

HOÀNG ĐÌNH TÍN - LÊ CHÍ HIỆP

NHIỆT ĐỘNG LỰC HỌC KỸ THUẬT

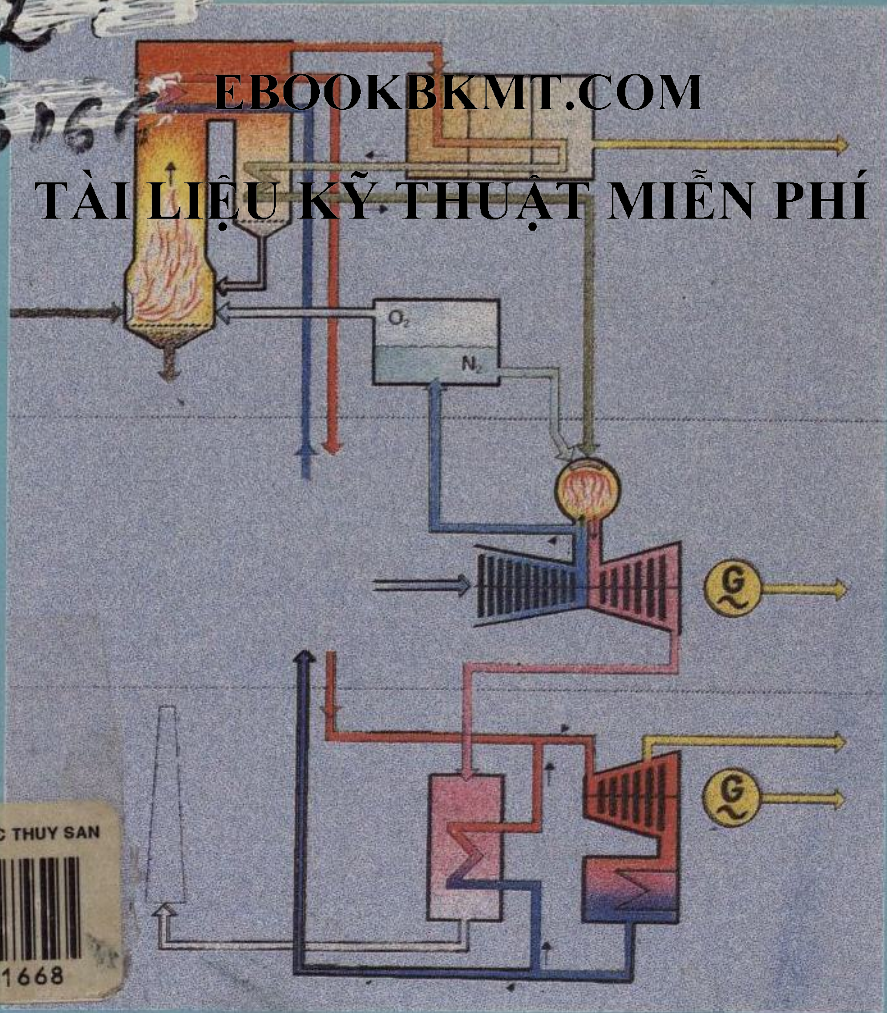
52.203

2

72.3167

EBOOKBKMT.COM

TÀI LIỆU KỸ THUẬT MIỄN PHÍ



THU VIEN DAI HOC THUY SAN



2000001668



NHÀ XUẤT BẢN KHOA HỌC VÀ KỸ THUẬT

1997

<http://tietlun.hopto.org>

HOÀNG ĐÌNH TÍN - LÊ CHÍ HIỆP

6C 2.205
2

NHIỆT ĐỘNG LỰC HỌC KỸ THUẬT

Tc
X

~~TC 3166~~
EBOOKBKMT.COM

CB 1608
TÀI LIỆU KỸ THUẬT MIỄN PHÍ

NHÀ XUẤT BẢN KHOA HỌC VÀ KỸ THUẬT

LỜI NÓI ĐẦU

Nhiệt động lực học là môn học nghiên cứu những quy luật về biến đổi năng lượng, mà chủ yếu là nhiệt năng và cơ năng, diễn ra trong các loại máy nhiệt nói riêng và các hệ thống nhiệt động nói chung.

Do tính chất của môn học, nhiệt động lực học được xem là nền tảng để nghiên cứu các vấn đề chuyên sâu có liên quan. Chính vì vậy, việc xác định nội dung và mức độ trình bày các vấn đề trong môn học cần phải được xem xét một cách kỹ lưỡng. Ý thức được điều đó, các tác giả đã vận dụng kinh nghiệm bản thân trong nhiều năm giảng dạy, kết hợp với sự tham khảo các tài liệu hiện đại từ nhiều nguồn khác nhau, để hoàn chỉnh nội dung của quyển sách.

Quyển sách được viết trên tinh thần tiếp cận một cách tối đa trình độ chung của các nước trong khu vực và trên toàn thế giới về vấn đề nhiệt động lực học. Nói chung, có thể sử dụng các phần cơ bản trong quyển sách để làm giáo trình giảng dạy cho sinh viên các trường đại học kỹ thuật và công nghệ. Một số phần khác có tính chuyên sâu hơn sẽ được dùng làm tài liệu tham khảo cho các sinh viên cao học.

Quyển sách bao gồm 12 chương và các phụ lục chi tiết cần thiết. TS LÊ CHÍ HIỆP viết các chương 1, 2, 3, 4, 5, 6, 12 và soạn một số phụ lục. GS HOÀNG ĐÌNH TÍN viết các chương 7, 8, 9, 10, 11 và soạn phần phụ lục còn lại.

Mặc dù các tác giả hết sức cố gắng nhưng chắc chắn khó tránh khỏi các sai sót. Rất mong nhận được những góp ý từ phía người đọc.

Các tác giả

HOÀNG ĐÌNH TÍN - LÊ CHÍ HIỆP

(Đại Học Kỹ thuật - Đại Học Quốc Gia TP.HCM)

Chương 1

MỘT SỐ KHÁI NIỆM CƠ BẢN VÀ PHƯƠNG TRÌNH TRẠNG THÁI CỦA VẬT CHẤT Ở THỂ KHÍ

§ 1.1. CÁC VẤN ĐỀ CHUNG

Nhiệt động lực học là một bộ phận của vật lý học. Về cơ bản, nhiệt động lực học được phát triển trên cơ sở những khảo sát thực nghiệm. Mục tiêu của nhiệt động lực học là nghiên cứu những qui luật về biến đổi năng lượng, mà chủ yếu là *nhiệt năng và cơ năng*, và các biện pháp nhằm nâng cao hiệu quả của các sự biến đổi đó.

Cơ sở của nhiệt động lực học là 2 định luật thực nghiệm mà ta gọi là định luật nhiệt động thứ nhất và định luật nhiệt động thứ hai. Nội dung cơ bản của định luật nhiệt động thứ nhất là vấn đề bảo toàn năng lượng. Tuy nhiên, không giống như cơ học cổ điển, ngoài động năng và thế năng người ta còn lưu ý đến sự biến đổi của các thành phần năng lượng khác mà trong đó nhiệt và công là 2 thành phần được quan tâm nhiều nhất. Định luật nhiệt động thứ nhất chỉ đề cập đến vấn đề bảo toàn năng lượng và khảo sát sự biến đổi năng lượng tổng của chất môi giới trước và sau mỗi quá trình, không hề lưu ý đến hướng diễn biến của quá trình cũng như điều kiện để quá trình đó có thể diễn ra. Chính vì vậy, định luật nhiệt động thứ hai góp phần làm sáng tỏ vấn đề trên, nó sẽ chỉ rõ quá trình nào có thể diễn ra hoặc không diễn ra, các điều kiện để một quá trình diễn ra ngược với chiều tự nhiên của nó, đồng thời nêu lên mức giới hạn của năng lượng được dùng để chuyển đổi ra công trong các động cơ nhiệt.

Cần lưu ý, năng lượng không thể tự sinh ra hoặc tự mất đi mà chỉ có thể chuyển đổi từ dạng này sang dạng khác. Năng lượng, ngoài khái niệm quen thuộc là số lượng, cần phải được xem xét kỹ hơn dưới góc độ chất lượng (xem mục §4.2). Chính sự hiểu biết thấu đáo vấn đề này sẽ dẫn đến sự sử dụng năng lượng hợp lý hơn, hiệu quả hơn và tiết kiệm hơn.

Đối tượng nghiên cứu trong phạm vi nhiệt động lực học được gọi là hệ thống nhiệt động. Bên trong những hệ thống này, nhất định phải có chất công tác mà ta hay gọi là chất môi giới. Khi hệ thống hoạt động, trạng thái của chất môi giới phải có sự thay đổi. Chính sự thay đổi trạng thái của chất môi giới làm xuất hiện sự trao đổi công và nhiệt lượng giữa chất môi giới và môi trường, hoặc ngược lại, chính công và nhiệt lượng trao đổi giữa chất môi giới và môi trường làm cho trạng thái của chất môi giới bị thay đổi.

Tùy theo *hướng chuyển động của nhiệt lượng* mà người ta chia các máy nhiệt ra thành 2 loại: loại thuận chiều và loại ngược chiều. Các máy nhiệt làm việc theo chu trình thuận

chiều được gọi chung là *động cơ nhiệt*, các máy nhiệt làm việc theo chu trình ngược chiều được gọi là *bơm nhiệt hoặc máy làm lạnh*. Tuy nhiên, dù chu trình là thuận chiều hay ngược chiều, trong bất cứ hệ thống nào thì nhiệt lượng cũng được vận chuyển từ một nguồn nhiệt này đến một nguồn nhiệt khác qua trung gian của chất môi giới. Trong cùng một hệ thống, ta gọi nguồn nhiệt có nhiệt độ lớn hơn là nguồn nóng, còn nguồn nhiệt có nhiệt độ nhỏ hơn là nguồn lạnh.

Để việc biến hóa năng lượng có hiệu quả nhất trong từng hệ nhiệt động cụ thể, thông thường người ta phải quan tâm đến vấn đề lựa chọn chất môi giới thích hợp và xác định các quá trình biến đổi trạng thái của chất môi giới một cách hợp lý. Đối với các hệ thống nhiệt động thực tế, ta thường gặp những trường hợp mà ở đó chất môi giới sẽ biến đổi trạng thái liên tục và tạo nên những quá trình có tính chất khép kín, ta gọi những quá trình có tính chất khép kín là chu trình.

Từ những điều đã nói ở trên, có thể xem nhiệt động lực học là một trong những môn học cơ sở nhằm nghiên cứu và thiết kế các loại máy nhiệt nói riêng và các hệ thống nhiệt động nói chung. Trong thực tế, các kiến thức về nhiệt động lực học rất cần thiết cho các lãnh vực sau:

- Các thiết bị sử dụng hơi nước
- Các loại động cơ như turbine, động cơ đốt trong và động cơ phản lực
- Hệ thống điều hòa không khí, máy lạnh, thông gió, sưởi ấm và bơm nhiệt
- Bơm và máy nén
- Thiết bị sấy
- Công nghệ tách khí và hóa lỏng
- Các hệ thống sử dụng năng lượng mặt trời, gió, địa nhiệt, thủy triều, ...
- Một số dây chuyền công nghệ trong phạm vi công nghiệp nhẹ.

§ 1.2. MỘT SỐ KHÁI NIỆM VÀ ĐỊNH NGHĨA

1.2.1. Hệ thống nhiệt động

Đây là khái niệm hết sức quan trọng trong nhiệt động lực học. Có thể xem *hệ thống nhiệt động* như là khoảng không gian trong đó có chứa một lượng nhất định *chất môi giới* đang được khảo sát bằng các biện pháp nhiệt động. Ta gọi tất cả những gì không nằm trong hệ thống và không thuộc phạm vi khảo sát bằng một thuật ngữ chung là *môi trường*. Ở bất kỳ hệ thống nào, luôn luôn tồn tại *bề mặt ranh giới* ngăn cách giữa chất môi giới và môi trường. Bề mặt ranh giới này có thể là bề mặt thật hoặc bề mặt tưởng tượng, có thể đứng yên hay chuyển động, có thể biến đổi phụ thuộc vào từng mục đích nghiên cứu cụ thể nào đó.

Như đã nói, bên trong hệ thống nhiệt động nhất định phải có chất hoạt động mà ta quen gọi là chất môi giới. Trong quá trình làm việc của hệ thống, chất môi giới sẽ biến đổi trạng thái để vận chuyển nhiệt lượng từ nguồn nhiệt này đến nguồn nhiệt khác. Như vậy, từ những điều đã nói ở trên, bất kỳ một hệ thống nhiệt động nào cũng đều phải gắn liền với các thuật ngữ: chất môi giới, nguồn nóng và nguồn lạnh. Đây là 3 yếu tố cần thiết cho sự hoạt động của một hệ thống, thiếu 1 trong 3 yếu tố đó thì hệ thống sẽ không hoạt động

được, hoặc nói đúng hơn, hệ thống không hội đủ các tính chất cần phải có của một hệ thống nhiệt động.

1. Hệ thống nhiệt động kín

Ở hệ thống này, lượng chất môi giới ở bên trong hệ thống được duy trì không đổi, chất môi giới không thể đi xuyên qua bề mặt ranh giới ngăn cách giữa hệ thống và môi trường. Có thể gặp hệ thống nhiệt động kín ở những thiết bị động lực hơi nước có bình ngưng hoặc trong các máy làm lạnh. Trong trường hợp của máy làm lạnh, tác nhân lạnh được xem là chất môi giới, thông thường máy làm lạnh thuộc loại hệ thống kín.

2. Hệ thống nhiệt động hở

Trong hệ thống hở, chất môi giới có thể đi vào và đi ra khỏi hệ thống, có nghĩa là chất môi giới có thể đi xuyên qua bề mặt ranh giới. Động cơ đốt trong, động cơ phản lực, turbine khí, ... được xem là những hệ thống nhiệt động thuộc loại hở. Tuy nhiên, cần lưu ý rằng: khái niệm kín và hở - ở một chừng mực nào đó - chỉ có ý nghĩa tương đối.

3. Hệ thống nhiệt động đoạn nhiệt

Đoạn nhiệt là thuật ngữ được dùng để chỉ trường hợp mà giữa chất môi giới và môi trường không có sự trao đổi nhiệt. Như vậy, ở hệ thống này, trong quá trình hoạt động thì chất môi giới hoàn toàn không nhả nhiệt ra môi trường cũng như không nhận nhiệt từ môi trường.

4. Hệ thống nhiệt động cô lập

Trong trường hợp này, giữa chất môi giới và môi trường hoàn toàn không có bất kỳ một sự trao đổi năng lượng nào. Ở phạm vi nhiệt động, có thể hiểu là hệ thống không có trao đổi nhiệt và công với môi trường.

1.2.2. Nguồn nhiệt

Bao gồm nguồn nóng và nguồn lạnh. Khái niệm nóng và lạnh của nguồn nhiệt chỉ có ý nghĩa tương đối trong từng hệ nhiệt động cụ thể. Nếu xét trong cùng một hệ thì nguồn nào có nhiệt độ cao hơn sẽ được gọi là nguồn nóng, nguồn nào có nhiệt độ nhỏ hơn sẽ được gọi là nguồn lạnh.

Do ý nghĩa tương đối như vậy cho nên - với cùng một nguồn - có thể đối với hệ này nó là nguồn nóng còn đối với hệ khác nó là nguồn lạnh. Ví dụ, trong động cơ đốt trong thì môi trường không khí xung quanh là nguồn lạnh, còn trong tủ lạnh thì môi trường không khí xung quanh lại là nguồn nóng.

1.2.3. Động cơ nhiệt, bơm nhiệt và máy làm lạnh

Như đã nói, tất cả các loại máy nhiệt đều được chia thành 2 loại:

- Động cơ nhiệt
- Bơm nhiệt, máy làm lạnh

1. Động cơ nhiệt

Đây là loại máy nhiệt dùng để sinh công. Trong các loại máy này, chất môi giới sẽ vận chuyển nhiệt lượng theo chiều thuận từ nguồn nóng đến nguồn lạnh và giãn nở sinh công. Động cơ đốt trong, động cơ phản lực, thiết bị động lực hơi nước, các loại turbine, ... là những

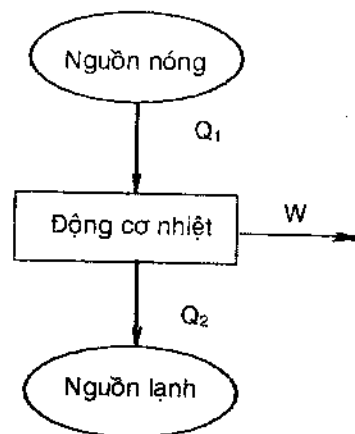
thí dụ cụ thể của động cơ nhiệt.

Gọi:

Q_1 - nhiệt lượng mà chất môi giới nhận được từ nguồn nóng

Q_2 - nhiệt lượng mà chất môi giới nhả ra cho nguồn lạnh

W - công sinh ra



Theo nguyên tắc bảo toàn năng lượng, ta luôn luôn có:

$$Q_1 = |Q_2| + W \quad (1.1)$$

Hình 1.1. Động cơ nhiệt

Cần lưu ý, theo qui ước về dấu, phụ thuộc vào chiều chuyển động của nhiệt và công mà ta có thể có dấu âm hay dương:

- Nếu nhiệt lượng từ ngoài đi vào chất môi giới (đi vào hệ thống) thì nhiệt lượng đó có dấu dương, ngược lại sẽ có dấu âm.

- Nếu hệ thống sinh ra công thì công đó có dấu dương, còn nếu hệ thống nhận công thì công đó có dấu âm.

Ở các chương sau, chúng ta sẽ thấy rõ không thể có bất kỳ một động cơ nhiệt nào có khả năng biến tất cả nhiệt lượng mà nó nhận vào từ nguồn nóng thành ra công, như vậy - về mặt trị số - nhất định Q_2 phải khác không.

Để đánh giá mức độ hoàn hảo của động cơ nhiệt, tức mức độ biến đổi từ nhiệt ra công, người ta sử dụng khái niệm hiệu suất nhiệt η :

$$\eta = \frac{W}{Q_1} = \frac{Q_1 - |Q_2|}{Q_1} = 1 - \frac{|Q_2|}{Q_1} \quad (1.2)$$

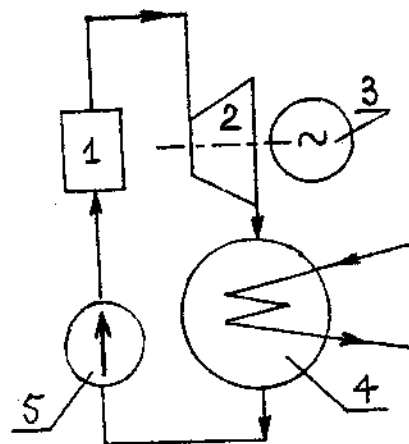
Nếu tính theo 1 đơn vị khối lượng của chất môi giới, ta có:

$$\eta = 1 - \frac{|q_2|}{q_1} \quad (1.3)$$

Có thể minh họa động cơ nhiệt bằng sơ đồ của chu trình thiết bị động lực hơi nước trên hình 1.2. Trong sơ đồ này chất môi giới là hơi nước, ở lò hơi số 1 chất môi giới sẽ nhận nhiệt từ nguồn nóng và bốc hơi, sau đó đi qua turbine hơi nước số 2 giãn nở sinh công để kéo quay máy phát điện số 3, kế tiếp nó đi vào bình ngưng số 4 để nhả nhiệt cho nguồn lạnh và ngưng tụ, sau đó được bơm nước số 5 đưa trở về lò hơi để tiếp tục thực hiện chu trình khác.

2. Bơm nhiệt, máy làm lạnh

Bơm nhiệt và máy làm lạnh đều là loại máy nhiệt nhận công từ bên ngoài để vận chuyển nhiệt lượng



Hình 1.2. Thiết bị động lực hơi nước

theo chiều ngược từ nguồn lạnh đến nguồn nóng.

Gọi:

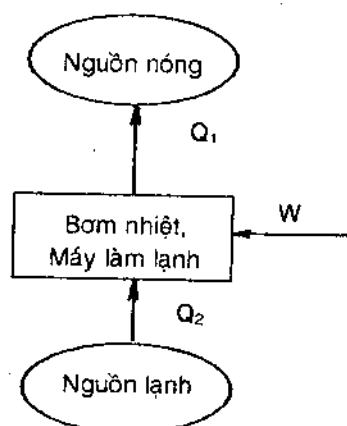
Q_1 - nhiệt lượng mà chất môi giới nhả ra cho nguồn nóng

Q_2 - nhiệt lượng mà chất môi giới nhận vào từ nguồn lạnh

W - công nhận vào

Ta có:

$$|Q_1| = Q_2 + |W| \quad (1.4)$$



Để đánh giá tính hiệu quả của các loại máy nhiệt làm việc theo kiểu ngược chiều, người ta dùng các loại hệ số sau:

- Hệ số làm nóng φ : đây là hệ số dùng để đánh giá bơm nhiệt. Rõ ràng, về mặt mục đích, ở các máy nhiệt được gọi là bơm nhiệt thì người ta quan tâm đến lượng nhiệt chuyển đến nguồn nóng, như vậy hệ số làm nóng φ chính là tỉ số giữa Q_1 và W . Ta có:

$$\varphi = \frac{|Q_1|}{|W|} = \frac{|Q_1|}{|Q_1| - Q_2} \quad (1.5)$$

- Hệ số làm lạnh ϵ : được dùng để đánh giá hiệu quả của các loại máy lạnh. Trong trường hợp này, người ta quan tâm đến lượng nhiệt mà chất môi giới nhận vào từ nguồn lạnh, do đó:

Hình 1.3. Bơm nhiệt và máy làm lạnh

$$\epsilon = \frac{Q_2}{|W|} = \frac{Q_2}{|Q_1| - Q_2} \quad (1.6)$$

Nếu tính theo một đơn vị khối lượng chất môi giới, ta có:

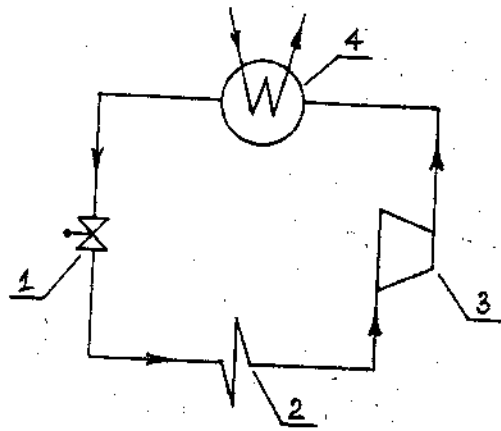
$$\varphi = \frac{|q_1|}{|q_1| - q_2} \quad (1.7a)$$

$$\epsilon = \frac{|q_2|}{|q_1| - q_2} \quad (1.7b)$$

Cần lưu ý, mặc dù bơm nhiệt và máy làm lạnh được xếp cùng một nhóm nhưng chúng không hoàn toàn giống nhau. Điểm khác nhau giữa bơm nhiệt và máy làm lạnh là phạm vi hoạt động. Ở các loại máy lạnh, rõ ràng nhiệt lượng sẽ được chuyển từ nơi có nhiệt độ thấp hơn môi trường xung quanh đến môi trường xung quanh. Còn ở các loại bơm nhiệt, nhiệt lượng sẽ được chuyển từ môi trường xung quanh đến nơi có nhiệt độ cao hơn môi trường xung quanh.

Hình 1.4 trình bày sơ đồ nguyên lý của một máy làm lạnh. Chất môi giới (tác nhân lạnh) sau khi đi qua van tiết lưu số 1 sẽ bị giảm áp suất và nhiệt độ, ở thiết bị bốc hơi số

2 nó sẽ nhận nhiệt từ nguồn lạnh và hóa thành hơi, sau đó tiếp tục đi qua máy nén số 3, ở đây máy nén sẽ nhận công từ bên ngoài để nén chất môi giới lên đến một áp suất và nhiệt độ nào đó, ở thiết bị ngưng tụ số 4 chất môi giới sẽ nhả nhiệt cho nguồn nóng để thực hiện quá trình ngưng tụ, sau đó tiếp tục đi vào van tiết lưu để thực hiện chu trình mới.



Hình 1-4. Máy làm lạnh

1.2.4. Chất môi giới

Như đã nói ở trên, chất môi giới là chất trung gian thực hiện sự biến đổi và chuyển tải năng lượng trong các hệ thống nhiệt động. Đây là một thành phần quan trọng và không thể thiếu được trong các loại máy nhiệt nói riêng và hệ thống nhiệt động nói chung.

Về mặt nguyên tắc, chất môi giới có thể ở trạng thái rắn, lỏng, khí, hơi. Tuy nhiên, trong hầu hết các trường hợp, ta thường gặp chất môi giới ở dạng khí và hơi.

Thật ra, rất khó phân biệt thế nào là khí, thế nào là hơi, có thể nói không có một ranh giới rõ ràng nào giữa khí và hơi. Tuy nhiên, ở một mức độ tương đối, có thể xem chất môi giới ở thể khí nếu như ở các thông số thường gặp thì trạng thái của nó đã cách khá xa trạng thái bão hòa, thông thường các chất này có nhiệt độ tới hạn tương đối thấp. Ngược lại, một chất được xem là ở thể hơi khi nó có nhiệt độ tới hạn khá cao so với các thông số thường gặp.

Về mặt nhiệt động, trong quá trình giải quyết các vấn đề có liên quan, người ta phải áp dụng các phương pháp khác nhau cho trường hợp chất môi giới là khí hoặc là hơi. Nếu chất môi giới được xem là khí, vấn đề sẽ được giải quyết đơn giản hơn, lúc đó tính quy luật của các hiện tượng có khả năng được thể hiện thông qua các công thức. Trong các trường hợp khác, thông thường ta phải sử dụng bảng và đồ thị.

Có thể thấy rõ ràng, khí là tập hợp của vô số các phân tử. Ở các điều kiện thực tế, giữa các phân tử đều có một lực tương tác nhất định nào đó và bản thân mỗi phân tử đều có một thể tích nào đó. Tuy nhiên, cũng từ thực tế, có rất nhiều trường hợp mà lực tương tác giữa các phân tử và thể tích của bản thân các phân tử rất bé. Chính vì vậy, về mặt lý luận, người ta đưa ra một khái niệm mới là *khí lý tưởng*. Ta gọi một chất môi giới ở thể khí là khí lý tưởng nếu nó thỏa mãn các điều kiện sau:

- Thể tích bản thân các phân tử bằng không
- Lực tương tác giữa các phân tử bằng không

Nhờ khái niệm khí lý tưởng, quá trình nghiên cứu giảm bớt độ phức tạp, có thể thay thế các biện pháp thực nghiệm tốn kém bằng các biện pháp lý luận. Như vậy, có thể sử dụng các công cụ của khí lý tưởng để giải quyết các bài toán nhiệt động có liên quan đến các chất môi giới có tính chất gần giống khí lý tưởng, tất nhiên kết quả nhận được sẽ không hoàn toàn chính xác nhưng vẫn có thể chấp nhận được.

Cần nhắc lại, trong thực tế không hề có một chất khí nào có đầy đủ các tính chất của khí lý tưởng đã nêu. Tuy nhiên, ở các trạng thái thường gặp, có thể xem oxy, nitơ, argon, helium, hydro, hơi nước có trong không khí ẩm, ... là khí lý tưởng. Ta dùng thuật ngữ khí

thực để chỉ những trường hợp không đáp ứng đầy đủ các tính chất của khí lý tưởng. Hơi nước trong thiết bị động lực hơi nước, tác nhân lạnh trong các hệ thống lạnh, ... không được xem là khí lý tưởng.

Để làm rõ hơn, có thể nêu tiếp một số ví dụ sau về chất môi giới: trong turbine khí và động cơ đốt trong thì chất môi giới là sản phẩm cháy của nhiên liệu, trong động cơ hơi nước thì chất môi giới là hơi nước, trong các hệ thống lạnh thì chất môi giới là ammonia hay các loại freon. Cũng nên lưu ý, trong một số trường hợp cụ thể thì có thể gọi chất môi giới bằng một cái tên khác cụ thể hơn, ví dụ trong hệ thống sấy thì ta có thể gọi chất môi giới là tác nhân sấy.

1.2.5. Trạng thái và trạng thái cân bằng

Trạng thái là một thuật ngữ được dùng để chỉ tổng hợp tất cả các đặc trưng vật lý của chất môi giới tại một thời điểm nào đó và ở một vị trí nào đó trong hệ thống nhiệt động.

Khi hệ thống hoạt động, thông thường trạng thái của chất môi giới không hoàn toàn giống nhau tại các điểm khác nhau của hệ thống. Chính vì vậy, nếu giải quyết các bài toán nhiệt động theo thực tế này, vấn đề sẽ không đơn giản. Để làm giảm bớt tính phức tạp, nhiệt động lực học cổ điển đặt toàn bộ nền tảng của mình trên cơ sở trạng thái cân bằng, và chỉ khảo sát các biến đổi trạng thái của chất môi giới từ trạng thái cân bằng này đến trạng thái cân bằng khác. Như vậy, trạng thái cân bằng là một khái niệm hết sức cơ bản của nhiệt động lực học cổ điển. Trong phạm vi cơ học, khái niệm cân bằng của một vật nào đó được hiểu là tình trạng tồn tại của vật đó dưới tác động của các lực đối nghịch bằng nhau. Còn trong nhiệt động lực học, khái niệm cân bằng mang một ý nghĩa rộng lớn hơn. Ngoài các yêu cầu về cân bằng lực tác động, trạng thái cân bằng nhiệt động còn yêu cầu sự tác động cân bằng của các yếu tố khác. Cụ thể, để hiểu rõ hơn nội dung của thuật ngữ này, ta hãy khảo sát một hệ thống nhiệt động nào đó tuân tự qua các bước sau: đầu tiên ta hãy cô lập hệ thống này, tức là tách hệ thống không cho nó có quan hệ gì với môi trường xung quanh, sau đó quan sát sự biến đổi các thông số có liên quan của chất môi giới bên trong hệ thống, đến khi nào các thông số này hoàn toàn không thay đổi nữa thì ta có thể kết luận hệ thống đã đạt đến trạng thái cân bằng.

Như vậy, khi hệ thống nhiệt động đạt đến trạng thái cân bằng, các thông số trạng thái như áp suất và nhiệt độ đều có giá trị đồng đều trong toàn bộ hệ thống. Khi đề cập đến sự đồng đều của áp suất trong hệ thống, ta đã ngầm coi như không tính đến ảnh hưởng của lực trọng trường. Trong trường hợp có tính đến yếu tố này, có khả năng có một sự biến đổi nào đó theo chiều cao của cột chất môi giới.

Ngoài ra, ở trạng thái cân bằng, chất môi giới trong hệ thống có thể tồn tại ở 1 pha hoặc một số pha. Tuy nhiên, điều then chốt là, hệ thống sẽ không có xu hướng biến đổi tình trạng của mình khi bị cách ly (cô lập) ra khỏi môi trường của nó.

1.2.6. Quá trình thuận nghịch và không thuận nghịch

Như đã nói trong mục 1.2.5, nhiệt động lực học cổ điển chỉ khảo sát các biến đổi từ trạng thái cân bằng này đến trạng thái cân bằng khác. Tập hợp một số trạng thái theo qui luật diễn biến nào đó, mà mỗi trạng thái đều là trạng thái cân bằng, được gọi là quá trình thuận nghịch. Như vậy, một trong những điều kiện then chốt để có thể diễn ra quá trình

thuận nghịch là tốc độ thay đổi trạng thái phải vô cùng chậm. Rõ ràng, đây là quá trình hoàn toàn có tính chất lý tưởng, khác rất nhiều so với các quá trình thực tế. Đối với các quá trình diễn ra trong thực tế, các trạng thái trung gian không thể thỏa mãn điều kiện cân bằng như đã nói, ta gọi các quá trình thực tế là quá trình không thuận nghịch. Có thể hiểu khái niệm quá trình thuận nghịch trong nhiệt động lực học như quá trình không có ma sát trong cơ học.

1.2.7. Pha và các chất thuần khiết

Thuật ngữ pha được dùng để biểu diễn một khối chất môi giới có cùng cấu trúc vật lý và thành phần hóa học. Khái niệm cấu trúc vật lý trong trường hợp này được hiểu là rắn, lỏng và hơi (hay khí).

Một hệ thống có thể chỉ có 1 pha hoặc tồn tại cân bằng với nhiều pha khác nhau. Ví dụ, ta có thể gặp trường hợp mà nước và hơi nước cùng được chứa trong một hệ thống nào đó. Lúc đó, giữa các pha có ranh giới mà ta gọi là bề mặt phân chia pha. Cần chú ý rằng, có thể hòa trộn oxy và nitro theo một tỉ lệ bất kỳ nào đó để tạo nên một hỗn hợp đồng nhất ở thể khí. Tương tự như vậy, có thể trộn alcol và nước để hình thành một chất lỏng đồng nhất. Ở những trường hợp vừa nêu, trong hệ thống chỉ có 1 pha mặc dù được cấu tạo từ các thành phần khác nhau. Tuy vậy, với một số chất khác, ví dụ như dầu và nước, rõ ràng sẽ xuất hiện bề mặt ngăn cách vì dầu và nước không thể hòa tan với nhau. Ở trường hợp này, ta xem như hệ thống bao gồm 2 pha, cả 2 pha đều là lỏng và bề mặt ngăn cách đã nói chính là bề mặt phân chia pha.

Một khái niệm khác mà ta cần đề cập trong phần này là chất thuần khiết, đây là một thuật ngữ bao gồm nhiều loại chất môi giới khác nhau thường được sử dụng trong các hệ thống nhiệt động thực tế. Chất thuần khiết là chất có tính đồng nhất và ổn định về thành phần hóa học. Chất thuần khiết có thể tồn tại ở nhiều pha khác nhau. Tuy nhiên, dù ở pha nào thì thành phần hóa học vẫn được giữ như cũ, tức là sự biến đổi pha không dẫn đến sự biến đổi thành phần hóa học. Ví dụ, nước được xem là một trong những chất thuần khiết, hệ thống đang chứa nước và hơi nước ở trạng thái cân bằng được coi như hệ thống bao gồm 2 pha với chất thuần khiết là nước, rõ ràng nước (pha lỏng) và hơi nước (pha hơi) đều có thành phần hóa học giống nhau. Cần lưu ý khái niệm này ở một số trường hợp giới hạn, nhất là ở các chất khí được cấu tạo nên bằng cách hỗn hợp cơ học (không gây phản ứng hóa học) một số thành phần có cấu trúc hóa học và tính chất nhiệt động khác nhau. Ví dụ, không khí vẫn có thể được xem là một chất thuần khiết khi nó là hỗn hợp của các chất khí đã biết (O_2 , N_2 , CO_2 , Ar, ...) và hơi nước. Tuy nhiên, nếu do tác động của một quá trình nhiệt động nào đó, có thể một hoặc vài thành phần cấu tạo nên không khí bị tách ra do hóa lỏng, lúc đó pha lỏng và pha khí có sự khác nhau về thành phần hóa học, có nghĩa là - ở giai đoạn này - không khí không giữ được tính đồng nhất và ổn định về thành phần hóa học, cho nên lúc đó nó không được xem là chất thuần khiết.

§ 1.3. VÀI NÉT VỀ THUYẾT ĐỘNG HỌC PHÂN TỬ CỦA CHẤT KHÍ

1.3.1. Mô hình của Joule

Năm 1840, trên cơ sở của thuyết phân tử và cơ học Newton, Joule đã đưa ra các giả

thuyết sau để xây dựng mô hình nghiên cứu các tính chất động học của các phân tử chất khí:

- Các phân tử chỉ chuyển động tịnh tiến dọc theo các trục x, y, z của hệ tọa độ Descartes. Giữa các phân tử không có lực tương tác và không tính đến ảnh hưởng của lực trọng trường.

- Khối chất khí đang khảo sát chứa một số khá lớn các phân tử để có thể xem tốc độ của các phân tử bằng nhau theo mọi phương. Về mặt trị số, giá trị tốc độ đã nói chính là căn bậc hai của trung bình bình phương tốc độ của các phân tử.

Để nghiên cứu vấn đề này, hãy xem xét một khối chất khí hình lập phương. Ta gọi:

a- chiều dài mỗi cạnh của hình lập phương

N- tổng số phân tử có trong khối chất khí đang khảo sát

ω - căn bậc hai của trung bình bình phương tốc độ của các phân tử

M- khối lượng của 1 phân tử

V- thể tích tương ứng của khối chất khí đang khảo sát

p- áp suất tác động lên một mặt nào đó của hình lập phương

Trong trường hợp này, có thể xem như số lượng các phân tử chuyển động tịnh tiến theo một

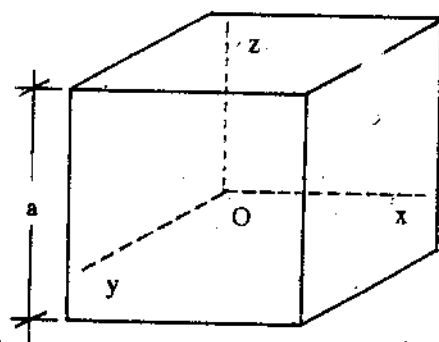
trục nào đó bằng $\frac{1}{3} N$, trong đó có $\frac{1}{6} N$ các phân

tử chuyển động theo hướng dương và $\frac{1}{6} N$ các phân

tử chuyển động theo hướng âm của trục. Ta có một số nhận xét sau:

- Thời gian tối đa để mỗi phân tử di chuyển tịnh tiến theo một trục nào đó và vào bề mặt của

khối lập phương là $\frac{a}{\omega}$.



Hình 1.5

- Trong khoảng thời gian này, có thể xem như có $\frac{1}{6} N$ các phân tử va vào cùng một bề mặt, như vậy số phân tử va vào cùng một bề mặt của khối lập phương trong một đơn vị

thời gian là $\frac{1}{6} N \cdot \frac{\omega}{a}$.

- Giá trị biến đổi động lượng của một phân tử là $M\omega - (-M\omega) = 2M\omega$.

Từ đó, lượng biến đổi động lượng tính theo 1 đơn vị thời gian và ở một bề mặt nào đó của hình khối lập phương là $\frac{1}{6} N \cdot \frac{\omega}{a} \cdot 2M\omega = \frac{1}{3a} \cdot MN\omega^2 =$ lực tác động lên bề mặt đó.

Như vậy:

$$\frac{1}{3a} \cdot MN\omega^2 = p \cdot a^2$$

Suy ra:

$$p \cdot a^3 = \frac{1}{3} (M \cdot N) \omega^2 \quad (1.8)$$

Ở đây, tích số $M \cdot N$ chính là khối lượng tổng của khối chất khí đang khảo sát.

Từ biểu thức (1.8), có thể trình bày mối quan hệ đã nêu ở trên thành các dạng khác nhau như sau:

$$pV = \frac{1}{3} (M \cdot N) \omega^2 \quad (1.9a)$$

$$pV = \frac{1}{3} (\mu \cdot n) \omega^2 \quad (1.9b)$$

$$pv = \frac{1}{3} \omega^2 \quad (1.9c)$$

$$pv_\mu = \frac{1}{3} \mu \cdot \omega^2 \quad (1.9d)$$

Trong đó:

μ - khối lượng của 1 kmol chất khí, kg/kmol

n - số kmol chất khí đang khảo sát

v, v_μ - thể tích riêng tính theo đơn vị khối lượng hay đơn vị kmol.

Biểu thức (1.9a) có thể được viết lại như sau:

$$pV = \frac{2}{3} N \cdot \left(\frac{1}{2} M \omega^2 \right) \quad (1.10)$$

Thành phần $\frac{1}{2} M \omega^2$ trong biểu thức (1.10) được gọi là động năng của 1 phân tử. Ở các phần sau ta sẽ thấy mối quan hệ trực tiếp giữa nhiệt độ và động năng của phân tử. Do đó, từ phương trình (1.10), khi áp suất được giữ không đổi thì thể tích sẽ tỉ lệ thuận với sự biến đổi của nhiệt độ tuyệt đối, ta gọi đó là định luật Charles và Gay-Lussac.

Cũng từ biểu thức (1.10), nếu quá trình nén được thực hiện ở điều kiện nhiệt độ không đổi (động năng không thay đổi), ta thấy tích số $p \cdot V$ cũng được giữ không đổi, tức là áp suất có sự gia tăng theo mức tỉ lệ với sự sụt giảm của thể tích, ta gọi đó là định luật Boyle.

1.3.2. Mô hình cải tiến của Clausius

Với các giả thuyết đã nêu, mô hình của Joule bỏ qua các ảnh hưởng do sự va chạm trong nội bộ chất khí và do chuyển động quay của các phân tử chất khí. Điều này không tác động đến các kết quả nghiên cứu về áp suất nhưng có gây ra những sự sai lệch khi xác định nội năng và nhiệt dung riêng. Chính vì vậy, các kết quả nghiên cứu thu được trên cơ sở của mô hình này hầu như chỉ chấp nhận được cho trường hợp khí 1 nguyên tử.

Clausius, trong mô hình cải tiến của mình, ngoài những điều đã nói ở trên còn xét thêm ảnh hưởng của lực tương tác giữa các phân tử. Việc khảo sát bổ sung ảnh hưởng của các lực tương tác có tác động đến không chỉ nội năng mà còn cho cả áp suất.

§ 1.4. THÔNG SỐ TRẠNG THÁI

Các thông số dùng để xác định trạng thái của chất môi giới được gọi là thông số trạng thái. Để xác định một trạng thái nào đó của chất môi giới người ta phải dùng ít nhất 2 thông số trạng thái độc lập với nhau.

Như đã nói, nhiệt động lực học cổ điển chỉ khảo sát các trạng thái cân bằng. Do vậy, bất kỳ một trạng thái cân bằng nào cũng đều có thể được biểu diễn bằng 1 điểm trên đồ thị, mà ở đó 2 trục của đồ thị sẽ tương ứng với 2 thông số trạng thái bất kỳ không phụ thuộc vào nhau.

Khi có sự trao đổi năng lượng giữa hệ thống và môi trường, trạng thái của chất môi giới ở bên trong hệ thống sẽ có sự biến đổi. Tuy nhiên, ở trường hợp này, không đòi hỏi tất cả các thông số trạng thái đều phải biến đổi. Cần lưu ý, *khi chất môi giới tiến hành một quá trình, lượng biến đổi (nếu có) của một thông số trạng thái nào đó chỉ phụ thuộc vào trạng thái đầu và trạng thái cuối của quá trình đó mà hoàn toàn không phụ thuộc vào đặc điểm và hình dáng của quá trình.* Nếu các trạng thái trung gian tạo nên quá trình đều cân bằng thì ta gọi đó là quá trình cân bằng. Tất nhiên, khi chuyển từ trạng thái cân bằng này sang trạng thái cân bằng khác thì trạng thái cân bằng trước đó phải bị phá hủy. Như đã nói trong mục 1.2.6, quá trình phải được tiến hành vô cùng chậm để có đủ thời gian thiết lập sự cân bằng mới. Khi một trạng thái đã được xác định thì các thông số trạng thái cũng có những giá trị xác định. Những thông số này bao gồm nhiều loại khác nhau, có loại trực tiếp đo được, có loại phải tính toán, có loại có ý nghĩa vật lý rõ ràng và có loại không thể hiện rõ bản chất vật lý.

Trong phần này ta sẽ đề cập đến các thông số trạng thái như: nhiệt độ, áp suất, thể tích riêng (hay khối lượng riêng), nội năng, entanpi và entrôpi. Ta gọi nhiệt độ, áp suất và thể tích riêng là các thông số trạng thái cơ bản. Ngoài các thông số trạng thái đã nêu, ở chương 4 ta sẽ trình bày thêm thông số trạng thái exergy và ở chương 3 ta sẽ làm rõ thêm thông số entrôpi.

1.4.1. Nhiệt độ

Nhiệt độ là thông số biểu thị mức độ nóng hay lạnh của một vật, chính nhiệt độ là yếu tố quyết định hướng chuyển động của dòng nhiệt.

Theo thuyết động học phân tử thì nhiệt độ là thước đo giá trị động năng trung bình của vô số các phân tử đang chuyển động tịnh tiến. Như vậy, giữa tốc độ chuyển động trung bình của các phân tử và nhiệt độ có mối quan hệ với nhau, tốc độ chuyển động càng cao thì nhiệt độ càng cao và ngược lại. Theo định nghĩa này, khái niệm nhiệt độ không thể ứng dụng được cho 1 phân tử hay vài phân tử mà chỉ có ý nghĩa khi nghiên cứu một khối chất khí bao gồm khá nhiều phân tử.

Ta có:

$$\frac{3}{2} k \cdot T = \frac{1}{2} M \omega^2 \quad (1.11)$$

Trong đó:

k- hằng số Boltzmann, bằng $1,3805 \times 10^{-23}$ Joule/độ

T- nhiệt độ tuyệt đối của khối chất khí đang khảo sát

M- khối lượng của 1 phân tử

ω - căn bậc hai của trung bình bình phương tốc độ của các phân tử

Như vậy, theo thuyết này, quá trình trao đổi nhiệt chính là quá trình trao đổi động năng. Quá trình này sẽ chấm dứt khi vận tốc trung bình của các phân tử của bộ phận nhả nhiệt và bộ phận nhận nhiệt bằng nhau.

Trong thực tế, để xác định nhiệt độ của một vật nào đó người ta có thể dùng dụng cụ đo. Cơ sở của nguyên tắc này là định luật nhiệt thứ không, định luật này nêu rõ: "Nếu hai vật có nhiệt độ t_1 và t_2 cùng bằng nhiệt độ t_3 của một vật thứ ba thì nhiệt độ của hai vật đó bằng nhau, tức là $t_1 = t_2$ ". Để lượng hóa khái niệm nhiệt độ, hiện nay người ta đưa ra nhiều loại thang đo nhiệt độ khác nhau:

1. Thang nhiệt độ bách phân, còn gọi là thang nhiệt độ Celcius, ký hiệu là $^{\circ}\text{C}$. Thang nhiệt độ này được xây dựng trên cơ sở 2 điểm mốc: điểm nước đá đang tan và điểm nước sôi ở điều kiện áp suất tiêu chuẩn, nhiệt độ tương ứng của 2 điểm này được chọn là 0°C và 100°C .

2. Thang nhiệt độ tuyệt đối Kelvin, ký hiệu là $^{\circ}\text{K}$, được xây dựng trên cơ sở định luật nhiệt động thứ hai, độ chênh lệch nhiệt độ giữa $^{\circ}\text{C}$ và $^{\circ}\text{K}$ được chọn bằng nhau. Theo thỏa thuận tại hội nghị quốc tế lần thứ 10 về khối lượng và đo lường, người ta đồng ý lấy giá trị nhiệt độ của điểm ba thể của nước là $273,16^{\circ}\text{K}$. Cần lưu ý, trong hệ thống SI, nhiệt độ Kelvin được chọn là nhiệt độ cơ sở trong các phép tính nhiệt động.

3. Thang nhiệt độ tuyệt đối Rankine, ký hiệu là $^{\circ}\text{R}$. Về mặt trị số, điểm không của thang nhiệt độ tuyệt đối Kelvin và Rankine được chọn trùng với nhau. Trong các tính toán nhiệt động thuộc hệ Imperial System (được sử dụng ở các nước Anh, Mỹ, Úc, ...), người ta chọn nhiệt độ tuyệt đối Rankine làm cơ sở để tính toán.

4. Thang nhiệt độ Fahrenheit, ký hiệu là $^{\circ}\text{F}$, cũng thuộc hệ Imperial System. Giữa điểm nước sôi và nước đá đang tan ở điều kiện áp suất tiêu chuẩn, độ chênh nhiệt độ của thang Celcius và Kelvin đều là 100 đơn vị, trong khi đó độ chênh nhiệt độ ở các thang Rankine và Fahrenheit là 180 đơn vị.

Cụ thể, mối quan hệ giữa các thang đo nhiệt độ nêu trên có thể được trình bày thông qua các biểu thức sau:

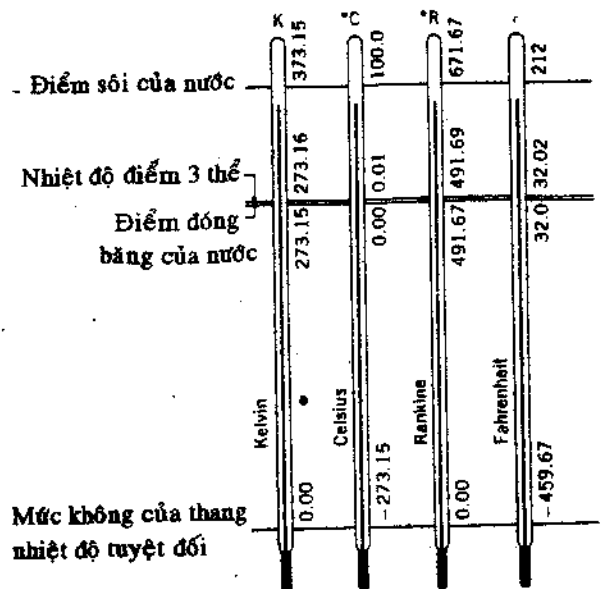
$$t^{\circ}\text{C} = T^{\circ}\text{K} - 273,15$$

$$T^{\circ}\text{R} = 1,8 \cdot T^{\circ}\text{K}$$

$$t^{\circ}\text{F} = T^{\circ}\text{R} - 459,67$$

$$t^{\circ}\text{C} = \frac{5}{9} (t^{\circ}\text{F} - 32)$$

Từ phương trình (1.11) và hình 1.6, ta thấy nhiệt độ tuyệt đối phải luôn luôn



Hình 1.6. Mối quan hệ giữa các thang đo nhiệt độ

có giá trị dương, chính nhiệt độ tuyệt đối biểu thị giá trị động năng trung bình của vô số các phân tử, khi phân tử không còn chuyển động nữa thì nhiệt độ tuyệt đối đạt giá trị nhỏ nhất bằng không.

1.4.2. Áp suất

Theo định nghĩa, áp suất là lực tác động lên một đơn vị diện tích bề mặt ranh giới theo phương pháp tuyến với bề mặt đó.

Từ công thức (1.8), ta có thể viết phương trình sau:

$$p = \frac{(M \cdot N)\omega^2}{3a^3} \quad (1.12)$$

Gọi N' là số phân tử có trong một đơn vị thể tích, ta có:

$$p = \frac{1}{3} \cdot M \cdot N' \cdot \omega^2 \quad (1.13)$$

Tổng quát, khi lưu ý đến tất cả các trường hợp, công thức (1.13) được chuyển thành:

$$p = \frac{1}{3} \alpha MN' \omega^2 \quad (1.14)$$

Trong công thức này, α là hệ số tỉ lệ phụ thuộc vào kích thước bản thân phân tử và lực tương tác giữa các phân tử. Khi áp suất càng nhỏ và nhiệt độ càng cao thì α càng tiến gần đến 1, đối với khí lý tưởng thì $\alpha = 1$.

Để làm rõ khái niệm áp suất, ta hãy xem xét một khối chất khí đứng yên và một bề mặt nhỏ A ở bên trong khối chất khí đó. Ở mỗi phía của bề mặt A , rõ ràng có lực F tác động lên bề mặt theo phương pháp tuyến, các lực này có chiều ngược nhau nhưng trị số thì bằng nhau. Trong trường hợp này, ngoài lực F không còn lực nào khác tác động lên bề mặt. Ta định nghĩa áp suất p của khối chất khí đứng yên đó như sau:

$$p = \lim_{A \rightarrow A'} \left(\frac{F}{A} \right) \quad (1.15)$$

Ở đây, A' là diện tích của bề mặt đó khi cho nó giảm nhỏ đến kích thước của một "điểm". Từ biểu thức (1.15), rõ ràng khi A tiến đến A' thì không còn khái niệm bề mặt nữa, điều đó có nghĩa là giá trị của áp suất p trong khối chất khí đứng yên sẽ giống nhau theo mọi phương. Tuy nhiên, khi khảo sát một khối chất khí tương đối đứng yên, có thể có một sự thay đổi nhỏ về áp suất giữa điểm này so với điểm khác. Ngoài ra, nếu lưu ý đến độ cao hay độ sâu, vẫn có thể có một sự sai lệch nào đó của áp suất do tác động của lực trọng trường.

Trong trường hợp khối chất khí đang khảo sát có chuyển động, có thể chia lực tác động lên một bề mặt A nào đó ra làm 3 thành phần thẳng góc với nhau từng đôi một: một thành phần theo phương pháp tuyến với bề mặt và hai thành phần nằm trên mặt phẳng của bề mặt. Nếu xét trên cơ sở một đơn vị diện tích bề mặt, ta gọi thành phần theo phương pháp tuyến là ứng suất pháp tuyến và hai thành phần còn lại được gọi là ứng suất dịch chuyển. Ở trường hợp này, khi khối chất khí đang chuyển động, giá trị của các ứng suất bị biến đổi khi ta thay đổi hướng đặt của bề mặt A . Vấn đề khảo sát các giá trị ứng suất trong một

7C 3166

dòng chất khí chuyển động sẽ được xem xét kỹ trong phạm vi cơ học lưu chất, còn trong nhiệt động lực học, có thể xem ứng suất pháp tuyến bằng với áp suất của trường hợp khối chất khí đứng yên vì độ sai lệch giữa chúng không đáng kể.

Để đo áp suất người ta dùng rất nhiều loại đơn vị khác nhau. Thông thường ta gặp các loại đơn vị như: N/m^2 (hay Pa-pascal), kgf/cm^2 , mmH_2O , mmHg , bar, at. Trong hệ Imperial System, có thể có các đơn vị sau: inHg , psi , tonf/in^2 , ... Quan hệ chuyển đổi giữa các loại đơn vị đo áp suất được trình bày trong bảng 1.1.

Bảng 1.1

Đơn vị đo áp suất	Giá trị tương đương với các loại đơn vị áp suất khác
1 at	$= 0,9807 \text{ bar} = 735,5 \text{ mmHg} = 10 \text{ mmH}_2\text{O}$
1 bar	$= 10^5 \text{ N/m}^2 = 10^5 \text{ Pa}$
1 kgf/cm^2	$= 1 \text{ at} = 98,0665 \text{ kPa} = 10^4 \text{ mmAq}$
1 mmHg	$= 1 \text{ torr} = 133,322 \text{ Pa}$
1 mmH ₂ O	$= 9,80665 \text{ Pa}$
1 psi (lbf/in^2)	$= 6,89484 \text{ kPa} = 6894,84 \text{ N/m}^2$
1 in Hg	$= 3,38639 \text{ kPa}$
1 inH ₂ O	$= 0,24908 \text{ kPa}$
1 ft H ₂ O	$= 2,98896 \text{ kPa}$
1 tonf/in^2	$= 15,4443 \text{ MPa}$
1 mm Aq	$= 1 \text{ kgf/m}^2 = 9,807 \text{ N/m}^2$

Cần lưu ý, vì áp suất được định nghĩa là lực tác động lên một đơn vị diện tích, cho nên cần hết sức thận trọng khi sử dụng các đơn vị đo áp suất như kgf/cm^2 , lbf/in^2 và tonf/in^2 . Tuyệt đối không được viết kg/cm^2 , lb/in^2 hay ton/in^2 vì giữa chúng có sự khác nhau rất lớn. Nếu gọi m là khối lượng của vật đang khảo sát và g là gia tốc trọng trường của môi trường đang chứa vật đó, ta có thể tính lực F tương ứng trong điều kiện đó như sau:

$$F = m \cdot g$$

Như vậy, trong điều kiện của quả đất, ta hiểu 1 kgf là lực tác động bởi một vật có khối lượng là 1 kg :

$$\begin{aligned} 1 \text{ kgf} &= 1 \text{ kg} \times 9,807 \text{ m/s}^2 = 9,087 \text{ kg.m/s}^2 \\ &= 9,807 \text{ N} \end{aligned}$$

Ngoài những điều đã nói, cần chú ý rằng áp suất có thể được thể hiện theo nhiều cách khác nhau: áp suất dư, độ chân không, áp suất tuyệt đối và áp suất khí quyển. Khi áp suất của môi trường khảo sát có trị số lớn hơn áp suất khí quyển, ta gọi độ chênh lệch giữa áp suất của môi trường đó với áp suất khí quyển là áp suất dư. Khi môi trường đang khảo sát có áp suất nhỏ hơn áp suất khí quyển thì ta gọi độ chênh lệch giữa áp suất khí quyển và áp suất của môi trường đó là độ chân không. Trong sự so sánh có tính chất tuyệt đối, ta gọi độ chênh lệch giữa áp suất của một môi trường nào đó so với chân không tuyệt đối là

áp suất tuyệt đối.

