

----- oOo -----

## CAO ĐỨC DƯƠNG

NGHIÊN CỨU THAY THẾ CÁC CÔNG CHẤT  
LẠNH GÂY Ô NHIỄM MÔI TRƯỜNG BẰNG  
CÁC CÔNG CHẤT LẠNH KHÁC THÂN  
THIỆN VỚI MÔI TRƯỜNG CHO CÁC  
HỆ THỐNG LẠNH TRÊN TÀU THỦY

NGÀNH: KỸ THUẬT CƠ KHÍ ĐỘNG LỰC

MÃ SỐ: 60520116.

CHUYÊN NGÀNH: KHAI THÁC BẢO TRÌ TÀU THỦY

MÃ SỐ: 605201162

LUẬN VĂN THẠC SĨ KỸ THUẬT

1557



NGƯỜI HƯỚNG DẪN KHOA HỌC:

TS. LÊ VĂN VANG

~~TKS MT 05 - 12~~

~~TKS TCT CRAL 05/12~~

## LỜI CẢM ƠN

Trước tiên tôi xin chân thành bày tỏ lòng biết ơn sâu sắc nhất đến thầy Lê Văn Vang, người đã tận tình hướng dẫn và đóng góp nhiều ý kiến quan trọng, quý giá nội dung của luận văn.

Xin chân thành cảm ơn PGS.TS Lê Hữu Sơn trưởng Phòng Khoa học công nghệ & Đào tạo sau đại học đã có nhiều hướng dẫn, đóng góp nhiều ý kiến về các lĩnh vực chuyên môn trong quá trình thực hiện luận văn.

Xin chân thành cảm ơn quý thầy cô khoa Máy Tàu Thủy, Phòng Khoa học công nghệ & Đào tạo sau đại học trường Đại học Giao thông Vận tải Thành phố Hồ Chí Minh và các bạn lớp Cao học chuyên ngành Khai thác Bảo trì Tàu thủy khóa 2007 đã nhiệt tình giúp đỡ tôi trong quá trình học tập tại trường Đại học Giao thông Vận tải Thành phố Hồ Chí Minh cũng như trong quá trình làm luận văn.

Những lời cảm ơn sau cùng xin được gửi đến tất cả người thân, bạn bè và đồng nghiệp đã động viên, giúp đỡ tôi trong quá trình học tập cũng như trong quá trình làm luận văn.

TP.HCM, ngày 12 tháng 12 năm 2012

Tác giả

CAO ĐỨC DƯƠNG

## LỜI CAM ĐOAN

Tôi xin cam đoan đây là công trình nghiên cứu khoa học của riêng tôi, có sự hỗ trợ từ Thầy Lê Văn Vang và một số bạn bè, đồng nghiệp. Các nội dung nghiên cứu và kết quả nêu trong luận văn là trung thực và chưa được ai công bố trong bất kỳ công trình nào khác.

TP.HCM, ngày 12 tháng 12 năm 2012

Tác giả

CAO ĐỨC DƯƠNG

## MỤC LỤC

LỜI CẢM ƠN .....	1
LỜI CAM ĐOAN .....	2
DANH MỤC BẢNG BIỂU .....	6
DANH MỤC HÌNH ẢNH .....	7
MỞ ĐẦU.....	9
1. Tính cấp thiết của đề tài .....	9
2. Mục tiêu của đề tài.....	10
3. Phương pháp thực hiện .....	11
4. Nội dung thực hiện .....	11
5. Phạm vi nghiên cứu .....	11
6. Ý nghĩa khoa học và ý nghĩa thực tiễn của đề án .....	11
7. Tổng quan về tình hình nghiên cứu trong nước và ngoài nước .....	12
CHƯƠNG 1: TỔNG QUAN ĐỀ TÀI .....	13
1.1 Tầng Ozone và vấn đề phá hủy tầng Ozone của các Freon .....	13
1.1.1 Khái niệm về Ozone và vấn đề phá hủy tầng Ozone. ....	14
1.1.2 Chỉ số phá hủy tầng ozone của các chất khí <ODP> .....	15
1.2 Ảnh hưởng của sự suy giảm tầng Ozone đối với con người.....	16
1.3 Các qui định về công ước quốc tế về bảo vệ tầng Ozone. ....	19
1.4 Xu hướng sử dụng công chất lạnh cho tàu thủy hiện nay trên thế giới.....	21
CHƯƠNG 2: CƠ SỞ LÝ THUYẾT CHỌN CÔNG CHẤT THAY THẾ .	23
2.1 Các công chất lạnh được sử dụng trên các đội tàu biển hiện nay. ....	23
2.2 Đặc tính của công chất R12 .....	24
2.2.1 Tính chất vật lý: .....	24
2.2.2 Tính chất hóa học:.....	25
2.2.3 Tính an toàn cháy nổ:.....	26
2.2.4 Tính chất sinh lý: .....	26
2.2.5 Tính kinh tế:.....	26
2.3 Đặc tính của công chất R22 .....	27
2.3.1 Tính chất vật lý : .....	27
2.3.2 Tính chất hóa học:.....	27
2.3.3 Tính an toàn cháy nổ:.....	28
2.3.4 Tính chất sinh lý: .....	28

2.3.5 Tính kinh tế:.....	28
2.3.6 Ứng dụng:.....	28
2.4 Đặc tính của công chất R134A .....	28
2.5 Đặc tính của công chất R410A .....	29
2.5.1 Tính chất vật lý .....	29
2.5.2 Tính chất hóa học.....	30
2.5.3 Tính an toàn cháy nổ.....	30
2.5.4 Tính chất sinh lý .....	30
2.5.5 Tính an toàn đối với môi trường .....	30
2.5.6 Tính kinh tế.....	30
2.6 So sánh công chất R12 và R134A.....	30
2.7 So sánh công chất R22 và R410A.....	35
2.7.1. So sánh một số tính chất vật lí .....	35
2.7.2. So sánh tỷ số nén .....	36
2.7.3. So sánh hiệu áp suất.....	36
2.7.4. So sánh công nén riêng thể tích .....	37
2.7.5. So sánh hệ số lạnh lý thuyết.....	37
2.7.6. So sánh khả năng tương thích dầu bôi trơn.....	37
<b>CHƯƠNG 3: TÍNH TOÁN CHO MỘT HỆ THỐNG CỤ THỂ KHI THAY</b> <b>THỂ CÔNG CHẤT LẠNH THÂN THIỆN VỚI MÔI TRƯỜNG .....</b>	<b>39</b>
3.1. Tính nghiệm hệ thống lạnh với môi chất là R22.....	39
3.1.1 Chọn thông số ban đầu.....	39
3.1.2 Thông số làm việc của máy nén.....	39
3.1.3 Thông số làm việc của bình ngưng .....	43
3.1.4 Thông số dàn bay hơi.....	47
3.2. Tính nghiệm hệ thống lạnh với môi chất là R410A.....	54
3.2.1 Thông số làm việc của máy nén.....	54
3.2.2 Thông số làm việc của bình ngưng .....	56
3.2.3 Thông số làm việc tại dàn bay hơi .....	59
3.2.4 Xây dựng đường đặc tính bình ngưng : $Q_k = f(t_k, t_{mv})$ .....	61
3.3. Lập phương án chuyển đổi, thử nghiệm .....	65
3.3.1 Sơ đồ nguyên lý và cấu tạo hệ thống lạnh thực nghiệm .....	65
3.3.2 Yêu cầu kỹ thuật an toàn và cách vận hành hệ thống thực nghiệm .....	68
3.3.3. Thực hiện chuyển đổi hệ thống lạnh R22 sang dùng môi chất R410A.....	71

3.4. Khảo sát chế độ làm việc thực tế của hệ thống lạnh với môi chất R22 .....	91
3.4.1. Dụng cụ đo.....	92
3.4.2. Quá trình thực hiện .....	92
3.4.3. Kết quả khảo sát như sau .....	93
3.5. Thử nghiệm các chế độ làm việc thực tế của hệ thống lạnh với môi chất R410A.....	94
3.5.1. Dụng cụ đo.....	94
3.5.2. Quá trình thực hiện .....	94
3.5.3. Kết quả đo thu được, nhận xét và đánh giá.....	94
<b>KẾT LUẬN.....</b>	<b>99</b>

## DANH MỤC BẢNG BIỂU

Bảng 1.1 Thời gian biểu để loại trừ dần các chất CFC .....	20
Bảng 1.2 Thời gian biểu để loại trừ dần các chất HCFC .....	21
Bảng 2.1 Hệ số COP lý thuyết của một vài tác nhân lạnh .....	31
Bảng 2.2 Kết quả phân loại theo ASHRAE .....	33
Bảng 2.3 Trình bày một số kết quả thử nghiệm đối với tác nhân lạnh R134a và R12 .....	34
Bảng 2.4 Đặc điểm vật lý và môi trường .....	34
Bảng 2.5 Bảng so sánh các tính chất vật lý của R22 và R410A .....	35
Bảng 2.6 Tính tương thích của dầu bôi trơn và các môi chất lạnh .....	38
Bảng 3.1 Các thông số máy nén .....	39
Bảng 3.2 Dòng nhiệt qua kết cấu bao che .....	50
Bảng 3.3 Lượng hàng hóa trong kho lạnh (tính cho một ngày đêm) ...	53
Bảng 3.4 Các thông số ban đầu của buồng thịt .....	53
Bảng 3.5 Kết quả tính các điểm nút của chu trình hệ thống lạnh khảo sát có $t_k=35^{\circ}\text{C}$ , $t_0=-30^{\circ}\text{C}$ .....	60
Bảng 3.6 Kết quả tính nghiệm hệ thống lạnh khảo sát, khi nhiệt độ nước làm mát $t_{lmv}=30^{\circ}\text{C}$ , nhiệt độ hoá hơi bằng $-30^{\circ}\text{C}$ .....	60
Bảng 3.7 Giá trị của $t_k$ , $p_k$ theo $Q_k$ với $t_{lmv} = 20^{\circ}\text{C}$ , $t_{lmv} = 25^{\circ}\text{C}$ , $t_{lmv} = 30^{\circ}\text{C}$ , công chất là R410A lưu lượng nước làm mát bằng 0,7 kg/s .....	63
Bảng 3.8 Giá trị của $t_k$ , $p_k$ theo $Q_k$ với $t_{lmv} = 20^{\circ}\text{C}$ , $t_{lmv} = 25^{\circ}\text{C}$ , $t_{lmv} = 30^{\circ}\text{C}$ , công chất là R410A, lượng nước làm mát bình ngưng tăng gấp đôi (bằng 1,4 kg/s) .....	64
Bảng 3.9 Các dụng cụ đo, thử nghiệm .....	92
Bảng 3.10 Kết quả thử nghiệm cho công chất lạnh R22 .....	93
Bảng 3.11 Dụng cụ đo, thử nghiệm R410A .....	94
Bảng 3.12 Kết quả thử nghiệm cho công chất lạnh R410A .....	94
Bảng 3.13 So sánh kết quả làm việc của hệ thống với R22 và R410A .	96

Chỉ thuật  
Kotai

## DANH MỤC HÌNH ẢNH

Hình 1.1 Sự hình thành Ozone.....	13
Hình 1.2 Khoảng cách từ mặt đất đến tầng đối lưu, tầng bình lưu và tầng điện ly.....	13
Hình 1.3 Ozone hấp thụ bức xạ của tia UV .....	13
<del>Hình 1.4 Clo CFCS làm tia UV lọt qua a khí quyển xuống trái đất.....</del>	<del>15</del>
Hình 1.5 Clo tự do phản ứng hóa học với ozone .....	15
Hình 1.6 Sản xuất CFC tại các nước đang phát triển .....	20
Hình 1.7 Sản xuất HCFC đối với tất cả các nước.....	21
Hình 2.1 Minh họa cơ chế hình thành ra CFC-12 từ Hydrocarbon.....	24
Hình 2.2 Minh họa cơ chế hình thành ra HCFC-22 từ Hydrocarbon.....	27
Hình 2.3 Đồ thị T-s dùng để xác định hệ số COP lý thuyết.....	31
Hình 2.4 So sánh năng suất lạnh và COP giữa R314A và R12.....	32
Hình 2.5 So sánh năng suất lạnh và COP giữa R314A và R22.....	32
Hình 3.1 Chu trình hệ thống lạnh dùng R22 trên logp-i.....	42
Hình 3.2 Đường đặc tính bình ngưng .....	63
Hình 3.3 Nhiệt độ trung bình của nước biển Việt nam theo độ sâu và theo tháng.....	64
Hình 3.4 Phân bố nhiệt độ trung bình năm của nước biển Việt Nam theo độ sâu .....	64
Hình 3.5 Sơ đồ nguyên lý hệ thống lạnh thực nghiệm .....	67
Hình 3.6 Thổi ni-tơ đường ống trong quá trình hàn .....	72
Hình 3.7 Cấu tạo thiết bị thu hồi.....	73
Hình 3.8 Bình chứa thu hồi.....	73
Hình 3.9 Kết nối các thiết bị để thu hồi môi chất.....	74
Hình 3.10 Thu hồi môi chất ở thể hơi.....	74
Hình 3.11 Thu hồi môi chất thể hơi.....	75
Hình 3.12 Phương pháp thu hồi “kéo và đẩy” .....	76
Hình 3.13. Dùng máy nén để thu hồi môi chất.....	76

Hình 3.14 Vệ sinh hệ thống lạnh .....	79
Hình 3.15 Sơ đồ nguyên lý thử kín hệ thống thực nghiệm bằng khí Nitơ .	80
Hình 3.16 Hút chân không hệ thống lạnh có gia nhiệt bằng đèn.....	82
Hình 3.17 Sơ đồ nguyên lý hút chân không hệ thống thực nghiệm .....	83
Hình 3.18 Mất gas.....	84
Hình 3.19 Nạp môi chất ở thể hơi.....	85
Hình 3.20 Nạp môi chất ở thể lỏng.....	86
Hình 3.21 Phát hiện rò rỉ bằng dung dịch xà phòng.....	88
Hình 3.22 Thiết bị dò tìm môi chất.....	88
Hình 3.23 Dò tìm rò rỉ bằng đèn cực tím.....	88
Hình 3.24 Đèn halogen .....	89
Hình 3.25 Thiết bị thu hồi và tái chế môi chất lạnh của hãng Robinair .....	90
Hình 3.26 Thiết bị thu hồi và tái chế môi chất lạnh của hãng RTI.....	90
Hình 3.27 Nguyên lý tái chế “Single pass” .....	90
Hình 3.28 Nguyên lý tái chế “Multi pass”.....	91

## MỞ ĐẦU

### 1. Tính cấp thiết của đề tài

Biến đổi khí hậu, ô nhiễm môi trường là vấn đề cấp bách mà nước ta nói riêng và thế giới nói chung đã và đang cố gắng bằng mọi biện pháp nhằm giảm thiểu tới mức thấp nhất có thể.

Nước ta có bờ biển trải dài, nên ngành vận tải đường biển phát triển mạnh. Trong khi đó phần lớn các máy lạnh dưới tàu (đóng trước năm 1995) đều sử dụng công chất R22. Đây chính là một trong những chất phá hủy tầng Ozone mạnh mẽ nhất.

Với sự phát triển này đã làm ảnh hưởng rất lớn đến môi trường sống, sự ô nhiễm, sự xâm hại phá hủy tầng Ozone... là vấn đề ngày càng được các nước trên thế giới nói chung và Việt Nam nói riêng quan tâm. Yêu cầu bảo vệ môi trường ngày càng cấp thiết, trong đó các môi chất lạnh cũ sử dụng trong hệ thống lạnh có máy nén hơi phải được thay thế bằng các môi chất lạnh mới có tính thân thiện với môi trường. Nếu trước đây các môi chất lạnh làm việc trong hệ thống lạnh có máy nén hơi là các chất CFC và HCFC, thì ngay nay dần dần được thay thế bởi các chất HFC và các chất hòa trộn từ các chất đơn chất. Tất nhiên các môi chất lạnh mới này khi được sử dụng trong hệ thống lạnh phải được tính toán thiết kế lại cho thích hợp. Tùy vào từng trường hợp cụ thể mà sự nguy hại đến môi trường sẽ khác, nhưng các nhà khoa học trên Thế Giới đã thống nhất xác định rằng các tác nhân lạnh CFC và HCFC hiện đang sử dụng trong hệ thống lạnh có máy nén hơi là một trong những nguyên nhân gây ra việc hủy hoại tầng Ozone và làm tăng hiệu ứng nhà kính trên toàn trái đất.

Chính vì vậy việc nghiên cứu thay thế môi chất lạnh mới là việc làm rất bức thiết hiện nay. Trước nhu cầu cấp bách này có ba hướng giải pháp chính sau đây:

- 1) Hạn chế việc thải môi chất lạnh CFC và HCFC ra môi trường
- 2) Sử dụng hệ thống máy lạnh hấp thụ
- 3) Thay môi chất lạnh CFC và HCFC bằng các chất HFC và các chất hòa trộn từ những đơn chất

Hướng giải pháp thứ nhất bị hạn chế: Bởi tác phong và thói quen vận hành của người công nhân. Nhiều cơ sở kỹ nghệ lạnh còn khá nhỏ, đơn chiếc, việc vận hành không thể tránh khỏi rò rỉ môi chất lạnh và các hệ thống lạnh tại Việt Nam đã cũ nên không đảm bảo kín khít. Do vậy hướng giải pháp này không khả thi.

Hướng giải pháp thứ hai là hướng đi khá tốt và là vấn đề nghiên cứu của tác giả khác. Tuy nhiên do tư tưởng của con người đã quen sử dụng hệ thống lạnh có máy nén hơi, và lại số lượng máy lạnh có máy nén hơi rất nhiều và gần như chiếm đa số trong ngành lạnh ở Việt Nam, do vậy không thể một lúc có thể vứt bỏ. Chính vì vậy giải pháp thứ hai này cũng bị hạn chế.

Hướng giải pháp thứ ba có nhiều khó khăn bởi việc nghiên cứu thực nghiệm để hệ thống phù hợp với môi chất lạnh mới. Nhưng việc tận dụng lại hệ thống đã có, tính toán chọn lại một số ít thiết bị của hệ thống là việc làm rất lợi về kinh tế và rất phù hợp cho hoàn cảnh kinh tế ở Việt Nam. Đây là hướng giải pháp phù hợp được chọn để nghiên cứu.

Tại Việt Nam, có một số nhà khoa học đã nghiên cứu thay thế môi chất lạnh Freon R12 bởi R134a đối với tủ lạnh gia đình. Việc thay thế R22 bằng môi chất lạnh mới thân thiện với môi trường vẫn chưa được nghiên cứu thực nghiệm, dù rằng hiện tại rất cần thiết.

Trước tình hình chung của thế giới là không cho sử dụng R22 vào năm 2040 đối với các nước đang phát như Việt Nam. Kết hợp với điều kiện của Việt Nam hiện nay, phải làm sao thay thế môi chất lạnh R22 bằng môi chất lạnh mới phù hợp với môi trường và điều kiện kỹ thuật mà ít tốn kém về kinh tế.

Đề tài này sẽ: “Nghiên cứu thay thế các công chất lạnh gây ô nhiễm môi trường bằng các công chất lạnh khác thân thiện với môi trường cho các hệ thống lạnh trên tàu thủy”.

## **2. Mục tiêu của đề tài**

Tuân thủ công ước quốc tế về bảo vệ môi trường, thay thế các hệ thống lạnh trên tàu thủy đang dùng công chất cũ gây ô nhiễm môi trường R12, R22, bằng công chất mới thân thiện với môi trường R410A không gây thủng tầng Ozone trên cơ sở các hệ thống lạnh hiện có, giảm thiểu chi phí đầu tư thiết bị cho tàu.

### **3. Phương pháp thực hiện**

Dùng phương pháp điều tra, thống kê, phân tích tổng hợp, so sánh tính chất của các loại công chất mới và cũ.

Tính toán nhiệt rút ra kết luận việc sử dụng công chất lạnh mới thay thế là hợp lý.

Dùng thực nghiệm trên hệ thống cụ thể chuyển đổi công chất cho hệ thống để đưa ra kết quả thực tế.

### **4. Nội dung thực hiện**

- Tổng quan về tình hình ô nhiễm môi trường, gây thủng tầng Ozone do các Freon gây ra, Các giải pháp khắc phục ở Việt Nam và trên thế giới.

- Khảo sát nhu cầu chuyển đổi hệ thống lạnh thực phẩm tàu thủy sử dụng các công chất lạnh gây ô nhiễm môi trường và đánh giá, lựa chọn hệ thống lạnh để thay thế công chất. Lựa chọn công chất thay thế .

- Tính toán thay thế để chuyển đổi hệ thống lạnh tàu thủy được lựa chọn sang dùng công chất khác thân thiện với môi trường.

- Thử nghiệm các chế độ làm việc thực tế của hệ thống lạnh trước khi thay thế và sau khi thay thế.

- Tổng kết các kết quả thu được và khuyến cáo cho các hệ thống lạnh khác.

### **5. Phạm vi nghiên cứu**

- Nghiên cứu thay thế cho một hệ thống lạnh thực phẩm trên tàu thủy.

- Khuyến cáo thay thế cho các hệ thống lạnh cũ dùng công chất là freon R12, R22 Trên các tàu của Việt Nam.

### **6. Ý nghĩa khoa học và ý nghĩa thực tiễn của đề án**

Ý nghĩa khoa học của đề tài là khẳng định được hiệu quả của việc thay thế môi chất lạnh mới phù hợp về mặt kỹ thuật và thân thiện với môi trường sống. Xây dựng cơ sở lý thuyết và thực nghiệm so sánh tính chất nhiệt động của công chất lạnh cũ và công chất lạnh mới.

Ý nghĩa thực tiễn của đề án là mở rộng khả năng chuyển đổi môi chất cho các hệ thống lạnh thông dụng sử dụng công chất R22 dưới tàu thủy, giúp hạn chế sử dụng R22, bảo vệ môi trường sống và tiết kiệm chi phí đáng kể cho các chủ tàu.

## **7. Tổng quan về tình hình nghiên cứu trong nước và ngoài nước**

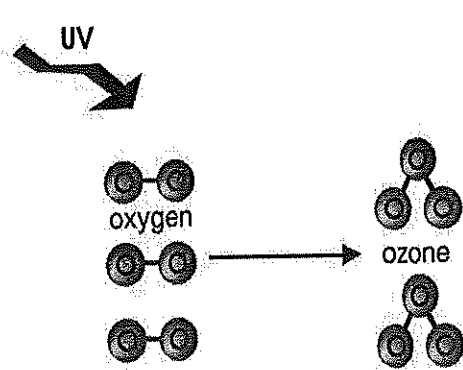
Ở các nước trên thế giới, đặc biệt là ở các nước phát triển, gần như chưa có công trình nghiên cứu nào cho việc chuyển đổi các hệ thống sử dụng công chất cũ sang dùng môi chất thân thiện với môi trường mà họ chủ yếu nghiên cứu sản xuất các hệ thống lạnh mới dùng môi chất R134A, R407C, R410A... điều này có lẽ xuất phát từ thói quen và điều kiện kinh tế tốt của người tiêu dùng cũng như chiến lược kinh doanh của các nhà sản xuất.

Trong nước, đã có một số công trình nghiên cứu chuyển đổi các hệ thống lạnh R12, R22 cũ sang dùng môi chất thuộc nhóm HFC như R404A, R134a, R407C... nhưng chưa có bất kỳ một công trình nghiên cứu nào được thực hiện đối với các hệ thống lạnh trên tàu thủy đặc biệt là công chất lạnh R410A.

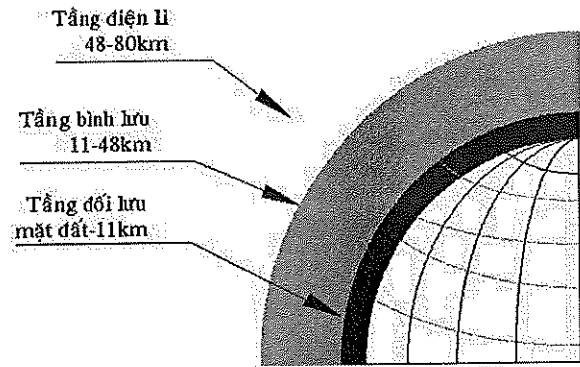
## CHƯƠNG 1: TỔNG QUAN ĐỀ TÀI

### 1.1 Tầng Ozone và vấn đề phá hủy tầng Ozone của các Freon

Sự sống trên trái đất đã được bảo vệ bởi một lớp bảo vệ trong khí quyển. Lớp bảo vệ này gồm có Ozone đóng vai trò như một lá chắn bảo vệ trái đất khỏi sự bức xạ của tia cực tím có hại của mặt trời. Lớp bảo vệ này là duy nhất đối với hành tinh của chúng ta. Nếu lớp bảo vệ này biến mất, bức xạ cực tím của mặt trời sẽ hủy hoại bề mặt của trái đất và hủy diệt hầu hết sự sống trên hành tinh.

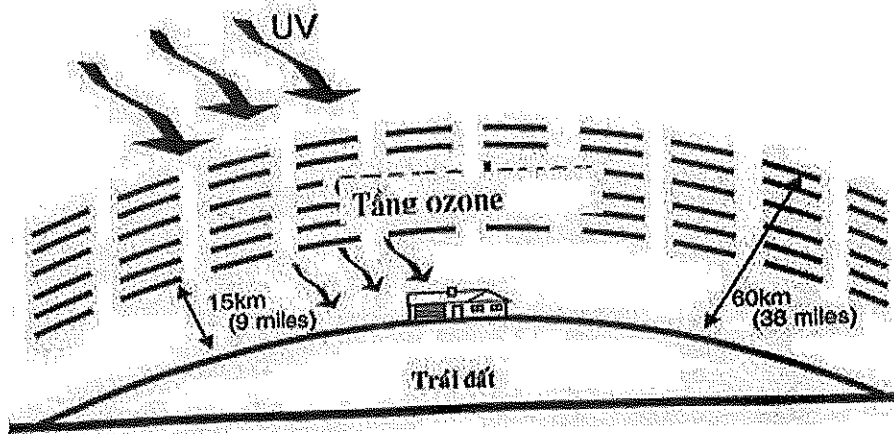


Hình 1.1 Sự hình thành Ozone



Hình 1.2 Khoảng cách từ mặt đất đến tầng đối lưu, tầng bình lưu và tầng điện ly.

Ozone (O<sub>3</sub>) là một dạng cấu thành của oxy với 3 nguyên tử. Chất này có trong khí quyển của trái đất. Nó được hình thành từ tia cực tím (UV) có cường độ cao bức xạ từ mặt trời đến, làm cho phân tử oxy (O<sub>2</sub>) bị phân chia (Xem hình 1.1 và 1.2) nguyên tử oxy được hình thành sẽ phản ứng với phân tử oxy để tạo nên ozone. Ozone được tìm thấy như một loại khí hiếm ở độ cao 15 ÷ 60 Km so với mặt biển.



Hình 1.3 Ozone hấp thụ bức xạ của tia UV

### 1.1.1 Khái niệm về Ozone và vấn đề phá hủy tầng Ozone

Ozone là một chất khí có mùi không dễ chịu, có vị cay và ở một độ dày nhất định nào đó thì có thể có màu xanh rất nhạt.

Các phân tử Ozone được tạo ra và phá hủy liên tục, thông qua quá trình khí quyển tự nhiên.

Đặc điểm cơ bản của Ozone là tính bền vững kém. Do đó trong một điều kiện thích hợp nào đó Ozone có thể bị phân hủy bởi một số chất khí có chứa Chlorine, hydrogen, nitrogen đang tồn tại tự nhiên trong bầu khí quyển. Người ta chia lượng ozone đang tồn tại trong bầu khí quyển ra làm ba thành phần:

+ Thành phần thứ nhất: Lớp mỏng trong bầu khí quyển, sát bề mặt trái đất (từ mặt đất ÷ 11 km) - gọi là tầng đối lưu. Tuổi thọ của lớp Ozone này rất ngắn khoảng chừng vài ngày, không có ảnh hưởng gì đến môi trường.

+ Thành phần thứ hai: Từ 11 ÷ 48 km – gọi là tầng bình lưu. Mật độ Ozone dày đặc nhất.

+ Thành phần thứ ba: Từ 48 ÷ 80 km – gọi là tầng điện ly. Trong vùng này, các loại khí khác xuất hiện do các hoạt động của con người – hầu như không thể có mặt. Vì hầu hết đã bị phân hủy trước khi đến được vùng này.

Chính vì vậy, nguyên nhân hình thành Ozone chủ yếu do tác động của bức xạ mặt trời đến các phân tử oxygen như đã trình bày ở trên. Tuy nhiên lại xuất hiện thêm nguyên nhân gây phá hủy tầng Ozone bên cạnh các nguyên nhân tự nhiên có từ bao đời nay. Nguyên nhân này hoàn toàn thuộc về con người, do các hoạt động của con người. Như một số chất khí có chứa chlorine, ví dụ như khí CFC có khả năng mạnh trong việc hủy hoại tầng ozone. Các chất này – chúng có khả năng lên đến được tầng bình lưu và có khả năng tồn tại khá lâu trong bầu khí quyển trước khi bị phá hủy.

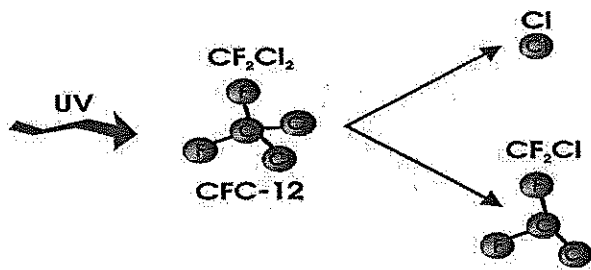
Dưới tác dụng của tia bức xạ mặt trời, các chất khí này có thể bị phân hủy để phóng thích các nguyên tử chlorine tự do. Đến lượt các nguyên tử chlorine có khả năng phá vỡ các mối liên kết của phân tử ozone để tạo nên khí oxygen và chlorine. Các nguyên tử oxygen tự do lại có thể phá vỡ mối liên kết chlorine để làm tái xuất hiện các nguyên tử chlorine, và quá trình cứ lặp đi lặp lại.

Các nghiên cứu cho thấy một nguyên tử chlorine tự do ở tầng bình lưu có thể lặp đi lặp lại chu trình phá hủy Ozone khoảng 100.000 lần.

