	13h35	1.9	60	58	55	48	23.8	45	25.7		28.4	28.4	21.7	22.5	24	31.5	62	5.75	12.57	
2	13h50	2	62	60	54	47	24.5	47	26.6		29.5	26.3	21.4	21.2	23	32	63	1.25	2.73	
3	14h10	2.1	65	62	54	47	23.2	49	27.7/26.9		31.1	29.3	19.7	19.5	22	32	71	0.25	0.55	
4	14h25	2.2	67	67	53	46	21.4	52	27.1/27.1		31.9	30.6	16.8	16.8	20	32.7	81	0.14	0.31	40 độ
5	14h35	2.3	70	68	51	46	19.4	54	27.4/28.4		32.4	31.6	13.7	13.4	18	33.1	83	0.112	0.24	10 độ
6	14h50	2.4	72	71	49	43	17.2	57	28.6/28.3		32.5	31.5	10.3	9.4	16	33.3	87	0.084	0.18	10 độ
7	15h05	2.5	74	73	46	42	15.8	59	28.4		33.8	32.6	8.7	8.5	14	34.5	86	0.07	0.15	5 độ
8	15h25	2.6	75	75	45	40	14.5	60	28.4		33.2	32.6	7.1	6.6	13	34.3	85	0.056	0.12	5 độ
9	15h40	2.6	77	77	42	39	13.4	62	28.8/28.1		33.5	32.7	5.4	5.2	12	34.5	84	0.042	0.09	5 độ
10	16h00	2.6	79	77	41	37	12.2	64	28.2/28.4		34.4	32.2	3.8	3.6	11	34.6	84	0.028	0.06	5 độ

kênh Micro thí nghiệm ngày 16/3 hồi nhiệt – làm mát phụ

STT	THỜI GIAN	I (AMPE)	P2	P3	P4	P1	T1	T2	T3	t4	t5	t6	T7	T8	T Phòng	T MT	độ ẩm %	số vòng	tiết diện (mm ²)	đóng lại
1																		5.75	12.57	
2	9h35	2	65	62	54	47	22	49	26.3		30	29.5	19.2	19.5	22	31.2	70	0.25	0.55	
3	9h45	2.1	67	65	52	48	22	49	27.4		31	30.4	16.4	16.4	20	32	71	0.25	0.55	
4	9h50	2.1	67	65	52	48	22	52	27.4		32	30.4	16.1	16	20	32	71	0.14	0.31	40 độ
5	10h02	2.3	70	68	51	45	19	54	27.3		33	31.4	13.3	13.5	18	33.1	76	0.11	0.24	10 độ
6	10h15	2.4	73	72	49	43	17	57	27.9		33	31.4	9.9	9.4	16	33.3	76	0.08	0.17	10 độ
7	10h30	2.5	74	73	47	42	16	58	28.7		33	32.4	8.8	8.4	15	34.5	76	0.07	0.15	5 độ
8	10h40	2.6	75	75	45	40	15	60	28.9		33	32.5	7.4	7.3	14	34.3	74	0.06	0.13	5 độ
9	11h10	2.6	77	77	42	39	13	62	28.1		34	32.4	4.9	5.2	13	34.5	69	0.05	0.11	5 độ
10	11h20	2.6	79	78	41	37	12	64	28.4		34	33.2	3.8	4.6	13	35.1	65	0.04	0.09	5 độ

kênh MINI thí nghiệm ngày 17/3 hồi nhiệt – làm mát phụ																				
STT	THỜI GIAN	I (AMPE)	P2	P3	P4	P1	T1	T2	T3	t4	t5	t6	T7	T8	T Phòng	T MT	độ ẩm %	số vòng	tiết diện (mm ²)	đóng lại
1																		5.75	12.57	
2	9h20	2	60	58	52	48	25.1	45	25.1		28.6	27.5	23.4	23	23	31.4		0.75	1.64	
3	9h40	2.1	63	61	51	48	24.3	47	24.9		29.3	28.5	21.1	21.2	21	31.9		0.25	0.55	
4	9h55	2.2	67	65	50	46	22.4	52	25		31.2	29.6	17.1	18.2	17	32.7		0.14	0.31	40 độ
5	10h10	2.3	69	68	48	46	20.5	56	25.4		31.8	30.3	14.2	15.7	15	33.4		0.11	0.24	10 độ
6	10h30	2.4	72	71	46	44	19.2	57	25.4		32.3	31.4	12.6	13.3	13	33.2		0.12	0.26	5 độ
7	10h40	2.4	73	72	46	43	18.4	59	26.5/25.3		33.2	31.3	10.9	11.9	13	34.3		0.13	0.28	5 độ
8	11h00	2.5	75	74	44	42	16.7	61	26.3/27.2		33.4	31.7	9	9.4	12	34.1		0.14	0.31	5 độ
9	11h15	2.5	76	75	44	42	16.4	62	26.3		34.5	32.2	7.8	8.5	11	34.4		0.15	0.33	5 độ
10	11h25	2.6	78	77	42	41	14.2	63	26.2/27.5		34.3	32.4	6	6.1	10	34.5		0.16	0.35	5 độ