Gọi:

p_0 - áp suất khí quyển

p_d - áp suất dư

p_{ck} - độ chân không

p - áp suất tuyệt đối

Ta có:

$$p_d = p - p_0 \text{ (nếu } p > p_0 \text{)}$$

$$p_{ck} = p_0 - p \text{ (nếu } p < p_0 \text{)}$$

Hình 1.7 thể hiện mối quan hệ giữa các loại áp suất đã nêu. Cần nhấn mạnh, chỉ có áp suất tuyệt đối mới được coi là thông số trạng thái.

Để đo áp suất dư người ta dùng manometer, để đo độ chân không người ta dùng vacummeter, còn để đo áp suất khí quyển người ta dùng barometer. Hình 1.8 trình bày một trong những loại manometer, trong trường hợp này giá trị áp suất dư được chỉ thông qua độ chênh của cột chất lỏng. Chất lỏng được dùng trong các loại áp kế này thường là nước, thủy ngân hay dầu. Ta có:

$$p_d = p - p_0 = \rho g L \quad (1.16)$$

Ở đây:

ρ - khối lượng riêng của chất lỏng có trong manometer

g - gia tốc trọng trường

L - độ chênh của cột chất lỏng

Trong các ứng dụng thông thường, có thể xem ρ và g là hằng số. Chính vì vậy kết quả đo được thể hiện thông qua chiều cao của cột chất lỏng tương ứng. Nếu chất lỏng được dùng là thủy ngân, khi cần kết quả chính xác có thể sử dụng công thức dưới đây để quy đổi về 0°C :

$$h_0 = h(1 - 0,000172 \cdot t) \quad (1.17)$$

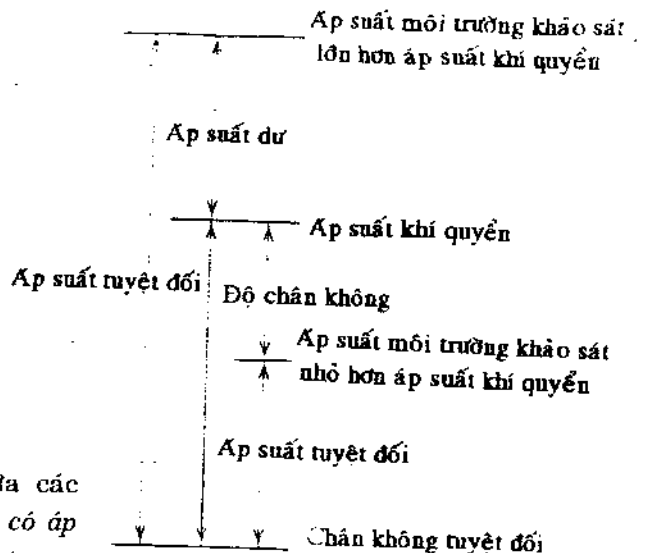
Trong đó: h_0 - chiều cao cột thủy ngân quy về 0°C

h - chiều cao cột thủy ngân ở $t^\circ\text{C}$

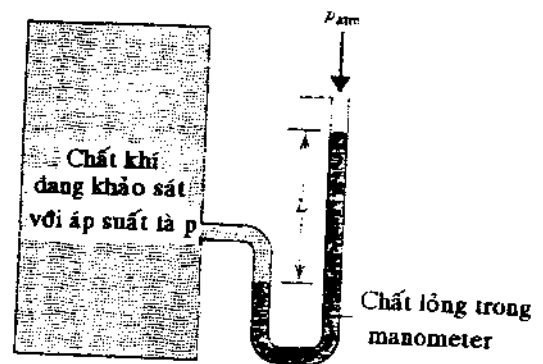
t - nhiệt độ cột thủy ngân, $^\circ\text{C}$

1.4.3. Thể tích riêng và khối lượng riêng

Trong một môi trường liên tục, có thể định nghĩa khối lượng riêng như sau:



Hình 1.7. Mối quan hệ giữa các loại áp suất



Hình 1.8.

$$\rho = \lim_{V \rightarrow V'} \left(\frac{G}{V} \right) \quad (1.18)$$

Ở đây, V' là thể tích tương ứng của một phần tử khi cho nó giảm nhỏ đến kích thước của một "điểm". Từ định nghĩa khối lượng riêng đã nêu, về mặt toán học, có thể xem khối lượng riêng là một hàm liên tục phụ thuộc vào thời gian và vị trí khảo sát.

Như vậy, khối lượng của một khối chất môi giới có thể tích V sẽ được xác định như sau:

$$G = \int_V \rho \cdot dV \quad (1.19)$$

Rõ ràng, về mặt nguyên tắc, khối lượng không chỉ đơn giản là tích số giữa khối lượng riêng và thể tích.

Tương tự như vậy, thể tích riêng cũng có thể thay đổi giá trị khi so sánh tại các "điểm" khác nhau. Thể tích riêng được hiểu là giá trị nghịch đảo của khối lượng riêng, và do vậy, thể tích riêng và khối lượng riêng được xem là 2 thông số phụ thuộc nhau. Trong hệ SI, đơn vị của khối lượng riêng thường được dùng là kg/m^3 , còn của thể tích riêng là m^3/kg . Trong hệ Imperial System, đơn vị của khối lượng riêng và thể tích riêng lần lượt là lb/ft^3 và ft^3/lb . Ở những trường hợp mà khối chất môi giới đang khảo sát có độ đồng đều cao hoặc ở những phép tính không yêu cầu chính xác cao, có thể tính giá trị trung bình của khối lượng riêng và thể tích riêng như sau:

$$\rho = \frac{G}{V}, \text{ kg/m}^3$$

$$v = \frac{V}{G}, \text{ m}^3/\text{kg}$$

Trong đó: G - khối lượng của khối chất môi giới đang khảo sát, kg

V - thể tích choán chỗ của khối chất môi giới đó, m^3

1.4.4. Nội năng

Trước tiên, cần đề cập đến khái niệm năng lượng tổng E . Khảo sát một khối chất môi giới nào đó, ta thấy - trong phạm vi vi mô-hệ thống có chứa một lượng năng lượng nào đó do sự chuyển động của các phân tử và do lực tương tác giữa các phân tử. Ngoài ra, hệ thống còn có thể có những thành phần năng lượng khác như hóa năng, năng lượng nguyên tử, ... Trong phạm vi vi mô, nếu khảo sát cả chuyển động của toàn bộ hệ thống và sự thay đổi vị trí của hệ thống so với một hệ tọa độ chuẩn nào đó, lúc đó còn có thêm thành phần động năng và thế năng. Về mặt tổng quát, ta gọi tất cả những thành phần năng lượng đã nêu là năng lượng tổng của hệ thống, ký hiệu là E .

Trong phạm vi nhiệt động lực học, sự biến đổi năng lượng tổng của hệ thống có thể được chia thành các thành phần sau:

- Động năng, do sự chuyển động của toàn bộ hệ thống.
- Thế năng, do sự thay đổi vị trí của toàn bộ hệ thống.

- Nội năng, bao gồm tất cả các biến đổi năng lượng còn lại bên trong hệ thống.

Như vậy, trong các quá trình nhiệt động, ta hiểu nội năng là lượng biến đổi năng lượng của hệ thống khi không xét đến các biến đổi động năng và thế năng của toàn bộ hệ thống. Ta có:

$$E_2 - E_1 = (E_{d2} - E_{d1}) + (E_{t2} - E_{t1}) + (U_2 - U_1) \quad (1.20)$$

Hay:

$$\Delta E = \Delta E_d + \Delta E_t + \Delta U \quad (1.21)$$

Trong đó:

E_1, E_2 - năng lượng tổng của hệ thống ở đầu và cuối quá trình

E_{d1}, E_{d2} - động năng của hệ thống ở đầu và cuối quá trình

E_{t1}, E_{t2} - thế năng của hệ thống ở đầu và cuối quá trình

U_1, U_2 - nội năng của hệ tương ứng với đầu và cuối quá trình

$\Delta E, \Delta E_d, \Delta E_t, \Delta U$ - các lượng biến đổi năng lượng tổng, động năng, thế năng và nội năng.

Thông thường, các quá trình nhiệt động diễn ra là do sự trao đổi nhiệt và công giữa chất môi giới và môi trường, do vậy có thể nói lượng biến đổi nội năng thực chất là lượng biến đổi nội nhiệt năng. Nội nhiệt năng bao gồm các thành phần sau:

- Động năng do chuyển động tịnh tiến, do chuyển động quay của các phân tử và do các dao động trong nội bộ phân tử.

- Thế năng do lực tương tác giữa các phân tử.

Ta có:

$$U = U_d + U_t$$

Nếu khối lượng của chất môi giới được khảo sát là 1 kg thì ta dùng ký hiệu u :

$$u = u_d + u_t \quad (1.22)$$

Ở đây:

u_d - nội động năng

u_t - nội thế năng

Theo thuyết động học phân tử thì nội động năng chỉ phụ thuộc nhiệt độ, nói cách khác, nội động năng là hàm đơn trị của nhiệt độ. Nội thế năng phụ thuộc vào khoảng cách trung bình giữa các phân tử, tức phụ thuộc vào thể tích riêng hay mật độ. Như vậy, một cách tổng quát, nội năng phụ thuộc vào nhiệt độ và thể tích riêng:

$$U = f(T, v)$$

(1.23)

Đối với khí lý tưởng, do lực tương tác giữa các phân tử được xem bằng không cho nên nội năng của khí lý tưởng chỉ có một thành phần là nội động năng, do đó nội năng của khí lý tưởng chỉ phụ thuộc vào nhiệt độ.

Nội năng là loại thông số trạng thái không trực tiếp đo được mà phải tính toán. Đơn vị của nội năng là đơn vị dùng để đo năng lượng, hiện nay người ta thường dùng kJ, kcal và kWh. Ở một số nước sử dụng hệ Imperial System, đơn vị đo năng lượng thường được

dùng là Btu (British Thermal Unit). Trong một số trường hợp, đơn vị Chu (Centigrade Heat Unit) có thể được sử dụng.

Ta có:

$$1 \text{ kcal} = 4,18 \text{ kJ} = 4,18 \text{ kW.s} = D \frac{1}{861,24} \cdot \text{kWh}$$

$$1 \text{ Btu} = 1,055 \text{ kJ} = 0,55555 \text{ Chu}$$

Cần lưu ý sự khác nhau giữa kWh và kW, kWh là một trong những loại đơn vị đo năng lượng còn kW là đơn vị thể hiện công suất hay năng suất. Ngoài ra, cũng cần để ý đến ý nghĩa của Btu. Theo định nghĩa, Btu là nhiệt lượng cần thiết để làm 1 lb nước gia tăng nhiệt độ từ 59,5°F đến 60,5°F.

Trong các bài toán về nhiệt động, nói chung không cần biết giá trị tuyệt đối của nội năng mà chỉ cần biết lượng biến đổi nội năng. Do đó người ta có thể tùy chọn một trạng thái nào đó để làm gốc. Nếu trạng thái của chất môi giới là cân bằng, ta luôn luôn có:

$$U = G \cdot u \quad (1.24)$$

Trong đó:

$U(\text{kJ})$ - nội năng tương ứng với khối chất môi giới có khối lượng $G(\text{kg})$

$u(\text{kJ/kg})$ - nội năng tính theo 1 kg chất môi giới

1.4.5. Entanpi

Trong khi thực hiện các bài toán về nhiệt động ta thường gặp biểu thức $u + pv$, J. Gibbs đã đề nghị sử dụng biểu thức này vào các phép tính thực tế, về sau biểu thức này đã được Kamerlingh Onnes đặt tên là entanpi.

Nếu khối chất môi giới được khảo sát có khối lượng là 1 kg thì ta ký hiệu entanpi là i , nếu khối lượng là G kg ($G \neq 1$) thì ta dùng ký hiệu I . Như vậy:

$$i = u + pv \quad (1.25a)$$

Ở trạng thái cân bằng, ta có:

$$I = G \cdot i = G(u + pv) \quad (1.25b)$$

Đối với khí lý tưởng, do u và pv chỉ phụ thuộc vào nhiệt độ cho nên i cũng chỉ phụ thuộc vào nhiệt độ, có nghĩa là entanpi là hàm đơn trị của nhiệt độ.

Tương tự như nội năng, ta không trực tiếp đo được entanpi mà phải tính toán. Trong các bài toán về nhiệt động, thông thường ta chỉ cần biết lượng biến đổi entanpi Δi , do đó có thể tùy ý chọn một điểm nào đó làm gốc.

Về ý nghĩa vật lý của entanpi, trong nhiều trường hợp lượng biến đổi entanpi mang ý nghĩa năng lượng. Đơn vị của entanpi giống như đơn vị của nội năng và các dạng năng lượng khác.

1.4.6. Entrôpi

Đây là loại thông số trạng thái có vai trò rất lớn trong các nghiên cứu có tính chất lý luận. Ta ký hiệu entrôpi là s khi khối lượng chất môi giới là 1 kg và S nếu khối lượng chất môi giới là G kg. Về ý nghĩa vật lý, không như các thông số áp suất hay nhiệt độ, rất khó

diễn đạt nội dung của entropi một cách đầy đủ. Rankine định nghĩa: "Entropi là một hàm nhiệt động". Về sau, trên cơ sở định nghĩa của Rankine về entropi, người ta đã làm rõ hơn ý nghĩa của entropi:

- "Entropi là loại thông số trạng thái mà giá trị của nó được giữ không đổi khi chất môi giới tiến hành quá trình đoạn nhiệt thuận nghịch"

- "Entropi là loại thông số trạng thái mà lượng biến đổi của nó trong một quá trình thuận nghịch nào đó có giá trị bằng $\delta Q/T$ "

Như vậy, trong một quá trình thuận nghịch, ta có:

$$ds = \frac{\delta q}{T} \quad (1.26a)$$

$$\text{hay} \quad dS = \frac{\delta Q}{T} \quad (1.26b)$$

Rõ ràng, ta cũng có quan hệ:

$$dS = G \cdot ds \quad (1.27)$$

Trong các công thức trên:

ds , dS - lượng biến đổi entropi trong quá trình thuận nghịch vô cùng bé, với khối lượng tương ứng của chất môi giới là 1 kg và G kg.

δq , δQ - nhiệt lượng trao đổi giữa chất môi giới và môi trường trong quá trình vô cùng bé đó, khối lượng tương ứng của chất môi giới là 1 kg và G kg.

T - nhiệt độ tuyệt đối của quá trình

Từ các công thức (1.26a) và (1.26b), có thể thấy rõ đơn vị của entropi s là kJ/kg.K hay kcal/kg.K. Cần lưu ý sự khác biệt sau:

$$\Delta \oint ds = 0 \text{ dù chu trình là thuận nghịch hay không thuận nghịch}$$

$$\Delta \oint \frac{\delta Q}{T} = 0 \text{ nếu chu trình là thuận nghịch}$$

$$\oint \frac{\delta Q}{T} < 0 \text{ nếu chu trình là không thuận nghịch}$$

Các khái niệm có liên quan đến quá trình thuận nghịch và không thuận nghịch đã được trình bày ở mục 1.2.6. Trong chương về định luật nhiệt động thứ hai ta sẽ làm rõ thêm các khái niệm này và khái niệm về entropi.

Mặc dù có nhiều thông số trạng thái khác nhau, tuy nhiên ta có thể xem các thông số trạng thái chỉ bao gồm 2 loại. Ở loại thứ nhất, ta thấy trị số của thông số tính cho toàn hệ thống sẽ bằng tổng các giá trị tính cho từng bộ phận tạo nên hệ thống đó, các thông số thuộc loại này phụ thuộc vào kích thước của hệ thống. Khối lượng, thể tích, nội năng, ... là các thông số thuộc loại này. Trong khi đó, các thông số thuộc loại thứ hai không có tính cộng như đã nói, các thông số này là hàm số phụ thuộc vào vị trí khảo sát và có thể biến đổi từ vị trí này sang vị trí khác. Thể tích riêng, áp suất và nhiệt độ là những thông số quan trọng thuộc loại này.

Ví dụ 1.1:

Chứng minh rằng $1 \text{ psi} = 6,89484 \text{ kPa}$ và $1 \text{ kgf/m}^2 = 1 \text{ mmH}_2\text{O}$

Giải:

Ta có: $1 \text{ psi} = 1 \text{ lbf/in}^2$

Trong hệ Imperial System, gia tốc trọng trường $g = 32,174 \text{ ft/s}^2$, do đó:

$$\begin{aligned} 1 \text{ lbf} &= 1 \text{ lb} \cdot 32,174 \text{ ft/s}^2 \\ &= 0,4536 \text{ kg} \cdot 32,174 \cdot 0,3048 \text{ m/s}^2 \\ &= 4,44828 \text{ kg} \cdot \text{m/s}^2 = 4,44828 \text{ N} \end{aligned}$$

$$1 \text{ in}^2 = (25,4 \cdot 10^{-3})^2 \cdot \text{m}^2 = 645,16 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2$$

Như vậy:

$$\begin{aligned} 1 \text{ psi} &= 1 \text{ lbf/in}^2 = \frac{4,44828}{645,16 \cdot 10^{-6}} \text{ N/m}^2 \\ &= 6894,8478 \text{ Pa} \\ &= 6,89484 \text{ kPa} \end{aligned}$$

Ta cũng có:

$$1 \text{ kgf} = 1 \text{ kg} \cdot 9,807 \text{ m/s}^2 = 9,807 \text{ N}$$

Do đó:

$$1 \text{ kgf/m}^2 = 9,807 \text{ N/m}^2 = 1 \text{ mm H}_2\text{O}$$

Ví dụ 1.2:

Một lò xo có độ giãn trung bình là 0,25 cm khi chịu tác động của 1 lực có giá trị 1 N. Cho biết, khi treo một vật có khối lượng m vào lò xo, người ta thấy lò xo bị kéo dài thêm 3 cm. Xác định khối lượng của vật đó ($g = 9,807 \text{ m/s}^2$).

Giải:

Nếu lò xo bị kéo dài thêm 3 cm có nghĩa là lò xo đang chịu tác động kéo của một lực có giá trị là: $\frac{3}{0,25} = 12 \text{ N}$

Từ kết quả ở ví dụ 1.1, ta có:

$$1 \text{ kgf} = 9,807 \text{ N} = 1 \text{ kg} \cdot 9,807 \text{ m/s}^2$$

Như vậy khối lượng của vật treo vào lò xo là:

$$m = \frac{12}{9,807} = 1,2236 \text{ kg}$$

§ 1.5. PHƯƠNG TRÌNH TRẠNG THÁI CỦA VẬT CHẤT Ở THỂ KHÍ

Như đã nói ở trên, khi trạng thái của chất môi giới đã được xác định thì các thông số trạng thái tương ứng cũng có giá trị xác định. Trong số các thông số trạng thái đã giới thiệu, người ta gọi áp suất, nhiệt độ và thể tích riêng là các thông số trạng thái cơ bản. Lý

luận và thực nghiệm đã chứng minh rằng, để xác định một trạng thái nào đó của chất môi giới người ta chỉ cần biết trị số của 2 thông số không phụ thuộc nhau. Trong nhiệt động lực học, người ta thường dùng các đồ thị T-s, i-s, p-v và log p-i để biểu diễn trạng thái của chất môi giới và các quá trình tương ứng.

Như vậy, từ những điều đã nói, khi biết 2 thông số trạng thái độc lập nhau thì ta sẽ xác định được các thông số trạng thái còn lại. Ta gọi mối quan hệ giữa các thông số trạng thái cơ bản p, v, T là phương trình trạng thái:

$$F(p, v, T) = 0 \quad (1.28)$$

1.5.1. Phương trình trạng thái của khí lý tưởng

Khái niệm về khí lý tưởng đã được trình bày trong phần 1.2.4. Ở điều kiện áp suất khá thấp và nhiệt độ khá cao thì khí thực có thể được xem là khí lý tưởng.

Mối quan hệ giữa các thông số p, v, T của khí lý tưởng đầu tiên được rút ra từ các kết quả thực nghiệm, sau đó được chứng minh bằng lý luận nhờ thuyết động học phân tử.

Vào năm 1662 R. Boyle, và sau đó là E. Mariotte vào năm 1676, đã phát hiện bằng thực nghiệm mối liên hệ giữa thể tích riêng và áp suất tuyệt đối của chất khí ở điều kiện nhiệt độ không đổi. Phát hiện đó sau này được gọi là định luật Boyle, có thể biểu diễn định luật đó bằng phương trình sau:

$$pv = \text{const khi } T = \text{const}$$

Mối liên hệ giữa thể tích riêng và nhiệt độ tuyệt đối khi áp suất không đổi được phát hiện bởi Charles (1776) và Gay-Lussac (1802), sau này người ta gọi đó là định luật Gay-Lussac:

$$\frac{v}{T} = \text{const khi } p = \text{const}$$

Theo thuyết động học phân tử thì nhiệt độ tuyệt đối và áp suất được xác định bằng các phương trình (1.11) và (1.14). Đối với khí lý tưởng, do $\alpha = 1$ nên ta rút ra được:

$$\begin{aligned} p &= \frac{1}{3} \alpha M N' \omega^2 = \frac{2}{3} N' \cdot \frac{1}{2} M \omega^2 \\ &= \frac{2}{3} N' \cdot \frac{3}{2} kT \\ p &= N' k T \end{aligned} \quad (1.29)$$

$$\text{Ta có: } N' = \frac{N}{V} = \frac{N_\mu}{v_\mu}$$

Trong đó: N_μ - số phân tử có trong 1 kmol chất khí

v_μ - thể tích tương ứng với 1 kmol

Từ đó:

$$pV = N k T \quad (1.30a)$$

và:

$$pv_\mu = N_\mu k T \quad (1.30b)$$

Theo Avogadro thì bất kỳ khí lý tưởng nào cũng có số phân tử trong 1 kmol là $N_\mu = 6,0228 \cdot 10^{26}$. Như vậy tích số $N_\mu \cdot k$ luôn luôn không đổi và được ký hiệu là R_μ :

$$R_\mu = N_\mu \cdot k = 6,0228 \cdot 10^{26} \cdot 1,3805 \cdot 10^{-23}$$

$$R_\mu = 8314 \text{ J/kmol.độ}$$

R_μ được gọi là hằng số phổ biến của chất khí. Ta có thể viết lại phương trình (1.30b) như sau:

$$p v_\mu = R_\mu \cdot T \quad (1.31)$$

Nếu gọi μ là khối lượng của 1 kmol chất khí, ta có:

$$p \cdot \frac{v_\mu}{\mu} = \frac{R_\mu}{\mu} \cdot T$$

Suy ra:

$$p v = R T \quad (1.32)$$

Ở đây: v - thể tích riêng, m^3/kg

R - hằng số chất khí, $R = R_\mu / \mu = 8314 / \mu$, J/kg.độ

Từ phương trình (1.32) ta cũng có thể viết:

$$p V = G R T \quad (1.33)$$

Ta gọi các công thức (1.31), (1.32) và (1.33) là phương trình trạng thái của khí lý tưởng, hay còn gọi là phương trình Clapeyron. Các công thức đó lần lượt tương ứng với 1 kmol, 1 kg và G kg của chất khí khảo sát. Cần chú ý sử dụng thứ nguyên phù hợp cho mỗi loại thông số trong các công thức nói trên, cụ thể:

p - áp suất tuyệt đối, N/m^2

v_μ - thể tích ứng với 1 kmol, m^3/kmol

R_μ - hằng số phổ biến của chất khí, giống nhau cho tất cả các khí lý tưởng, giá trị:

$R_\mu = 8314 \text{ J/kmol.độ}$

T - nhiệt độ tuyệt đối, $^\circ\text{K}$

v - thể tích riêng, m^3/kg

R - hằng số chất khí, mỗi chất khí ứng với 1 giá trị khác nhau, J/kg.độ

V - thể tích của khối chất khí, m^3

G - khối lượng tương ứng của chất khí khảo sát, kg .

Ở đây, cũng cần phải nhắc lại nội dung của định luật Avogadro:

- Ở cùng điều kiện áp suất và nhiệt độ, thể tích của 1 kmol của tất cả các khí lý tưởng đều bằng nhau.

- Ở điều kiện áp suất và nhiệt độ tiêu chuẩn ($p = 101,325 \text{ kPa}$ và $T = 273,15 \text{ }^\circ\text{K}$), thể tích của 1 kmol của tất cả các khí lý tưởng đều bằng nhau và bằng $22,4 \text{ m}^3$.

1.5.2. Phương trình trạng thái của khí thực

Do có sự khác biệt giữa khí lý tưởng và khí thực cho nên không thể áp dụng phương trình Clapeyron cho khí thực. Đối với khí thực, phụ thuộc vào các giá trị cụ thể của áp suất

và nhiệt độ mà tỉ số $Z = pv/RT$ có thể nhỏ hơn hay lớn hơn 1.

Cho đến hiện nay, có hơn 200 phương trình trạng thái của khí thực đã được công bố. Tuy nhiên, do xuất phát từ thực nghiệm cho nên tất cả chỉ là gần đúng và phạm vi sử dụng rất giới hạn. Dưới đây ta sẽ xem xét một vài dạng phương trình có khả năng được sử dụng nhiều hơn.

Năm 1871, Vander Waals đã thành lập phương trình trạng thái của khí thực dựa trên phương trình trạng thái của khí tưởng:

$$\left(p + \frac{a}{v_{\mu}^2}\right) \cdot (v_{\mu} - b) = R_{\mu} \cdot T \quad (1.34)$$

Trong đó:

a- hệ số hiệu chỉnh khi tính đến lực tương tác giữa các phân tử. Do có lực tương tác cho nên áp suất khí thực mà ta đo được sẽ nhỏ hơn áp suất khí lý tưởng ở cùng điều kiện nhiệt độ và thể tích riêng. Vander Waals giả thiết độ chênh lệch áp suất đó tỉ lệ với $1/v_{\mu}^2$ thông qua hệ số a.

b- đại lượng hiệu chỉnh khi kể đến thể tích của bản thân phân tử, đó là thể tích do các phân tử chiếm chỗ tính trong 1 kmol chất khí.

Từ phương trình (1.34), ta thấy khi áp suất giảm nhỏ và nhiệt độ tăng khá cao thì thể tích riêng v_{μ} rất lớn, do đó a/v_{μ}^2 rất nhỏ và $(v_{\mu} - b)$ tiến đến v_{μ} , điều đó có nghĩa là phương trình (1.34) trở thành phương trình (1.31).

Trong phương trình trên, a và b được coi là không đổi, chúng chỉ phụ thuộc vào loại chất khí. Tuy nhiên, thực nghiệm đã chứng tỏ rằng, a và b phụ thuộc vào áp suất và nhiệt độ. Do sự phụ thuộc này khá phức tạp, và - về cơ bản - được xác định bằng biện pháp thực nghiệm cho nên gây nhiều khó khăn trong quá trình sử dụng, từ đó dẫn đến sự không chính xác.

Bảng 1.2 trình bày cụ thể các giá trị a và b trong công thức (1.34) cho một số loại chất môi giới khác nhau.

Bảng 1.2

Loại	a, bar. (m ³ /kmol) ²	b, m ³ /kmol
Không khí	1,368	0,0367
Butane	13,86	0,1162
Carbon dioxide	3,647	0,0428
Carbon monoxide	1,474	0,0395
Methane	2,293	0,0428
Nitrogen	1,366	0,0386
Oxygen	1,369	0,0317
Propane	9,349	0,0901
R12	10,49	0,0971
Sulfur dioxide	6,883	0,0569
Nước	5,531	0,0305

M.P. Vukalovich và I.I. Novikov, khi chú ý đến hiện tượng kết hợp của các phân tử khí thực, đã đề nghị phương trình trạng thái của khí thực như sau:

$$\left(p + \frac{a}{v_{\mu}^2}\right)(v_{\mu} - b) = R_{\mu}T \cdot \left(1 + \frac{c}{v_{\mu} \cdot T^{(3+2m)/2}}\right) \quad (1.35)$$

Trong đó:

a và b- là những hệ số hiệu chỉnh trong phương trình Vander Waals.

c và m- những hằng số thực nghiệm.

Phương trình Vukalovich-Novikov được xem là khá chính xác cho trường hợp hơi nước.

§ 1.6. HỆ SỐ NÉN VÀ GIẢN ĐỒ BIỂU DIỄN HỆ SỐ NÉN

Như đã nói trong các phần trước, khi chất môi giới không hội đủ điều kiện đã nêu của khí lý tưởng thì không thể ứng dụng các công thức (1.31), (1.32) và (1.33). Việc sử dụng các công thức trong phần 1.5.2 cũng không có ý nghĩa thực tiễn vì khó khăn, phức tạp và không đủ độ chính xác cần thiết. Chính vì vậy, ở những trường hợp này, người ta thường sử dụng bảng và đồ thị. Tuy nhiên, không phải lúc nào bảng và đồ thị cũng là phương tiện thuận tiện nhất, do vậy việc sử dụng khái niệm hệ số nén và giản đồ biểu diễn hệ số nén được xem như một phương tiện bổ sung để sử dụng khi thích hợp.

Điều kiện để sử dụng các phương trình (1.31), (1.32) và (1.33) là mật độ của khối khí khảo sát phải thật nhỏ. Tuy nhiên, chính đây là điều hết sức mơ hồ vì khái niệm mật độ nhỏ đó không được định lượng cụ thể. Ngoài ra, khi áp dụng phương trình trạng thái của khí lý tưởng cho một chất khí cụ thể nào đó thì các kết quả nhận được sẽ bị sai lệch, cần phải lượng hóa được độ sai lệch đó. Tất cả những vấn đề đã nêu có thể được giải quyết bằng cách sử dụng hệ số nén và giản đồ biểu diễn hệ số nén.

Đặt: $Z = \frac{p v}{R T}$ (1.36)

Ta gọi Z là hệ số nén. Giá trị của Z, trong mỗi trường hợp cụ thể, xác định độ sai lệch giữa các kết quả nhận được khi khảo sát một khí thực nào đó so với kết quả nhận được khi sử dụng phương trình trạng thái của khí lý tưởng.

Bằng cách nghiên cứu nhiều loại chất thuần khiết khác nhau, các nhà khoa học đã phát hiện được kết quả hết sức lý thú là, nếu xét theo áp suất và nhiệt độ không thứ nguyên, tất cả các giản đồ biểu diễn hệ số nén của các chất đó đều tương tự nhau về hình dạng. Như vậy, cần làm rõ khái niệm áp suất không thứ nguyên và nhiệt độ không thứ nguyên.

Gọi:

p_K, T_K - áp suất tuyệt đối và nhiệt độ tuyệt đối tại điểm tới hạn của mỗi chất thuần khiết

p, T - áp suất tuyệt đối và nhiệt độ tuyệt đối của chất thuần khiết đang khảo sát

p_R, T_R - áp suất và nhiệt độ không thứ nguyên tương ứng.

Ta có:

$$P_R = \frac{P}{P_K} \quad (1.37a)$$

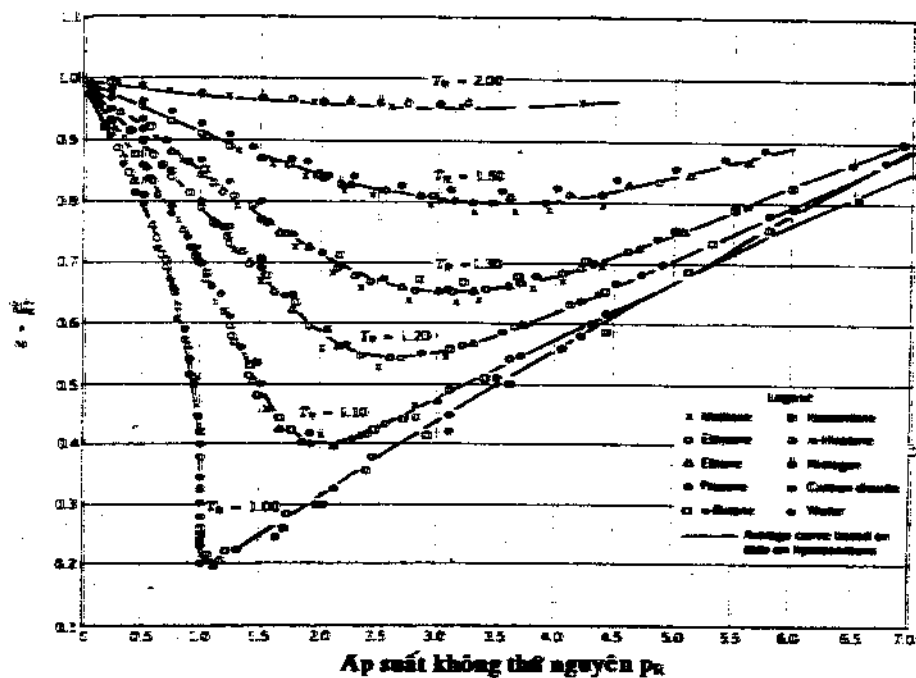
$$T_R = \frac{T}{T_K} \quad (1.37b)$$

Tương tự, ta có khái niệm thể tích riêng không thứ nguyên:

$$v_R = \frac{v}{v_K} \quad (1.37c)$$

Trong đó v , v_K , v_R lần lượt là thể tích riêng của chất thuần khiết tại trạng thái đang khảo sát, thể tích riêng tương ứng tại điểm tới hạn và thể tích riêng không thứ nguyên.

Hình 1.9 trình bày giản đồ biểu diễn hệ số nén. Người ta dùng giản đồ này để xác định hệ số nén Z khi đã biết áp suất không thứ nguyên p_R và nhiệt độ không thứ nguyên T_R .



Hình 1.9. Giản đồ biểu diễn hệ số nén

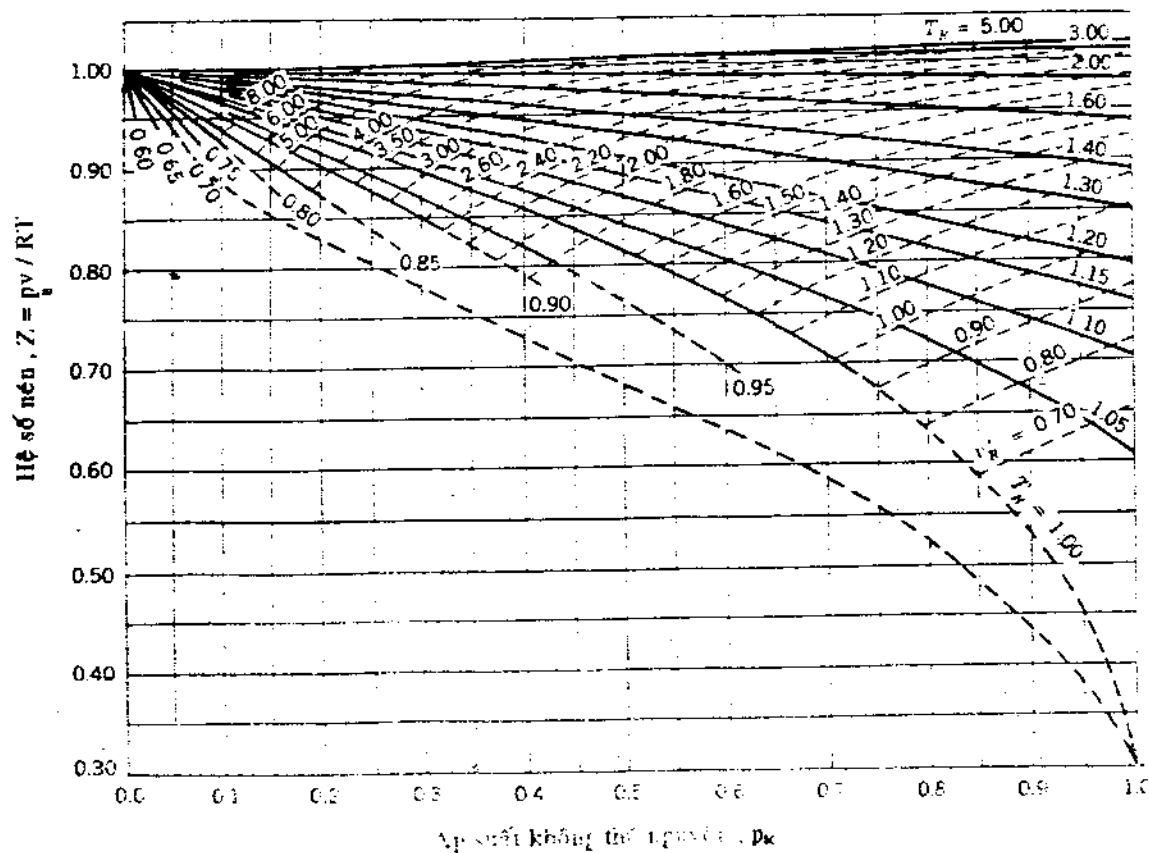
Như vậy:

$$Z = f(p_R, T_R)$$

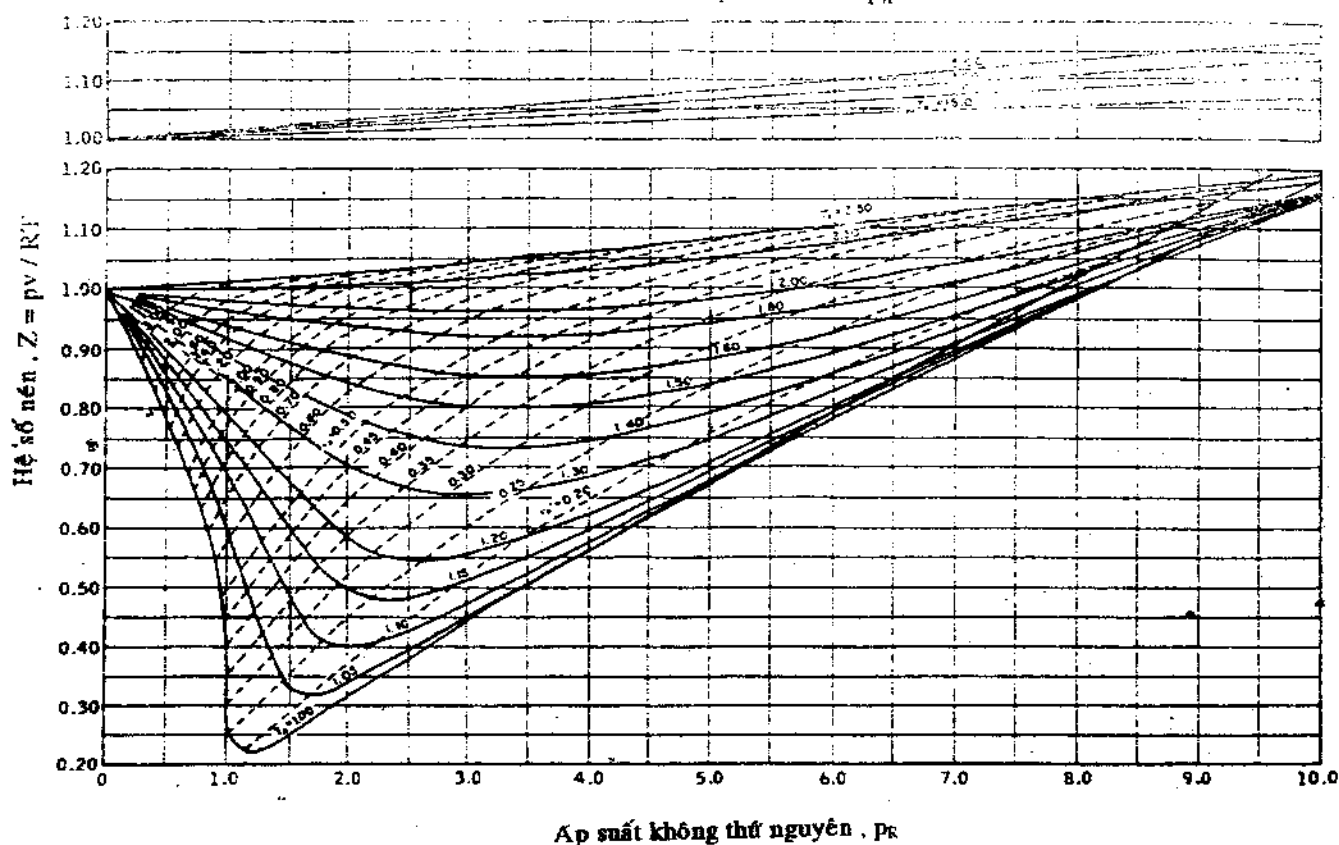
Để thuận tiện cho việc sử dụng, người ta trình bày các giản đồ này theo các khoảng giá trị p_R khác nhau: từ 0 đến 1, từ 0 đến 10 và từ 10 đến 40.

Hình 1.10, 1.11 và 1.12 biểu diễn các đồ thị này. Từ các đồ thị ở hình 1.10 và 1.11, ta thấy hệ số nén Z có xu hướng tiến đến 1 khi áp suất giảm đến trị số khá nhỏ, kết quả này không phụ thuộc vào nhiệt độ. Ở hình 1.12, khi nhiệt độ khá cao thì Z cũng tiến đến 1 mà không phụ thuộc vào áp suất. Để sử dụng các đồ thị một cách tiện lợi, ngoài p_R và T_R , cần phải lưu ý thêm thông số mới v'_R , ta gọi v'_R là thể tích không thứ nguyên giả:

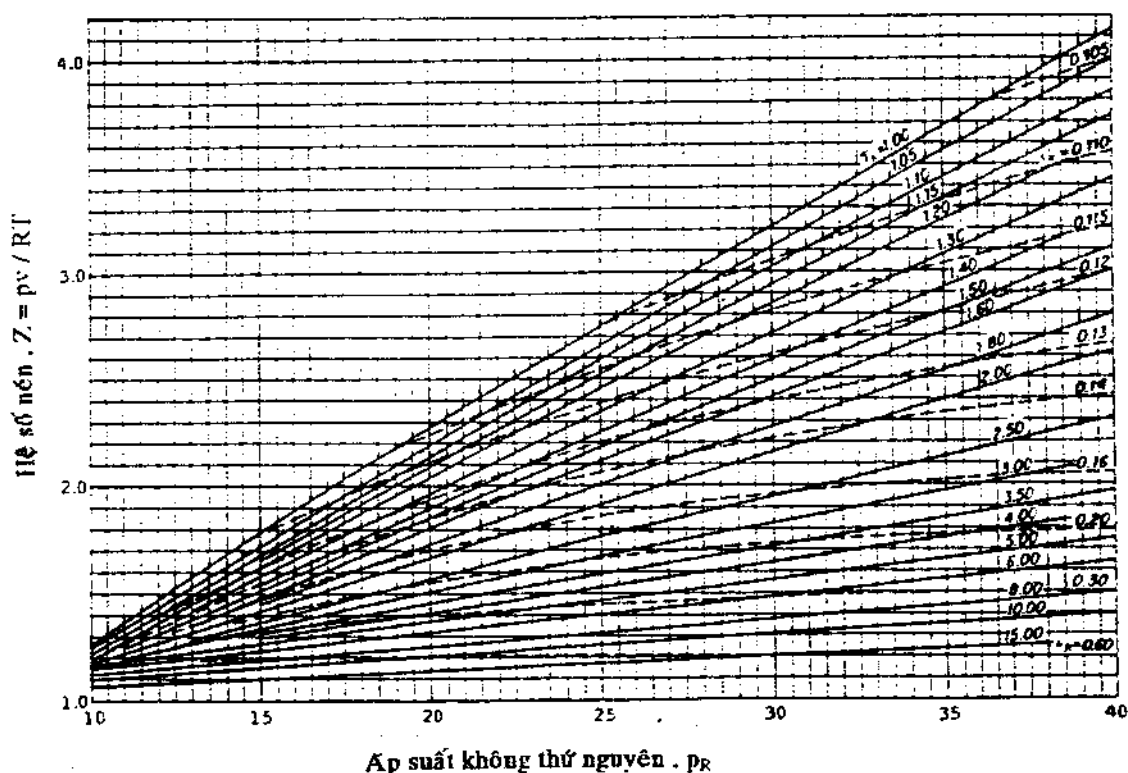
$$v'_R = \frac{v}{RT_K / P_K} \quad (1.37d)$$



Hình 1.10. Gian đồ biểu diễn hệ số nén với $p_R \leq 1$



Hình 1.11. Gian đồ biểu diễn hệ số nén với $p_R \leq 10$



Hình 1.12. Gian đồ biểu diễn hệ số nén với $p_R = 10 \div 40$

Như vậy, để tra trị số của Z từ các giản đồ đã nêu, ta có thể sử dụng các cặp (T_R, p_R) , (T_R, v'_R) hoặc (p_R, v'_R) . Cũng cần nói rõ điều này, không nên nghĩ rằng có thể sử dụng giản đồ biểu diễn hệ số nén thay cho các bảng và đồ thị. Về mặt tin cậy, các số liệu từ bảng và đồ thị ứng với một chất thuần khiết cụ thể nào đó có tính chính xác cao hơn. Người ta chỉ sử dụng giản đồ biểu diễn hệ số nén khi kết quả yêu cầu không cần độ chính xác cao và khi không tìm được các phương tiện cung cấp số liệu chính xác hơn.

Mặc dù giản đồ biểu diễn hệ số nén được xem là tương tự nhau ứng với các chất thuần khiết khác nhau, tuy vậy, nếu khảo sát tỉ mỉ người ta vẫn thấy có một sự sai lệch nào đó, đặc biệt ở vùng lân cận điểm tới hạn. Các kết quả thực nghiệm cho thấy, hầu hết các chất thuần khiết đều có Z khoảng 0,27 ngay tại điểm tới hạn. Tuy nhiên, ở một số chất khác, giá trị đó có thể biến đổi trong phạm vi từ 0,23 đến 0,33.

Nếu 2 chất thuần khiết bất kỳ có p_R và T_R (hay v_R) giống nhau, ta nói 2 chất đó đang có trạng thái đồng vị như nhau. Từ đó, khi trạng thái đồng vị của các chất giống nhau, về nguyên tắc giá trị Z của các chất đó hầu như bằng nhau. Cần lưu ý, điều này chỉ đúng khi khảo sát pha khí và hơi. Ở các pha khác, ví dụ pha lỏng, kết luận này không còn đúng nữa. Chính vì vậy, các giản đồ biểu diễn hệ số nén mà ta trình bày ở trên không bao gồm pha lỏng.

Bảng 1.3 cung cấp một vài số liệu cần thiết khi thực hiện các tính toán theo mục §1.5 và §1.6.

Bảng 1.3

Tên	Công thức hóa học	μ , kg/kmol	T_K , °K	p_K , bars	Z_K
Acetylene	C_2H_2	26,04	309	62,8	0,274
Không khí	-	28,97	133	37,7	0,284
Ammonia	NH_3	17,04	406	112,8	0,242
Argon	Ar	39,94	151	48,6	0,290
Benzene	C_6H_6	78,11	563	49,3	0,274
Butane	C_4H_{10}	58,12	425	38	0,274
Carbon	C	12,01	-	-	-
Carbon dioxide	CO_2	44,01	304	73,9	0,276
Carbon monoxide	CO	28,01	133	35	0,294
Ethane	C_2H_6	30,07	305	48,8	0,285
Ethyl alcohol	C_2H_5OH	46,07	516	63,8	0,249
Ethylene	C_2H_4	28,05	283	51,2	0,270
Helium	He	4,003	5,2	2,3	0,300
Hydrogen	H_2	2,018	33,2	13	0,304
Methane	CH_4	16,04	191	46,4	0,290
Methyl alcohol	CH_3OH	32,05	513	79,5	0,220
Nitrogen	N_2	28,01	126	33,9	0,291
Octane	C_8H_{18}	114,22	569	24,9	0,258
Oxygen	O_2	32	154	50,5	0,290
Propane	C_3H_8	44,09	370	42,7	0,276
Propylene	C_3H_6	42,08	385	46,2	0,276
R-12	CCl_2F_2	120,92	385	41,2	0,278
R-134a	CF_3CH_2F	102,03	374	40,7	0,260
Sulfur dioxide	SO_2	64,06	431	78,7	0,268
Nước	H_2O	18,02	647,3	220,9	0,233

Trong bảng 1.3, Z_K là trị số của hệ số nén tại điểm tới hạn, tức là khi $p_R = 1$ và $T_R = 1$.

Ví dụ 1.3

Xác định thể tích riêng của propane tại $p = 7$ MPa và $t = 150^\circ\text{C}$ theo phương pháp hệ số nén. So sánh kết quả này với kết quả nhận được nếu sử dụng phương trình trạng thái của khí lý tưởng.

Giải:

Từ bảng 1.3, ta có:

$$\mu = 44,09 \text{ kg/kmol}$$

$$T_K = 370^\circ\text{K}$$

$$p_K = 42,7 \text{ bars} = 4,27 \text{ MPa}$$

Như vậy, áp suất và nhiệt độ không thứ nguyên có giá trị là:

$$p_R = \frac{p}{p_K} = \frac{7}{4,27} = 1,64$$

$$T_R = \frac{T}{T_K} = \frac{150 + 273}{370} = 1,143$$

Sử dụng giản đồ biểu diễn hệ số nén ở hình 1.11, ta tra được:

$$Z = 0,54$$

Từ đó, ta có: $p v = Z R T$

$$\text{Suy ra: } v = \frac{Z R T}{p} = \frac{0,54 \cdot 8314 \cdot 423}{44,09 \cdot 7 \cdot 10^6}$$

$$v = 6,153 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{kg}$$

Nếu sử dụng phương trình trạng thái của khí lý tưởng, ta có:

$$v = \frac{R T}{p} = \frac{8314 \cdot 423}{44,09 \cdot 7 \cdot 10^6} = 11,394 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{kg}$$

So sánh các kết quả nhận được, ta thấy thể tích riêng của propane tính theo phương trình trạng thái của khí lý tưởng có trị số lớn hơn. Điều này hoàn toàn hợp lý vì ở trường hợp này ta đã giả thiết lực tương tác giữa các phân tử bằng không. Tuy nhiên, phải nhận thấy rằng, kết quả gần với thực tế hơn là kết quả nhận được khi sử dụng giản đồ biểu diễn hệ số nén.

Ví dụ 1.4:

Xác định thể tích riêng của CO_2 tại áp suất 70 bar, nhiệt độ 40°C bằng cách sử dụng các phương pháp sau:

a/ Phương trình trạng thái của khí lý tưởng

b/ Phương trình Vander Waals

c/ Giản đồ biểu diễn hệ số nén.

Giải:

a/ Từ phương trình $p v = R T$, ta có:

$$v = \frac{R T}{p} = \frac{8314 \cdot (273 + 40)}{44,01 \cdot 70 \cdot 10^5} = 0,8447 \cdot 10^{-2} \text{ m}^3/\text{kg}$$

b/ Từ bảng 1.2, ta tra được:

$$a = 3,647 \text{ bar} \cdot (\text{m}^3 / \text{kmol})^2$$

$$b = 0,0428 \text{ m}^3/\text{kmol}$$

Từ phương trình (1.34), ta viết được:

$$10^5 \cdot \left(70 + \frac{3,647}{v_\mu^2} \right) (v_\mu - 0,0428) = 8314 \cdot (273 + 40) = 26,023 \cdot 10^5$$

$$\begin{aligned} \text{Suy ra: } (70v_{\mu}^2 + 3,647) \cdot (v_{\mu} - 0,0428) &= 26,023 \cdot v_{\mu}^2 \\ \Rightarrow 70v_{\mu}^3 - 29,019v_{\mu}^2 + 3,647v_{\mu} - 0,1561 &= 0 \end{aligned}$$

Giải phương trình, ta được: $v_{\mu} = 0,23 \text{ m}^3 / \text{kmol}$

$$\text{hay } v = 0,5227 \cdot 10^{-2} \text{ m}^3 / \text{kg}$$

c/ Từ bảng 1.3, ta có:

$$T_K = 304^\circ \text{K}$$

$$P_K = 73,9 \text{ bars}$$

$$\text{Như vậy: } T_R = \frac{T}{T_K} = \frac{273 + 40}{304} = 1,0296$$

$$P_R = \frac{P}{P_K} = \frac{70}{73,9} = 0,9472$$

Từ giản đồ ở hình 1.10, ta tra được: $Z = 0,538$

$$\text{Do đó: } v = \frac{ZRT}{P} = \frac{0,538 \cdot 8314 \cdot 313}{44,01 \cdot 70 \cdot 10^5}$$

$$v = 0,4545 \cdot 10^{-2} \text{ m}^3 / \text{kg}$$

§ 1.7. HỖN HỢP KHÍ LÝ TƯƠNG

Trong các hệ thống nhiệt động, ở một số trường hợp, có thể gặp chất môi giới ở dạng hỗn hợp. Trong hỗn hợp này, các thành phần được trộn lẫn lại theo kiểu cơ học, không xảy ra phản ứng hóa học. Nếu mỗi thành phần trong hỗn hợp đều có thể được xem là khí lý tưởng thì hỗn hợp được xem là hỗn hợp khí lý tưởng. Lúc đó, có thể sử dụng phương trình trạng thái của khí lý tưởng cho trường hợp của hỗn hợp.

Ví dụ, không khí có thể được xem là hỗn hợp khí lý tưởng bao gồm N_2 , O_2 , CO_2 , Ar, hơi nước, ... Cần chú ý, mỗi thành phần trong hỗn hợp đều ở nhiệt độ của hỗn hợp và chiếm toàn bộ thể tích của hỗn hợp.

1.7.1. Định luật Gibbs-Dalton

Trước hết, cần nói rõ về khái niệm áp suất riêng phần hay phân áp suất. Khi một thành phần nào đó của hỗn hợp chiếm toàn bộ thể tích của hỗn hợp và ở nhiệt độ của hỗn hợp thì áp suất tương ứng của thành phần đó được gọi là áp suất riêng phần hay phân áp suất của thành phần đó.

Định luật Gibbs-Dalton được phát biểu như sau: "*Khi mỗi một thành phần chiếm toàn bộ thể tích của hỗn hợp và ở điều kiện nhiệt độ của hỗn hợp thì áp suất của hỗn hợp bằng tổng các phân áp suất của các thành phần và nội năng của hỗn hợp bằng tổng nội năng của các thành phần*"

Ta có:

$$p = \sum_{i=1}^n p_i \quad (1.38a)$$

$$U = \sum_{i=1}^n U_i \quad (1.38b)$$

Trong đó:

p, p_i - áp suất của hỗn hợp và phân áp suất của thành phần thứ i

U, U_i - nội năng của hỗn hợp và nội năng của thành phần thứ i

Gọi:

V - thể tích của hỗn hợp

T - nhiệt độ của hỗn hợp

p_i, G_i, R_i - áp suất riêng phần, khối lượng và hằng số chất khí của thành phần thứ i .

Ta có:

$$p_i V = G_i R_i T \rightarrow p_i = \frac{G_i R_i T}{V} \quad (1.39)$$

Định luật Gibbs-Dalton còn được phát biểu ở dạng khác như sau: "Entanpi và entrôpi của hỗn hợp khí lý tưởng bằng tổng entanpi và entrôpi của các thành phần với điều kiện mỗi thành phần phải chiếm toàn bộ thể tích của hỗn hợp và ở nhiệt độ của hỗn hợp."

$$I = \sum_{i=1}^n I_i \quad (1.40a)$$

$$S = \sum_{i=1}^n S_i \quad (1.40b)$$

1.7.2. Định luật Amagat

Như là một hệ quả của định luật Gibbs-Dalton, định luật Amagat phát biểu như sau: "Thể tích của hỗn hợp bằng tổng các thể tích riêng phần của các thành phần."

Gọi V_i là thể tích riêng phần (hay phân thể tích) của thành phần thứ i . Ta hiểu V_i là thể tích choán chỗ của thành phần thứ i khi thành phần đó ở điều kiện áp suất và nhiệt độ của hỗn hợp. Ta có:

$$p V_i = G_i R_i T \rightarrow V_i = \frac{G_i R_i T}{p} \quad (1.41)$$

Từ (1.39) và (1.41), ta rút ra được:

$$\frac{p_i}{p} = \frac{V_i}{V} \quad (1.42)$$

$$\text{Do } p = \sum_{i=1}^n p_i \quad \text{cho nên: } V = \sum_{i=1}^n V_i \quad (1.43)$$

1.7.3. Cách biểu diễn thành phần của hỗn hợp

1. Biểu diễn theo khối lượng

Gọi G là khối lượng tổng của hỗn hợp và G_i là khối lượng của thành phần thứ i có trong hỗn hợp, ta có:

$$g_i = \frac{G_i}{G} \quad (1.44)$$

Ta gọi g_i là thành phần khối lượng. Như vậy, thành phần khối lượng của chất thứ i là tỉ số giữa khối lượng của thành phần đó so với khối lượng toàn bộ của hỗn hợp.