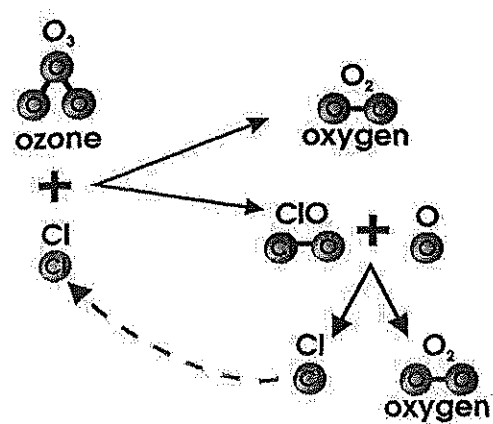
Các chất khí có thể tham gia vào quá trình phá hủy tầng ozone:

- + Tác nhân lạnh: Dùng cho hệ thống lạnh và điều hòa không khí.
- + Các chất sử dụng cho bình chữa lửa
- + Công nghệ tạo bột xốp: Các chất cách nhiệt, các tấm cách nhiệt.
- + Công nghệ hóa mỹ phẩm
- + Kỹ thuật cơ khí chính xác và công nghệ điện tử

Bức xạ tia cực tím từ mặt trời phá vỡ phân tử oxygen thành các nguyên tử, các nguyên tử này sẽ liên kết với các phân tử oxy để tạo thành ozone. Chlorine được giải phóng bởi quá trình bức xạ từ các phân tử có chứa chlorine – có thể kết hợp với một nguyên tử từ phân tử ozoner tạo thành các sản phẩm CLO (chlorine oxyt) và oxy thông thường. Bằng cách này chlorine đóng vai trò như một xúc tác trong quá trình phá hủy ozoner mà không phải trải qua quá trình biến đổi lâu dài. Vì vậy nó có thể tiếp tục lặp đi lặp lại quá trình đó. Do đó mỗi phân tử CFC phá hủy hàng nghìn, hàng nghìn phân tử ozoner. Và điều này làm cho cân bằng tự nhiên bị biến đổi mạnh .



Hình 1.4 Clo CFCS làm tia UV lọt qua khí quyển xuống trái đất



Hình 1.5 Clo tự do phản ứng hóa học với ozone

### 1.1.2 Chỉ số phá hủy tầng ozone của các chất khí <ODP>

Các nhà khoa học đã xác định, các chất khí có thể tham gia vào việc phá hủy tầng ozone không chỉ là các tác nhân lạnh đang được dùng trong các hệ thống lạnh và điều hòa không khí, mà còn là các môi chất được sử dụng trong

các lĩnh vực khác như: Bình chữa lửa, công nghệ tạo bọt xốp, kỹ thuật cơ khí chính xác, công nghệ hóa mỹ phẩm, nông nghiệp,...

Để đánh giá mức độ hủy hoại tầng ozone của các chất này, người ta đặt ra chỉ số ODP (Ozone Depletion Potential).

Do đặc tính hấp thụ mạnh các tia cực tím (UV), ozone hay tầng ozone được xem như là một lá chắn vững chắc ngăn chặn các tia bức xạ mặt trời không có lợi cho sức khỏe của con người và các sinh vật khác. Các tia cực tím thông thường có bước sóng trong khoảng từ  $10.10^{-9}$  đến  $380.10^{-9}$ m. Tùy theo bước sóng người ta chia các tia cực tím ra làm ba loại:

-Tia UV-C: Có bước sóng từ  $10.10^{-9}$  đến  $290.10^{-9}$ m

-Tia UV-B: Có bước sóng từ  $290.10^{-9}$  đến  $320.10^{-9}$ m

-Tia UV-A: Có bước sóng từ  $320.10^{-9}$  đến  $380.10^{-9}$ m

Bình thường thì hầu hết các tia cực tím đến được bề mặt trái đất đều thuộc loại UV-A. Ở mức độ vừa đủ các tia UV-A mang lại một số lợi ích nhất định cho sự phát triển da, bảo vệ da khỏi các tác động xấu gây ra do các tia khác. Tia UV-B có tác động nguy hiểm nhiều hơn khi vượt quá giới hạn cho phép. Tia này có thể gây ra các bệnh ung thư da, đục thủy tinh thể, làm hại hệ hô hấp và tim mạch,... Ở điều kiện cân bằng sinh thái hầu hết các tia UV-B đều bị hấp thụ bởi tầng ozone

Tia UV-C cũng gây tác hại xấu về mặt di truyền, tuy nhiên trong điều kiện bình thường thì hầu như tia UV-C khó đến được bề mặt trái đất do bị ozone và oxygen có trong bầu khí quyển hấp thụ.

## **1.2 Ảnh hưởng của sự suy giảm tầng Ozone đối với con người**

Hậu quả là những thay đổi thành phần trong khí quyển trái đất, có thể gây thay đổi khí hậu toàn cầu. Sự gia tăng của hiệu ứng nhà kính sẽ làm cho trái đất nóng lên. Gây khó khăn trong việc: Ước tính nhiệt độ sẽ thay đổi như thế nào trong một khu vực đã được xác định trên bề mặt trái đất, và những ảnh hưởng nào có thể có. Hoặc như sự thay đổi thời tiết cục bộ tại một vùng nào đó lại càng khó tính toán hơn nữa.

Một vài hệ quả của việc suy giảm tầng Ozone:

+ Tăng mực nước biển trung bình : Người ta dự đoán rằng vì nhiệt độ trái đất tăng lên sẽ thúc đẩy hiện tượng tan băng tuyết ở các vùng cao hơn mực nước biển sẽ tan ra và chảy vào các đại dương, làm tăng mực nước biển trên toàn cầu. Sẽ thêm nhiều vùng đất, đảo bị chìm xuống đại dương.

+ Khí hậu : Các yếu tố vật lý của môi trường tại một số vùng thay đổi.

+ Thu hoạch : Nồng độ khí carbondioxit lớn hơn có thể có lợi cho cây trồng, nhưng không chắc chắn, vì nếu có sự thay đổi của khí hậu khu vực chúng ta sẽ phải nghiên cứu để có thể dự đoán xem loại cây trồng nào có thể thích nghi (tùy từng mức độ) với sự thay đổi mỗi vùng.

+ Hệ sinh thái : Hệ sinh thái từng vùng rất nhạy cảm với sự thay đổi nhiệt độ, lượng mưa và độ ẩm của đất. Sự tăng  $CO_2$  nói chung thuận lợi cho cây trồng. Một vài loại cây, một vài loại động vật nào đó có thể biến mất trong một số vùng nhất định nếu chúng không thích nghi với điều kiện mới hoặc phải di chuyển đến hệ sinh thái khác cho phù hợp. Khi lượng bức xạ tia cực tím tăng hệ sinh thái biển có thể bị tác động bất lợi. Những thực vật nổi, những sinh vật phù du, những ấu trùng của nhiều loài sống trên bề mặt của đại dương (cá, tôm, cua) hay cách sâu vài mét so với bề mặt rất dễ bị tiêu diệt dần. Sinh vật phù du là nguồn thức ăn quan trọng trong hệ sinh thái biển tạo nên cấu trúc môi trường biển. Nếu nguồn thức ăn này mất đi sẽ dẫn đến cấu trúc môi trường biển thay đổi không lường được. Hệ thực vật nổi ở biển có vai trò quan trọng trong quá trình quang hợp chúng hấp thụ  $CO_2$  để tạo thành  $O_2$  trong môi trường biển. Nếu hệ thực vật nổi ở biển bị hủy hoại sẽ làm thay đổi cấu trúc môi trường biển và còn dẫn đến xu hướng gia tăng  $CO_2$  của khí quyển trong tương lai, theo đó là khí hậu sẽ lại nóng lên

+ Môi trường : Các nhà khoa học đã chỉ ra rằng: Khi lượng ozone giảm đi 1% thì sẽ làm tăng 2% lượng bức xạ tia cực tím. Thực vật và sự sống dưới nước có thể bị ảnh hưởng bất lợi khi lượng bức xạ tia cực tím gia tăng. Khi lượng bức xạ tia cực tím tăng. Sản lượng cá thu hoạch từ biển cũng giảm đi, năng suất cây trồng giảm và đương nhiên gây thiệt hại cho cả rừng, mà: Rừng là lá phổi của thiên nhiên.

+ Sức khỏe của con người: Tỷ lệ mắc bệnh ung thư da, bệnh đục nhãn mắt và suy giảm hệ miễn dịch tăng lên.

+ Bức xạ tia UV-B tăng lên gây ra ba loại ung thư da. Hai loại đầu được biết đến nhiều nhất là Basal và Squamous. Bệnh tiến triển lành tính. Hàng năm bệnh này ảnh hưởng đến khoảng một nửa triệu người Mỹ. Chương trình Môi trường của Liên hiệp quốc (EPA) dự báo, những căn bệnh ung thư lành tính này sẽ tăng 26% khi hàm lượng ozone giảm 10%. Bệnh Melanoma (khối u ác tính) mỗi năm có khoảng 25.000 người mắc phải và gây tử vong cho khoảng 5000 người. EPA ước lượng đã có thêm khoảng 154 triệu trường hợp mắc bệnh và 3,2 triệu người tử vong. Bệnh ung thư da đã tăng gấp ba lần ở Australia (ở gần nam cực) nơi mà những “cảnh báo về ozone” đã được đưa ra.

+ Những vẩn đục hình thành trong thủy tinh thể của mắt, làm hạn chế thị lực. EPA ước lượng đã có thêm khoảng 18 triệu trường hợp mắc bệnh đục nhãn mắt mỗi năm. Nếu việc sử dụng CFC được kiểm soát sẽ làm giảm đến 92% số trường hợp mắc bệnh này.

+ Các nghiên cứu gần đây cho thấy rằng việc phơi mình dưới bức xạ tia cực tím làm giảm khả năng chống lại một số căn bệnh của hệ miễn dịch của cơ thể. Bệnh rộp da không đau, bệnh leishmaniasis – một căn bệnh ký sinh trùng thường thấy ở vùng nhiệt đới – được cho là đang phát triển mạnh do bức xạ tia cực tím tăng lên.

+ Thông tin thêm (báo Lao động – 31/10/2000):

Thành phố PUNTA ARENAS – Chile trong thảm họa thủng tầng ozone.

Các nước gần khu vực Nam cực đã và đang đối mặt trực tiếp hàng ngày với thảm họa trên. Thành phố Punta arenas với 120.000 cư dân được xem là khu vực nguy hiểm nhất của thế giới. Cường độ UV mà mặt trời “phóng” xuống khu vực này chỉ trong 7 phút đã bằng tổng lượng UV trung bình của các thành phố khác nhận được trong cả ngày. UV với hàm lượng cao và chiếu trực tiếp trong thời gian dài đã làm bùng phát tỷ lệ người mắc bệnh ung thư da. Các khu vực canh tác nông nghiệp, chăn nuôi gia súc và công nghiệp hải sản của khu vực này cũng đang nằm trong tình trạng điều đứng. Người dân ở đây không dám ra khỏi nhà vào ban ngày nếu không mặc quần áo bảo vệ chống UV. Theo dự báo, rất nhiều

thành phố công nghiệp với mật độ dân số cao nằm trong khu vực chịu ảnh hưởng trực tiếp của lỗ thủng ozone tại Argentina, Australia, Chile, New Zealand và Nam phi sẽ phải đối đầu với thảm họa như ở Punta Arenas.

+ Sự gia tăng bức xạ tia cực tím UVB đang là điều cảnh báo đối với nhân loại, thúc giục cả cộng đồng quốc tế phải bắt tay ngay vào những hoạt động kịp thời để bảo vệ lấy cuộc sống của chính mình.

### **1.3 Các qui định về công ước quốc tế về bảo vệ tầng Ozone**

UNEP đã quan tâm đến vấn đề bảo vệ tầng ozone từ khi mới thành lập vào năm 1972. Trên cơ sở những phát hiện của các nhà khoa học về hiện tượng suy giảm tầng ozone. Tháng 3 năm 1985 Hiệp ước về bảo vệ tầng ozone đã được ký kết tại Vienna. Thỏa thuận chung nhằm kêu gọi mọi người tham gia vào việc bảo vệ tầng ozone. Phối hợp hành động chống lại sự suy thoái tầng ozone. Tháng 9 năm 1987 nghị định thư Montreal đã được ký kết. Một số chất có tác động mạnh đến sự hủy hoại tầng ozone đã được đưa vào danh mục các chất cần kiểm soát, và đã đề ra các biện pháp nhằm loại trừ dần các chất ODS <Ozoner Depletion Substance>.

Tháng 9 năm 1990 các nước tham gia nghị định thư Montreal lại gặp nhau tại London để bàn việc sửa đổi, bổ sung nghị định thư Montreal

Tháng 11 năm 1992 các bên đã gặp mặt lần thứ tư tại Copenhagen. Các bên nhất trí loại bỏ CFC vào năm 1996, methylchloroform, CTC cũng bị loại bỏ vào thời điểm này, và bỏ halon vào năm 1994. Các chất HCFC sẽ bị loại bỏ vào năm 2030. Sở dĩ có thời điểm muộn màng này là do việc sử dụng các chất HCFC gây suy giảm ít hơn, trước tiên cần được khuyến khích để thay thế các chất CFC.

Ý thức được sự cần thiết phải loại trừ các chất ODS. Việt nam đã chính thức tham gia công ước Vienna và nghị định thư Montreal vào năm 1994.

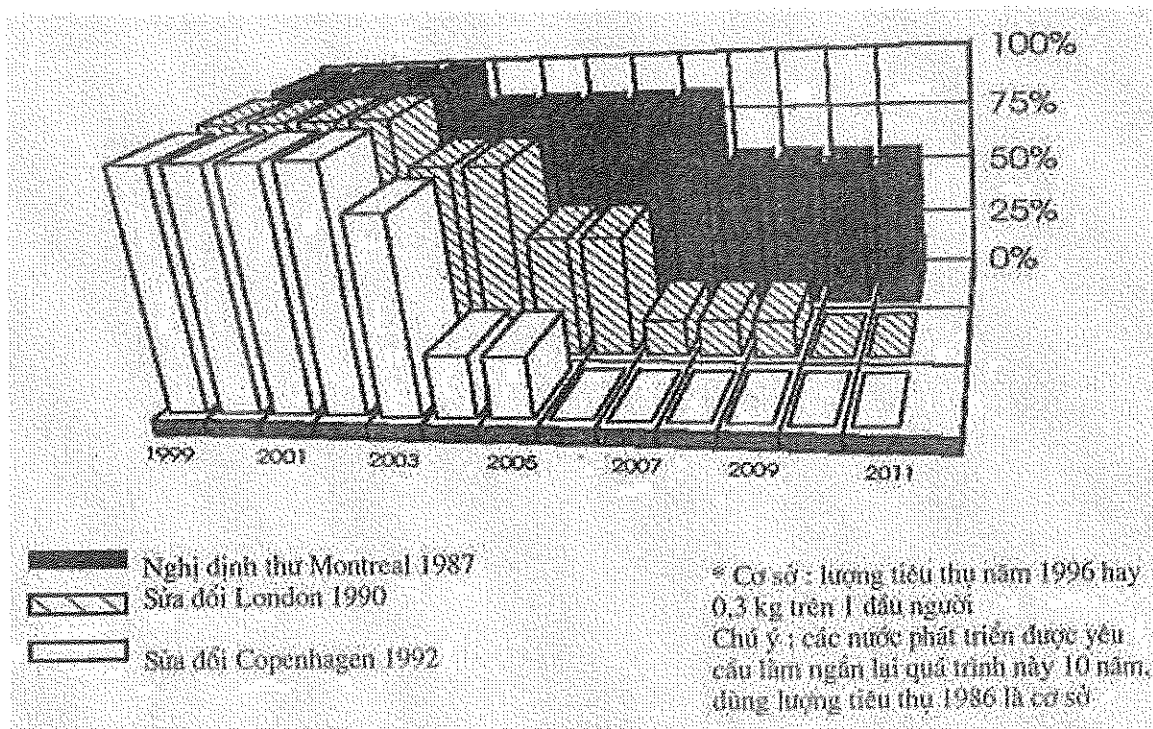
Tháng 12 năm 1994 hầu hết các nước đã phê chuẩn Nghị định thư Montreal, 101 nước thông qua sửa đổi nghị định thư tại Luân đôn và 39 nước phê chuẩn nghị định thư Copenhagen .

Việc đạt được mục tiêu của nghị định thư Montreal phụ thuộc vào sự hợp tác rộng rãi của tất cả các quốc gia trên thế giới. Các nước phát triển tiêu thụ tới 85%, các nước đang phát triển tiêu thụ 15% các chất làm suy giảm tầng ozone.

Theo sự thỏa thuận tại cuộc họp lần thứ 7 vào tháng 12/ 1995, các bên tham gia nghị định thư Montreal đã quyết định:

**Bảng 1.1 Thời gian biểu để loại trừ dần các chất CFC**

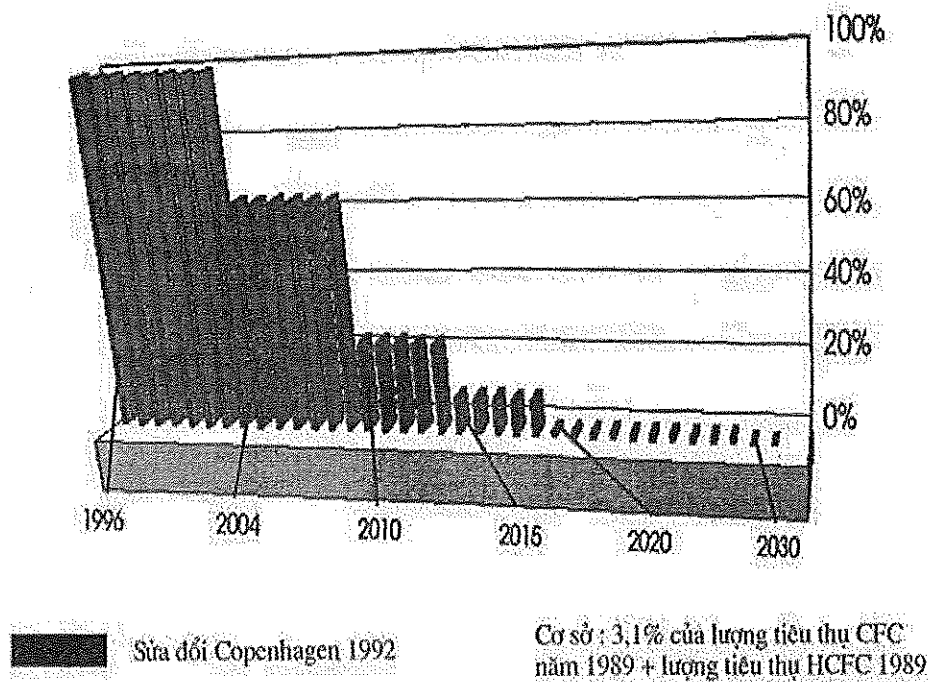
Thời gian	Mức độ phát triển	
	Các nước phát triển	Các nước đang phát triển
1/1/1996	Loại bỏ hoàn toàn các chất CFC trong phụ lục A và B	
1/7/1999		Bắt đầu chấm dứt các hoạt động gia tăng mức tiêu thụ các chất CFC
1/1/2005		Giảm 50% mức tiêu thụ các chất CFC
1/1/2007		Giảm 85% mức tiêu thụ các chất CFC
1/1/2010		Loại bỏ các chất CFC



**Hình 1.6 Sản xuất CFC tại các nước đang phát triển**

**Bảng 1.2 Thời gian biểu để loại trừ dần các chất HCFC**

Thời gian	Mức độ phát triển	
	Các nước phát triển	Các nước đang phát triển
1/1/1996	Chấm dứt gia tăng mức tiêu thụ	
1/1/2004	Giảm 35% mức tiêu thụ HCFC	
1/1/2010	Giảm 65% mức tiêu thụ HCFC	
1/1/2015	Giảm 90% mức tiêu thụ HCFC	
1/1/2016		Giữ mức tiêu thụ HCFC bằng mức 2015
1/1/2020	Loại bỏ các chất HCFC (Một số dịch vụ khác được kéo dài đến năm 2030)	
1/1/2040		Loại bỏ các chất HCFC



**Hình 1.7 Sản xuất HCFC đối với tất cả các nước**

#### 1.4 Xu hướng sử dụng công chất lạnh cho tàu thủy hiện nay trên thế giới

Sự lựa chọn môi chất lạnh thay thế phù hợp phụ thuộc vào rất nhiều yếu tố, trước hết là thực trạng của hệ thống lạnh đang sử dụng, khả năng làm sạch hệ thống khỏi dầu bôi trơn cũ, khả năng thay thế các thiết bị tự động, các thiết bị tiết lưu.

Các môi chất lạnh không chứa Clo và có chỉ số GWP được xem là môi chất thay thế phù hợp nhất. Tùy theo quan điểm và mục đích cụ thể, môi chất lạnh được lựa chọn thay thế cho R22 có thể sẽ khác nhau. Các môi chất lạnh sau được đề nghị làm chất thay thế cho R22:

R134a: Chỉ được dùng thay thế cho R22 trong một số trường hợp giới hạn, đặc biệt thận trọng khi nhiệt độ bay hơi thấp vì năng suất lạnh thể tích của R134a nhỏ hơn đáng kể so với R22.

R407C: Là hỗn hợp bao gồm R32, R125 và R134a, đây được xem là chất rất thích hợp để thay thế R22 trong các máy điều hòa không khí. Về mặt thị trường, R407C còn được gọi là AC 9000 (Dupont) và KLEA 66(ICI).

R410A: Giống như R22, R410A cũng có tính không cháy nổ, không độc hại và nói chung là có tính chất vật lý, hóa học, sinh lý, ... gần giống như R22. Tuy nhiên do áp suất bão hòa của R407C và R410A cao hơn so với R22 nên dẫn tới nhiều thay đổi khác nhau kể cả từ công nghệ chế tạo máy nén, các thiết bị cũng như công tác dịch vụ. Có thể được dùng thay thế cho R22 trong trường hợp cần thiết.

R125/134a/R600: Hỗn hợp này có độ trượt nhiệt đáng kể, do thành phần R125 hơi nhiều hơn nên khối lượng riêng cao hơn, nhiệt độ của đầu đẩy ở máy nén thấp hơn và entanpi của hơi cao hơn so với trường hợp của R407C.

NH<sub>3</sub> (R717): Có khá nhiều ưu điểm, các điểm cần lưu ý là nhiệt độ tại đầu đẩy của máy nén, nhiệt độ dầu bôi trơn (trong các hệ thống có năng suất không lớn), tính ăn mòn và độc hại.

R290 (Propane): Có áp suất làm việc và năng suất lạnh tương đương với R22, không yêu cầu đặc biệt gì về mặt vật liệu. Có thể dùng dầu khoáng để bôi trơn hệ thống. Chú ý tính dễ cháy và cần bố trí phần điện sao cho hợp lý.

Các thực nghiệm của các nhà khoa học Mỹ, Úc và các nước khác trên thế giới cũng như các hãng sản xuất đã cho thấy R410A là môi chất lạnh khá phù hợp thay thế cho R22. Các hãng sản xuất như Sanyo, Trane... đã tiến hành sử dụng môi chất R410A vào các thiết bị lạnh của họ, người tiêu dùng nhỏ lẻ cũng đã thực hiện thay thế môi chất R410A vào hệ thống lạnh R22 đang dùng.

## CHƯƠNG 2: CƠ SỞ LÝ THUYẾT CHỌN CÔNG CHẤT THAY THẾ

### 2.1 Các công chất lạnh được sử dụng trên các đội tàu biển hiện nay

Đa phần các đội tàu biển hiện nay ở Việt Nam sử dụng loại công chất R22 được minh họa theo một của một số hãng tàu, đội tàu như sau:

Danh sách đội tàu container của Vinalines

STT	Tên tàu	Năm đóng	Loại tàu	Trọng tải			Nơi đóng	Môi chất lạnh
				GT	NT	DWT		
1	MÊ LINH	1983	Container	594 Teu	4,344	11,235	Korea	R22
2	VẠN XUÂN	1984	Container	594 Teu	4,344	11,235	Korea	R22
3	VINALINES PIONEER	1998	Container 588 teu	6,875	3,368	9,088	Nhật	R22
4	VINALINES DIAMOND	2007	Container 1.118 teu	9,957	5,020	13,760		R407C
	Tổng			33,600	17,076	45,318		75%

Danh sách đội tàu của công ty cổ phần Hải Âu

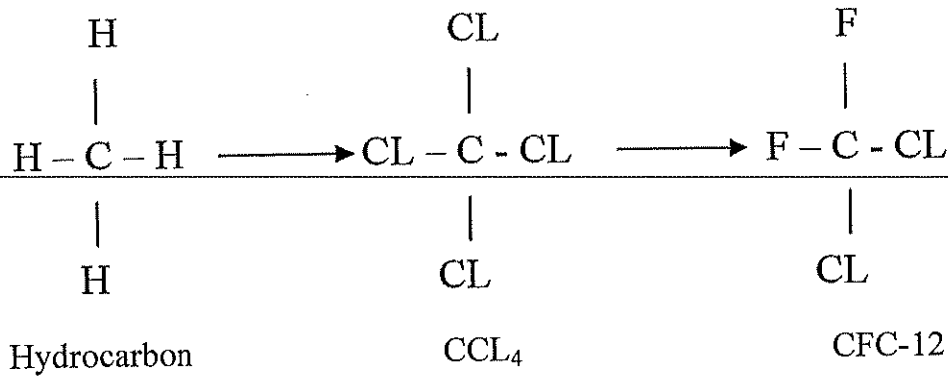
STT	Tên tàu	Năm đóng	Loại tàu	Trọng tải			Nơi đóng	Môi chất lạnh
				GT	NT	DWT		
1	SOUTHERN STAR	1990	Hàng khô	4,405		7,200	Nhật	R22
2	SEA DRAGON	1990	Hàng khô	5,515	2,277	7,493	Nhật	R22
3	SEA DREAM	1950	Hàng khô			13,297	Trong nước	R22
	Tổng			8,991	2,277		28,113	100%

Danh sách đội tàu Đông đô

STT	Tên tàu	Năm đóng	Loại tàu	Trọng tải			Nơi đóng	Môi chất lạnh
				GT	NT	DWT		
1	ASTORIA BAY	1998	Hàng khô	16,789	10,043	28,502	Nhật	
2	ĐÔNG PHONG	1994	Hàng khô	5,552	2,352	7,088	Nhật	R22
3	ĐÔNG AN	1995	Hàng khô	5,552	2,352	7,091	Nhật	R22
4	ĐÔNG BA	2006	Hàng khô	4,085	4,085	6,500	N/m Phà Rừng	R407C
5	ĐÔNG THỌ	1998	Hàng khô	6,079	3,290	10,094	Nhật	R22

6	ĐÔNG DU	1998	Container	6543- 561 teu	3.336	8.515	Nhật	R22
7	ĐÔNG MAI	1997	Container	6,543	3,336	8,515	Nhật	R22
8	ĐÔNG PHÚ	2008	Hàng khô	8,280	3,985	12,500	Hạ Long	R2404A
	Tổng			59,423	31,142	88,805		72%

## 2.2 Đặc tính của công chất R12



Hình 2.1 Minh họa cơ chế hình thành ra CFC-12 từ Hydrocarbon

Môi chất lạnh R12 có công thức hóa học  $\text{CCL}_2\text{F}_2$  là một chất khí không màu, có mùi thơm rất nhẹ, nặng hơn không khí khoảng 4 lần ở  $30^\circ\text{C}$  có nhiệt độ sôi là  $-28,9^\circ\text{C}$  ở áp suất khí quyển.

R12 là một môi chất lạnh an toàn cao và có tính chất nhiệt động tốt hơn so với R22. Được sử dụng trong các tủ lạnh gia đình, máy điều hòa không khí cho ô tô và trong các tủ kết đông cũng như trong các rất nhiều ngành khác.

R12 là một Freon có mức độ phá hủy tầng ôzone và gây hiệu ứng nhà kính lớn, nên đã bị cấm sản xuất, lưu hành và sử dụng từ 1-1-1996. Thời hạn này kéo dài thêm 10 năm ở các nước đang phát triển.

### 2.2.1 Tính chất vật lý

- Áp suất ngưng tụ thuộc loại trung bình, nhiệt độ ngưng tụ  $42^\circ\text{C}$  áp suất ngưng tụ khoảng 10 bar
- Nhiệt độ cuối tầm nén thấp, thuận lợi cho máy nén ngược dòng.
- Áp suất bay hơi thường lớn hơn 1 bar.
- Năng suất lạnh đơn vị khối lượng chỉ nhỏ bằng  $1/8 \div 1/10$  của amôniac nên lưu lượng tuần hoàn trong hệ thống lớn do đó chỉ thích hợp cho hệ thống

lạnh vừa và nhỏ, tuy nhiên năng suất lạnh riêng thể tích vẫn bằng khoảng 60% của amôniac nên hệ thống lạnh R12 cũng chỉ lớn gấp rưỡi hệ thống amôniac cùng công suất.

- Khả năng trao đổi nhiệt kém hơn amôniac, hệ số tỏa nhiệt khi sôi và khi ngưng chỉ bằng 1/5 của nước nên các thiết bị trao đổi nhiệt với nước thường phải bố trí cánh phía R12.

- Độ lưu động kém nên đường ống, cửa van phải làm to để giảm tổn thất áp suất.

- Không dẫn điện, điện áp đánh thủng, hằng số điện môi đều rất cao nên khi sử dụng rất an toàn cho máy nén kín và nửa kín.

- Hòa tan dầu hoàn toàn, rất thuận lợi cho quá trình bôi trơn.

- Không hòa tan trong nước, đây là nhược điểm rất lớn, gây tắc ẩm ở bộ phận tiết lưu. Người ta chứng minh rằng: chỉ 15 mg còn sót lại trong tủ lạnh cũng đủ để gây tắc ẩm cho tủ. Vì vậy hàm lượng nước cho phép của R12 là không quá 6 phần triệu trong các chai đến 15 kg và là 25 phần triệu trong các chai hoặc bồn chứa lớn. Vật liệu chống ẩm thường là zeolit hoặc đất sét hoạt tính.

- Có đặc tính rửa sạch cặn bẩn, cát bụi, rỉ sắt, vẩy hàn bám trên thành máy nén và thiết bị phải nên bố trí phin lọc cẩn thận để tránh tắc bẩn. Đặc biệt độ bẩn, ẩm và dầu bôi trơn trong hệ thống làm cho các chỉ tiêu về điện kém đi nhanh chóng dẫn đến các nguy cơ cháy động cơ, phóng điện ở các cọc tiếp điện. Bởi vậy việc làm sạch hệ thống giữ một vai trò rất quan trọng

- Có khả năng rò rỉ rất cao. Có khả năng rò rỉ qua cả gang có cấu trúc tinh thể thô nên thân máy nén R12 cũng phải đúc bằng gang mịn có các thành phần mangan, crôm, silic và đặc biệt là niken

- Những chỗ rò rỉ R12 có thể được phát hiện qua dấu vết, vì R12 rò rỉ luôn kèm theo rò rỉ dầu. Để phát hiện R12 cũng có thể dùng máy dò gaz điện tử hoặc đèn halogen.