kênh MINI thí nghiệm ngày 17/3 hồi nhiệt – làm mát phụ																				
STT	THỜI GIAN	I (AMPE)	P2	P3	P4	P1	T1	T2	T3	t4	t5	t6	T7	T8	T Phòng	T MT	độ ẩm %	số vòng	tiết diện (mm ²)	đóng lại
1																		5.75	12.57	
2	13h30	2	59	56	50	47	24.2	44	24.1		27	27	22	22	22	30.8		0.75	1.64	
3	13h40	2	62	60	50	47	23	46	24.3		29	28	21	20	21	31.9		0.25	0.55	
4	13h55	2.1	66	64	49	46	21.3	52	25.5		30	29	18	18	18	32.7		0.14	0.31	40 độ
5	14h05	2.2	69	67	48	46	20.5	55	25.7		32	30	15	16	15	34.9		0.11	0.24	10 độ
6	14h20	2.3	72	71	46	44	20.7	57	26.6		33	32	14	15	14	34.8		0.12	0.26	5 độ
7	14hh35	2.4	73	72	46	43	19.2	59	26.7		33	33	12	12	13	34.7		0.13	0.28	5 độ
8	14h45	2.5	75	74	45	43	18.1	61	27.2		34	32	10	12	13	35		0.14	0.31	5 độ
9	14h57	2.5	77	76	44	42	16.7	62	27.2		35	34	8.4	8.8	12	35.5		0.13	0.28	5 độ
10	15h15	2.6	78	77	43	41	15	63	27		36	33	6.8	7.8	11	35.4		0.12	0.26	5 độ

4. Ảnh hưởng của lưu lượng CO2

No.	p1 (bar)	t1 (°C)	t1' (°C)	p2 (bar)	t2 (°C)	p3 (bar)	t3' (°C)	t3 (°C)	p4 (bar)	t4 (°C)	COP	Q ₀ (kW)	t1-t4	l ₀ (kW)	m (kg/h)
1	49	23,5	22,3	77	62,5	76,5	33,9	33,2	50	14,5	2,46	2,12	7,8	0,86	121,4
2	48,5	22,6	19,3	78	63,7	77,5	34,6	33,3	50	14	2,50	2,23	5,3	0,89	119,8
3	48	22,4	16,7	79,5	65,9	79	34,8	34	49	13,6	2,76	2,53	3,1	0,92	117,4
4	47,5	22,1	16	80	66,8	79,5	35,1	34,5	48,5	13,1	2,86	2,62	2,9	0,92	116,2
5	46	21	15,1	81	69,5	80,5	35,5	35	47,5	12	2,74	2,64	3,1	0,97	111,6
6	45,5	19,4	14,2	82,5	70	82	35,7	35,4	47	11,6	3,15	3,12	2,6	0,99	111
7	45	19	13,5	83	71,1	82	36	35,6	46,5	11,4	2,97	3,07	2,1	1,03	110,2
8	44,5	18,5	13,4	84	72,5	83,5	36,9	36,5	46	11	2,64	2,78	2,4	1,05	108,6
9	44	16,3	15	85	75,8	84,5	37	36,6	45	10	2,43	2,88	5	1,1	104,2
10	42,5	15	14	86	78,2	85,5	37,1	36,5	44	9	2,44	2,97	5	1,22	100,4
11	41,5	14,2	12,6	87	80,2	86,5	38	37,7	43	8,2	2,2	2,71	4,4	1,23	97,5

5. Ảnh hưởng của lưu lượng không khí

Phía không khí																
V _a (m/s)	t _{a,i}	t _{a,o}	h _{a,i}	h _{a,o}	RH _{a,i}	RH _{a,o}	W _{a,i}	W _{a,o}	Q _a	Q _w	Q _{e,a}	sai so	Δt _a	Δw _a	W _{a,i}	W _{a,o}
5.00	28.90	25.90	71.90	65.71	66.50	73.70	0.02	0.02	1.06	1060.68	2.12	1.43	3.00	1.21	16.78	15.57
4.50	28.50	25.80	70.74	65.09	66.90	73.20	0.02	0.02	0.86	876.91	1.74	-	2.70	1.11	16.48	15.37
4.00	28.40	25.70	70.25	64.64	66.70	73.00	0.02	0.02	0.76	779.74	1.54	-	2.70	1.11	16.34	15.23
3.50	28.30	25.30	69.71	63.35	66.40	73.10	0.02	0.01	0.74	780.89	1.52	-	3.00	1.27	16.16	14.89
3.00	28.10	24.70	68.76	61.21	66.00	72.80	0.02	0.01	0.72	833.28	1.55	-	3.40	1.58	15.87	14.29
2.50	28.00	24.50	68.54	60.41	66.20	72.50	0.02	0.01	0.62	778.43	1.40	-	3.50	1.77	15.83	14.06
2.00	28.20	24.20	69.17	59.30	66.10	72.20	0.02	0.01	0.57	793.78	1.36	-	4.00	2.25	15.99	13.74
1.50	28.40	24.00	70.13	58.47	66.50	71.80	0.02	0.01	0.47	739.22	1.21	-	4.40	2.79	16.29	13.50
1.00	28.30	23.60	69.71	57.09	66.40	71.50	0.02	0.01	0.34	541.48	0.88	-	4.70	3.05	16.16	13.11
0.50	28.40	23.10	70.13	55.51	66.50	71.40	0.02	0.01	0.19	318.78	0.51	-	5.30	3.59	16.29	12.70
0.20	0.20										0.41		1.00			