Rõ ràng ta có:

$$G = \sum_{i=1}^n G_i$$

Do đó:

$$\sum_{i=1}^n g_i = 1$$

2. Biểu diễn theo thể tích

Gọi r_i là thành phần thể tích tương ứng với chất thứ i có trong hỗn hợp. Ta định nghĩa thành phần thể tích như là tỉ số giữa thể tích riêng phần của thành phần đó (V_i) so với thể tích toàn bộ của hỗn hợp (V):

$$r_i = \frac{V_i}{V} \quad (1.45)$$

Từ (1.43), ta có: $V = \sum_{i=1}^n V_i$

$$\text{Như vậy: } \sum_{i=1}^n r_i = \frac{\sum_{i=1}^n V_i}{V} = 1$$

3. Biểu diễn theo số mol

Ta vẫn dùng ký hiệu r_i để chỉ thành phần mol vì thành phần mol và thành phần thể tích có giá trị bằng nhau. Theo định nghĩa, thành phần mol r_i là tỉ số giữa số kmol n_i của thành phần đó so với tổng số kmol n có trong hỗn hợp:

$$r_i = \frac{n_i}{n} \quad (1.46)$$

Ta có:

$$V_i = n_i \cdot v_{\mu i}$$

$$V = n \cdot v_{\mu}$$

Theo Avogadro thì $v_{\mu i} = v_{\mu}$ vì ở cùng điều kiện nhiệt độ và áp suất.

Do đó:

$$r_i = \frac{V_i}{V} = \frac{n_i \cdot v_{\mu i}}{n \cdot v_{\mu}} = \frac{n_i}{n}$$

Trên cơ sở định nghĩa các loại thành phần đã nêu, có thể thiết lập mối quan hệ giữa g_i và r_i . Ta có:

$$g_i = \frac{G_i}{G} = \frac{\mu_i \cdot n_i}{\mu \cdot n}$$

$$\text{Từ đó: } g_i = \frac{\mu_i r_i}{\mu} \quad (1.47a)$$

Ngoài ra:

$$r_i = \frac{n_i}{n} = \frac{n_i}{\sum_{i=1}^n n_i} = \frac{G_i / \mu_i}{\sum_{i=1}^n G_i / \mu_i}$$

$$r_i = \frac{G_i / (G \cdot \mu_i)}{\sum_{i=1}^n G_i / (G \cdot \mu_i)} = \frac{g_i / \mu_i}{\sum_{i=1}^n g_i / \mu_i} \quad (1.47b)$$

1.7.4. Xác định một số đại lượng đặc trưng của hỗn hợp

1. Khối lượng μ tương ứng với 1 kmol của hỗn hợp

Từ (1.47a) ta có:

$$\sum_{i=1}^n g_i = \sum_{i=1}^n \frac{\mu_i r_i}{\mu} = 1$$

Do đó:

$$\mu = \sum_{i=1}^n \mu_i r_i \quad (1.48a)$$

Ta cũng có:

$$\mu = \frac{G}{n} = \frac{G}{\sum_{i=1}^n n_i} = \frac{G}{\sum_{i=1}^n G_i / \mu_i}$$

Chia tử và mẫu số cho G , ta được:

$$\mu = \frac{1}{\sum_{i=1}^n g_i / \mu_i} \quad (1.48b)$$

2. Hằng số chất khí R của hỗn hợp

$$R = \frac{8314}{\mu} = \frac{8314}{\sum_{i=1}^n \mu_i r_i} = 8314 \cdot \sum_{i=1}^n g_i / \mu_i \quad (1.49a)$$

Từ (1.39), ta có:

$$\sum_{i=1}^n p_i = \sum_{i=1}^n \frac{G_i R_i T}{V} = p = \frac{GRT}{V}$$

Suy ra:

$$\sum_{i=1}^n G_i R_i = G \cdot R$$

Do đó:

$$R = \frac{\sum_{i=1}^n G_i R_i}{G} = \sum_{i=1}^n g_i R_i \quad (1.49b)$$

3. Thể tích riêng và khối lượng riêng của hỗn hợp

$$v = \frac{V}{G} = \frac{\sum_{i=1}^n V_i}{G} = \frac{1}{G} \sum_{i=1}^n \frac{G_i}{\rho_i}$$

$$v = \sum_{i=1}^n g_i / \rho_i \quad (1.50)$$

$$\rho = \frac{G}{V} = \frac{\sum_{i=1}^n G_i}{V} = \frac{1}{V} \cdot \sum_{i=1}^n V_i \cdot \rho_i$$

$$\rho = \sum_{i=1}^n r_i \cdot \rho_i \quad (1.51)$$

4. Phân áp suất của các thành phần

Trong thực tế, do có thể trực tiếp đo được áp suất của hỗn hợp p cho nên ta cần xây

dùng biểu thức tính phân áp suất p_i theo p . Ta có:

$$p_i V = G_i R_i T$$

$$p V = G R T$$

Do đó:

$$\frac{p_i}{p} = \frac{G_i R_i}{G R} \rightarrow p_i = p \cdot g_i \cdot \frac{R_i}{R} \quad (1.52a)$$

Ta đã biết: $R_\mu = R \cdot \mu = R_i \cdot \mu_i = 8314 \text{ J/kmol.độ}$

Do đó:

$$\frac{R_i}{R} = \frac{\mu}{\mu_i}$$

Suy ra:

$$p_i = p \cdot g_i \cdot \frac{\mu}{\mu_i} \quad (1.52b)$$

Ví dụ 1.5:

Khí thải từ buồng đốt của lò hơi trong phòng thí nghiệm có nhiệt độ là 227°C . Cho biết thành phần thể tích của các chất có trong khí thải như sau: 12,5% CO_2 , 4% O_2 , 83,5% N_2 . Nếu người ta làm nguội khí thải đến nhiệt độ 27°C theo quá trình đẳng áp ở $p=100\text{kPa}$ thì nhiệt lượng nhả ra là bao nhiêu? Xác định lượng biến đổi thể tích tương ứng. Cho biết nhiệt dung riêng đẳng áp trung bình của CO_2 , O_2 và N_2 trong khoảng nhiệt độ từ 27°C đến 227°C có giá trị lần lượt là: 0,855 kJ/kg.độ, 0,93 kJ/kg.độ và 1,048 kJ/kg.độ.

Giải:

Từ công thức (1.47a) ta có:

$$g_i = \frac{\mu_i r_i}{\mu} = \frac{\mu_i r_i}{\sum_{i=1}^n \mu_i r_i}$$

Từ đó:

$$g_{\text{CO}_2} = \frac{44 \cdot 0,125}{44 \cdot 0,125 + 32 \cdot 0,04 + 28 \cdot 0,835} = 0,18236$$

$$g_{\text{O}_2} = \frac{32 \cdot 0,04}{44 \cdot 0,125 + 32 \cdot 0,04 + 28 \cdot 0,835} = 0,04244$$

$$g_{\text{N}_2} = \frac{28 \cdot 0,835}{44 \cdot 0,125 + 32 \cdot 0,04 + 28 \cdot 0,835} = 0,7752$$

Nhiệt lượng do khí thải nhả ra sẽ bằng tổng các nhiệt lượng do từng thành phần nhả ra. Như vậy, cứ ứng với 1 kg khí thải, các thành phần lần lượt nhả ra các lượng nhiệt như sau:

- Do CO₂:

$$0,18236 \cdot 0,855 \cdot (227 - 27) = 31,183 \text{ kJ/kg}$$

- Do O₂:

$$0,04244 \cdot 0,93 \cdot (227 - 27) = 7,8938 \text{ kJ/kg}$$

- Do N₂:

$$0,7752 \cdot 1,048 \cdot (227 - 27) = 162,482 \text{ kJ/kg}$$

Do đó, nhiệt lượng do 1 kg khối thải nhả ra là:

$$q = 31,183 + 7,8938 + 162,482 = 201,558 \text{ kJ/kg}$$

Ta có:

$$\mu = \sum_{i=1}^n \mu_i r_i = 30,16 \text{ kg/kmol}$$

$$R = \frac{8314}{\mu} = \frac{8314}{30,16} = 275,66 \text{ J/kg.độ}$$

Thể tích riêng của khối thải lúc ban đầu là:

$$v_1 = \frac{RT_1}{P_1} = \frac{275,66 \cdot (227 + 273)}{100 \cdot 10^3} = 1,3783 \text{ m}^3 / \text{kg}$$

Thể tích riêng của khối thải sau khi làm nguội:

$$v_2 = \frac{RT_2}{P_2} = \frac{275,66 \cdot (227 + 273)}{100 \cdot 10^3} = 0,8269 \text{ m}^3 / \text{kg}$$

Như vậy, lượng biến đổi thể tích ứng với 1 kg khối thải là:

$$\Delta v = v_1 - v_2 = 1,3783 - 0,8269 = 0,5514 \text{ m}^3 / \text{kg}$$

Ví dụ 1.6:

Một hỗn hợp gồm có 0,1 kg CO₂, 0,18 kg CO và 0,2 kg N₂. Cho biết áp suất của hỗn hợp là 180 kPa. Xác định phân áp suất của từng thành phần.

Giải:

Ta có:

$$g_{\text{CO}_2} = \frac{0,1}{0,1 + 0,18 + 0,2} = 0,20833$$

$$g_{\text{CO}} = \frac{0,18}{0,1 + 0,18 + 0,2} = 0,375$$

$$g_{\text{N}_2} = \frac{0,2}{0,1 + 0,18 + 0,2} = 0,41666$$

Từ (1.49a):

$$\begin{aligned}
 R &= 8314 \cdot \sum_{i=1}^n g_i / \mu_i \\
 &= 8314 \left(\frac{0,20833}{44} + \frac{0,375}{28} + \frac{0,41666}{28} \right) \\
 &= 274,43 \text{ J/kg.độ}
 \end{aligned}$$

Như vậy, có thể sử dụng công thức (1.52a) để tính phân áp suất:

$$p_{\text{CO}_2} = 180 \cdot 0,20833 \cdot \frac{8314}{44 \cdot 274,43} = 25,819 \text{ kPa}$$

$$p_{\text{CO}} = 180 \cdot 0,375 \cdot \frac{8314}{28 \cdot 274,43} = 73,0338 \text{ kPa}$$

$$p_{\text{N}_2} = 180 \cdot 0,41666 \cdot \frac{8314}{28 \cdot 274,43} = 81,147 \text{ kPa}$$



Chương 2

ĐỊNH LUẬT NHIỆT ĐỘNG THỨ NHẤT VÀ CÁC QUÁ TRÌNH NHIỆT ĐỘNG CƠ BẢN CỦA KHÍ LÝ TƯỞNG

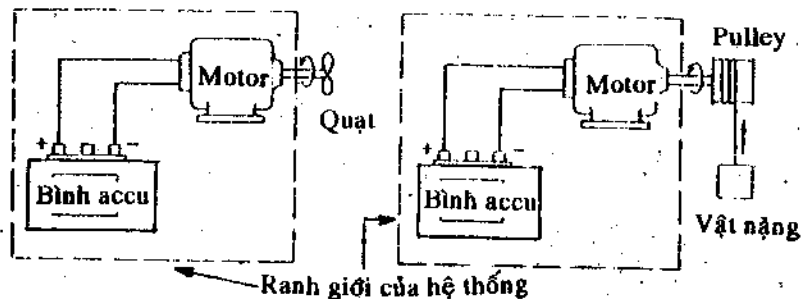
Như đã trình bày ở chương 1, các dạng năng lượng cơ bản tham gia vào các quá trình nhiệt động là công và nhiệt lượng. Nói một cách khác, *chính công và nhiệt lượng trao đổi giữa chất môi giới và môi trường là nguyên nhân cơ bản làm cho trạng thái của chất môi giới bị thay đổi*. Trong nhiệt động lực học, phương trình biểu diễn mối quan hệ giữa công, nhiệt lượng và các dạng năng lượng khác được gọi là định luật nhiệt động thứ nhất, đây là định luật về bảo toàn và biến hóa năng lượng trong phạm vi nhiệt động. Để vấn đề được sáng tỏ, định luật nhiệt động thứ nhất sẽ được trình bày thông qua 2 trường hợp là hệ kín và hệ hở. Trên cơ sở của định luật này, một số quá trình nhiệt động cơ bản với chất môi giới là khí lý tưởng sẽ được nghiên cứu.

§ 2.1. CÔNG

Trong phạm vi cơ học, công W được xem là tích số giữa lực F và đoạn đường dịch chuyển dx theo chiều tác động của lực, ta có:

$$W = \int_1^2 F \cdot dx \quad (2.1)$$

Định nghĩa này vẫn có giá trị trong phạm vi nhiệt động. Tuy nhiên, do khái niệm công trong nhiệt động lực học mang một nội dung bao quát hơn, cho nên nhất thiết phải xây dựng một định nghĩa khác. Người ta thống nhất chấp nhận định nghĩa sau: công do một hệ thống nhiệt động nào đó tạo ra là *lượng năng lượng đi qua bề mặt ranh giới có*



Hình 2.1

khả năng nâng cao một vật nào đó, đây là hiệu ứng duy nhất có thể xảy ra ở bên ngoài hệ thống khi môi trường tiếp nhận lượng năng lượng này.

Để minh họa định nghĩa nói trên, ta hãy khảo sát ví dụ sau. Giả sử ta có một hệ thống bao gồm bình accu và động cơ điện như mô tả ở hình 2.1a. Câu hỏi đặt ra là: có một lượng công nào đi qua bề mặt ranh giới hay không? Để trả lời câu hỏi này, ta thay thế quạt gắn ở trục động cơ (hình 2.1a) bằng một pulley và vật nặng như mô tả ở hình 2.1b. Rõ ràng, khi động cơ quay thì ta thấy vật nặng sẽ được kéo lên, đây là hiệu ứng duy nhất đối với môi trường bên ngoài. Ta nói, đã có một lượng năng lượng- mà ta gọi là công- trao đổi giữa hệ thống và môi trường thông qua bề mặt ranh giới.

Cần lưu ý, khái niệm công trong trường hợp này chỉ dùng để “nâng cao một vật nặng nào đó” mà không tính đến các dạng năng lượng trao đổi khác kèm theo. Như vậy, bất kỳ một lượng năng lượng nào- về nguyên tắc- có khả năng chuyển đổi thành công cơ học không có tổn thất đều nằm trong khái niệm công của nhiệt động lực học.

Trong hệ SI, đơn vị của công là $N \cdot m = J$, và từ đó, tất nhiên có thể sử dụng kJ hoặc kcal. Nếu tính trong một đơn vị thời gian, có thể dùng đơn vị W hay kW. Trong hệ Imperial System, đơn vị của công thường được dùng là ft.lbf.

Cần nói rõ điều này, công không phải là thông số trạng thái, do đó không thể nói tại một trạng thái nào đó công có giá trị là bao nhiêu. Với định nghĩa đã nêu, rõ ràng công là một đại lượng chỉ xuất hiện khi chất môi giới tiến hành một quá trình nào đó, hay- nói chung- khi có một sự biến đổi nhất định của hệ. Qui ước về dấu của công đã được trình bày trong phần 1.2.3.

Từ những điều đã trình bày ở trên, có thể thấy rằng công trao đổi giữa hệ thống và môi trường- một cách tổng quát- có thể được thể hiện ở nhiều dạng khác nhau: công do sự thay đổi thể tích của hệ thống, công do sự quay của trục, công xuất phát từ nguồn điện hay do tác động của từ trường, công do ứng suất của bề mặt, ...

2.1.1. Công giãn nở hay công nén trong hệ thống kín

Đây là trường hợp mà - dưới tác động của áp suất chất môi giới - bề mặt ranh giới sẽ bị dịch chuyển. Trong trường hợp này, nếu sự dịch chuyển của bề mặt ranh giới làm tăng thể tích của chất môi giới thì ta gọi công tương ứng là công giãn nở, ngược lại thì ta gọi là công nén. Tuy nhiên, về mặt bản chất, 2 loại công này đều như nhau vì đều làm thay đổi thể tích của khối chất môi giới đang khảo sát. Do vậy, có thể gọi cả 2 loại công đã nói bằng tên chung là công do sự thay đổi thể tích W_{tt} .

Khảo sát một hệ thống kín như mô tả ở hình 2.2. Gọi:

A- tiết diện của piston

p- áp suất của chất môi giới

V- thể tích của chất môi giới

Như vậy, lực tác động lên bề mặt piston là $p \cdot A$. Khi piston di chuyển một đoạn dx , công tạo nên bởi hệ thống là:

$$\delta W_{tt} = p \cdot A \cdot dx \quad (2.2a)$$

Tích số $A \cdot dx$ trong phương trình (2.2a) chính là lượng biến đổi thể tích dV , như vậy:

$$\delta W_{tt} = p \cdot dV \quad (2.2b)$$

Công thức (2.2b) chỉ được ứng dụng khi quá trình có tính thuận nghịch.

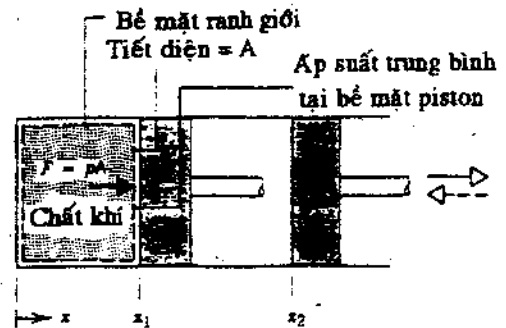
Nếu thể tích chất môi giới biến đổi từ V_1 đến V_2 , lượng công W_{tt} tương ứng được tính bằng công thức sau:

$$W_{tt} = \int_{V_1}^{V_2} p \cdot dV \quad (2.2c)$$

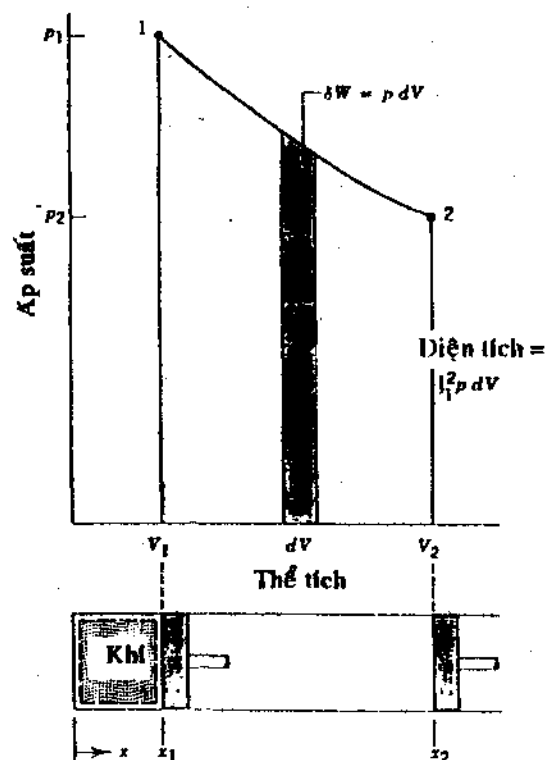
Mặc dù công thức (2.2c) được thiết lập trên cơ sở hệ thống cylinder-piston ở hình 2.2, rõ ràng là có thể áp dụng công thức đó cho bất kỳ một hệ thống kín nào khi áp suất tác động lên bề mặt chuyển động có giá trị đồng đều nhau.

Để có thể lấy được tích phân ở công thức (2.2c), cần phải biết mối liên quan giữa áp suất chất môi giới ngay tại bề mặt ranh giới bị dịch chuyển và thể tích của khối chất môi giới đang khảo sát. Trong thực tế, mối liên hệ đó rất khó xác định, hoặc không thể nào xác định được. Do vậy, trong mọi trường hợp ta xem như áp suất chất môi giới có giá trị đồng đều trong toàn hệ thống và là giá trị đo được tại một vị trí thuận tiện nào đó bên trong hệ thống. Giả thiết đã nói có thể được chấp nhận nếu quá trình nén hay giãn nở diễn ra ở điều kiện lý tưởng, vô cùng chậm, độ chênh lệch về lực tác động lên bề mặt ranh giới giữa bên trong và bên ngoài hệ thống là vô cùng nhỏ. Ta có thể gọi quá trình như vậy là quá trình thuận nghịch. Hình 2.3 trình bày mối quan hệ áp suất-thể tích trên đồ thị p-V. Đầu tiên, khi piston ở tại vị trí $x = x_1$ thì áp suất bên trong cylinder là p_1 . Khi $x = x_2$ thì áp suất giảm đến giá trị p_2 . Tại những vị trí trung gian, áp suất tại mọi điểm trong hệ thống có giá trị đồng đều nhau và được biểu diễn bằng 1 điểm tương ứng trên đường cong của quá trình.

Rõ ràng, có thể biểu diễn giá trị công tính theo công thức (2.2c) bằng diện tích giới hạn bởi đường quá trình, trục hoành và 2 đường thẳng đứng đi qua điểm 1 và điểm 2 (xem hình 2.3)



Hình 2.2. Xác định công do sự thay đổi thể tích trong hệ thống kín



Hình 2.3. Công do thay đổi thể tích trên đồ thị p-V ứng với quá trình thuận nghịch

Ta viết:

$$W_{tt} = dt12V_2V_11$$

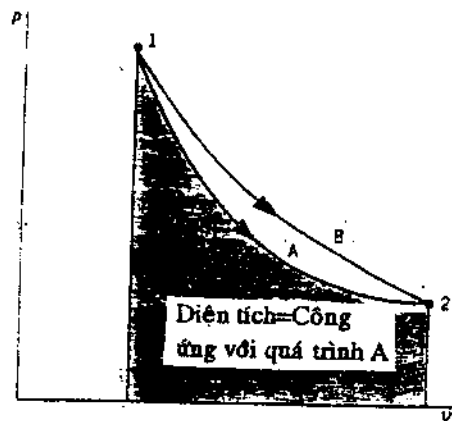
Cũng từ điều này, ta thấy công do sự thay đổi thể tích không chỉ phụ thuộc vào trạng thái đầu và trạng thái cuối mà còn phụ thuộc vào đặc điểm, hình dáng của quá trình đó.

Trên hình 2.4, các quá trình A và B có trạng thái đầu và cuối trùng nhau, tuy nhiên vì là 2 quá trình không giống nhau cho nên các giá trị công tương ứng cũng khác nhau.

Nếu khối lượng chất môi giới trong hệ thống kín đang khảo sát là 1 kg, ta có thể viết lại công thức (2.2c) ở dạng sau:

$$w_{tt} = \int_1^2 p dv$$

(2.2d)

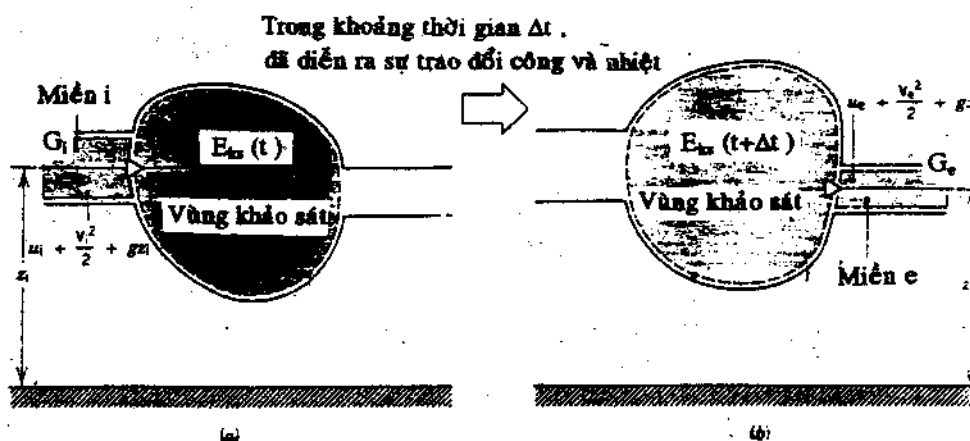


Hình 2.4

2.1.2. Công trong hệ thống hở

Như đã trình bày trong phần 1.2.1, hệ thống nhiệt động hở là hệ thống mà chất môi giới có thể đi vào và đi ra khỏi hệ. Cụ thể, có thể coi các thiết bị như máy nén, turbine, quạt, ống tăng tốc, ... là các hệ thống nhiệt động hở.

Khảo sát hệ thống nhiệt động hở mô tả ở hình 2.5. Ta thấy, không giống như hệ thống kín, trong trường hợp này công sinh ra hay nhận vào đều có liên quan đến dòng chất môi giới chuyển động xuyên qua bề mặt ranh giới. Do vậy, để rõ ràng, ta nên chia khái niệm công tổng quát thành 2 phần riêng biệt:



Hình 2.5. Hệ thống nhiệt động hở

Thành phần thứ nhất: đây là thành phần công có liên hệ đến áp suất của chất môi giới tác động lên bề mặt ranh giới ở đầu vào và đầu ra của hệ. Ta gọi thành phần này là công lưu động W_{ld} .

Thành phần thứ hai: bao gồm tất cả những thành phần công còn lại. Ví dụ như công

có liên quan đến trục quay, công do sự chuyển dịch của bề mặt ranh giới, công do các hiệu ứng điện, từ và ứng suất bề mặt, ... Ta gọi thành phần công thứ hai này là công kỹ thuật $\dot{W}_{kt}$.

Như vậy, theo cách phân chia đã nêu, ta có:

$$\dot{W} = \dot{W}_{ld} + \dot{W}_{kt} \quad (2.3)$$

Đặt:

$p_i, A_i, \omega_i, \dot{G}_i$ và v_i - áp suất của chất môi giới, diện tích bề mặt ranh giới, tốc độ, lưu lượng khối lượng, và thể tích riêng của chất môi giới tại đầu vào của hệ.

$p_e, A_e, \omega_e, \dot{G}_e$ và v_e - áp suất của chất môi giới, diện tích bề mặt ranh giới, tốc độ, lưu lượng khối lượng, và thể tích riêng của chất môi giới tại đầu ra của hệ.

Ta có thể viết:

$$\begin{aligned} \dot{W}_{ld} &= (p_e A_e) \cdot \omega_e - (p_i A_i) \cdot \omega_i \\ \dot{W}_{ld} &= \dot{G}_e \cdot (p_e v_e) - \dot{G}_i (p_i v_i) \end{aligned} \quad (2.4)$$

Trong trường hợp hệ thống chỉ có 1 đầu ra, 1 đầu vào và hoạt động ở chế độ ổn định, ta thấy $\dot{G}_i = \dot{G}_e$. Nếu viết lại phương trình (2.3) ứng với lưu lượng khối lượng là 1 kg trên một đơn vị thời gian, ta có:

$$w_{ld} = p_e v_e - p_i v_i \quad (2.5)$$

Ở mục §2.4 và §3.9 ta sẽ trình bày rõ cách xác định công kỹ thuật. Tuy nhiên, đối với các hệ thống hở như bơm, quạt, máy nén, turbine, ... thì thành phần cơ bản của $\dot{W}_{kt}$ là phần công có liên quan đến trục quay của hệ. Trong khi đó, ở các hệ thống hở không có trục quay, ví dụ như ở ống tăng tốc, thành phần $\dot{W}_{kt}$ có thể được xem bằng không.

Ví dụ 2.1:

Một hệ thống xy lanh-piston có thể tích lúc ban đầu là $0,1 \text{ m}^3$ và đang chứa một chất khí ở áp suất 3 bar. Xác định công giãn nở tạo ra bởi hệ thống nếu chất khí trong xy lanh được cho biến đổi trạng thái theo quá trình có $pV^n = \text{const}$ ứng với 3 trường hợp sau:

a- $n = 1,5$

b- $n = 1$

c- $n = 0$

Trong cả 3 trường hợp, cho biết thể tích của hệ thống ở cuối quá trình là $0,2 \text{ m}^3$.

Giải:

Đây là trường hợp đã trình bày ở phần 2.1.1, ta sẽ sử dụng công thức (2.2c) để xác định công giãn nở.

a- khi $n = 1,5$

Ta có:
$$W_{tt} = \int_{V_1}^{V_2} p dV$$

Do: $p_1 V_1^n = p_2 V_2^n = p V^n = \text{const}$, cho nên ta có thể viết:

$$W_{tt} = p_1 V_1^n \int_{V_1}^{V_2} \frac{dV}{V^n}$$

Lấy tích phân, ta được:

$$W_{tt} = p_1 V_1^n \cdot \left[\frac{V_2^{1-n} - V_1^{1-n}}{1-n} \right]$$

$$\text{Rút gọn: } W_{tt} = \frac{p_2 V_2^n \cdot V_2^{1-n} - p_1 V_1^n \cdot V_1^{1-n}}{1-n} = \frac{p_2 V_2 - p_1 V_1}{1-n}$$

$$\text{Ta tính được: } p_2 = p_1 \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^n = 3 \cdot \left(\frac{0,1}{0,2} \right)^{1,5} = 1,06 \text{ bar}$$

Kết quả:

$$W_{tt} = \frac{1,06 \cdot 10^5 \cdot 0,2 - 3 \cdot 10^5 \cdot 0,1}{1 - 1,5} = 17600 \text{ J}$$

$$W_{tt} = 17,6 \text{ kJ}$$

b- Khi $n = 1$

$$\text{Từ công thức: } W_{tt} = \int_{V_1}^{V_2} p dV$$

Ta có:

$$W_{tt} = p_1 V_1 \int_{V_1}^{V_2} \frac{dV}{V} = p_1 V_1 \ln \frac{V_2}{V_1}$$

$$W_{tt} = 3 \cdot 10^5 \cdot 0,1 \cdot \ln \frac{0,2}{0,1} = 20794,4 \text{ J}$$

$$= 20,7944 \text{ kJ}$$

c- Khi $n = 0$

Đây là quá trình đẳng áp: $p = \text{const}$

$$\text{Ta có: } W_{tt} = \int_{V_1}^{V_2} p dV = p(V_2 - V_1)$$

$$= 3 \cdot 10^5 \cdot (0,2 - 0,1) = 30000 \text{ J}$$

$$= 30 \text{ kJ}$$

§ 2.2. NHIỆT LƯỢNG

Khái niệm nhiệt lượng dùng trong nhiệt động lực học mang một nội dung hơi khác so với khái niệm nhiệt lượng trong phạm vi thông thường. Nhiệt lượng trong nhiệt động lực học không hàm ý chỉ bất cứ thành phần năng lượng nào của hệ tại một trạng thái xác định. Ta không thể nói, tại một trạng thái nào đó nhiệt lượng của hệ là bao nhiêu. Cần thấy rõ, nhiệt lượng chỉ có thể xuất hiện khi chất môi giới tiến hành một quá trình, *nhiệt lượng là lượng năng lượng đi xuyên qua bề mặt ranh giới khi giữa chất môi giới và môi trường có sự chênh lệch nhiệt độ*. Quy ước về dấu của nhiệt lượng đã được trình bày trong phần 1.2.3.

Như đã nói, *khái niệm nhiệt lượng tại một trạng thái là hoàn toàn vô nghĩa*, chính vì vậy tuyệt đối không được viết $\Delta Q = Q_2 - Q_1$ để thể hiện nhiệt lượng trao đổi khi chất môi giới tiến hành quá trình từ 1 đến 2. Đơn vị đo nhiệt lượng thường được dùng là kJ, kcal hay Btu. Nếu nhiệt lượng được tính theo đơn vị thời gian thì thứ nguyên có thể là kW, kcal/h hay Btu/h. Để làm sáng tỏ những điều đã nói về khái niệm nhiệt lượng trong nhiệt động lực học, ta hãy khảo sát ví dụ được trình bày dưới đây.

Giả sử ta có khối đồng ở nhiệt độ t_1 và một lượng nước ở nhiệt độ $t_2 < t_1$. Ta không thể nói ở trạng thái đó nhiệt lượng có trong khối đồng là bao nhiêu. Bây giờ, nếu thả khối đồng vào nước, ta thấy nhiệt độ của khối đồng giảm xuống còn nhiệt độ của khối nước tăng lên. Trong quá trình này, tồn tại khái niệm nhiệt lượng. Về mặt trị số, lượng nhiệt đó bằng nhiệt lượng do khối đồng nhả ra hay bằng nhiệt lượng do nước nhận vào. Rõ ràng, lượng nhiệt trao đổi đó chỉ xuất hiện khi có độ chênh lệch về nhiệt độ giữa khối đồng và nước. Khi khối đồng và nước đạt đến trạng thái cân bằng nhiệt, khái niệm nhiệt lượng không còn nữa.

2.2.1. Tính nhiệt lượng theo sự thay đổi entropi

Như đã nói ở phần 1.4.6, nếu quá trình khảo sát có tính thuận nghịch, từ (1.26a) ta có thể viết:

$$\delta q = T \cdot ds$$

Khi quá trình là hữu hạn và đi từ 1 đến 2, nhiệt lượng q trao đổi trong quá trình đó ứng với 1 kg chất môi giới được tính như sau:

$$q = \int_1^2 T \cdot ds \quad (2.6)$$

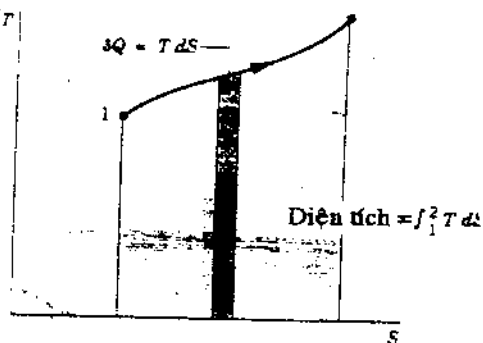
Từ biểu thức (2.6), ta thấy có thể biểu diễn nhiệt lượng q bằng một diện tích tương ứng trên đồ thị T-s. Hình 2.6 minh họa diện tích đó, ta thấy rõ diện tích đó được xác định bởi đường biểu diễn quá trình, trục hoành và 2 đường song song với trục tung đi qua điểm 1 và điểm 2. Cần lưu ý:

- Nhiệt độ sử dụng trong công thức (2.6) phải là Kelvin (hay Rankine).
- Không dùng phương pháp này để xác định nhiệt lượng trao đổi trong các quá trình không thuận nghịch.

Từ hình 2.6, ta thấy nhiệt lượng trao đổi không chỉ phụ thuộc vào điểm đầu và điểm

cuối mà còn phụ thuộc vào đặc điểm và hình dáng của quá trình. Rõ ràng, nếu một quá trình bất kỳ khác có cùng điểm đầu 1 và điểm cuối 2, ta thấy phần diện tích tương ứng sẽ có giá trị khác.

Ưu điểm của phương pháp này là có thể so sánh được các giá trị nhiệt lượng trao đổi ngay trên đồ thị. Tuy nhiên, nhược điểm của phương pháp này là phạm vi sử dụng hạn chế và gặp nhiều khó khăn khi lấy tích phân (2.6).



Hình 2.6.

2.2.2. Tính nhiệt lượng theo sự thay đổi nhiệt độ

Khi có sự trao đổi nhiệt lượng giữa chất môi giới và môi trường, trong khá nhiều trường hợp, nhiệt độ của chất môi giới có thể bị biến đổi. Ở những trường hợp như vậy, việc xác định nhiệt lượng trao đổi trong một quá trình thuận nghịch vô cùng bé có thể được tính bằng công thức sau:

$$\delta q = c \cdot dt \quad (2.7)$$

Ở đây:

δq - nhiệt lượng trao đổi giữa chất môi giới và môi trường trong quá trình vô cùng bé đang khảo sát.

c - nhiệt dung riêng của chất môi giới.

dt - lượng biến đổi nhiệt độ trong quá trình vô cùng bé đó.

Phương pháp tính nhiệt lượng theo sự thay đổi nhiệt độ đặc biệt thích hợp cho các trường hợp mà chất môi giới là thể khí. Tất nhiên, có thể ứng dụng phương pháp này cho các chất thuần khiết nói chung. Tuy nhiên, ở những trường hợp đó, do sự phụ thuộc của nhiệt dung riêng vào các thông số khác khá nhiều nên người ta thường áp dụng phương pháp tính theo entanpi.

Từ công thức (2.7), ta thấy vấn đề then chốt cần phải giải quyết là xác định cho được nhiệt dung riêng c . Theo định nghĩa, nhiệt dung riêng là nhiệt lượng cần thiết để làm cho một đơn vị chất môi giới biến đổi 1 độ theo một quá trình nào đó. Phụ thuộc vào đặc điểm của quá trình và đơn vị đo lường mà ta có các loại nhiệt dung riêng sau:

- Nhiệt dung riêng khối lượng đẳng áp c_p
- Nhiệt dung riêng khối lượng đẳng tích c_v
- Nhiệt dung riêng thể tích đẳng áp c'_p
- Nhiệt dung riêng thể tích đẳng tích c'_v
- Nhiệt dung riêng mol đẳng áp $(\mu c)_p$
- Nhiệt dung riêng mol đẳng tích $(\mu c)_v$

Một cách tổng quát, c_v là hàm số của v và T (hay p và T), còn c_p là hàm số của p và T (hay v và T). Ta có:

$$c_v = \left(\frac{\partial u}{\partial T} \right)_v \quad (2.8a)$$

$$c_p = \left(\frac{\partial i}{\partial T} \right)_p \quad (2.8b)$$

Trong trường hợp của khí lý tưởng, do nội năng và entanpi chỉ phụ thuộc vào nhiệt độ cho nên c_v và c_p cũng chỉ phụ thuộc vào nhiệt độ:

$$c_v(T) = \frac{du}{dT} \quad (2.9a)$$

$$c_p(T) = \frac{di}{dT} \quad (2.9b)$$

Từ phương trình xác định entanpi, trong trường hợp khí lý tưởng ta viết được:

$$\frac{di}{dT} = \frac{du}{dT} + R \quad (2.10)$$

Như vậy:

$$c_p(T) = c_v(T) + R \quad (2.11)$$

Do $(\mu c)_p = \mu c_p$ cho nên ta cũng có thể viết:

$$(\mu c)_p = (\mu c)_v + R_\mu \quad (2.12)$$

Các phương trình (2.11) và (2.12) được gọi là công thức Mayer của khí lý tưởng. Nhận xét, ta thấy c_p luôn luôn lớn hơn c_v .

Đặt:

$$k = \frac{c_p}{c_v} = \frac{(\mu c)_p}{(\mu c)_v} \quad (2.13)$$

Rõ ràng, trong trường hợp của khí lý tưởng thì k cũng chỉ phụ thuộc vào nhiệt độ. Ta gọi k là số mũ đoạn nhiệt. Kết hợp (2.11) và (2.13), ta có:

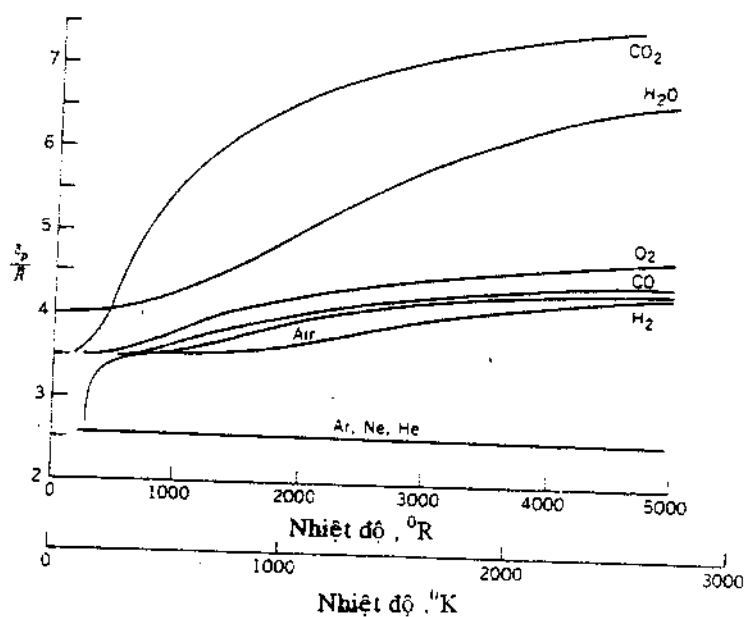
$$c_p(T) = \frac{kR}{k-1} \quad (2.14a)$$

$$c_v(T) = \frac{R}{k-1} \quad (2.14b)$$

Như vậy, về mặt nguyên tắc, ta thấy nhiệt dung riêng của khí lý tưởng có chịu ảnh hưởng của nhiệt độ. Mỗi quan hệ đó có thể được biểu diễn ở dạng phương trình hay đồ thị. Hình 2.7 trình bày mối quan hệ giữa $(\mu c)_p / R_\mu$ và nhiệt độ của một vài trường hợp mà ta có thể xem là khí lý tưởng. Trong khi đó, biểu thức (2.15) biểu diễn mối quan hệ đó ở dạng phương trình.

$$\frac{(\mu c)_p}{R_\mu} = a + b.T + c.T^2 + d.T^3 + e.T^4 \quad (2.15)$$

Các hệ số a, b, c, d, e của một số chất khí cụ thể được cho trong bảng 2.1. Trong (2.15), đơn vị của T là độ Kelvin. Phương trình này khá chính xác khi nhiệt độ biến đổi trong phạm vi từ 300°K đến 1000°K.



Hình 2-7. Mối quan hệ giữa $\frac{(\mu c)_p}{R_u}$ và nhiệt độ

Với mục đích bổ sung số liệu, bảng 2.2 trình bày nhiệt dung riêng khối lượng c_p , c_v và số mũ đoạn nhiệt k của một vài trường hợp. Trong bảng này, nhiệt dung riêng có đơn vị kJ/kg.K, còn nhiệt độ có đơn vị là °K.

Bảng 2.1

Loại chất khí	a	b.10 ³	c.10 ⁶	d.10 ⁹	e.10 ¹²
CO	3,710	-1,619	3,692	-2,032	0,240
CO ₂	2,401	8,735	-6,607	2,002	0
H ₂	3,057	2,677	-5,810	5,521	-1,812
H ₂ O	4,070	-1,108	4,152	-2,964	0,807
O ₂	3,626	-1,878	7,055	-6,764	2,156
N ₂	3,675	-1,208	2,324	-0,632	-0,226
Không khí	3,653	-1,337	3,294	-1,913	0,2763
SO ₂	3,267	5,324	0,684	-5,281	2,559
CH ₄	3,826	-3,979	24,558	-22,733	6,963
C ₂ H ₂	1,410	19,057	-24,501	16,391	-4,135
C ₂ H ₄	1,426	11,383	7,989	-16,254	6,749
Các khí 1 nguyên tử	2,5	0	0	0	0

Bảng 2.2

Nhiệt độ, °K	c_p	c_v	k	c_p	c_v	k	c_p	c_v	k	Nhiệt độ, °K
	Không khí			Nitrogen, N_2			Oxygen, O_2			
250	1,003	0,716	1,401	1,039	0,742	1,400	0,913	0,653	1,398	250
300	1,005	0,718	1,400	1,039	0,743	1,400	0,918	0,658	1,395	300
350	1,008	0,721	1,398	1,041	0,744	1,399	0,928	0,668	1,389	350
400	1,013	0,726	1,395	1,044	0,747	1,397	0,941	0,681	1,382	400
450	1,020	0,733	1,391	1,049	0,752	1,395	0,956	0,696	1,373	450
500	1,029	0,742	1,387	1,056	0,759	1,391	0,972	0,712	1,365	500
550	1,040	0,753	1,381	1,065	0,768	1,387	0,988	0,728	1,358	550
600	1,051	0,764	1,376	1,075	0,778	1,382	1,003	0,743	1,350	600
650	1,063	0,776	1,370	1,086	0,789	1,376	1,017	0,758	1,343	650
700	1,075	0,788	1,364	1,098	0,801	1,371	1,031	0,771	1,337	700
750	1,087	0,800	1,359	1,110	0,813	1,365	1,043	0,784	1,332	750
800	1,099	0,812	1,354	1,121	0,825	1,363	1,054	0,794	1,327	800
900	1,121	0,834	1,344	1,145	0,849	1,349	1,074	0,814	1,319	900
1000	1,142	0,855	1,336	1,167	0,870	1,341	1,090	0,830	1,313	1000
Nhiệt độ, °K	Carbon dioxide, CO_2			Carbon monoxide, CO			Hydrogen, H_2			Nhiệt độ, °K
	c_p	c_v	k	c_p	c_v	k	c_p	c_v	k	
250	0,791	0,602	1,314	1,039	0,743	1,400	14,051	9,927	1,416	250
300	0,846	0,657	1,288	1,040	0,744	1,399	14,307	10,183	1,405	300
350	0,895	0,706	1,268	1,043	0,746	1,398	14,427	10,302	1,400	350
400	0,939	0,750	1,252	1,047	0,751	1,395	14,476	10,352	1,398	400
450	0,978	0,790	1,239	1,054	0,757	1,392	14,501	10,377	1,398	450
500	1,014	0,825	1,229	1,063	0,767	1,387	14,513	10,389	1,397	500
550	1,046	0,857	1,220	1,075	0,778	1,382	14,530	10,405	1,396	550
600	1,075	0,886	1,213	1,087	0,790	1,376	14,546	10,422	1,396	600
650	1,102	0,913	1,207	1,100	0,803	1,370	14,571	10,447	1,395	650
700	1,126	0,937	1,202	1,113	0,816	1,364	14,604	10,480	1,394	700
750	1,148	0,959	1,197	1,126	0,829	1,358	14,645	10,521	1,392	750
800	1,169	0,980	1,193	1,139	0,842	1,353	14,695	10,570	1,390	800
900	1,204	1,015	1,186	1,163	0,866	1,343	14,822	10,698	1,385	900
1000	1,234	1,045	1,181	1,185	0,888	1,335	14,983	10,859	1,380	1000

Trong trường hợp mức độ chính xác yêu cầu không cao, có thể xem nhiệt dung riêng và số mũ đoạn nhiệt của khí lý tưởng là hằng số. Ở trường hợp này, người ta chia khí lý tưởng ra làm 3 nhóm:

- Nhóm 1 nguyên tử: bao gồm các khí như Ar, Ne, He, ...
- Nhóm 2 nguyên tử: bao gồm các khí như O_2 , N_2 , H_2 , CO, ... Không khí cũng được xem là khí lý tưởng 2 nguyên tử.
- Nhóm từ 3 nguyên tử trở lên: bao gồm các khí như CO_2 , SO_2 , CH_4 , C_2H_2 , C_2H_4 , ...

Bằng cách dùng mô hình Joule, từ (1.9d) ta có:

$$p \cdot v_\mu = \frac{1}{3} \mu \omega^2 = \frac{2}{3} \cdot \left(\frac{1}{2} \cdot \mu \omega^2 \right)$$

Vì nội năng của khí lý tưởng chỉ có 1 thành phần là nội động năng, ta có thể viết:
 $U = \frac{1}{2} \mu \omega^2$. Kết hợp với phương trình trạng thái của khí lý tưởng, ta có:

$$\frac{2}{3} U = R_\mu \cdot T$$

$$\text{Hay: } U = \frac{3}{2} \cdot R_\mu \cdot T \quad (2.16a)$$

$$\Delta U = \frac{3}{2} \cdot R_\mu \cdot \Delta T \quad (2.16b)$$

Từ (2.9a), lượng biến đổi nội năng ΔU ứng với 1 kmol khí lý tưởng được viết như sau:

$$\Delta U = (\mu c)_v \cdot \Delta T$$

Do đó:

$$(\mu c)_v = \frac{3}{2} R_\mu = \text{const} \quad (2.17)$$

Kết hợp với (2.12), ta có:

$$(\mu c)_p = \frac{3}{2} R_\mu + R_\mu = \frac{5}{2} R_\mu = \text{const} \quad (2.18)$$

Các kết quả $(\mu c)_v$ và $(\mu c)_p$ vừa xác định chỉ phù hợp với các khí lý tưởng loại 1 nguyên tử. Nếu sử dụng mô hình Clausius, các kết quả nhận được có thể dùng được cho cả khí lý tưởng loại 1 nguyên tử và 2 nguyên tử.

Trong trường hợp này, cần lưu ý đến khái niệm bậc tự do theo nguyên lý Equipartition of Energy của Clerk Maxwell. Nói chung, theo mô hình của Clausius ta có:

$$(\mu c)_v = \frac{3}{2} \beta \cdot R_\mu \quad (2.19)$$

Giá trị của β trong biểu thức (2.19) được xác định tùy theo loại khí lý tưởng:

- Khí lý tưởng 1 nguyên tử: $\beta = 1$

- Khí lý tưởng 2 nguyên tử: $\beta = \frac{5}{3}$

- Khí lý tưởng 3 nguyên tử trở lên: $\beta = 2$

Trên cơ sở các kết quả đã giới thiệu ở trên, bảng 2.3 trình bày các giá trị cụ thể của $(\mu c)_p$, $(\mu c)_v$ và k để dùng trong các phép tính không cần độ chính xác cao. Trong bảng này, các số liệu tương ứng ở trường hợp khí lý tưởng có 3 nguyên tử trở lên đã được hiệu chỉnh để tương đối phù hợp với các giá trị thực nghiệm.

Bảng 2.3

Khí lý tưởng	$(\mu c)_p$, kcal/kmol.độ	$(\mu c)_v$, kcal/kmol.độ	k
Loại có 1 nguyên tử	5	3	1,6
Loại có 2 nguyên tử	7	5	1,4
Loại có 3 nguyên tử trở lên	9	7	1,3

Khi giải quyết các bài toán thực tế, có nhiều trường hợp chất môi giới đang khảo sát là hỗn hợp của một số thành phần khác nhau. Thông thường, người ta chỉ biết nhiệt dung riêng của từng thành phần. Chính vì vậy, cần phải xây dựng công thức tính nhiệt dung riêng của hỗn hợp trên cơ sở nhiệt dung riêng của các thành phần đã biết. Cơ sở để xây dựng công thức này là, nhiệt lượng dùng để làm cho toàn bộ hỗn hợp biến đổi 1 độ bằng tổng nhiệt lượng dùng để làm cho mỗi chất khí thành phần biến đổi 1 độ.

Ta có:

$$c_v = g_1 c_{v_1} + g_2 c_{v_2} + \dots + g_n c_{v_n} = \sum_{i=1}^n g_i c_{v_i} \quad (2.20)$$

$$c_p = g_1 c_{p_1} + g_2 c_{p_2} + \dots + g_n c_{p_n} = \sum_{i=1}^n g_i c_{p_i} \quad (2.21)$$

$$c'_v = r_1 c'_{v_1} + r_2 c'_{v_2} + \dots + r_n c'_{v_n} = \sum_{i=1}^n r_i c'_{v_i} \quad (2.22)$$

$$c'_p = r_1 c'_{p_1} + r_2 c'_{p_2} + \dots + r_n c'_{p_n} = \sum_{i=1}^n r_i c'_{p_i} \quad (2.23)$$

$$(\mu c)_v = r_1 (\mu c)_{v_1} + r_2 (\mu c)_{v_2} + \dots + r_n (\mu c)_{v_n} = \sum_{i=1}^n r_i (\mu c)_{v_i} \quad (2.24)$$

$$(\mu c)_p = r_1 (\mu c)_{p_1} + r_2 (\mu c)_{p_2} + \dots + r_n (\mu c)_{p_n} = \sum_{i=1}^n r_i (\mu c)_{p_i} \quad (2.25)$$

Ở đây:

g_i - thành phần khối lượng

r_i - thành phần thể tích hay thành phần mol

Trong trường hợp nếu chất môi giới là khí thực, nhiệt dung riêng phụ thuộc đáng kể vào nhiệt độ và áp suất, lúc đó ta có:

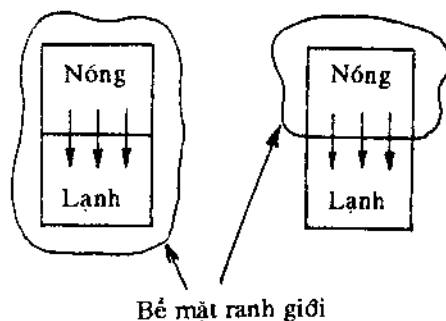
$$c_p - c_v > R \quad (2.26)$$

Ví dụ 2.2:

Hai vật có nhiệt độ khác nhau được cho tiếp xúc với nhau như mô tả ở hình 2.8. Có nhận xét gì về nhiệt lượng trao đổi giữa hệ thống và môi trường theo định nghĩa đã nêu ở mục §2.2.

Giải:

Ở hình 2.8a, ta thấy bề mặt ranh giới là lớp cách nhiệt bao phủ cả 2 vật nóng và lạnh. Như vậy, xem như hệ thống đang tồn tại ở tình trạng mất cân bằng. Lúc đó, năng lượng từ vật nóng hơn sẽ chuyển dần sang vật lạnh hơn, hệ thống sẽ từ từ giảm độ mất cân bằng để tiến đến trạng thái cân bằng. Ở trường hợp này, hoàn toàn không tồn tại khái niệm nhiệt lượng như đã trình bày ở mục §2.2 vì không có bất kỳ một lượng năng lượng nào đi xuyên qua bề mặt ranh giới.



Hình 2.8

Nếu bề mặt ranh giới được chọn như hình 2.8b, tức là hệ thống chỉ có vật nóng mà không chứa vật lạnh, lúc đó ta thấy có một lượng năng lượng chuyển từ vật nóng sang vật lạnh thông qua bề mặt ranh giới do sự chênh lệch nhiệt độ, ta gọi lượng năng lượng đó là nhiệt lượng.

Ví dụ 2.3:

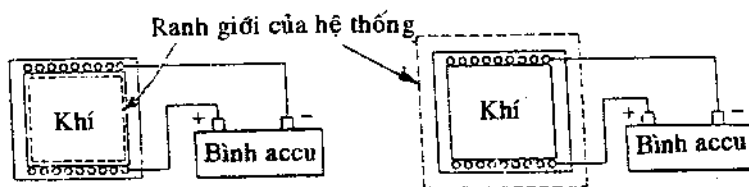
Nêu các điểm giống nhau và khác nhau giữa công và nhiệt lượng.

Giải:

Những điểm giống nhau giữa công và nhiệt lượng:

- Là những đại lượng xuất hiện khi chất môi giới tiến hành một quá trình. Tại một trạng thái cụ thể thì không tồn tại khái niệm công và nhiệt lượng.
- Là những đại lượng chịu ảnh hưởng của đặc điểm và hình dáng của quá trình.
- Là những dạng năng lượng cơ bản trao đổi giữa chất môi giới và môi trường xuyên qua bề mặt ranh giới.

Về sự khác nhau giữa công và nhiệt lượng, có thể tham khảo ví dụ ở hình 2.9. Trong



Hình 2.9. Sự khác nhau giữa công và nhiệt lượng

ví dụ này, ta thấy có một bình kín chứa khí, ở bên ngoài bình người ta quấn dây điện trở và dùng accu để cung cấp điện cho dây điện trở này.

Trong trường hợp của hình 2.9a, xem như bề mặt ranh giới chỉ bao bọc chất khí. Như vậy, do có sự chênh lệch nhiệt độ giữa bề mặt của bình và chất khí bên trong bình, ta gọi lượng năng lượng đi xuyên qua bề mặt ranh giới để vào trong bình là nhiệt lượng.

Ở hình 2.9b, ta coi như hệ thống khảo sát bao gồm cả bình có chứa khí và dây điện trở. Trong trường hợp này, lượng năng lượng đi qua bề mặt ranh giới được gọi là công.

Ví dụ 2.4:

Một bình kín có thể tích $V = 300$ lít chứa không khí ở áp suất 3 at và nhiệt độ 20°C . Hỏi cần phải cung cấp một nhiệt lượng là bao nhiêu để nhiệt độ không khí trong bình đạt đến giá trị 120°C . Cho biết có thể coi nhiệt dung riêng của không khí là hằng số.