### **2.2.2 Tính chất hóa học**

- Bền vững trong phạm vi nhiệt độ và áp suất làm việc. Không phản ứng hóa học với dầu bôi trơn và các vật liệu phụ trong hệ thống lạnh

- Không ăn mòn kim loại đen, màu và phi kim loại chế tạo máy nhưng hòa tan và làm trương phồng một số chất hữu cơ như cao su và một số chất dẻo, do đó chỉ được sử dụng cao su và chất dẻo đặc biệt chịu Freon để làm đệm kín

- Bắt đầu phân hủy ở nhiệt độ  $540 \div 565^{\circ}\text{C}$  phân hủy hoàn toàn. Khi tiếp xúc với đồng phân hủy ngay ở  $415^{\circ}\text{C}$ . Khi tiếp xúc với nhôm hóa trị 3 phân hủy ở  $100 \div 175^{\circ}\text{C}$  thành R13 và R10. Khi tiếp xúc với sắt nung đỏ ở  $550^{\circ}\text{C}$  hoặc khi gặp ngọn lửa hở, tia lửa điện, phân hủy thành clo và phosgen ( $\text{COCl}_2$ ) rất độc. Bởi vậy không nên sử dụng bếp điện hoặc lò sưởi điện trong phòng sửa chữa và lắp đặt máy lạnh R12.

### **2.2.3 Tính an toàn cháy nổ**

- Không gây cháy và gây nổ, nên được coi là môi chất lạnh an toàn. Ngay cả khi hòa trộn R12 với tỷ lệ 1:1 với các nhiên liệu như Metan, propane, butane, hỗn hợp này cũng không cháy.

### **2.2.4 Tính chất sinh lý**

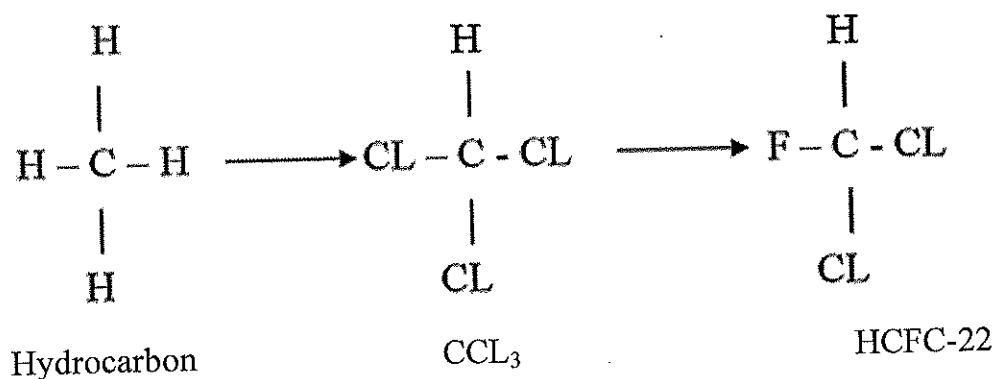
- Không hại với cơ thể sống. Với nồng độ lớn hơn 30% trong không khí chỉ gây ngạt do thiếu dưỡng khí. Tuy các chất phân hủy clo và phosgen rất độc nhưng để phòng tránh do chúng có mùi đặc trưng rất khó chịu.

- Không ảnh hưởng xấu đến thực phẩm bảo quản, nên ở Mỹ người ta kết đông thực phẩm bằng cách nhúng trực tiếp vào R12 sôi.

### **2.2.5 Tính kinh tế**

- Đắt, tuy dễ kiếm (Tính đến thời điểm này), dễ vận chuyển, bảo quản. Do cấm sản xuất, lưu hành, sử dụng ở các nước công nghiệp từ 1-1-1996 và ở các nước đang phát triển, như Việt Nam, từ 1-1-2006. nên việc tìm kiếm là rất khó khăn và giá cả chắc chắn tăng cao.

## 2.3 Đặc tính của công chất R22



Hình 2.2 Minh họa cơ chế hình thành ra HCFC-22 từ Hydrocarbon

Có công thức hóa học HCFC-22 là chất khí không màu, có mùi thơm rất nhẹ, sôi ở áp suất khí quyển ở  $-40,8^{\circ}\text{C}$ .

### 2.3.1 Tính chất vật lý

- Ở điều kiện làm mát bằng nước tuần hoàn mùa hè Việt nam, nhiệt độ ngưng tụ  $42^{\circ}\text{C}$ , áp suất ngưng tụ bằng 16,1 bar, là môi chất có áp suất tương đối cao.

- Nhiệt độ cuối tầm nén trung bình, nhưng cần làm mát tốt đầu máy

- Áp suất bay hơi thường lớn hơn áp suất khí quyển.

- Năng suất lạnh riêng thể tích lớn gần bằng của  $\text{NH}_3$  nên máy tương đối gọn.

- Độ nhớt lớn, tính lưu động kém  $\text{NH}_3$  nên các đường ống, cửa van cần phải lớn hơn.

- Hòa tan hạn chế dầu nên gây khá nhiều khó khăn cho việc bôi trơn. Ở khoảng nhiệt độ  $-20^{\circ}\text{C}$  đến  $-40^{\circ}\text{C}$  môi chất không hòa tan dầu. Dầu có nguy cơ bám lại trên bề mặt dàn bay làm cho máy nén thiếu dầu, nên người ta tránh không cho máy lạnh R22 làm việc ở chế độ nhiệt độ này.

- Không hòa tan nước nhưng mức độ hòa tan vẫn lớn gấp tám lần R12 nên máy R22 ít bị nguy cơ tắc ẩm hơn.

- Không dẫn điện nên có thể sử dụng cho máy nén kín và nửa kín tuy độ an toàn kém hơn R12 nên sự cố điện với R22 lớn hơn.

### 2.3.2 Tính chất hóa học

- Bền vững ở phạm vi nhiệt độ và áp suất làm việc.

- Khi có chất xúc tác là thép, phân hủy ở  $550^{\circ}\text{C}$  có thành phần phosgen rất độc.
- Không tác dụng với kim loại và phi kim loại chế tạo máy nhưng hòa tan và làm trương phồng một số chất hữu cơ như cao su và chất dẻo nên đệm kín phải sử dụng loại cao su chịu freon.

### 2.3.3 Tính an toàn cháy nổ

Không cháy và không nổ, tuy tính an toàn thấp hơn so với R12.

### 2.3.4 Tính chất sinh lý

Không độc hại đối với cơ thể sống. Khi nồng độ lên quá cao có thể bị ngạt thở do thiếu dưỡng khí.

Không làm biến chất thực phẩm bảo quản.

### 2.3.5 Tính kinh tế

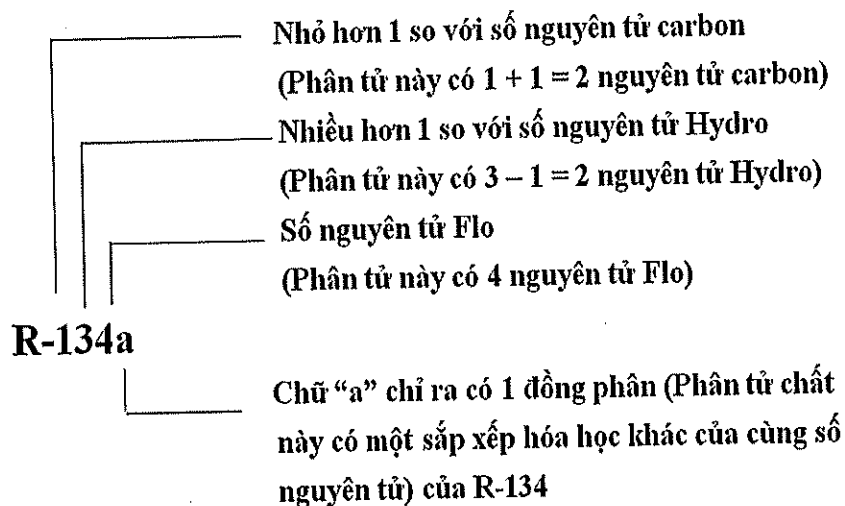
R22 đắt, nhưng hiện đang dễ kiếm, dễ vận chuyển, dễ bảo quản. Nhưng tương lai gần là khó kiếm, đắt dần lên.

### 2.3.6 Ứng dụng

Đang được ứng dụng rộng rãi trong tất cả các ngành công nghiệp đặc biệt trong kỹ thuật điều hòa không khí, các hệ máy lạnh nhỏ, tủ cấp đông, kho bảo quản lắp ghép.

Mức độ phá hủy tầng ozone nhỏ. Nhưng nó gây hiệu ứng nhà kính. Cũng chỉ được sử dụng trong thời kỳ quá độ – Phải chấm dứt sử dụng trước năm 2020.

## 2.4 Đặc tính của công chất R134A



R134a có công thức hóa học là  $\text{CF}_3\text{CH}_2\text{F}$  (Tetrafluorethane) theo Standard 34 - 1992 có phân tử lượng 102,0 kg/kmol sôi ở áp suất khí quyển  $-26,5^\circ\text{C}$  là một tác nhân lạnh thuộc nhóm HFC (Ethane) hoặc có thể viết HFC - 134a

R134a không tham gia vào việc phá hủy tầng ozone ( $\text{ODP} = 0$ ). Nhưng nhược điểm của nó là: Có tác động làm gia tăng nhiệt độ của bầu khí quyển ở một mức độ nào đó.

R134a có  $\text{GWP} = 1300$ . Điều này có nghĩa là dưới góc độ gây ra hiệu ứng nhà kính, tác động của 1 kg R134a tương đương với tác động của 1300 kg  $\text{CO}_2$  thời gian tác động trong bầu khí quyển (Atmospheric Lifetime) của R134a khá cao khoảng 14,6 năm.

Ta nhận thấy, các tính chất nhiệt động của R134a gần giống với các tính chất nhiệt động của R12, nhất là trong vùng có nhiệt độ trung bình.

## 2.5 Đặc tính của công chất R410A

### 2.5.1 Tính chất vật lý

R410A là một hỗn hợp không đồng sôi gồm hai thành phần HFC là R32 và R125 trộn theo tỷ lệ 1:1 của khối lượng. Tuy là chất hòa trộn không đồng sôi nhưng độ trượt nhiệt của R410A không cao. Chính vì vậy, về mặt biến đổi pha, không có sự khác nhau nhiều giữa R410A và các đơn chất thành phần. Trên thị trường, R410A còn được gọi là AZ20 (hãng Allied Signal) và SUVA (hãng Dupont).

Khối lượng phân tử là 72,6 (g/mol).

Điểm sôi ở 1,013 (bar) là  $-52,2^\circ\text{C}$ .

Độ trượt nhiệt ở 1,013 (bar) là  $0,1^\circ\text{K}$ .

Nhiệt độ tới hạn là  $72,2^\circ\text{C}$ .

Án nhiệt hóa hơi ở 1,013 (bar) là 271,5 (kJ/kg).

Với hệ thống dùng môi chất R410A, máy nén lạnh phải được bôi trơn là dầu polyolester (POE).

Do có áp suất làm việc cao nên cần phải có những điều chỉnh cần thiết để đảm bảo độ an toàn, nhất là khi nhiệt độ ngưng tụ lớn hơn  $40^\circ\text{C}$ . Cần lưu ý nghiên cứu quy trình vận hành và khả năng người vận hành để tránh xảy ra sự cố.

### **2.5.2 Tính chất hóa học**

Tính ổn định của R410A đối với các vật liệu kim loại hiện tại tương đối tốt. Các thí nghiệm cho thấy R410A tương thích với thép, đồng, nhôm và đồng thau. Giống như tất cả các chất HFC, R410A cũng ổn định với các vật liệu dẻo và vật liệu có tính đàn hồi. Một vài loại vật liệu được đánh giá là hoàn toàn phù hợp với R410A, một vài loại vật liệu khác thì tùy thuộc vào thành phần của chúng mà có thể không phù hợp.

### **2.5.3 Tính an toàn cháy nổ**

Không cháy và không nổ.

### **2.5.4 Tính chất sinh lý**

R410A được phân cấp thành A1/A1 theo tiêu chuẩn ASHRAE 34 nghĩa là nó không cháy và không độc hại. Không làm biến chất thực phẩm bảo quản.

### **2.5.5 Tính an toàn đối với môi trường**

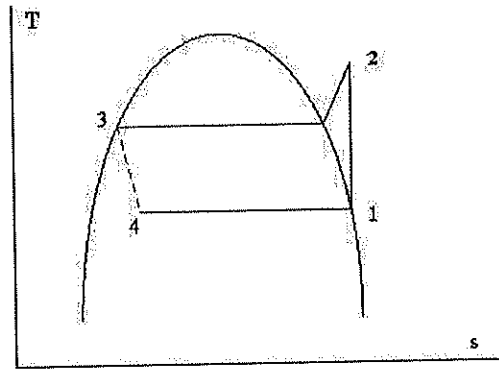
Không phá hủy tầng ozone nhưng gây hiệu ứng nhà kính. Đang được khuyến khích sử dụng.

### **2.5.6 Tính kinh tế**

Dễ kiếm, giá thành cao nhưng giá thành sẽ thấp dần trong tương lai gần. Dễ vận chuyển, dễ bảo quản. Được sử dụng trong các hệ thống lạnh và điều hòa không khí để thay thế cho các môi chất lạnh bị cấm sử dụng.

## **2.6 So sánh công chất R12 và R134A**

Để đánh giá tác nhân lạnh dưới góc độ năng lượng, các nhà nghiên cứu đưa ra khái niệm hệ số COP lý thuyết (Theoretical Efficiency). Để xác định hệ số COP lý thuyết của mỗi tác nhân lạnh người ta thống nhất chọn nhiệt độ bay hơi và ngưng tụ của tác nhân lạnh lần lượt là 40<sup>0</sup>C và 100<sup>0</sup>C, không tính đến các hiệu ứng của quá trình quá lạnh và quá nhiệt.



Hình 2.3 Đồ thị T-s dùng để xác định hệ số COP lý thuyết

Ví dụ: Đối với tác nhân lạnh R22, ứng với các điều kiện đã nêu và đồ thị T-s như mô tả ở hình 2-3 ta có:

$$i_1 = 406,46 \text{ kJ/kg}, i_2 = 429,39 \text{ kJ/kg}, i_3 = i_4 = 246,412 \text{ kJ/kg}$$

Như vậy hệ số COP lý thuyết của trường hợp này là:

$$\text{COP} = \frac{i_1 - i_4}{i_2 - i_1} = \frac{406,46 - 246,412}{429,39 - 406,46} = 6,98$$

Bằng cách tương tự như vậy, bảng 2.1 trình bày hệ số COP lý thuyết của một vài tác nhân lạnh.

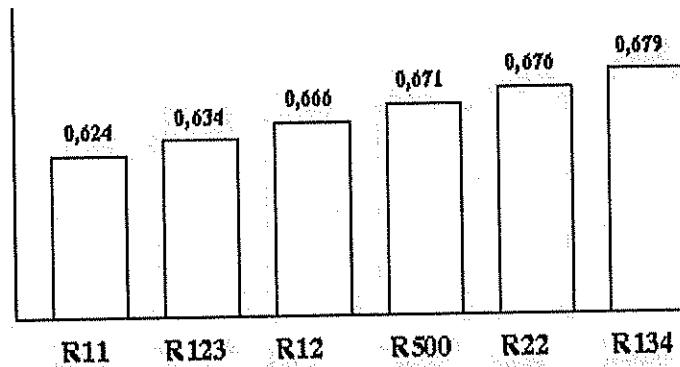
Bảng 2.1 Hệ số COP lý thuyết của một vài tác nhân lạnh

Loại tác nhân lạnh	R11	R123	R12	R134a	R22	R125	R32	R152a	R245ca	R245ta
Hệ số COP lý thuyết	7,57	7,44	7,06	6,94	6,98	6,08	6,74	7,26	7,40	7,31

Trong một số trường hợp, thay vì sử dụng hệ số COP lý thuyết người ta đưa ra hệ số hiệu quả lý thuyết theo HP/tấn lạnh. Đồ thị ở hình 2-4 biểu diễn giá trị của hệ số này ứng với một số tác nhân lạnh.

Lưu ý, hai loại hệ số đã nêu ở trên thực chất chỉ là một.

Đối với hệ số COP, giá trị càng lớn thì càng thể hiện sự hiệu quả về mặt năng lượng. Trong khi đó đối với hệ số thứ hai, giá trị càng nhỏ thì càng hiệu quả.

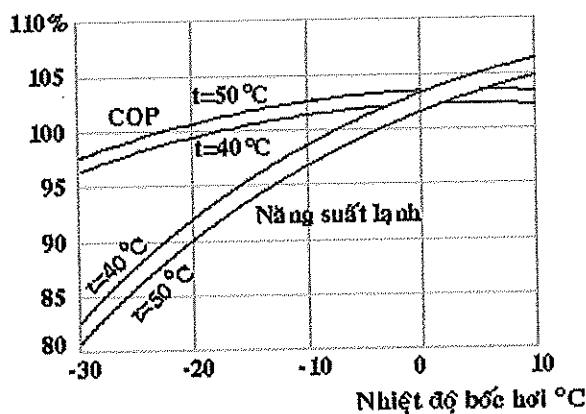


**Hình 2.4** Hệ số hiệu quả lý thuyết của một số tác nhân lạnh theo HP/tấn

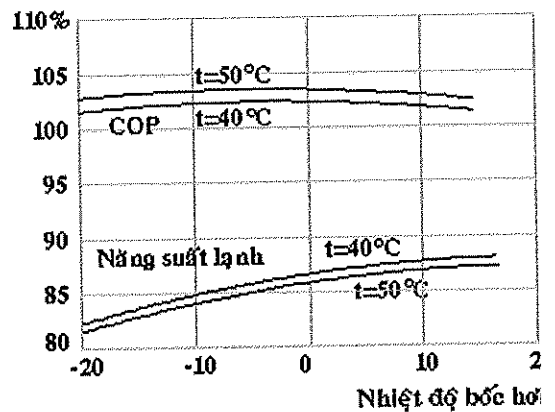
Từ những trình bày trên, ta thấy – khi xem xét một tác nhân lạnh nào đó – ta không nên chỉ quan tâm đến các hệ số ODP và GWP, mà còn cần phải chú ý đến các hệ số đánh giá hiệu quả năng lượng. . .

Ta có thể dùng các hệ số COP lý thuyết và hệ số hiệu quả lý thuyết là một chỉ tiêu để đánh giá mức độ hiệu quả năng lượng của một công chất lạnh nào đó. Đây là một trong những chỉ tiêu để ta xem xét, so sánh các công chất lạnh dự kiến chọn lựa để thay thế cho R12.

Hình 2.4 trình bày sự so sánh về năng suất lạnh và COP của một máy nén loại nửa kín khi làm việc với R134a và với R12. Tương tự như vậy hình 2.5 thể hiện sự so sánh đó khi máy nén đó loại nửa kín làm việc với R134a và R22



**Hình 2.4** So sánh năng suất lạnh và COP giữa R314A và R12



**Hình 2.5** So sánh năng suất lạnh và COP giữa R314A và R22

COP <Coefficient of Performance>: Hệ số lạnh: Là tỷ số giữa năng suất lạnh của thiết bị Q (kW) và công suất điện tiêu hao P (kW) của máy nén hoặc

bơm. COP cũng phụ thuộc vào chu trình công tác, các mức nhiệt độ (bay hơi, ngưng tụ) và cũng phụ thuộc vào đặc tính, thiết kế, quy mô của hệ thống.

$$COP = \frac{Q(KW)}{P(KW)}$$

Trong đó: - Q : Năng suất lạnh

- P : Công suất điện tiêu hao

EE <Energy Efficiency>: Hiệu quả năng lượng: Là khả năng biến đổi thành năng lượng hữu ích thực sự của môi chất lạnh hoặc công nghệ lạnh để áp dụng, vì nó là yếu tố biểu thị tính kinh tế của việc chọn lựa.

Từ đồ thị của hình 2.5 ta thấy trong vùng nhiệt độ trung bình – khoảng trên dưới 0°C – năng suất lạnh và COP của R134a và R12 gần như tương đương nhau. Trong khi đó hình 2.6 thể hiện sự sai biệt đáng kể về năng suất lạnh giữa R134a và R22, đặc biệt trong vùng có nhiệt độ thấp.

Nói chung R134a được xem là tác nhân lạnh có áp suất làm việc tương đối cao. Ở điều kiện áp suất tiêu chuẩn, nhiệt độ sôi của R134a là -26,2<sup>0</sup>C

Tương tự như R12, R134a thuộc loại tác nhân lạnh không cháy nổ và không có những tác động xấu đối với kim loại chế tạo máy.

Về tính độc hại và nguy hiểm :

**Bảng 2.2 Kết quả phân loại theo ASHRAE**

Loại tác nhân lạnh	Công thức hóa học	Mức độ độc hại Và tính bắt lửa
R 12	CF <sub>2</sub> CL <sub>2</sub>	A1
R 134a	CF <sub>3</sub> CH <sub>2</sub> F	A1

Theo đánh giá của ASHRAE (bảng 2.2) về tính độc hại R134a được xếp vào nhóm A1. Như vậy R134a là tác nhân lạnh không độc hại, không gây ảnh hưởng xấu đối các sinh vật nói chung. Dựa trên cơ sở một số thí nghiệm tác động của R134a với một số động vật, người ta đã khẳng định được điều đó.

**Bảng 2.3 Trình bày một số kết quả thử nghiệm đối với tác nhân lạnh R134a và R12**

Loại chỉ tiêu đánh giá	R134a	R12
Hiệu ứng gây mê	205.000 pm(4giờ)	140.000 ppm(10phút)
LC <sub>50</sub> (4giờ)	>500.000 ppm	>300.000 ppm
Nồng độ làm rối loạn nhịp tim	75.000 ppm	50.000 ppm

Ghi chú : ppm : part per million

**Bảng 2.4 Đặc điểm vật lý và môi trường**

	Điểm sôi (°C)	Nhiệt lượng bay hơi(λkJ/kg.mol)	ODP	GWP	Tồn tại trong khí quyển(năm)
R – 12	-29,79	19982	1,000	7100	130
R – 134a	-26,16	22160	0	1200	16

Mặc dù R134a được xem là không độc hại, nhưng vẫn cần phải lưu ý đảm bảo độ kín của hệ thống để tránh rò rỉ vì áp suất làm việc của R134a tương đối cao. Người ta nhận thấy, sự rò rỉ của tác nhân lạnh không độc nhưng có áp suất làm việc cao vẫn có thể gây nguy hiểm cho người vận hành. Trong các Chiller dùng trong điều hòa không khí, lượng tác nhân lạnh được nạp vào máy không phải là ít (theo kinh nghiệm thường nạp vào máy khoảng từ 1,35-2,3 kg tác nhân lạnh / tấn lạnh). Do đó nếu để xảy ra rò rỉ, hàm lượng tác nhân lạnh có trong không gian - nơi đặt máy – sẽ gia tăng nhanh chóng vượt quá giới hạn an toàn cho phép. Chính vì vậy cần phải đảm bảo không gian nơi đặt máy thật sự thông thoáng.

R134a là tác nhân lạnh thuộc nhóm HFC nên R134a làm việc thích hợp với dầu bôi trơn loại POE (Polyolester). Người ta thường sử dụng cặp

134a/POE trong hầu hết các trường hợp. Riêng trong lĩnh vực điều hòa không khí trên xe ô tô hiện đang có xu hướng dùng dầu PAG (Polyalkylene Glycol) với R134a

## 2.7 So sánh công chất R22 và R410A

### 2.7.1 So sánh một số tính chất vật lý

Một số so sánh về tính chất vật lý của R22 và R410A được thể hiện trong bảng dưới đây:

**Bảng 2.5** Bảng so sánh các tính chất vật lý của R22 và R410A

Tính chất	Đơn vị	R22	R410A
Công thức	-	CHClF <sub>2</sub>	R32/R125
Thành phần	% Khối lượng	-	50/50
Khối lượng phân tử	g/mol	86,5	72,6
Điểm sôi (ở 1,013 bar)	°C	-40,7	-52,2
Độ trượt nhiệt (ở 1,013 bar)	K	0	0,1
Khối lượng riêng thể lỏng (ở 25°C)	kg/dm <sup>3</sup>	1,194	1,0615
Khối lượng riêng hơi bão hòa (ở điểm sôi)	kg/m <sup>3</sup>	4,70	4,12
Áp suất hơi ở 25°C	bar*	10,4	16,4
Áp suất hơi ở 50°C	bar*	19,4	30,5
Nhiệt độ tới hạn	°C	96	72,2
Áp suất tới hạn	bar*	49,8	49,5
Tỷ trọng tới hạn	kg/dm <sup>3</sup>	0,525	0,491
Ân nhiệt hóa hơi (ở 1,013 bar)	kJ/kg	233,7	271,5
Nhiệt dung riêng của lỏng (ở 25oC)	kJ/(kg.K)	1,26	1,855
Nhiệt dung riêng của hơi (ở 25oC và 1,013 bar)	kJ/(kg.K)	0,66	0,819
Tỷ số nhiệt dung riêng Cp/Cv (ở 25oC và 1,013 bar)	-	1,185	1,172
Giới hạn cháy trong không khí	-	Khôn	Khôn
		g	g
ODP	-	0,055	0
GWP	-	1700	1890

Có thể rút ra một số nhận xét từ bảng so sánh trên như sau:

Nhiệt độ sôi ở áp suất khí quyển của R410A thấp hơn nhiều so với R22.

Khối lượng riêng thể lỏng ở 25°C và khối lượng riêng hơi bão hòa của R410A nhỏ hơn so với R22, điều này cho phép tăng tốc độ môi chất hơn trong hệ thống, giảm tổn thất áp suất và cho phép sử dụng ống có đường kính nhỏ hơn.

Ẩn nhiệt hóa hơi ở áp suất khí quyển của R410A lớn hơn so với R22, điều này có nghĩa là với cùng một khối lượng, nhiệt lượng R410A nhận vào từ môi trường cần làm lạnh lớn hơn so với R22.

Nhiệt dung riêng của R410A lớn hơn nhiều so với R22 nên năng suất lạnh khối lượng của R410A cao hơn so với R22.

R410A có áp suất ngưng tụ cao hơn (khoảng 50%) so với R22, điều này yêu cầu khi thay thế R410A vào hệ thống R22 cần phải tính toán kỹ.

Khả năng gây hiệu ứng nhà kính của R410A và R22 tương đương nhau.

R22 gây phá hủy tầng ôzôn trong khi R410A thì không.

### **2.7.2 So sánh tỷ số nén**

Tỷ số nén của máy nén ảnh hưởng đến hiệu quả làm việc của máy nén hơi. Với hệ thống làm lạnh làm việc trong khoảng nhiệt độ bay hơi và nhiệt độ ngưng tụ lần lượt là -22°C và 35°C thì tỷ số nén của máy nén hai cấp như sau:

Môi chất lạnh R22: 2,44

Môi chất lạnh R410A: 2,40

Ta nhận thấy tỷ số nén trong trường hợp sử dụng môi chất lạnh R410A thấp hơn một ít so với trường hợp sử dụng R22, điều này có nghĩa là máy nén sẽ hoạt động hiệu quả hơn. Tuy nhiên, độ chênh lệch tỷ số nén không lớn lắm.

### **1.7.3. So sánh hiệu áp suất**

Hiệu áp suất ảnh hưởng đến độ bền và mức độ chấn động của hệ thống. Với hệ thống làm lạnh làm việc trong khoảng nhiệt độ bay hơi và nhiệt độ ngưng tụ lần lượt là -22oC và 35oC thì hiệu áp suất của máy nén hai cấp như sau:

Môi chất lạnh R22: 11,28

Môi chất lạnh R410A: 17,61

Ta nhận thấy hiệu áp suất trong trường hợp sử dụng môi chất lạnh R410A cao hơn một ít so với trường hợp sử dụng R22, điều này có nghĩa là hệ thống sẽ hoạt động trong điều kiện chịu chấn động nhiều hơn. Tuy nhiên, độ chênh lệch hiệu áp suất không lớn lắm.

#### **2.7.4 So sánh công nén riêng thể tích**

Theo các nghiên cứu và tính toán cho thấy rằng công nén riêng thể tích khi sử dụng R22 lớn hơn R410A, nhưng độ chênh lệch khá nhỏ.

#### **2.7.5 So sánh hệ số lạnh lý thuyết**

Hệ số lạnh lý thuyết khi sử dụng R410A lớn hơn khi sử dụng R22 vì ẩn nhiệt hoá hơi lớn hơn công nén riêng lại nhỏ hơn.

#### **2.7.6 So sánh khả năng tương thích dầu bôi trơn**

Việc lựa chọn dầu bôi trơn rất quan trọng, phải phù hợp với từng môi chất lạnh sử dụng. Dầu bôi trơn phải thoả mãn theo các yêu cầu sau:

Có độ ổn định hoá lý cao. Không gây phản ứng hoá học với môi chất lạnh.

Có điểm kết tủa, điểm đông đặc và điểm vẫn đục thấp hơn giá trị nhiệt độ làm việc thấp nhất trong hệ thống.

Không được lẫn ẩm và không hút ẩm.

Độ nhớt vẫn đạt trong khoảng nhiệt độ làm việc cao nhất của hệ thống.

Có điểm cháy rất cao, trên 2000<sup>0</sup>C.

Có thể chia dầu bôi trơn dùng trong máy lạnh ra làm các loại sau:

Dầu khoáng (Mineral Oil – MO)

Dầu tổng hợp Alkyl Benzene (AB)

Hỗn hợp dầu khoáng MO và dầu tổng hợp AB

Dầu Polyalpha Olefin (PAO)

Dầu Polyolester (POE)

Dầu loại Polyvinyl Ether (PVE)

Dầu Polyalkylen Glycol (PAG)

Dầu loại Hydro Treated Mineral Oil (HMO)

Sự tương thích của dầu bôi trơn và môi chất là khác nhau, tùy thuộc vào sự tương thích mà mức độ hoà tan dần của môi chất lạnh sẽ khác nhau với từng loại dầu khác nhau.

Bảng 2.6 trình bày một số nghiên cứu của hãng Bitzer về tính tương thích của dầu bôi trơn và môi chất lạnh.

**Bảng 2.6 Tính tương thích của dầu bôi trơn và các môi chất lạnh**

TT	Loại môi chất lạnh	Dầu đã và đang dùng				Dầu thế hệ mới			
		MO	AB	MO & AB	PAO	POE	PVE	PAG	HMO
01	R22	1	1	1	3	3+4+5	2	2	2
02	R410A	2	3	2	2	1	6	3+4	2

Ghi chú:

- 1 – Rất phù hợp      4 – Không chấp nhận ẩm
- 2 – Không thích hợp    5 – Có thể chấp nhận ở độ nhớt cơ bản
- 3 – Có một số giới hạn khi sử dụng    6 – Đang thí nghiệm

Từ số liệu của bảng 2.6, ta thấy môi chất lạnh R22 tương thích phù hợp nhất với dầu MO, AB, MO & AB. Môi chất lạnh mới R410A chỉ tương thích phù hợp với dầu POE duy nhất. Vì vậy cần chú ý thay dầu bôi trơn thích hợp là dầu Polyolester cho R410A. Dầu Polyolester là loại dầu hút ẩm mạnh nên phải làm sạch hệ thống và hút chân không thật kỹ khi sử dụng để loại trừ ẩm.