Phía môi chất																	
Vair (m/s)	m (kg/s)	t _{r,i}	p _{ri}	t _{r,o}	p _{out}	t _{cooler}	p _k	t _k	h1	h2	h3=h4	COP	ss	Q _{e,r}	Δt _r	m _a	qo,r
5.00	0.30	15.10	50.10	27.00	50.60	33.00	77.00	67.50				3.31		2.09	12.54	0.34	99.50
4.50	0.27	14.50	50.00	26.80	49.00	33.00	77.00	66.70	59.23	32.81	-147.30	3.33		2.11	13.23	0.37	100.60
4.00	0.24	14.20	49.90	26.50	48.80	33.00	77.00	67.20	59.35	31.98	-147.30	3.55		2.12	13.13	0.38	100.70
3.50	0.21	14.00	49.70	26.00	48.70	33.20	77.50	68.30	59.78	30.76	-156.10	3.56		2.24	12.84	0.35	106.80
3.00	0.18	13.90	49.50	25.30	48.30	33.40	77.50	68.20	60.78	30.92	-161.40	3.36		2.11	12.24	0.28	100.62
2.50	0.15	13.70	49.30	24.70	48.20	33.50	78.00	68.30	61.38	31.34	-166.80	3.50	0.87	2.21	11.48	0.27	105.42
2.00	0.12	13.50	49.10	23.70	48.10	33.50	78.00	68.50	62.70	31.00	-161.50	3.11		2.07	11.05	0.21	98.80
1.50	0.09	13.20	48.70	22.20	47.60	33.80	78.00	68.60	64.70	30.80	-152.70	2.59		1.85	9.85	0.16	88.00
1.00	0.06	12.80	48.30	20.90	47.10	34.10	78.00	68.50	66.16	31.00	-143.80	2.21		1.63	8.95	0.13	77.64
0.50	0.03	12.20	47.50	18.10	46.30	34.30	78.00	68.80	70.00	30.50	-139.50	1.76		1.46	6.76	0.10	69.50
0.20	0.00	0.20	0.50	1.00	0.50										1.00		

2. Ảnh hưởng của tỉ số nén

p2/p1	p1 (bar)	t1- t4	t1- t1'	t1 (°C)	t1' (°C)	t1' (°C)	p2 (bar)	t2 (°C)	p3 (bar)	t3' (°C)	t3 (°C)	p4 (bar)	t4 (°C)	COP	Q ₀ (kW)	q ₀	l kW	l ₀ (kJ/kg)	m (kg/h)
1.57	49	9	6.7	23.5	16.8	22.3	77	62.5	76.5	33.9	33.1	50	14.5	2.46	2.12	62.77	0.86	25.57	121.4
1.61	48.5	8.6	8.4	22.6	14.2	19.3	78	63.7	77.5	34.3	33.5	50	14	2.50	2.23	67.1	0.89	26.83	119.8
1.65	48	8.8	8.4	22.4	14	16.7	79.5	65.9	79	34.8	34.2	49	13.6	2.76	2.53	77.7	0.92	28.14	117.4
1.68	47.5	9	8.8	22.1	13.3	16	80	66.8	79.5	35	34.4	48.5	13.1	2.85	2.62	81.38	0.92	28.46	116.2
1.76	46	9	8.1	21	12.9	15.1	81	69.5	80.5	35.5	34.9	47.5	12	2.73	2.64	85.44	0.97	31.16	111.6
1.81	45.5	7.8	6.06	19.4	13.34	14.2	82.5	70	82	35.7	35.2	47	11.6	3.14	3.12	101.4	0.99	32.2	111
1.84	45	7.6	5.78	19	13.22	13.5	83	71.1	82.5	36	35.5	46.5	11.4	2.97	3.07	100.3	1.03	33.75	110.2
1.89	44.5	7.5	4.4	18.5	14.1	13.4	84	72.5	83.5	36.9	36.5	46	11	2.64	2.78	92.28	1.05	34.91	108.6
1.93	44	6.3	3.87	16.3	12.43	15	85	75.8	84.5	37	36.6	45	10	2.63	2.88	99.58	1.10	37.84	104.2
2.02	42.5	6	3.32	15	11.68	14	86	78.2	85.5	37.1	36.7	44	9	2.43	2.97	106.7	1.22	43.74	100.4
2.09	41.5	6	3.39	14.2	10.81	12.6	87	80.2	86.5	38	37.6	43	8.2	2.20	2.71	100.1	1.23	45.47	97.5