Giải:

Khối lượng của không khí chứa trong bình

$$G = \frac{pV}{RT} = \frac{3.0,981.10^5.0,328,97}{8314,293}$$

$$= 1,05 \text{ kg}$$

Từ bảng 2.3, vì không khí được xem là khí lý tưởng 2 nguyên tử nên ta có:

$$(uc)_v = 5 \text{ kcal/kmol.độ}$$

Do đó:

$$c_v = \frac{5}{28,97} = 0,1726 \text{ kcal/kg.độ}$$

Như vậy, nhiệt lượng cần phải cung cấp là:

$$Q = G \cdot c_v \cdot \Delta T = 1,05 \cdot 0,1726 \cdot (120 - 20)$$

$$= 18,123 \text{ kcal}$$

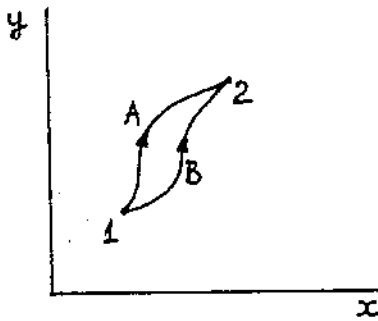
§ 2.3. ĐỊNH LUẬT NHIỆT ĐỘNG THỨ NHẤT VIẾT CHO HỆ KÍN

Khảo sát các quá trình ở hình 2.10. Giả sử quá trình A có tính đoạn nhiệt và quá trình B là quá trình không đoạn nhiệt bất kỳ. Ta thấy, khi chất môi giới trong hệ thống kín ở hình 2.11 tiến hành quá trình đoạn nhiệt A, giữa chất môi giới và môi trường không có trao đổi nhiệt mà chỉ có thể có trao đổi năng lượng ở dạng công mà thôi. Trong trường hợp này, nếu gọi E_1 và E_2 là năng lượng tổng của hệ thống ở đầu và cuối quá trình, ta có thể viết:

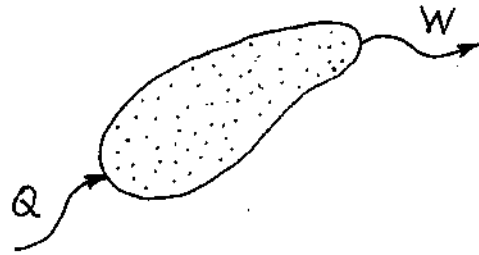
$$E_2 - E_1 = - W_A$$

Khi chất môi giới tiến hành quá trình không đoạn nhiệt bất kỳ B, năng lượng trao đổi giữa chất môi giới và môi trường có thể ở cả dạng công và nhiệt lượng. Do quá trình A và B có cùng điểm đầu và điểm cuối cho nên lượng biến đổi năng lượng tổng của hệ ứng với 2 quá trình đều có giá trị như nhau. Ta có:

$$E_2 - E_1 = - W_B + Q$$



Hình 2.10



Hình 2.11

Như vậy, trên cơ sở định luật bảo toàn năng lượng, khi hệ thống kín nhận nhiệt lượng Q thì lượng nhiệt đó phải bằng lượng biến đổi năng lượng tổng của hệ cộng với công sinh ra:

$$Q = E_2 - E_1 + W \quad (2.27)$$

Trong các hệ nhiệt động kín, do sự thay đổi các thành phần động năng và thế năng của hệ thông thường không đáng kể, cho nên phương trình (2.27) có thể được viết lại như sau:

$$Q = U_2 - U_1 + W \quad (2.28)$$

Các công thức (2.27) và (2.28) được gọi là phương trình định luật nhiệt động thứ nhất viết cho hệ kín. Có thể sử dụng các công thức này cho quá trình thuận nghịch hay không thuận nghịch. Ta còn gọi đó là phương trình năng lượng khi không có dòng chuyển động (Non-Flow Energy Equation). Cần lưu ý, trong trường hợp tổng quát, ký hiệu W trong (2.27) và (2.28) biểu diễn tất cả các loại công có thể có. Tuy nhiên, ở trường hợp của hệ kín, trong khá nhiều bài toán ta thường thấy W thể hiện công do sự thay đổi thể tích.

Khi quá trình khảo sát có tính thuận nghịch, có thể viết lại phương trình (2.28) ở dạng ứng với một biến đổi vô cùng bé của chất môi giới (khối lượng chất môi giới là 1 kg) như sau:

$$\delta q = du + \delta w \quad (2.29)$$

Trong trường hợp này, do có thể xem $\delta w = p dv$ và $\delta q = T ds$ cho nên $T ds = du + p dv$. Điều này cho thấy, khi quá trình có tính thuận nghịch, có thể biểu diễn nhiệt lượng thành hàm số của các thông số trạng thái khác.

Nếu muốn biểu diễn phương trình cân bằng năng lượng theo thời gian, ta viết như sau:

$$\frac{Q}{\Delta t} = \frac{\Delta U}{\Delta t} + \frac{W}{\Delta t}$$

Khi cho lượng biến đổi thời gian $\Delta t \rightarrow 0$, ta có:

$$\lim_{\Delta t \rightarrow 0} \left(\frac{Q}{\Delta t} \right) = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \left(\frac{\Delta U}{\Delta t} \right) + \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \left(\frac{W}{\Delta t} \right)$$

Tại một thời điểm nào đó, ta có thể viết:

$$\dot{Q} = \frac{dU}{dt} + \dot{W} \quad (2.30)$$

Trong các công thức (2.27), (2.28), (2.29) và (2.30), các ký hiệu có ý nghĩa như sau:

$\dot{Q}$ và $\dot{W}$ - lượng nhiệt và công trao đổi giữa chất môi giới và môi trường ứng với quá trình đang khảo sát.

U_1, U_2 - nội năng của hệ tại đầu và cuối quá trình.

$\delta q, \delta w$ - lượng nhiệt và công trao đổi giữa chất môi giới và môi trường trong quá trình vô cùng bé đang khảo sát.

du - lượng biến đổi nội năng của hệ trong quá trình vô cùng bé.

$\dot{Q}$ và $\dot{W}$ - lượng nhiệt và công trao đổi tính theo đơn vị thời gian. Từ (2.29), khi chất môi giới tiến hành một chu trình, ta có thể viết:

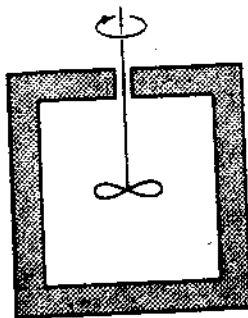
$$J \oint \delta q = \oint \delta w \quad (2.31)$$

Phương trình (2.31) chỉ ra rằng, khi chất môi giới trong hệ thống kín tiến hành một chu trình, lượng nhiệt và công trao đổi giữa hệ thống và môi trường sẽ tỉ lệ với nhau. Ta gọi hệ số tỉ lệ J trong biểu thức (2.31) là đương lượng công của nhiệt. Phụ thuộc vào đơn vị của công và nhiệt lượng được dùng mà J sẽ có giá trị xác định cụ thể. Nếu đơn vị của công và nhiệt lượng giống nhau thì $J = 1$.

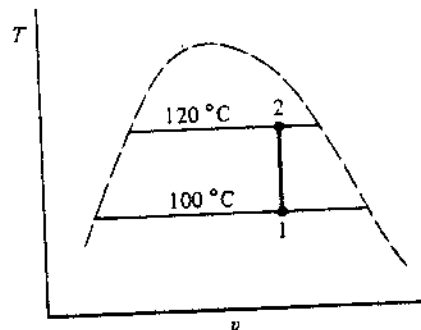
Phương trình (2.31) được xem là dạng phát biểu tổng quát nhất về định luật nhiệt động thứ nhất. Từ (2.28), ta thấy khi chất môi giới tiến hành một quá trình nào đó, nếu lượng công và nhiệt trao đổi giữa chất môi giới và môi trường không cân bằng nhau thì nhất định năng lượng của hệ sẽ bị biến đổi, cụ thể là nội năng của hệ sẽ tăng hay giảm. Như đã nói, nội năng là thông số trạng thái, do đó lượng biến đổi nội năng chỉ phụ thuộc vào trạng thái đầu và cuối của quá trình mà không phụ thuộc vào đặc điểm của quá trình.

Ví dụ 2.5:

Một bình có thể tích 1 m^3 chứa đầy nước ở áp suất khí quyển. Sau một thời gian dùng máy khuấy để khuấy nước, người ta thấy nhiệt độ của nước tăng từ 40°C đến 80°C . Giả sử bỏ qua nhiệt lượng trao đổi giữa nước và môi trường, xác định lượng công cung cấp bởi máy khuấy. Cho biết nội năng của nước ở 40°C và 80°C lần lượt có giá trị là $167,4 \text{ kJ/kg}$ và 251 kJ/kg .



(a)



(b)

Hình 2.12

Giải:

Trong trường hợp này hệ khảo sát có thể được coi là loại kín. Từ công thức (2.28) ta có:

$$W = Q - (U_2 - U_1)$$

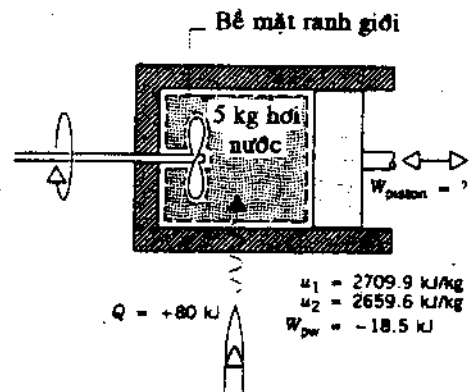
Ký hiệu W ở trên biểu diễn công cung cấp bởi máy khuấy. Ngoài thành phần này, ký hiệu W không chứa đựng bất kỳ loại công nào khác (ở ví dụ này). Do bỏ qua lượng nhiệt trao đổi cho nên $Q = 0$, từ đó:

$$\begin{aligned} W &= U_1 - U_2 \\ &= 100 \cdot (167,4 - 251) \\ &= -83600 \text{ kJ} \end{aligned}$$

Kết quả, lượng công cung cấp bởi máy khuấy có giá trị là 83600 kJ, lượng công W mang dấu trừ vì là công nhận vào.

Ví dụ 2.6:

Một hệ thống xylanh-piston có sơ đồ mô tả ở hình 2.13. Cho biết bên trong xylanh có chứa 5 kg hơi nước và đang thực hiện quá trình giãn nở từ trạng thái 1 đến trạng thái 2. Trong quá trình đó người ta cấp thêm vào hệ thống một nhiệt lượng là 80 kJ, đồng thời - thông qua máy khuấy - người ta cấp cho hệ một công là 18,5 kJ. Xác định công tạo ra bởi hệ thống qua sự chuyển động của piston. Cho biết nội năng của nước tại trạng thái 1 và 2 là 2709,9 kJ/kg và 2659,6 kJ/kg.



Hình 2.13

Giải:

Trong trường hợp này, ký hiệu W trong công thức (2.28) gồm có 2 thành phần:

- Công do máy khuấy cấp vào hệ thống, W_1 .
- Công giãn nở do sự dịch chuyển của piston, W_2 .

Khi lưu ý đến qui ước về dấu, ta có:

$$\begin{aligned} Q &= 80 \text{ kJ} \\ W_1 &= -18,5 \text{ kJ} \end{aligned}$$

Như vậy:

$$\begin{aligned} W &= W_1 + W_2 = Q - (U_2 - U_1) \\ W_2 &= Q - (U_2 - U_1) - W_1 \\ W_2 &= 80 - 5 \cdot (2659,6 - 2709,9) - (-18,5) \\ W_2 &= 350 \text{ kJ} \end{aligned}$$

Nhận xét, ta thấy năng lượng đi vào hệ thống có trị số là $80 + 18,5 = 98,5$ kJ, trong khi đó năng lượng đi ra khỏi hệ thống là 350 kJ. Như vậy, theo nguyên tắc bảo toàn năng lượng, độ chênh lệch năng lượng đi ra-đi vào hệ thống phải bằng độ sụt giảm nội năng của hệ.

Ví dụ 2.7:

Một hệ thống xy lanh-piston chứa 4 kg khí ở áp suất ban đầu 3 bar và thể tích tương ứng là $0,1 \text{ m}^3$. Xác định lượng nhiệt trao đổi giữa chất môi giới và môi trường nếu cho chất khí trong xy lanh giãn nở theo quá trình có $pV^{1,5} = \text{const}$ đến thể tích $0,2 \text{ m}^3$. Cho biết trong quá trình đó nội năng của chất khí thay đổi một lượng là $u_2 - u_1 = -4,6 \text{ kJ/kg}$.

Giải:

Ở ví dụ này, ký hiệu W trong công thức (2.28) chỉ có 1 thành phần, đó là công do sự thay đổi thể tích.

Theo kết quả nhận được từ ví dụ 2.1, trường hợp a, ta có:

$$W = W_{tt} = 17,6 \text{ kJ}$$

Như vậy:

$$\begin{aligned} Q &= (U_2 - U_1) + W \\ &= 4 \cdot (-4,6) + 17,6 \\ &= -0,8 \text{ kJ} \end{aligned}$$

Như vậy, trong khi diễn ra quá trình, hệ thống nhả ra bên ngoài một nhiệt lượng là 0,8 kJ.

Ví dụ 2.8:

Một hệ thống kín lúc ban đầu ở trạng thái tĩnh và nằm ngay trên mặt phẳng chuẩn. Giả sử hệ thống đó nhận được một lượng công là 210 kJ để thực hiện quá trình bay lên phía trên. Cho biết tại trạng thái cuối của quá trình hệ đang cách mặt phẳng chuẩn một khoảng là 60 m và tốc độ 62 m/s, trong khi bay hệ đã nhả ra môi trường một nhiệt lượng là 30 kJ, khối lượng của hệ là 22 kg và gia tốc trọng trường $g = 9,8 \text{ m/s}^2$. Xác định lượng biến đổi nội năng của hệ.

Giải:

Từ phương trình (2.27), ta có:

$$Q = E_2 - E_1 + W$$

Theo (1.21), ta viết được:

$$\Delta E = E_2 - E_1 = \Delta E_d + \Delta E_t + \Delta U$$

Ở đây:

$$\begin{aligned} \Delta E_d &= \frac{1}{2} m v^2 = \frac{1}{2} \cdot 22 \cdot (62)^2 \\ &= 42284 \text{ J} = 42,284 \text{ kJ} \\ \Delta E_t &= mgh = 22 \cdot 9,8 \cdot 60 \\ &= 12936 \text{ J} = 12,936 \text{ kJ} \end{aligned}$$

Như vậy, lượng biến đổi nội năng của hệ là:

$$\Delta U = Q - W - (\Delta E_d + \Delta E_t)$$

Trong đó, $Q = -30 \text{ kJ}$ và $W = -210 \text{ kJ}$

Ta có:

$$\begin{aligned}\Delta U &= -30 - (-210) - (42,284 + 12,936) \\ &= 124,78 \text{ kJ}\end{aligned}$$

§ 2.4. ĐỊNH LUẬT NHIỆT ĐỘNG THỨ NHẤT VIẾT CHO HỆ HỖ

Trong hệ thống hở, bề mặt ngăn cách không gian đang nghiên cứu với các phần còn lại cũng được gọi là bề mặt ranh giới. Trong trường hợp này, năng lượng trao đổi giữa chất môi giới và môi trường về cơ bản cũng được thể hiện ở dạng công và nhiệt lượng. Tuy nhiên, không giống như ở hệ thống kín, khi khảo sát hệ thống hở ta phải lưu ý thêm đến lượng năng lượng đi vào và đi ra khỏi hệ thống do có sự trao đổi chất giữa hệ thống và môi trường. Nguyên tắc bảo toàn năng lượng và bảo toàn khối lượng sẽ được áp dụng khi thiết lập các phương trình có liên quan đến hệ thống hở.

2.4.1. Nguyên tắc bảo toàn khối lượng

Theo Einstein, giữa khối lượng và năng lượng có mối liên hệ với nhau. Như vậy, về nguyên tắc, khi năng lượng của hệ thống đang khảo sát có sự biến đổi thì tất yếu khối lượng của hệ cũng bị thay đổi. Tuy nhiên, với mức độ thay đổi năng lượng trong các quá trình nhiệt động, lượng biến đổi khối lượng đã nói có giá trị rất bé và do đó có thể bỏ qua. Chính vì vậy, ở trường hợp này, nguyên tắc bảo toàn khối lượng được thể hiện như sau: tổng khối lượng chất môi giới đi vào hệ thống bằng lượng biến đổi khối lượng của hệ thống cộng với tổng khối lượng chất môi giới đi ra khỏi hệ thống.

Khảo sát hệ thống hở mô tả ở hình

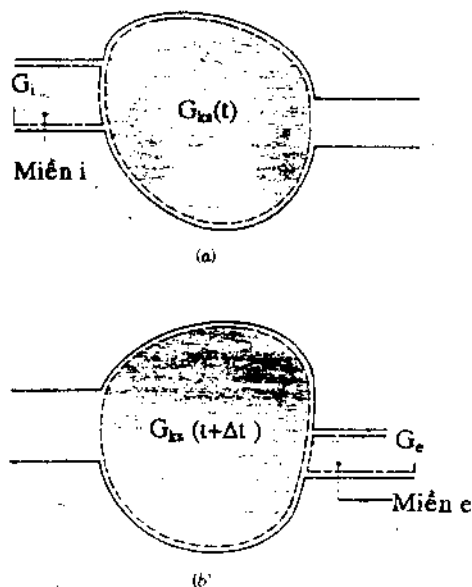
2.14. Tại thời điểm t (hình 2.14a), xem như hệ bao gồm không gian đang khảo sát và thể tích chứa lượng chất môi giới G_i ở đầu vào. Ta gọi $G_{ks}(t)$ là khối lượng của chất môi giới có trong không gian đang khảo sát tại thời điểm t và G là khối lượng của hệ. Ta có:

$$G = G_{ks}(t) + G_i$$

Sau một khoảng thời gian nhỏ Δt , tại thời điểm $t + \Delta t$, hệ tương ứng với khối lượng G đã có sự xê dịch (hình 2.14b), lúc này hệ bao gồm không gian đang khảo sát và phần thể tích chứa lượng G_e chất môi giới ở đầu ra. Ta có:

$$G = G_{ks}(t + \Delta t) + G_e$$

Về mặt tổng quát, có thể G_i không giống G_e , và do đó khối lượng chất môi giới trong không gian đang khảo sát cũng có sự biến đổi, tức là có khả năng $G_{ks}(t) \neq G_{ks}(t + \Delta t)$. Lập



Hình 2.14. Hệ thống nhiệt động hở

phương trình cân bằng khối lượng, ta có:

$$G_{ks}(t) + G_i = G_{ks}(t + \Delta t) + G_e$$

Hay:

$$\frac{G_{ks}(t + \Delta t) - G_{ks}(t)}{\Delta t} = \frac{G_i}{\Delta t} - \frac{G_e}{\Delta t}$$

Khi cho $\Delta t \rightarrow 0$, ta viết được:

$$\frac{dG_{ks}}{dt} = \dot{G}_i - \dot{G}_e \quad (2.32)$$

Ở đây:

$\dot{G}_i$ và $\dot{G}_e$ - lưu lượng khối lượng của chất môi giới ở đầu vào và đầu ra của hệ thống.

$\frac{dG_{ks}}{dt}$ - lượng biến đổi khối lượng của chất môi giới có trong hệ thống khảo sát tính theo thời gian.

Khi hệ thống hở hoạt động ở chế độ ổn định, do $dG_{ks}/dt = 0$ cho nên ta có thể viết:

$$\dot{G}_i = \dot{G}_e \quad (2.33a)$$

Nếu hệ thống có nhiều đầu vào và nhiều đầu ra, ta có:

$$\sum_i \dot{G}_i = \sum_e \dot{G}_e \quad (2.33b)$$

2.4.2. Cân bằng năng lượng trong hệ thống hở

Tương tự như đã nói ở hình 2.14, tại thời điểm t , lượng năng lượng tổng $E(t)$ tương ứng với khối lượng G ở hình 2.14a được viết như sau:

$$E(t) = E_{ks}(t) + G_i \left(u_i + \frac{\omega_i^2}{2} + gz_i \right)$$

Sau một khoảng thời gian Δt , lượng năng lượng tổng $E(t + \Delta t)$ tương ứng với khối lượng G ở hình 2.14b có các thành phần là:

$$E(t + \Delta t) = E_{ks}(t + \Delta t) + G_e \left(u_e + \frac{\omega_e^2}{2} + gz_e \right)$$

Trong đó:

$E_{ks}(t)$ và $E_{ks}(t + \Delta t)$ - năng lượng tổng của chất môi giới trong không gian đang khảo sát tại thời điểm t và $t + \Delta t$.

$u_i, u_e, \omega_i, \omega_e, z_i$ và z_e - lần lượt là nội năng, tốc độ và khoảng cách của dòng chất môi giới so với mặt phẳng chuẩn tại đầu vào và đầu ra của hệ.

Mặc dù khối lượng G tại mỗi thời điểm chiếm một khoảng không gian tương ứng khác nhau (xem hình 2.14a và 2.14b), nhưng do khối lượng G được xem xét có giá trị không đổi cho nên ta vẫn có thể sử dụng công thức (2.27), ta có:

$$E(t + \Delta t) - E(t) = Q - W$$

Từ đó:

$$E_{ks}(t + \Delta t) - E(t) = Q - W + G_i \left(u_i + \frac{\omega_i^2}{2} + gz_i \right) - G_e \left(u_e + \frac{\omega_e^2}{2} + gz_e \right) \quad (2.34a)$$

Chia 2 vế cho Δt , ta có:

$$\frac{E_{ks}(t + \Delta t) - E_{ks}(t)}{\Delta t} = \frac{Q}{\Delta t} - \frac{W}{\Delta t} + \frac{G_i}{\Delta t} \left(u_i + \frac{\omega_i^2}{2} + gz_i \right) - \frac{G_e}{\Delta t} \left(u_e + \frac{\omega_e^2}{2} + gz_e \right)$$

Khi cho $\Delta t \rightarrow 0$:

$$\frac{dE_{ks}}{dt} = \dot{Q} - \dot{W} + \dot{G}_i \left(u_i + \frac{\omega_i^2}{2} + gz_i \right) - \dot{G}_e \left(u_e + \frac{\omega_e^2}{2} + gz_e \right) \quad (2.34b)$$

Trong (2.34b), các ký hiệu có ý nghĩa như sau:

$\frac{dE_{ks}}{dt}$ - lượng biến đổi năng lượng tổng của chất môi giới trong không gian đang khảo sát tính theo thời gian.

$\dot{Q}$ và $\dot{W}$ - lượng nhiệt và công trao đổi giữa chất môi giới và môi trường theo thời gian.

Như đã nói, khi khảo sát phương trình (2.34b), ta thấy ngoài thành phần công và nhiệt, còn có một cách trao đổi năng lượng khác do có sự trao đổi chất xuyên qua bề mặt ranh giới. Khi dòng chất môi giới ngừng chuyển động, phương trình (2.34b) trở thành phương trình cân bằng năng lượng của hệ thống kín như mô tả ở biểu thức (2.27).

Cần lưu ý, ký hiệu $\dot{W}$ trong phương trình (2.34b) hiện vẫn có ý nghĩa tổng quát, nó thể hiện tất cả các loại công có thể có và được xác định theo biểu thức (2.3). Như vậy:

$$\begin{aligned} \dot{W} &= \dot{W}_{kt} + \dot{W}_{ld} \\ &= \dot{W}_{kt} + \dot{G}_e(p_e v_e) - \dot{G}_i(p_i v_i) \end{aligned}$$

Thay kết quả này vào (2.34b), ta được:

$$\frac{dE_{ks}}{dt} = \dot{Q} - \dot{W}_{kt} + \dot{G}_i \left(u_i + p_i v_i + \frac{\omega_i^2}{2} + gz_i \right) - \dot{G}_e \left(u_e + p_e v_e + \frac{\omega_e^2}{2} + gz_e \right) \quad (2.35)$$

Để tránh nhầm lẫn, ta thay $\dot{Q}$ bởi $\dot{Q}_{ks}$, đó là nhiệt lượng trao đổi giữa chất môi giới trong không gian đang khảo sát và môi trường khi tồn tại sự chênh lệch nhiệt độ, nhiệt lượng này được tính trên toàn bộ bề mặt ranh giới. Từ đó:

$$\frac{dE_{ks}}{dt} = \dot{Q}_{ks} - \dot{W}_{kt} + \dot{G}_i \left(i_i + \frac{\omega_i^2}{2} + gz_i \right) - \dot{G}_e \left(i_e + \frac{\omega_e^2}{2} + gz_e \right) \quad (2.36)$$

Ở đây: i_i và i_e là entanpi của chất môi giới tại đầu vào và đầu ra của hệ.

Trong thực tế, có thể có hệ thống hở với nhiều đầu vào và nhiều đầu ra, lúc đó ta có:

$$\frac{dE_{ks}}{dt} = \dot{Q}_{ks} - \dot{W}_{kt} + \sum_i \dot{G}_i \left(i_i + \frac{\omega_i^2}{2} + gz_i \right) - \sum_e \dot{G}_e \left(i_e + \frac{\omega_e^2}{2} + gz_e \right) \quad (2.37)$$

Các phương trình (2.34), (2.35), (2.36) và (2.37) biểu diễn nguyên tắc cân bằng năng lượng trong hệ thống nhiệt động hồ.

Các hệ thống hồ trong thực tế kỹ thuật thường chỉ có 1 đầu vào, 1 đầu ra và bình thường hoạt động ở chế độ ổn định. Ở điều kiện như vậy, ta có thể viết lại phương trình cân bằng năng lượng như sau:

$$0 = \dot{Q}_{ks} - \dot{W}_{kt} + \dot{G}_i \left(i_i + \frac{\omega_i^2}{2} + gz_i \right) - \dot{G}_e \left(i_e + \frac{\omega_e^2}{2} + gz_e \right)$$

Suy ra:

$$\dot{W}_{kt} = \dot{Q}_{ks} + \dot{G}_i \left(i_i + \frac{\omega_i^2}{2} + gz_i \right) - \dot{G}_e \left(i_e + \frac{\omega_e^2}{2} + gz_e \right) \quad (2.38)$$

Đặt: $\dot{G} = \dot{G}_i = \dot{G}_e$, ta có:

$$\dot{W}_{kt} = \dot{Q}_{ks} + \dot{G} \left[(i_i - i_e) + \frac{(\omega_i^2 - \omega_e^2)}{2} + g(z_i - z_e) \right] \quad (2.39)$$

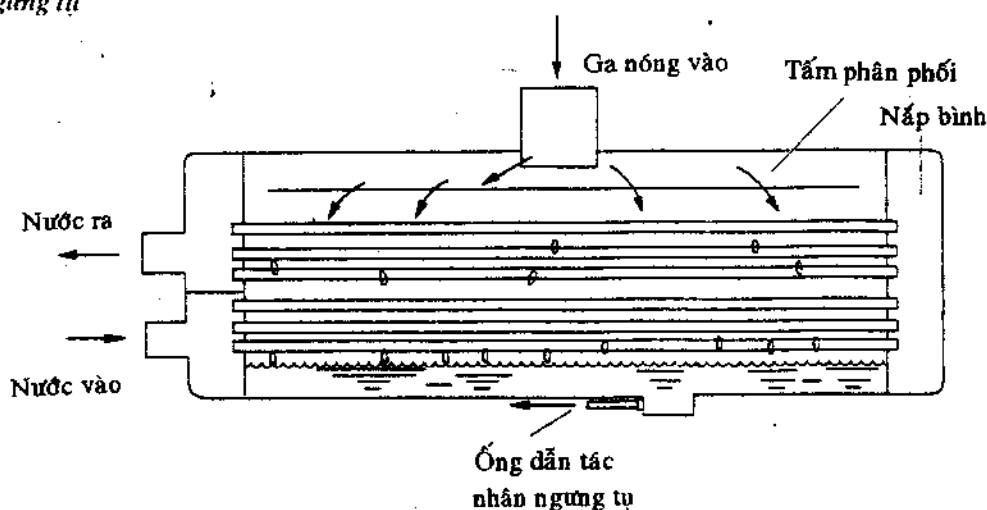
Chia 2 vế cho $\dot{G}$, ta được:

$$\frac{\dot{W}_{kt}}{\dot{G}} = \frac{\dot{Q}_{ks}}{\dot{G}} + (i_i - i_e) + \frac{(\omega_i^2 - \omega_e^2)}{2} + g(z_i - z_e) \quad (2.40)$$

Ta gọi (2.40) là phương trình năng lượng của dòng ổn định (Steady Flow Energy Equation-SFEE), có thể ứng dụng phương trình này cho quá trình thuận nghịch và không thuận nghịch.

2.4.3. Ứng dụng phương trình năng lượng của hệ thống hồ cho một số trường hợp điển hình

1. Bình ngưng tụ



Hình 2.15. Bình ngưng tụ ống nước có thân nằm ngang

Hình 2.15 trình bày cấu tạo có tính nguyên tắc của bình ngưng tụ ống nước có thân nằm ngang. Trong trường hợp này, có thể xem hệ thống hoạt động ở chế độ ổn định, sự sai

biệt về động năng và thế năng của các dòng chất môi giới giữa đầu vào và đầu ra được xem là không đáng kể, hoàn toàn không có trao đổi công giữa chất môi giới và môi trường. Khi bỏ qua lượng nhiệt từ bình ngưng nhả ra môi trường không khí xung quanh, từ phương trình (2.37) ta viết được:

$$0 = \dot{G}_n \cdot i_{ni} + \dot{G}_h \cdot i_{hi} - \dot{G}_n \cdot i_{ne} - \dot{G}_{hn} \cdot i_{hn}$$

Từ đó:

$$\dot{G}_n \cdot i_{ni} + \dot{G}_h \cdot i_{hi} = \dot{G}_n \cdot i_{ne} + \dot{G}_{hn} \cdot i_{hn} \quad (2.41)$$

Ở đây:

$\dot{G}_n$ - lưu lượng nước giải nhiệt đi qua bình ngưng

i_{ni} - entanpi của nước khi đi vào bình ngưng

$\dot{G}_h$ - lưu lượng của hơi tác nhân khi đi vào bình ngưng

i_{hi} - entanpi của hơi tác nhân khi đi vào bình ngưng

i_{ne} - entanpi của nước giải nhiệt ở đầu ra của bình ngưng

$\dot{G}_{hn}$ - lưu lượng của hơi tác nhân đã được ngưng tụ khi đi ra khỏi bình ngưng

i_{hn} - entanpi của hơi tác nhân đã ngưng tụ khi đi ra khỏi bình ngưng

Rõ ràng ta có $\dot{G}_h = \dot{G}_{hn}$, do đó nếu đặt $\dot{G}_1 = \dot{G}_n$ và $\dot{G}_2 = \dot{G}_h = \dot{G}_{hn}$ ta viết được:

$$\dot{G}_1(i_{ne} - i_{ni}) = \dot{G}_2(i_{hi} - i_{hn}) \quad (2.42)$$

Phương trình (2.42) chỉ ra rằng, về nguyên tắc, lượng nhiệt do hơi tác nhân nhả ra bằng lượng nhiệt do nước giải nhiệt nhận vào.

2. Turbine

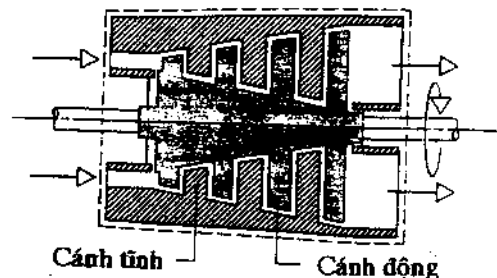
Hình 2.16 trình bày sơ đồ nguyên tắc của turbine. Khi khảo sát mục đích và nguyên tắc hoạt động của turbine, ta thấy trong trường hợp này $\dot{W}_{kt}$ chỉ có 1 thành phần là công phát sinh do sự quay của trục. Nếu bỏ qua tổn thất nhiệt từ turbine ra môi trường, bỏ qua sự sai biệt về động năng và thế năng của dòng chất môi giới giữa đầu vào và đầu ra, từ phương trình (2.40) ta có thể viết:

$$\frac{\dot{W}_{kt}}{\dot{G}} = i_i - i_e \quad (2.43)$$

Như vậy, do tác động của dòng chất môi giới lên cánh của turbine, công phát sinh do sự quay của trục bằng độ sụt giảm entanpi của chất môi giới giữa đầu vào và đầu ra. Ta hiểu, một bộ phận entanpi của chất môi giới đã được hệ thống turbine biến đổi thành công cơ học.

3. Máy nén rotor

Máy nén rotor được xem tương tự như turbine nhưng hoạt động ở chế độ ngược lại. Trong trường hợp này, chất môi giới có áp suất và entanpi thấp đi vào máy nén. Do nhận



Hình 2.16. Turbine

công cung cấp từ bên ngoài, trục máy nén sẽ quay và làm gia tăng tốc độ của chất môi giới. Sau đó, tốc độ chất môi giới giảm dần xuống, lượng động năng mà chất môi giới nhận được thông qua sự quay của trục sẽ được biến đổi để làm tăng áp suất của chất môi giới.

Để xác định công cung cấp cho máy nén, cần thấy rõ trong trường hợp này ký hiệu $\dot{W}_{kt}$ trong công thức (2.40) chỉ chứa thành phần công này. Ta có:

$$\frac{\dot{W}_{kt}}{\dot{G}} = i_1 - i_e \quad (2.44)$$

Khi thiết lập biểu thức (2.44), ta đã bỏ qua lượng biến đổi động năng và thế năng giữa đầu vào và đầu ra của chất môi giới, bỏ qua lượng nhiệt trao đổi giữa chất môi giới và môi trường trong khi nén.

4. Ống tăng tốc và ống tăng áp

Khái niệm và vai trò của ống tăng tốc và ống tăng áp sẽ được nói rõ ở chương 6. Tuy nhiên, về cấu tạo, có thể xem đây là thiết bị dạng ống có tiết diện thay đổi và chiều dài tương đối ngắn.

Ở ống tăng tốc, chất môi giới khi đi vào ống có tốc độ nhỏ, entanpi lớn và áp suất lớn. Khi đi qua ống, một bộ phận entanpi của chất môi giới sẽ được biến đổi thành động năng để làm gia tăng tốc độ của chất môi giới. Cùng lúc đó, áp suất của chất môi giới sẽ giảm xuống. Do tốc độ của chất môi giới đi qua ống khá lớn và chiều dài ống khá nhỏ nên có thể bỏ qua phần nhiệt lượng trao đổi giữa chất môi giới và môi trường. Ở trường hợp này, công kỹ thuật được xem là bằng không, lượng biến đổi thế năng của dòng chất môi giới giữa đầu vào và đầu ra không đáng kể. Từ phương trình (2.40) ta có:

$$i_1 - i_e = \frac{\omega_e^2}{2} - \frac{\omega_1^2}{2} \quad (2.45)$$

Phương trình (2.45) cho thấy có sự biến đổi năng lượng khi chất môi giới đi qua ống, rõ ràng độ sụt giảm entanpi của chất môi giới bằng độ gia tăng động năng của dòng chất môi giới.

Ở ống tăng áp thì mọi hiện tượng sẽ diễn biến theo chiều ngược lại. Ở trường hợp này, khi đi qua ống, tốc độ của chất môi giới sẽ giảm xuống và áp suất sẽ tăng lên, điều này có nghĩa là một bộ phận động năng của dòng chất môi giới được biến đổi để làm gia tăng entanpi. Công thức (2.45) vẫn sử dụng được cho trường hợp của ống tăng áp.

5. Lò hơi

Lò hơi là thiết bị sản xuất hơi nước ở áp suất và nhiệt độ cần thiết để sử dụng cho nhiều mục đích khác nhau trong kỹ thuật và đời sống. Trong hệ thống này, xem như công kỹ thuật bằng không. Nếu bỏ qua độ biến đổi động năng và thế năng của chất môi giới, ta có:

$$\dot{Q}_{ks} = \dot{G}(i_e - i_1) \quad (2.46)$$

Ở đây:

$\dot{Q}_{ks}$ - lượng nhiệt cần phải cung cấp cho lò hơi.

i_1 và i_e - entanpi của nước cấp và của hơi ra khỏi lò hơi.

§ 2.5. Các dạng phương trình liên quan đến tích số $T.dS$

Thông thường, các hệ nhiệt động được khảo sát có lượng biến đổi động năng và thế năng không đáng kể, chính vì vậy phương trình (2.27) đã được viết lại ở dạng (2.28). Khảo sát một hệ thống nhiệt động với chất môi giới là loại thuần khiết nén được, khi trong hệ diễn ra một quá trình thuận nghịch vô cùng bé ta có thể viết được phương trình sau:

$$(\delta Q)_{TN} = dU + (\delta W)_{TN} \quad (2.47)$$

Như đã biết, sự biến đổi thể tích của các hệ với chất môi giới nén được có ảnh hưởng to lớn đến sự biến đổi năng lượng tổng của các hệ đó. Trong trường hợp này, công trao đổi giữa chất môi giới và môi trường có thể được tính theo công thức (2.2b). Ta có:

$$(\delta W)_{TN} = p \cdot dV$$

Khi quá trình có tính thuận nghịch, nhiệt lượng trao đổi giữa chất môi giới và môi trường có thể được tính thông qua lượng biến đổi entropi:

$$(\delta Q)_{TN} = T \cdot dS$$

Thay các kết quả vừa nhận được vào phương trình (2.47), ta có:

$$T.dS = dU + p.dV \quad (2.48)$$

Khi sử dụng biểu thức xác định entanpi $I = U + pV$, ta viết được:

$$dI = dU + d(p \cdot V) = dU + p \cdot dV + V \cdot dp$$

Như vậy, từ (2.48) ta có:

$$T.dS = dI - V \cdot dp \quad (2.49)$$

Nếu khối lượng chất môi giới đang khảo sát là 1 kg, từ các phương trình (2.48) và (2.49) ta viết lại như sau:

$$T.ds = du + pdv \quad (2.50)$$

$$T.ds = di - vdp \quad (2.51)$$

Các phương trình (2.48), (2.49), (2.50) và (2.51) được viết trên cơ sở khảo sát 1 quá trình thuận nghịch bất kỳ. Tuy nhiên, do entropi là thông số trạng thái cho nên lượng biến đổi của nó giữa 2 trạng thái cân bằng đã biết chỉ phụ thuộc vào điểm đầu và điểm cuối mà không phụ thuộc vào đặc điểm của quá trình. Chính vì vậy, lượng biến đổi entropi của bất cứ quá trình nào cũng đều có thể được tính bằng cách tích phân các phương trình đã nói giữa 2 trạng thái cân bằng đã biết.

Kết hợp với các phương trình (2.9a) và (2.9b), ta viết được:

$$T.ds = c_v \cdot dT + pdv \quad (2.52)$$

$$T.ds = c_p \cdot dT - vdp \quad (2.53)$$

Các phương trình (2.52) và (2.53) chỉ được sử dụng cho trường hợp chất môi giới là khí lý tưởng, ứng với một quá trình thuận nghịch vô cùng bé.

Ví dụ 2.9:

Một turbine hơi nước làm việc ở các điều kiện sau: hơi vào có áp suất 80 bar và entanpi 3640 kJ/kg, hơi ra có áp suất 0,045 bar và entanpi 2250 kJ/kg. Cho biết lưu lượng hơi qua turbine là 0,32 kg/s. Xác định công suất lý thuyết phát ở đầu trục turbine khi bỏ qua lượng

biến đổi động năng, thế năng và tổn thất nhiệt.

Giải:

Từ công thức (2.43), ta có:

$$\begin{aligned} \dot{W}_{kt} &= \dot{G}(i_1 - i_e) \\ &= 0,32 \cdot (3640 - 2250) \end{aligned}$$

Như vậy, công suất lý thuyết phát ở đầu trục của turbine trong điều kiện đã nói là:

$$\dot{W}_{kt} = 444,8 \text{ kW}$$

Ví dụ 2.10:

Không khí đi vào ống tăng tốc có áp suất 8 at và nhiệt độ 100°C . Khi ra khỏi ống nhiệt độ của không khí là -25°C và áp suất 1,25 at. Cho biết tốc độ không khí đi vào ống là 34 m/s. Xác định tốc độ của không khí ở đầu ra của ống. Nếu lưu lượng khối lượng của không khí đi qua ống là 0,5 kg/s thì tiết diện cần thiết ở đầu vào và đầu ra của ống là bao nhiêu? Có thể xem nhiệt dung riêng đẳng áp của không khí là $c_p = 0,24 \text{ kcal/kg}\cdot\text{độ}$.

Giải:

Từ công thức (2.45) ta viết được:

$$\omega_e = \sqrt{2(i_1 - i_e) + \omega_1^2}$$

Trong trường hợp này, do có thể xem không khí là khí lý tưởng nên kết hợp với công thức (2.9b) ta sẽ có:

$$\begin{aligned} \omega_e &= \sqrt{2c_p \cdot \Delta T + \omega_1^2} \\ &= \sqrt{10^3 \cdot 2 \cdot 0,24 \cdot 4,18 \cdot (100 + 25) + (34)^2} = 501,95 \text{ m/s} \end{aligned}$$

Như vậy, ở các điều kiện đã nói, khi đi qua ống tốc độ của không khí sẽ tăng từ 34 m/s đến 501,95 m/s

Gọi f_1 và f_2 lần lượt là tiết diện cửa vào và cửa ra của ống, ta có:

$$\dot{G} = \frac{f_1 \omega_1}{v_1} = \frac{f_2 \omega_2}{v_2}$$

Từ phương trình trạng thái của khí lý tưởng, ta có:

$$\begin{aligned} v_1 &= \frac{RT_1}{P_1} = \frac{8314 \cdot (100 + 273)}{29 \cdot 8 \cdot 0,9807 \cdot 10^5} = 0,1363 \text{ m}^3/\text{kg} \\ v_2 &= \frac{RT_2}{P_2} = \frac{8314 \cdot (-25 + 273)}{29 \cdot 1,25 \cdot 0,9807 \cdot 10^5} = 0,57998 \text{ m}^3/\text{kg} \end{aligned}$$

Tiết diện cần thiết ở cửa vào:

$$f_1 = \frac{\dot{G} \cdot v_1}{\omega_1} = \frac{\dot{G} \cdot v_1}{\omega_i} = \frac{0,5 \cdot 0,1363}{34}$$

$$= 2 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

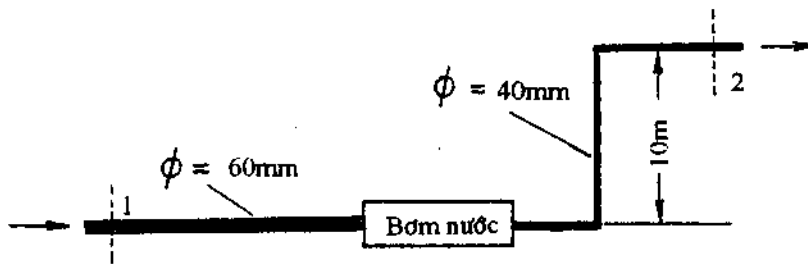
Tiết diện cần thiết ở cửa ra:

$$f_2 = \frac{\dot{G} \cdot v_2}{\omega_2} = \frac{\dot{G} \cdot v_2}{\omega_e} = \frac{0,5 \cdot 0,57998}{501,95}$$

$$= 0,5777 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

Ví dụ 2.11;

Một hệ thống bơm nước có sơ đồ trình bày ở hình 2.17. Cho biết áp suất tại tiết diện 1 là 70 kPa, tại tiết diện 2 là 101 kPa, tốc độ nước trong đoạn ống có đường kính 60 mm là 2 m/s, thể tích riêng của nước là 0,001 m³/kg.



Hình 2.17

Xác định công suất cần thiết của bơm nếu bỏ qua trở lực ma sát, sự thay đổi nội năng của nước và nhiệt lượng trao đổi giữa nước với môi trường xung quanh.

Giải:

Đây là hệ thống hở có dòng chảy ổn định, do đó có thể sử dụng công thức (2.40) để xác định công suất cần thiết của bơm. Theo đề bài, ta có $u_1 = u_e$ và $\dot{Q} = 0$.

Có thể xác định lưu lượng nước đi qua bơm bằng biểu thức sau:

$$\dot{G} = \frac{\omega_i \cdot f_i}{v} = \frac{2 \cdot \pi (0,06)^2}{0,001 \cdot 4}$$

$$= 5,652 \text{ kg/s}$$

Từ đó, tốc độ nước chảy trong đoạn ống có đường kính 40 mm là:

$$\omega_e = \omega_2 = \frac{\dot{G} \cdot v}{f_2} = \frac{5,652 \cdot 0,001 \cdot 4}{\pi \cdot (0,04)^2} = 4,5 \text{ m/s}$$

Áp dụng công thức (2.40) ta viết được:

$$\dot{W}_{kt} = \dot{G} \left[p_i v_i - p_e v_e + \left(\frac{\omega_i^2 - \omega_e^2}{2} \right) + g(z_i - z_e) \right]$$

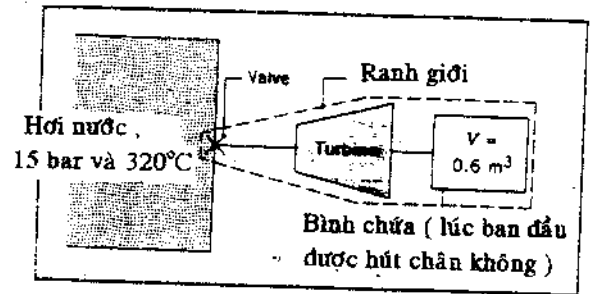
$$= 5,652 \cdot \left[10^3 \cdot (70 \cdot 10^{-3} - 101 \cdot 10^{-3}) + \frac{(2)^2 - (4,5)^2}{2} + 9,81 \cdot (-10) \right]$$

$$= -775,595 \text{ W}$$

Dấu trừ biểu diễn chiều của công. Trong trường hợp này, để nước đi từ dưới lên trên ta cần dùng bơm có công suất lý thuyết là 775,595 W.

Ví dụ 2.12:

Hơi nước ở áp suất 15 bar và nhiệt độ 320°C được chứa trong 1 bình có thể tích khá lớn. Người ta dùng hơi nước này để cung cấp cho turbine thông qua 1 van điều khiển. Ở đầu ra của turbine người ta cho hơi nước đi vào 1 bình chứa có thể tích 0,6 m³, bình này được hút chân không trước lúc sử dụng (xem hình 2.18). Khi mở van điều khiển, hơi nước sẽ đi qua turbine và sinh công, đồng thời áp suất trong bình ở đầu ra của turbine cũng tăng lên. Vào lúc áp suất của bình này đạt giá trị 15 bar và nhiệt độ 400°C thì người ta đóng van điều khiển lại. Giả sử quá trình đã nói diễn ra ở điều kiện đoạn nhiệt, lượng biến đổi động năng và thế năng không đáng kể, xác định công sinh ra bởi turbine.



Hình 2.18

Vào lúc áp suất của bình này đạt giá trị 15 bar và nhiệt độ 400°C thì người ta đóng van điều khiển lại. Giả sử quá trình đã nói diễn ra ở điều kiện đoạn nhiệt, lượng biến đổi động năng và thế năng không đáng kể, xác định công sinh ra bởi turbine.

Cho biết:

- Ở trạng thái 15 bar và 400°C, nội năng của hơi nước là 2951,3 kJ/kg, thể tích riêng của hơi nước là 0,203 m³/kg.
- Ở trạng thái 15 bar và 320 °C, entanpi của hơi nước là 3081,9 kJ/kg.

Giải:

Ở điều kiện của đề bài, trạng thái của hơi nước đi vào turbine được xem là không đổi vì bình có thể tích quá lớn, số lượng hơi nước chứa trong turbine và ống dẫn vào cuối quá trình được xem là không đáng kể.

Giả sử hệ thống khảo sát bao gồm các bộ phận như minh họa ở hình 2.18. Do vào lúc ban đầu năng lượng tổng của hệ được xem như bằng không, hệ khảo sát chỉ có đầu vào mà không có đầu ra, lượng biến đổi động năng và thế năng không đáng kể, không có trao đổi nhiệt giữa hệ thống và môi trường, từ các phương trình (2.32) và (2.36) ta viết được:

$$\frac{dG_{ks}}{dt} = \dot{G}_i$$

$$\frac{dU_{ks}}{dt} = -\dot{W}_{kt} + \dot{G}_{i,i}$$

Phối hợp các kết quả ở trên, ta có:

$$\frac{dU_{ks}}{dt} = -\dot{W}_{kt} + i_i \cdot \frac{dG_{ks}}{dt}$$

Lấy tích phân:

$$\Delta U_{ks} = -W_{kt} + i_1 \cdot \Delta G_{ks}$$

Hay: $W_{kt} = -\Delta U_{ks} + i_1 \cdot \Delta G_{ks}$

Trong đó:

* ΔU_{ks} biểu diễn lượng biến đổi nội năng của không gian đang khảo sát, về trị số ta có $\Delta U_{ks} = \Delta G_{ks} \cdot u_2$

* ΔG_{ks} biểu diễn lượng biến đổi khối lượng của chất môi giới trong không gian đang khảo sát. Theo đề bài thì ΔG_{ks} bằng khối lượng của hệ vào cuối quá trình.

Như vậy:

$$W_{kt} = \Delta G_{ks}(i_1 - u_2) = \Delta G_{ks} \cdot (i_1 - u_2)$$

Khối lượng của chất môi giới có trong bình chứa đặt ở đầu ra của turbine vào cuối quá trình là:

$$G_2 = \Delta G_{ks} = \frac{0,6}{0,203} = 2,96 \text{ kg}$$

Kết quả, công do turbine sinh ra là:

$$\begin{aligned} W_{kt} &= 2,96 \cdot (3081,9 - 2951,3) \\ &= 386,57 \text{ kJ} \end{aligned}$$

§ 2.6. MỘT SỐ QUÁ TRÌNH NHIỆT ĐỘNG CƠ BẢN CỦA KHÍ LÝ TƯỞNG

Các quá trình diễn ra trong thực tế thường khá đa dạng và phức tạp, do vậy mục đích của phần này không nhằm vào các quá trình nói trên mà chỉ tập trung vào một số quá trình cơ bản - ở điều kiện lý tưởng - để chuẩn bị cơ sở lý luận cho việc nghiên cứu các chu trình.

Đặc điểm chung của các quá trình nhiệt động cơ bản là, trong suốt quá trình, tỉ số giữa lượng biến đổi nội năng Δu và nhiệt lượng q trao đổi giữa chất môi giới và môi trường luôn luôn không đổi. Hầu hết các quá trình này đều diễn ra ở trường hợp có một trong số các thông số trạng thái được duy trì không đổi. Các quá trình nhiệt động cơ bản được khảo sát trong phần này là:

- Quá trình đẳng tích: là quá trình có $v = \text{const}$ trong suốt quá trình.
- Quá trình đẳng áp: là quá trình có $p = \text{const}$ trong suốt quá trình.
- Quá trình đẳng nhiệt: là quá trình có $T = \text{const}$ trong suốt quá trình.
- Quá trình đoạn nhiệt: là quá trình mà trong quá trình đó giữa chất môi giới và môi trường không có sự trao đổi nhiệt lượng. Trong trường hợp quá trình đoạn nhiệt đang khảo sát có tính thuận nghịch, rõ ràng entropi của chất môi giới được giữ không đổi. Ta gọi quá trình đoạn nhiệt thuận nghịch là quá trình đẳng entropi.

- Quá trình đa biến: quá trình đẳng tích và đẳng áp là các trường hợp giới hạn của một loại quá trình, đa dạng hơn mà ta gọi là đa biến, trong quá trình này áp suất và thể tích riêng của chất môi giới đều biến đổi nhưng theo một qui luật khác, cụ thể là $p v^n = \text{const}$. Phương trình đã nêu sẽ được chứng minh trong phần 2.6.1, cần lưu ý là các thông số p , v

trong phương trình đó thể hiện áp suất trung bình và thể tích riêng trung bình của chất môi giới trong hệ thống khảo sát. Quá trình đa biến- trong thực tế - thông thường là các quá trình có liên quan đến sự nén và giãn nở.

2.6.1. Phương trình biểu diễn quá trình

Phương trình biểu diễn các quá trình đặc biệt như đẳng tích, đẳng áp, đẳng nhiệt và đoạn nhiệt đã được trình bày sơ bộ ở phần trên. Do vậy, trong phần này chủ yếu ta sẽ viết phương trình biểu diễn quá trình đa biến và dùng phương trình này để khảo sát lại các quá trình đã nói.

Khi quá trình khảo sát có tính thuận nghịch, lượng nhiệt trao đổi giữa chất môi giới và môi trường trong một quá trình vô cùng bé có thể được viết như sau:

$$\delta q = c \cdot dT \quad (2.54)$$

Như đã nói, nếu chất môi giới là khí lý tưởng, có thể xem nhiệt dung riêng là hằng số. Ta gọi c là nhiệt dung riêng của quá trình đa biến hay gọi tắt là nhiệt dung riêng đa biến.

Từ các phương trình (1.26a), (2.50) và (2.51), ta viết được:

$$du + pdv = c \cdot dT \quad (2.55a)$$

$$di - vdp = c \cdot dT \quad (2.55b)$$

Do nội năng và entanpi của khí lý tưởng chỉ phụ thuộc vào nhiệt độ, cho nên từ các phương trình (2.9a) và (2.9b) ta có:

$$c_p \cdot dT - vdp = c \cdot dT \quad (2.56a)$$

$$c_v \cdot dT + pdv = c \cdot dT \quad (2.56b)$$

Suy ra:

$$(c - c_p) \cdot dT = -vdp \quad (2.57a)$$

$$(c - c_v) \cdot dT = pdv \quad (2.57b)$$

Chia vế cho vế các phương trình (2.57a) và (2.57b), ta được:

$$\frac{c - c_p}{c - c_v} = -\frac{vdp}{pdv}$$

Đặt:
$$n = \frac{c - c_p}{c - c_v} \quad (2.58)$$

Ta gọi n là số mũ đa biến, nơi chung n có thể mang bất kỳ giá trị nào. Ta có:

$$n = -\frac{vdp}{pdv}$$

Do nhiệt dung riêng của khí lý tưởng có thể được xem là hằng số nên n là hằng số:

$$vdp + n \cdot pdv = 0$$

Chia 2 vế của phương trình trên cho tích số $p \cdot v$, ta được:

$$\frac{dp}{p} + n \cdot \frac{dv}{v} = 0$$

Lấy tích phân:

$$\ln p + n \cdot \ln v = \text{const}$$

$$\ln p + \ln v^n = \text{const}$$

$$\ln(p \cdot v^n) = \text{const}$$

Kết quả, phương trình biểu diễn quá trình đa biến là:

$$p \cdot v^n = \text{const} \quad (2.59)$$

Tương tự như vậy, đối với quá trình đoạn nhiệt thuận nghịch, ta có:

$$c_p \cdot dT - vdp = 0$$

$$c_v \cdot dT + pdv = 0$$

Suy ra:

$$k = \frac{c_p}{c_v} = -\frac{vdp}{pdv}$$

Bằng cách chứng minh tương tự, phương trình biểu diễn quá trình đoạn nhiệt thuận nghịch được viết như sau:

$$pv^k = \text{const} \quad (2.60)$$

So sánh phương trình (2.60) với phương trình (2.59), ta có thể xem quá trình đoạn nhiệt thuận nghịch chính là trường hợp đặc biệt của quá trình đa biến khi $n = k$.

Với quá trình đẳng nhiệt, do chất môi giới là khí lý tưởng nên từ (1.32) ta suy được $pv = \text{const}$. Điều này cho thấy quá trình đẳng nhiệt là trường hợp đặc biệt của quá trình đa biến khi $n = 1$.

Với quá trình đẳng áp, từ phương trình mang tính định nghĩa $p = \text{const}$, rõ ràng quá trình đẳng áp là trường hợp đặc biệt của quá trình đa biến khi $n = 0$.

Với quá trình đẳng tích, do ở trường hợp này nhiệt dung riêng c trở thành c_v nên từ (2.58) ta thấy giá trị của n là vô cùng lớn. Như vậy, quá trình đẳng tích là trường hợp đặc biệt của quá trình đa biến khi $n = \infty$.