\* Nhận xét:

Theo kết quả so sánh lý thuyết thì khi dùng môi chất lạnh R410A thay thế cho R22 thì tính chất nhiệt động không khác nhau nhiều, năng suất lạnh riêng thể tích và năng suất lạnh riêng khối lượng là tương đương nhau, nên giữ nguyên máy nén thì vẫn đảm bảo được năng suất lạnh. Nhiệt ẩn hoá hơi của R410A cao hơn R22 nên hệ số làm lạnh sẽ lớn hơn.

Các thông số và tính chất nhiệt động của hai môi chất lạnh R22 và R410A gần giống nhau, chính vì vậy việc nghiên cứu thay thế R22 bằng môi chất lạnh R410A là rất phù hợp, vấn đề này sẽ được khảo sát nghiên cứu trên hệ thống điều hoà không khí ở các chương sau.

## CHƯƠNG 3 TÍNH TOÁN CHO MỘT HỆ THỐNG CỤ THỂ KHI THAY THỂ CÔNG CHẤT LẠNH THÂN THIỆN VỚI MÔI TRƯỜNG

### 3.1 Tính nghiệm hệ thống lạnh với môi chất là R22

Mục đích của việc tính nghiệm nhiệt hệ thống lạnh là để xác định tải của hệ thống. Từ đó xác định năng xuất lạnh của máy nén.

Trong hệ thống lạnh cũ với môi chất là R22 là một hệ thống lạnh trung tâm có hai buồng lạnh.

#### 3.1.1 Chọn thông số ban đầu

- Khu vực khảo sát: TP. Hồ Chí Minh
- Nhiệt độ ở khu vực khảo sát:
  - + Nhiệt độ cao nhất trong năm:  $37.3^{\circ}\text{C}$
  - + Nhiệt độ thấp nhất trong năm:  $17.4^{\circ}\text{C}$
  - + Nhiệt độ trung bình trong năm:  $27.0^{\circ}\text{C}$
  - + Độ ẩm của không khí trung bình: 74%
- Nhiệt độ buồng thịt:  $-22^{\circ}\text{C}$
- Nhiệt độ buồng rau, củ quả:  $3^{\circ}\text{C}$

#### 3.1.2 Thông số làm việc của máy nén

Bảng 3.1 Các thông số máy nén

STT	Thông số máy nén	Đơn vị tính	Giá trị
1	Công suất máy nén ( $W_{mn}$ )	kW	3,7
2	Áp suất cửa đẩy máy nén	bar	28
3	Lưu lượng hút của máy nén	$\text{m}^3/\text{h}$	14,37

Máy nén lạnh trong hệ thống thực nghiệm là máy nén lạnh dạng piston có 2 cấp nén. Dựa vào thông số kỹ thuật của máy ta tìm được tỉ số nén lý thuyết của máy như sau:

$$\pi_{lt} = \sqrt{\frac{p_k}{p_0}} = \sqrt{28} = 5,3 \quad (2.1)$$

Với:

- $\pi_{lt}$ : tỉ số nén lý thuyết của máy nén
- $p_k$ : áp suất đẩy cực đại của máy nén ( $p_k = 28 \text{ bar}$ )
- $p_0$ : áp suất hút lý thuyết của máy nén ( $p_0 = p_a$ )

❖ *Áp suất hút của máy nén thực nghiệm*

Trên thực tế để tránh máy nén ngập lỏng người ta phải bố trí bình tách lỏng và đảm bảo hơi hút vào máy nén không có lỏng để tránh ngập lỏng cho máy nén trong thời gian máy nén làm việc chưa ổn định. Do đó, nhiệt độ của môi chất ở cửa hút của máy nén được xác định:

$$\begin{aligned} t_n &= t_0 + \Delta t_{qn} \\ t_0 &= t_b - \Delta t_{bh} \end{aligned} \quad (2.2)$$

Trong đó:

- $t_b$ : nhiệt độ buồng lạnh.
- $t_0$ : nhiệt độ bay hơi của công chất trong dàn bay hơi
- $\Delta t_{bh}$ : hiệu nhiệt độ yêu cầu. Do hệ thống lạnh thực nghiệm có dàn bay hơi trực tiếp nên hiệu nhiệt độ yêu cầu tối ưu trong hệ thống là  $\Delta t_{bh} = 8 - 13^\circ C$  (chọn  $8^\circ C$ ).
- $\Delta t_{qn}$ : nhiệt độ quá nhiệt của môi chất lạnh. Tùy thuộc vào loại môi chất và điều kiện khai thác mà nhiệt độ quá nhiệt của môi chất có thể lớn hoặc bé. Với R22 và trong điều kiện thực nghiệm chọn

Vậy

- Nhiệt độ sôi của công chất R22 trong dàn bay hơi

$$t_0 = t_b - \Delta t_{bh} = -30^\circ C$$

- Nhiệt độ của công chất R22 tại cửa hút của máy nén

$$t_h = t_0 + \Delta t_{qn} = -25^{\circ}C$$

Dựa vào bảng hơi bão hòa của R22 với nhiệt độ  $t_0 = -30^{\circ}C$  ta tìm được áp suất tương ứng là  $p_0 = 0,16$  Mpa. Đây chính là áp suất hút của máy nén.

❖ *Áp suất cửa đẩy của máy nén*

Áp suất này phụ thuộc vào nhiệt độ ngưng tụ của công chất trong bình ngưng và nhiệt độ ngưng tụ của công chất được xác định qua công thức:

$$\begin{aligned} t_k &= t_{w2} + \Delta t_k \\ t_{w2} &= t_{w1} + 3^{\circ}C \end{aligned} \tag{2.3}$$

Trong đó:

- $t_k$ : nhiệt độ ngưng tụ của công chất ( $^{\circ}C$ )
- $t_{w2}$ : nhiệt độ nước ra khỏi bình ngưng ( $^{\circ}C$ )
- $t_{w1}$ : nhiệt độ nước vào bình ngưng. (chọn  $t_{w1} = 27^{\circ}C$ )
- $\Delta t_k$ : hiệu nhiệt độ ngưng tụ yêu cầu (chọn  $\Delta t_k = 5^{\circ}C$ )

Vậy nhiệt độ ngưng tụ của công chất trong bình ngưng

$$t_k = t_{w2} + \Delta t_k = 35^{\circ}C$$

Dựa vào bảng hơi bão hòa của R22 với nhiệt độ  $t_k = 35^{\circ}C$  ta tìm được áp suất tương ứng là  $p_k = 1,35$  Mpa. Đây chính là áp suất đẩy của máy nén.

❖ *Tỉ số nén thực tế của máy nén*

$$\pi_{tt} = \sqrt{\frac{p_k}{p_0}} = \sqrt{\frac{1,35}{0,16}} = 2,9 \tag{2.4}$$

❖ *Áp suất trung gian của máy nén*

$$p_{tg} = \pi_{tt} \cdot p_0 = 0,47 \text{ (Mpa)} \tag{2.5}$$

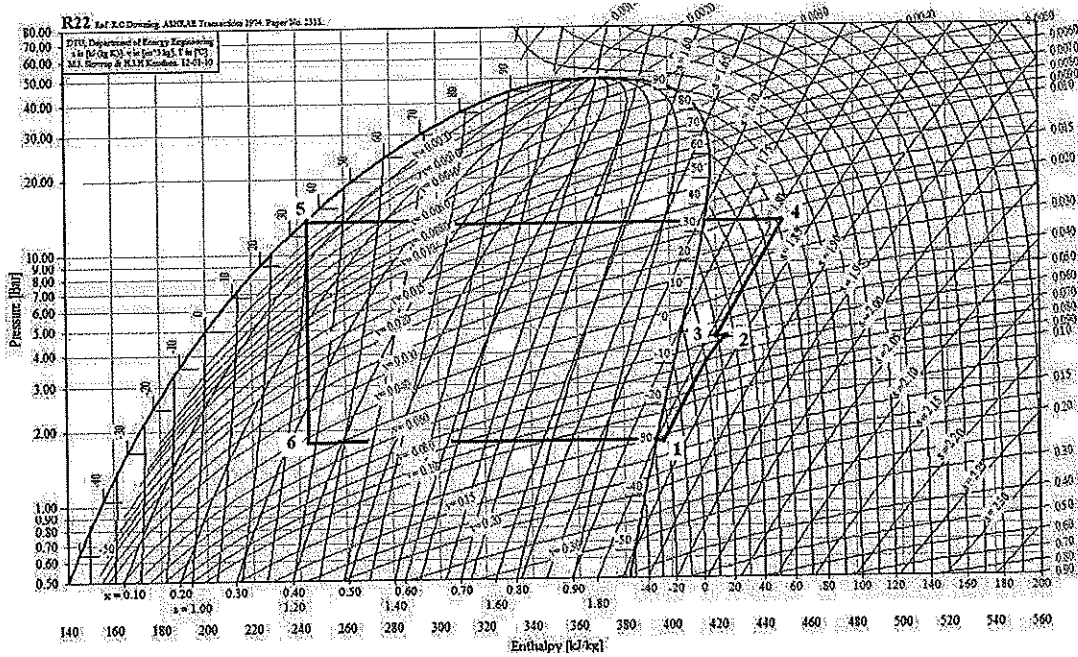
❖ *Công suất khai thác máy nén thực nghiệm*

❖ *Thể tích hút của máy nén*

Theo tài liệu kỹ thuật của máy nén ta có:

❖ *Lưu lượng hơi qua máy nén*

Với : thể tích riêng của công chất R22 ở nhiệt độ  $-25^{\circ}\text{C}$ , áp suất hút của máy nén  $p_0$ .



Hình 3.1 Chu trình hệ thống lạnh dùng R22 trên log-p-i

Do đây là máy nén hai cấp nên

Mặc khác từ công thức

$$(2.6)$$

Trong đó:

- $W_{ta}$ : công suất máy nén thấp áp ( $W_{ta} = 1,0 \text{ kW} = 1,0 \text{ kJ/s}$ )
- $m$ : lưu lượng hơi thực tế qua máy nén thấp áp ( $m = 0,04 \text{ (kg/s)}$ )
- $i_1$ : entanpi của công chất ở cửa hút của máy nén thấp áp.

Tra đồ thị logp-I của R22 ở áp suất  $p_0 = 0,16 \text{ Mpa}$  và nhiệt độ  $t_0 = -25^\circ\text{C}$  ta tìm được  $i_1 = 396 \text{ (kJ/kg)}$

❖ *Entanpi tại cửa đẩy của máy nén thấp áp*

$$i_2 = \frac{W_{ta}}{m} + i_1 = \frac{1,0}{0,04} + 396 = 421 \text{ (kJ/kg)}$$

Tra bảng hơi quá nhiệt của công chất R22 tại áp suất  $p_{tg} = 0,47 \text{ Mpa}$  và entanpi  $i_2 = 421 \text{ kJ/kg}$  ta tìm được nhiệt độ tại cửa đẩy của máy nén thấp áp là  $23^\circ\text{C}$ .

Entanpi của công chất tại cửa hút máy nén cao áp.

Do môi chất được làm mát trung gian giữa hai cấp nén (nếu bỏ qua các tổn thất nhiệt) thì nhiệt độ vào cửa hút máy nén cao áp là  $20^\circ\text{C}$ .

Tra bảng hơi quá nhiệt của công chất R22 tại áp suất  $p_{tg} = 0,47 \text{ Mpa}$  và nhiệt độ là  $20^\circ\text{C}$  ta tìm được entanpi tại cửa hút của máy nén cao áp là

$$i_3 = 420 \text{ (kJ/kg)}$$

❖ *Entanpi tại cửa đẩy máy nén cao áp*

$$i_4 = \frac{W_{ca}}{m} + i_3 = \frac{1,0}{0,04} + 420 = 445 \text{ (kJ/kg)}$$

Tra đồ thị logp-i của R22 tại áp suất  $p_k = 1,35 \text{ Mpa}$  và entanpi  $i_4 = 445 \text{ kJ/kg}$  ta tìm được nhiệt độ tại cửa đẩy của máy nén cao áp là  $70^\circ\text{C}$ .

### 3.1.3 Thông số làm việc của bình ngưng

Bình ngưng trong hệ thống thuộc dạng ống nằm ngang, làm mát bằng nước có các thông số như sau:

- Nhiệt độ nước vào bình ngưng:  $t_{w1} = 27^\circ\text{C}$ .
- Nhiệt độ nước ra khỏi bình ngưng:  $t_{w2} = t_{w1} + 3 = 30^\circ\text{C}$

- Nhiệt độ ngưng tụ của công chất:  $t_{nt} = 35^{\circ}\text{C}$

❖ *Phụ tải nhiệt của bình ngưng*

$$Q_k = m(i_4 - i_5) = 0,04(446 - 242,9) = 8,1 \text{ (kW)} \quad (2.7)$$

- $m$ : lưu lượng khối lượng công chất đi vào bình ngưng (kg/s)
- $i_4$ : entanpi của công chất trước khi vào bình ngưng (kJ/kg)
- $i_5$ : entanpi của công chất trong bình ngưng (kJ/kg)

❖ *Hiệu nhiệt độ trung bình logarit*

$$\Delta t_{tb} = \frac{\Delta T_{max} - \Delta T_{min}}{\ln \frac{\Delta T_{max}}{\Delta T_{min}}} = 6,4$$

❖ *Lưu lượng nước làm mát*

Lưu lượng nước làm mát bình ngưng được xác định qua công thức

$$G_w = \frac{Q_k \cdot \eta}{C \cdot \Delta t_w} = \frac{Q_k \cdot \eta}{C(T_{w2} - T_{w1})} \quad (2.8)$$

- $C$ : nhiệt dung riêng của nước  $C = 4,19 \text{ kJ/kg.K}$
- $\eta$ : hệ số dự trữ ( $\eta = 1,2$ )

Vậy lưu lượng nước làm mát bình ngưng là:

$$G_w = \frac{Q_k \cdot \eta}{C \cdot \Delta t_w} = \frac{8,1 \cdot 1,2}{4,19(30 - 27)} = 0,77 \text{ (kg/s)}$$

Mặt khác, ta có ống trao đổi nhiệt của bình ngưng có các thông số như sau:

- Đường kính ngoài của ống da = 0,014 m
- Đường kính trong của ống di = 0,010 m
- Chiều dài mỗi ống trao đổi nhiệt trong bình ngưng:  $l = 1,1 \text{ m}$
- Bước ống ngang  $S_n = 0,018 \text{ m}$
- Số lượng ống trong bình ngưng:  $n = 24$  ống. Số ống trong một lõi của bình ngưng là 12 ống.

Thông số vật lý của nước làm mát bình ngưng

- Nhiệt độ trung bình của nước làm mát bình ngưng:  $t_{tbw} = \frac{t_{w1} + t_{w2}}{2} = 28,5^{\circ}\text{C}$ . Tra bảng thông số vật lý của nước ta tìm được:
- Khối lượng riêng của nước:  $\rho_w = 995,7 \text{ kg/m}^3$
- Hệ số dẫn nhiệt của nước:  $\lambda_w = 0,6 \text{ W/m.K}$
- Độ nhớt động học của nước:  $\nu_w = 0,805 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$
- Tiêu chuẩn Prandtl của nước  $Pr_w = 5,7$

Vậy, tốc độ nước chảy trong ống:

$$\omega_w = \frac{4 \cdot G_w}{n \cdot \pi \cdot \rho_w \cdot d_i^2} = \frac{4 \cdot 0,77}{12,3 \cdot 14,995,7 \cdot 0,01^2} = 0,82 \text{ (m/s)}$$

Trị số Reynolds của nước:

$$Re = \frac{\omega_w \cdot d_i}{\nu_w} = \frac{0,82 \cdot 0,01}{0,805 \cdot 10^{-6}} = 10186$$

Đây là chế độ chảy rối nên Nu có dạng:

$$Nu = 0,021 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43}$$

$$Nu = 0,021 \cdot 10186^{0,8} \cdot 5,7^{0,43} = 71$$

Vậy hệ số tỏa nhiệt phía nước là:

$$\alpha_w = \frac{Nu \cdot \lambda_w}{d_i} = \frac{71 \cdot 0,6}{0,01} = 4260 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Hệ số tỏa nhiệt của công chất R22 khi ngưng màng của dòng hơi đứng yên trên bề mặt nằm ngang trong bình ngưng ống trơn được xác định như sau:

$$\alpha_l = 0,71 \sqrt[4]{\frac{\Delta t_l \cdot \rho_l \cdot \lambda_l^3 \cdot g}{\mu \cdot d_a \cdot \Delta t_v}} \quad (2.9)$$

Trong đó:

- $\Delta t_l$ : hiệu entanpi của công chất R22 vào và ra bình ngưng,  $\Delta t_l = 203,1 \text{ kJ/kg}$

- Các thông số vật lý của công chất lạnh R22 ở nhiệt độ ngưng tụ ở 35°C là:
- Khối lượng riêng của công chất:  $\rho_1 = 1151 \text{ (kg/m}^3\text{)}$
- Nhiệt dung riêng của công chất:  $C_1 = 1,2 \text{ (kJ/kg. K)}$
- Hệ số dẫn nhiệt của công chất:  $\lambda_1 = 0,116 \text{ (W/m. K)}$
- Độ nhớt động học của công chất:  $\nu_1 = 0,2 \cdot 10^{-6} \text{ (m}^2\text{/s)}$
- $\Delta t_v$ : độ chênh nhiệt độ trung bình giữa nhiệt độ ngưng tụ và vách ngoài của ống trong bình ngưng:  $\Delta t_v = 0,3\Delta t_{tb} = 1,9$

Từ công thức (3.9) hệ số tỏa nhiệt của công chất R22 là:  $\alpha_1 = 3279 \text{ (W/m}^2\text{.K)}$

Vậy, hệ số truyền nhiệt của bình ngưng được xác định:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_w} + \frac{\delta_d}{\lambda_d} + \frac{\delta_c}{\lambda_c} + \frac{1}{\alpha_1}}$$

Trong đó:

- $\alpha_w$ : hệ số tỏa nhiệt của nước làm mát ( $\alpha_w = 4260 \text{ W/m}^2\text{K}$ )
- $\alpha_1$ : hệ số tỏa nhiệt của môi chất R22 ( $\alpha_1 = 3279 \text{ W/m}^2\text{K}$ )
- $\delta_d$ : độ dày ống trao đổi nhiệt ( $\delta_d = 2\text{mm}$ )
- $\delta_c$ : độ dày lớp cáu bám vào bề mặt trao đổi nhiệt (chọn  $\delta_c = 0,2 \text{ mm}$ )
- $\lambda_d$ : hệ số dẫn nhiệt của đồng ( $\lambda_d = 380 \text{ (W/m. K)}$ )
- $\lambda_c$ : hệ số dẫn nhiệt của lớp cáu cặn ( $\lambda_c = 0,5 \text{ (W/m. K)}$ )

Thay các số liệu vào phương trình ta tìm được hệ số truyền nhiệt của bình ngưng đó là:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_w} + \frac{\delta_d}{\lambda_d} + \frac{\delta_c}{\lambda_c} + \frac{1}{\alpha_1}} = \frac{1}{\frac{1}{4260} + \frac{0,002}{380} + \frac{0,0002}{0,5} + \frac{1}{3279}}$$

$$k=1058 \text{ [W/m}^2\text{.K]}$$

❖ *Diện tích bình ngưng*

$$F = \frac{Q_k}{\Delta t_{tb} \cdot k} = 1,2 \text{ (m}^2\text{)}$$

### 3.1.4 Thông số dàn bay hơi

Tại dàn bay hơi (DBH), công chất nhận nhiệt của hàng hóa sôi và bay hơi. Lượng nhiệt tải tại DBH được xác định qua công thức:

$$Q_0 = m_l(i_1 - i_6) = 0,04(393 - 242,9) = 6 \text{ (kW)}$$

Trong đó:

- $i_1$ : entanpi của công chất R22 tại cửa ra của DBH
- $i_6$ : entanpi của công chất R22 tại cửa vào của DBH
- $m_l$ : lưu lượng môi chất qua DBH

Từ kết quả thu được ta xác định được hệ số làm lạnh của hệ thống lạnh sử dụng công chất R22 như sau:

$$\varepsilon = \frac{Q_0}{W_{mn}} = 3,0$$

Vậy nhiệt tải của dàn bay hơi có giá trị:  $Q_0 = 6,0 \text{ (kW)}$ . Nhiệt tải này chính là phụ tải của hệ thống lạnh. Mặt khác, phụ tải nhiệt của DBH được xác định bởi công thức sau:

$$Q_0 = Q_1 + Q_2 + Q_3$$

Với:

- $Q_0$ : Phụ tải nhiệt buồng lạnh
- $Q_1$ : dòng nhiệt đi qua kết cấu bao che của buồng lạnh
- $Q_2$ : dòng nhiệt do sản phẩm tạo ra trong quá trình sử lý lạnh
- $Q_3$ : Dòng nhiệt từ các nguồn khác khi vận hành hệ thống lạnh

Dòng nhiệt qua kết cấu bao che  $Q_1$  là tổng các dòng nhiệt đi qua tường bao trần và sàn do sự chênh lệch nhiệt độ giữa môi trường bên ngoài và bên trong buồng lạnh cộng với các dòng nhiệt tổn thất do bức xạ mặt trời. Tuy nhiên

do hệ thống lạnh khảo sát đặt trong nhà có mái che nên tổn thất nhiệt do bức xạ mặt trời là không đáng kể.

Dòng nhiệt đi qua tổn thất đi qua tường bao, trần và nền của buồng lạnh được xác định như sau:

$$Q_1 = k_t \cdot F \cdot (t_1 - t_2)$$

Trong đó:

- $k_t$ : hệ số truyền nhiệt thực của kết cấu bao che xác định theo chiều dày cách nhiệt thực.
- $F$ : diện tích bề mặt của kết cấu bao che ( $m^2$ )
- $t_1$ : nhiệt độ môi trường bên ngoài ( $^{\circ}C$ )
- $t_2$ : nhiệt độ bên trong buồng lạnh ( $^{\circ}C$ )

Do trong hệ thống thực nghiệm có 2 buồng lạnh: buồng rau và buồng thịt có các thông số như sau:

Buồng rau:

- Kích thước (dài x rộng x cao): 2000mm x 1000mm x 1800mm
- Vật liệu cách nhiệt buồng lạnh có 3 lớp: Vỏ tôn – bọt xốp – tôn với chiều dày tương ứng như sau: 2mm x 156mm x 2mm. Ngoài ra có một lớp giấy dầu nằm giữa lớp bọt xốp với vỏ tôn bên ngoài để cách ẩm cho buồng lạnh.
- Nhiệt độ trong buồng rau luôn duy trì từ 3 đến 7 $^{\circ}C$  (chọn 3 $^{\circ}C$ )

Hệ số truyền nhiệt qua kết cấu bao che trong buồng rau

$$k_1 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_{ca}}{\lambda_{ca}} + \frac{\delta_{cn}}{\lambda_{cn}} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{1}{\alpha_2}}$$

- $\delta_{cn}$ : độ dày của lớp cách nhiệt (m): 0,156
- $\delta_1, \delta_2$ : độ dày của vật liệu xây dựng (m): 0,002
- $\delta_{ca}$ : độ dày của giấy dầu (cách ẩm) (m): 0,0005
- $\lambda_{cn}$ : hệ số dẫn nhiệt của bọt xốp (W/m.K): 0,058

- $\lambda_1, \lambda_2$ : hệ số dẫn nhiệt của tôn (W/m.K): 21
- $\lambda_{ca}$ : hệ số dẫn nhiệt của giấy dầu cách ẩm (W/m.K): 0,14
- $\alpha_1$ : hệ số tỏa nhiệt từ bên ngoài tới vách (W/m<sup>2</sup>.K): 23,3
- $\alpha_2$ : hệ số tỏa nhiệt từ vách vào buồng lạnh (W/m<sup>2</sup>.K): 9

Từ kết quả thu được thì hệ số trao đổi nhiệt qua kết cấu bao che trong buồng rau là:

$$k_1 = \frac{1}{\frac{1}{23.3} + \frac{0.002}{21} + \frac{0.0005}{0.14} + \frac{0.156}{0.058} + \frac{0.002}{21} + \frac{1}{9}} = 0.35$$

#### Buồng thịt

- Kích thước (dài x rộng x cao): 2000mm x 1000mm x 1800mm
- Vật liệu cách nhiệt buồng lạnh có 3 lớp: Vỏ tôn – bọt xốp – tôn với chiều dày tương ứng như sau: 2mm x 150mm x 2mm. Ngoài ra có một lớp giấy dầu nằm giữa lớp bọt xốp với vỏ tôn bên ngoài để cách ẩm cho buồng lạnh.
- Nhiệt độ trong buồng thịt luôn duy trì từ -15 đến -22<sup>0</sup>C (chọn -22<sup>0</sup>C)

Hệ số truyền nhiệt qua kết cấu bao che trong buồng thịt

$$k_2 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_{ca}}{\lambda_{ca}} + \frac{\delta_{cn}}{\lambda_{cn}} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{1}{\alpha_2}}$$

- $\delta_{cn}$ : độ dày của lớp cách nhiệt (m): 0,156
- $\delta_1, \delta_2$ : độ dày của vật liệu xây dựng (m): 0,002
- $\delta_{ca}$ : độ dày của giấy dầu (cách ẩm) (m): 0,0005
- $\lambda_{cn}$ : hệ số dẫn nhiệt của bọt xốp (W/m.K): 0,058
- $\lambda_1, \lambda_2$ : hệ số dẫn nhiệt của tôn (W/m.K): 21
- $\lambda_{ca}$ : hệ số dẫn nhiệt của giấy dầu cách ẩm (W/m.K): 0,14
- $\alpha_1$ : hệ số tỏa nhiệt từ bên ngoài tới vách (W/m<sup>2</sup>.K): 23,3
- $\alpha_2$ : hệ số tỏa nhiệt từ vách vào buồng lạnh (W/m<sup>2</sup>.K): 10,5

Từ kết quả thu được thì hệ số trao đổi nhiệt qua kết cấu bao che trong buồng thịt là:

$$k_2 = \frac{1}{\frac{1}{23.3} + \frac{0.002}{21} + \frac{0.0005}{0.14} + \frac{0.156}{0.058} + \frac{0.002}{21} + \frac{1}{10.5}} = 0.35$$

Hệ số truyền nhiệt qua vách ngăn giữa buồng rau với buồng thịt

$$k_3 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_{cn}}{\lambda_{cn}} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{1}{\alpha_2}}$$

- $\delta_{cn}$ : độ dày của lớp cách nhiệt (m): 0,156
- $\delta_1, \delta_2$ : độ dày của vật liệu xây dựng (m): 0,002
- $\lambda_{cn}$ : hệ số dẫn nhiệt của bọt xốp (W/m.K): 0,058
- $\lambda_1, \lambda_2$ : hệ số dẫn nhiệt của tôn (W/m.K): 21
- $\alpha_1$ : hệ số tỏa nhiệt từ buồng rau tới vách (W/m<sup>2</sup>.K): 9
- $\alpha_2$ : hệ số tỏa nhiệt từ vách vào buồng thịt (W/m<sup>2</sup>.K): 10,5

Từ kết quả thu được thì hệ số trao đổi nhiệt qua kết cấu bao che trong buồng thịt là:

$$k_3 = \frac{1}{\frac{1}{9} + \frac{0.002}{21} + \frac{0.156}{0.058} + \frac{0.002}{21} + \frac{1}{10.5}} = 0.34$$

**Bảng 3.2 Dòng nhiệt qua kết cấu bao che**

Vách ngăn	k (W/m.K)	Kích thước (m)			DT (m <sup>2</sup> )	t <sub>1</sub> °C	t <sub>2</sub> °C	Δt	Q <sub>1</sub> (W)
		Dài	Rộng	Cao					
<b>Buồng rau</b>									
Tường ngoài	0.35	2		1.8	3.6	27	4	23	29
Tường ngoài	0.35		1	1.8	1.8	27	4	23	14.5
Vách ngăn	0.34	2		1.8	3.6	-20	4	-24	-29.4
Nền	0.35	2	1		2	27	4	23	16.1
Trần	0.35	2	1		2	27	4	23	16.1
<b>Buồng thịt</b>									
Tường ngoài	0.35	2		1.8	3.6	27	-20	47	59.2
Tường ngoài	0.35		1	1.8	1.8	27	-20	47	29.6
Vách ngăn	0.34	2		1.8	3.6	4	-20	24	29.4

Nền	0.35	2	1		2	27	-20	47	32.9
Trần	0.35	2	1		2	27	-20	47	32.9
<b>Cộng</b>									<b>230.3</b>

Dòng nhiệt từ các nguồn khác do vận hành hệ thống lạnh ( $Q_3$ ) được xác định qua công thức:

$$Q_3 = Q_{31} + Q_{32} + Q_{33} + Q_{34}$$

- $Q_{31}$ : Dòng nhiệt do chiếu sáng: buồng lạnh thực nghiệm không thiết kế đèn
- $Q_{32}$ : Dòng nhiệt do con người tạo ra: Do buồng lạnh thực nghiệm nhỏ, không có con người làm việc trong buồng lạnh.
- $Q_{33}$ : Dòng nhiệt do động cơ điện lai quạt gió gây ra được tính theo công thức:

$$Q_{33} = Q_{DC}(1 - \mu)$$

Trong đó:

- $Q_{DC}$ : Công suất của các động cơ điện
- $\mu$ : Hiệu suất của động cơ

Trong hệ thống thực nghiệm ta có:

- + Buồng rau có một động cơ điện lai quạt gió có công suất 300 W
- + Buồng thịt có ba động cơ lai quạt gió có công suất: 900 W

Vậy dòng nhiệt do động cơ điện lai quạt gió gây ra là:

$$Q_{33} = Q_{DC}(1 - \mu) = 1200(1 - 0.9) = 120 \text{ (W)}$$

- $Q_{34}$ : Dòng nhiệt do mở cửa. Dòng nhiệt này không những phụ thuộc vào diện tích buồng lạnh, kết cấu cửa mà còn phụ thuộc vào cách vận hành của thợ. Thông thường thì dòng nhiệt do mở cửa thường bằng 20% dòng nhiệt qua kết cấu bao che.

$$Q_{34} = 0.2Q_1 = 0.2.230.3 = 46.1 \text{ W}$$

Vậy dòng nhiệt do vận hành hệ thống  $Q_3 = 166.5 \text{ W}$

Dòng nhiệt do sản phẩm tạo ra  $Q_2$ : Đây là dòng nhiệt do sản phẩm tỏa ra khi sử lý lạnh được tính theo công thức:

$$Q_2 = \frac{M(i_1 - i_2)}{3600}$$

Trong đó:

- $M$ : Lượng hàng trung bình nhập vào buồng lạnh (kg/h)
- $i_1$ : entanpi của sản phẩm trước khi sử lý lạnh (kJ/kg)
- $i_2$ : entanpi của sản phẩm sau khi sử lý lạnh (kJ/kg)

Mặc khác ta có:

$$Q_2 = Q_T - (Q_1 + Q_3) = 6000 - (230.3 + 166.1) = 5603,6 (W)$$

Do buồng lạnh thực nghiệm bảo quản hàng hóa là: thịt bò, gia cầm các loại, thịt heo và củ quả. Các sản phẩm này được chứa trong 2 buồng lạnh có nhiệt độ bảo quản khác nhau nên từ công thức () ta có thể phân tích như sau:

$$Q_2 = \frac{M_t(i_{1t} - i_{2t})}{3600} + \frac{M_r(i_{1r} - i_{2r})}{3600} = 5603,6 (W)$$

- $M_t$ : Lượng thịt trung bình nhập vào buồng lạnh (kg/ngày)
- $M_r$ : Lượng củ quả trung bình nhập vào buồng lạnh (kg/ngày)
- $i_{1t}$ : entanpi của sản phẩm thịt trước khi sử lý lạnh (kJ/kg)
- $i_{1r}$ : entanpi của sản phẩm củ quả trước khi sử lý lạnh (kJ/kg)
- $i_{2t}$ : entanpi của sản phẩm thịt sau khi sử lý lạnh (kJ/kg)
- $i_{2r}$ : entanpi của sản phẩm củ quả sau khi sử lý lạnh (kJ/kg)

Dựa vào công thức () và dựa vào các thông số cho trước là:

Nhiệt độ hàng hóa trước khi đưa vào kho lạnh là  $t_1 = 27^{\circ}\text{C}$

Nhiệt độ hàng hóa sau khi được làm lạnh:

- + Buồng thịt:  $-22^{\circ}\text{C}$
- + Buồng rau, củ quả:  $3^{\circ}\text{C}$

**Bảng 3.3 Lượng hàng hóa trong kho lạnh (tính cho một ngày đêm)**

Sản phẩm	$i_1$ (kJ/kg)	$i_2$ (kJ/kg)	$\Delta i$ (kJ/kg)	$M_t$ (kg/h)	$M_r$ (kg/h)	$Q_2$ (W)
Gia cầm	320.5	0	320.5	19	-	1691,5
Thịt lợn	294.7	0	294.7	20	-	1637,2
Thịt bò	320.5	0	320.5	10	-	890
Rau quả	375.2	286.7	88.5	-	58	1363
<b>Cộng</b>						<b>5581,7</b>

Nhiệt tải buồng lạnh này sẽ được công chất nhận thông qua dàn bay hơi. Trong buồng lạnh thực nghiệm gồm có buồng thịt và buồng rau.