Đồ thị $p - v$ ở hình 2.19 biểu diễn những quá trình đã nêu ở trên. Từ phương trình (2.59) ta có:

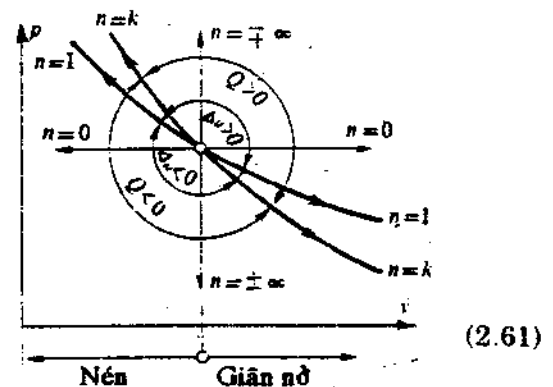
$$\log p + n \cdot \log v = \text{const}$$

Ứng với một quá trình đa biến từ trạng thái ban đầu 1 đến trạng thái cuối 2, ta viết được:

$$\log p_1 + n \log v_1 = \log p_2 + n \log v_2$$

Từ đó:

$$n = \frac{\log \frac{p_1}{p_2}}{\log \frac{v_2}{v_1}}$$



Hình 2.19

Hoặc:

$$n - 1 = \frac{\log \frac{T_2}{T_1}}{\log \frac{v_1}{v_2}} \quad (2.62)$$

$$\frac{n - 1}{n} = \frac{\log \frac{T_2}{T_1}}{\log \frac{p_2}{p_1}} \quad (2.63)$$

Từ đồ thị ở hình 2.19, nếu xem O là tâm của một vòng tròn nào đó và đi theo chiều quay của kim đồng hồ, ta thấy giá trị của n tăng từ $-\infty$ đến 0,1, k rồi cuối cùng tiến đến $+\infty$. Như vậy, nếu có một quá trình đa biến nào đó xuất phát từ O và nằm cụ thể ở vùng nào thì ta có thể chỉ rõ số mũ đa biến n biến thiên trong khoảng giá trị từ đâu đến đâu.

Đường đẳng tích chia đồ thị p - v ra làm 2 khu vực, ở phía bên trái đường này ta có $dv < 0$, còn ở bên phải đường này ta có $dv > 0$. Các quá trình giãn nở đẳng nhiệt, đẳng áp ($dv > 0$) và quá trình đẳng tích ($n = -\infty$) có $Q > 0$, như vậy các quá trình đa biến bao gồm các quá trình giãn nở ứng với $-\infty < n < k$ sẽ có $Q > 0$, tức là chất môi giới nhận nhiệt từ môi trường. Ta cũng có kết luận tương tự ứng với các quá trình nén ($dv < 0$) khi $k < n < +\infty$.

Các quá trình đa biến bao gồm các quá trình giãn nở với $k < n < +\infty$ và các quá trình nén với $-\infty < n < k$ sẽ có $Q < 0$, tức là quá trình mà chất môi giới nhả nhiệt ra môi trường.

Cũng có thể biểu diễn các quá trình đã nói trên đồ thị T-s (hình 2.20).

Từ $k = c_p / c_v$ và $n = (c - c_p) / (c - c_v)$, ta có:

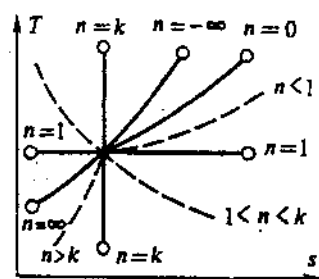
$$c = c_v \cdot \frac{n - k}{n - 1} \quad (2.64)$$

Như vậy, ứng với quá trình thuận nghịch, ta viết được:

$$ds = c_v \cdot \frac{n - k}{n - 1} \cdot \frac{dT}{T} \quad (2.65)$$

Chọn $s = 0$ ứng với một nhiệt độ T_a nào đó và lấy tích phân phương trình (2.65), ta được:

$$s = \int_0^s ds = \int_{T_a}^T c_v \cdot \frac{n - k}{n - 1} \cdot \frac{dT}{T}$$



Hình 2.20

Đối với khí lý tưởng, do c_v và k là hằng số cho nên:

$$s = c_v \cdot \frac{n - k}{n - 1} \cdot \ln \frac{T}{T_a} \quad (2.66)$$

Độ dốc của các đường biểu diễn trên đồ thị $T - s$ được xác định như sau:

$$\frac{dT}{ds} = \frac{T}{c_v} \cdot \frac{n - 1}{n - k} \quad (2.67)$$

Đối với quá trình đẳng áp, do $n = 0$ cho nên $\frac{dT}{ds} = \frac{T}{k \cdot c_v} = \frac{T}{c_p}$. Như vậy, đường biểu diễn quá trình đẳng áp trên đồ thị $T - s$ là đường cong có độ dốc tăng dần theo nhiệt độ với bề lồi quay xuống dưới.

Đối với quá trình đẳng tích, ta cũng có kết luận tương tự. Tuy nhiên, do độ dốc của quá trình đẳng tích là T/c_v nên nói chung trên đồ thị $T - s$ các đường đẳng tích dốc hơn so với các đường đẳng áp, lý do là vì c_p luôn luôn lớn hơn so với c_v .

Đối với quá trình đa biến thì hình dạng của nó phụ thuộc vào số mũ đa biến n . Từ đồ thị $T-s$ ở hình 2.20, ta thấy đường biểu diễn của quá trình đoạn nhiệt thuận nghịch chia đồ thị ra làm 2 khu vực. Ở bên trái đường biểu diễn này ta có $Q < 0$, còn ở bên phải thì $Q > 0$. Đường biểu diễn của quá trình đẳng nhiệt là ranh giới giữa khu vực có $\Delta u > 0$ và khu vực có $\Delta u < 0$, phía trên đường đẳng nhiệt ứng với trường hợp $\Delta u > 0$, còn phía dưới ứng với $\Delta u < 0$.

Một điểm khác cần phải lưu ý là, 2 đường đẳng tích hoặc đẳng áp trên đồ thị $T-s$ có khoảng cách theo chiều nằm ngang luôn luôn bằng nhau. Gọi Δs_v và Δs_p lần lượt là khoảng cách của 2 đường đẳng tích hoặc 2 đường đẳng áp, ta có:

$$\Delta s_v = R \ln \frac{v_2}{v_1}$$

$$\Delta s_p = R \ln \frac{p_1}{p_2}$$

Như vậy, đối với mỗi loại chất môi giới, đầu tiên ta chỉ cần vẽ 1 đường đẳng tích (hoặc đẳng áp), sau đó cho tịnh tiến theo chiều ngang ta sẽ được các đường đẳng tích (hoặc đẳng áp) của các trường hợp khác.

2.6.2. Thiết lập mối quan hệ giữa các thông số trạng thái cơ bản ở điểm đầu và điểm cuối

Thông thường, trong rất nhiều trường hợp, ta cần xác định các thông số trạng thái ở điểm cuối trên cơ sở các thông số trạng thái đã biết ở điểm đầu. Ta dùng chỉ số 1 để chỉ điểm đầu và chỉ số 2 để chỉ điểm cuối. Ta có:

$$p v^n = \text{const}$$

$$\text{Do đó: } \frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^n \quad (2.68a)$$

$$\frac{v_2}{v_1} = \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{1}{n}} \quad (2.68b)$$

Từ phương trình trạng thái của khí lý tưởng $p v = RT$, ta viết được:

$$p_1 v_1 = RT_1$$

$$p_2 v_2 = RT_2$$

Chia vế cho vế:

$$\frac{p_2 v_2}{p_1 v_1} = \frac{T_2}{T_1}$$

Thế (2.68a) và (2.68b) vào, ta được:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \quad (2.68c)$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{n-1} \quad (2.68d)$$

Các quan hệ đã viết ở trên đúng cho bất kỳ quá trình đa biến nào. Trong trường hợp quá trình là đẳng áp, thay $n = 0$ vào (2.68a) ta sẽ có $p_1 = p_2$. Nếu quá trình là đẳng tích, thay $n = \pm \infty$ vào (2.68b) ta sẽ có $v_1 = v_2$. Ứng với quá trình đẳng nhiệt, có thể thay $n = 1$ vào (2.68c) hay (2.68d) ta đều có kết quả $T_1 = T_2$. Đối với quá trình đoạn nhiệt thuận nghịch, mối quan hệ giữa các thông số trạng thái cuối theo các thông số trạng thái đầu cũng giống như ở trường hợp của quá trình đa biến, chỉ cần chú ý thay giá trị n bằng giá trị k tương ứng.

2.6.3. Xác định lượng biến đổi của nội năng, entanpi và entropi

Như đã nói, lượng biến đổi của các thông số trạng thái trong một quá trình nào đó hoàn toàn không phụ thuộc vào đặc điểm của quá trình mà chỉ phụ thuộc vào điểm đầu và điểm cuối.

1. Lượng biến đổi nội năng Δu .

Khi chất môi giới tiến hành quá trình biến đổi trạng thái từ 1 đến 2, ta có:

$$\Delta u = u_2 - u_1$$

Vì chất môi giới trong trường hợp đang khảo sát là khí lý tưởng, ta viết được:

$$\Delta u = \int_{T_1}^{T_2} c_v \cdot dT \quad (2.69)$$

Nếu quá trình là đẳng nhiệt thì $\Delta u = 0$.

2. Lượng biến đổi entanpi Δi

Ứng với quá trình hữu hạn 1-2, ta có:

$$\Delta i = i_2 - i_1$$

Do chất môi giới là khí lý tưởng, theo (2.9b), ta có thể viết:

$$\Delta i = \int_{T_1}^{T_2} c_p \cdot dT \quad (2.70)$$

Tương tự như trên, vì entanpi của khí lý tưởng chỉ phụ thuộc nhiệt độ cho nên ứng với quá trình đẳng nhiệt thì $\Delta i = 0$.

3. Lượng biến đổi entropi Δs

Như đã nói, ứng với quá trình thuận nghịch ta có định nghĩa của entropi như sau:

$$ds = \frac{\delta q}{T}$$

Khi chất môi giới là khí tưởng, ta có:

$$ds = \frac{c_v \cdot dT + p dv}{T} = \frac{c_p \cdot dT - v dp}{T}$$

Do $pv = RT$ cho nên:

$$ds = c_v \cdot \frac{dT}{T} + R \frac{dv}{v} \quad (2.71a)$$

$$ds = c_p \cdot \frac{dT}{T} - R \frac{dp}{p} \quad (2.71b)$$

Từ phương trình trạng thái của khí lý tưởng, ta viết được:

$$p dv + v dp = R dT$$

Hay:

$$\frac{dv}{v} + \frac{dp}{p} = \frac{dT}{T}$$

Thay kết quả này vào (2.71a) hoặc (2.71b), ta có:

$$ds = c_p \cdot \frac{dv}{v} + c_v \cdot \frac{dp}{p} \quad (2.71c)$$

Đối với một quá trình hữu hạn 1-2, lượng biến đổi entropi được xác định như sau:

$$\Delta s = \int_{s_1}^{s_2} ds = s_2 - s_1$$
$$\Delta s = c_v \cdot \ln \frac{T_2}{T_1} + R \cdot \ln \frac{v_2}{v_1} \quad (2.72a)$$

$$\Delta s = c_p \cdot \ln \frac{T_2}{T_1} - R \cdot \ln \frac{p_2}{p_1} \quad (2.72b)$$

$$\Delta s = c_p \cdot \ln \frac{v_2}{v_1} + c_v \cdot \ln \frac{p_2}{p_1} \quad (2.72c)$$

2.6.4. Tính công và nhiệt lượng trao đổi giữa chất môi giới và môi trường

1. Tính công

Ở phần này ta sẽ trình bày cách xác định công do sự thay đổi thể tích w và công kỹ thuật w_{kt} .

Tổng quát, ta có thể xác định công w của quá trình đa biến như sau:

$$w = \int_{v_1}^{v_2} p dv$$

Đối với quá trình đa biến, từ phương trình $p v^n = \text{const}$, ta có:

$$p = \frac{p_1 v_1^n}{v^n}$$

Từ đó:

$$w = \int_{v_1}^{v_2} \frac{p_1 v_1^n}{v^n} dv = p_1 v_1^n \int_{v_1}^{v_2} \frac{dv}{v^n}$$

$$w = p_1 v_1^n \cdot \left(\frac{v_2^{1-n} - v_1^{1-n}}{1-n} \right) = \frac{p_2 v_2 - p_1 v_1}{1-n} \quad (2.73a)$$

Thay $p_1 v_1 = RT_1$ và $p_2 v_2 = RT_2$ vào kết quả vừa nhận được, ta có:

$$w = \frac{R}{1-n} \cdot (T_2 - T_1) \quad (2.73b)$$

Cũng có thể suy ra các kết quả khác như sau:

$$w = \frac{p_1 v_1}{1-n} \cdot \left[\left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{n-1} - 1 \right] \quad (2.73c)$$

$$w = \frac{p_1 v_1}{1-n} \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \quad (2.73d)$$

Để xác định công kỹ thuật của quá trình đa biến (xem mục §3.9), ta dùng công thức:

$$w_{kt} = \int_{p_1}^{p_2} -v dp = -v_1 \cdot p_1^{1/n} \int_{p_1}^{p_2} p^{-1/n} \cdot dp$$

$$w_{kt} = -v_1 \cdot p_1^{1/n} \cdot \frac{1}{\left(1 - \frac{1}{n}\right)} \cdot \left(p_2^{1-1/n} - p_1^{1-1/n}\right)$$

$$w_{kt} = \frac{n}{n-1} \cdot (p_1 v_1 - p_2 v_2) \quad (2.74a)$$

Dùng phương trình trạng thái của khí lý tưởng $p v = R T$, ta có:

$$w_{kt} = \frac{n \cdot R}{n-1} (T_1 - T_2) \quad (2.74b)$$

Đối với quá trình đẳng áp, do $n = 0$, từ các công thức (2.73a) và (2.74a) ta có kết quả sau:

$$w = p(v_2 - v_1) \quad (2.75a)$$

$$w_{kt} = 0 \quad (2.75b)$$

Đối với quá trình đẳng tích, thế $n = \pm \infty$ vào các công thức (2.73a) và (2.74a) ta có:

$$w = 0 \quad (2.76a)$$

$$w_{kt} = -v(p_2 - p_1) \quad (2.76b)$$

Đối với quá trình đoạn nhiệt thuận nghịch, các công thức xác định công w và w_{kt} có dạng tương tự như ở trường hợp của quá trình đa biến, chỉ việc thay k vào vị trí của số mũ đa biến n . Nếu chú ý biểu thức (2.73a) và (2.74a), ta có thể viết:

$$w_{kt} = k \cdot w \quad (2.77)$$

Trong trường hợp của quá trình đẳng nhiệt, không thể thay giá trị $n = 1$ vào các công thức đã nói vì sẽ xuất hiện dạng không xác định. Ở trường hợp này, ta cần phải tính trực tiếp từ đầu. Ta có:

$$w = \int_{v_1}^{v_2} p dv = p_1 v_1 \int_{v_1}^{v_2} \frac{dv}{v}$$

$$w = p_1 v_1 \cdot \ln \frac{v_2}{v_1} = p_1 v_1 \cdot \ln \frac{p_1}{p_2} \quad (2.78a)$$

$$w = RT \ln \frac{v_2}{v_1} = RT \ln \frac{p_1}{p_2} \quad (2.78b)$$

Và:

$$w_{kt} = \int_{P_1}^{P_2} -v dp = -p_1 v_1 \int_{P_1}^{P_2} \frac{dp}{p}$$

$$w_{kt} = p_1 v_1 \cdot \ln \frac{P_1}{P_2} \quad (2.78c)$$

2. Tính nhiệt lượng

Từ (2.64) ta đã xác định được nhiệt dung riêng c của quá trình đa biến bất kỳ, như vậy nhiệt lượng q trao đổi giữa chất môi giới và môi trường trong quá trình đa biến là:

$$q = c \cdot \Delta T = c_v \cdot \frac{n - k}{n - 1} \cdot \Delta T \quad (2.79)$$

Đối với quá trình đẳng áp:

$$q = k \cdot c_v \cdot \Delta T = c_p \cdot \Delta T \quad (2.80)$$

Đối với quá trình đẳng tích:

$$q = c_v \cdot \Delta T \quad (2.81)$$

Đối với quá trình đẳng nhiệt:

$$q = w = p_1 v_1 \ln \frac{v_2}{v_1} = p_1 v_1 \ln \frac{P_1}{P_2} \quad (2.82)$$

Đối với quá trình đoạn nhiệt, rõ ràng $q = 0$

2.6.5. Nhận xét đặc điểm trao đổi năng lượng trong từng quá trình

Tổng quát, từ (2.79) ta có:

$$a = \frac{\Delta u}{q} = \frac{n - 1}{n - k} = \text{const} \quad (2.83)$$

Với quá trình đẳng áp, do $n = 0$ nên $a = \frac{1}{k}$, điều đó có nghĩa là $q = k \cdot \Delta u$ hay nhiệt lượng trao đổi giữa chất môi giới và môi trường tỉ lệ với lượng biến đổi nội năng thông qua số mũ đoạn nhiệt k .

Với quá trình đẳng tích, do $n = \pm \infty$ nên $a = 1$, điều này chứng tỏ rằng lượng biến đổi nội năng bằng lượng nhiệt trao đổi giữa chất môi giới và môi trường.

Với quá trình đẳng nhiệt, do $n = 1$ nên $a = 0$, điều này cho thấy lượng công và nhiệt trao đổi giữa chất môi giới và môi trường có trị số bằng nhau, lượng biến đổi nội năng bằng không.

Với quá trình đoạn nhiệt, do $n = k$ nên $a = \infty$, nghĩa là chỉ có công và nội năng biến hóa qua lại, nhiệt lượng trao đổi bằng không.

Với quá trình đa biến, ta thấy:

- Khi $n < 1$ hoặc $n > k$: a có giá trị dương, nghĩa là Δu và q luôn luôn cùng dấu.
- Khi $1 < n < k$: a có giá trị âm, lúc này Δu và q luôn luôn ngược dấu.

Ví dụ 2.13:

Người ta nung 1 kg không khí trong điều kiện áp suất không đổi từ nhiệt độ $t_1 = 20^\circ\text{C}$ đến $t_2 = 110^\circ\text{C}$. Tính nhiệt lượng cần cung cấp, công sinh ra, lượng thay đổi nội năng và lượng biến thiên entropi.

Giải:

Từ công thức (2.80), lượng nhiệt q cần cung cấp là:

$$q = c_p \cdot \Delta T$$

Theo bảng 2.3, do không khí có thể được xem là khí lý tưởng 2 nguyên tử nên ta có:

$$c_p = \frac{7}{29} \text{ kcal/kg.độ}$$

Như vậy:

$$q = \frac{7}{29} \cdot (110 - 20) = 21,724 \text{ kcal/kg.}$$

Lượng thay đổi nội năng:

$$\Delta u = c_v \cdot \Delta T = \frac{5}{29} \cdot (110 - 20) = 15,517 \text{ kcal/kg}$$

Từ phương trình (2.28), ta có thể xác định công do sự thay đổi thể tích như sau:

$$\begin{aligned} w &= q - \Delta u = 21,724 - 15,517 \\ &= 6,207 \text{ kcal/kg} = 25,945 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

Lượng biến thiên entropi có thể được tính theo công thức (2.72b):

$$\begin{aligned} \Delta s &= c_p \cdot \ln \frac{T_2}{T_1} = \frac{7}{29} \cdot \ln \left(\frac{273 + 110}{273 + 20} \right) \\ &= 0,06465 \text{ kcal/kg.độ} \end{aligned}$$

Ví dụ 2.14:

Không khí được nén đoạn nhiệt trong máy nén từ áp suất $p_1 = 1 \text{ at}$ đến $p_2 = 8 \text{ at}$. Cho biết nhiệt độ không khí trước khi nén là 20°C . Xác định các thông số trạng thái cơ bản của không khí sau khi nén và công nén lý thuyết ứng với 1 kg không khí.

Giải:

Từ (2.68c), ta có:

$$T_2 = T_1 \cdot \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}}$$

Trong trường hợp này, có thể lấy $k = 1,4$. Ta có:

$$T_2 = (273 + 20) \cdot (8)^{\frac{1,4-1}{1,4}} = 530,75^\circ\text{K}$$

$$t_2 = 530,75 - 273 = 257,75^\circ\text{C}$$

Từ (2.68b) ta có:

$$v_2 = v_1 \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{1}{k}} = \frac{RT_1}{p_1} \cdot \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{1}{k}}$$

$$= \frac{8314 \cdot (273 + 20)}{29 \cdot 0,9807 \cdot 10^5} \cdot \left(\frac{1}{8} \right)^{\frac{1}{1,4}} = 0,193945 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Trong trường hợp này, công nén lý thuyết được tính theo công thức (2.77):

$$w_{kt} = k \cdot w = 1,4 \cdot \frac{p_2 v_2 - p_1 v_1}{1 - k}$$

$$w_{kt} = 1,4 \cdot \frac{0,9807 \cdot 10^5 \cdot (8 \cdot 0,193945 - 1 \cdot 0,85653)}{1 - 1,4}$$

$$= -238565,57 \text{ J/kg} = -238,56 \text{ kJ/kg}$$

Công w_{kt} mang dấu trừ, điều đó có nghĩa là hệ thống nhận công từ môi trường.

Ví dụ 2.15:

Một hệ thống kín có khối lượng toàn bộ 10 kg đang chuyển động từ một vị trí đứng yên đến một vị trí khác có độ cao lớn hơn vị trí cũ 1000 m. Cho biết trong quá trình đó hệ thống đã nhả ra môi trường một lượng nhiệt là 125 kJ và nhận vào một công có giá trị là 500 kJ, nội năng của hệ thống bị giảm đi một lượng là 75 kJ/kg. Xác định lượng biến đổi động năng của hệ thống và tốc độ của hệ thống vào cuối quá trình đó. Có thể xem gia tốc trọng trường $g = 9,7 \text{ m/s}^2$.

Giải:

Trong trường hợp này, động năng và thế năng của toàn hệ thống có sự biến đổi đáng kể, do đó không được áp dụng công thức (2.28).

Từ công thức (2.27), ta có:

$$Q = E_2 - E_1 + W$$

Trong đó E_1 và E_2 là năng lượng tổng của toàn bộ hệ thống ở đầu và cuối quá trình. Theo (1.20), ta viết được:

$$E_2 - E_1 = (E_{d_2} - E_{d_1}) + (E_{t_2} - E_{t_1}) + (U_2 - U_1)$$

Ở đây:

$$\Delta E_d = E_{d_2} - E_{d_1} = E_{d_2} = \frac{1}{2} m \omega^2$$

(m : khối lượng của toàn bộ hệ thống, ω : tốc độ của hệ thống)

$$\Delta E_t = E_{t_2} - E_{t_1} = E_{t_2} = 10 \cdot 9,7 \cdot 1000$$

$$= 97000 \text{ J} = 97 \text{ kJ}$$

$$\Delta U = U_2 - U_1 = -75 \cdot 10 = -750 \text{ kJ}$$

Như vậy:

$$\Delta E_d = \frac{1}{2} m \omega^2 = Q - W - \Delta E_t - \Delta U$$

Theo số liệu của đề bài, ta có:

$$Q = -125 \text{ kJ}$$

$$W = -500 \text{ kJ}$$

Kết quả:

$$\begin{aligned} \Delta E_d &= -125 + 500 - 97 + 750 \\ &= 1028 \text{ kJ} \end{aligned}$$

Do đó, tốc độ của toàn bộ hệ thống vào cuối quá trình là:

$$\begin{aligned} \omega &= \frac{2 \cdot \Delta E_d}{m} = \frac{2 \cdot 1028 \cdot 10^3}{10} \\ \omega &= 453,43 \text{ m/s} \end{aligned}$$

Ví dụ 2.16:

Một khối không khí có khối lượng 3 kg ở áp suất ban đầu $p_1 = 1 \text{ bar}$ và $t_1 = 27^\circ\text{C}$ được nén đến áp suất $p_2 = 15 \text{ bar}$ và $t_2 = 227^\circ\text{C}$ theo quá trình đa biến. Xác định số mũ đa biến của quá trình, thể tích của không khí ở cuối quá trình, công nén và lượng nhiệt nhả ra môi trường từ không khí.

Giải:

Từ công thức (2.63) ta có:

$$\begin{aligned} \frac{n-1}{n} &= \frac{\log \frac{T_2}{T_1}}{\log \frac{p_2}{p_1}} = \frac{\log \left(\frac{227 + 273}{27 + 273} \right)}{\log \left(\frac{15}{1} \right)} \\ \frac{n-1}{n} &= 0,188632 \end{aligned}$$

Suy ra, số mũ đa biến tương ứng là:

$$n = 1,23248$$

Thể tích của không khí ở cuối quá trình:

$$V_2 = \frac{GRT_2}{p_2} = \frac{3 \cdot 8314 \cdot (273 + 227)}{29 \cdot 15 \cdot 10^5} = 0,28669 \text{ m}^3$$

Thể tích của không khí ở đầu quá trình:

$$V_1 = \frac{GRT_1}{p_1} = \frac{3 \cdot 8314 \cdot (273 + 27)}{29 \cdot 10^5} = 2,58 \text{ m}^3$$

Trong trường hợp này, công nén cần xác định chính là công do sự thay đổi thể tích trong hệ thống kín. Ta có:

$$W = \frac{p_2 V_2 - p_1 V_1}{1 - n} = \frac{10^5 \cdot (15 \cdot 0,28669 - 2,58)}{1 - 1,23248} = -739999 \text{ J} = -740 \text{ kJ}$$

Nhiệt lượng nhả từ không khí ra môi trường có thể được tính theo công thức (2.79):

$$Q = G \cdot c_v \cdot \frac{n - k}{n - 1} \cdot \Delta T$$

Ở đây: $k = 1,4$

$$c_v = \frac{5 \cdot 4,18}{29} = 0,72 \text{ kJ/kg.độ}$$

$$\begin{aligned} \text{Như vậy: } Q &= 3 \cdot 0,72 \cdot \frac{1,23248 - 1,4}{1,23248 - 1} \cdot (227 - 27) \\ &= -311,29 \text{ kJ} \end{aligned}$$

Ví dụ 2.17:

Không khí ở trạng thái ban đầu $p_1 = 5 \text{ bar}$ và $t_1 = 120^\circ\text{C}$ biến đổi trạng thái theo quá trình đa biến đến nhiệt độ $t_2 = 50^\circ\text{C}$, trong quá trình đó môi trường cấp cho không khí một nhiệt lượng là 60 kJ/kg . Xác định lượng biến đổi entropi của không khí.

Giải:

Từ (2.79) ta có:

$$q = c_v \cdot \frac{n - k}{n - 1} \cdot \Delta T$$

$$\text{Do đó: } n = \frac{k \cdot c_v \cdot \Delta T - q}{c_v \cdot \Delta T - q}$$

Tương tự như ở ví dụ 2.16, ta có:

$$c_v = 0,72 \text{ kJ/kg.độ}$$

$$k = 1,4$$

Như vậy:

$$n = \frac{1,4 \cdot 0,72 \cdot (50 - 120) - 60}{0,72 \cdot (50 - 120) - 60} = 1,1826$$

Áp suất của không khí ở cuối quá trình:

$$\begin{aligned} p_2 &= p_1 \cdot \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{n}{n-1}} = 5 \cdot \left(\frac{50 + 273}{120 + 273} \right)^{\frac{1,1826}{1,1826-1}} \\ &= 1,4 \text{ bar} \end{aligned}$$

Lượng biến đổi entropi là:

$$\begin{aligned} \Delta s &= c_p \cdot \ln \frac{T_2}{T_1} - R \cdot \ln \frac{p_2}{p_1} \\ &= \frac{7 \cdot 4180}{29} \cdot \ln \left(\frac{323}{393} \right) - \frac{8314}{29} \cdot \ln \left(\frac{1,4}{5} \right) \\ &= 167,03 \text{ J/kg.độ} \end{aligned}$$

Chương 3

ĐỊNH LUẬT NHIỆT ĐỘNG THỨ HAI

§ 3.1. KHÁI NIỆM

Như đã nói, định luật nhiệt động thứ nhất là định luật về bảo toàn và biến hóa năng lượng, định luật đó chỉ ra rằng - trong các quá trình nhiệt động - 2 dạng năng lượng cơ bản là nhiệt và công có thể biến đổi qua lại lẫn nhau. Tuy nhiên, có thể thấy rõ rằng, nội dung của định luật này hoàn toàn không đề cập đến chiều hướng của những quá trình đang khảo sát, không chỉ ra điều kiện cần và đủ để những quá trình có thể xảy ra, đồng thời không nêu lên được *mức độ giới hạn* của sự biến hóa năng lượng từ dạng này sang dạng khác và ngược lại.

Thực tế cho thấy, bất kỳ quá trình nào cũng đều có chiều diễn biến tự nhiên của nó, nếu muốn quá trình diễn ra ngược với chiều tự nhiên thì nhất định phải tiêu tốn năng lượng và phải thỏa mãn một số điều kiện cụ thể nào đó. Ví dụ, dòng nhiệt chỉ có thể chuyển động từ nơi có nhiệt độ cao hơn đến nơi có nhiệt độ thấp hơn. Trong hoàn cảnh tự phát, dòng nhiệt không thể chuyển động theo chiều ngược lại. Một ví dụ khác, khi chà xát 2 tờ giấy nhám vào nhau, lượng công cung cấp sẽ được dùng để khắc phục các ma sát và làm gia tăng nội năng của tờ giấy nhám. Sau đó, trạng thái của tờ giấy nhám sẽ trở lại tình trạng cân bằng bằng cách nhả một lượng nhiệt nào đó ra môi trường. Rõ ràng, ở ví dụ này, một quá trình với chiều hướng ngược lại không thể tự diễn ra được. Ta có thể phát biểu một cách tổng quát hơn về hiện tượng có liên quan với điều đã nói, đó là, có thể biến toàn bộ công thành nhiệt lượng nhưng không thể biến toàn bộ nhiệt lượng thành ra công.

Vì những điều đã nêu ở trên, có khá nhiều nhà khoa học đã nghiên cứu và rút ra được một số tính qui luật mà sau này ta gọi là định luật nhiệt động thứ hai. Trong rất nhiều những phát biểu có liên quan đến vấn đề này, người ta thường quan tâm đến phát biểu Kelvin-Planck và phát biểu Clausius.

Bên cạnh nội dung có tính định lượng của định luật nhiệt động thứ nhất, định luật nhiệt động thứ hai chỉ ra chiều hướng diễn biến của các quá trình, thiết lập giới hạn tối đa của sự biến hóa năng lượng từ nhiệt sang công trong các động cơ nhiệt và nêu lên điều kiện để thực hiện những quá trình ngược với chiều tự phát. Như vậy, có thể thấy rõ rằng, để một quá trình có thể diễn ra, cần phải thỏa mãn không chỉ định luật nhiệt động thứ nhất mà còn phải thỏa mãn cả định luật nhiệt động thứ hai. Trên cơ sở nội dung và ý nghĩa của định luật nhiệt động thứ hai, rõ ràng định luật này không chỉ có giá trị trong phạm vi nhiệt động mà còn có thể được ứng dụng cho rất nhiều ngành khoa học khác.

Cần lưu ý thêm, khi quá trình diễn ra theo chiều tự phát thì ta có thể nhận được công có ích; nếu quá trình diễn ra ngược với chiều tự phát thì ta phải cung cấp công. Trong các động cơ nhiệt, nhiệt lượng được truyền theo chiều thuận từ nơi có nhiệt độ cao hơn đến nơi có nhiệt độ thấp hơn, đây là chiều truyền nhiệt tự nhiên nên ta nhận được công có ích. Trong các bơm nhiệt và máy làm lạnh, nhiệt lượng được vận chuyển theo chiều ngược từ nơi có nhiệt độ thấp hơn đến nơi có nhiệt độ cao hơn, đây là chiều truyền nhiệt không tự nhiên nên ta phải tốn công.

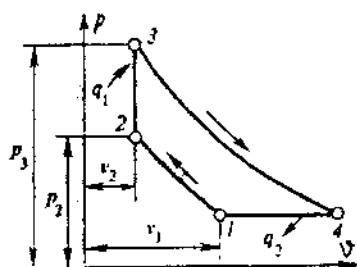
Nói chung, có thể đưa ra nhiều loại ví dụ khác nhau để khẳng định tính đúng đắn của định luật nhiệt động thứ hai. Riêng trong phạm vi nhiệt động kỹ thuật, sự ra đời của định luật nhiệt động thứ hai đã góp phần quan trọng vào việc củng cố và phát triển lý thuyết về máy nhiệt.

§ 3.2. CHU TRÌNH NHIỆT ĐỘNG

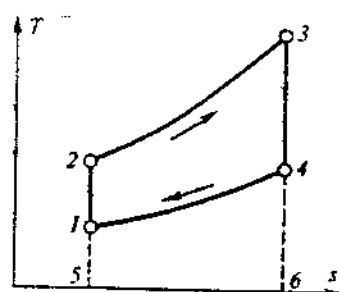
Chu trình là tập hợp của một số quá trình có tính chất khép kín. Trong các chu trình, trạng thái của chất môi giới sẽ biến đổi từ một trạng thái ban đầu nào đó, qua các trạng thái trung gian, rồi quay trở lại trạng thái ban đầu đã nói.

3.2.1. Chu trình thuận chiều

Trong chu trình thuận chiều thì chất môi giới sẽ nhận nhiệt từ nguồn nóng, giãn nở sinh công và nhả một phần nhiệt lượng còn lại cho nguồn lạnh. Trên các đồ thị $p-v$ và $T-s$, chu trình thuận chiều được biểu diễn bằng những đường khép kín theo chiều quay của kim đồng hồ. Tất cả các loại động cơ nhiệt đều hoạt động theo chu trình thuận chiều. Hình 3.1 và 3.2 biểu diễn chu trình lý thuyết của một loại turbine khí trên đồ thị $p-v$ và $T-s$.



Hình 3.1. Chu trình turbine khí trên đồ thị $p-v$



Hình 3.2. Chu trình turbine khí trên đồ thị $T-s$

Để đánh giá hiệu quả của chu trình thuận chiều người ta đưa ra khái niệm hiệu suất nhiệt (xem hình 1.1) ta có:

$$\eta_t = 1 - \frac{|Q_2|}{Q_1} = \frac{W}{Q_1}$$

Trong đó: η_t - hiệu suất nhiệt của chu trình thuận chiều

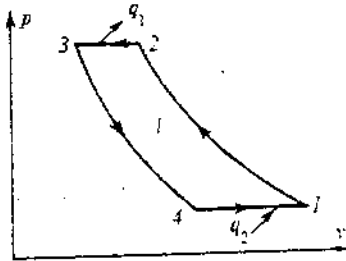
Q_1 - nhiệt lượng mà chất môi giới nhận được từ nguồn nóng

Q_2 - nhiệt lượng mà chất môi giới nhả ra từ nguồn lạnh

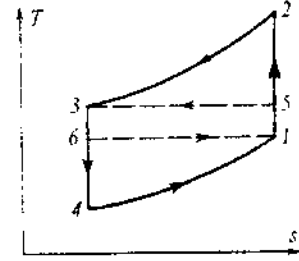
W - công sinh ra

3.2.2. Chu trình ngược chiều

Trong chu trình ngược chiều thì chất môi giới nhận công từ bên ngoài để vận chuyển nhiệt lượng theo chiều ngược từ nguồn lạnh đến nguồn nóng. Trên các đồ thị, ví dụ như đồ thị p-v và T-s, chu trình ngược chiều được biểu diễn bằng các đường khép kín có chiều quay ngược với kim đồng hồ. Tất cả các loại máy lạnh và bơm nhiệt đều hoạt động theo chu trình ngược chiều. Hình 3.3 và 3.4 trình bày chu trình lý thuyết của một loại máy lạnh trên đồ thị p-v và T-s.



Hình 3.3. Chu trình máy lạnh không khí trên đồ thị p-v



Hình 3.4. Chu trình máy lạnh không khí trên đồ thị T-s

Để đánh giá mức độ hoàn thiện của chu trình ngược chiều người ta dùng các khái niệm hệ số làm lạnh và hệ số làm nóng. Hệ số làm lạnh ϵ được dùng cho máy lạnh, còn hệ số làm nóng φ được dùng cho bơm nhiệt (xem hình 1.3).

Ta có:

$$\epsilon = \frac{Q_2}{|W|} = \frac{Q_2}{|Q_1| - Q_2}$$

$$\varphi = \frac{Q_1}{|W|} = \frac{Q_1}{|Q_1| - Q_2}$$

Ở đây:

ϵ - hệ số làm lạnh để đánh giá máy lạnh

φ - hệ số làm nóng để đánh giá bơm nhiệt

Q_1 - nhiệt lượng mà chất môi giới nhả ra cho nguồn nóng

Q_2 - nhiệt lượng mà chất môi giới nhận vào từ nguồn lạnh

W - công cấp vào

§ 3.3. CÁC PHÁT BIỂU CƠ BẢN CỦA ĐỊNH LUẬT NHIỆT ĐỘNG THỨ HAI

Trên cơ sở phát hiện về qui luật biến đổi nhiệt thành công của Sadi Carnot, đã có nhiều nhà khoa học nghiên cứu và phát triển tiếp tư tưởng này. Cho đến hiện nay, có rất nhiều cách phát biểu khác nhau về những nội dung liên quan đến định luật nhiệt động thứ hai, tuy nhiên - về cơ bản - có thể kể đến 2 phát biểu thường được mọi người nhắc đến là phát biểu Kelvin-Planck và phát biểu Clausius.

3.3.1. Phát biểu Kelvin- Planck

Nội dung của phát biểu này khẳng định, không thể có bất kỳ một động cơ nhiệt nào có thể biến toàn bộ nhiệt lượng nhận được thành ra công. Điều này cũng có nghĩa là, không thể có bất kỳ một động cơ nhiệt nào hoạt động trên cơ sở chỉ trao đổi nhiệt với một nguồn, hoặc, không thể tồn tại bất kỳ động cơ nhiệt nào mà hiệu suất nhiệt của nó đúng bằng 100%.

Như vậy, động cơ nhiệt chỉ có thể hoạt động và sinh công khi có sự vận chuyển của nhiệt lượng từ nguồn nóng đến nguồn lạnh. Do phải nhả cho nguồn lạnh một lượng nhiệt nào đó nên hiệu suất nhiệt của tất cả các động cơ nhiệt phải nhỏ hơn 100%.

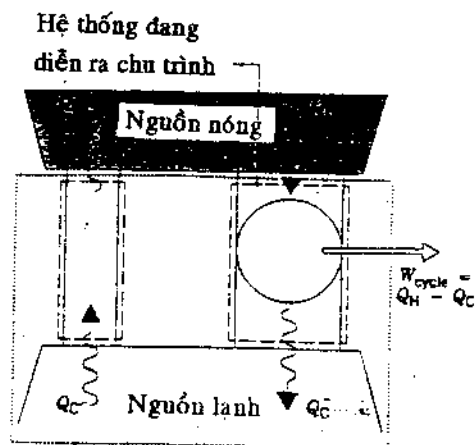
3.3.2. Phát biểu Clausius

Nội dung của phát biểu này khẳng định, không thể có bất kỳ một máy lạnh hay bơm nhiệt nào có thể vận chuyển nhiệt lượng từ một nơi có nhiệt độ nhỏ hơn đến một nơi có nhiệt độ cao hơn mà không tốn gì hết, cụ thể ở đây là không tiêu tốn năng lượng. Điều này cũng có nghĩa là, hệ số làm lạnh hay hệ số làm nóng của các máy lạnh và bơm nhiệt luôn luôn phải có giá trị xác định, không thể nào tiến đến vô cùng.

Cần lưu ý rằng, 2 phát biểu được nêu ở trên hoàn toàn tương đương với nhau vì sự chấp nhận phát biểu này sẽ dẫn đến sự chấp nhận phát biểu kia, ngược lại, sự phủ nhận phát biểu này sẽ dẫn đến sự phủ nhận phát biểu còn lại.

Từ hình 3.5, ta sẽ chứng minh sự tương đương của 2 phát biểu đã nói bằng cách phủ nhận phát biểu Clausius. Giả sử ta có thể chế tạo được một hệ thống máy lạnh hoạt động mà không cần cung cấp năng lượng, $W = 0$. như vậy, nếu gọi Q_2 là lượng nhiệt mà máy lạnh nhận vào từ nguồn lạnh, lúc đó nhiệt lượng mà máy lạnh nhả ra cho nguồn nóng cũng có giá trị đúng bằng Q_2 .

Trên hình 3.5, ngoài máy lạnh ta còn có một động cơ nhiệt khác. Giả sử nhiệt lượng mà động cơ nhiệt nhả ra cho nguồn lạnh cũng có trị số đúng bằng Q_2 , lúc đó nhiệt lượng Q_1 mà động cơ nhiệt nhận vào từ nguồn nóng - về mặt trị số - phải lớn hơn Q_2 một lượng là W , ta hiểu W chính là lượng công do động cơ nhiệt sinh ra; $W = Q_1 - |Q_2|$. Do nguồn lạnh ở hình 3.5, trong trường hợp này, nhận và nhả một lượng nhiệt bằng nhau cho nên có thể xem như vai trò của nó không có. Như vậy, nếu xem động cơ nhiệt, máy lạnh và nguồn lạnh ở hình 3.5 nằm cùng trong một hệ thống, lúc đó ta có thể thấy rõ hệ thống này đã hoạt động trên cơ sở trao đổi nhiệt chỉ với 1 nguồn, hệ thống này đã chuyển toàn bộ lượng nhiệt $Q_1 - |Q_2|$ nhận được từ nguồn đó thành ra công, điều này không phù hợp với phát biểu Kelvin-Planck. Như vậy, ta đã chứng minh được sự phủ nhận phát biểu Clausius sẽ kéo theo sự phủ nhận phát biểu Kelvin-Planck. Tất nhiên ta cũng có thể chứng minh theo chiều ngược lại, nếu phủ nhận phát biểu Kelvin-Planck thì phát biểu



Hình 3.5. Chứng minh sự tương đương của phát biểu Kelvin-Planck và phát biểu Clausius

Clausius cũng bị phủ nhận. Từ đó, rõ ràng 2 phát biểu đã nói hoàn toàn tương đương với nhau.

§ 3.4. QUÁ TRÌNH THUẬN NGHỊCH VÀ KHÔNG THUẬN NGHỊCH

Mục 1.2.6 đã đề cập sơ bộ đến tính thuận nghịch và không thuận nghịch của các quá trình. Tuy nhiên, vì đây là các khái niệm quan trọng trong nhiệt động lực học, nhất là trong định luật nhiệt động thứ hai, do đó cần phải trình bày lại một lần nữa với mức độ chi tiết hơn.

Với mục đích giúp người đọc dễ tiếp thu khái niệm này, ví dụ minh họa ở hình 3.6 sẽ được sử dụng. Khảo sát mặt nghiêng và viên bi ở hình 3.6. Giả sử, bắt đầu tại điểm A, ta thả viên bi ra, ta thấy viên bi sẽ di chuyển theo mặt nghiêng hướng xuống phía dưới. Gọi năng lượng toàn phần của viên bi tại A là E_A , ta thấy tại vị trí này E_A chỉ có một thành phần là thế năng (thế năng

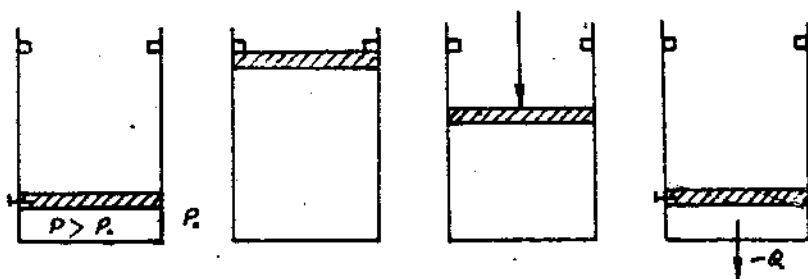


Hình 3.6. Thuyết minh về khái niệm thuận nghịch và không thuận nghịch

so với mặt phẳng chuẩn đi qua điểm B). Khi di chuyển tự do từ điểm A xuống, thành phần thế năng của viên bi sẽ giảm và thành phần động năng của viên bi sẽ tăng. Tổng của 2 thành phần này sẽ nhỏ hơn giá trị E_A lúc ban đầu. Ngay tại B, năng lượng toàn phần của viên bi chỉ có 1 thành phần là động năng vì thành phần thế năng bằng không. Nếu quan sát kỹ, ta thấy viên bi sẽ đi quá điểm B và theo mặt nghiêng tiến đến điểm C, tuy nhiên viên bi không thể nào đạt đến độ cao của điểm C vì trong quá trình chuyển động trên mặt nghiêng năng lượng của viên bi đã bị mất mát một phần do ma sát giữa viên bi với mặt nghiêng và do sức cản không khí. Rõ ràng, quá trình chuyển động của viên bi trên mặt nghiêng có xu hướng tắt dần và sẽ dừng hẳn tại điểm B sau một khoảng thời gian Δt nào đó. Quá trình vừa mô tả ở trên là quá trình thực tế, sở dĩ chuyển động của viên bi dần dần tắt là do có sự ma sát nên năng lượng toàn phần của nó bị giảm. Ta gọi quá trình đó là không thuận nghịch. Trong ví dụ vừa xét, rõ ràng năng lượng tổn thất của viên bi đã được chuyển ra môi trường xung quanh, điều này làm biến đổi trạng thái của viên bi và môi trường so với trước khi diễn ra quá trình. Như vậy, một cách tổng quát, có thể gọi một quá trình nào đó là không thuận nghịch nếu như hệ thống và môi trường không duy trì được trạng thái ban đầu của nó sau khi quá trình đã diễn ra. Tất cả các quá trình diễn ra trong thực tế đều là quá trình không thuận nghịch.

Từ ví dụ ở hình 3.6, nếu giả sử không có tổn thất năng lượng, tức chuyển động của viên bi hoàn toàn không bị ma sát và không có sức cản không khí, ta thấy viên bi sẽ chuyển động từ A, đi qua B, đến điểm C, rồi quay ngược lại. Quá trình sẽ diễn ra vô tận, không bao giờ tắt. Do không mất mát năng lượng nên trạng thái của viên bi và môi trường hoàn toàn không bị biến đổi. Ta gọi quá trình lý tưởng vừa nêu ở trên là quá trình thuận nghịch. Một cách tổng quát, ta gọi một quá trình nào đó là thuận nghịch nếu như quá trình được tuân tự cho tiến hành theo chiều ngược lại nhưng trạng thái của hệ thống và môi trường không hề bị biến đổi. Quá trình thuận nghịch là quá trình hết sức lý tưởng, được dùng trong các nghiên cứu có tính chất lý luận, không thể xảy ra trong thực tế.

Một vài ví dụ khác. Khảo sát quá trình trao đổi nhiệt giữa vật nóng hơn có nhiệt độ T_1 và vật nguội hơn có nhiệt độ T_2 , đặt $\Delta T = T_1 - T_2$, rõ ràng ΔT có một giá trị xác định nào đó. Trong thực tế, khi tồn tại độ chênh lệch nhiệt độ ΔT , dòng nhiệt sẽ di chuyển từ vật nóng hơn đến vật nguội hơn. Bây giờ, nếu muốn quá trình diễn ra theo chiều ngược lại, từ vật nguội hơn đến vật nóng hơn, nhất định ta phải sử dụng thiết bị có nhiệm vụ như một máy lạnh và phải tiêu tốn công. Như vậy, do phải cung cấp công từ bên ngoài, môi trường xung quanh đã bị biến đổi. Ta nói quá trình trao đổi nhiệt với độ chênh lệch nhiệt độ ΔT hữu hạn là quá trình không thuận nghịch. Khi $\Delta T = 0$, quá trình trao đổi nhiệt có thể diễn ra theo bất kỳ chiều nào nhưng không hề làm biến đổi môi trường, quá trình trao đổi nhiệt với $\Delta T = 0$ là quá trình thuận nghịch, quá trình này không thể xảy ra trong thực tế. Khảo sát quá trình giãn nở của chất khí chứa trong xy lanh được đẩy kín bằng piston ở hình 3.7, giả sử nhiệt độ của chất khí bằng nhiệt độ của môi trường xung quanh và áp suất p của chất khí lớn hơn áp suất p_0 của khí quyển. Khi rút chốt, piston sẽ bị đẩy lên đến vị trí như ở hình vẽ, trong quá trình này hệ thống đã sinh ra một lượng công W . Nếu muốn piston trở lại vị trí ban đầu, tất nhiên ta phải cung cấp cho hệ thống một lượng công W' . Do chuyển động của piston luôn luôn có ma sát so với thành xy lanh, rõ ràng ta thấy $W' > W$, ta nói quá trình mô tả ở hình 3.7 là quá trình không thuận nghịch. Trong trường hợp lý tưởng, khi chuyển động của piston không có ma sát, tất nhiên $W' = W$, quá trình như vậy được gọi là quá trình thuận nghịch.

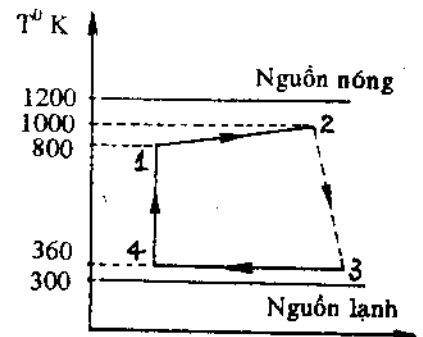


Hình 3.7

Đối với các nhà kỹ thuật, việc nhận ra tính không thuận nghịch của các quá trình thực tế là một việc hết sức có ý nghĩa. Trên cơ sở này, cần phải suy nghĩ các giải pháp hợp lý nhằm giảm bớt tính không thuận nghịch của các quá trình, làm cho các quá trình tiến gần đến quá trình thuận nghịch trong những điều kiện có thể chấp nhận được, có như vậy mới hy vọng nâng cao tính hiệu quả của các thiết bị kỹ thuật và các giải pháp công nghệ. Để minh họa, ta hãy khảo sát lại ví dụ ở hình 3.6. Trong trường hợp này, tính không thuận nghịch được thể hiện chủ yếu bởi ma sát giữa viên bi và bề mặt nghiêng. Khi nhận ra điều này, các nhà kỹ thuật cần tìm mọi biện pháp làm giảm bớt ma sát để nâng cao thời gian chuyển động Δt của viên bi, tức là làm giảm tính không thuận nghịch của quá trình, hay làm cho quá trình tiến gần đến mức thuận nghịch. Cụ thể ở ví dụ này, có thể thực hiện ý tưởng kỹ thuật đó bằng cách tăng cường độ bóng của viên bi và bề mặt nghiêng, đồng thời có thể sử dụng nhớt trên bề mặt nghiêng để giảm bớt ma sát.

Khi nghiên cứu các quá trình không thuận nghịch, người ta chia các quá trình không thuận nghịch đó ra làm 2 loại: quá trình không thuận nghịch bên trong và quá trình không thuận nghịch bên ngoài. Thuật ngữ bên trong và bên ngoài - trong trường hợp này - gắn liền với hệ thống và môi trường. Một quá trình được gọi là không thuận nghịch bên trong

nếu như tính không thuận nghịch đó diễn ra bên trong hệ thống khảo sát. Khi tính không thuận nghịch của một quá trình nào đó diễn ra ở môi trường, thông thường là môi trường gần nhất và trực tiếp nhất, ta gọi quá trình đó là không thuận nghịch bên ngoài. Như vậy, khi đề cập đến vấn đề này, vị trí của bề mặt ranh giới có vai trò quan trọng. Ở một số trường hợp, do có thể tùy ý lựa chọn bề mặt ranh giới phù hợp với yêu cầu khảo sát, vấn đề bên trong và bên ngoài trở nên chỉ có ý nghĩa tương đối. Mặc dù vậy, sự phân biệt tính bên trong và bên ngoài của các quá trình không thuận nghịch cũng rất có ích trong các khảo sát nhiệt động. Để hiểu rõ các khái niệm bên trong và bên ngoài, ta hãy khảo sát ví dụ mô tả ở hình 3.8. Đồ thị T-s ở hình 3.8 biểu diễn chu trình của một loại động cơ nhiệt nào đó. Trong thực tế, khi chất môi giới nhận nhiệt từ nguồn nóng, nhất định phải tồn tại độ chênh lệch nhiệt độ Δt , quá trình 1-2 là quá trình không thuận nghịch, ta gọi quá trình đó là không thuận nghịch bên ngoài vì tính không thuận nghịch của quá trình có liên quan với môi trường là nguồn nóng ở bên ngoài hệ thống. Ta cũng có nhận xét tương tự đối với quá trình 3-4. Ở quá trình giãn nở sinh công 2-3, vì chuyển động rối của dòng chất môi giới và vì tồn tại sự ma sát giữa vách thiết bị và chất môi giới nên quá trình không giống quá trình giãn nở lý tưởng, ta gọi quá trình 2-3 là quá trình không thuận nghịch bên trong, rõ ràng trong trường hợp này tính không thuận nghịch của quá trình 2-3 hoàn toàn diễn ra ở bên trong của hệ thống.

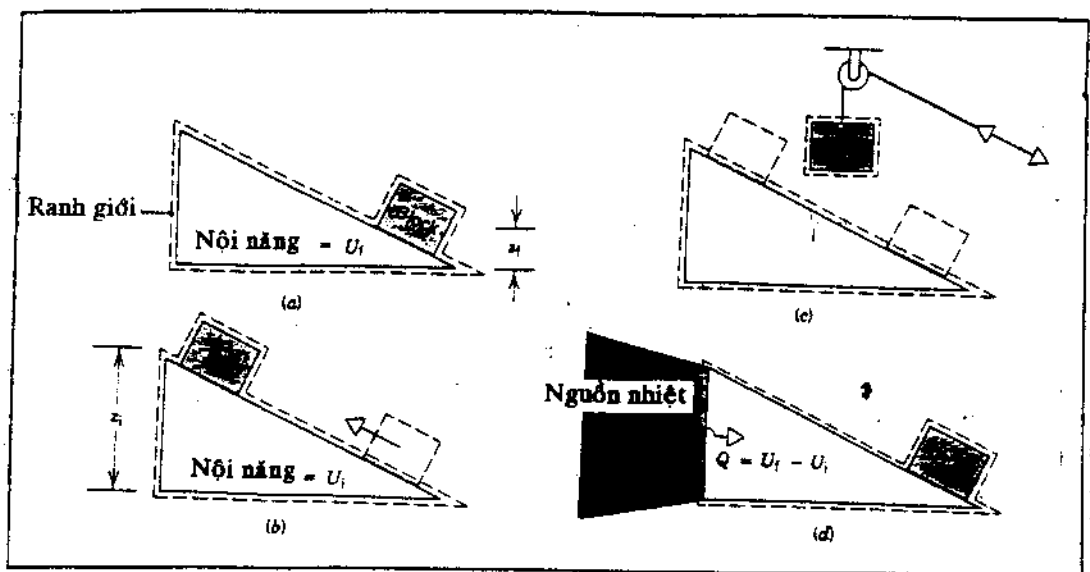


Hình 3.8. Quá trình không thuận nghịch bên trong và bên ngoài

Ví dụ 3.1:

Khảo sát một hệ thống bao gồm một vật có khối lượng là m và bề mặt nghiêng. Giả sử lúc ban đầu vật có độ cao là Z_1 và đang ở trạng thái tĩnh. Khi thả cho vật trượt tự do xuống phía dưới, vật sẽ dần dần tiến đến tình trạng đứng yên ứng với độ cao Z_f . Trong khi diễn ra quá trình, giữa hệ thống và môi trường không có sự trao đổi công và nhiệt. Hãy dùng phát biểu Kelvin-Planck để chứng minh quá trình đã nêu là không thuận nghịch.

Giải:



Hình 3.9

Hình 3.9a mô tả vị trí đứng yên của vật vào cuối quá trình. Trong trường hợp này, hệ thống khảo sát là hệ thống kín. Áp dụng định luật nhiệt động thứ nhất cho hệ thống kín, từ phương trình (2.28) và (1.20), ta có:

$$Q = (E_{d2} - E_{d1}) + (E_{t2} - E_{t1}) + (U_2 - U_1) + W$$

Theo đề bài, ta có: $Q = 0$

$$W = 0$$

$$E_{d2} - E_{d1} = 0$$

Như vậy:

$$U_2 - U_1 = U_f - U_i = E_{t1} - E_{t2}$$

Hay:

$$U_f - U_i = m \cdot g \cdot (Z_i - Z_f)$$

Kết quả đó chỉ ra rằng, khi diễn ra quá trình, đã có sự chuyển đổi một phần thế năng của vật để làm gia tăng nội năng của hệ thống qua ma sát giữa vật và bề mặt nghiêng. Rõ ràng đây là quá trình không thuận nghịch vì là chuyển động cơ học có ma sát.