**Bảng 3.4 Các thông số ban đầu của buồng thịt**

STT	Thông số	Ký hiệu	Giá trị	Đơn vị
1	Lượng nhiệt tải buồng	$Q_{ot}$	4500*	W
2	Nhiệt độ không khí trong buồng	$t_b$	-22	$^{\circ}\text{C}$
3	Hệ số trao đổi nhiệt	$k_D$	12(**)	$\text{W/m}^2.\text{K}$
4	Số lượng dàn bay hơi (DBH)	n	3	-
5	Số lượng quạt gió	-	3	-
6	Kích thước buồng lạnh	-	1x2	M
7	Áp suất hơi công chất trong DBH	$p_0$	0,16	Mpa

(\*): bao gồm các tổn thất trong buồng lạnh

(\*\*): do làm lạnh trực tiếp không khí trong buồng lạnh với chênh lệch nhiệt độ trung bình giữa công chất với không khí là 12K.

Để tính toán DBH làm lạnh không khí, đối lưu cưỡng bức trong buồng thịt ta chọn:

- Nhiệt độ không khí vào DBH:  $t_{kv} = -18^{\circ}\text{C}$
- Nhiệt độ không khí ra khỏi DBH:  $t_{kr} = -23^{\circ}\text{C}$
- Nhiệt độ bay hơi của R22:  $t_0 = -30^{\circ}\text{C}$

Hiệu nhiệt độ trung bình logarit:

$$\Delta t_{tb} = \frac{\Delta t_{max} - \Delta t_{min}}{\ln \frac{\Delta t_{max}}{\Delta t_{min}}} = \frac{(-18 + 30) - (-23 + 30)}{\ln \frac{(-18+30)}{(-23+30)}} = 9,2$$

Diện tích yêu cầu của từng DBH:

$$F_{Dt} = \frac{Q_t}{k_t \cdot \Delta t_{tb} \cdot n} = \frac{4500}{12,9,2,3} = 13,6 \text{ (m}^2\text{)}$$

Lưu lượng gió qua từng DBH:

$$V_k = \frac{Q_0}{\rho_k (i_{kv} - i_{kr}) \cdot 1000 \cdot n}$$

Dựa vào bảng thông số vật lý của không khí ta có:

- $\rho_k$ : khối lượng riêng của không khí:  $\rho_k = 1,39 \text{ (kg/m}^3\text{)}$
- $i_{kv}$ : entanpi của không khí vào DBH:  $i_{kv} = -16,9 \text{ (kJ/kg)}$
- $i_{kr}$ : entanpi của không khí ra DBH:  $i_{kr} = -22 \text{ (kJ/kg)}$

Vậy lưu lượng gió qua DBH là:

$$V_k = \frac{Q_0}{\rho_k (i_{kv} - i_{kr}) \cdot 1000 \cdot n} = 0,2 \text{ (m}^3\text{/s)}$$

### 3.2 Tính nghiệm hệ thống lạnh với môi chất là R410A

Do công chất R410A là hỗn hợp gas lạnh thuộc nhóm gần đồng sôi nên khi hệ thống lạnh thay thế từ R22 sang R410A thì hệ thống với công chất mới sẽ làm việc với các thông số như sau:

#### 3.2.1 Thông số làm việc của máy nén

- Nhiệt độ sôi của công chất R410A trong dàn bay hơi

$$t_0 = t_b - \Delta t_{bh} = -30^\circ C$$

- Nhiệt độ cửa hút máy nén

$$t_h = t_0 + \Delta t_{qn} = -25^\circ C$$

- Áp suất hút máy nén

Dựa vào bảng hơi bão hòa của R410A với nhiệt độ  $t_0 = -30^{\circ}C$  ta tìm được áp suất tương ứng là  $p_0 = 0,27$  Mpa. Đây chính là áp suất hút của máy nén.

- Áp suất đẩy của máy nén

Áp suất đẩy của máy nén phụ thuộc vào nhiệt độ ngưng tụ của công chất trong bình ngưng. Từ công thức (3.3) ta có nhiệt độ ngưng tụ của công chất trong bình ngưng là  $t_k = 35^{\circ}C$ .

Dựa vào bảng hơi bão hòa của R410A với nhiệt độ  $t_k = 35^{\circ}C$  ta tìm được áp suất tương ứng là  $p_k = 2,14$  Mpa. Đây chính là áp suất đẩy của máy nén.

- Tỷ số nén của máy nén

$$\pi = \sqrt{\frac{p_k}{p_0}} = \sqrt{\frac{2,14}{0,27}} = 2,8$$

- Áp suất trung gian của máy nén

$$p_{tg} = \pi_{tt} \cdot p_0 = 0,76 \text{ (Mpa)}$$

- Công suất khai thác máy nén lạnh

$$W_{mn} = \frac{2,8}{5,3} \cdot 3,7 = 2,0 \text{ (kW)}$$

- Thể tích hút của máy nén (theo tài liệu kỹ thuật của máy)

$$V_{it} = 14,37 \text{ (m}^3/\text{h)} = 0,004 \text{ (m}^3/\text{s)}$$

- Lưu lượng hơi qua máy nén:

$$m = \frac{V_{tt}}{v} = \frac{0,004}{0,125} = 0,032 \text{ (kg/s)}$$

Với  $v$ : thể tích riêng của công chất R410A ở nhiệt độ  $-25^{\circ}C$ , áp suất hút của máy nén

- Entanpi của công chất ở cửa hút của máy nén

Tra đồ thị logp-I của R410A ở áp suất  $p_0 = 0,27$  Mpa và nhiệt độ  $t_h = -25^{\circ}C$  ta tìm được  $i_1 = 418 \text{ (kJ/kg)}$

- Entanpi tại cửa đẩy của máy nén thấp áp là

$$i_2 = \frac{W_{ta}}{m} + i_1 = \frac{1,0}{0,032} + 418 = 449 \text{ (kJ/kg)}$$

Tra đồ thị logp-i của công chất R410A tại áp suất  $p_{tg} = 0,76 \text{ Mpa}$  và entanpi  $i_2 = 449 \text{ kJ/kg}$  ta tìm được nhiệt độ tại cửa đẩy của máy nén thấp áp là  $25^\circ\text{C}$ .

- Entanpi của công chất tại cửa hút máy nén cao áp

$$i_3 = i_2 = 449 \text{ kJ/kg.}$$

- Entanpi tại cửa đẩy máy nén cao áp là

$$i_4 = \frac{W_{ca}}{m} + i_3 = \frac{1,0}{0,032} + 449 = 480 \text{ (kJ/kg)}$$

Tra đồ thị logp-i của R410A tại áp suất  $p_k = 2,14 \text{ Mpa}$  và entanpi  $i_4 = 480 \text{ kJ/kg}$  ta tìm được nhiệt độ tại cửa đẩy của máy nén cao áp là  $74^\circ\text{C}$ .

### 3.2.2 Thông số làm việc của bình ngưng

- Nhiệt độ nước vào bình ngưng:  $t_{w1} = 27^\circ\text{C}$ .
- Nhiệt độ nước ra khỏi bình ngưng:  $t_{w2} = t_{w1} + 3 = 30^\circ\text{C}$
- Nhiệt độ ngưng tụ của công chất:  $t_{nt} = 35^\circ\text{C}$

Phụ tải nhiệt của bình ngưng:

$$Q_k = m(i_4 - i_5) = 0,032(480 - 258) = 7,1 \text{ (kW)}$$

- $m$ : lưu lượng khối lượng công chất đi vào bình ngưng (kg/s)
- $i_4$ : entanpi của công chất trước khi vào bình ngưng (kJ/kg)
- $i_5$ : entanpi của công chất ngưng tụ trong bình ngưng (kJ/kg)

Hiệu nhiệt độ trung bình logarit:

$$\Delta t_{tb} = \frac{\Delta T_{max} - \Delta T_{min}}{\ln \frac{\Delta T_{max}}{\Delta T_{min}}} = 6,4$$

Lượng nước làm mát bình ngưng được xác định qua công thức:

$$G_w = \frac{Q_k \cdot \eta}{C \cdot \Delta t_w} = \frac{Q_k \cdot \eta}{C(T_{w2} - T_{w1})}$$

- C: nhiệt dung riêng của nước  $C = 4,19 \text{ kJ/kg.K}$
- $\eta$ : hệ số dự trữ ( $\eta = 1,2$ )

Vậy lượng nước làm mát bình ngưng là:

$$G_w = \frac{Q_k \cdot \eta}{C \cdot \Delta t_w} = \frac{7,1 \cdot 1,2}{4,19(30 - 27)} = 0,7 \text{ (kg/s)}$$

Mặt khác, ta có ống trao đổi nhiệt của bình ngưng có các thông số như sau:

- Đường kính ngoài của ống  $d_a = 0,014 \text{ m}$
- Đường kính trong của ống  $d_i = 0,010 \text{ m}$
- Bước ống ngang  $S_n = 0,018 \text{ m}$
- Diện tích bình ngưng:  $1,2 \text{ m}^2$
- Chiều dài các ống trao đổi nhiệt:  $1,1 \text{ m}$
- Số lượng ống trong bình ngưng:  $n = 24$  ống. Số ống trong một lõi của bình ngưng là 12 ống.

Từ phương trình truyền nhiệt:  $Q = k \cdot F \cdot \Delta t$

Vậy hệ số truyền nhiệt của bình ngưng được xác định:

$$k = \frac{Q_k}{F \cdot \Delta t_{tb}} = \frac{7100}{1,2 \cdot 6,4} = 924$$

Mặt khác, thông số vật lý của nước làm mát bình ngưng ở nhiệt độ trung bình:  $t_{tbw} = \frac{t_{w1} + t_{w2}}{2} = 28,5^{\circ}\text{C}$ . Tra bảng thông số vật lý của nước ta tìm được:

- Khối lượng riêng của nước:  $\rho_w = 995,7 \text{ kg/m}^3$
- Hệ số dẫn nhiệt của nước:  $\lambda_w = 0,6 \text{ W/m.K}$
- Độ nhớt động học của nước:  $\nu_w = 0,805 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$
- Tiêu chuẩn Prandtl của nước  $Pr_w = 5,7$

Vậy, tốc độ nước chảy trong ống:

$$\omega_w = \frac{4 \cdot G_w}{n \cdot \pi \cdot \rho_w \cdot d_i^2} = \frac{4 \cdot 0,7}{12,3 \cdot 14,995 \cdot 7 \cdot 0,01^2} = 0,75 \text{ (m/s)}$$

Trị số Reynolds của nước:

$$Re = \frac{\omega_w \cdot d_i}{\nu_w} = \frac{0,75 \cdot 0,01}{0,805 \cdot 10^{-6}} = 9317$$

Đây là chế độ chảy quá độ nên Nu có dạng:

$$Nu = 0,0033 \cdot Re \cdot Pr^{0,37}$$

$$Nu = 0,0033 \cdot 9317 \cdot 5,7^{0,37} = 58$$

Vậy hệ số tỏa nhiệt phía nước là:

$$\alpha_w = \frac{Nu \cdot \lambda_w}{d_i} = \frac{58 \cdot 0,6}{0,01} = 3480 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Hệ số tỏa nhiệt của công chất R410A khi ngưng màng của dòng hơi đứng yên trên bề mặt nằm ngang trong bình ngưng được xác định qua công thức:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_w} + \frac{\delta_d}{\lambda_d} + \frac{\delta_c}{\lambda_c} + \frac{1}{\alpha_1}}$$

$$\alpha_1 = \frac{1}{\frac{1}{k} - \frac{1}{\alpha_w} - \frac{\delta_d}{\lambda_d} - \frac{\delta_c}{\lambda_c}}$$

Trong đó:

- $\alpha_w$ : hệ số tỏa nhiệt của nước làm mát ( $\alpha_w = 3480 \text{ W/m}^2\text{K}$ )
- $\delta_d$ : độ dày ống trao đổi nhiệt ( $\delta_d = 2\text{mm}$ )
- $\delta_c$ : độ dày lớp cáu bám vào bề mặt trao đổi nhiệt (chọn  $\delta_c = 0,2 \text{ mm}$ )
- $\lambda_d$ : hệ số dẫn nhiệt của đồng ( $\lambda_d = 380 \text{ (W/m.K)}$ )
- $\lambda_c$ : hệ số dẫn nhiệt của lớp cáu cặn ( $\lambda_c = 0,5 \text{ (W/m.K)}$ )
- **k**: hệ số truyền nhiệt của bình ngưng ( $k = 924 \text{ (W/m}^2 \cdot \text{K)}$ )

Thay các thông số trên vào phương trình trên ta được:

$$\alpha_1 = \frac{1}{\frac{1}{k} - \frac{1}{\alpha_w} - \frac{\delta_d}{\lambda_d} - \frac{\delta_c}{\lambda_c}} = \frac{1}{\frac{1}{924} - \frac{1}{3480} - \frac{0.002}{380} - \frac{0.0002}{0.5}} = 2454 \text{ (W/m}^2 \cdot \text{K)}$$

### 3.2.3 Thông số làm việc tại dàn bay hơi

Tại dàn bay hơi (DBH), công chất nhận nhiệt của hàng hóa sôi và bay hơi. Lượng nhiệt tải tại DBH được xác định qua công thức:

$$Q_0 = m_l(i_1 - i_6) = 0,032(411,6 - 257,9) = 5 \text{ (kW)}$$

Trong đó:

- $i_1$ : entanpi của công chất R410A tại cửa ra của DBH
- $i_6$ : entanpi của công chất R410A tại cửa vào của DBH

Từ kết quả thu được ta xác định được hệ số làm lạnh của hệ thống lạnh sử dụng công chất R410A như sau:

$$\varepsilon = \frac{Q_0}{W_{mn}} = 2,5$$

Vậy nhiệt tải của dàn bay hơi có giá trị:  $Q_0 = 5,0 \text{ (kW)}$ . Nhiệt tải này chính là phụ tải của hệ thống lạnh.

Vậy lượng nhiệt mà hàng hóa tỏa ra trong quá trình sử lý lạnh là:

$$Q_1 = Q_0 - (Q_2 + Q_3) = 5000 - (230.3 + 166.1) = 4603,6 \text{ (W)}$$

Diện tích trao đổi nhiệt của DBH

- + Buồng thịt:  $F_{D1} = 40,8 \text{ (m}^2\text{)}$
- + Buồng củ quả:  $F_{D2} = 13,6 \text{ (m}^2\text{)}$

Lưu lượng gió qua DBH:

- + Buồng thịt:  $V_{k1} = 0,6 \text{ (m}^3\text{/s)}$
- + Buồng củ quả:  $V_{k2} = 0,2 \text{ (m}^3\text{/s)}$

Hiệu nhiệt độ trung bình logarit:

- + Buồng thịt:

$$\Delta t_t = \frac{\Delta t_{max} - \Delta t_{min}}{\ln \frac{\Delta t_{max}}{\Delta t_{min}}} = \frac{(-18 + 30) - (-23 + 30)}{\ln \frac{(-18+30)}{(-23+30)}} = 9,2$$

+ Buồng củ quả:

$$\Delta t_r = \frac{\Delta t_{max} - \Delta t_{min}}{\ln \frac{\Delta t_{max}}{\Delta t_{min}}} = \frac{(7 + 5) - (2 + 5)}{\ln \frac{12}{7}} = 9,2$$

Hệ số tỏa nhiệt của DBH:

+ Buồng thịt:

$$k_t = \frac{Q_{ot}}{F_{D1} \cdot \Delta t_r} = \frac{3453}{40,8 \cdot 9,2} = 9,2$$

Buồng củ quả:

$$k_r = \frac{Q_{ot}}{F_{D1} \cdot \Delta t_r} = \frac{1150,6}{13,6 \cdot 9,2} = 9,2$$

Từ các kết quả tính nghiệm hệ thống lạnh khảo sát ở trên, ta có thể thành lập được bảng so sánh các thông số của hệ thống lạnh khi sử dụng môi chất R22 và khi chuyển đổi sang môi chất R410A ở cùng một chế độ bình ngưng và dàn bay hơi.

**Bảng 3.5 Kết quả tính các điểm nút của chu trình hệ thống lạnh khảo sát có**

$$t_k=35^{\circ}\text{C}, t_0=-30^{\circ}\text{C}$$

	$p_0=p_1$ [Mpa]	$t_0$ [ $^{\circ}\text{C}$ ]	$t_1$ [ $^{\circ}\text{C}$ ]	$p_2=p_3$ [Mpa]	$i_2$ [kJ/kg]	$i_3$ [kJ/kg]	$i_4$ [kJ/kg]	$t_4$ [ $^{\circ}\text{C}$ ]	$t_5$ [ $^{\circ}\text{C}$ ]	$i_4=i_6$ [kJ/kg]	$t_6$ [ $^{\circ}\text{C}$ ]
R22	0,16	-30	-25	0,47	421	438	445	70	35	242,9	-30
R410A	0,27	-30	-25	0,76	449	445	480	74	35	258	-30

**Bảng 3.6 Kết quả tính nghiệm hệ thống lạnh khảo sát, khi nhiệt độ nước làm mát**

$$t_{lmv}=30^{\circ}\text{C}, \text{ nhiệt độ hoá hơi bằng } -30^{\circ}\text{C}$$

	$t_k$ [ $^{\circ}\text{C}$ ]	$p_k$ [Mpa]	$p_{tg}$ [Mpa]	$t_0$ [ $^{\circ}\text{C}$ ]	$p_0$ [Mpa]	$m$ [kg/s]	$q_k$ [kJ/kg]	$l$ [kJ/kg]	$q_0$ [kJ/kg]	$\varepsilon$ [-]
R22	30	1,35	0,47	-30	0,16	0,04	203,1	50	150,1	3,0
R410A	30	2,14	0,76	-30	0,27	0,032	222	62,5	153,7	2,5

Qua kết quả tính toán ta có các nhận xét sau:

- Ở cùng một chế độ hoá hơi áp suất hoá hơi của hệ thống lạnh sử dụng R410A (0,27 MPa) cao hơn áp suất hoá hơi của hệ thống lạnh sử dụng R22 (0,16 MPa), vì vậy hệ thống lạnh sử dụng công chất R410A ít có nguy cơ làm việc ở vùng áp suất thấp hơn áp suất khí quyển, tránh được hiện tượng dò lọt không khí vào hệ thống, khi hệ thống không kín.
- Năng suất lạnh đơn vị  $q_0$  của R410A lớn hơn của R22 ( $153,7 \text{ kJ/kg} > 150,1 \text{ kJ/kg}$ ), nên khả năng tải nhiệt của R410A trong hệ thống tốt hơn của R22, do đó chỉ cần lượng công chất lưu thông trong hệ thống nhỏ hơn.
- Áp suất ngưng tụ của hệ thống dùng R410A lớn hơn của hệ thống dùng R22 ( $2,14 \text{ MPa} > 1,35 \text{ MPa}$ ) do đó tỷ số nén của hệ thống dùng R410A cao hơn, nhưng vẫn nhỏ hơn nhiều áp suất cho phép cực đại của thiết bị ( $p_{\text{max}} = 2,8 \text{ MPa}$ ), hệ số an toàn  $> 1,3$ .
- Do việc hoán cải chỉ có tính chất thay thế nên các thiết bị trong hệ thống lạnh chưa có sự chọn lọc tối ưu, do đó công tiêu hao đơn vị của hệ thống lạnh dùng R410A lớn hơn của hệ thống lạnh dùng R22 ( $62,5 \text{ [kJ/kg]} > 50 \text{ [kJ/kg]}$ ), hệ số làm lạnh nhỏ hơn.

3.2.4 Xây dựng đường đặc tính bình ngưng  $Q_k = f(t_k, t_{lmv})$



Từ:  $Q_k = G_{lm} \cdot C_{lm} \cdot \Delta t_{lm}$ , ta có  $\Delta t_{lm} = Q_k / G_{lm} \cdot C_{lm}$ ,

Từ  $Q_k = k \cdot F \cdot \overline{\Delta t}$  ta có: 
$$Q_k = k \cdot F \cdot \frac{\Delta t_{\text{max}} - \Delta t_{\text{min}}}{\ln \frac{\Delta t_{\text{max}}}{\Delta t_{\text{min}}}}$$

Ta lại có:  $\Delta t_{\text{max}} = t_k - t_{lmv}$ , và  $\Delta t_{\text{min}} = t_k - t_{lmr}$ ,

Nên:  $\Delta t_{\text{max}} - \Delta t_{\text{min}} = t_{lmr} - t_{lmv} = Q_k / G_{lm} \cdot C_{lm}$ , hay:  $\Delta t_{\text{min}} = \Delta t_{\text{max}} -$

$Q_k / G_{lm} \cdot C_{lm}$

Vậy: 
$$Q_k = k \cdot F \cdot \frac{\Delta t_{\text{max}} - \Delta t_{\text{min}}}{\ln \frac{\Delta t_{\text{max}}}{\Delta t_{\text{min}}}} = k \cdot F \cdot \frac{\frac{Q_k}{G_{lm} \cdot C_{lm}}}{\ln \frac{\Delta t_{\text{max}}}{\Delta t_{\text{max}} - \frac{Q_k}{G_{lm} \cdot C_{lm}}}}$$

Ta có: 
$$\ln \frac{\Delta t_{\max}}{\Delta t_{\max} - \frac{Q_k}{G_{lm} \cdot C_{lm}}} = \frac{k \cdot F}{G_{lm} \cdot C_{lm}}$$
 Hay: 
$$\frac{\Delta t_{\max}}{\Delta t_{\max} - \frac{Q_k}{G_{lm} \cdot C_{lm}}} = e^{\frac{k \cdot F}{G_{lm} \cdot C_{lm}}},$$

$$\rightarrow \frac{\Delta t_{\max}}{e^{\frac{k \cdot F}{G_{lm} \cdot C_{lm}}} - 1} = \Delta t_{\max} - \frac{Q_k}{G_{lm} \cdot C_{lm}},$$

Suy ra: 
$$Q_k = G_{lm} \cdot C_{lm} \cdot \Delta t_{\max} \cdot \left( 1 - e^{-\frac{k \cdot F}{G_{lm} \cdot C_{lm}}} \right),$$

$$Q_k = G_{lm} \cdot C_{lm} \cdot (t_k - t_{lmv}) \cdot \left( 1 - e^{-\frac{k \cdot F}{G_{lm} \cdot C_{lm}}} \right),$$

Như vậy với bình ngưng đã cho, các thông số  $G_{lm}$ ,  $C_{lm}$ ,  $k$ ,  $F$ ,  $t_{lmv}$  coi là hằng số, thì  $Q_k$  là hàm bậc nhất của  $t_k$  và khi  $t_k = t_{lmv}$  thì  $Q_k = 0$ .

Góc nghiêng của đường thẳng  $Q_k = f(t_k)$  bằng: 
$$tg \alpha = G_{lm} \cdot C_{lm} \cdot \left( 1 - e^{-\frac{k \cdot F}{G_{lm} \cdot C_{lm}}} \right)$$

Nhận xét:

Trong quá trình khai thác hệ thống lạnh ta thấy khi phụ tải nhiệt bình ngưng  $Q_k$  không đổi:

- Nếu hệ số truyền nhiệt  $k$  của bình ngưng giảm (khi các ống của bình ngưng bị đóng cáu cặn, bám váng dầu v.v...),
- Nếu diện tích bề mặt hấp nhiệt  $F$  giảm (do ống bị tắc, bị đóng cáu cặn, bị nút khi ống thủng),
- Nếu lưu lượng nước làm mát giảm (do bơm nước làm mát bị hỏng, do tắc phin lọc, do ống bị tắc, do van cấp nước mở bé v.v...), thì khi đó nhiệt độ ngưng tụ của công chất  $t_k$  tăng lên, làm áp suất bình ngưng  $p_k$  tăng lên, ảnh hưởng rất lớn đến chế độ làm việc của máy nén và của cả hệ thống.

Xây dựng đường đặc tính bình ngưng cho bình ngưng của hệ thống lạnh nghiên cứu, khi làm việc trong điều kiện trên biển:

Với bình ngưng đã cho, trong điều kiện làm việc trên biển chọn các thông số:

$$C_{lm} = 4,19.103 \text{ [kJ/kg.độ]}$$

$$G_{lm} = 0,7 \text{ [kg/s]}$$

$$K = 924 \text{ [W/m}^2\text{.độ]}$$

$$F = 1,2 \text{ [m}^2\text{]}$$

$$Q_k = 7,1 \text{ [kW]}$$

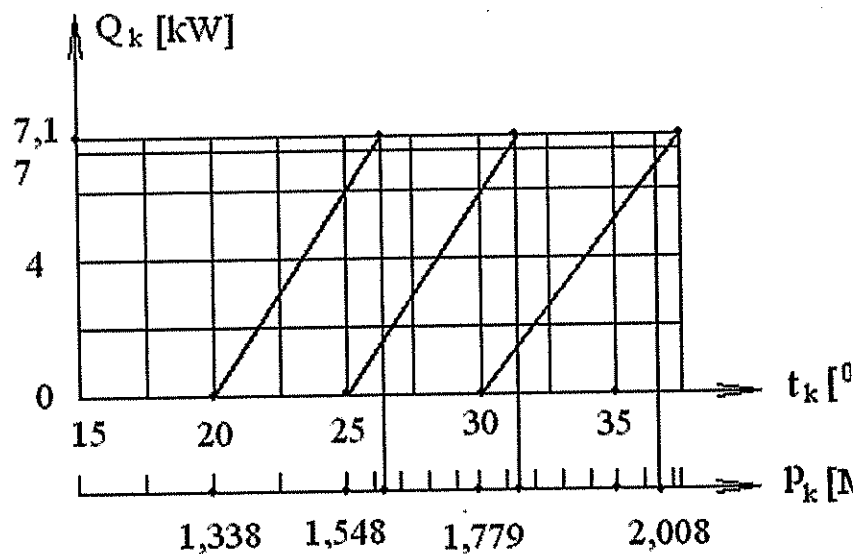
Ta có đường đặc tính bình ngưng của bình ngưng đã cho là:

$$Q_k = G_{lm} \cdot C_{lm} \cdot (t_k - t_{lmv}) \cdot \left(1 - e^{-\frac{k \cdot F}{G_{lm} \cdot C_{lm}}}\right) = 0,7 \cdot 4,19 \cdot 10^3 (t_k - t_{lmv}) \cdot \left(1 - e^{-\frac{924 \cdot 1,2}{0,7 \cdot 4,19 \cdot 10^3}}\right)$$

$$Q_k = 0,9234 \cdot 10^3 (t_k - t_{lmv}) \rightarrow t_k = t_{lmv} + Q_k / 923,4 = t_{lmv} + 6,4 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

**Bảng 3.7** Giá trị của  $t_k$ ,  $p_k$  theo  $Q_k$  với  $t_{lmv} = 20^\circ\text{C}$ ,  $t_{lmv} = 25^\circ\text{C}$ ,  $t_{lmv} = 30^\circ\text{C}$ , công chất là R410A lưu lượng nước làm mát bằng 0,7 kg/s

STT	$Q_k$ [kW]	$t_k$ [ $^\circ\text{C}$ ]	$p_k$ [Mpa]	$Q_k$ [kW]	$t_k$ [ $^\circ\text{C}$ ]	$p_k$ [Mpa]	$Q_k$ [kW]	$t_k$ [ $^\circ\text{C}$ ]	$p_k$ [Mpa]
$t_{lmv}$ [ $^\circ\text{C}$ ]	20			25			30		
1	0	20	1,338	0	25	1,548	0	30	1,779
2	7,1	26,4	1,592	7,1	31,4	1,820	7,1	36,4	2,088



**Hình 3.2** Đường đặc tính bình ngưng

Trong trường hợp tăng lưu lượng nước làm mát bình ngưng gấp đôi ta có:

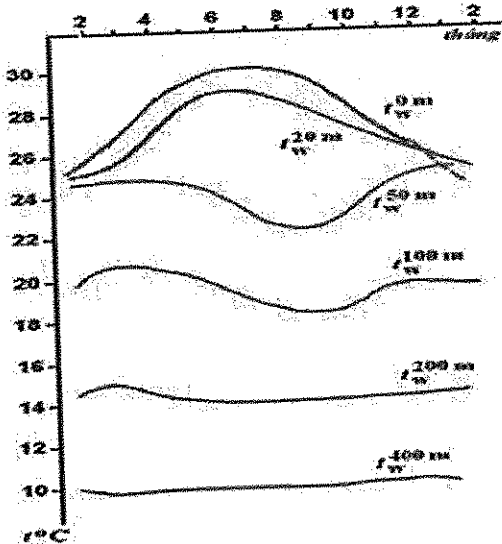
$$Q_k = G_{lm} \cdot C_{lm} \cdot (t_k - t_{lmv}) \cdot \left( 1 - e^{-\frac{k \cdot F}{G_{lm} \cdot C_{lm}}} \right) = 1,4 \cdot 4,19 \cdot 10^3 (t_k - t_{lmv}) \cdot \left( 1 - e^{-\frac{924 \cdot 1,5}{1,4 \cdot 4,19 \cdot 10^3}} \right)$$

$$Q_k = 1,23186 \cdot 10^3 (t_k - t_{lmv}) \rightarrow t_k = t_{lmv} + Q_k / 1231,86 = t_{lmv} + 5,7 \quad [^{\circ}\text{C}]$$

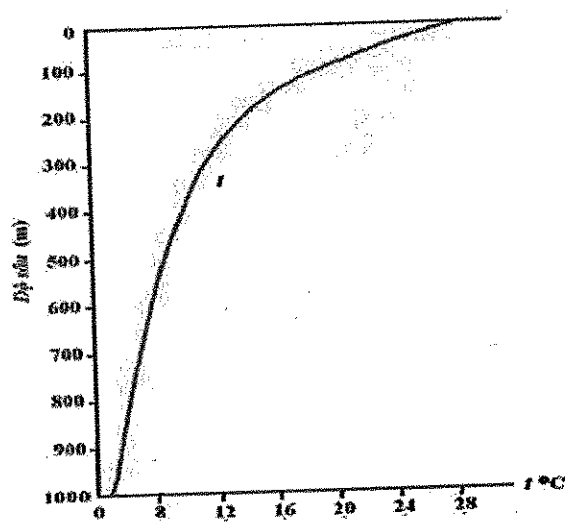
**Bảng 3.8** Giá trị của  $t_k$ ,  $p_k$  theo  $Q_k$  với  $t_{lmv} = 20^{\circ}\text{C}$ ,  $t_{lmv} = 25^{\circ}\text{C}$ ,  $t_{lmv} = 30^{\circ}\text{C}$ , công chất là R410A, lượng nước làm mát bình ngưng tăng gấp đôi (bảng 1,4 kg/s)

STT	$Q_k$ [kW]	$t_k$ [ $^{\circ}\text{C}$ ]	$p_k$ [Mpa]	$Q_k$ [kW]	$t_k$ [ $^{\circ}\text{C}$ ]	$p_k$ [Mpa]	$Q_k$ [kW]	$t_k$ [ $^{\circ}\text{C}$ ]	$p_k$ [Mpa]
	20			25			30		
1	0	20	1,338	0	25	1,548	0	30	1,779
2	7,1	25,5	1,570	7,1	30,5	1,801	7,1	35,5	2,066

Theo nghiên cứu của *Võ Văn Lành. Phạm Văn Huân*, ở độ sâu càng lớn nhiệt độ nước biển càng giảm.