Tuy nhiên, để có thể chứng minh quá trình đã nêu là không thuận nghịch trên cơ sở phát biểu Kelvin-Planck, ta hãy khảo sát một chu trình bao gồm 3 quá trình với trạng thái ban đầu là vị trí ổn định của vật ở độ cao Z_f .

Quá trình 1: giả sử vật có thể chuyển động ngược từ vị trí có độ cao Z_f đến vị trí ổn định có độ cao Z_i mà không gây tác động gì đến môi trường. Ở quá trình này, nội năng của hệ giảm từ trị số U_f đến U_i (xem hình 3.9b).

Quá trình 2: ta dùng hệ pulley và dây cáp để đưa vật từ vị trí có độ cao Z_i trở về vị trí có độ cao Z_f (hình 3.9c). Trong quá trình này hệ thống khảo sát đã làm một công đối với môi trường, công đó có giá trị đúng bằng độ sụt giảm thế năng của vật.

Quá trình 3: để làm cho trạng thái của hệ thống khảo sát quay lại trạng thái ban đầu, ta xem như có một nguồn nhiệt ở bên ngoài cấp cho hệ một nhiệt lượng $Q = U_f - U_i$. Bằng cách này, hệ thống khảo sát đã được đưa trở lại trạng thái ban đầu với độ cao Z_f của vật và nội năng U_f của hệ (hình 3.9d).

Ở trên ta đã chứng minh $U_f - U_i = mg(Z_i - Z_f)$, như vậy chu trình bao gồm 3 quá trình nêu trên có khả năng hoạt động trên cơ sở chỉ trao đổi nhiệt với 1 nguồn và có thể biến toàn bộ nhiệt lượng nhận được thành ra công, đây là điều không thể chấp nhận được dựa theo phát biểu Kelvin-Planck. Do đó, để truy tìm lý do tạo nên tính không hợp lý của chu trình đã nói, cần xem xét lại tính khả thi của 3 quá trình đó. Rõ ràng, không thể thực hiện quá trình 1 mà không gây biến đổi gì đến môi trường. Chính vì vậy, quá trình mà đề bài yêu cầu khảo sát là quá trình không thuận nghịch.

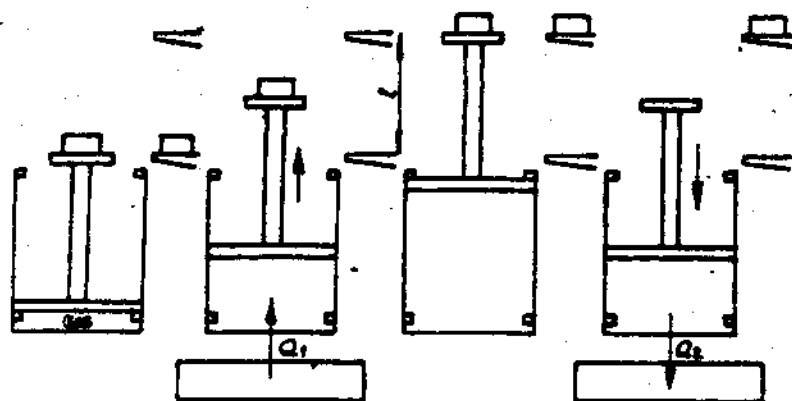
§ 3.5. CHU TRÌNH VÀ ĐỊNH LÝ CARNOT

3.5.1. Chu trình Carnot

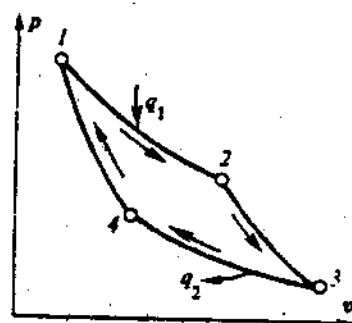
Trong tác phẩm “Những suy nghĩ về lực chuyển động của lửa và những máy có khả năng sinh ra các lực này”, Carnot đã đề cập đến một loại chu trình lý thuyết có hiệu suất

hiệt cao nhất. Về sau, người ta gọi chu trình đã được Carnot nói đến trong tác phẩm này là *chu trình Carnot*.

Xét một hệ thống gồm có xylanh, piston và bên trong có chứa một loại chất khí nào đó (hình 3.10). Giả sử các vật liệu tạo nên hệ thống có khi thì dẫn nhiệt rất tốt và có khi thì cách nhiệt rất tốt. Gọi 1 là trạng thái ban đầu của chất khí, các thông số tương ứng là p_1 , v_1 , T_1 . Khi nhận nhiệt từ nguồn nóng có nhiệt độ là T_n , chất môi giới sẽ giãn nở và sinh ra một lượng công nào đó. Trên hình 3.11, quá trình 1-2 là quá trình mà chất môi giới nhận nhiệt từ nguồn nóng, quá trình 2-3 là quá trình giãn nở sinh công. Khi xây dựng chu trình này, Sadi Carnot giả thiết các quá trình được tiến hành ở điều kiện hết sức lý tưởng. Vì tính lý tưởng đó, quá trình trao đổi nhiệt 1-2 được xem như diễn ra ở điều kiện độ chênh lệch nhiệt độ bằng không.



Hình 3.10

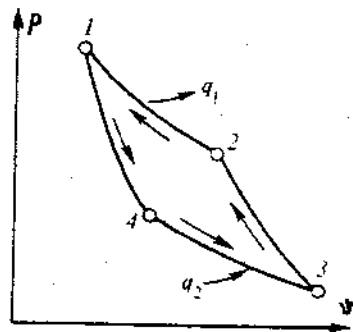


Hình 3.11

Do giả thiết T_n không bị biến đổi trong quá trình trao đổi nhiệt với hệ thống, có thể rút ra kết luận rằng quá trình 1-2 có nhiệt độ không đổi và $T_1 = T_n$, ta gọi quá trình 1-2 là *đẳng nhiệt thuận nghịch*. Ở quá trình 2-3, tính lý tưởng được thể hiện qua giả thiết là hoàn toàn không xuất hiện ma sát khi diễn ra quá trình. Như vậy, trong khi diễn ra quá trình 2-3, giữa chất môi giới và môi trường không có trao đổi nhiệt lượng. Ta gọi quá trình 2-3 là quá trình *đoạn nhiệt thuận nghịch*. Khi biến đổi trạng thái từ 2 đến 3, nhiệt độ của chất môi giới giảm từ T_1 đến T_2 , tại trạng thái 3 thì quá trình giãn nở sinh công kết thúc. Ứng với trường hợp ở hình 3.10, có thể thấy lượng công sinh ra trong quá trình 2-3 là công do sự thay đổi thể tích trong hệ thống kín. Về mặt trị số, lượng công này bằng độ sụt giảm nội năng tương ứng của chất khí có trong xylanh. Bắt đầu tại trạng thái 3, hệ thống ở hình 3.10 nhận công từ bên ngoài để làm giảm thể tích của chất môi giới và đưa hệ thống trở lại trạng thái ban đầu. Các quá trình tương ứng là 3-4 và 4-1. Trong quá trình 3-4, chất môi giới sẽ nhả nhiệt ra nguồn lạnh có nhiệt độ là T_1 . Tương tự như đã nói ở quá trình 1-2, do tính lý tưởng của quá trình nên $T_2 = T_1$. Vì giả thiết xem $T_1 = \text{const}$ nên $T_2 = \text{const}$, ta gọi quá trình 3-4 là quá trình *đẳng nhiệt thuận nghịch*. Quá trình nén 4-1 cũng được xét ở điều kiện lý tưởng, tức là không có ma sát, do vậy khi diễn ra quá trình 4-1 giữa chất môi giới và môi trường không có sự trao đổi nhiệt lượng, ta gọi quá trình 4-1 là *đoạn nhiệt thuận nghịch*.

Khi các quá trình diễn ra theo chiều ngược lại (hình 3.12) và cũng ở điều kiện lý tưởng, ta thấy đầu tiên chất môi giới sẽ tiến hành quá trình *đoạn nhiệt thuận nghịch* 1-4, kế tiếp là các quá trình *đẳng nhiệt thuận nghịch* 4-3, *đoạn nhiệt thuận nghịch* 3-2 và *đẳng nhiệt thuận nghịch* 2-1.

Các chu trình vừa được mô tả ở trên có tên là chu trình Carnot. Một cách tổng quát, chu trình Carnot là chu trình có 4 quá trình, trong đó có 2 quá trình đoạn nhiệt thuận nghịch và 2 quá trình đẳng nhiệt thuận nghịch xếp xen kẽ nhau. Chu trình ở hình 3.11 được gọi là chu trình Carnot thuận chiều, còn chu trình ở hình 3.12 được gọi là chu trình Carnot ngược chiều.



Hình 3.12

Theo công thức (1.3), hiệu suất nhiệt của 1 chu trình thuận chiều bất kỳ có dạng như sau:

$$\eta = 1 - \frac{|q_2|}{q_1}$$

Từ công thức (2.77), nhiệt lượng q_1 và $|q_2|$ trao đổi giữa chất môi giới và các nguồn nhiệt có dạng như sau:

$$q_1 = RT_1 \ln \frac{v_2}{v_1}$$

$$|q_2| = RT_2 \ln \frac{v_3}{v_4}$$

Do quá trình 2-3 và 4-1 là đoạn nhiệt, ta có:

$$\left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{\frac{1}{k-1}} = \frac{v_2}{v_3} \text{ và } \left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{\frac{1}{k-1}} = \frac{v_1}{v_4}$$

Như vậy: $\frac{v_2}{v_3} = \frac{v_1}{v_4}$ hay $\frac{v_2}{v_1} = \frac{v_3}{v_4}$

Từ đó, hiệu suất nhiệt của chu trình Carnot là:

$$\eta_c = 1 - \frac{T_2}{T_1} \quad (3.1)$$

Cần lưu ý, các ký hiệu T_1 và T_2 trong công thức (3.1) không chỉ có ý nghĩa là nhiệt độ của chất môi giới trong quá trình nhận nhiệt và nhả nhiệt, mà quan trọng hơn, đó là nhiệt độ tương ứng của nguồn nóng và nguồn lạnh (vì các quá trình có tính thuận nghịch). Như vậy, từ (3.1), ta thấy hiệu suất nhiệt của chu trình Carnot thuận chiều chỉ phụ thuộc vào nhiệt độ của nguồn nóng và nguồn lạnh. Khi độ chênh lệch nhiệt độ giữa nguồn nóng và nguồn lạnh càng lớn thì hiệu suất nhiệt η_c càng lớn. Do nhiệt độ nguồn nóng không thể vô cùng lớn hoặc nhiệt độ nguồn lạnh không thể bằng 0°K cho nên hiệu suất nhiệt η_c của chu trình Carnot thuận chiều không thể đạt đến giá trị 100%.

Để xác định hệ số làm lạnh ϵ_c của chu trình Carnot ngược chiều, từ (1.7b), ta có:

$$\epsilon = \frac{q_2}{|q_1| - q_2}$$

Việc xác định $|q_1|$ và q_2 cũng được thực hiện tương tự như đã nêu ở trên, do đó ta có thể viết biểu thức xác định hệ số làm lạnh của chu trình Carnot ngược chiều như sau:

$$\varepsilon_c = \frac{T_2}{T_1 - T_2} \quad (3.2)$$

Trong trường hợp này, các ký hiệu T_1 và T_2 vừa có ý nghĩa là nhiệt độ của chất môi giới trong quá trình nhả nhiệt và nhận nhiệt, đồng thời cũng có ý nghĩa là nhiệt độ của nguồn nóng và nguồn lạnh. Từ (3.2), ta thấy hệ số làm lạnh của chu trình Carnot ngược chiều chỉ phụ thuộc vào nhiệt độ của nguồn nóng và nguồn lạnh.

3.5.2. Định lý Carnot

Khi xác định biểu thức mô tả hiệu suất nhiệt của chu trình Carnot thuận chiều, chất môi giới được xem là khí lý tưởng. Như vậy, có thể xuất hiện câu hỏi là hiệu suất nhiệt của chu trình Carnot có phụ thuộc vào tính chất của chất môi giới hay không. Để trả lời câu hỏi này, Carnot đã phát biểu như sau:

"Hiệu suất nhiệt của chu trình thuận nghịch, được thực hiện giữa 2 nguồn nhiệt có nhiệt độ là T_1 và T_2 , hoàn toàn không phụ thuộc vào tính chất của chất môi giới hoạt động trong chu trình". Nội dung của phát biểu này được gọi là định lý Carnot.

Để chứng minh định lý này, ta hãy khảo sát 2 động cơ hoạt động theo chu trình Carnot. Trong đó, động cơ I có chất môi giới là khí lý tưởng, còn chất môi giới ở động cơ II là hơi nước, cả 2 động cơ đều hoạt động giữa 2 nguồn nhiệt như nhau.

Gọi:

q_1 - nhiệt lượng mà nguồn nóng cấp cho động cơ I và động cơ II

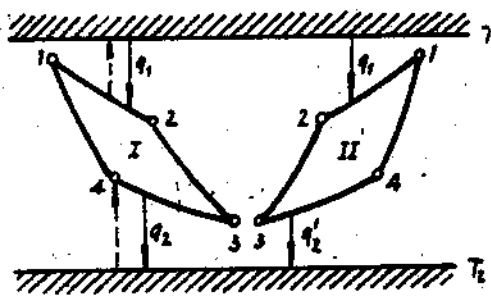
$|q_2|$ - nhiệt lượng do động cơ I nhả ra nguồn lạnh

$|q'_2|$ - nhiệt lượng do động cơ II nhả ra nguồn lạnh

Hiệu suất nhiệt của các động cơ này lần lượt là:

$$\eta_I = \frac{q_1 - |q_2|}{q_1} \quad \text{và} \quad \eta_{II} = \frac{q_1 - |q'_2|}{q_1}$$

Giả sử hiệu suất nhiệt của 2 động cơ này không bằng nhau, ta ví dụ $\eta_{II} > \eta_I$. Nếu cho động cơ II hoạt động thuận chiều, lúc đó công do động cơ II sinh ra lớn hơn công mà động cơ I (hiện được cho hoạt động ngược chiều) cần nhận vào. Như vậy, nếu xem hệ thống bao gồm nguồn nóng và 2 động cơ đang khảo sát, ta thấy hệ thống chỉ trao đổi nhiệt với 1 nguồn và có khả năng biến toàn bộ nhiệt lượng nhận được từ nguồn đó thành ra công. Đây là điều không thể chấp nhận được. Tương tự, nếu giả sử $\eta_I > \eta_{II}$ ta cũng sẽ dẫn đến điều mà phát biểu Kelvin-Planck hoàn toàn phủ nhận. Do đó $\eta_I = \eta_{II}$, nói cách khác, hiệu suất nhiệt của chu trình Carnot không phụ thuộc vào bản chất của chất môi giới



Hình 3.13

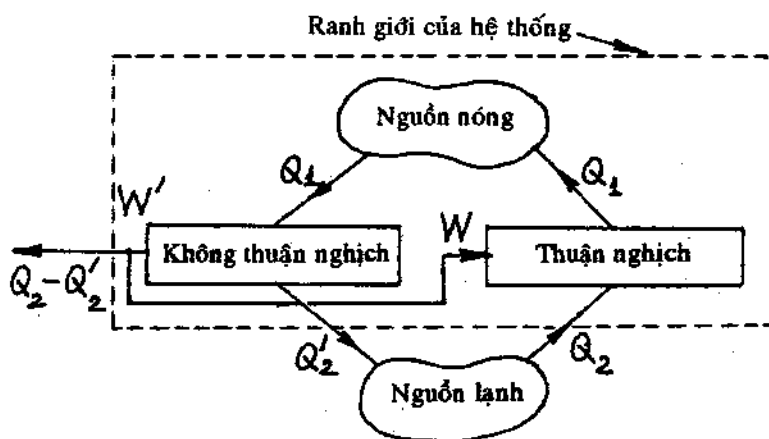
mà chỉ phụ thuộc vào nhiệt độ nguồn nóng và nguồn lạnh.

§ 3.6. CÁC HỆ QUẢ CỦA ĐỊNH LUẬT NHIỆT ĐỘNG THỨ HAI

3.6.1. Hệ quả thứ nhất

Khi hoạt động giữa các giới hạn nhiệt độ như nhau, không thể có bất kỳ một chu trình nhiệt động thuận chiều thực tế nào có hiệu suất nhiệt lớn hơn hoặc bằng hiệu suất nhiệt của chu trình Carnot.

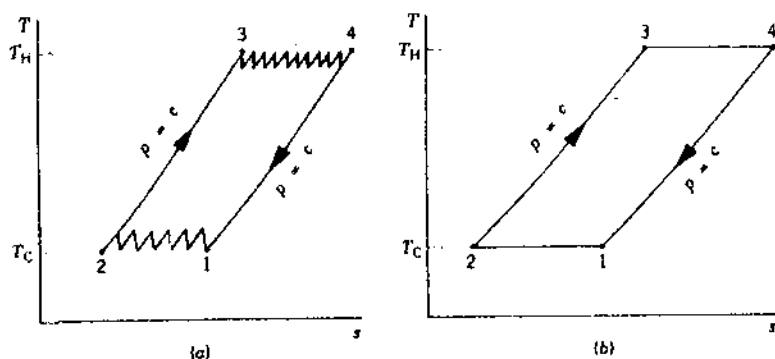
Ta có thể chứng minh điều đó như sau. Xét 2 động cơ nhiệt trên hình 3.14, trong đó giả sử động cơ hoạt động theo chu trình Carnot có hiệu suất nhiệt nhỏ hơn hiệu suất nhiệt của động cơ không thuận nghịch thực tế và cả 2 động cơ này đều hoạt động giữa nguồn nóng và nguồn lạnh như nhau.



Hình 3.14

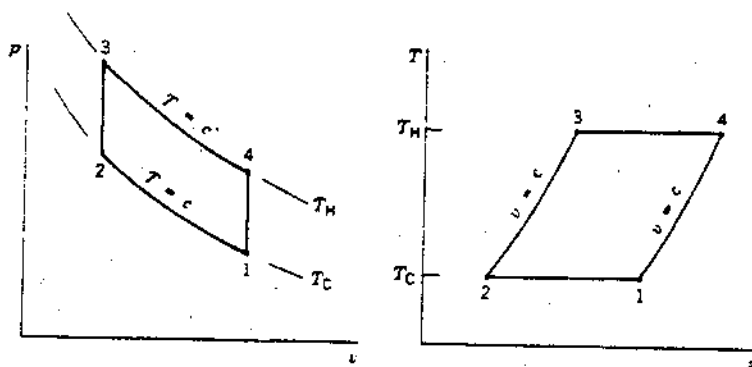
Gọi Q_1 là nhiệt lượng mà động cơ không thuận nghịch nhận vào từ nguồn nóng và Q_2' là nhiệt lượng mà động cơ này nhả ra cho nguồn lạnh. Như vậy, công W' do động cơ này sinh ra có giá trị là $W' = Q_1 - |Q_2'|$. Do động cơ hoạt động theo chu trình Carnot có tính thuận nghịch cho nên ta có thể chuyển động cơ này sang hoạt động ở chế độ bơm nhiệt, lúc đó ta gọi Q_2 là nhiệt lượng mà bơm nhiệt nhận vào từ nguồn lạnh và Q_1 là nhiệt lượng mà nó nhả ra cho nguồn nóng, giá trị công W cần cấp vào được xác định như sau: $W = |Q_1| - Q_2$. Vì ở trên ta đã giả thiết hiệu suất nhiệt của chu trình không thuận nghịch lớn hơn hiệu suất nhiệt của chu trình Carnot, do đó ta có thể suy ra - về mặt trị số - $Q_2' < Q_2$ hay $W' > W$. Từ kết quả này, nếu ta xem công cần cung cấp cho bơm nhiệt được lấy từ công do động cơ không thuận nghịch sinh ra, lúc đó vẫn còn thừa một lượng công có trị số là $W' - W = Q_2 - Q_2'$ cấp cho môi trường bên ngoài. Do nguồn nóng, trong ví dụ này, nhận và nhả một lượng nhiệt như nhau, ta có thể xem nguồn nóng và 2 động cơ đang khảo sát cùng thuộc về 1 hệ thống. Như vậy, ta nhận thấy hệ thống đang khảo sát có thể hoạt động trên cơ sở chỉ trao đổi nhiệt với 1 nguồn và có khả năng biến toàn bộ nhiệt lượng nhận được thành ra công, điều này hoàn toàn trái với phát biểu Kelvin-Planck, do đó giả thiết đã nêu ở trên là không chấp nhận được. Kết luận, khi hoạt động giữa nguồn nóng và nguồn lạnh giống nhau, hiệu suất nhiệt của bất kỳ một động cơ nhiệt thực tế nào cũng đều phải nhỏ hơn hiệu suất nhiệt của động cơ nhiệt hoạt động theo chu trình Carnot.

Tuy nhiên, cần phải nhấn mạnh rằng, hiệu suất nhiệt của chu trình Carnot có giá trị cao không phải vì hình dạng đặc biệt của chu trình, yếu tố then chốt để làm chu trình Carnot có giá trị đạt mức giới hạn là tính thuận nghịch của các quá trình hợp thành chu trình. Ericsson, khi nghiên cứu về turbine khí, đã đề xuất chu trình lý tưởng bao gồm 2 quá trình đẳng nhiệt thuận nghịch và 2 quá trình đẳng áp thuận nghịch xếp xen kẽ nhau (hình 3.15).



Hình 3.15: Chu trình Ericsson

ta gọi chu trình đó là chu trình Ericsson. Hiệu suất nhiệt của chu trình Ericsson trình bày ở hình 3.15 vẫn được xác định bằng công thức (3.1), trong đó $T_1 = T_H$ là nhiệt độ của nguồn nóng, $T_2 = T_C$ là nhiệt độ của nguồn lạnh. Từ đó, ta thấy nếu chu trình Carnot ở hình 3.11 và chu trình Ericsson ở hình 3.15 đều có nhiệt độ nguồn nóng và nguồn lạnh như nhau, lúc đó 2 chu trình sẽ có hiệu suất nhiệt bằng nhau và đạt giá trị lớn nhất tương ứng với 2 nguồn nhiệt đó. Ngoài chu trình Ericsson, có thể nêu tiếp ở đây chu trình Stirling với mục đích minh họa cho nhận xét đã nói. Hình 3.16 trình bày chu trình Stirling, chu trình này gồm có 2 quá trình đẳng nhiệt thuận nghịch và 2 quá trình đẳng tích thuận nghịch, hiệu suất nhiệt của chu trình này cũng được xác định theo công thức (3.1).



Hình 3.16 Chu trình Stirling

3.6.2. Hệ quả thứ hai

Tất cả các chu trình Carnot thuận chiều đều có hiệu suất nhiệt bằng nhau nếu cùng hoạt động giữa các nguồn nóng và nguồn lạnh như nhau.

Ta có thể chứng minh tính đúng đắn của hệ quả này thông qua công thức (3.1) hoặc bằng cách tương tự như khi chứng minh hệ quả 1.

3.6.3. Hệ quả thứ ba

Có thể xây dựng thang đo nhiệt độ độc lập với chất môi giới được dùng. Các giá trị nhiệt độ dựa theo thang đo này được gọi là *nhiệt độ tuyệt đối*.

Hình 3.17 trình bày 3 động cơ hoạt động theo chu trình Carnot ứng với các nguồn nhiệt khác nhau. Giả sử $T_1 > T_2 > T_3$ với động cơ I hoạt động giữa nguồn nhiệt T_1 và T_2 , động cơ II hoạt động giữa nguồn nhiệt T_2 và T_3 , còn động cơ III hoạt động giữa nguồn nhiệt T_1 và T_3 .

Một cách tổng quát, hiệu suất nhiệt của các động cơ đã nói đều có thể được xác định theo công thức (1.2). Tuy nhiên, do hiệu suất nhiệt của chu trình Carnot chỉ phụ thuộc vào nhiệt độ nguồn nóng và nguồn lạnh, ta có thể viết:

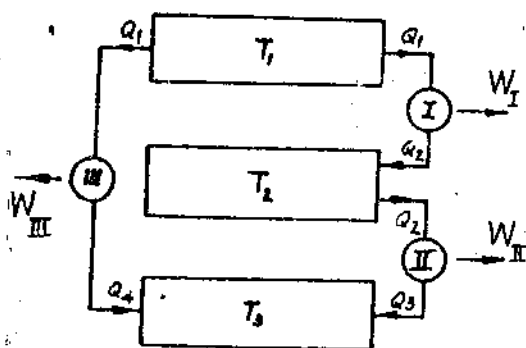
$$\frac{Q_1}{Q_2} = f(T_1, T_2) \quad (3.3a)$$

$$\frac{Q_2}{Q_3} = f(T_2, T_3) \quad (3.3b)$$

$$\frac{Q_1}{Q_4} = f(T_1, T_3) \quad (3.3c)$$

Trong đó, các ký hiệu Q_1, Q_2, Q_3, Q_4 được biểu diễn trên hình 3.17, các ký hiệu đó chỉ biểu diễn giá trị mà không tính đến dấu.

Ta có thể xem các động cơ I và II như là 1 động cơ ghép hoạt động giữa các nguồn nhiệt T_1 và T_3 với nhiệt lượng mà động cơ nhận vào là Q_1 và nhả ra là Q_3 . Từ hệ quả thứ hai, có thể thấy hiệu suất nhiệt của động cơ III và động cơ ghép có giá trị như nhau, như vậy $Q_3 = Q_4$.



Hình 3.17

Khi chia (3.3c) cho (3.3b), ta được:

$$\frac{Q_1}{Q_4} \cdot \frac{Q_3}{Q_2} = \frac{f(T_1, T_3)}{f(T_2, T_3)} = \frac{Q_1}{Q_2} \quad (3.3d)$$

Từ (3.3a) và (3.3d), ta có thể viết:

$$f(T_1, T_2) = \frac{f(T_1, T_3)}{f(T_2, T_3)} \quad (3.3e)$$

Có thể thấy rõ giá trị T_3 được chọn một cách ngẫu nhiên. Như vậy, từ biểu thức (3.3e) ta rút ra kết luận là hàm $f(T_1, T_2)$ hoàn toàn không phụ thuộc T_3 . Từ đó, biểu thức (3.3e) có thể được viết lại như sau:

$$f(T_1, T_2) = \frac{\Psi(T_1)}{\Psi(T_2)} \quad (3.3f)$$

So sánh biểu thức (3.3a) và (3.3f), ta có:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{\Psi(T_1)}{\Psi(T_2)} \quad (3.3g)$$

Biểu thức (3.3g) là cơ sở để xây dựng thang nhiệt độ nhiệt động học. Các giá trị nhiệt độ được xác định theo thang đo này hoàn toàn độc lập với chất môi giới, chúng chỉ phụ thuộc vào lượng nhiệt trao đổi giữa chu trình Carnot với nguồn nóng và nguồn lạnh. Nói một cách khác, chúng chỉ phụ thuộc vào hiệu suất nhiệt của chu trình Carnot hay chỉ phụ

thuộc vào định luật nhiệt động thứ nhất và thứ hai.

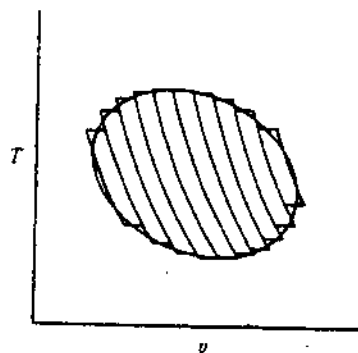
3.6.4. Hệ quả thứ tư

Khi tiến hành một chu trình thuận nghịch bất kỳ (bao gồm các quá trình thuận nghịch), ta luôn luôn có:

$$\oint \frac{\delta Q}{T} = 0 \quad (3.4)$$

Biểu thức (3.4) được xem là cách biểu diễn toán học của định luật nhiệt động thứ hai ứng với một chu trình thuận nghịch bất kỳ. Ta còn gọi biểu thức (3.4) là *đẳng thức Clausius* hay *tích phân Clausius thứ nhất*.

Thật vậy, ứng với một chu trình thuận nghịch bất kỳ, ta có thể xem chu trình đó gần như tương đương với một số khá lớn các chu trình Carnot (hình 3.18). Để làm được điều đó, ta dùng mạng lưới các đường đẳng nhiệt và đoạn nhiệt để chia nhỏ chu trình đang khảo sát. Gọi $T_{11}, T_{12}, T_{13}, \dots$ là nhiệt độ nguồn nóng của các chu trình Carnot thành phần và $T_{21}, T_{22}, T_{23}, \dots$ là nhiệt độ của các nguồn lạnh tương ứng. Từ (3.3g), có thể thấy hàm Ψ là hàm bất kỳ trong số những hàm thích hợp. Khi lựa chọn hàm Ψ , có một số dạng hàm đã được đưa ra. Tuy nhiên, sau này người ta đã thống nhất chấp nhận đề nghị do Lord Kelvin khởi xướng:



Hình 3.18

$$\frac{\Psi(T_1)}{\Psi(T_2)} = \frac{T_1}{T_2}$$

Như vậy, ta có:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{T_1}{T_2} \quad (3.5)$$

Nếu quan tâm đến dấu, ta thấy Q_1 có dấu dương và Q_2 có dấu âm, do đó biểu thức (3.5) có thể được viết lại như sau:

$$\frac{Q_1}{T_1} = -\frac{Q_2}{T_2}$$

Hay:

$$\frac{Q_1}{T_1} + \frac{Q_2}{T_2} = 0 \quad (3.6)$$

Từ (3.6), khi khảo sát các chu trình Carnot thành phần ở hình 3.18, ta viết được các biểu thức sau:

$$\frac{\delta Q_{11}}{T_{11}} + \frac{\delta Q_{21}}{T_{21}} = 0$$

$$\frac{\delta Q_{12}}{T_{12}} + \frac{\delta Q_{22}}{T_{22}} = 0$$

$$\frac{\delta Q_{13}}{T_{13}} + \frac{\delta Q_{23}}{T_{23}} = 0$$

.....

Cộng vế theo vế các phương trình đã nêu, ta được:

$$\sum_{i=1}^n \frac{\delta Q_{1i}}{T_{1i}} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta Q_{2i}}{T_{2i}} = 0 \quad (3.7)$$

Trong đó, các ký hiệu δQ_{1i} và δQ_{2i} chỉ lượng nhiệt mà các chu trình Carnot thành phần nhận vào từ nguồn nóng và nhả ra cho nguồn lạnh.

Biểu thức (3.7) có thể được thu gọn như sau:

$$\sum_{i=1}^n \frac{\delta Q}{T} = 0 \quad (3.8)$$

Khi số lượng các chu trình Carnot thành phần ở hình 3.18 là vô cùng lớn, ta thấy tổng số nối tiếp các chu trình này rất giống với chu trình thuận nghịch đang khảo sát. Ở trường hợp này, từ (3.8) ta có thể viết:

$$\oint \frac{\delta Q}{T} = 0$$

3.6.5. Hệ quả thứ năm

Khi tiến hành một chu trình không thuận nghịch bất kỳ (trong chu trình đó có một hay một vài quá trình không thuận nghịch), ta luôn luôn có:

$$\oint \frac{\delta Q}{T} < 0 \quad (3.9)$$

Biểu thức (3.9) cũng được xem là một cách biểu diễn toán học của định luật nhiệt động thứ hai ứng với chu trình không thuận nghịch. Ta gọi (3.9) là *bất đẳng thức Clausius* hay *tích phân Clausius thứ hai*.

Bằng cách chứng minh tương tự, ta có thể chia chu trình không thuận nghịch đang khảo sát thành nhiều chu trình thành phần ghép nối tiếp mà mỗi thành phần đều được tạo nên bởi 2 quá trình đẳng nhiệt và 2 quá trình đoạn nhiệt xếp xen kẽ nhau.

Ta đã biết, khi có cùng giới hạn nhiệt độ, hiệu suất nhiệt của chu trình Carnot là lớn nhất so với hiệu suất nhiệt của các chu trình không thuận nghịch bất kỳ:

$$\eta_{KTN} < \eta_{TN}$$

$$\text{Hay: } 1 - \frac{|Q_2|}{Q_1} < 1 - \frac{T_2}{T_1}$$

Từ đó:

$$\frac{|Q_2|}{Q_1} > \frac{T_2}{T_1}$$

$$\frac{Q_1}{T_1} < \frac{|Q_2|}{T_2}$$

$$\frac{Q_1}{T_1} - \frac{|Q_2|}{T_2} < 0$$

Vì Q_2 mang dấu âm cho nên ta có thể thay $|Q_2|$ bởi $-Q_2$, do vậy:

$$\frac{Q_1}{T_1} - \left(\frac{-Q_2}{T_2} \right) < 0$$

Hay:

$$\frac{Q_1}{T_1} + \frac{Q_2}{T_2} < 0 \quad (3.10)$$

Áp dụng biểu thức (3.10) cho các chu trình thành phần đã nói ở trên, ta có thể viết:

$$\sum_{i=1}^n \frac{\delta Q_{1i}}{T_{1i}} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta Q_{2i}}{T_{2i}} < 0 \quad (3.11)$$

Khi thu gọn, ta có:

$$\sum_{i=1}^n \frac{\delta Q}{T} < 0 \quad (3.12)$$

Nếu số chu trình thành phần là vô cùng lớn, có thể viết lại biểu thức (3.12) như sau:

$$\oint \frac{\delta Q}{T} < 0$$

Hệ quả thứ tư và thứ năm là kết quả thu nhận được khi nghiên cứu hiệu suất nhiệt của các chu trình thuận nghịch và không thuận nghịch. Các kết quả này có ý nghĩa lớn trong việc nghiên cứu phát triển phần lý luận của nhiệt động lực học. Clausius đã phát biểu định lý như sau: "Tích phân tỉ số $\delta Q/T$ theo chu trình thuận nghịch bất kỳ sẽ có giá trị bằng không, tích phân tỉ số $\delta Q/T$ theo chu trình không thuận nghịch bất kỳ sẽ luôn luôn có giá trị nhỏ hơn không". Tổng hợp các kết quả đã nêu, ta viết được:

$$\oint \frac{\delta Q}{T} \leq 0 \text{ hay } \oint \left(\frac{\delta Q}{T} \right)_b = -\sigma_{ct} \quad (3.13)$$

Trong biểu thức (3.13), ta có:

- σ_{ct} biểu diễn tính thuận nghịch hay không thuận nghịch của chu trình
- Về giá trị, $\sigma_{ct} = 0$ khi chu trình có tính thuận nghịch
 $\sigma_{ct} > 0$ khi chu trình có tính không thuận nghịch

Ngoài ra, không thể có trường hợp nào mà σ_{ct} có giá trị âm.

- Ký hiệu b nhắc nhở rằng tích phân vòng được tính ngay tại bề mặt ranh giới.

§ 3.7. THANG NHIỆT ĐỘ NHIỆT ĐỘNG HỌC

Định luật nhiệt động thứ không là cơ sở để thực hiện việc đo đạc nhiệt độ. Định luật đó chỉ rõ: “Nếu 2 vật có nhiệt độ t_1 và t_2 cùng bằng nhiệt độ t_3 của vật thứ ba thì nhiệt độ của 2 vật đó bằng nhau”. Tuy nhiên, do phụ thuộc vào các điều kiện cụ thể khi xây dựng thang đo nhiệt độ, cụ thể là phụ thuộc vào chất môi giới, mà các kết quả nhận được không đảm bảo tính khách quan. Một thang đo nhiệt độ hoàn toàn không phụ thuộc vào chất môi giới được gọi là thang nhiệt độ tuyệt đối. Cơ sở để xây dựng thang nhiệt độ tuyệt đối là định lý Carnot mà ta đang đề cập trong định luật nhiệt động thứ hai. Chính vì vậy, người ta còn gọi thang nhiệt độ tuyệt đối là thang nhiệt độ nhiệt động học.

Để hiểu rõ về thang nhiệt độ nhiệt động học, ta hãy khảo sát một lần nữa sơ đồ ở hình 3.17. Từ sơ đồ ở hình 3.17 và những lý giải trong mục 3.6.3, ta đã chứng minh được nhiệt lượng Q_1 và Q_2 trao đổi giữa động cơ Carnot với các nguồn nhiệt chỉ phụ thuộc vào nhiệt độ nguồn nóng và nguồn lạnh:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{\Psi(T_1)}{\Psi(T_2)}$$

Như đã nói, trên cơ sở đề xuất của Lord Kelvin, mọi người đã chọn hàm Ψ ở dạng đơn giản nhất:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{\Psi(T_1)}{\Psi(T_2)} = \frac{T_1}{T_2}$$

Và từ đó, hiệu suất nhiệt của động cơ Carnot tính theo các giá trị nhiệt độ tuyệt đối của nguồn nóng và nguồn lạnh có dạng:

$$\eta_C = 1 - \frac{T_2}{T_1}$$

Điều này có nghĩa là, khi biết được hiệu suất nhiệt của động cơ Carnot hoạt động giữa 2 nguồn nhiệt nào đó, ta hoàn toàn có thể xác định được tỉ số các nhiệt độ tuyệt đối của các nguồn nhiệt đó. Cần nhấn mạnh, ta chỉ có thể xác định được tỉ số các nhiệt độ mà không xác định được độ lớn của các nhiệt độ.

Chính vì vậy, khi nghiên cứu xây dựng thang nhiệt độ nhiệt động học, một vấn đề mà các nhà nghiên cứu hết sức quan tâm là tìm cách xác định độ lớn của các nhiệt độ. Để giải quyết vấn đề này, ta hãy khảo sát động cơ nhiệt hoạt động theo chu trình Carnot. Ở động cơ này, xem như động cơ nhận nhiệt từ nguồn nóng có nhiệt độ bằng nhiệt độ sôi của nước và nhả nhiệt cho nguồn lạnh có nhiệt độ bằng nhiệt độ nước đá đang tan. Nếu có thể đo

được hiệu suất nhiệt của động cơ này, ta thấy nó vào khoảng 26,8%. Như vậy, ta có:

$$\eta_c = 1 - \frac{T_2}{T_1} = 26,8\%$$

Hay:

$$\frac{T_2}{T_1} = 0,732 \quad (3.14)$$

Phương trình (3.14) chứa 2 ẩn số là T_1 và T_2 , do đó để có thể giải được thì ta cần phải có một phương trình nữa. Rõ ràng việc xây dựng phương trình này hoàn toàn có tính chất tùy ý và tùy thuộc vào cách sắp đặt phương trình thứ hai này mà độ lớn của các nhiệt độ tuyệt đối sẽ được xác định như thế nào. Nếu ta muốn khoảng chia của thang nhiệt độ nhiệt động học bằng với khoảng chia của thang nhiệt độ Celcius, ta có thể viết:

$$T_1 - T_2 = 100 \quad (3.15)$$

Giải hệ phương trình (3.14) và (3.15), ta tìm được:

$$T_1 = 373,15^\circ\text{K}$$

$$T_2 = 273,15^\circ\text{K}$$

Và từ đó, có thể viết mối quan hệ giữa nhiệt độ tuyệt đối (độ Kelvin) với nhiệt độ Celcius như sau:

$$t^\circ\text{C} = T^\circ\text{K} - 273,15$$

Trong trường hợp nếu ta chọn độ chênh $T_1 - T_2$ có giá trị khác, ví dụ:

$$T_1 - T_2 = 180 \quad (3.16)$$

Lúc đó, giải phương trình (3.14) và (3.16), ta có:

$$T_1 = 672^\circ\text{R}$$

$$T_2 = 492^\circ\text{R}$$

Thang nhiệt độ tuyệt đối được xây dựng trên cơ sở chấp nhận mối quan hệ (3.16) được gọi là thang nhiệt độ Rankine.

Trong quá trình xây dựng thang nhiệt độ nhiệt động học, cần lưu ý có một vấn đề không thể giải quyết được trong thực tế, đó là việc đo hiệu suất nhiệt của chu trình Carnot. Phương hướng có tính chất khả thi được xây dựng trên cơ sở sử dụng nhiệt kế khí lý tưởng và nhiệt độ điểm 3 thể của nước. Tại hội nghị quốc tế lần thứ 10 về khối lượng và đo lường, mọi người chấp nhận lấy nhiệt độ điểm 3 thể của nước là $273,16^\circ\text{K}$, giá trị này lớn hơn nhiệt độ của nước đá đang tan vào khoảng $0,01^\circ\text{C}$. Tất cả các giá trị nhiệt độ sôi của nước và nhiệt độ của nước đá đang tan mà ta đề cập trong mục §3.7 đều được xác định ở áp suất 101,3 kPa.

Khảo sát nhiệt kế khí lý tưởng mô tả ở hình 3.19, trong trường hợp này ta đặt bầu cảm ứng nhiệt ở nơi cần đo nhiệt độ và điều chỉnh cột thủy ngân sao cho mức thủy ngân tại vị trí A không bị xô dịch, như vậy thể tích của lượng khí lý tưởng chứa trong bầu cảm ứng được giữ không đổi. Giả sử nhiệt độ của chất khí chứa trong bầu và nhiệt độ của chất khí chứa trong ống dẫn nhiệt kế có giá trị giống nhau, lúc đó áp suất của chất khí - thông qua

chiều cao của cột thủy ngân - thể hiện nhiệt độ cần đo. Phương trình trạng thái của khí lý tưởng có dạng như sau:

$$pV = GRT$$

Ở điều kiện đẳng tích, ta có:

$$\frac{p}{p_3} = \frac{T}{T_3}$$

Trong đó:

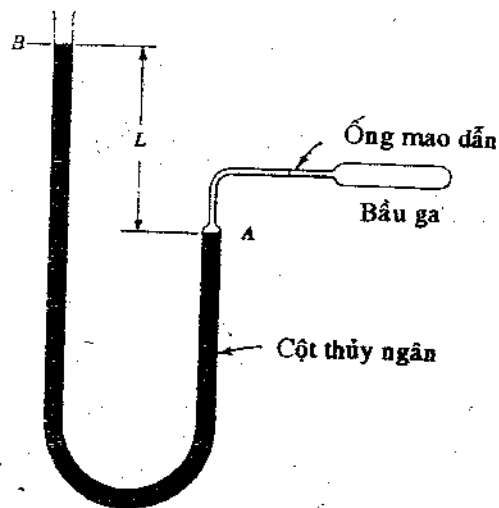
T, T_3 - nhiệt độ cần đo và nhiệt độ điểm 3 thể của nước.

p, p_3 - áp suất của chất khí trong bầu cảm ứng nhiệt ứng với nhiệt độ cần đo và ứng với nhiệt độ điểm 3 thể của nước.

Giả sử ta đã xác định được p_3 , như vậy:

$$T = 273,16 \left(\frac{p}{p_3} \right) \quad (3.17)$$

Thang nhiệt độ xây dựng theo biểu thức (3.17) được gọi là thang nhiệt độ khí lý tưởng. Ta có thể chứng minh được rằng, nhiệt độ đo theo thang này và theo thang nhiệt độ nhiệt động học Kelvin hoàn toàn có giá trị giống nhau.



Hình 3.19. Nhiệt kế khí lý tưởng

§ 3.8. Entropi

Khi khảo sát định luật nhiệt động thứ nhất, người ta đã đưa ra các thông số trạng thái nội năng và entanpi. Và cũng như vậy, khi nghiên cứu các hệ quả của định luật nhiệt động thứ hai, người ta phát hiện ra thông số trạng thái mới gọi tên là entropi.

Có thể nói cụ thể hơn, entropi là thông số được rút ra từ đẳng thức Clausius. Đó là thông số mà lượng biến đổi của nó được dùng để lượng hóa mức độ không thuận nghịch của các quá trình thực tế. Thật vậy, khi nghiên cứu một chu trình thuận nghịch bất kỳ, người ta nhận thấy rằng tích phân vòng của $\delta Q / T$ luôn luôn bằng không (biểu thức 3.4). Điều này chứng tỏ rằng, ứng với một quá trình thuận nghịch bất kỳ, tỉ số $\delta Q / T$ tương đương với vi phân toàn phần của một hàm nào đó mà hàm đó chỉ phụ thuộc vào trạng thái của chất môi giới. Ta gọi hàm đó là entropi và ký hiệu là s . Như vậy, đối với một quá trình thuận nghịch, ta có:

$$ds = \frac{\delta q}{T} \text{ hay } dS = \frac{\delta Q}{T}$$

3.8.1. Nguyên lý gia tăng entropi

Hình 3.20 trình bày đồ thị X-Y, trong đó X và Y là 2 thông số trạng thái nào đó trong số các thông số trạng thái mà ta đã biết. Gọi 1 và 2 là hai trạng thái khác nhau của chất môi giới mà ta đang khảo sát. Giả sử quá trình 1-2 theo đường R_A và các quá trình 2-1 theo

đường R_B và R_C là các quá trình thuận nghịch. Từ biểu thức (3.4), ta có:

$$\int_1^2 \left(\frac{\delta Q}{T} \right)_{R_A} + \int_2^1 \left(\frac{\delta Q}{T} \right)_{R_B} = 0 \quad (3.18a)$$

$$\int_1^2 \left(\frac{\delta Q}{T} \right)_{R_A} + \int_2^1 \left(\frac{\delta Q}{T} \right)_{R_C} = 0 \quad (3.18b)$$

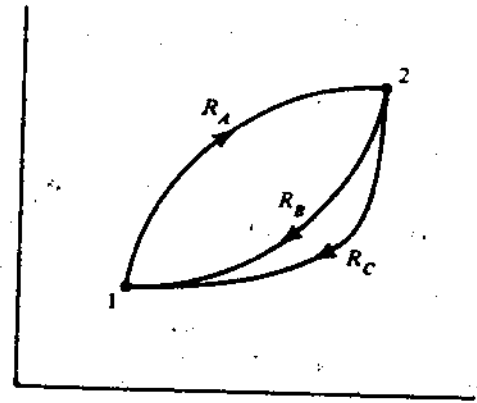
So sánh (3.18a) và (3.18b) ta được:

$$\int_2^1 \left(\frac{\delta Q}{T} \right)_{R_B} = \int_2^1 \left(\frac{\delta Q}{T} \right)_{R_C} \quad (3.19)$$

Do các đường R_B và R_C được chọn có tính chất ngẫu nhiên, từ (3.19) ta thấy rõ tích phân của $\delta Q/T$ theo một quá trình thuận nghịch bất kỳ nào đó hoàn toàn không phụ thuộc vào đặc điểm của quá trình mà chỉ phụ thuộc vào trạng thái đầu và trạng thái cuối. Theo ký hiệu đã nêu, ứng với quá trình thuận nghịch bất kỳ, ta viết được:

$$S_2 - S_1 = \int_1^2 \left(\frac{\delta Q}{T} \right)_{TN} \quad (3.20)$$

Thông số trạng thái X



Thông số trạng thái Y

Hình 3.20

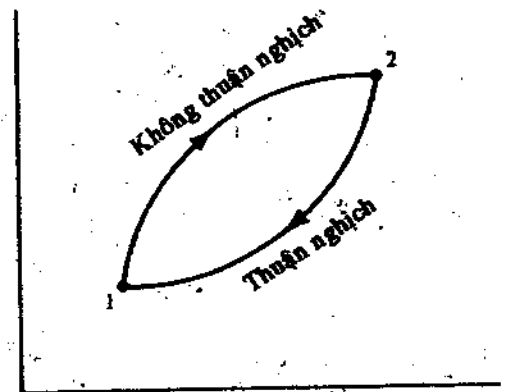
Hình 3.21 trình bày một chu trình không thuận nghịch, bao gồm quá trình không thuận nghịch 1-2 và quá trình thuận nghịch 2-1. Từ bất đẳng thức Clausius ta viết được:

$$\int_1^2 \left(\frac{\delta Q}{T} \right)_{KTN} + \int_2^1 \left(\frac{\delta Q}{T} \right)_{TN} < 0$$

Theo định nghĩa về entropi, ta có:

$$\int_1^2 \left(\frac{\delta Q}{T} \right)_{KTN} + S_1 - S_2 < 0$$

Thông số trạng thái X



Thông số trạng thái Y

Hình 3.21

Như vậy, ứng với quá trình không thuận nghịch bất kỳ, ta luôn luôn có:

$$S_2 - S_1 > \int_1^2 \left(\frac{\delta Q}{T} \right)_{\text{KTN}} \quad (3.21)$$

Kết hợp (3.20) và (3.21) ta viết được:

$$\Delta S = S_2 - S_1 \geq \int_1^2 \left(\frac{\delta Q}{T} \right) \quad (3.22)$$

Trong (3.22), dấu bằng ứng với quá trình thuận nghịch, còn dấu lớn hơn ứng với quá trình không thuận nghịch.

Cũng từ (3.22), ta thấy nếu quá trình là đoạn nhiệt thuận nghịch, nhất định entropi của chất môi giới không bị thay đổi. Nếu quá trình là đoạn nhiệt không thuận nghịch, entropi của chất môi giới sẽ bị gia tăng. Như vậy, *không phải lúc nào quá trình đoạn nhiệt cũng tương đương với quá trình có entropi không đổi*. Chỉ dẫn đến kết luận này khi quá trình có tính thuận nghịch.

Trong một hệ cô lập, do nhiệt lượng trao đổi bằng không, từ biểu thức (3.22) ta có thể rút ra các kết luận sau:

- Nếu hệ đang ở trạng thái cân bằng, entropi của hệ không bị biến đổi, tức là $\Delta S = 0$.

- Nếu hệ đang ở trạng thái không cân bằng, bên trong hệ nhất định có một số quá trình đang diễn ra. Trong số các quá trình này, có thể có cả quá trình thuận nghịch và không thuận nghịch. Biến đổi entropi ứng với các quá trình này có thể diễn ra theo chiều tăng hay giảm, từ đó làm entropi của hệ tại từng vị trí khác nhau cũng có thể tăng hay giảm. Tuy nhiên - khi xét toàn bộ - entropi của hệ sẽ tăng nếu có một số quá trình diễn ra ở điều kiện không thuận nghịch và sẽ không đổi nếu tất cả các quá trình đã nói đều thuận nghịch.

Từ những nhận xét đó, khi bàn đến sự biến đổi entropi của một hệ cô lập, ta có thể viết:

$$\Delta S \geq 0 \quad (3.23)$$

Biểu thức (3.23) được xem là một cách biểu diễn toán học của nguyên lý gia tăng entropi. Clausius đã phát biểu như sau: *"Năng lượng của hệ cô lập được giữ không đổi, entropi của hệ cô lập có xu hướng đạt đến một giá trị cực đại nào đó"*.

Như vậy, ta có thể kết luận: trong một hệ cô lập, chỉ có quá trình nào làm entropi của hệ tăng thì quá trình đó mới có thể diễn ra. Khi entropi của hệ đạt giá trị lớn nhất có thể có, lúc đó hệ sẽ đạt đến trạng thái cân bằng và tất cả các quá trình sẽ kết thúc. Tuy nhiên, cần lưu ý, khái niệm lớn nhất mà ta đang đề cập - xét trong thế giới vĩ mô - là không có giới hạn.

Khảo sát một hệ thống nhiệt động nào đó và môi trường của nó. Ta có thể xem hệ thống đang khảo sát và môi trường có liên quan là một hệ cô lập. Từ biểu thức (3.23), ta có thể viết được mối quan hệ sau:

$$\Delta S_{\text{ht}} + \Delta S_{\text{mt}} \geq 0 \quad (3.24)$$

Trong đó:

ΔS_{ht} - lượng biến đổi entropi của hệ thống đang khảo sát

ΔS_{mt} - lượng biến đổi entropi của môi trường có liên quan

Tương tự như kết luận đã nói ở trên, chỉ những quá trình nào thỏa mãn biểu thức (3.24) thì quá trình đó mới có thể diễn ra.

3.8.2. Đồ thị T-s

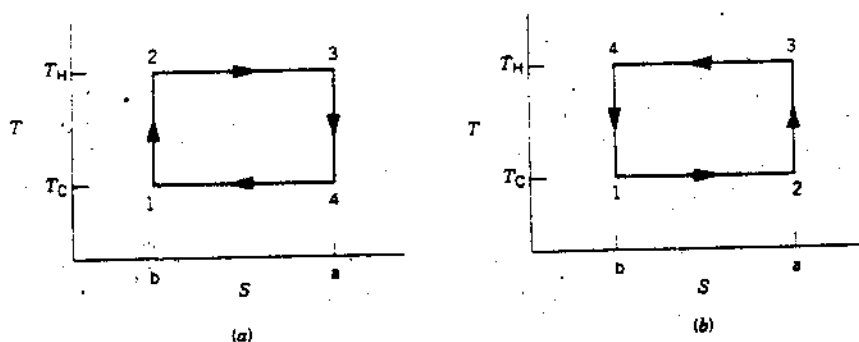
Khi tiến hành phân tích các chu trình và quá trình nhiệt động, người ta thường quan tâm đến lượng biến đổi entropi của chất môi giới. Chính vì vậy, trong thực tế ta thấy xuất hiện một vài loại đồ thị mà một trong 2 trục tọa độ biểu diễn thông số trạng thái entropi. Tương tự như đồ thị p-v biểu diễn công, người ta thường dùng đồ thị T-s để biểu diễn lượng nhiệt trao đổi giữa chất môi giới và môi trường trong một quá trình thuận nghịch nào đó (xem mục 2.2.2).

Từ biểu thức xác định entropi, ta có:

$$\delta q = T \cdot ds$$

Khi một quá trình thuận nghịch nào đó diễn ra trong hệ thống kín, ta thấy entropi của chất môi giới có thể tăng, giảm hoặc không đổi. Điều này hoàn toàn phụ thuộc vào chiều hướng và đặc điểm trao đổi nhiệt giữa hệ thống đang khảo sát và môi trường. Cần lưu ý, trong biểu thức xác định entropi, nhiệt độ được dùng là nhiệt độ tuyệt đối (độ Kelvin hay độ Rankine).

Để minh họa, ta hãy xem xét các đồ thị T-s ở hình 3.22. Trong đó, hình 3.22a ứng với chu trình Carnot thuận chiều và hình 3.22b ứng với chu trình Carnot ngược chiều.



Hình 3.22

Ở hình 3.22a, ta thấy khi diễn ra quá trình 2-3 thì entropi của hệ gia tăng một lượng từ s_2 đến s_3 do nguồn nóng đã chuyển cho hệ một nhiệt lượng nào đó. Ở quá trình 4-1, do hệ thống nhả nhiệt lượng ra cho nguồn lạnh cho nên entropi của hệ giảm từ s_4 đến s_1 . Như vậy, quá trình 2-3 làm entropi của hệ tăng, còn quá trình 4-1 làm entropi của hệ giảm. Ứng với các quá trình 3-4 và 1-2, vì các quá trình là đoạn nhiệt thuận nghịch nên - theo (3.22) - entropi của hệ được duy trì không đổi.

Gọi Q_1 và Q_2 là lượng nhiệt mà hệ nhận vào từ nguồn nóng và nhả ra cho nguồn lạnh, ta có:

$$Q_1 = T_H(S_3 - S_2)$$

$$Q_2 = T_C(S_1 - S_4)$$

Trên hình 3.22a, Q_1 được biểu diễn bằng diện tích của hình chữ nhật 23ab2, còn Q_2 được biểu diễn bằng diện tích của hình chữ nhật 41ba4. Như vậy, diện tích của hình chữ

nhật 23412 biểu diễn lượng nhiệt thật sự mà hệ thống nhận được, chính lượng nhiệt này sau đó đã được biến đổi thành công. Gọi Q_{HC} là lượng nhiệt đang đề cập, ta có:

$$Q_{HC} = (T_H - T_C)(S_3 - S_2)$$

3.8.3. Sự cân bằng entropi trong hệ nhiệt động kín

Khảo sát chu trình biểu diễn ở hình 3.23, trong đó quá trình I (từ 1 đến 2) là quá trình không thuận nghịch, còn quá trình R (từ 2 đến 1) là quá trình thuận nghịch.