**Hình 3.3** Nhiệt độ trung bình của nước biển Việt nam theo độ sâu và theo tháng.



**Hình 3.4** Phân bố nhiệt độ trung bình năm của nước biển Việt Nam theo độ sâu

(Nguồn *Võ Văn Lành. Phạm Văn Huân*)

Như vậy trong điều kiện làm việc trên tàu thủy, hệ thống lạnh sẽ có chế độ ngưng tụ tốt hơn nhiều lần so với hệ thống lạnh thông dụng trên đất liền, làm

cho áp suất ngưng tụ của hệ thống giảm đáng kể. Ví dụ khi nhiệt độ của nước biển là  $25^{\circ}\text{C}$ , nhiệt độ ngưng tụ khi đó với cùng bình ngưng, cùng chế độ nhiệt sẽ là  $30,5^{\circ}\text{C}$ , áp suất ngưng tụ khoảng 18 [bar].

Điều này cho phép ta sử dụng được R410A trong các hệ thống lạnh tàu thủy, nhất là khi sử dụng các van thông đáy để lấy nước làm mát ở sâu trong lòng nước biển.

### **3.3 Lập phương án chuyển đổi, thử nghiệm**

#### **3.3.1 Sơ đồ nguyên lý và cấu tạo hệ thống lạnh thực nghiệm**

##### **3.3.1.1 Máy nén lạnh**

Máy nén lạnh là bộ phận quan trọng nhất trong hệ thống lạnh nén hơi. Máy nén lạnh là loại máy nén đặc biệt dùng trong kỹ thuật lạnh để hút hơi môi chất ở áp suất thấp nhiệt độ thấp sinh ra ở dàn bay hơi nén lên áp suất cao để đẩy vào dàn ngưng tụ, đảm bảo sự tuần hoàn môi chất một cách hợp lý trong hệ thống lạnh.

Máy nén lạnh của hệ thực nghiệm là máy nén piston hai cấp nén và là loại nửa kín có các thông số cơ kỹ thuật như sau:

- Hãng sản xuất: Sanyo, Nhật Bản
- Loại: CL37M
- Nguồn điện: 50Hz/380V/3phase
- Công suất định mức: 3,7 kW
- Sản lượng hút lý thuyết:  $14,37 \text{ m}^3/\text{h}$
- Áp suất đẩy tối đa: 28 bar
- Trọng lượng: 92 kg

##### **3.3.1.2 Bình ngưng tụ**

Bình ngưng tụ là thiết bị trao đổi nhiệt dùng để biến hơi môi chất lạnh có áp suất và nhiệt độ cao sau quá trình nén thành trạng thái lỏng. Hơi đi vào bình ngưng thường là hơi quá nhiệt được làm lạnh đến nhiệt độ bão hòa, rồi đến quá

trình ngưng tụ. Quá trình ngưng tụ trong bình ngưng có áp suất và nhiệt độ không thay đổi.

Bình ngưng tụ của hệ thống lạnh thực nghiệm thuộc loại ống vỏ nằm ngang, được giải nhiệt bằng nước ngọt, có các thông số kỹ thuật như sau:

- Hãng sản xuất: Sanyo, Nhật Bản
- Diện tích bề mặt trao đổi nhiệt (m<sup>2</sup>): 1,2
- Đường kính ống trao đổi nhiệt (mm):  $\Phi 14 \times 2,0$
- Áp suất làm việc lớn nhất (Mpa): 4,0

### 3.3.1.3 Dàn bay hơi

Là thiết bị trao đổi nhiệt trong đó môi chất lạnh lỏng hấp thụ nhiệt từ môi trường cần làm lạnh, sôi và hóa hơi. Quá trình hoá hơi của môi chất lạnh diễn ra trong điều kiện áp suất và nhiệt độ không thay đổi.

Dàn bay hơi của hệ thống lạnh thực nghiệm thuộc loại dàn bay hơi làm lạnh không khí kiểu khô, đôi lưu cưỡng bức, có các thông số kỹ thuật như sau:

#### ❖ *Buồng thịt:*

- Công suất: 4,5 kW
- Diện tích bề mặt trao đổi nhiệt: 40,8
- Áp suất làm việc: 1,6

#### ❖ *Buồng rau:*

- Công suất: 1,5 kW
- Diện tích bề mặt trao đổi nhiệt: 13,6
- Áp suất làm việc: 1,6

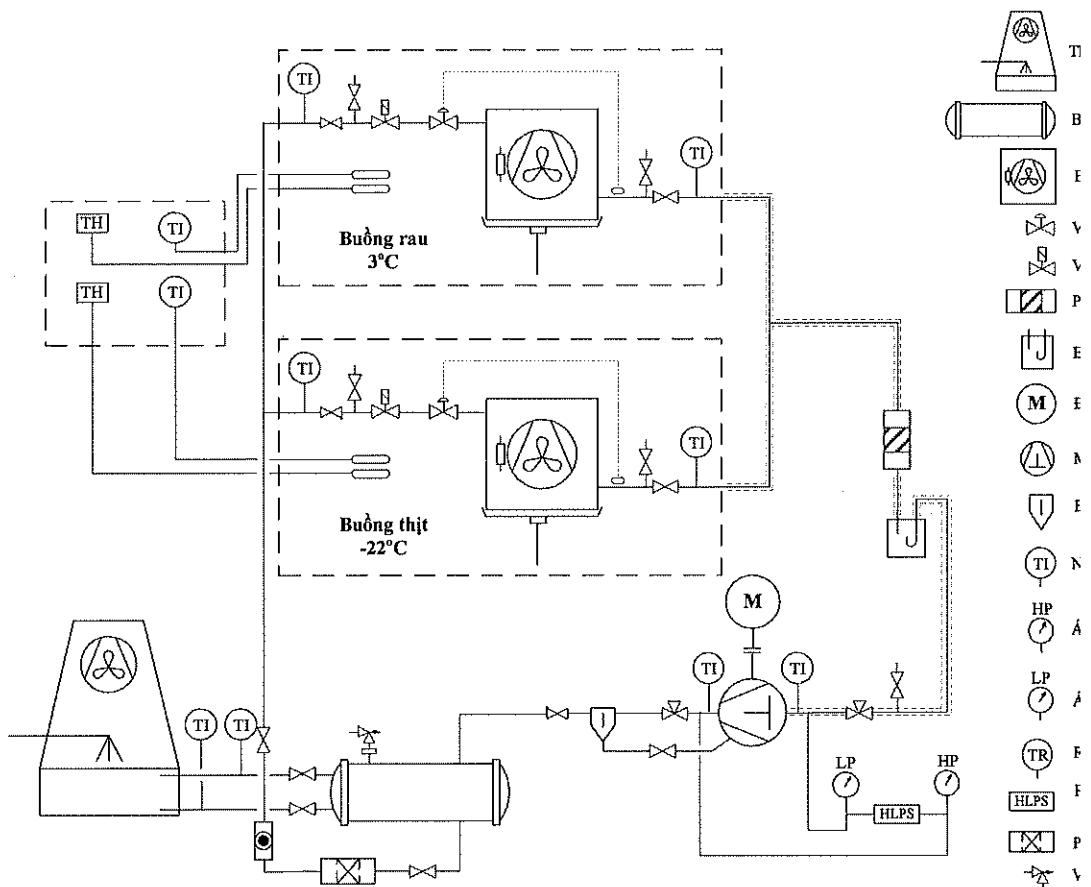
### 3.3.1.4 Van tiết lưu

Van tiết lưu trong hệ thống lạnh có hai chức năng là hạ thấp nhiệt độ và áp suất của môi chất lạnh cho phù hợp với nhiệt độ và áp suất bay hơi ở dàn bay hơi và tự động điều chỉnh lượng cấp môi chất phù hợp với sự thay đổi phụ tải nhiệt.

Khi phụ tải nhiệt lớn, cấp nhiều môi chất và ngược lại, sao cho dàn bay hơi luôn được lấp đầy môi chất lỏng để hệ thống lạnh hoạt động kinh tế nhất (diện tích trao đổi nhiệt của dàn bay hơi lớn nhất).

Van tiết lưu của hệ thống lạnh thực nghiệm thuộc loại tĩnh nhiệt cân bằng trong, có các thông số kỹ thuật như sau:

- Hãng sản xuất: Danfoss
- Loại: TEX2
- Khoảng nhiệt độ làm việc:  $-40^{\circ}\text{C} \div 10^{\circ}\text{C}$
- Áp suất làm việc tối đa: 28 bar



**Hình 3.5 Sơ đồ nguyên lý hệ thống lạnh thực nghiệm**

### **3.3.2 Yêu cầu kỹ thuật an toàn và cách vận hành hệ thống thực nghiệm**

#### **3.3.2.1 Yêu cầu kỹ thuật an toàn**

- Hệ thống thực nghiệm phải được lắp đặt nơi khô ráo và thoáng mát.
- Tránh va đập làm gãy vỡ đường ống.
- Kiểm tra điện áp nguồn đảm bảo 380V AC, 220V AC và 24V AC khi qua biến thế cung cấp cho mạch điện điều khiển.
- Thường xuyên kiểm tra rò rỉ môi chất lạnh.
- Hệ thống điện không bị bong tróc dây điện, rò điện và được nối đất cẩn thận.
- Hạn chế tối đa nguồn lửa hở, tia lửa điện trong khu vực thực nghiệm.
- Không thải bỏ môi chất R22 ra ngoài môi trường khi thay môi chất R410A vào hệ thống mà phải dùng thiết bị để thu hồi R22.
- Tuyệt đối tuân thủ quy trình khởi động, chăm sóc và dừng hệ thống.

#### **3.3.2.2 Các thiết bị cần có khi vận hành hệ thống lạnh thực nghiệm**

- Bơm hút chân không hệ thống lạnh (lưu lượng hút 30 l/phút).
- Thiết bị thu hồi môi chất.
- Cân điện tử Shimadzu AY220, khoảng đo 0 ÷ 220 g, độ chính xác 0,01 mg.
- Cân điện tử Sartorius CP2202S, khoảng đo 0 ÷ 2.220 g, độ chính xác 0,01g.
- Cân thường, khoảng đo 0 ÷ 60.000 g, độ chính xác 0,1 g.
- Bộ nạp môi chất lạnh Imperial có trang bị một áp kế cao áp có thang đo 0 ÷ 34 bar và một áp kế thấp áp có thang đo 0 ÷ 8 bar, độ chân không từ 0 ÷ 30 inHg.
- VOM hiệu SAMWA.
- Bộ nhiệt kế điện tử nhiều đầu đo hiệu Autonics, có khoảng đo từ 0 ÷ 1500°C, cấp chính xác 0,1 °C.
- Watt kế hiệu Yokogawa 3 pha, độ chính xác 0,1 w.
- Thiết bị đo vòng quay của động cơ, độ chính xác 0,1 v/p.

- Phong tốc kế có đo nhiệt độ và tốc độ gió, độ chính xác 0,01 m/s.
- Bộ đo nhiệt độ hiển thị số, độ chính xác 0,1 °C.
- Nhiệt kế có bắt để làm nhiệt kế ướt, độ chính xác 0,1 °C.
- Đồng hồ bấm giây hiệu Casio.
- Ống đong nước.

### **3.3.2.3 Cách vận hành hệ thống thực nghiệm**

#### **1. Chuẩn bị khởi động**

- Kiểm tra sơ bộ hệ thống lạnh: kiểm tra các mối ghép ống, kiểm tra rò rỉ ở các bích nối, kiểm tra xem có ngoại vật vướng trên hệ thống không, kiểm tra các hư hỏng đối với các chi tiết trong hệ thống không...
- Kiểm tra mức dầu bôi trơn trong máy nén.
- Kiểm tra các van, các công tắc có ở đúng vị trí chưa.
- Kiểm tra mức nước ngọt làm mát trong tháp giải nhiệt.

#### **2. Khởi động hệ thống**

- Bật CP cấp nguồn điện cho ổn áp.
- Bật công tắc của ổn áp, kiểm tra nguồn điện đầu ra của ổn áp đảm bảo 380V và 220V.
- Bật quạt giải nhiệt của tháp giải nhiệt.
- Mở van cấp nước làm mát bình ngưng, khởi động hệ thống nước làm mát.
- Mở van chặn trên đường đẩy của máy nén.
- Nhấn nút khởi động máy nén.
- Mở van cấp lỏng đến dàn bay hơi.
- Khởi động máy nén, theo dõi áp suất dầu bôi trơn.
- Mở từ từ van chặn trên đường ống hút.
- Quan sát sự thay đổi của các áp kế thấp áp và cao áp.

### 3. Chăm sóc hệ thống sau khi khởi động

- Theo dõi các thông số: áp suất dầu bôi trơn, áp suất và nhiệt độ nước làm mát vào/ra bình ngưng, áp suất ngưng tụ, áp suất hút/ đẩy của máy nén, nhiệt độ buồng lạnh...
- Lắng nghe xem máy nén có phát ra tiếng động bất thường không.
- Quan sát xem có hiện tượng bất thường nào đối với các thiết bị trong hệ thống không.
- Dừng ngay hệ thống nếu phát hiện có điều bất thường xảy ra đối với hệ thống.

### 4. Dừng hệ thống lạnh

- Đóng van cấp lỏng, chờ thời gian đủ lâu để máy nén hút hết môi chất ở phần thấp áp dồn về bình ngưng.
- Nhấn nút ngừng máy nén.
- Đóng van chặn trên đường ống hút của máy nén.
- Đóng nhanh van chặn trên đường đẩy của máy.
- Chờ khoảng 10 phút, ngừng hệ thống làm mát, đóng van cấp nước làm mát bình ngưng.
- Tắt quạt giải nhiệt của tháp giải nhiệt.
- Tắt công tắc ôn áp.
- Tắt CP cấp nguồn cho ôn áp.

#### **3.3.2.4 Các bước thực hiện chuyển đổi môi chất cho hệ thống lạnh**

1. Ghi lại các thông số hoạt động của hệ thống lạnh trước khi tiến hành chuyển đổi môi chất để thiết lập trạng thái làm việc bình thường của thiết bị. Các thông số này gồm các giá trị áp suất và nhiệt độ của toàn hệ thống, bao gồm dàn bay hơi, cửa hút và cửa đẩy của máy nén, dàn ngưng tụ và van tiết lưu. Các giá trị này là cơ sở để điều chỉnh hệ thống trong quá trình thực hiện chuyển đổi môi chất.

2. Dừng hệ thống lạnh và thu hồi môi chất trước khi tháo hệ thống. Môi chất thu hồi phải được lưu trữ trong các bình chứa chuyên dụng. Việc thu hồi môi chất lạnh nên được thực hiện bằng các thiết bị thu hồi hay các thiết bị thu hồi/tái chế. Hạn chế tối đa việc phát thải môi chất lạnh vào môi trường trong quá trình thu hồi.
3. Cần phải tính trước lượng môi chất thay thế nạp vào hệ thống hoặc có thể lấy lượng môi chất lấy ra khỏi hệ thống làm cơ sở ước lượng lượng môi chất thay thế.
4. Nếu môi chất dùng thay thế không tương thích với dầu bôi trơn cũ thì phải tháo hết dầu bôi trơn cũ và vệ sinh sạch sẽ dầu bôi trơn còn sót lại trong hệ thống.
5. Thay thế các chi tiết, bộ phận trong hệ thống lạnh không phù hợp làm việc với loại môi chất mới như van tiết lưu, gioăng làm kín, phin lọc ẩm...
6. Nạp đúng và đủ loại dầu bôi trơn phù hợp với môi chất thay thế. Đóng kín các van nạp dầu lại.
7. Thử kín hệ thống bằng khí ni-tơ, nếu hệ thống vẫn giữ được áp lực trong vòng 24 giờ thì đạt yêu cầu.
8. Hút chân không hệ thống nhờ bơm hút chân không và chân không kế. Độ chân không trong hệ thống khoảng từ 700 ÷ 760 mmHg là đạt yêu cầu.
9. Nạp đúng và đủ môi chất thay thế vào hệ thống.
10. Hoạt động hệ thống và nạp bổ sung môi chất lạnh nếu cần thiết.
11. Theo dõi sự hoạt động của hệ thống trong tối thiểu 48 giờ và thực hiện điều chỉnh hệ thống khi cần thiết.
12. Dán nhãn hệ thống với các thông tin về loại môi chất và loại dầu bôi trơn thay thế.

### **3.3.3 Thực hiện chuyển đổi hệ thống lạnh R22 sang dùng môi chất R410A**

#### **3.3.3.1 Chuyển đổi các thiết bị trong hệ thống lạnh**

1. Máy nén

Không cần thay đổi máy nén, công suất lạnh của hệ thống khi sử dụng R410A tương đương với hệ thống sử dụng R22.

Chỉ cần thay dầu bôi trơn máy nén sang dùng dầu POE trước khi tiến hành thay môi chất R410A vào hệ thống. Lưu ý là phải vệ sinh thật kỹ dầu bôi trơn cũ trong hệ thống vì nếu còn sót lại dù chỉ một ít cũng sẽ làm hỏng toàn bộ dầu POE đưa vào.

### 2. Dàn bay hơi và bình ngưng tụ

Không nhất thiết phải thay đổi kích thước của dàn bay hơi và bình ngưng tụ vì khi hệ thống chuyển sang dùng môi chất R410A có phụ tải nhiệt bay hơi và phụ tải nhiệt ngưng tụ nhỏ hơn khi sử dụng R22. Năng suất giải nhiệt của thiết bị là phù hợp.

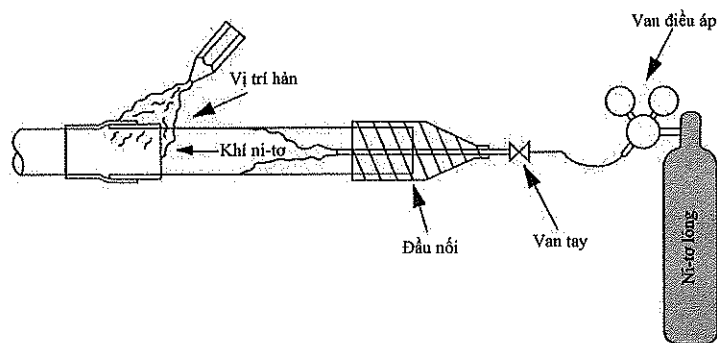
### 3. Van tiết lưu

Nhất thiết phải thay đổi van tiết lưu khi chuyển đổi hệ thống sang dùng môi chất R410A. Tốt nhất là sử dụng van tiết lưu của hãng Danfoss hay Packer để đảm bảo hiệu quả làm việc.

### 4. Các thiết bị phụ trên hệ thống lạnh

Các thiết bị phụ gồm mắt gas, bình tách lỏng, thì thì không nhất thiết phải thay thế vì không ảnh hưởng đến khả năng làm việc và năng suất của hệ thống. Riêng phin lọc ẩm cần phải thay mới để xử lý ẩm tốt hơn, thiết bị này có giá thành rẻ và khá phổ biến ở Việt Nam.

☞ Lưu ý: Trong quá trình chuyển đổi môi chất lạnh, nếu phải thực hiện việc hàn đường ống thì cần thiết phải thổi ni-tơ đường ống trước và trong khi hàn.



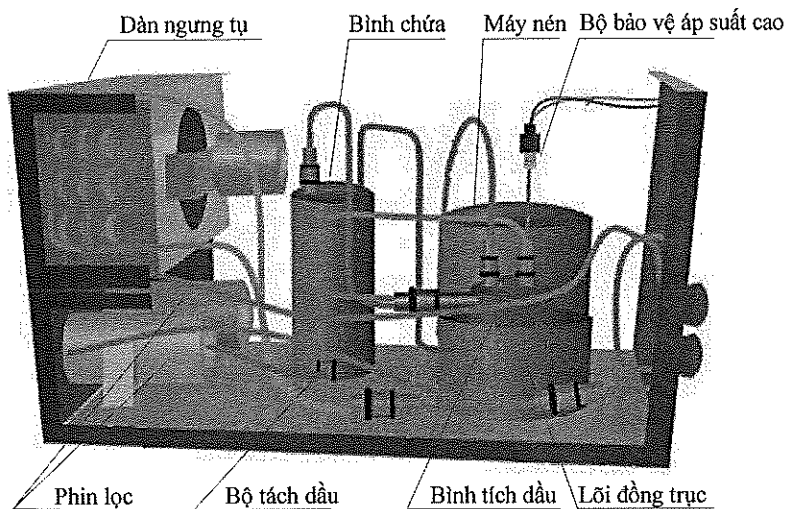
Hình 3.6 Thổi ni-tơ đường ống trong quá trình hàn

## 5. Các thiết bị điện

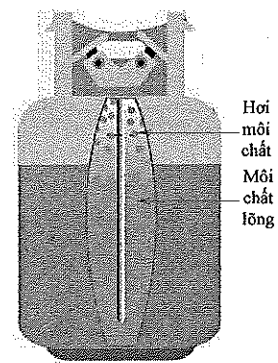
Hệ thống lạnh hoạt động có công suất, dòng điện và điện áp tương đương nhau khi chuyển đổi công chất lạnh. Do vậy, có thể giữ nguyên các thiết bị điện trong hệ thống khi thực hiện chuyển đổi.

### 3.3.3.2 Thực hiện chuyển đổi môi chất lạnh

#### 1. Thu hồi môi chất lạnh R22



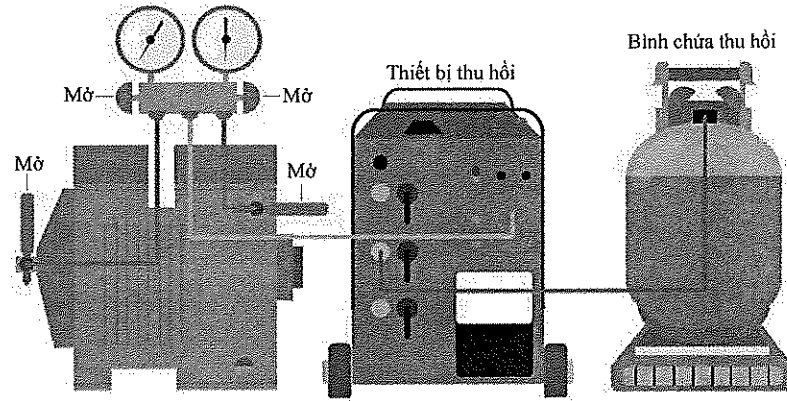
Hình 3.7 Cấu tạo thiết bị thu hồi



Hình 3.8 Bình chứa thu hồi

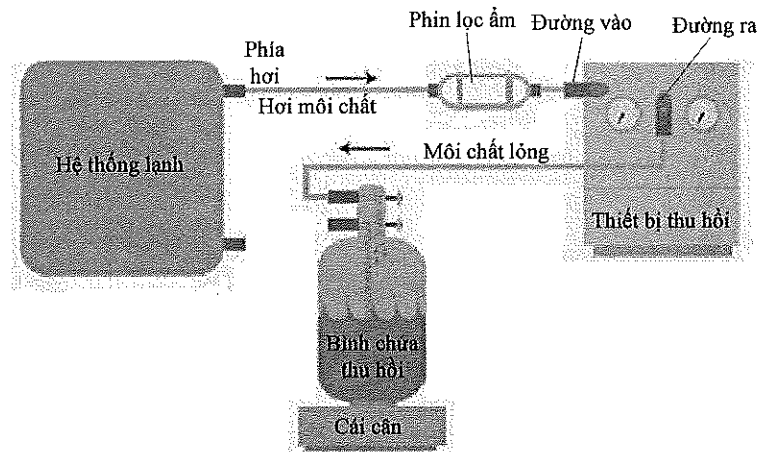
Các thông số kỹ thuật cần quan tâm của thiết bị thu hồi là công suất, lưu lượng và loại môi chất lạnh phù hợp làm việc. Với cấu tạo có bơm chân không, thiết bị thu hồi sẽ làm việc hiệu quả hơn nếu các ống mềm kết nối với hệ thống lạnh có chiều dài ngắn và có đường kính lớn. Tuy nhiên, không phải lúc nào cũng có thể đặt thiết bị thu hồi quá gần hệ thống lạnh, trong trường hợp buộc phải dùng các ống nối dài thì cần thiết phải kéo dài thời gian thu hồi.

Có loại thiết bị thu hồi chỉ có thể thu hồi môi chất ở thể hơi, cũng có loại thì có thể thu hồi môi chất ở cả thể hơi và thể lỏng bằng cách tiết lưu lỏng. Đối với thiết bị thu hồi ở thể hơi, phải đảm bảo chắc chắn rằng máy nén của thiết bị không hút môi chất lỏng vì điều này sẽ gây hư hỏng máy nén.



**Hình 3.9 Kết nối các thiết bị để thu hồi môi chất**

Trường hợp thu hồi môi chất bằng thiết bị thu hồi thể hơi thì các bộ phận được bố trí như hình vẽ. Ở các hệ thống lạnh cỡ lớn, việc thu hồi môi chất diễn ra lâu hơn so với trường hợp thu hồi ở thể lỏng.



**Hình 3.10 Thu hồi môi chất ở thể hơi**

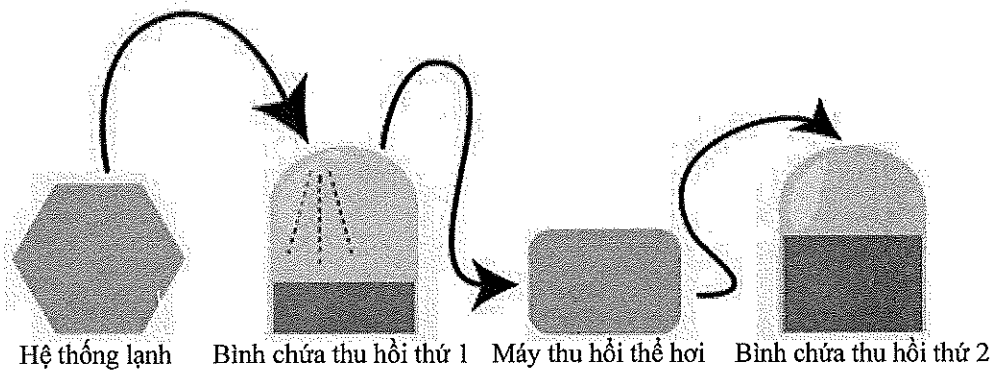
Các thiết bị thu hồi thể lỏng được trang bị máy nén không dùng dầu bôi trơn và các van điều áp. Việc thu hồi thể lỏng được thực hiện theo cách giống như thu hồi thể hơi. Chỉ có một điểm khác biệt là thiết bị thu hồi được kết nối ở phía cao áp của hệ thống. Phương pháp thu hồi môi chất ở thể lỏng có ưu điểm là thu hồi được nhiều môi chất hơn và thời gian thu hồi ngắn.