Từ biểu thức (3.13), ta có thể viết:

$$\int_1^2 \left(\frac{\partial Q}{T} \right)_b + \int_2^1 \left(\frac{\partial Q}{T} \right) = -\sigma_{ct} \quad (3.25)$$

Trong biểu thức (3.25), tích phân thứ nhất ứng với quá trình I và được xác định ngay tại bề mặt ranh giới, tích phân thứ hai ứng với quá trình R. Trong tích phân thứ hai, không cần chỉ số b như ở tích phân thứ nhất vì quá trình R có tính thuận nghịch, nhiệt độ của chất môi giới được xem là đồng đều trong toàn bộ hệ thống.

Theo (3.20), ta có thể xác định được lượng biến đổi entropi từ trạng thái 2 đến trạng thái 1 như sau:

$$S_1 - S_2 = \int_2^1 \left(\frac{\partial Q}{T} \right)$$

Như vậy, từ (3.25), ta có:

$$\int_1^2 \left(\frac{\partial Q}{T} \right)_b + S_1 - S_2 = -\sigma \quad (3.26)$$

Ở (3.26), ta đã thay σ_{ct} bằng σ vì trong chu trình ở hình 3.23 ta biết rõ tính không thuận nghịch của chu trình là do quá trình I gây ra.

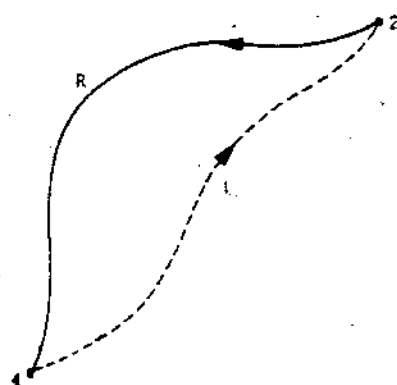
Từ đó:

$$S_2 - S_1 = \int_1^2 \left(\frac{\partial Q}{T} \right)_b + \sigma \quad (3.27)$$

Biểu thức (3.27) được xem là phương trình cân bằng entropi trong một hệ nhiệt động kín, khi trong hệ đó đang diễn ra một quá trình biến đổi trạng thái bất kỳ từ 1 đến 2. Ta có:

- Biến đổi entropi: $\Delta S = S_2 - S_1$

- Mức độ truyền entropi do có sự trao đổi nhiệt: $\int_1^2 \left(\frac{\partial Q}{T} \right)_b$



Hình 3.23

- Mức độ phát sinh entropi: σ

Cần lưu ý, giá trị $\Delta S = S_2 - S_1$ chỉ phụ thuộc vào điểm đầu và điểm cuối mà không phụ thuộc vào đặc điểm của quá trình. Trong khi đó, cả 2 thành phần ở vế phải của phương trình (3.27) đều phụ thuộc vào tính chất của quá trình.

Mức độ truyền entropi do có sự trao đổi nhiệt giữa chất môi giới và môi trường cũng có chiều và qui ước về dấu giống như chiều và qui ước về dấu của lượng nhiệt trao đổi. Khi giá trị này dương, ta hiểu là entropi được truyền từ môi trường vào hệ thống. Khi giá trị này âm, entropi được truyền từ hệ thống ra môi trường. Khi giá trị này bằng không, xem như giữa chất môi giới và môi trường không có sự trao đổi nhiệt lượng.

Tất nhiên, từ phương trình (3.27), ta thấy lượng biến đổi entropi ΔS của hệ thống không chỉ phụ thuộc vào mức độ truyền entropi mà còn bị ảnh hưởng bởi mức độ phát sinh entropi σ . Khi quá trình 1-2 có tính không thuận nghịch, σ có giá trị dương. Nếu quá trình 1-2 là thuận nghịch, σ bằng không. Như vậy, có thể xem σ là một trong những cách đánh giá mức độ không thuận nghịch của một quá trình nào đó. Ta có thể hiểu một cách đơn giản hơn, khi quá trình khảo sát có tính thuận nghịch thì mức độ phát sinh entropi $\sigma = 0$, lúc đó sự biến đổi entropi của hệ thống chỉ phụ thuộc vào mức độ truyền entropi, tức là phụ thuộc vào sự trao đổi nhiệt giữa hệ thống và môi trường. Khi quá trình khảo sát là không thuận nghịch, ngoài việc truyền entropi do sự trao đổi nhiệt, bên trong hệ còn phát sinh một sự biến đổi entropi khác làm ảnh hưởng đến lượng biến đổi entropi chung của hệ. Rõ ràng, giá trị của σ phụ thuộc vào tính chất của quá trình, σ không được xem là thông số trạng thái, σ không thể có giá trị âm. Từ (3.27), ta thấy giá trị của $\Delta S = S_2 - S_1$ có thể dương, âm hay bằng không.

Phương trình (3.27) có thể được biểu diễn ở dạng khác. Nếu quá trình trao đổi nhiệt diễn ra ở một số vị trí khác nhau trên bề mặt ranh giới, tại những vị trí đó giả sử nhiệt độ không thay đổi theo thời gian, ta viết được:

$$S_2 - S_1 = \sum_{i=1}^n \frac{Q_i}{T_i} + \sigma \quad (3.28)$$

Trong trường hợp quá trình trao đổi nhiệt phụ thuộc vào thời gian, ta có:

$$\frac{dS}{dt} = \sum_{i=1}^n \frac{\dot{Q}_i}{T_i} + \dot{\sigma} \quad (3.29)$$

Ở đây:

- Q_i / T_i : biểu diễn sự truyền entropi tại bề mặt i đang khảo sát.
- $\dot{Q}_i / T_i$: Biểu diễn sự truyền entropi tại bề mặt i đang khảo sát có tính đến sự phụ thuộc vào thời gian, T_i là nhiệt độ tức thời của bề mặt i .
- dS/dt : Sự biến đổi entropi của hệ theo thời gian
- $\dot{\sigma}$: mức độ phát sinh entropi do tính không thuận nghịch của quá trình được tính theo thời gian.

3.8.4. Sự cân bằng entropi trong hệ nhiệt động hở

Cũng giống như khối lượng và năng lượng, entropi có tính cộng được. Điều này có nghĩa là, entropi của một hệ thống nhiệt động nào đó bằng entropi của các bộ phận trong hệ thống đó cộng lại. Như vậy, trong hệ thống nhiệt động hở, ngoài lượng entropi truyền do sự trao đổi nhiệt, *thông qua dòng chất môi giới mà entropi sẽ được đưa vào hay đưa ra khỏi hệ thống*. Đây là điểm khác biệt cơ bản giữa hệ thống kín và hệ thống hở khi khảo sát sự cân bằng entropi. Từ phương trình (3.29), bằng cách tương tự, ta viết được phương trình cân bằng entropi của hệ thống hở như sau:

$$\frac{dS}{dt} = \sum_{i=1}^h \frac{\dot{Q}_i}{T_i} + \sum_{i=1}^n \dot{G}_{iv} s_{iv} - \sum_{i=1}^m \dot{G}_{ir} s_{ir} + \sigma \quad (3.30)$$

Trong đó:

dS/dt - lượng biến đổi entropi của hệ theo thời gian

$\dot{G}_{iv} s_{iv}$ và $\dot{G}_{ir} s_{ir}$ - lượng entropi được đưa vào và đưa ra khỏi hệ thống theo lưu lượng dòng vào là $\dot{G}_{iv}$ và lưu lượng dòng ra là $\dot{G}_{ir}$

Trong trường hợp này, lượng truyền entropi được tính là:

$$\text{Lượng truyền entropi} = \sum_{i=1}^h \frac{\dot{Q}_i}{T_i} + \sum_{i=1}^n \dot{G}_{iv} s_{iv} - \sum_{i=1}^m \dot{G}_{ir} s_{ir}$$

$\sum_{i=1}^h \frac{\dot{Q}_i}{T_i}$ được hiểu là thành phần truyền entropi trong hệ nhiệt động hở đi qua phần bề

mặt ranh giới thứ i , nhiệt lượng trao đổi và nhiệt độ bề mặt tương ứng là $\dot{Q}_i$ và T_i .

Phương trình (3.30) được xem là dạng phương trình cơ bản và phổ biến nhất. Tuy nhiên, khi xét các thông số trạng thái khác một cách chi tiết hơn, có thể ngoài sự phụ thuộc vào thời gian còn có sự phụ thuộc vào từng vị trí trong hệ thống, lúc đó entropi tổng của hệ tại thời điểm t đang khảo sát được tính như sau:

$$S(t) = \int_V \rho s \cdot dV \quad (3.31)$$

Ở đây: ρ và s biểu diễn khối lượng riêng và entropi (kJ/kg.K) tại vị trí đang khảo sát.

Lượng entropi truyền qua bề mặt ranh giới của hệ thống khi có sự trao đổi nhiệt được xác định bằng công thức sau:

$$\begin{aligned} &\text{Lượng truyền entropi} \\ &\text{do có sự trao đổi nhiệt trên} = \int_A \left(\frac{\dot{q}}{T} \right) \cdot dA \\ &\text{toàn bề mặt ranh giới của hệ} \end{aligned} \quad (3.32)$$

Trong đó $\dot{q}$ là nhiệt lượng trao đổi (theo thời gian) tính trên 1 đơn vị diện tích bề mặt ranh giới, tại vị trí đó nhiệt độ có giá trị tức thời là T .

Khi chế độ chuyển động của dòng chất môi giới có tính ổn định, từ nguyên tắc cân bằng chất, ta viết được:

$$\sum_{i=1}^n \dot{G}_{iv} = \sum_{i=1}^m \dot{G}_{ir} = \sum \dot{G}_i$$

Ở đây, ta nhắc lại, $\dot{G}_{iv}$ và $\dot{G}_{ir}$ lần lượt là lưu lượng khối lượng của dòng chất môi giới thứ i đi vào và đi ra khỏi hệ thống.

Ứng với chế độ ổn định này, phương trình cân bằng năng lượng có dạng như mô tả ở (2.36) và phương trình (3.30) trở thành:

$$0 = \sum_{i=1}^h \frac{\dot{Q}_i}{T_i} + \sum \dot{G}_{is_{iv}} - \sum \dot{G}_{is_{ir}} + \dot{\sigma} \quad (3.33)$$

Nếu hệ thống hở đang khảo sát chỉ có 1 dòng vào và 1 dòng ra, phương trình (3.33) có dạng đơn giản hơn:

$$0 = \sum_{i=1}^h \frac{\dot{Q}_i}{T_i} + \dot{G}(s_v - s_r) + \dot{\sigma} \quad (3.34)$$

Khi tính cho 1 đơn vị khối lượng chất môi giới, ta chia 2 vế của phương trình (3.34) cho lưu lượng khối lượng $\dot{G}$:

$$s_r - s_v = s_2 - s_1 = \frac{1}{\dot{G}} \left(\sum_{i=1}^h \frac{\dot{Q}_i}{T_i} \right) + \frac{\dot{\sigma}}{\dot{G}} \quad (3.35)$$

Ở phương trình (3.35), 2 thành phần ở vế phải lần lượt biểu diễn thành phần entropi truyền qua bề mặt ranh giới do trao đổi nhiệt và thành phần entropi phát sinh bên trong hệ thống, tất cả được tính theo 1 đơn vị khối lượng chất môi giới đi qua hệ thống. Cũng từ (3.35), ta có thể thấy entropi của 1 đơn vị khối lượng chất môi giới đi vào và đi ra khỏi hệ thống có khi tăng, có khi giảm và có khi không đổi.

Từ phương trình (3.35), khi không có trao đổi nhiệt qua bề mặt ranh giới thì thành phần truyền entropi do trao đổi nhiệt sẽ bằng không, lúc đó độ chênh lệch entropi tính theo 1 đơn vị khối lượng chất môi giới giữa đầu vào s_v (hay s_1) và đầu ra s_r (hay s_2) được tính như sau:

$$s_r - s_v = s_2 - s_1 = \frac{\dot{\sigma}}{\dot{G}} \quad (3.36)$$

Như vậy, ở trường hợp này, nếu tồn tại tính không thuận nghịch trong hệ thống thì entropi sẽ tăng. Trong trường hợp giới hạn, khi trong hệ thống có tính thuận nghịch, entropi của chất môi giới đi qua hệ sẽ không thay đổi.

Ví dụ 3.2:

Một kỹ sư công bố đã nghiên cứu được một loại động cơ dùng cho xe ô tô. Động cơ này là một hệ thống nhiệt động kín, khi hoạt động chất môi giới của động cơ nhận nhiệt từ một nguồn khí đốt có nhiệt độ là 1370°C và nhả nhiệt ra môi trường xung quanh. Ông kỹ sư này tuyên bố rằng, công suất của động cơ có thể đạt đến 60 HP khi lưu lượng khí đốt tiêu thụ là 4,5 kg/h. Giả sử khí đốt 1 kg khí thì xem như chất môi giới nhận được một nhiệt lượng là 10000 kcal. Chúng ta đánh giá kết luận này như thế nào? Có thể thực hiện được động cơ đó hay không?

Giải:

Theo các số liệu đã nêu của đề bài, hiệu suất nhiệt của động cơ có giá trị là:

$$\eta = \frac{60 \cdot 0,7457 \cdot 3600}{4,5 \cdot 10000 \cdot 4,18} = 0,8563$$

Như vậy, để đánh giá kết luận này, ta cần phải xác định xem hiệu suất nhiệt của chu trình Carnot trong điều kiện có cùng nguồn nóng và nguồn lạnh với động cơ đó có giá trị như thế nào. Vì nhiệt độ nguồn lạnh không được chỉ rõ, tạm thời ta nêu một vài giá trị có thể có và tính hiệu suất nhiệt của chu trình Carnot theo công thức (3.1). Ta có:

$$\text{Nếu } T_2 = 300^\circ\text{K thì } \eta_c = 0,817$$

$$T_2 = 293^\circ\text{K thì } \eta_c = 0,821$$

$$T_2 = 283^\circ\text{K thì } \eta_c = 0,827$$

$$T_2 = 273^\circ\text{K thì } \eta_c = 0,834$$

Từ các kết quả tính được, ta thấy khi $T_1 = \text{const}$ thì sự giảm T_2 kéo theo sự gia tăng của η_c . Tuy nhiên, ở các mức nhiệt độ T_2 có thể chấp nhận được, ta thấy hiệu suất của chu trình Carnot lại nhỏ hơn hiệu suất nhiệt của động cơ đang khảo sát, do đó theo hệ quả thứ nhất của định luật nhiệt động thứ hai thì động cơ này không thể tồn tại, tức kết luận đã nói là không đúng.

Xét ở trường hợp giới hạn khi mà hiệu suất của động cơ thực tế đang khảo sát bằng hiệu suất nhiệt của chu trình Carnot thuận chiều, lúc đó ta tính được $T_2 = 236,1^\circ\text{K} = -36,9^\circ\text{C}$. Như vậy, theo hệ quả thứ nhất, chỉ có thể tồn tại động cơ này nếu nhiệt độ nguồn nóng vẫn là 1370°C còn nhiệt độ nguồn lạnh thấp hơn $-36,9^\circ\text{C}$. Rõ ràng, không thể chấp nhận điều kiện làm việc như vậy của một động cơ thực tế.

Ví dụ 3.3:

Khi cho tác nhân lạnh chuyển động qua một bộ bay hơi, tác nhân lạnh có thể nhận vào một nhiệt lượng là 8000 kJ/h để duy trì nhiệt độ của không gian cần làm lạnh ở mức -5°C . Cho biết nhiệt độ không khí xung quanh máy lạnh này là 22°C và công suất cần thiết để thực hiện quá trình nén là $0,88 \text{ kW}$. Xác định hệ số làm lạnh của máy lạnh này và so sánh nó với hệ số làm lạnh của một chu trình ngược chiều loại lý tưởng khi hoạt động ở cùng nguồn nóng và nguồn lạnh. Có nhận xét gì?

Giải:

Dựa vào các số liệu của đề bài, hệ số làm lạnh của máy lạnh đang khảo sát là:

$$\varepsilon = \frac{8000}{0,88 \cdot 3600} = 2,52$$

Theo công thức (3.2), hệ số làm lạnh của chu trình thuận nghịch ngược chiều có cùng nguồn nóng và nguồn lạnh là:

$$\varepsilon_c = \frac{273 + (-5)}{22 - (-5)} = 9,92$$

Rõ ràng 9,92 là giá trị lớn nhất mà hệ số làm lạnh của các chu trình ngược chiều thực tế cần phải vươn đến (nhưng không thể bằng giá trị lớn nhất đó) khi hoạt động ở cùng nhiệt

độ nguồn nóng và nguồn lạnh đó. Vì hệ số làm lạnh của máy lạnh đang khảo sát chỉ đạt giá trị 2,52, ta hiểu là còn có nhiều khả năng cải thiện hệ thống để đưa ε tăng lên. Tuy nhiên, cần cân nhắc kỹ điều này vì việc gia tăng ε thường dẫn đến kết quả là giá thành, kích thước và tính phức tạp của hệ thống tăng theo.

Ví dụ 3.4:

Vào mùa lạnh, một ngôi nhà nào đó cần phải được cung cấp một nhiệt lượng là 2.600.000 kJ/ngày để có thể duy trì nhiệt độ không khí bên trong nhà ở mức 24°C. Xác định công suất lý thuyết tối thiểu cần thiết để vận hành bơm nhiệt đó. Cho biết nhiệt độ trung bình của không khí ngoài trời là 12°C.

Giải:

Trong trường hợp này, nhiệt độ T_1 của nguồn nóng và T_2 của nguồn lạnh có giá trị như sau:

$$T_1 = 273 + 24 = 297^\circ\text{K}$$

$$T_2 = 273 + 12 = 285^\circ\text{K}$$

Từ công thức (3.2), công suất lý thuyết tối thiểu cần thiết của bơm nhiệt có giá trị là:

$$\begin{aligned} W_{lt} &= \frac{Q_2(T_1 - T_2)}{T_2 \cdot 24 \cdot 3600} = \frac{2600000 \cdot (297 - 285)}{285 \cdot 24 \cdot 3600} \\ &= 1,267 \text{ kW} \end{aligned}$$

Từ kết quả này, ta thấy bất kỳ bơm nhiệt thực tế nào muốn thực hiện yêu cầu nêu trên ở điều kiện T_1 và T_2 đã nói đều cần phải được cung cấp công lớn hơn giá trị đã tính. Khi độ chênh lệch giữa công cấp thực tế và công tối thiểu đã tính càng lớn thì sự hoạt động của bơm nhiệt càng kém hiệu quả, có nghĩa là mức độ không thuận nghịch của các quá trình tương ứng càng lớn. Ngược lại, khi độ chênh lệch này càng nhỏ thì mức độ không thuận nghịch càng giảm và tính hiệu quả của bơm nhiệt càng cao.

Ví dụ 3.5:

Khi tiến hành cho hơi nước ngưng tụ ứng với quá trình đẳng áp, người ta thấy entropi của hơi nước giảm đi một lượng là 6 kJ/kg.K và lượng nhiệt tương ứng nhả ra là 2257 kJ/kg. Xác định lượng biến đổi entropi của hệ thống và môi trường xung quanh. Cho biết có 3 kg hơi nước tham gia vào quá trình và nhiệt độ của môi trường xung quanh là 25°C.

Giải:

Gọi ΔS_{ht} và ΔS_{mt} lần lượt là lượng biến đổi entropi của hệ thống khảo sát và môi trường xung quanh. Ta có:

$$\Delta S_{ht} = 3 \cdot (-6) = -18 \text{ kJ/K}$$

Để tính ΔS_{mt} ta cần lưu ý một số vấn đề sau:

- Môi trường được xem là một nguồn nhiệt mà nhiệt độ của nó không hề bị thay đổi cho dù có diễn ra quá trình trao đổi nhiệt giữa hệ thống và môi trường.
- Khi môi trường nhận hay nhả một nhiệt lượng Q nào đó, có thể xem quá trình đó là thuận nghịch. Gọi T là nhiệt độ của môi trường, tỉ số Q/T chính là lượng biến đổi entropi của môi trường.

Như vậy, ta tính được:

$$\Delta S_{mt} = \frac{Q}{T} = \frac{2257 \cdot 3}{(273 + 25)} = 22,72 \text{ kJ/K}$$

Tổng lượng biến đổi entropi của hệ thống và môi trường là:

$$\Delta S_{ht} + \Delta S_{mt} = -18 + 22,72 = 4,72 \text{ kJ/K}$$

Theo nguyên lý gia tăng entropi, ta thấy tổng lượng biến đổi entropi của hệ thống và môi trường thỏa mãn biểu thức (3.24), như vậy quá trình đó có thể diễn ra được.

Ví dụ 3.6:

Hơi nước đi vào turbine có áp suất $p_1 = 30 \text{ bar}$, nhiệt độ $t_1 = 400^\circ\text{C}$ và tốc độ $\omega_1 = 160 \text{ m/s}$. Khi ra khỏi turbine, hơi nước có trạng thái bão hòa khô ứng với nhiệt độ 100°C và tốc độ 100 m/s . Ở chế độ hoạt động ổn định, turbine sản sinh ra công có giá trị là 540 kJ ứng với 1 kg hơi nước đi qua nó và nhiệt lượng tổn thất từ turbine ra môi trường diễn ra ở điều kiện nhiệt độ bề mặt 500°K . Xác định lượng entropi phát sinh trong turbine ứng với 1 kg hơi nước. Cho biết:

- Có thể bỏ qua lượng chênh lệch thế năng giữa đầu vào và đầu ra.
- Ứng với trạng thái ở đầu vào, entanpi của hơi nước là $3230,9 \text{ kJ/kg}$. Ứng với trạng thái ở đầu ra, entanpi của hơi nước là $2676,1 \text{ kJ/kg}$.
- Entropi của hơi nước ứng với trạng thái ở đầu vào và đầu ra lần lượt có giá trị là $6,9212 \text{ kJ/kg.K}$ và $7,3549 \text{ kJ/kg.K}$.

Giải:

Trong trường hợp này, turbine được xem là hệ thống nhiệt động hở có 1 đầu vào và 1 đầu ra.

Theo công thức (3.34), ta có:

$$0 = \sum \frac{\dot{Q}_i}{T_i} + \dot{G}(s_1 - s_2) + \dot{\sigma}$$

Lượng entropi phát sinh trong turbine ứng với 1 kg hơi nước đi qua turbine được xác định như sau:

$$\frac{\dot{\sigma}}{\dot{G}} = s_1 - s_2 - \frac{1}{\dot{G}} \sum \frac{\dot{Q}_i}{T_i}$$

Do nhiệt lượng tổn thất từ turbine ra môi trường được xem như diễn ra ở điều kiện nhiệt độ bề mặt có giá trị đồng đều là 500°K , ta có thể thay thành phần chót của vế phải bằng $\frac{1}{\dot{G}} (\dot{Q} / T)$.

Từ phương trình năng lượng của dòng ổn định (2.38), khi bỏ qua lượng biến đổi thế năng, ta viết được:

$$\frac{\dot{Q}}{\dot{G}} = \frac{\dot{W}_{kt}}{\dot{G}} + (i_2 - i_1) + \frac{1}{2} (\omega_2^2 - \omega_1^2)$$

$$\begin{aligned}
 &= 540 + (2676,1 - 3230,9) + \frac{1}{2} \left[(100)^2 - (160)^2 \right] \cdot 10^{-3} \\
 &= 540 - 554,8 - 7,8 \\
 &= -22,6 \text{ kJ/kg}
 \end{aligned}$$

Như vậy:

$$\begin{aligned}
 \frac{\sigma}{G} &= 7,3549 - 6,9212 - (-22,6) \cdot \frac{1}{500} \\
 &= 0,4789 \text{ kJ/kg.K}
 \end{aligned}$$

3.8.5. Các quá trình đẳng entrôpi và hiệu suất đẳng entrôpi

Như đã đề cập trong mục 3.8.1, cần phân biệt sự khác nhau giữa quá trình đoạn nhiệt và quá trình đẳng entrôpi. Như vậy, từ biểu thức (3.22), chỉ có những quá trình đoạn nhiệt diễn ra ở điều kiện thuận nghịch mới làm cho entrôpi của chất môi giới không bị thay đổi. Ta gọi quá trình đoạn nhiệt thuận nghịch là quá trình đẳng entrôpi.

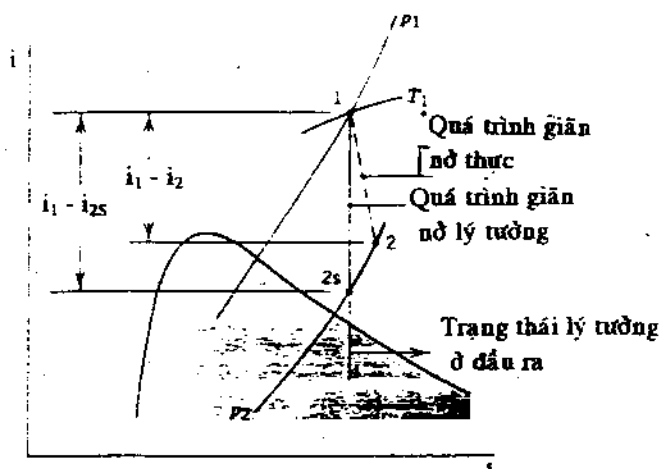
Trong thực tế, các quá trình giãn nở sinh công của turbine khí, turbine hơi nước, động cơ đốt trong, ... không thể diễn ra ở điều kiện đoạn nhiệt thuận nghịch. Tương tự như vậy, các quá trình nén ở các loại máy nén và động cơ cũng không thể diễn ra ở điều kiện entrôpi của chất môi giới không bị thay đổi. Chính vì vậy, trong rất nhiều cách để đánh giá tính hiệu quả của các quá trình và thiết bị nói chung, các nhà kỹ thuật có khi sử dụng một cách đánh giá khác mà ta gọi là *hiệu suất đẳng entrôpi*.

Theo định nghĩa, hiệu suất đẳng entrôpi ở các chu trình nhiệt động thuận chiều là tỉ số giữa lượng công thực tế nhận được so với lượng công tối đa nhận được ở điều kiện lý tưởng. Đối với các chu trình nhiệt động ngược chiều, hiệu suất đẳng entrôpi là tỉ số giữa lượng công tiêu hao ở điều kiện lý tưởng so với lượng công tiêu hao thực tế.

Khảo sát đồ thị Mollier ở hình 3.24, đây là đồ thị $i-s$ biểu diễn quá trình giãn nở của chất môi giới khi đi qua một turbine nào đó. Gọi 1 là trạng thái của chất môi giới khi đi vào turbine, 2 là trạng thái thực tế của chất môi giới khi ra khỏi turbine và 2s là trạng thái của chất môi giới khi ra khỏi turbine ở điều kiện lý tưởng.

Nếu bỏ qua lượng nhiệt trao đổi giữa hệ thống và môi trường, ta có thể gọi quá trình giãn nở của chất môi giới trong turbine đang khảo sát là quá trình đoạn nhiệt. Ở chế độ ổn định, khi không xét sự biến đổi của các thành phần động năng và thế năng, từ phương trình (2.37) ta có thể viết:

$$w_{kt} = i_1 - i_2 \quad (3.37)$$



Hình 3.24

Ở đây:

w_{kt} là lượng công thực tế nhận được do sự giãn nở của 1 kg chất môi giới đi qua turbine ứng với giả thiết đã nêu.

i_1 và i_2 là entropi của chất môi giới ứng với trạng thái 1 và 2.

Từ công thức (3.37), do trạng thái 1 đã được xác định nên công w_{kt} chỉ phụ thuộc vào i_2 , tức là phụ thuộc vào trạng thái 2. Khi mức độ không thuận nghịch của quá trình giãn nở 1-2 giảm bớt, ta thấy trạng thái 2 càng tiến gần đến trạng thái 2s, và tương ứng, giá trị của i_2 càng giảm tức w_{kt} càng tăng. Ở trường hợp giới hạn, khi quá trình giãn nở có tính thuận nghịch, điểm 2 sẽ trùng với điểm 2s, lúc đó công nhận được sẽ có giá trị lớn nhất.

$$w_{lt} = i_1 - i_{2s} \quad (3.38)$$

Ở đây:

w_{lt} công lý thuyết nhận được khi quá trình giãn nở diễn ra ở điều kiện lý tưởng, tức là quá trình có tính thuận nghịch.

Ta gọi tỉ số giữa w_{kt} và w_{lt} là hiệu suất đẳng entropi η_{is} :

$$\eta_{is} = \frac{w_{kt}}{w_{lt}} = \frac{i_1 - i_2}{i_1 - i_{2s}} \quad (3.39)$$

Trong các thiết bị thực tế, giá trị của η_{is} biến thiên trong khoảng từ 0,7 đến 0,9.

Hình 3.25 trình bày đồ thị Mollier của một quá trình nén nào đó. Gọi 1 là trạng thái của chất môi giới ở đầu quá trình, 2 là trạng thái của chất môi giới ở cuối quá trình thực tế và 2s là trạng thái của chất môi giới ở cuối quá trình trong điều kiện lý tưởng. Khi bỏ qua nhiệt lượng trao đổi giữa chất môi giới và môi trường, lượng biến đổi động năng và thế năng của chất môi giới, ta có:

$$w_{kt} = i_2 - i_1 \quad (3.40)$$

Nếu quá trình diễn ra ở điều kiện lý tưởng, ta có:

$$w_{min} = i_{2s} - i_1 \quad (3.41)$$

Ở đây:

w_{kt} công nén tiêu hao thực tế ứng với 1 kg chất môi giới.

w_{min} công nén lý thuyết khi quá trình diễn ra ở điều kiện thuận nghịch.

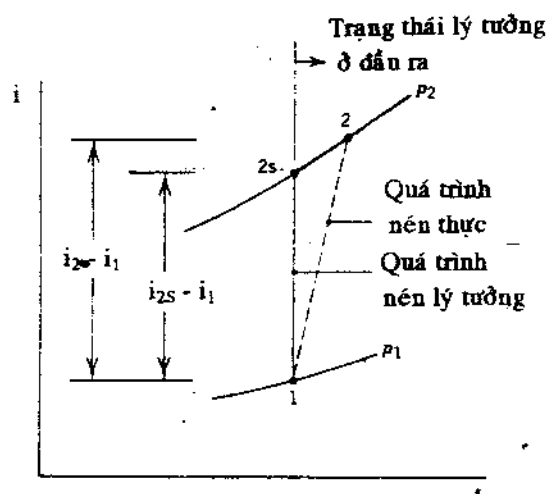
Rõ ràng ta thấy $w_{kt} > w_{min}$. Ta hiểu w_{min} là lượng công tiêu tốn ít nhất khi trạng thái 1 ở đầu vào đã xác định. Như vậy, hiệu suất đẳng entropi tương ứng được xác định như sau:

$$\eta_{is} = \frac{w_{min}}{w_{kt}} = \frac{i_{2s} - i_1}{i_2 - i_1} \quad (3.42)$$

Trong thực tế, giá trị η_{is} của các máy nén thường nằm trong khoảng từ 0,75 đến 0,85.

Ví dụ 3.7:

Một turbine hơi nước vận hành ở chế độ ổn định với trạng thái 1 ở đầu vào được xác định bởi $p_1 = 5 \text{ bar}$, $t_1 = 320^\circ\text{C}$. Ở đầu ra, trạng thái 2 của hơi nước có $p_2 = 1 \text{ bar}$. Cho



Hình 3.25

biết hiệu suất đẳng entrôpi của turbine là 75%. Giả sử bỏ qua nhiệt lượng trao đổi giữa chất môi giới và môi trường, lượng biến đổi động năng và thế năng của hơi nước. Xác định công thực tế nhận được.

Giải:

Công thực tế nhận được w_{kt} của turbine được tính theo công thức (3.37):

$$w_{kt} = i_1 - i_2$$

Kết hợp với (3.38), ta có:

$$w_{kt} = \eta_{is} \cdot (i_1 - i_{2s})$$

Tra bảng (xem chương 5) ta có:

$$i_1 = 3105,6 \text{ kJ/kg và } s_1 = 7,5308 \text{ kJ/kg.độ}$$

Vì quá trình từ 1 đến 2s có tính chất đẳng entrôpi nên $s_1 = s_{2s}$. Trên cơ sở $p_2 = 1 \text{ bar}$ và $s_{2s} = 7,5308 \text{ kJ/kg.độ}$, kết hợp giữa tra bảng và nội suy ta được:

$$i_{2s} = 2743 \text{ kJ/kg}$$

Như vậy, cứ ứng với 1 kg hơi nước đi qua turbine, lượng công thực tế nhận được là:

$$w_{kt} = 0,75 \cdot (3105,6 - 2743)$$

$$= 271,95 \text{ kJ/kg}$$

Nhận xét: nếu quá trình giãn nở qua turbine có tính thuận nghịch, lượng công tối đa nhận được là $3105,6 - 2743 = 362,6 \text{ kJ/kg}$. Tuy nhiên, do tính không thuận nghịch của các quá trình thực tế, lượng công nhận được chỉ còn 271,95 kJ/kg.

Ví dụ 3.8:

Một máy nén không khí hoạt động ở chế độ ổn định, trạng thái không khí ở đầu vào có $p_1 = 0,95 \text{ bar}$ và $t_1 = 22^\circ\text{C}$, khí ra khỏi máy nén áp suất của không khí tăng lên 6 lần so với áp suất lúc vào. Giả sử bỏ qua lượng nhiệt trao đổi, lượng biến đổi động năng và thế năng. Xác định nhiệt độ của không khí khi ra khỏi máy nén. Cho biết hiệu suất đẳng entrôpi của máy nén là 82%.

Giải:

Từ công thức (3.42) ta có:

$$i_2 = \frac{i_{2s} - i_1}{\eta_{is}} + i_1$$

Khi xem không khí là khí lý tưởng loại 2 nguyên tử, ta có:

$$i = c_p \cdot T \text{ với } c_p = \frac{7 \cdot 4,18}{28,97} = 1,01 \text{ kJ/kg.độ}$$

Từ công thức (2.67b), do quá trình nén lý tưởng diễn ra ở điều kiện đoạn nhiệt thuận nghịch nên entrôpi không bị biến đổi, ta có:

$$\Delta s = c_p \cdot \ln \frac{T_{2s}}{T_1} - R \ln \frac{p_2}{p_1} = 0$$

$$\text{Từ đó: } \ln \frac{T_{2s}}{T_1} = \frac{R}{c_p} \cdot \ln \frac{P_2}{P_1} = \frac{8314}{28,97 \cdot 1,01 \cdot 10^3} \cdot \ln 6 = 0,50912$$

Suy ra:

$$\frac{T_{2s}}{T_1} = 1,66382$$

Kết quả, nhiệt độ T_{2s} của không khí ở đầu ra của máy nén khi quá trình nén có tính đoạn nhiệt thuận nghịch:

$$T_{2s} = 1,66382 \cdot (273 + 22) = 490,827^\circ \text{ K}$$

Như vậy:

$$i_2 = c_p \cdot T_2 = \frac{c_p \cdot (T_{2s} - T_1)}{0,82} + c_p \cdot 295$$

Do đó, nhiệt độ thực tế của không khí khi ra khỏi máy nén có giá trị là:

$$\begin{aligned} T_2 &= \frac{490,827 - 295}{0,82} + 295 \\ &= 533,81^\circ \text{ K} \end{aligned}$$

Nhận xét: Do tính không thuận nghịch của quá trình nén thực tế, máy nén cần được cung cấp một lượng công nhiều hơn so với lượng công lý thuyết khi quá trình nén có tính đẳng entropy. Chính vì vậy nhiệt độ T_2 ứng với quá trình nén thực lớn hơn nhiệt độ T_{2s} ứng với quá trình nén lý tưởng.

§ 3.9. CÔNG KỸ THUẬT ỨNG VỚI QUÁ TRÌNH CÓ TÍNH THUẬN NGHỊCH

Trong trường hợp này, giả sử hệ thống hở khảo sát đang hoạt động ở chế độ ổn định với 1 đầu vào và 1 đầu ra. Việc xác định công kỹ thuật của các hệ thống hở ứng với quá trình thuận nghịch hoàn toàn có tính chất lý tưởng. Tuy nhiên, chính biểu thức rút ra được từ kết quả nghiên cứu này có ý nghĩa hết sức quan trọng về mặt lý luận.

Giả sử trong hệ thống hở khảo sát đang diễn ra quá trình đẳng nhiệt thuận nghịch, từ phương trình cân bằng entropy (3.34) ta có thể viết:

$$0 = \frac{\dot{Q}_{ks}}{T} + \dot{G}(s_1 - s_2) \quad (3.43)$$

Ở đây:

$\dot{Q}_{ks}$ - nhiệt lượng trao đổi giữa không gian đang khảo sát và môi trường theo thời gian.

s_1 và s_2 - entropy của chất môi giới đi vào và đi ra khỏi hệ thống hở

$\dot{G}$ - lưu lượng khối lượng của chất môi giới đi qua hệ thống

Từ phương trình (3.43), ta có:

$$\frac{\dot{Q}_{ks}}{\dot{G}} = T \cdot (s_2 - s_1)$$

Thực tế, khi đi qua hệ thống thì nhiệt độ của chất môi giới có một độ biến đổi nhất định nào đó. Tuy nhiên, khi chia nhỏ quá trình khảo sát ra thành rất nhiều quá trình thành phần vô cùng bé, lúc đó có thể coi nhiệt độ của mỗi quá trình là không đổi. Như vậy, nhiệt lượng trao đổi ứng với 1 đơn vị khối lượng chất môi giới được viết lại như sau:

$$\frac{\dot{Q}_{ks}}{\dot{G}} = \int_1^2 T \cdot ds \quad (3.44)$$

Như đã nói ở phần 2.2.1, nhiệt lượng tính theo công thức (3.44) chỉ áp dụng cho các quá trình có tính thuận nghịch. Trên đồ thị T-s, giá trị nhiệt lượng đó được biểu diễn bằng diện tích giới hạn bởi đường biểu diễn quá trình, trục hoành và 2 đường song song với trục tung đi qua điểm đầu và điểm cuối.

Từ phương trình cân bằng năng lượng (2.40), ứng với quá trình thuận nghịch, ta có thể viết:

$$\frac{\dot{W}_{kt}}{\dot{G}} = \int_1^2 T \cdot ds + (i_1 - i_2) + \left(\frac{\omega_1^2 - \omega_2^2}{2} \right) + g(z_1 - z_2) \quad (3.45)$$

Do quá trình khảo sát là thuận nghịch, chất môi giới được xem như trải qua vô số trạng thái cân bằng để biến đổi từ trạng thái ở đầu vào cho đến trạng thái ở đầu ra. Trong trường hợp này, có thể sử dụng phương trình (2.51) để thay thế cho tích số $T \cdot ds$ trong (3.45), ta có:

$$\int_1^2 T \cdot ds = (i_2 - i_1) - \int_1^2 v dp$$

Như vậy:

$$\frac{\dot{W}_{kt}}{\dot{G}} = - \int_1^2 v dp + \left(\frac{\omega_1^2 - \omega_2^2}{2} \right) + g(z_1 - z_2) \quad (3.46)$$

Có thể ứng dụng phương trình (3.46) để nghiên cứu các tác động có thể có đến giá trị công kỹ thuật của các hệ thống nhiệt động hở bất kỳ. Trong số đó, người ta thường dùng (3.46) để xác định công kỹ thuật của các trường hợp như turbine, máy nén và bơm. Đối với các hệ nhiệt động hở không có công kỹ thuật, ví dụ ống tăng tốc hay ống tăng áp, phương trình (3.46) trở thành:

$$\int_1^2 v dp + \left(\frac{\omega_2^2 - \omega_1^2}{2} \right) + g(z_2 - z_1) = 0 \quad (3.47)$$

Ta gọi (3.47) là phương trình Bernoulli, phương trình này thường được ứng dụng trong cơ học lưu chất.

Khi bỏ qua các biến đổi động năng và thế năng của chất môi giới, ta có thể viết:

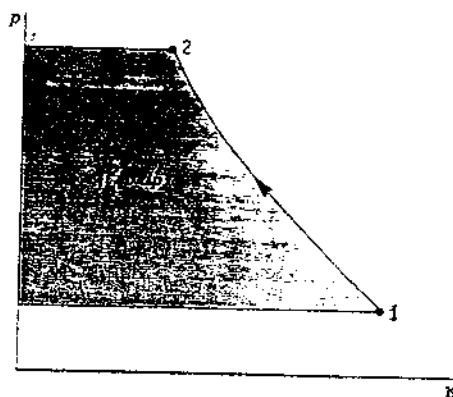
$$\frac{\dot{W}_{kt}}{\dot{G}} = - \int_1^2 v dp \quad (3.48)$$

Tương tự như đã mô tả ở hình 2.3, trong trường hợp này ta cũng có thể biểu diễn công kỹ thuật ứng với 1 quá trình thuận nghịch 1-2 nào đó trên đồ thị p-v. Hình 3.26 biểu diễn diện tích tương ứng với công kỹ thuật của quá trình thuận nghịch đã nói.

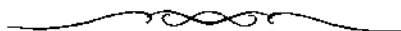
Thông thường người ta sử dụng công thức (3.48) cho các trường hợp đặc biệt, ví dụ như quá trình bơm chất môi giới ở thể lỏng, vì ở những trường hợp này thể tích riêng của chất môi giới có thể được xem là không đổi, lúc đó:

$$\frac{\dot{W}_{kt}}{\dot{G}} = -v(p_2 - p_1) \quad (3.49)$$

Công thức (3.48) cũng được ứng dụng để xác định công kỹ thuật của các quá trình nhiệt động đa biến như đã trình bày trong mục §2.6.



Hình 3.26



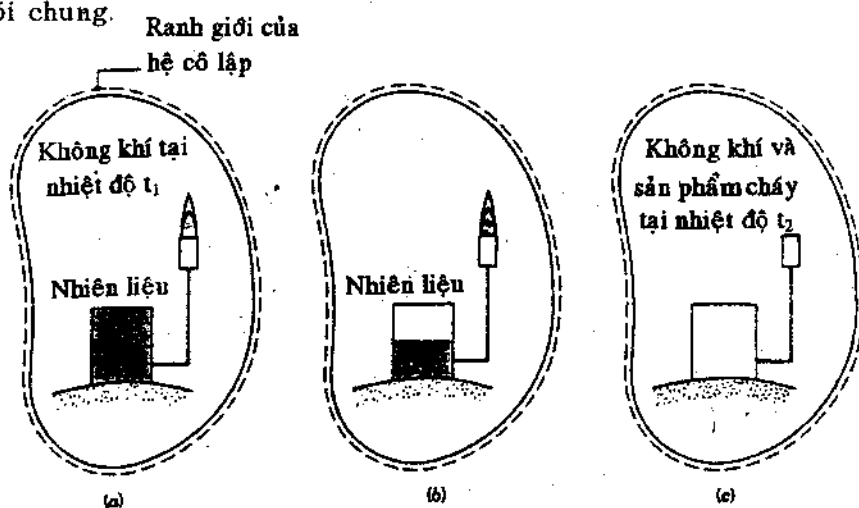
Chương 4

EXERGY

§ 4.1. TỔNG QUÁT

Trên cơ sở sử dụng các nguyên tắc bảo toàn năng lượng, bảo toàn khối lượng và định luật nhiệt động thứ hai, chương này sẽ trình bày phương pháp phân tích và đánh giá các hệ thống nhiệt động theo quan điểm khai thác hiệu quả các nguồn năng lượng được sử dụng. Ta gọi phương pháp đó là *availability analysis* hay *phương pháp phân tích exergy*.

Thông thường, mọi người dễ dàng nhận thấy tính bảo toàn về mặt số lượng của năng lượng và biết rõ năng lượng không thể bị phá hủy mà chỉ có thể chuyển đổi từ dạng này sang dạng khác. Tuy nhiên, có một vấn đề khác ít được mọi người chú ý đến, đó là *mức độ sử dụng được* của các nguồn năng lượng sẽ khác nhau khi chủng loại và tình trạng của các nguồn năng lượng được khảo sát không giống nhau. Chính đây là điều mà các nhà kỹ thuật cần lưu ý để nâng cao hiệu quả sử dụng năng lượng khi thiết kế và vận hành các thiết bị. Việc quan tâm đến vấn đề này ở qui mô rộng lớn sẽ góp phần không nhỏ vào việc tiết kiệm năng lượng nói chung.



Hình 4.1

Khảo sát hệ thống cô lập mô tả ở hình 4.1, trong hệ thống này giả sử có chứa một lượng dầu nhỏ với không khí bao quanh ở nhiệt độ t_1 . Nếu ta đốt lượng dầu đó, sau một thời gian ta sẽ thấy trong hệ xuất hiện một hỗn hợp khí bao gồm không khí và sản phẩm cháy ở nhiệt độ trung bình t_2 lớn hơn t_1 . Rõ ràng, về mặt số lượng, tổng năng lượng của hệ không bị thay đổi. Tuy nhiên, về mặt sử dụng, lượng dầu lúc ban đầu có giá trị cao hơn. Ví dụ, ta

có thể dùng đầu để phát điện, để sinh ra công, ... trong các thiết bị thích hợp. Trong khi đó, việc sử dụng lượng khí nóng có gặp nhiều khó khăn hơn và phạm vi sử dụng hạn hẹp hơn. Ta nói, trong ví dụ này, *đầu có khả năng sử dụng cao hơn so với khí nóng*.

Cũng từ ví dụ này, ta thấy tổng năng lượng của hệ không bị thay đổi, nhưng khả năng sử dụng đã bị giảm đi. Sự suy giảm khả năng sử dụng này chủ yếu bị gây ra bởi tính không thuận nghịch của quá trình. Để có thể lượng hóa được khả năng sử dụng của một nguồn năng lượng nào đó, người ta đưa ra khái niệm availability, đôi khi ta có thể thay thế khái niệm đó bằng exergy.

§ 4.2. KHÁI NIỆM VỀ EXERGY

Như đã nói ở mục §1.1, khi khai thác năng lượng, ngoài vấn đề số lượng ta còn cần phải lưu ý đến vấn đề chất lượng. Khái niệm chất lượng của một nguồn năng lượng nào đó được hiểu là mức độ sử dụng được của nguồn năng lượng đó trong một điều kiện xác định cụ thể.

Rõ ràng, từ ví dụ minh họa ở hình 4.1, nói chung khi so sánh các nguồn năng lượng có năng lượng tổng giống nhau, thông thường ta thấy mức độ năng lượng sử dụng được sẽ không như nhau. Trong vấn đề này, do khái niệm exergy có liên quan mật thiết đến môi trường xung quanh, ta cần giới thiệu và làm rõ khái niệm *trạng thái chết* trước khi đề cập đến exergy.

Khi một hệ thống đang ở trạng thái cân bằng nhiệt và cơ với môi trường xung quanh, ta nói hệ thống đó đang ở trạng thái chết. Như vậy, trong nhiệt động lực học, trạng thái chết là trạng thái mà tại đó hệ thống hoàn toàn không còn khả năng trao đổi bất kỳ dạng năng lượng nào với môi trường xung quanh. Tại trạng thái này, thông thường năng lượng tổng của hệ vẫn có một giá trị nào đó, tuy nhiên, lượng năng lượng có thể sử dụng được thì bằng không.

Như vậy, khi một hệ thống - trong sự tương tác với môi trường xung quanh - biến đổi từ một trạng thái ban đầu nào đó đến trạng thái chết, ta gọi *lượng công lý thuyết lớn nhất nhận được do sự biến đổi này là lượng năng lượng tối đa có thể khai thác được hay là exergy của hệ thống đó*. Rõ ràng, lượng năng lượng tối đa có thể khai thác được là một khái niệm hết sức tuyệt đối và lý tưởng. Chính vì vậy - như sẽ thấy ở các phần sau - exergy và các biểu thức của nó được xem là một trong những cách thể hiện nội dung của định luật nhiệt động thứ hai.

§ 4.3. EXERGY TRONG HỆ THỐNG KÍN

4.3.1. Biểu thức xác định exergy

Khảo sát một hệ thống xylanh-piston có chứa bên trong một chất khí nào đó đang bị nén ở áp suất p_1 và nhiệt độ T_1 . Gọi p_0 và T_0 là áp suất và nhiệt độ của môi trường xung quanh, theo định luật nhiệt động thứ nhất viết cho hệ kín, ta có:

$$W = Q - (E_0 - E_1) \quad (4.1)$$

Trong đó:

E_0 và E_1 - là năng lượng tổng của hệ ứng với trạng thái chết và trạng thái ban đầu.

Q và W - là lượng nhiệt và công trao đổi với môi trường khi hệ thống biến đổi từ trạng thái ban đầu đến trạng thái chết.

Trong thực tế, quá trình giãn nở của chất khí trong hệ thống xy lanh-piston đang khảo sát là quá trình không thuận nghịch, do đó nếu gọi W_t là lượng công có ích nhận được trong thực tế ứng với quá trình đã nói ở trên, ta luôn luôn có $W_t < W$. Độ chênh lệch giữa W và W_t chính là lượng công mà hệ đã tác động lên môi trường ở áp suất không đổi p_0 khi hệ giãn nở từ thể tích V_1 ứng với trạng thái ban đầu đến thể tích V_0 ứng với trạng thái chết.

Ta có:

$$\begin{aligned} W_t &= W - p_0(V_0 - V_1) \\ &= Q - (E_0 - E_1) - p_0(V_0 - V_1) \end{aligned} \quad (4.2)$$

Theo nguyên lý gia tăng entropi, tổng lượng biến đổi entropi của hệ ΔS_{ht} và lượng biến đổi entropi của môi trường ΔS_{mt} phải lớn hơn hay bằng không. Việc xác định ΔS_{mt} cần được tiến hành theo các điều đã lưu ý ở ví dụ 3.5. Gọi Q là nhiệt lượng truyền vào hệ thống từ môi trường, ta có thể viết:

$$\Delta S_{mt} = -\frac{Q}{T_0}$$

Từ đó:

$$\Delta S_{ht} + \left(-\frac{Q}{T_0} \right) \geq 0$$

$$\text{Hay: } Q \leq T_0 \cdot \Delta S_{ht} \quad (4.3)$$

Thay bất đẳng thức (4.3) vào (4.2), ta có:

$$W_t \leq T_0 \cdot \Delta S_{ht} - (E_0 - E_1) - p_0(V_0 - V_1)$$

Đặt $\Delta S_{ht} = S_0 - S_1$, với S_1 và S_0 lần lượt là entropi của hệ ứng với trạng thái ban đầu và trạng thái chết, ta có:

$$W_t \leq (E_1 + p_0 V_1 - T_0 \cdot S_1) - (E_0 + p_0 V_0 - T_0 \cdot S_0) \quad (4.4)$$

Theo định nghĩa của exergy ở mục §4.2, exergy là lượng công lý thuyết lớn nhất nhận được khi hệ thống biến đổi từ một trạng thái ban đầu nào đó đến trạng thái chết, ta có:

$$A = (E_1 + p_0 V_1 - T_0 \cdot S_1) - (E_0 + p_0 V_0 - T_0 \cdot S_0) \quad (4.5)$$

Ở đây: A - exergy của hệ thống đang khảo sát

Gọi a là exergy của hệ trong trường hợp khối lượng tương ứng của chất môi giới là 1 kg, ta có:

$$a = (e_1 + p_0 v_1 - T_0 s_1) - (e_0 + p_0 v_0 - T_0 s_0) \quad (4.6)$$

Biểu thức $(E + p_0 V - T_0 \cdot S)$ được gọi là hàm exergy của một hệ thống kín nào đó. Nhận xét các biểu thức (4.5) và (4.6), ta thấy A và a có tính chất của một thông số trạng thái. Tuy nhiên, thông số này không hoàn toàn giống những thông số đã trình bày trong mục §1.4.

Rõ ràng, để xác định A và a, ta cần biết *không chỉ trạng thái của hệ thống đang khảo sát mà còn phải biết trạng thái của môi trường tương ứng*. Chính đây là điểm khác biệt cơ bản so với các thông số trạng thái khác.

Do exergy cũng là một loại thông số trạng thái cho nên ta có thể xác định được lượng biến đổi exergy của hệ khi trạng thái của hệ thay đổi từ 1 đến 2. Ta có:

$$A_2 - A_1 = (E_2 + p_0 V_2 - T_0 \cdot S_2) - (E_1 + p_0 V_1 - T_0 \cdot S_1) \quad (4.7)$$

Rõ ràng, như đã nói, khi hệ thống khảo sát đang ở trạng thái cân bằng nhiệt và cơ với môi trường xung quanh thì exergy của hệ sẽ bằng không.

Từ phương trình cân bằng entropi của hệ nhiệt động kín, ta viết được:

$$\Delta S_{ht} + \Delta S_{mt} = \sigma \quad (4.8)$$

$$\text{Từ đó: } S_0 - S_1 + \left(-\frac{Q}{T_0} \right) = \sigma$$

$$\text{Suy ra: } Q = T_0 \cdot (S_0 - S_1 - \sigma) \quad (4.9)$$

Thay giá trị đã xác định của Q vào (4.2), ta có:

$$W_t = (E_1 + p_0 V_1 - T_0 \cdot S_1) - (E_0 + p_0 V_0 - T_0 \cdot S_0) - T_0 \cdot \sigma \quad (4.10)$$

So sánh (4.5) và (4.10), ta thấy:

$$A - W_t = T_0 \cdot \sigma \quad (4.11)$$

Như đã nói trong mục 3.8.3, σ được gọi là mức độ phát sinh entropi trong hệ. Giá trị của σ hoàn toàn phụ thuộc vào mức độ không thuận nghịch của quá trình, nếu quá trình không thuận nghịch thì σ mang giá trị dương, còn nếu quá trình có tính thuận nghịch thì σ bằng không. Như vậy, ta thấy giá trị $T_0 \cdot \sigma$ trong biểu thức (4.11) luôn luôn lớn hơn hay bằng không, đó chính là độ chênh lệch giữa công cực đại lý thuyết và công có ích nhận được trong thực tế. Khi mức độ không thuận nghịch của quá trình khảo sát càng tăng thì giá trị $T_0 \cdot \sigma$ càng lớn, ngược lại, khi mức độ không thuận nghịch của quá trình giảm xuống thì giá trị $T_0 \cdot \sigma$ càng nhỏ.

4.3.2. Cân bằng exergy

Từ phương trình cân bằng năng lượng và cân bằng entropi của hệ kín, ta viết được:

$$E_2 - E_1 = \int_1^2 \delta Q - W$$

$$S_2 - S_1 = \int_1^2 \left(\frac{\delta Q}{T} \right)_b + \sigma$$

Như vậy:

$$(E_2 - E_1) - T_o \cdot (S_2 - S_1) = \int_1^2 \delta Q - W - T_o \cdot \int_1^2 \left(\frac{\delta Q}{T} \right)_b - T_o \cdot \sigma$$

Suy ra:

$$A_2 - A_1 - p_o \cdot (V_2 - V_1) = \int_1^2 \left(1 - \frac{T_o}{T_b} \right) \cdot \delta Q - W - T_o \cdot \sigma$$

Sau khi sắp xếp lại, phương trình cân bằng exergy trong hệ thống kín có dạng như sau:

$$A_2 - A_1 = \int_1^2 \left(1 - \frac{T_o}{T_b} \right) \cdot \delta Q - [W - p_o \cdot (V_2 - V_1)] - T_o \cdot \sigma \quad (4.12)$$

Trong đó:

$A_2 - A_1$: lượng biến đổi exergy của hệ khi trạng thái của hệ biến đổi từ 1 đến 2.

$\int_1^2 \left(1 - \frac{T_o}{T_b} \right) \delta Q$: lượng truyền exergy do có sự trao đổi nhiệt giữa hệ thống và môi trường.

$W - p_o(V_2 - V_1)$: lượng truyền exergy do có trao đổi công giữa hệ thống và môi trường.

$I = T_o \cdot \sigma$: lượng exergy bị phá hủy hay lượng tổn thất exergy do tồn tại tính không thuận nghịch bên trong hệ.

Phụ thuộc vào hướng diễn biến của quá trình mà lượng biến đổi exergy $A_2 - A_1$ của hệ có thể dương, âm hay bằng không. Khi khảo sát diễn biến của hệ theo thời gian, từ (4.12) ta có thể viết phương trình sau:

$$\frac{dA}{dt} = \sum_j \left(1 - \frac{T_o}{T_j} \right) \dot{Q}_j - \left(\dot{W} - p_o \frac{dV}{dt} \right) - \dot{I} \quad (4.13)$$

Trong đó:

dA/dt : lượng biến đổi exergy tính theo thời gian

$\left(1 - \frac{T_o}{T_j} \right) \dot{Q}_j$: lượng truyền exergy theo thời gian khi có trao đổi nhiệt với giá trị $\dot{Q}_j$ tại phân bề mặt ranh giới có nhiệt độ tức thời là T_j .