Tuy nhiên, vẫn có thể thu hồi môi chất ở thể lỏng bằng thiết bị thu hồi thể hơi bằng cách sử dụng thêm hai bình chứa thu hồi và các bộ phận được bố trí phù hợp như trên hình vẽ. Quá trình được thực hiện như sau:

- Các bình chứa thu hồi phải có hai van, một van dùng cho môi chất lỏng (gọi tắt là van lỏng) và van còn lại dùng cho hơi môi chất (gọi tắt là van hơi). Đối

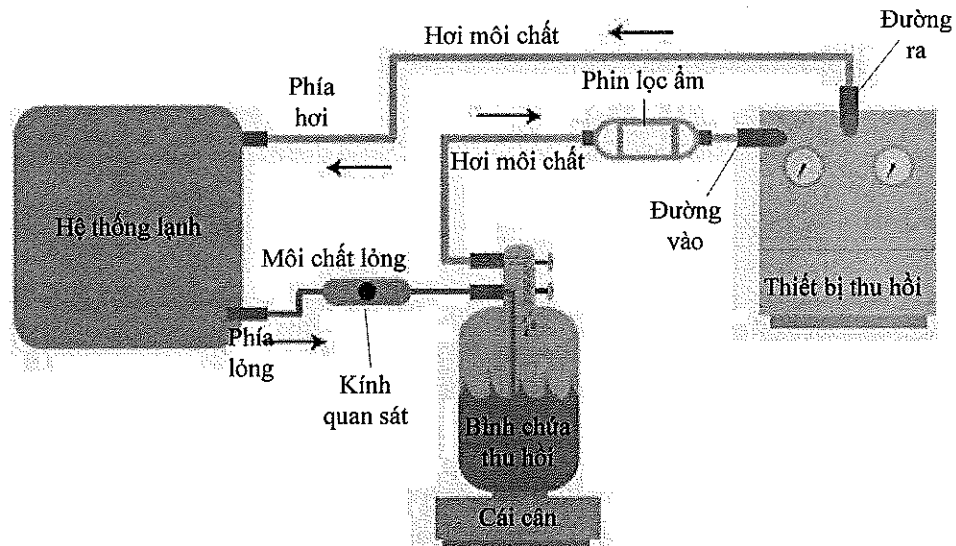
với bình chứa thu hồi thứ nhất, kết nối van lỏng với hệ thống lạnh tại vị trí có thể thu hồi môi chất lỏng, kết nối van hơi với đầu vào của thiết bị thu hồi. Dùng thiết bị thu hồi hút hơi môi chất trong bình chứa thu hồi, điều này làm giảm áp suất trong bình, đồng thời, làm môi chất lỏng từ hệ thống chảy vào bình chứa. Không nên thực hiện việc này quá nhanh.

- Bình chứa thu hồi thứ hai được dùng để chứa môi chất lạnh ra khỏi thiết bị thu hồi. Nếu thiết bị thu hồi được trang bị bình chứa có thể tích phù hợp thì không cần bình chứa thu hồi thứ hai. Một khi toàn bộ môi chất lỏng được thu hồi từ hệ thống lạnh thì các đường ống được bố trí, kết nối lại để thực hiện việc thu hồi ở thể hơi tiếp theo.



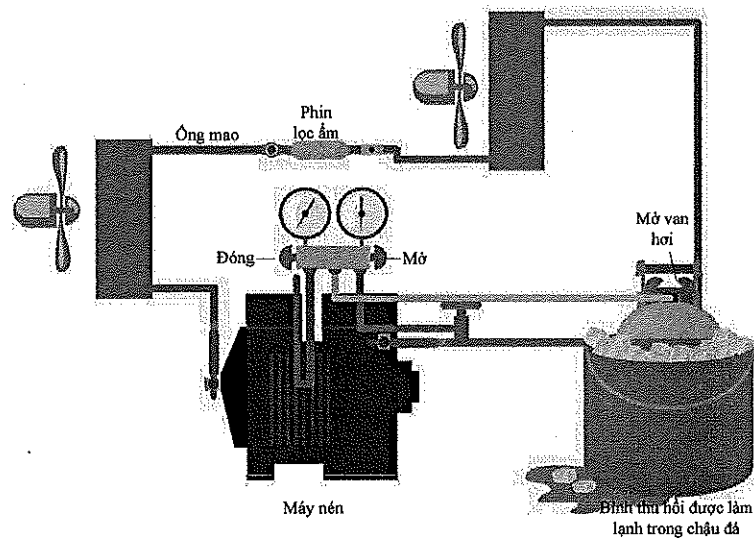
**Hình 3.11 Thu hồi môi chất thể hơi**

Có một phương pháp thu hồi môi chất lỏng khác cũng được sử dụng khá phổ biến là phương pháp “*Kéo và đẩy*”. Phương pháp này được thực hiện bằng cách nối van của bình chứa thu hồi với đường vào của thiết bị thu hồi và nối van lỏng với phía môi chất lỏng của hệ thống lạnh. Khi đó, thiết bị thu hồi sẽ “*kéo*” môi chất lỏng ra khỏi hệ thống lạnh do áp suất thấp trong bình chứa thu hồi, đồng thời, hơi môi chất từ bình chứa thu hồi được thiết bị thu hồi hút và “*đẩy*” ngược trở lại hệ thống lạnh ở phía hơi.



**Hình 3.12 Phương pháp thu hồi “kéo và đẩy”**

Hoặc có thể sử dụng máy nén của hệ thống lạnh để thực hiện việc thu hồi môi chất. Dùng máy nén hút môi hết môi chất lạnh trong hệ thống dồn vào bình ngưng tụ, sau đó, kết nối các thiết bị như trên hình vẽ, mở van, môi chất lỏng chảy từ bình chứa trong hệ thống vào bình chứa thu hồi (được làm lạnh bằng nước đá) do sự chênh áp.



**Hình 3.13 Dùng máy nén để thu hồi môi chất**

Đối với hệ thống lạnh thực nghiệm, người nghiên cứu máy nén để thu hồi môi chất R22. Quy trình thu hồi được thực hiện qua hai giai đoạn như sau:

❖ **Giai đoạn thu hồi ở thể lỏng**

- Sử dụng máy nén để hút hết công chất trong hệ thống dồn vào bình ngưng.

- Kết nối bình thu hồi với bình ngưng để thu hồi môi chất bằng sự chênh áp và đặc tính của chất lỏng.
- Quá trình kết thúc khi áp suất trong bình ngưng cân bằng với áp suất của bình thu hồi.
- Khóa van và tháo bình thu hồi ra khỏi hệ thống.
- Để thu hồi hơi R22 còn lại trong hệ thống, tiến hành giai đoạn thu hồi ở thể hơi.

❖ **Giai đoạn thu hồi ở thể hơi**

- Đóng van đẩy của máy nén, điều chỉnh role áp lực thấp về “0”.
- Kết nối thiết bị thu hồi với máy nén.
- Khởi động máy nén để thu hồi hết hơi công chất trong hệ thống vào bình chứa hơi công chất.
- Trong quá trình thu hồi luôn chú ý áp suất cửa đẩy máy nén. Có thể đặt bình chứa hơi trong chậu đá lạnh để làm mát (như thế quá trình thu hồi sẽ đạt kết quả tốt nhất)
- Quá trình thu hồi kết thúc khi áp suất cửa hút của máy nén bằng “0”
- Tắt máy nén, đóng van và tháo bình thu hồi ra khỏi hệ thống

2. Thay van tiết lưu

Việc thay van tiết lưu là cần thiết và bắt buộc khi chuyển đổi môi chất lạnh. Nên dùng van tiết lưu của hãng Danfoss hay Parker để đạt được độ tin cậy cao. Người nghiên cứu dùng van tiết lưu của hãng Danfoss dùng cho R410A loại cân bằng ngoài, có các thông số kỹ thuật như sau:

- Hãng sản xuất: Danfoss
- Loại: TCAE
- Khoảng nhiệt độ làm việc:  $-40^{\circ}\text{C} \div 10^{\circ}\text{C}$
- Áp suất làm việc tối đa: 42,4 bar

Việc thay van tiết lưu của hệ thống lạnh thực nghiệm được người nghiên cứu thực hiện theo các bước sau:

- Cần thận tháo van tiết lưu cũ ra, không được làm hỏng đầu lọc của ống đồng.
- Làm sạch đường ống đồng bằng khí nitơ.
- Làm sạch bên trong dàn bay hơi bằng khí nitơ.
- Lắp van tiết lưu mới vào, cần thận trọng trong quá trình lắp đặt để tránh hư hỏng van và đầu cảm biến, tránh sự không kín khít.

### 3. Thay phin lọc ẩm

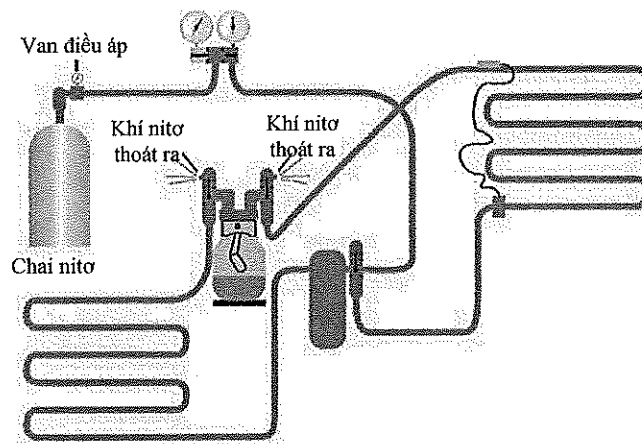
Việc thay mới phin lọc ẩm cho hệ thống lạnh là rất cần thiết vì loại dầu bôi trơn POE rất nhạy cảm với hơi ẩm. Công việc này đơn giản là tháo các rắc co ở hai đầu phin lọc ẩm cũ, tách phin lọc ẩm cũ ra, gắn phin lọc ẩm mới vào và nối các rắc co lại.

### 4. Thay dầu bôi trơn cho máy nén của hệ thống

Công việc này cần được thực hiện cẩn thận và kỹ càng. Trước khi nạp dầu bôi trơn mới, cần phải vệ sinh sạch dầu cũ trong hệ thống nhằm tránh làm hư hỏng dầu bôi trơn mới và đảm bảo sự trao đổi nhiệt tốt trong các thiết bị. Khí nitơ được dùng để vệ sinh hệ thống lạnh. Cần lưu ý rằng, khi khí nitơ tống dầu bôi trơn cũ ra khỏi hệ thống lạnh thì nó cũng cuốn theo các tạp chất khác như cặn cơ học, hơi ẩm, không khí... ra khỏi hệ thống. Có hai cách để thực hiện vệ sinh hệ thống lạnh:

- *Cách thứ nhất:* Tháo đường ống, tách từng bộ phận của hệ thống lạnh ra, dùng khí nitơ vệ sinh từng bộ phận riêng biệt này. Sau đó, ghép chúng trở lại hệ thống và cuối cùng là hút chân không hệ thống. Cách này tốn nhiều thời gian và công sức nhưng cho hiệu quả làm sạch cao.
- *Cách thứ hai:* Cách này có ưu điểm là tiết kiệm được thời gian và công sức nhưng lại cho hiệu quả làm sạch không cao và chỉ nên áp dụng đối với những hệ thống lạnh nhỏ. Quy trình được thực hiện theo các bước như sau:
  - Giữ nguyên hệ thống lạnh, kết nối các thiết bị như trên hình vẽ.

- Mở hoàn toàn tất cả các van chặn, van điện từ và các thiết bị khác.
- Mở hai van phía thấp áp và phía cao áp của bộ phân phối.
- Mở van chính của chai nitơ, điều chỉnh van điều áp phía trên chai nitơ để giữ áp suất không lớn hơn áp suất làm việc của hệ thống.
- Tiến hành việc vệ sinh này trong vài phút hoặc cho đến khi nhìn thấy khí ni-tơ sạch và khô thoát ra, nghĩa là lúc này hệ thống đã được vệ sinh sạch.
- Hút hết khí nitơ còn lại trong hệ thống bằng bơm chân không.



**Hình 3.14 Vệ sinh hệ thống lạnh**

Đối với hệ thống lạnh thực nghiệm, người nghiên cứu tiến hành thay dầu bôi trơn theo các bước sau:

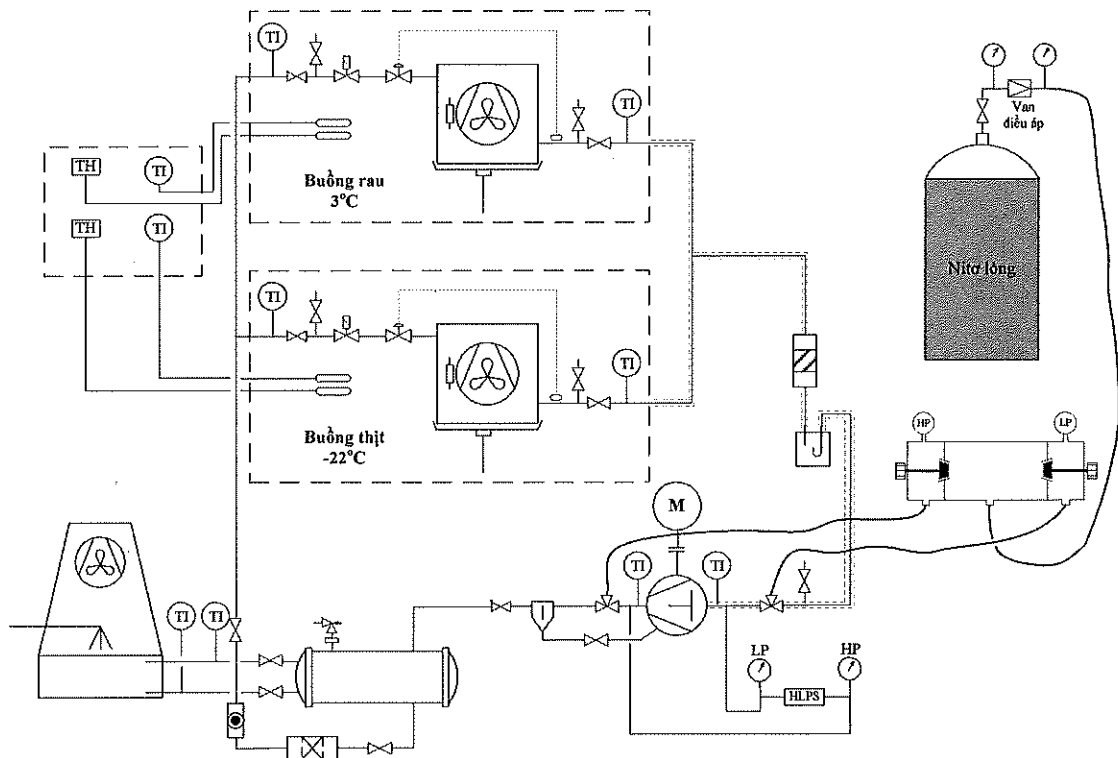
- Tháo van xả và van cấp dầu để xả dầu bôi trơn cũ.
- Làm sạch hệ thống lạnh theo cách thứ nhất đã trình bày trên.
- Lắp chặt van xả dầu lại.
- Hút chân không hệ thống lạnh.
- Cấp đủ dầu bôi trơn mới cho máy nén thông qua các van cấp dầu, mức dầu từ  $1/2 \div 2/3$  kính thủy khi máy nén hoạt động.
- Đóng chặt van cấp dầu.
- Cho máy nén hoạt động không tải để xác định mức dầu bôi trơn một lần nữa.

- Việc thay dầu bôi trơn coi như hoàn tất.

### 5. Thử kín hệ thống lạnh

Việc thử kín hệ thống sau khi lắp đặt là rất cần thiết nhằm tránh rò rỉ môi chất lạnh sau khi nạp. Khí ni-tơ được dùng để thử kín hệ thống lạnh. Người nghiên cứu đã tiến hành công việc này trên hệ thống lạnh thực nghiệm như sau:

- Lắp các áp kế ở đúng các vị trí đọc áp suất.
- Ống màu vàng của bộ phân phối được nối với chai ni-tơ, ống màu đỏ và ống màu xanh của bộ phân phối lần lượt được nối với phía đẩy và phía hút của máy nén như hình vẽ.



**Hình 3.15 Sơ đồ nguyên lý thử kín hệ thống thực nghiệm bằng khí Nitơ**

- Mở hoàn toàn các van chặn, van điện từ và các thiết bị khác trong hệ thống lạnh.
- Mở van chính trên chai nitơ và điều chỉnh van điều áp để nạp khí ni-tơ vào hệ thống. Công việc thử kín hệ thống được tiến hành theo 3 giai đoạn:

- *Giai đoạn 1:* Áp suất thử là 5 bar, thời gian theo dõi là 5 phút để kiểm tra các vị trí xì lớn. Nếu hệ thống không xì rò (áp suất không giảm) thì chuyển sang giai đoạn 2.
  - *Giai đoạn 2:* Tiếp tục nạp ni-tơ vào hệ thống để nâng áp suất thử lên 15 bar, thời gian theo dõi là 5 phút để kiểm tra các vị trí xì lớn. Nếu hệ thống không xì rò thì chuyển sang giai đoạn 3.
  - *Giai đoạn 3:* Tiếp tục nạp ni-tơ vào hệ thống để nâng áp suất thử lên 28 bar, duy trì trong 04 giờ để kiểm tra các vị trí xì nhỏ (nên kết hợp kiểm tra xì rò tại các điểm nối và hàn bằng nước xà phòng để giảm thời gian thử kín).
- Nếu hệ thống bị xì rò thì xác định vị trí chính xác vị trí xì rò, khắc phục triệt để và sau đó thử kín lại.
  - Nếu đã chắc chắn hệ thống đã kín khí thì đóng van chính chai ni-tơ, mở van xả khí ni-tơ ra khỏi hệ thống và kết thúc quá trình thử kín.

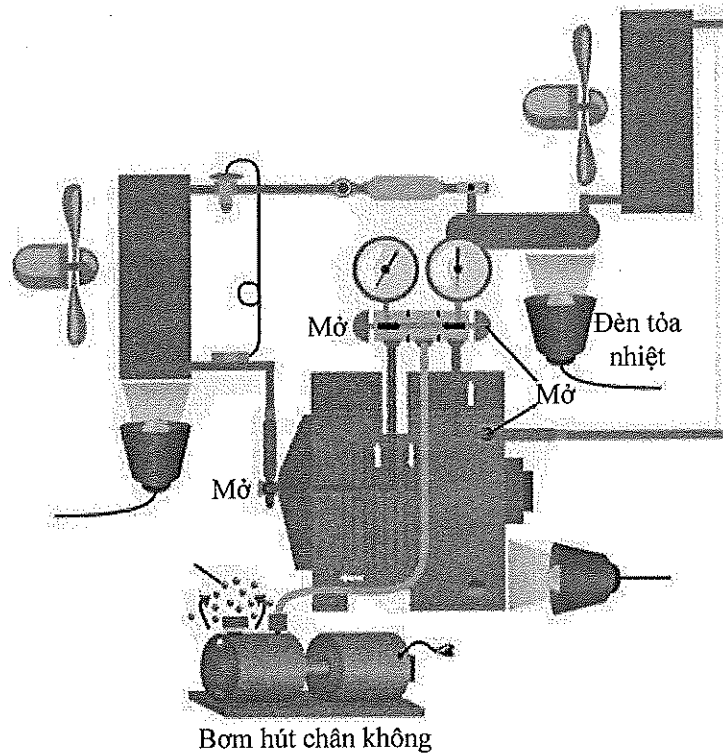
#### 6. Hút chân không hệ thống lạnh

Hút chân không hệ thống lạnh nhằm loại bỏ hơi ẩm và các khí không ngưng ra khỏi trong hệ thống trước khi tiến hành nạp môi chất. Cách tốt nhất để hút chân không hệ thống lạnh là dùng bơm hút chân không. Hiệu quả hút chân không sẽ tăng lên nếu kết hợp với việc hâm nóng hệ thống lạnh lên khoảng 50°C. Vì ở trạng thái nhiệt độ này, thành phần ẩm bên trong hệ thống sẽ hóa hơi hoàn toàn, tạo điều kiện thuận lợi cho việc hút chân không. Có thể dùng khí nóng, nước nóng hay đèn tỏa nhiệt cao để hâm nóng hệ thống nhưng tuyệt đối không được dùng ngọn lửa trần.

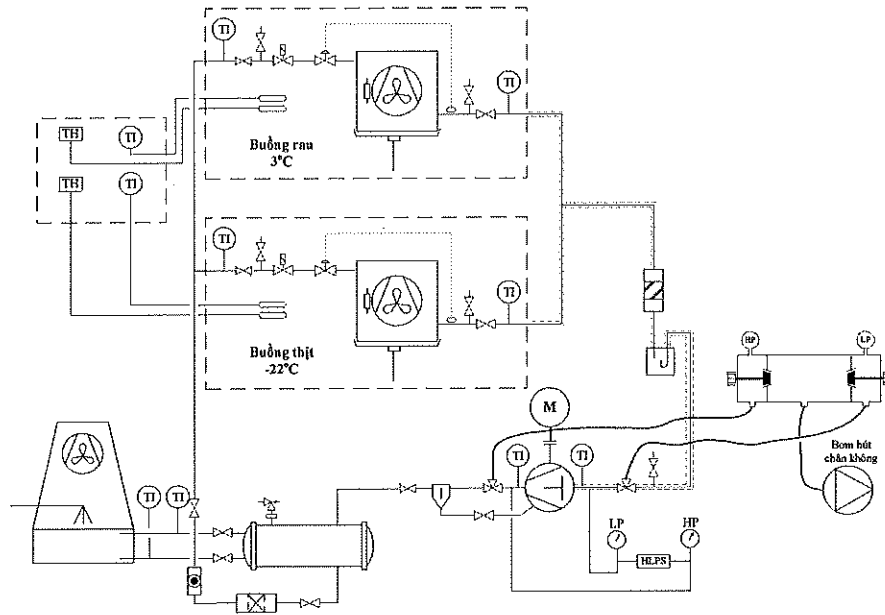
Các dụng cụ cần thiết cho việc hút chân không gồm bơm chân không; bộ phân phối có áp kế, van, ống mềm; chân không kế. Quy trình hút chân không như sau:

- Nối bơm chân không vào cả phía hút và phía đẩy của máy nén. Mở hết các van, kể cả van điện từ (bằng tay, bằng kích nguồn cưỡng bức, bằng từ trường ngoài).

- Bật bơm chân không và theo dõi áp suất trong hệ thống (thời gian theo dõi từ 2 giờ trở lên tùy thuộc vào kích thước của hệ thống). Khi độ chân không trong hệ thống đạt từ  $700 \div 760$  mmHg thì dừng bơm chân không.
- Dừng vội tách bơm chân không ra khỏi hệ thống, theo dõi chân không kế trong khoảng 1 giờ (đối với đối với các hệ thống lớn thì cần nhiều thời gian hơn). Nếu áp suất trong hệ thống tăng lên thì có thể do hai nguyên nhân, hệ thống bị rò rỉ hay hơi ẩm vẫn còn trong hệ thống. Trong trường hợp này, việc hút chân không nên được tiếp tục. Nếu vẫn không giữ được độ chân không cần thiết thì nghĩa là hệ thống bị rò rỉ. Lặp lại bước kiểm tra khắc phục chỗ rò rỉ và thử kín hệ thống.



**Hình 3.16 Hút chân không hệ thống lạnh có gia nhiệt bằng đèn**



Hình 3.17 Sơ đồ nguyên lý hút chân không hệ thống thực nghiệm

- Nếu độ chân không vẫn giữ nguyên trong khoảng thời gian theo dõi thì nghĩa là hệ thống đã khô và không có rò rỉ. Đối với các hệ thống lớn, lượng hơi ẩm bên trong khá cao, thì áp dụng các phương pháp gia nhiệt gián tiếp các đường ống.

Lúc này, việc hút chân không hệ thống lạnh xem như được hoàn tất và có thể tiến hành nạp công chất.

Đối với hệ thống lạnh thực nghiệm, người nghiên cứu thực hiện việc hút chân không theo quy trình trên, thời gian thực hiện khoảng 4 giờ.

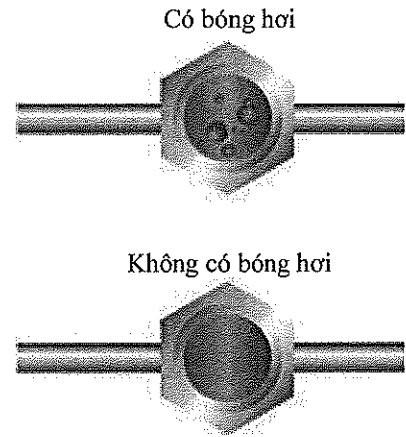
### 7. Nạp môi chất lạnh R410A vào hệ thống

Yêu cầu đối với việc nạp môi chất là phải nạp đủ lượng môi chất và không để không khí xâm nhập vào hệ thống lạnh nhằm đảm bảo hiệu quả làm lạnh cao nhất của hệ thống. Các cách thực hiện sau giúp đảm bảo yêu cầu này.

- *Dùng các bình chứa môi chất có thước đo:* Các bình chứa này được trang bị một ống thủy thể hiện mức lỏng chứa bên trong nó, ống thủy này giúp xác định lượng môi chất đã nạp vào hệ thống theo một tỷ lệ nhất định. Ngoài ra, các bình chứa dạng này còn được trang bị thêm các bộ hâm bằng điện giúp duy trì áp suất trong bình trong suốt quá trình nạp.

- *Sử dụng cân điện tử:* Bình chứa môi chất được đặt trên cân điện tử trong suốt quá trình nạp, việc này giúp xác định chính xác lượng môi chất đã nạp vào hệ thống. Cách này được thực hiện khá phổ biến hiện nay.

- *Nạp nhờ mắt gas:* Phương pháp này thường được áp dụng đối với hệ thống lạnh cỡ lớn có bình chứa lỏng. Môi chất được nạp vào hệ thống và được định lượng bằng cách quan sát mắt gas trên đường dẫn môi chất lỏng, khi không còn thấy các bóng hơi môi chất xuất hiện có nghĩa là lượng môi chất nạp đã đủ. Tuy nhiên, luôn có độ trễ giữa thời điểm nạp môi chất và thời điểm thay đổi lượng bóng hơi trên mắt gas, người vận hành



**Hình 3.18 Mắt gas**

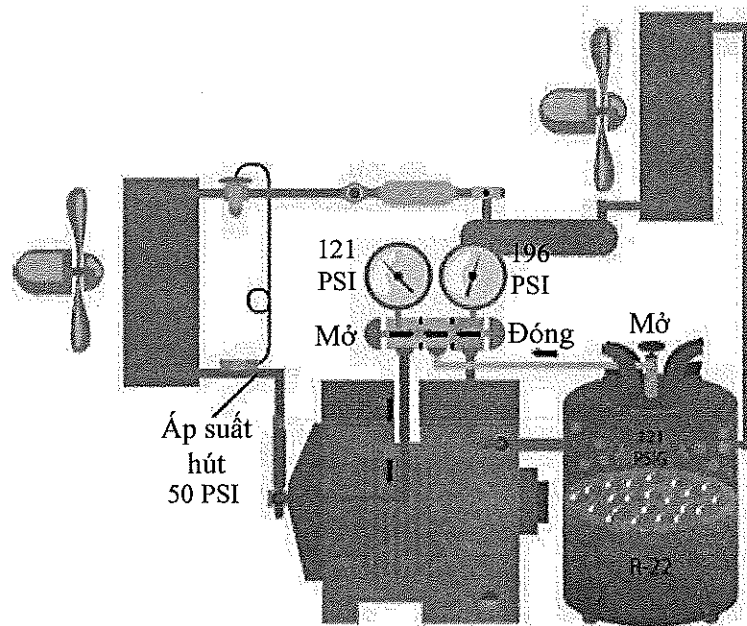
cần phải thực hiện công việc này cẩn thận, với hệ thống càng lớn thì độ trễ này càng lớn. Thêm nữa, bình chứa môi chất phải được cân trước và sau khi nạp để xác định lượng môi chất đã nạp vào hệ thống, so sánh lượng môi chất này với lượng môi chất dự định nạp.

- *Căn cứ vào sự hoạt động của hệ thống:* Thực hiện nạp môi chất đồng thời quan sát các thông số của hệ thống như áp suất hút, áp suất đẩy, độ quá lạnh, độ quá nóng. Trước tiên, cần nắm các đặc điểm thiết kế của hệ thống như nhiệt độ môi trường, nhiệt độ làm lạnh của hệ thống, độ quá lạnh và độ quá nóng. Từ nhiệt độ môi trường và nhiệt độ làm lạnh, ước lượng nhiệt độ ngưng tụ và nhiệt độ bay hơi (thông thường, đối với một dàn ngưng tụ và một dàn bay hơi tiêu biểu thì độ chênh lệch giữa các nhiệt độ này là 8K). Từ đây có thể tra ra áp suất áp hút và áp suất đẩy của máy nén. Lắp các nhiệt kế vào đường môi chất lỏng và đường hút. Sau đó, môi chất được nạp bổ sung vào hệ thống, đồng thời, theo dõi các giá trị áp suất và nhiệt độ. Khi thấy đạt được các giá trị áp suất tính toán và các độ quá lạnh, độ quá nóng thì xem như đã nạp đủ môi chất. Cũng giống như trường hợp căn cứ vào mắt gas, phương pháp này cũng có độ trễ tính từ thời điểm nạp môi chất đến khi các giá trị áp suất, độ quá lạnh, độ quá nóng ổn định ở giá trị nào đó. Vì vậy, cần thiết phải có thời gian theo dõi sự thay đổi của các thông số này.

Có hai phương pháp nạp môi chất vào hệ thống lạnh, đó là nạp ở thể lỏng và nạp ở thể hơi. Mỗi phương pháp phù hợp áp dụng tùy thuộc vào đặc điểm kết cấu của hệ thống lạnh và đặc điểm của môi chất lạnh.

❖ *Nạp môi chất ở thể hơi:* Là quá trình nạp hơi môi chất lạnh ở không gian hơi trong bình chứa vào hệ thống lạnh ở phía thấp áp. Việc nạp có thể được thực hiện trong khi hệ thống hoạt động miễn là áp suất hút được theo dõi chặt chẽ trong quá trình nạp. Trong quá trình nạp, cần tránh hiện tượng áp suất trong bình chứa môi chất giảm thấp hơn áp suất hút của máy nén bằng cách gia nhiệt bình chứa môi nước nóng hay bộ hâm (tuyệt đối không dùng ngọn lửa trần). Các bước thực hiện như sau:

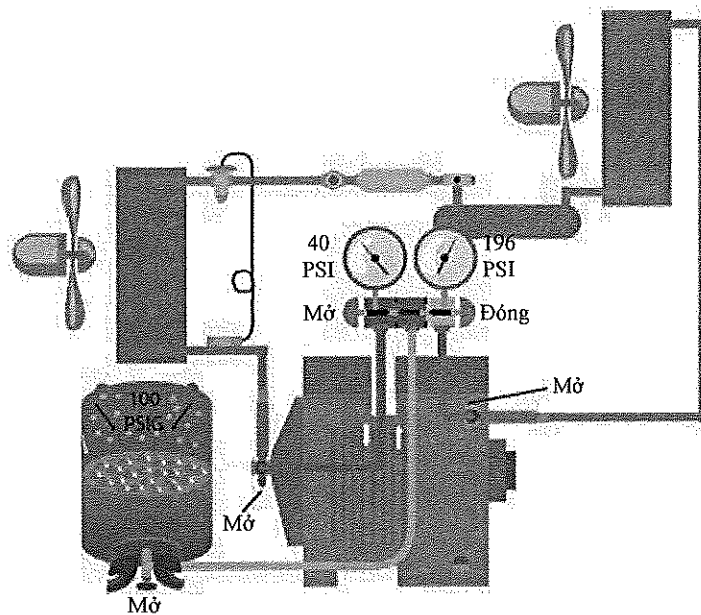
- Kết nối các thiết bị như trên hình vẽ, xả air các dây nạp.
- Trình tự mở van phía thấp áp của hệ thống, van trên bình chứa và van thấp áp của bộ phân phối. Hơi môi chất sẽ chảy vào hệ thống do sự chênh áp. Theo dõi áp suất của hệ thống và lượng môi chất nạp vào hệ thống nhờ cân điện tử.
- Khi áp suất của hệ thống và của bình chứa cân bằng nhau, đóng van bình chứa lại và hoạt động hệ thống trong khoảng từ 1 ÷ 2 phút cho đến khi nhìn thấy áp suất phía thấp áp của hệ thống giảm thấp hơn áp suất trong bình chứa môi chất.
- Tiếp tục nạp bổ sung môi chất bằng cách mở van trên bình chứa cho đến khi đủ lượng môi chất cần thiết.



Hình 3.19 Nạp môi chất ở thể hơi

❖ *Nạp môi chất ở thể lỏng*: Là quá trình đưa môi chất lỏng từ không gian lỏng trong bình chứa vào phía lỏng hệ thống. Phương pháp này thường được áp dụng đối với các hệ thống lạnh lớn hay trong trường hợp môi chất lạnh là một hỗn hợp không đồng sôi. Phương pháp này đòi hỏi người thực hiện phải có kỹ năng tốt và có tính cẩn thận. Các bước thực hiện như sau:

- Kết nối các thiết bị như hình vẽ, xả air các dây nạp. Lưu ý, trường hợp bình chứa môi chất được trang bị ống nhúng thì không dốc ngược bình chứa như hình vẽ.



**Hình 3.20 Nạp môi chất ở thể lỏng**

- Ngắt chức năng điều khiển phía thấp áp để tránh hệ thống bị ngừng trong quá trình nạp.
- Mở van trên bình chứa, van cửa hút và đẩy của máy nén, điều chỉnh van thấp áp của bộ phân phối cẩn thận sao cho áp kế lỏng trên bộ phân phối chỉ giá trị không cao quá 1,4 bar so với áp suất hút. Khi ống màu xanh của một phân phối xuất hiện hiện tượng đóng băng thì đóng van lại, kiểm tra áp suất hút. Thực hiện lại các bước trên cho đến khi nạp đủ môi chất.

Trường hợp môi chất là một hỗn hợp không đồng sôi, nếu áp dụng phương pháp nạp ở thể hơi thì sẽ làm thay đổi nồng độ các thành phần trong môi chất đã

nạp vào hệ thống, đồng thời cũng làm thay đổi nồng độ các thành phần của môi chất còn lại trong bình chứa. Điều này làm giảm bớt hiệu quả làm lạnh và tính an toàn của hệ thống. Trong trường hợp này, nên áp dụng phương pháp nạp ở thể lỏng, nếu muốn nạp môi chất ở thể hơi thì nhất thiết phải nạp hết lượng môi chất trong bình chứa.

Đối với hệ thống lạnh thực nghiệm, vì môi chất R410A là một hỗn hợp không đồng sôi nên người nghiên cứu áp dụng phương pháp nạp ở thể lỏng.

### 9. Kiểm tra rò rỉ

Mặc dù đã thực hiện bước thử kín hệ thống nhưng công việc kiểm tra rò rỉ rất cần thiết vì các lý do:

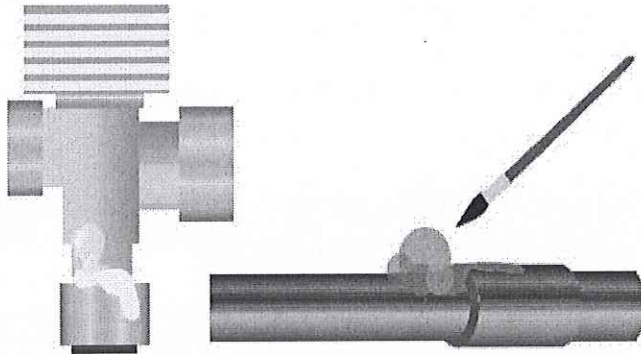
- Khi làm việc, hệ thống có áp suất cao và bị rung động, vì thế, có thể lúc thử thì thấy hệ thống kín nhưng khi đưa hệ thống vào hoạt động lại xuất hiện rò rỉ.
- Khi xuất hiện rò rỉ, hệ thống thiếu môi chất và nồng độ các thành phần môi chất R410A trong hệ thống bị thay đổi dẫn đến hiệu quả làm lạnh của hệ thống giảm, nếu muốn nạp bổ sung công chất thì cũng không thể đảm bảo nồng độ các thành phần môi chất trong hệ thống. Trong trường hợp này, phải hút hết môi chất ra khỏi hệ thống và nạp lại môi chất mới.
- Môi chất R410A khá đắt tiền.

Các phương pháp sau giúp kiểm soát sự rò rỉ môi chất ra khỏi hệ thống lạnh:

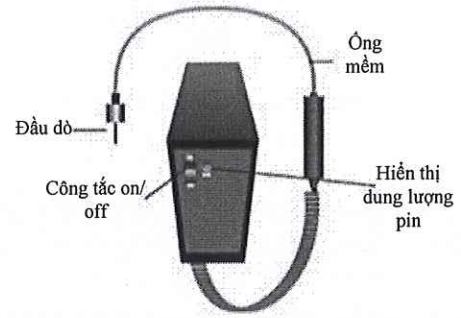
- *Phương pháp bao trùm:* Lắp đặt các bộ dò tìm môi chất lạnh cố định, thiết bị này cho biết sự có mặt của môi chất lạnh trong một không gian nhất định nhưng không cho biết chính xác vị trí phát ra môi chất lạnh.
- *Phương pháp cục bộ:* Sử dụng các thiết bị dò tìm môi chất để xác định để xác định chính xác vị trí rò rỉ trên hệ thống.
- *Trang bị hệ thống theo dõi hoạt động tự động:* Khi hệ thống lạnh bị rò rỉ môi chất thì sẽ dẫn đến sự thiếu hụt môi chất và các thông số làm việc của hệ thống sẽ thay đổi. Khi đó, hệ thống theo dõi này sẽ báo động giúp người vận hành biết có sự rò rỉ môi chất trong hệ thống lạnh.

Với phương pháp cục bộ, việc kiểm tra rò rỉ được thực hiện ở các vị trí nổi ren, các mối hàn... bằng các cách sau:

- *Sử dụng dung dịch xà phòng:* Đây cách được sử dụng phổ biến nhất, rẻ tiền nhất và là một trong những cách hiệu quả nhất. Bôi dung dịch xà phòng vào các khớp, mối nối... khi hệ thống hoạt động hay khi hệ thống được tạo áp lực bởi khí nitơ. Tại vị trí rò rỉ sẽ xuất hiện các bong bóng xà phòng.



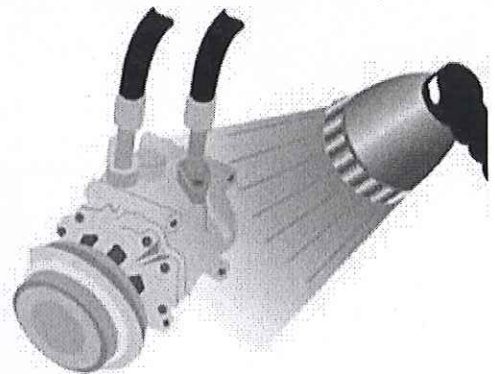
**Hình 3.21** Phát hiện rò rỉ bằng dung dịch xà phòng



**Hình 3.22** Thiết bị dò tìm môi chất

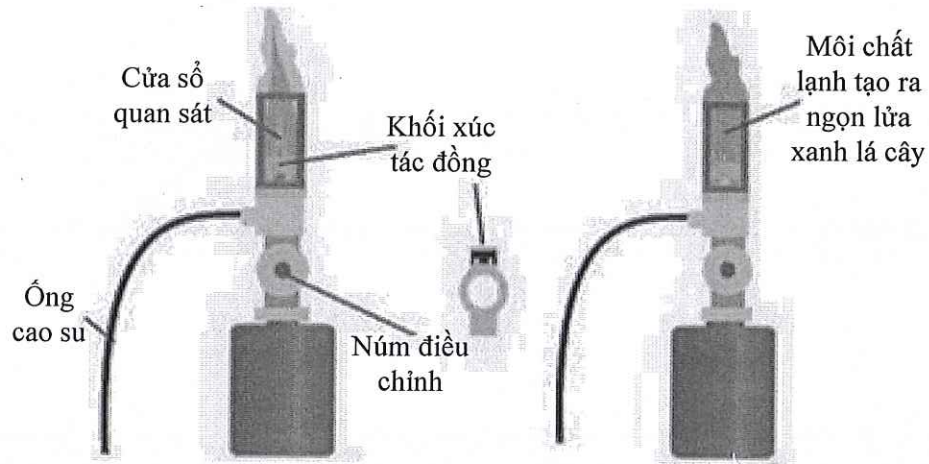
- *Sử dụng thiết bị điện tử phát hiện môi chất:* Các thiết bị điện tử này được trang bị bộ phận cảm biến thành phần hóa học của môi chất lạnh. Khi hoạt động, thiết bị sẽ hút không khí tại vị trí nghi rò rỉ và phân tích thành phần của không khí này, nếu phát hiện có môi chất lạnh, thiết bị sẽ phát ra tiếng “tít” và đèn nhấp nháy. Thiết bị hoạt động bằng pin hay nguồn xoay chiều. Một thiết bị điện tử chỉ có thể phát hiện một nhóm công chất nhất định.

- *Sử dụng đèn tia cực tím:* Trước tiên, cần thêm chất phụ gia nhuộm màu vào môi chất lạnh. Khi chiếu đèn tia cực tím, chỗ rò rỉ sẽ phát ra màu vàng xanh. Đây là cách thức được áp dụng khá phổ biến đối với các hệ thống lạnh cỡ lớn vì ở những hệ thống này việc áp dụng phương pháp dung dịch xà phòng hay thiết bị điện tử rất khó khăn.



**Hình 3.23** Dò tìm rò rỉ bằng đèn cực tím

- *Sử dụng đèn halogen:* Đèn halogen thường được sử dụng để phát hiện các chất CFC và HCFC. Hỗn hợp môi chất và không khí được hút qua ống mềm và đi qua khối xúc tác đồng. Khi môi chất lạnh cháy trong ngọn lửa, thành phần Clo của môi chất tác dụng với khối xúc tác làm ngọn lửa chuyển từ màu xanh dương sang màu xanh lá cây. Vì HFC không chứa Clo nên đèn halogen không có tác dụng đối với môi chất loại này, và nó cũng không có tác dụng đối với các môi chất như CO<sub>2</sub>, NH<sub>3</sub> và R290, R600... Không nên áp dụng đèn halogen đối với các môi chất dễ cháy.



**Hình 3.24 Đèn halogen**

Khi thực hiện việc kiểm tra rò rỉ hệ thống thực nghiệm, người nghiên cứu áp dụng phương pháp dùng dung dịch xà phòng.

#### 10. Đo các thông số

Tiến hành đo các thông số cần thiết của hệ thống như:

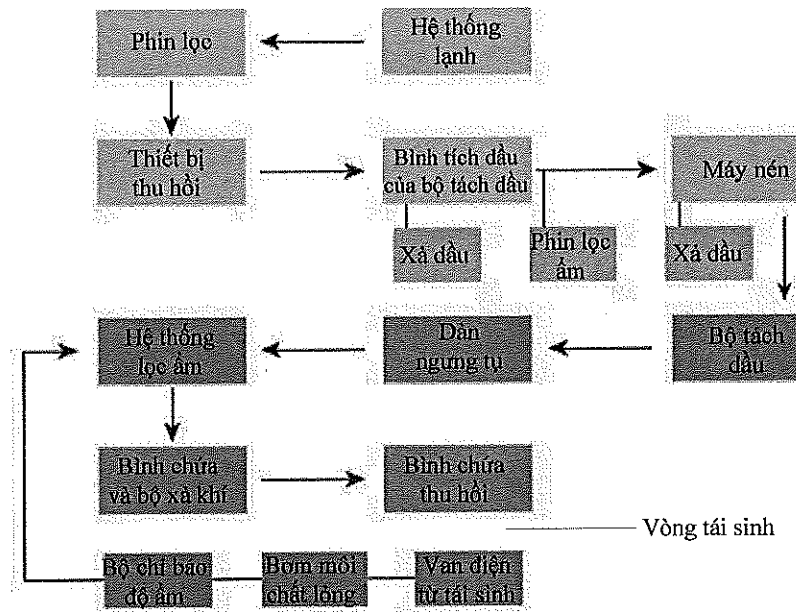
- Áp suất và nhiệt độ bay hơi.
- Áp suất và nhiệt độ ngưng tụ.
- Độ ẩm và nhiệt độ trong buồng lạnh.
- Độ quá lạnh và độ quá nhiệt của hệ thống.

#### **3.3.3.3 Thiết kế phương án lưu giữ, xử lý môi chất R22**

Đối với môi chất R22 trong các hệ thống lạnh được lựa chọn thay đổi môi chất thì cách xử lý tốt nhất đối với chúng là thu hồi, tái chế và sử dụng lại cho



- Nguyên lý “Single pass”: Môi chất được dẫn qua các phin lọc, phin lọc ẩm hay bộ chưng cất. Máy chỉ thực hiện một quá trình tái chế rồi đưa môi chất vào bình chứa. Nguyên lý tái chế “Single pass” được biểu diễn như trên hình:



**Hình 3.28 Nguyên lý tái chế “Multi pass”**

Nguyên lý “Multiple pass”: Trong nguyên lý này, môi chất được cho tuần hoàn nhiều lần qua các phin lọc, phin lọc ẩm. Sau một thời gian nhất định hay sau nhiều chu kỳ, môi chất lạnh được đưa vào bình chứa. Nguyên lý “Multiple pass” cần thời gian lâu hơn để thực hiện tùy thuộc vào mức độ nhiễm bẩn và nhiễm ẩm của môi chất.

### 3.4 Khảo sát chế độ làm việc thực tế của hệ thống lạnh với môi chất R22

Việc khảo sát chế độ làm việc của hệ thống với R22 trước khi thu hồi nhằm xác nhận khả năng làm việc của hệ thống. Các thông số thu được để làm cơ sở để so sánh.

### 3.4.1 Dụng cụ đo

**Bảng 3.9 Các dụng cụ đo, thử nghiệm**

STT	Tên dụng cụ đo	Đơn vị	Số lượng
1	Đồng hồ đo nhiệt độ buồng lạnh	Cái	2
2	Đồng hồ áp suất	Cái	3
3	Súng bắn nhiệt	Bộ	1
4	Đồng hồ đo dòng	Bộ	1
5	Nhiệt kế	Cái	4

### 3.4.2 Quá trình thực hiện

92Sau khi kiểm tra hệ thống lạnh và điều chỉnh nhiệt độ buồng lạnh phù hợp, ta tiến hành bật bơm nước làm mát cho hệ thống và ghi lại các thông số như: áp suất nước làm mát, nhiệt độ nước làm mát, nhiệt độ môi trường, nhiệt độ buồng lạnh (buồng thịt và buồng rau).

Chạy hệ thống lạnh, kiểm tra và ghi lại các thông số: áp suất hút và đẩy của máy nén, nhiệt độ nước làm mát vào và ra khỏi bình ngưng, nhiệt độ không khí trước và sau dàn bay hơi, nhiệt độ buồng lạnh.

Người nghiên cứu tiến hành khảo sát chế độ làm việc của hệ thống lạnh tại 5 thời điểm cụ thể như sau:

- Lần 1: tại thời điểm hệ thống lạnh vừa làm việc
- Lần 2: tại thời điểm nhiệt độ buồng rau đạt nhiệt độ lạnh
- Lần 3: tại thời điểm buồng thịt đủ nhiệt độ lạnh
- Lần 4: tại thời điểm hệ thống lạnh làm việc trở lại
- Lần 5: tại thời điểm dừng máy nén

## 3.4.3 Kết quả khảo sát như sau

Bảng 3.10 Kết quả thử nghiệm cho công chất lạnh R22

STT	Đại lượng đo	Ký hiệu	Đơn vị	Giá trị đo				
				Lần đo				
				1	2	3	4	5
1.	Môi trường	-						
	Nhiệt độ	$t_{mt}$	$^{\circ}\text{C}$	29	30	30	30	31
	Độ ẩm	$\varphi_{mt}$						
2.	Dòng điện của máy nén lạnh	I	A	12.5	13		13	
3.	Áp suất công chất R22		Bar					
	Vào máy nén	$p_o$	-	2.2	1.0		1.0	
	Ra khỏi máy nén	$p_k$	-	14	14		14	
4.	Lưu lượng nước qua bình ngưng	$G_w$	$\text{m}^3/\text{h}$	2.8	2.8	2.8	2.8	2.8
5.	Nhiệt độ		$^{\circ}\text{C}$					
	R22 vào máy nén	$t_h$	-	-19	-26		-26	
	R22 ra khỏi máy nén	$t_k$	-	69	69,5		70	
	R22 ra khỏi bình ngưng	$t_{nt}$	-	35	35		35	
	Nước làm mát vào bình ngưng	$t_{w1}$	-	29	29	30.5	31	31
	Nước làm mát ra khỏi bình ngưng	$t_{w2}$	-	31	31	31	33	31.5
6.	Buồng thịt	-						
	Nhiệt độ buồng	$t_{kbt}$	$^{\circ}\text{C}$	30	-10	-22	-19	-18
	Nhiệt độ không khí trước DBH		$^{\circ}\text{C}$	30	-10		-19	
	Nhiệt độ không khí sau DBH		$^{\circ}\text{C}$	24	-15		-19	
7.	Buồng rau	-						
	Nhiệt độ buồng	$t_{kbr}$	$^{\circ}\text{C}$	30	3	5	7	3
	Nhiệt độ không khí trước DBH		$^{\circ}\text{C}$	30			7	
	Nhiệt độ không khí sau DBH		$^{\circ}\text{C}$	24			3	
8.	Thời gian đo			8h00	8h35	9h20	9h40	9h50

### 3.5 Thử nghiệm các chế độ làm việc thực tế của hệ thống lạnh với môi chất R410A

#### 3.5.1 Dụng cụ đo

Bảng 3.11 Dụng cụ đo, thử nghiệm R410A

S TT	Tên dụng cụ đo	Đơn vị	Số lượng
1	Đồng hồ đo nhiệt độ buồng lạnh	Cái	2
2	Đồng hồ áp suất	Cái	3
3	Súng bắn nhiệt	Bộ	1
4	Đồng hồ đo dòng	Bộ	1
5	Nhiệt kế	Cái	4

#### 3.5.2 Quá trình thực hiện

Người nghiên cứu tiến hành khảo sát chế độ làm việc của hệ thống lạnh tại 5 thời điểm cụ thể như sau:

- *Lần 1*: tại thời điểm hệ thống lạnh vừa làm việc
- *Lần 2*: tại thời điểm nhiệt độ buồng rau đạt nhiệt độ lạnh
- *Lần 3*: tại thời điểm buồng thịt đủ nhiệt độ lạnh
- *Lần 4*: tại thời điểm hệ thống lạnh làm việc trở lại
- *Lần 5*: tại thời điểm dừng máy nén

#### 3.5.3 Kết quả đo thu được, nhận xét và đánh giá

##### 3.5.3.1 Kết quả đo thu được

Bảng 3.12 Kết quả thử nghiệm cho công chất lạnh R410A

S T T	Đại lượng đo	Ký hiệu	Đơn vị	Giá trị đo				
				Lần đo				
				1	2	3	4	5
1.	Môi trường	-						
	Nhiệt độ	$t_{mt}$	$^{\circ}\text{C}$	29	29	29	30	30

	Độ ẩm	$\Phi_{mt}$						
2.	Dòng điện của máy nén lạnh dùng R410A	I	A	12	12		12	
	Dòng điện của máy nén lạnh dùng R22	I	A	12.5	13		13	
3.	Áp suất công chất R22		Bar					
	Vào máy nén	$p_o$	-	3.5	2.1		2.3	
	Ra khỏi máy nén	$p_k$	-	21	21		21	
4.	Lưu lượng nước qua bình ngưng	$G_w$	$m^3/h$	2.8	2.8	2.8	2.8	2.8
5.	Nhiệt độ		$^{\circ}C$					
	R410A vào máy nén	$t_h$	-	-21	-32		-28	
	R410A ra khỏi máy nén	$t_k$	-	65	69		69	
	R410A ra khỏi bình ngưng	$t_{nt}$	-	33	33		34	
	Nước làm mát vào bình ngưng	$t_{w1}$	-	28	28	29	29	30
	Nước làm mát ra khỏi bình ngưng	$t_{w2}$	-	31	31	30	33	31
6.	Buồng thịt	-						
	Nhiệt độ buồng	$t_{kbt}$	$^{\circ}C$	29	-9	-22	-19	-18
	Nhiệt độ không khí trước DBH		$^{\circ}C$	29	-9		-19	
	Nhiệt độ không khí sau DBH		$^{\circ}C$	24	-13		-19	
7.	Buồng rau	-						
	Nhiệt độ buồng	$t_{kbr}$	$^{\circ}C$	29	3	5.5	7	3
	Nhiệt độ không khí trước DBH		$^{\circ}C$	29			7	
	Nhiệt độ không khí sau DBH		$^{\circ}C$	24			3	
8.	Thời gian đo			7h40	8h23	9h25	9h40	9h53

Bảng 3.13 So sánh kết quả làm việc của hệ thống với R22 và R410A

Stt	Đại lượng đo	Ký hiệu	Đơn vị	Giá trị đo				
				Lần đo				
				1	2	3	4	5
1.	Môi trường	-						
	Nhiệt độ	$t_{mt}$	$^{\circ}\text{C}$	29	30	30	30	31
	Độ ẩm	$\varphi_{mt}$						
2.	Dòng điện của máy nén lạnh	I	A	12.5	13		13	
3.	Áp suất công chất R22		Bar					
	Vào máy nén	$p_o$	-	2.2	1.0		1.0	
	Ra khỏi máy nén	$p_k$	-	14	14		14	
4.	Áp suất công chất R410A							
	Vào máy nén	$p_o$	-	3.5	2.1		2.3	
	Ra khỏi máy nén	$p_k$	-	21	21		21	
5.	Lưu lượng nước qua bình ngưng	$G_w$	$\text{m}^3/\text{h}$	2.8	2.8	2.8	2.8	2.8
6.	Nhiệt độ công chất R22		$^{\circ}\text{C}$					
	R22 vào máy nén	$t_h$	-	-19	-26		-26	
	R22 ra khỏi máy nén	$t_k$	-	69	69,5		70	
	R22 ra khỏi bình ngưng	$t_{nt}$	-	35	35		35	
	Nước làm mát vào bình ngưng	$t_{w1}$	-	29	29	30.5	31	31
	Nước làm mát ra khỏi bình ngưng	$t_{w2}$	-	31	31	31	33	31.5
7.	Nhiệt độ công chất R410A							
	R410A vào máy nén	$t_h$	-	-21	-32		-28	
	R410A ra khỏi máy nén	$t_k$	-	65	69		69	
	R410A ra khỏi bình ngưng	$t_{nt}$	-	33	33		34	
	Nước làm mát vào bình ngưng	$t_{w1}$	-	28	28	29	29	30

	<i>ngưng</i>							
	<i>Nước làm mát ra khỏi bình ngưng</i>	$t_{w2}$	-	31	31	30	33	31
8.	<b>Buồng thịt</b>	-						
	<b>Với công chất R410A</b> <i>- Nhiệt độ buồng</i>	$t_{kbt}$	°C	30	-10	-22	-19	-18
	<i>Nhiệt độ không khí trước DBH</i>		°C	30	-10		-19	
	<i>Nhiệt độ không khí sau DBH</i>		°C	24	-15		-19	
	<b>Với công chất R22</b> <i>Nhiệt độ buồng</i>	$t_{kbt}$	°C	29	-9	-22	-19	-18
	<i>Nhiệt độ không khí trước DBH</i>		°C	29	-9		-19	
	<i>Nhiệt độ không khí sau DBH</i>		°C	24	-13		-19	
9.	<b>Buồng rau</b>	-						
	<b>Với công chất R410A</b> <i>- Nhiệt độ buồng</i>	$t_{kbr}$	°C	30	3	5	7	3
	<i>Nhiệt độ không khí trước DBH</i>		°C	30			7	
	<i>Nhiệt độ không khí sau DBH</i>		°C	24			3	
	<b>Với công chất R22</b> <i>Nhiệt độ buồng</i>	$t_{kbr}$	°C	29	3	5.5	7	3
	<i>Nhiệt độ không khí trước DBH</i>		°C	29			7	
	<i>Nhiệt độ không khí sau DBH</i>		°C	24			3	
10.	Thời gian đo với R410A		Phút	7h40	8h23	9h25	9h40	9h53
	Thời gian đo với R22		Phút	8h00	8h35	9h20	9h40	9h50

### 3.5.3.2 Nhận xét, đánh giá

Nhiệt độ của buồng rau, buồng thịt trong trường hợp sử dụng R22 và R410A đều đạt yêu cầu (buồng rau đạt từ +3 °C đến +7 °C, buồng thịt đạt từ -10 °C đến -22 °C).

Tốc độ tạo lạnh của hệ thống dùng R410A (thời gian tạo lạnh) nhanh hơn so với R22.

Ở cùng một điều kiện môi trường, áp suất bình ngưng trong trường hợp sử dụng R410A lớn hơn áp suất bình ngưng trong trường hợp sử dụng R22 (R22 đạt 14 kG/cm<sup>2</sup>; R410A đạt 21kG/cm<sup>2</sup>).

Áp suất ngưng tụ của hệ thống khi chuyển đổi sang hệ thống lạnh sai khác so với áp suất tính toán:  $2,14 - 2,1/2,14 = 0,019 = 1,9\%$ . Như vậy kết quả thực tế và kết quả tính toán có sai số trong phạm vi cho phép.

Áp suất ngưng tụ trong điều kiện thực tế nhỏ hơn áp suất cực đại cho phép của hệ thống lạnh là  $28/21 = 1,333$ . Hệ thống có thể làm việc được với công chất mới.

Các thông số kỹ thuật của hệ thống lạnh khi chuyển đổi sang công chất R410A đạt yêu cầu và hoạt động ổn định.

## KẾT LUẬN

### 1. Kết luận

Đề tài đã nghiên cứu về mặt lý thuyết việc sử dụng các môi chất mới thân thiện với môi trường thay thế các công chất cũ gây ô nhiễm môi trường. Phân tích tính chất nhiệt động, tính chất vật lý và ưu nhược điểm của chúng.

Đề tài đã nghiên cứu khả năng và cơ sở khoa học để chuyển đổi một hệ thống lạnh trên tàu thủy từ sử dụng công chất R22 gây thủng tầng ôzôn, sang công chất R410A thân thiện với môi trường, không gây thủng tầng ôzôn.

Đã thực hiện việc chuyển đổi thành công cho một hệ thống lạnh thực phẩm dùng R22 trên phòng thực hành máy tàu thủy sang sử dụng công chất R410A .

Việc chuyển đổi hệ thống lạnh trên tàu thủy từ sử dụng công chất R22 phá hủy môi trường, sang công chất R410A đặc biệt quan trọng vì có thể tiết kiệm được chi phí đầu tư cho tàu, mà vẫn đáp ứng được các yêu cầu của công ước quốc tế Montreal về bảo vệ môi trường.

Việc nghiên cứu phù hợp với xu thế hiện tại, vì việc sử dụng R410A cũng như các công chất lạnh thế hệ mới khác đang được áp dụng rộng rãi trong kỹ thuật và ngay cả trong đời sống hàng ngày.

### 2. Hướng phát triển của đề án

Tiếp tục nghiên cứu thay thế các hệ thống lạnh và điều hòa không khí sử dụng các công chất lạnh gây ô nhiễm môi trường bằng các công chất lạnh mới thân thiện với môi trường trong các lĩnh vực khác như sinh hoạt và công nghiệp.

### 2. Các kiến nghị

Kết quả của đề tài cho là phù hợp và giúp cho các chủ tàu có cơ sở về lý luận và thực tế trong việc thay thế công chất thân thiện với môi trường ở các hệ thống lạnh trên tàu.

Nhà nước nên có chính sách khuyến khích và hỗ trợ những chủ tàu trong việc sử dụng công chất lạnh mới bảo vệ môi trường.

## TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] Vũ Anh Dũng, **Máy lạnh tàu thủy**, Trường đại học hàng hải, 1995
- [2] Bùi Hải, Hà Mạnh Thư, Nguyễn Xuân Hùng, **Hệ thống điều hoà không khí và thông gió**, NXB Khoa học và Kỹ thuật 2001.
- [3] Trần Thanh Kỳ; **Máy lạnh**; Nhà xuất bản Đại học quốc gia TP.HCM, 2004.
- [4] Võ Văn Lành. Phạm Văn Huân; **Biến trình năm của nhiệt độ nước ở một vùng biển khơi miền trung Việt Nam**; Tuyển tập nghiên cứu biển, Viện Khoa học Việt Nam; 1979
- [5] Nguyễn Đức Lợi; Phạm Văn Tỳ, Bài tập kỹ thuật lạnh, Nhà xuất bản Giáo dục, 1996.
- [6] Nguyễn Đức Lợi; Phạm Văn Tỳ, Đinh Văn Thuận; **Kỹ thuật lạnh ứng dụng**, Nhà Xuất Bản Giáo dục, 2003.
- [7] Nguyễn Đức Lợi; Phạm Văn Tỳ; **Môi chất lạnh**; Nhà xuất bản giáo dục, 1998.
- [8] Nguyễn Đức Lợi; **Tự động hóa hệ thống lạnh**; Nhà xuất bản giáo dục, 2001.
- [9] Nguyễn Đức Lợi, Phạm Văn Tỳ; **Máy và thiết bị lạnh**; Nhà xuất bản Giáo dục, 2003.
- [10] Lê Xuân Ôn; **Tính chất vật lý và nhiệt động của các công chất lạnh**; NXB Giao thông vận tải, 1989.
- [11] Lê Xuân Ôn; Lê Xuân Hùng; **Thiết kế hệ thống lạnh và tái ngưng tụ khí hóa lỏng tàu thủy**; NXB Giao thông vận tải, 1999.
- [12] TS Nguyễn Xuân Tiến; **Tính toán thiết kế hệ thống lạnh**; Nhà xuất bản Khoa học và kỹ thuật, 2003.
- [13] Phạm Văn Tỳ; **Phương pháp tính toán và phân tích hiệu quả của hệ thống lạnh**; Nhà xuất bản Khoa học và kỹ thuật, 2000.
- [14] Cộng đồng kỹ sư điện lạnh Việt Nam; [www.hvac.vn](http://www.hvac.vn)
- [15] Cộng đồng Nhiệt lạnh Việt Nam; [www.Nhietlanhvietnam.vn](http://www.Nhietlanhvietnam.vn)