Trong một hệ cô lập, do không có trao đổi nhiệt và công với môi trường, từ (4.12) ta thấy lượng biến đổi exergy của hệ được tính như sau:

$$\Delta A \Big|_{\text{cô lập}} = -I_{\text{cô lập}} = -T_o \cdot \sigma_{\text{cô lập}} \quad (4.14)$$

Như vậy, ta có thể kết luận: trong một hệ cô lập, chỉ có quá trình nào làm cho exergy của hệ giảm thì quá trình đó mới có thể diễn ra. So với nguyên lý gia tăng entropi, ta thấy đây cũng là một cách tương tự thể hiện nội dung của định luật nhiệt động thứ hai.

Cần lưu ý, trong công thức (4.5) và các công thức khác có liên quan, có thể xem năng lượng tổng E_o của hệ ứng với trạng thái chết có giá trị bằng nội năng U_o của hệ ở trạng thái đó. Thật vậy, khi hệ tiến tới trạng thái cân bằng nhiệt và cơ với môi trường xung quanh, nói chung các thành phần động năng và thế năng của hệ sẽ bằng không, lúc đó $E_o = U_o$.

Ví dụ 4.1:

Một hệ thống xylanh-piston có thể tích ứng với thời điểm khảo sát là 4500 cm^3 . Cho biết vào lúc đó hệ đang chứa không khí ở áp suất 3 bar và nhiệt độ 150°C . Xác định exergy tương ứng của hệ. Cho biết nhiệt độ và áp suất của môi trường xung quanh là 27°C và 1 bar.

Giải:

Đây là hệ nhiệt động kín. Trong trường hợp này, ta có thể xem không khí là khí lý tưởng và viết lại phương trình (4.5) ở dạng sau:

$$A = (U_1 - U_o) + p_o(V_1 - V_o) - T_o(S_1 - S_o)$$

Ta có:

$$\Delta U = U_1 - U_o = G \cdot c_v \cdot \Delta T$$

$$\Delta S = S_1 - S_o = G \cdot \left(c_p \ln \frac{T_1}{T_o} - R \ln \frac{p_1}{p_o} \right)$$

Từ bảng 2.1, vì không khí được xem là khí lý tưởng có $\mu = 28,97 \text{ kg/kmol}$, ta rút ra được các kết quả sau:

$$c_p = \frac{7}{28,97} = 0,24163 \text{ kcal/kg.độ}$$

$$c_v = \frac{5}{28,97} = 0,1726 \text{ kcal/kg.độ}$$

Khi sử dụng phương trình trạng thái của khí lý tưởng, ta có:

$$\begin{aligned} V_o &= p_1 V_1 \cdot \frac{T_o}{p_o \cdot T_1} = 3 \cdot 10^5 \cdot 4500 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{(273 + 27)}{10^5 \cdot (150 + 273)} \\ &= 9574,468 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3 = 9574,468 \text{ cm}^3 \end{aligned}$$

Khối lượng của không khí hiện có trong hệ thống là:

$$G = \frac{p_1 V_1}{RT_1} = \frac{3 \cdot 10^5 \cdot 4500 \cdot 10^{-6} \cdot 28,97}{8314 \cdot (150 + 273)} = 0,01112 \text{ kg}$$

Như vậy:

$$\Delta U = U_1 - U_o = 0,01112 \cdot 0,1726 \cdot 4,18 \cdot (150 - 27) = 0,9868 \text{ kJ}$$

$$\begin{aligned} \Delta S &= S_1 - S_o = 0,0112 \cdot \left(4,18 \cdot 0,24163 \cdot \ln \frac{423}{300} - \frac{8,314}{28,97} \cdot \ln \frac{3}{1} \right) \\ &= 3,52982 \cdot 10^{-4} \text{ kJ/độ} \end{aligned}$$

Kết quả, exergy tương ứng của hệ là:

$$A = 0,9868 + 10^5 \cdot (4500 - 9574,468 \cdot 10^{-6} \cdot 10^{-3} - 300 \cdot 3,52982 \cdot 10^{-4})$$

$$A = 0,37346 \text{ kJ}$$

Từ kết quả này, ta hiểu khi cho hệ thống giãn nở từ trạng thái ban đầu đang khảo sát đến trạng thái cân bằng với môi trường xung quanh thì công lý thuyết lớn nhất nhận được là 0,37346 kJ.

Ví dụ 4.2:

Một hộp giảm tốc, khi hoạt động ổn định, nhận ở đầu vào một lượng công tương đương 600 kW và truyền lại cho đầu ra một lượng công khoảng 588 kW. Cho biết trong quá trình làm việc hộp giảm tốc nhả ra môi trường một lượng nhiệt $\dot{Q} = -\alpha F(T_b - T_o)$, F là diện tích bề mặt bên ngoài của hộp giảm tốc với $F = 1,8 \text{ m}^2$, T_b là nhiệt độ bề mặt của hộp có giá trị đồng đều trên toàn bề mặt, $T_o = 293^\circ\text{K}$ là nhiệt độ của môi trường xung quanh.

Xác định:

- Lượng truyền exergy theo thời gian do có sự trao đổi nhiệt và công với môi trường.
- Lượng tổn thất exergy do tồn tại tính không thuận nghịch.

Giải:

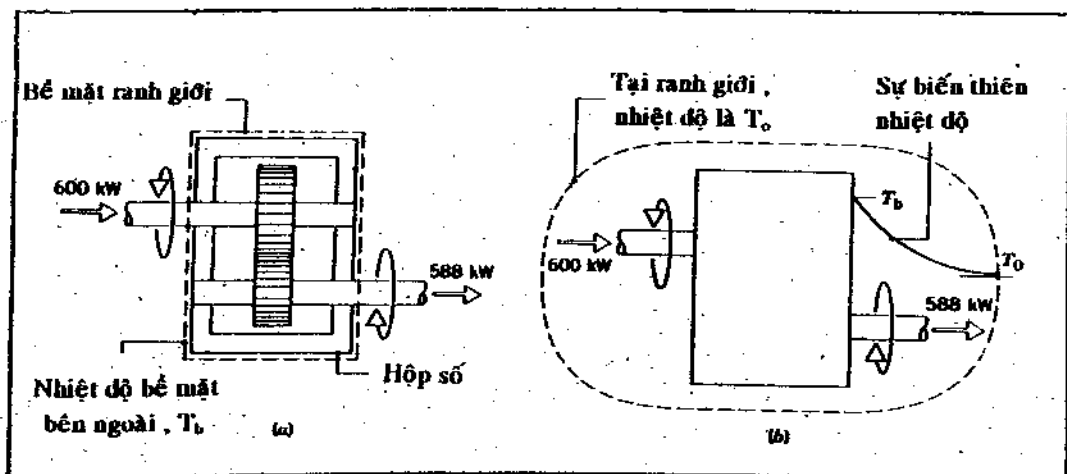
Có thể xem hộp giảm tốc trong ví dụ này là hệ kín. Khi hộp giảm tốc hoạt động ở chế độ ổn định, từ phương trình (2.30e), ta có:

$$\frac{dU}{dt} = 0 = \dot{Q} - \dot{W}$$

Như vậy:

$$\dot{Q} = \dot{W} = -600 + 588 = -12 \text{ kW}$$

Từ công thức (4.13), lượng truyền exergy theo thời gian khi có trao đổi nhiệt với môi trường được tính như sau:



Hình 4.2

$$\text{Lượng truyền} = \left(1 - \frac{T_o}{T_b}\right) \dot{Q}$$

$$\begin{aligned} \text{Trong đó: } T_b &= -\frac{\dot{Q}}{\alpha F} + T_o = \frac{12}{0,17 \cdot 1,8} + 293 \\ &= 332,2^\circ \text{K} \end{aligned}$$

Như vậy:

$$\text{Lượng truyền} = \left(1 - \frac{293}{332,2}\right) (-12) = -1,416 \text{ kW}$$

Ta thấy kết quả vừa xác định có mang dấu âm, điều này cho thấy exergy được truyền từ hệ thống ra môi trường.

Tương tự, cũng từ công thức (4.13), lượng truyền exergy theo thời gian khi có trao đổi công với môi trường được tính như sau:

$$\text{Lượng truyền} = \dot{W} - p_o \cdot \frac{dV}{dt}$$

Vì thể tích của hệ thống không thay đổi nên $dV/dt = 0$, do đó:

$$\text{Lượng truyền} = \dot{W} = -12 \text{ kW}$$

Dấu trừ ở kết quả đã nêu cho thấy, trong trường hợp này, exergy được truyền từ môi trường vào hệ thống.

Từ công thức (4.13), ở chế độ ổn định thì $\frac{dA}{dt} = 0$, do đó lượng tổn thất exergy do tồn tại tính không thuận nghịch được xác định như sau:

$$\begin{aligned} \dot{I} &= \left(1 - \frac{T_o}{T_b}\right) \dot{Q} - \left(\dot{W} - p_o \cdot \frac{dV}{dt}\right) \\ \dot{I} &= -1,416 - (-12) = 10,584 \text{ kW} \end{aligned}$$

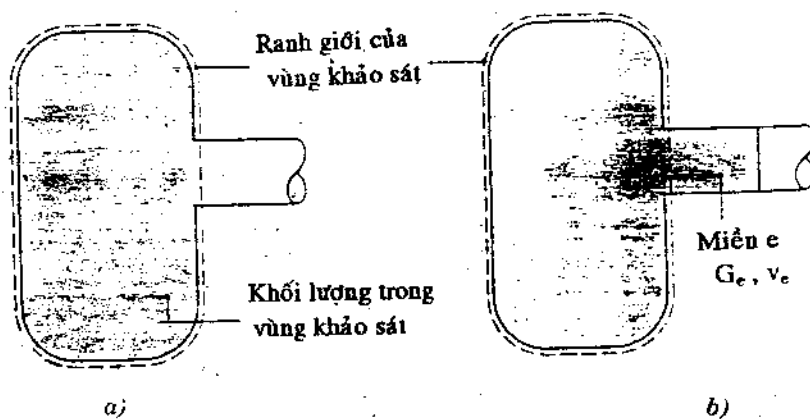
§ 4.4. EXERGY TRONG HỆ THỐNG HỞ

4.4.1. Lượng truyền exergy đi cùng với công lưu động

Khái niệm công lưu động đã được đề cập trong phần 2.1.2. Mục đích của phần này là trình bày biểu thức xác định lượng truyền exergy đi cùng với công lưu động.

Khảo sát hệ thống nhiệt động ở hình 4.3. Tại thời điểm t , giả sử khối chất môi giới đang khảo sát chiếm phần thể tích như mô tả ở hình 4.3a. Sau một khoảng thời gian Δt nào đó, tức là tại thời điểm $t + \Delta t$, chất môi giới đi qua bề mặt ranh giới của hệ thống và chiếm luôn miền e như mô tả ở hình 4.3b. Gọi:

p_e, v_e, G_e - áp suất, thể tích riêng của chất môi giới tại bề mặt ranh giới có liên quan đến miền e và khối lượng chất môi giới có trong miền e .



Hình 4.3

G_e - lưu lượng khối lượng của chất môi giới đi qua bề mặt ranh giới để vào miền e.

Từ khái niệm về lượng truyền exergy do có trao đổi công giữa chất môi giới và môi trường như đã nêu ở biểu thức (4.12), ta viết được:

$$\left[\begin{array}{l} \text{Lượng truyền exergy} \\ \text{do có trao đổi công} \end{array} \right] = W - p_o \cdot \Delta V \quad (4.15)$$

Ở đây: ΔV là lượng thay đổi thể tích của khối chất môi giới đang khảo sát trong khoảng thời gian từ t đến $t + \Delta t$.

Rõ ràng:

$$\Delta V = G_e \cdot v_e$$

Như vậy:

$$\begin{aligned} \left[\begin{array}{l} \text{Lượng truyền exergy} \\ \text{do có trao đổi công} \end{array} \right] &= W - p_o \cdot G_e v_e \\ &= W - G_e \cdot (p_o v_e) \end{aligned}$$

Khi chia biểu thức trên đây cho Δt và cho $\Delta t \rightarrow 0$, ta có:

$$\left[\begin{array}{l} \text{Lượng truyền exergy (theo} \\ \text{thời gian) do có trao đổi công} \end{array} \right] = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \left(\frac{W}{\Delta t} \right) - \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \left[\frac{G_e}{\Delta t} \cdot (p_o v_e) \right] \quad (4.16)$$

Ta thấy rõ, khi $\Delta t \rightarrow 0$ thì thể tích miền e cũng giảm đến không. Lúc đó, khối chất môi giới gần như hoàn toàn nằm trong vùng đang khảo sát. Như vậy, khái niệm công mà ta đề cập trên đây có thể được xem là công lưu động. Từ (4.16) ta có:

$$\begin{aligned} \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \left(\frac{W}{\Delta t} \right) &= \dot{G}_e (p_e v_e) \\ \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \left[\frac{G_e}{\Delta t} \cdot (p_o v_e) \right] &= \dot{G}_e (p_o v_e) \end{aligned}$$

Như vậy:

$$\left[\begin{array}{l} \text{Lượng truyền exergy (theo thời gian)} \\ \text{đi cùng với công lưu động} \end{array} \right] = \dot{G}_e (p_e v_e - p_o v_e) \quad (4.17)$$

Tổng quát, ta viết:

$$\left[\begin{array}{l} \text{Lượng truyền exergy (theo thời gian)} \\ \text{đi cùng với công lưu động} \end{array} \right] = \dot{G}(pv - p_0v) \quad (4.18)$$

Ở đây:

$\dot{G}$, p và v - lưu lượng khối lượng, áp suất và thể tích riêng của chất môi giới tại đầu vào hay đầu ra của hệ thống đang khảo sát.

4.4.2. Exergy của dòng chất môi giới

Trong hệ thống hở, khi dòng chất môi giới đi vào hay đi ra khỏi hệ thống, ta thấy năng lượng tổng của hệ cũng được thêm vào hay bớt đi một lượng là:

$$\dot{G}.e = \dot{G} \left(u + \frac{\omega^2}{2} + gz \right) \quad (4.19)$$

Trong đó:

e - năng lượng tổng đơn vị

ω - tốc độ của dòng chất môi giới tại đầu vào hay đầu ra của hệ.

z - khoảng cách của dòng chất môi giới đi vào hay đi ra khỏi hệ so sánh với mặt phẳng chuẩn.

Tương tự như vậy, nếu gọi a là exergy của chất môi giới tại đầu vào hay đầu ra của hệ, ta thấy khi hệ có sự trao đổi chất với môi trường thì nhất định điều đó sẽ dẫn đến một sự truyền exergy tương ứng:

$$\left[\begin{array}{l} \text{Lượng truyền exergy (theo} \\ \text{thời gian) do có trao đổi chất} \end{array} \right] = \dot{G}a \quad (4.20)$$

Từ biểu thức (4.6), ta có:

$$a = (e_1 + p_0v_1 - T_0s_1) - (e_0 + p_0v_0 - T_0s_0)$$

Ở trạng thái chết, có thể xem $e_0 = u_0$. Chính vì vậy, một cách tổng quát, ta có thể viết:

$$a = (e - u_0) + p_0(v - v_0) - T_0(s - s_0) \quad (4.21)$$

Thay biểu thức (4.21) vào (4.20), ta được:

$$\left[\begin{array}{l} \text{Lượng truyền exergy (theo} \\ \text{thời gian) do có trao đổi chất} \end{array} \right] = \dot{G} \left[(e - u_0) + p_0(v - v_0) - T_0(s - s_0) \right] \quad (4.22)$$

Rõ ràng, cùng với sự trao đổi chất, tại các bề mặt mà chất môi giới đi vào hay đi ra khỏi hệ thống, ta thấy cũng có trao đổi năng lượng ở dạng công lưu động. Kèm theo sự trao đổi năng lượng này, cũng có sự biến đổi nhất định của thành phần exergy như đã trình bày ở biểu thức (4.18).

Do sự truyền exergy dưới tác động của sự trao đổi chất và lượng truyền exergy đi cùng với công lưu động đều diễn ra ngay tại phần bề mặt ranh giới mà chất môi giới đi vào hay đi ra khỏi hệ, ta có thể viết các biểu thức (4.18) và (4.22) ở dạng chung như sau:

$$\left[\begin{array}{l} \text{Lượng truyền exergy (theo thời gian)} \\ \text{do có trao đổi chất và công lưu động} \end{array} \right] = \dot{G} \left[a + (pv - p_0v) \right]$$

$$= \dot{G} [(e - u_0) + p_0(v - v_0) - T_0(s - s_0) + (pv - p_0v)] \quad (4.23)$$

Đặt a_f là exergy của dòng chất môi giới ứng với một đơn vị khối lượng, ta viết được biểu thức sau:

$$a_f = (e - u_0) + p_0(v - v_0) - T_0(s - s_0) + (pv - p_0v) \quad (4.24)$$

Ngoài ra, khi lưu ý đến biểu thức xác định năng lượng tổng và entanpi, ta có thể viết:

$$a_f = \left(u + \frac{\omega^2}{2} + gz - u_0 \right) + (pv - p_0v_0) - T_0(s - s_0) \quad (4.25)$$

$$a_f = (i - i_0) - T_0(s - s_0) + \frac{\omega^2}{2} + gz \quad (4.26)$$

Trong biểu thức (4.26), các ký hiệu i và s biểu diễn entanpi và entropi đơn vị tại đầu vào hay đầu ra của hệ ứng với điều kiện khảo sát, các ký hiệu i_0 và s_0 biểu diễn các thông số tương ứng khi chất môi giới ở trạng thái chết. Biểu thức (4.26) được dùng làm cơ sở để thiết lập sự cân bằng exergy trong hệ thống nhiệt động hở.

4.4.3. Cân bằng exergy

Gọi vùng khảo sát (Control Volume) là phần không gian nằm trong hệ thống hở đang được xem xét. Ta thấy, tương tự như biểu thức (4.13) viết cho hệ kín, trong trường hợp này lượng biến đổi exergy theo thời gian của vùng khảo sát được viết như sau:

$$\frac{dA}{dt} = \sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j} \right) \dot{Q}_j - \left(\dot{W} - p_0 \frac{dV}{dt} \right) + \sum_i \dot{G}_i a_{fi} - \sum_e \dot{G}_e a_{fe} - \dot{I} \quad (4.27)$$

Trong đó:

$\dot{Q}_j$ - là lượng nhiệt trao đổi tính theo thời gian tại phần bề mặt ranh giới có nhiệt độ tương ứng ngay tại lúc đó là T_j .

$\dot{W}$ - là lượng công trao đổi tính theo thời gian (ngoại trừ công lưu động)

dV/dt - sự biến đổi thể tích của vùng khảo sát theo thời gian

$\dot{G}_i \cdot a_{fi}$ - lượng truyền exergy do có trao đổi chất và công lưu động tại đầu vào tính theo thời gian.

$\dot{G}_e \cdot a_{fe}$ - lượng truyền exergy do có trao đổi chất và công lưu động tại đầu ra tính theo thời gian.

$\dot{I}$ - lượng exergy bị phá hủy hay lượng tổn thất exergy tính theo thời gian do tồn tại tính không thuận nghịch bên trong vùng khảo sát.

Trong thực tế, thông thường các hệ thống hở hoạt động ở chế độ ổn định, ở trường hợp này rõ ràng $(dA/dt) = 0$ và $(dV/dt) = 0$. Từ biểu thức (4.27), ta có:

$$\sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j} \right) \dot{Q}_j - \dot{W} + \sum_i \dot{G}_i a_{fi} - \sum_e \dot{G}_e a_{fe} - \dot{I} = 0 \quad (4.28)$$

Hoặc:

$$\dot{I} = \sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j} \right) \dot{Q}_j - \dot{W} + \sum_i \dot{G}_i a_{fi} - \sum_e \dot{G}_e a_{fe} \quad (4.29)$$

Biểu thức (4.29) chỉ ra rằng, khi bên trong vùng khảo sát tồn tại tính không thuận nghịch, lượng exergy truyền vào vùng khảo sát phải lớn hơn lượng exergy truyền ra khỏi vùng khảo sát, độ chênh lệch đó chính là lượng exergy bị phá hủy hay lượng exergy bị tổn thất do ảnh hưởng của tính không thuận nghịch đã nói.

Nếu hệ thống hở chỉ có 1 đầu vào, 1 đầu ra và hoạt động ở chế độ ổn định, phương trình (4.29) trở thành:

$$\dot{I} = \sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j} \right) \dot{Q}_j - \dot{W} + \dot{G}(a_{f1} - a_{f2}) \quad (4.30)$$

Ở đây:

$\dot{G}$: lưu lượng chất môi giới đi qua hệ thống hở

a_{f1}, a_{f2} : exergy ứng với 1 đơn vị khối lượng chất môi giới đi vào và đi ra khỏi hệ thống.

Theo (4.26), ta có:

$$a_{f1} - a_{f2} = (i_1 - i_2) - T_0(s_1 - s_2) + \frac{\omega_1^2 - \omega_2^2}{2} + g(z_1 - z_2) \quad (4.31)$$

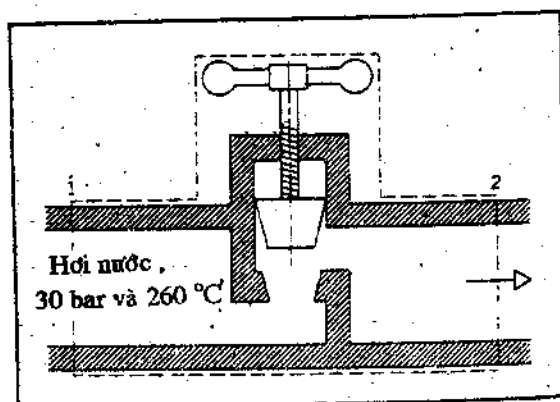
Tương tự như biểu thức $I = T_0 \cdot \sigma$ ở hệ thống kín, trong trường hợp này ta cũng có thể viết:

$$\dot{I} = T_0 \cdot \dot{\sigma} \quad (4.32)$$

Trong (4.32), ký hiệu $\dot{\sigma}$ biểu diễn mức độ phát sinh entropi tính theo thời gian. Có thể tham khảo mục 3.8.4 để xác định $\dot{\sigma}$.

Ví dụ 4.3:

Hơi nước khi đi vào van có áp suất là 30 bar và nhiệt độ là 260°C, khi ra khỏi van áp suất của hơi nước còn khoảng 6 bar (xem hình 4.4). Cho biết quá trình biến đổi trạng thái của hơi nước khi đi qua van có thể được xem như quá trình có entanpi không đổi, bỏ qua lượng nhiệt trao đổi giữa hơi nước và môi trường xung quanh, các thành phần động năng và thế năng không đáng kể. Xác định exergy đơn vị của dòng hơi nước ở đầu vào và đầu ra của van, tính toán lượng tổn thất exergy tương ứng, nhận xét các kết quả đạt được.



Hình 4.4

Biết:

- Nhiệt độ và áp suất môi trường là 25°C và 1 bar.
- Entanpi và entropi của hơi nước khi đi vào van là 2882 kJ/kg và 6,337 kJ/kg.°K

- Entanpi và entrôpi của hơi nước khi đi ra khỏi van là 2882 kJ/kg và 7,032 kJ/kg.°K.
- Entanpi và entrôpi của nước trên đường bão hòa ứng với nhiệt độ môi trường lần lượt có giá trị là 104,81 kJ/kg và 0,3672 kJ/kg.°K.

Giải:

Từ công thức (4.26), khi bỏ qua thành phần động năng và thế năng, ta có:

$$a_f = (i - i_o) - T_o(s - s_o)$$

Gọi a_{f_1} và a_{f_2} là exergy ứng với 1 đơn vị khối lượng chất môi giới đi vào và đi ra khỏi van, ta có:

$$\begin{aligned} a_{f_1} &= (i_1 - i_o) - T_o(s_1 - s_o) \\ &= (2882 - 104,81) - (273 + 25) (6,337 - 0,3672) \\ &= 998,19 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} a_{f_2} &= (i_2 - i_o) - T_o(s_2 - s_o) \\ &= (2882 - 104,81) - (273 + 25) (7,032 - 0,3672) \\ &= 791,08 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

Ở chế độ ổn định, ta có thể tính lượng exergy tổn thất theo phương trình (4.30). Vì lượng nhiệt trao đổi giữa hơi nước và môi trường được xem như bằng không, hệ thống không sinh công, ta có thể viết:

$$\dot{I} = \dot{G}(a_{f_1} - a_{f_2})$$

Như vậy, lượng tổn thất exergy tính theo một đơn vị khối lượng hơi nước đi qua van được viết như sau:

$$\begin{aligned} \frac{\dot{I}}{\dot{G}} &= a_{f_1} - a_{f_2} = 998,19 - 791,08 \\ &= 207,11 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

Từ các kết quả đã nêu, ta thấy mặc dù năng lượng của hơi nước vẫn được bảo toàn khi đi qua van, tuy nhiên exergy của hơi nước đã bị giảm đi một lượng là 207,11 kJ/kg. Quá trình mô tả trong ví dụ này được gọi là quá trình tiết lưu, do $i_1 = i_2$ cho nên ta có thể viết:

$$\frac{\dot{I}}{\dot{G}} = T_o(s_2 - s_1)$$

So sánh với biểu thức (4.32), ta thấy $\sigma = \dot{G}(s_2 - s_1)$. Như vậy, do tính không thuận nghịch của quá trình tiết lưu, entrôpi của hơi nước đã tăng từ s_1 đến s_2 , điều này hoàn toàn phù hợp với công thức (3.36). Chính tính không thuận nghịch này đã phá hủy một phần exergy của dòng hơi nước.

Ví dụ 4.4:

Các số liệu trong ví dụ này tương tự như ở ví dụ 3.6, xác định lượng tổn thất exergy ứng với một đơn vị khối lượng hơi nước đi qua turbine và nhận xét kết quả.

Giải:

Từ công thức (4.30), lượng exergy tổn thất ứng với 1 đơn vị khối lượng hơi nước sau khi giãn nở sinh công trong turbine được tính như sau:

$$\frac{\dot{I}}{\dot{G}} = \left(1 - \frac{T_o}{T_b}\right) \frac{\dot{Q}}{\dot{G}} - \frac{\dot{W}}{\dot{G}} + (a_{f1} - a_{f2})$$

Ở đây, theo đề bài ta có:

$$T_b = 500^\circ\text{K}, T_o = 298^\circ\text{K}$$

$$\frac{\dot{W}}{\dot{G}} = 540 \text{ kJ/kg}$$

Từ kết quả ở ví dụ 3.6, ta có:

$$\frac{\dot{Q}}{\dot{G}} = -22,6 \text{ kJ/kg}$$

Như vậy, để xác định $\dot{I}/\dot{G}$ thì ta phải tính cho được $a_{f1} - a_{f2}$. Theo (4.31):

$$\begin{aligned} a_{f1} - a_{f2} &= (i_1 - i_2) - T_o(s_1 - s_2) + \frac{\omega_1^2 - \omega_2^2}{2} \\ &= (3230,9 - 2676,1) - 298(6,9212 - 7,3549) + \frac{1}{2} \left[(160)^2 - (100)^2 \right] \cdot 10^{-3} \\ &= 691,84 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

Do đó:

$$\begin{aligned} \frac{\dot{I}}{\dot{G}} &= \left(1 - \frac{298}{500}\right) (-22,6) - 540 + 691,84 \\ &= 142,71 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

Nhận xét: Khi đi qua turbine để giãn nở sinh công ở những điều kiện đã nêu, exergy của hơi nước đã mất đi một lượng là 691,84 kJ/kg. Nói một cách khác, hơi nước đã cung cấp cho turbine một lượng exergy có giá trị là 691,84 kJ/kg. Tuy nhiên, do quá trình diễn ra ở turbine có tính không thuận nghịch và có tổn thất nhiệt ra môi trường, lượng công do turbine sinh ra nhất định phải nhỏ hơn giá trị exergy mà turbine nhận được. Ta có:

- Công do turbine sinh ra: 540 kJ/kg
- Lượng exergy bị phá hủy bởi tính không thuận nghịch của quá trình: 142,71 kJ/kg
- Lượng exergy truyền ra ngoài môi trường do có tổn thất nhiệt: $\left(1 - \frac{298}{500}\right)(22,6) = 9,13$ kJ/kg

Tổng của các thành phần này - theo nguyên tắc cân bằng exergy đã trình bày ở mục 4.4.3 - phải bằng lượng exergy mà hơi nước đã bị mất đi.

§ 4.5. HIỆU SUẤT XÉT THEO ĐỊNH LUẬT NHIỆT ĐỘNG THỨ HAI

4.5.1. Khái niệm

Khảo sát sơ đồ ở hình 4.5, ta thấy sơ đồ đó biểu diễn hệ thống nhiệt động kín với nhiệt lượng cấp vào có giá trị là $\dot{Q}_s$ ứng với nhiệt độ nguồn nhiệt cấp vào (ví dụ khi đốt) là T_s . Người ta dùng nhiệt lượng đó để đáp ứng một yêu cầu cụ thể nào đó, ví dụ sưởi ấm hay cấp nhiệt cho một buồng đốt trong dây chuyền sản xuất, nhiệt lượng được sử dụng cho mục tiêu

này có giá trị là $\dot{Q}_u$ tương ứng với nhiệt độ T_u . Gọi $\dot{Q}_l$ là nhiệt lượng tổn thất ra môi trường và T_l là nhiệt độ tương ứng của quá trình tổn thất.

Theo công thức (2.30), ta có thể viết:

$$\frac{dU}{dt} = (\dot{Q}_s - \dot{Q}_u - \dot{Q}_l) - \dot{W}$$

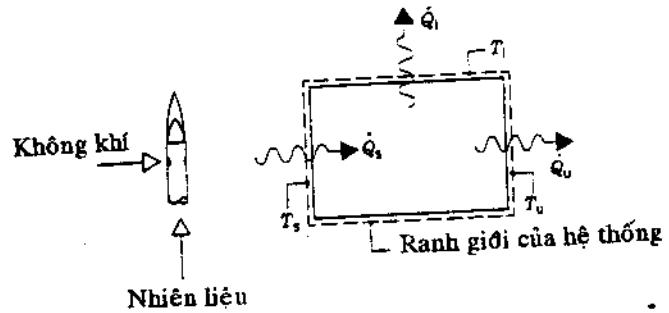
Do hệ thống không có trao đổi công với môi trường và quá trình khảo sát có tính ổn định, ta có:

$$\dot{Q}_s = \dot{Q}_u + \dot{Q}_l \quad (4.33)$$

Thông thường, để đánh giá mức độ hiệu quả của các quá trình sử dụng nhiệt, người ta lập tỉ số sau:

$$\eta = \frac{\dot{Q}_u}{\dot{Q}_s} \quad (4.34)$$

Ta có thể gọi η trong biểu thức (4.34) là hiệu suất hay thông số biểu thị mức độ hiệu quả của việc sử dụng và khai thác năng lượng. Tuy nhiên, cách đánh giá như thế này chưa thật hợp lý, chưa thể hiện được hết các yếu tố có tác động đến mức độ hiệu quả trong quá trình khai thác và sử dụng năng lượng. Rõ ràng, phương trình (4.33) là phương trình thể hiện định luật bảo toàn năng lượng, và do đó, hiệu suất tính theo biểu thức (4.34) được xem là hiệu suất chỉ quan tâm đến vấn đề số lượng của năng lượng mà không chú ý đến đặc điểm của quá trình. Ta gọi (4.34) là hiệu suất tính theo định luật nhiệt động thứ nhất.



Hình 4.5

Vấn đề cần phải lưu ý thêm, ngoài việc bảo toàn năng lượng, là tính thuận nghịch hay mức độ không thuận nghịch của quá trình sử dụng nhiệt. Từ phương trình (4.13), ta có thể viết cụ thể như sau:

$$\frac{dA}{dt} = \left[\left(1 - \frac{T_o}{T_s} \right) \dot{Q}_s - \left(1 - \frac{T_o}{T_u} \right) \dot{Q}_u - \left(1 - \frac{T_o}{T_l} \right) \dot{Q}_l \right] - \left(\dot{W} - p_o \cdot \frac{dV}{dt} \right) - \dot{I}$$

Do quá trình khảo sát được xem là ổn định và không có trao đổi công với môi trường, ta viết được:

$$\left(1 - \frac{T_o}{T_s} \right) \dot{Q}_s = \left(1 - \frac{T_o}{T_u} \right) \dot{Q}_u + \left(1 - \frac{T_o}{T_l} \right) \dot{Q}_l + \dot{I} \quad (4.35)$$

Phương trình (4.35) chỉ ra rằng, khi hệ khảo sát nhận được nhiệt lượng $\dot{Q}_s$ từ nguồn nhiệt, exergy của hệ đã tăng thêm một lượng là $\left(1 - T_o/T_s \right) \cdot \dot{Q}_s$, lượng exergy gia tăng đó bằng tổng lượng exergy truyền ra ngoài kèm theo các nhiệt lượng $\dot{Q}_u$, $\dot{Q}_l$ và lượng exergy bị phá hủy do tính không thuận nghịch của quá trình khảo sát.

Đặt:

$$\epsilon = \frac{(1 - T_o / T_u) \dot{Q}_u}{(1 - T_o / T_s) \dot{Q}_s} \quad (4.36)$$

Ta gọi ϵ là hiệu suất của quá trình đang khảo sát xét theo định luật nhiệt động thứ hai. Kết hợp với (4.34), ta có:

$$\epsilon = \eta \cdot \frac{(1 - T_o / T_u)}{(1 - T_o / T_s)} \quad (4.37)$$

Từ (4.37), ta thấy nếu quan tâm đến đặc điểm của quá trình, cần phải lưu ý đến nhiệt độ T_u và T_s . Ở cùng các điều kiện khác như nhau, khi T_u không cách xa T_s thì hiệu suất của quá trình có xu hướng gia tăng. Nếu lưu ý đến khái niệm thuận nghịch và không thuận nghịch đã trình bày ở mục §3.4, ta có nhận xét:

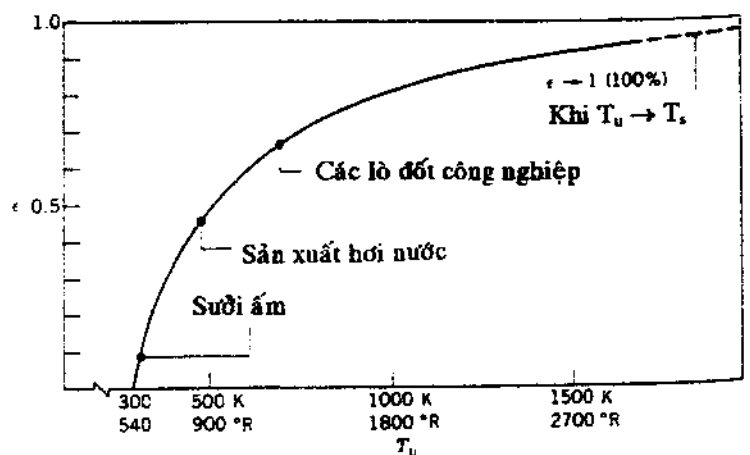
- Khi T_u tiến gần đến T_s , mức độ không thuận nghịch của quá trình giảm đi, hiệu suất của quá trình gia tăng.
- Khi T_u thấp hơn rất nhiều so với T_s , mức độ không thuận nghịch của quá trình sử dụng nhiệt gia tăng, hiệu suất của quá trình sẽ giảm.

Không giống như hiệu suất η ở biểu thức (4.34), hiệu suất ϵ ở biểu thức (4.37) được xây dựng trên cơ sở cân bằng exergy của hệ. Để minh họa vấn đề một cách rõ ràng nhằm thấy rõ vai trò của T_u so với T_s , ta hãy khảo sát trường hợp mô tả ở hình 4.6. Trong trường hợp này, giả sử $\eta = 1$, $T_s = 2200^\circ\text{K}$ và T_u lần lượt có các trị số sau:

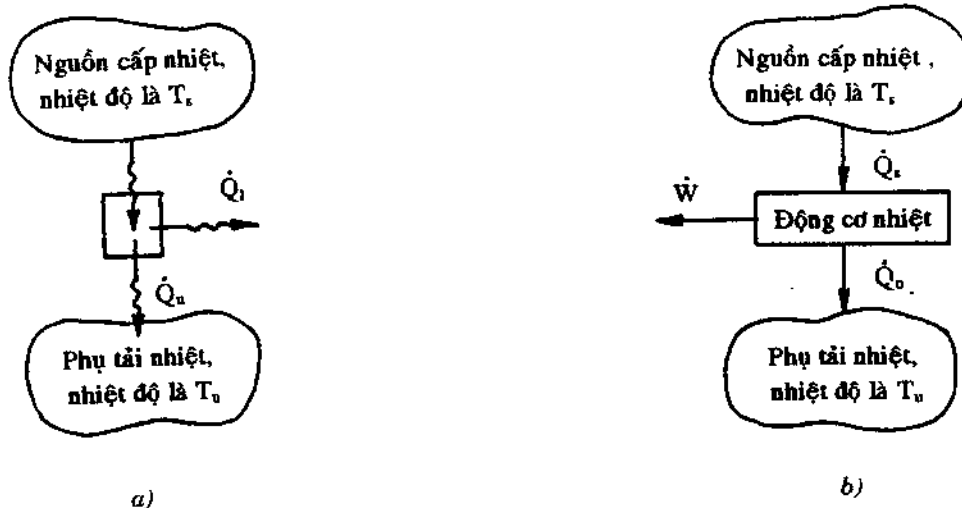
- Khi nhiệt lượng $\dot{Q}_u$ được dùng để sưởi ấm, xem $T_u = 320^\circ\text{K}$.
- Khi nhiệt lượng $\dot{Q}_u$ được dùng để sản xuất hơi nước ở áp suất không cao, xem $T_u = 480^\circ\text{K}$.
- Khi nhiệt lượng $\dot{Q}_u$ được dùng để cấp cho các lò đốt công nghiệp, xem $T_u = 700^\circ\text{K}$.

Các kết quả xác định các giá trị hiệu suất ϵ ứng với từng trường hợp được mô tả ở hình 4.6. Do khi xây dựng đường cong ở hình 4.6 ta đã giả sử $\eta = 1$, cho nên các giá trị ϵ thực tế sẽ phải nhỏ hơn. Trường hợp minh họa ở trên cho thấy, không nên dùng nguồn nhiệt có nhiệt độ cao để cung cấp cho các phụ tải có nhiệt độ sử dụng thấp. Nếu vì lý do nào đó phải sử dụng năng lượng ở tình huống bất lợi như trên, làm thế nào để khai thác nguồn năng lượng đó hiệu quả hơn? Để giải đáp vấn đề này, ta hãy xem xét 2 trường hợp trình bày ở hình 4.7. Trong 2 trường hợp này thì các nhiệt độ T_s và T_u (của mỗi trường hợp) đều như nhau, T_u rất thấp so với T_s .

Nhận xét các sơ đồ ở hình 4.7a và 4.7b, ta thấy về nguyên tắc sơ



Hình 4.6



Hình 4.7

đồ ở hình 4.7b sẽ làm tăng mức độ hiệu quả của quá trình khai thác và sử dụng năng lượng. Ta gọi sơ đồ ở hình 4.7b là sơ đồ kết hợp (cogeneration) hay sơ đồ đa mục tiêu (multiple-use method).

Ví dụ 4.5:

Không khí đi vào máy sấy tóc có nhiệt độ 30°C , tốc độ 3 m/s và áp suất 1 bar . Sau khi ra khỏi máy sấy, không khí có nhiệt độ 80°C và tốc độ 9 m/s . Cho biết miệng ra của máy sấy tóc có tiết diện $15,5\text{ cm}^2$, nhiệt độ môi trường xung quanh là 30°C . Bỏ qua thành phần thế năng của dòng không khí, lượng nhiệt trao đổi giữa máy sấy và môi trường. Sự biến đổi áp suất của không khí giữa đầu vào và đầu ra được xem là không đáng kể. Có thể xem không khí trong trường hợp này là khí lý tưởng và máy sấy hoạt động ở chế độ ổn định. Entanpi và entropi của không khí ở đầu vào và đầu ra của máy sấy lần lượt là: 303 kJ/kg ; 353 kJ/kg ; $1,712\text{ kJ/kg}\cdot\text{độ}$ và $1,871\text{ kJ/kg}\cdot\text{độ}$.

Xác định: a/ Công suất của máy sấy tóc

b/ Hiệu suất máy sấy trên cơ sở cân bằng exergy

Giải:

a/ Từ phương trình (2.40), ta có:

$$\dot{W}_{kt} = \dot{G} \left[i_1 - i_2 + \frac{\omega_1^2 - \omega_2^2}{2} \right]$$

Trên cơ sở phương trình trạng thái của khí lý tưởng, thể tích riêng của không khí khi ra khỏi máy sấy tóc có giá trị là:

$$v_2 = \frac{RT_2}{p_2} = \frac{8314 \cdot (80 + 273)}{29 \cdot 10^5} = 1,012\text{ m}^3/\text{kg}$$

Lưu lượng không khí đi qua máy sấy tóc:

$$\dot{G} = \frac{18,5 \cdot 10^{-4} \cdot 9}{1,012} = 0,01645\text{ kg/s}$$

Như vậy:

$$\dot{W}_{kt} = 0,01645 \cdot \left[303 - 353 + \frac{(3)^2 - (9)^2}{2 \cdot 10^3} \right]$$

$$= -0,8231 \text{ kW}$$

Dấu trừ nhắc nhở rằng, máy sấy tóc hoạt động trên cơ sở nhận công cung cấp từ bên ngoài.

b/ Trên cơ sở phương trình cân bằng exergy (4.30), ứng với trường hợp này ta có thể viết:

$$\dot{I} = -\dot{W}_{kt} + \dot{G}(a_{f_1} - a_{f_2})$$

Hoặc:

$$(-\dot{W}_{kt}) = \dot{G}(a_{f_2} - a_{f_1}) + \dot{I}$$

Phương trình trên đây chỉ ra rằng, máy sấy tóc được cung cấp một lượng exergy (vế trái), một bộ phận exergy này được dùng để làm gia tăng exergy của dòng không khí và bộ phận exergy còn lại sẽ bị phá hủy do tính không thuận nghịch của quá trình (vế phải). Như vậy, theo định nghĩa về hiệu suất tinh theo định luật nhiệt động thứ hai, ta có:

$$\epsilon = \frac{\dot{G}(a_{f_2} - a_{f_1})}{(-\dot{W}_{kt})}$$

Kết quả ở câu a cho thấy lượng biến đổi động năng của dòng khá nhỏ, do đó có thể bỏ qua. Từ công thức (4.31), ta có:

$$\epsilon = \frac{\dot{G}[-(i_1 - i_2) + T_0(s_1 - s_2)]}{-\dot{G}(i_1 - i_2)} = 1 - \frac{T_0(s_2 - s_1)}{i_2 - i_1}$$

Từ đó:

$$\epsilon = 1 - \frac{303 \cdot (1,871 - 1,712)}{353 - 303} = 3,65\%$$

Nhận xét: Giá trị ϵ rất nhỏ, điều đó cho thấy việc sử dụng nguồn điện có thể năng cao để tạo ra dòng không khí nóng trong máy sấy tóc là phương án rất kém hiệu quả nếu xét về phương diện khai thác năng lượng.

4.5.2. Các trường hợp minh họa

Về mặt biểu thức, hiệu suất xét theo định luật nhiệt động thứ hai có thể được biểu diễn ở nhiều dạng khác nhau. Trong phần này ta sẽ dựa vào định nghĩa ở mục 4.5.1 để viết biểu thức xác định hiệu suất cho một vài trường hợp cụ thể. Các trường hợp nêu trong mục này được xem như hoạt động ở chế độ ổn định, lượng nhiệt trao đổi giữa hệ thống và môi trường được xem là không đáng kể.

1. Turbine, máy nén, bơm

Từ phương trình cân bằng exergy (4.30), ta có:

$$\dot{I} = -\dot{W}_{kt} + \dot{G}(a_{f_1} - a_{f_2})$$

Từ đó lượng biến đổi exergy của dòng chất môi giới khi vào và ra khỏi hệ thống được viết như sau:

$$a_{f1} - a_{f2} = \frac{\dot{W}_{kt}}{\dot{G}} + \frac{\dot{I}}{\dot{G}} \quad (4.38)$$

Trong trường hợp hệ thống khảo sát là turbine, hiệu số $a_{f1} - a_{f2}$ trong biểu thức (4.38) thể hiện lượng suy giảm exergy của dòng chất môi giới. Số dĩ exergy của dòng chất môi giới bị giảm vì turbine sinh công và vì một bộ phận exergy bị phá hủy do tính không thuận nghịch của quá trình. Như vậy, ở trường hợp này hiệu suất ϵ là tỉ số giữa lượng exergy được biến đổi thành công kỹ thuật và lượng exergy bị suy giảm khi đi qua turbine:

$$\epsilon = \frac{(\dot{W}_{kt} / \dot{G})}{a_{f1} - a_{f2}} \quad (4.39)$$

Hiệu suất ϵ trong (4.39) còn được gọi là hệ số hiệu quả của turbine. Cần lưu ý là hiệu suất ϵ không giống như hiệu suất được xác định theo biểu thức (3.39).

Nếu hệ thống khảo sát là máy nén hay bơm, phương trình (4.38) được viết lại như sau:

$$\frac{-\dot{W}_{kt}}{\dot{G}} = (a_{f2} - a_{f1}) + \frac{\dot{I}}{\dot{G}} \quad (4.40)$$

Vế trái của biểu thức (4.40) thể hiện lượng exergy mà hệ thống được cung cấp. Thành phần thứ nhất của vế phải biểu diễn lượng gia tăng exergy của dòng chất môi giới, thành phần thứ hai lượng hóa mức độ exergy bị phá hủy do tính không thuận nghịch của quá trình. Như vậy, hiệu quả của việc chuyển đổi lượng công nhận được từ bên ngoài thành ra sự gia tăng exergy của dòng chất môi giới được biểu hiện như sau:

$$\epsilon = \frac{a_{f2} - a_{f1}}{(-\dot{W}_{kt} / \dot{G})} \quad (4.41)$$

2. Bộ trao đổi nhiệt loại gián tiếp

Trong trường hợp trao đổi nhiệt gián tiếp, chất lỏng nóng và lạnh không tiếp xúc trực tiếp với nhau. Gọi:

$\dot{G}_h, \dot{G}_c$ - lưu động khối lượng của dòng chất lỏng nóng và lạnh đi qua bộ trao đổi nhiệt

a'_{fh} và a''_{fh} - exergy của dòng chất lỏng nóng đi vào và đi ra khỏi bộ trao đổi nhiệt

a'_{fc} và a''_{fc} - exergy của dòng chất lỏng lạnh đi vào và đi ra khỏi bộ trao đổi nhiệt

Từ phương trình (4.29), ta có:

$$\dot{I} = (\dot{G}_h \cdot a'_{fh} + \dot{G}_c \cdot a'_{fc}) - (\dot{G}_h \cdot a''_{fh} + \dot{G}_c \cdot a''_{fc})$$

$$\text{Hay: } \dot{G}_h(a'_{fh} - a''_{fh}) = \dot{G}_c(a''_{fc} - a'_{fc}) + \dot{I} \quad (4.42)$$

Vế trái của phương trình (4.42) thể hiện lượng suy giảm exergy của dòng chất lỏng nóng khi đi qua bộ trao đổi nhiệt. Thành phần thứ nhất của vế phải biểu diễn lượng gia tăng exergy của dòng chất lỏng lạnh, còn thành phần thứ hai biểu diễn lượng tổn thất exergy do tính không thuận nghịch của quá trình. Trong trường hợp này, hiệu quả ϵ được tính như sau:

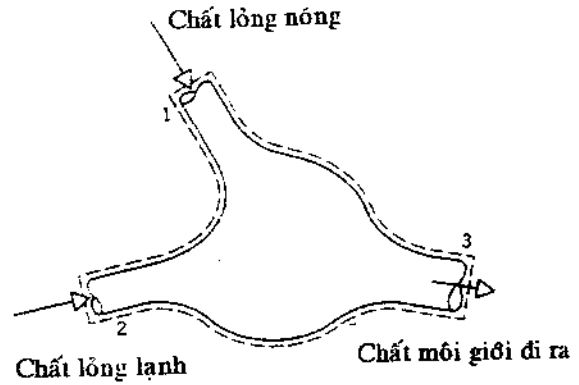
$$\varepsilon = \frac{\dot{G}_c(a''_{fc} - a'_{fc})}{\dot{G}_h(a'_{fh} - a''_{fh})} \quad (4.43)$$

3. Bộ trao đổi nhiệt loại trực tiếp

Trong trường hợp này, chất lỏng nóng và chất lỏng lạnh được cho tiếp xúc trực tiếp với nhau (hình 4.8). Gọi:

$\dot{G}_1, \dot{G}_2$ - lưu lượng khối lượng của các dòng chất lỏng nóng và lạnh đi vào bộ trao đổi nhiệt

$\dot{G}_3$ - lưu lượng khối lượng của dòng chất môi giới đi ra khỏi bộ trao đổi nhiệt. Cũng từ phương trình (4.29), ta có:



Hình 4.8

$$\dot{I} = (\dot{G}_1 a_{f_1} + \dot{G}_2 a_{f_2}) - \dot{G}_3 a_{f_3} \quad (4.45)$$

Theo nguyên tắc bảo toàn khối lượng, rõ ràng:

$$\dot{G}_3 = \dot{G}_1 + \dot{G}_2$$

Do đó:

$$\dot{G}_1(a_{f_1} - a_{f_3}) = \dot{G}_2(a_{f_2} - a_{f_3}) + \dot{I} \quad (4.46)$$

Ở biểu thức (4.46), vế trái biểu diễn lượng exergy suy giảm của dòng chất lỏng nóng khi đi qua bộ trao đổi nhiệt, thành phần thứ nhất của vế phải biểu diễn lượng exergy mà dòng chất lỏng lạnh nhận vào và thành phần thứ hai biểu diễn lượng exergy bị phá hủy do tính không thuận nghịch của quá trình. Như vậy, hiệu quả của quá trình này được đánh giá bằng biểu thức sau:

$$\varepsilon = \frac{\dot{G}_2(a_{f_2} - a_{f_3})}{\dot{G}_1(a_{f_1} - a_{f_3})} \quad (4.47)$$

4.5.3. Nhận xét

Như đã nói trong phần §1.1, việc khảo sát năng lượng chỉ ở góc độ số lượng là chưa đầy đủ. Trong quá trình khai thác và sử dụng năng lượng, ngoài yếu tố số lượng, cần phải quan tâm đến những vấn đề quan trọng khác như: đặc điểm của quá trình, tức là mức độ thuận nghịch hay không thuận nghịch của quá trình, chất lượng của nguồn năng lượng, tức là thứ bậc của loại năng lượng đó và thế năng của nguồn năng lượng đang sử dụng.

Như vậy, việc khảo sát một quá trình nào đó trên cơ sở chỉ xét đến vấn đề bảo toàn năng lượng là chưa thể hiện hết mọi yếu tố có liên quan đến quá trình, chưa tạo điều kiện để hình dung ra mức độ hoàn thiện của quá trình đang khảo sát so với quá trình lý tưởng tương ứng.

Với mục đích bổ sung vào những thiếu sót đã nói, mục 3.8.5 trình bày hiệu suất đẳng entropi và mục §4.5 trình bày hiệu suất ε . Thực ra, cả hiệu suất đẳng entropi và hiệu suất

ϵ ở phần này đều được xây dựng trên nền tảng của định luật nhiệt động thứ hai, cả 2 loại hiệu suất này đều thể hiện mối quan tâm đến mức độ không thuận nghịch của các quá trình thực tế và lượng hóa được khoảng cách so với quá trình thuận nghịch lý tưởng.

Các ví dụ minh họa ở mục 4.5.1 cho thấy, không nên dùng nguồn năng lượng bậc cao và có thể năng cao để phục vụ cho nhu cầu sử dụng chỉ cần nhiệt độ thấp. Từ các biểu thức xác định ϵ , dễ dàng thấy các quá trình thực tế không thể nào đạt đến giá trị $\epsilon = 100\%$. Việc xác định ϵ giúp đánh giá được mức độ hiệu quả của quá trình khai thác và sử dụng năng lượng. Tuy nhiên, khi giải quyết các vấn đề kỹ thuật thực tế, cần lưu ý đến cả yếu tố kinh tế và kỹ thuật. Phải quan tâm giải quyết thật hợp lý mối quan hệ có tính chất mâu thuẫn giữa tính hoàn thiện về mặt kỹ thuật và tổng giá tiền đầu tư để thực hiện yêu cầu kỹ thuật đó.

Ví dụ 4.6:

Một lò hơi ống nước hoạt động ổn định ở điều kiện sau: nước đi vào lò hơi có trạng thái lỏng sôi ở áp suất 80 bar, hơi nước ra khỏi lò hơi có nhiệt độ 600°C (quá trình hóa hơi diễn ra ở điều kiện đẳng áp), khói nóng đi vào và đi ra khỏi lò hơi có nhiệt độ lần lượt là 1500°K và 1260°K (ở áp suất không đổi). Giả sử bỏ qua các thành phần động năng, thế năng của các dòng chất môi giới và xem nhiệt lượng trao đổi giữa lò hơi và môi trường là không đáng kể. Khói nóng trong trường hợp này có thể được xem là khí lý tưởng. Cho biết:

- Nhiệt độ và áp suất môi trường là 30°C và 1 bar.

- Entanpi và entrôpi của nước và hơi nước đi vào và ra khỏi lò hơi lần lượt có giá trị là: 1317 kJ/kg; 3640 kJ/kg; 3,208 kJ/kg.độ và 7,019 kJ/kg.độ

- Entanpi và entrôpi của khói nóng đi vào và đi ra khỏi lò hơi lần lượt có giá trị là: 1635,97 kJ/kg; 1348,5 kJ/kg; 3,445 kJ/kg.độ và 3,236 kJ/kg.độ.

Xác định:

- Lưu lượng khối lượng của khói nóng đi qua lò hơi (kg khói nóng/kg hơi nước)
- Lượng exergy bị phá hủy do tính không thuận nghịch của quá trình (kJ/kg hơi nước)
- Hiệu suất tính theo định luật nhiệt động thứ hai

Giải:

a/ Hệ thống khảo sát trong ví dụ này thuộc loại trao đổi nhiệt gián tiếp. Về mặt nhiệt động, đây là hệ thống hở. Theo biểu thức (2.37) ta viết được:

$$\dot{G}_n \cdot i_n + \dot{G}_k \cdot i_{k1} = \dot{G}_n \cdot i_h + \dot{G}_k \cdot i_{k2}$$

Ở đây:

$\dot{G}_n$ - lưu lượng của nước và hơi nước đi qua lò hơi.

$\dot{G}_k$ - lưu lượng của khói nóng đi qua lò hơi

i_n, i_h - entanpi của nước đi vào lò hơi và của hơi nước ra khỏi lò hơi

i_{k1}, i_{k2} - entanpi của khói nóng vào và ra khỏi lò hơi

Từ đó:

$$\frac{\dot{G}_k}{\dot{G}_n} = \frac{i_h - i_n}{i_{k1} - i_{k2}} = \frac{3640 - 1317}{1635,97 - 1348,5}$$

$$= 8,08 \text{ kg khối nóng/kg hơi nước}$$

b/ Gọi:

a_{fn}, a_{fh} - exergy của nước đi vào lò hơi và exergy của hơi nước đi ra khỏi lò hơi.

a_{k1}, a_{k2} - exergy của khối nóng đi vào và đi ra khỏi lò hơi

Từ phương trình (4.29) ta viết được:

$$\dot{I} = (\dot{G}_n a_{fn} + \dot{G}_k a_{k1}) - (\dot{G}_n a_{fh} + \dot{G}_k a_{k2})$$

$$= \dot{G}_n (a_{fn} - a_{fh}) - \dot{G}_k (a_{k2} - a_{k1})$$

Theo (4.31) ta có:

$$a_{fn} - a_{fh} = (i_n - i_h) - T_o \cdot (s_n - s_h)$$

$$= 1317 - 3640 - (273 + 30)(3,208 - 7,019)$$

$$= -1168,26 \text{ kJ/kg hơi nước}$$

$$a_{k2} - a_{k1} = (i_{k2} - i_{k1}) - T_o(s_{k2} - s_{k1})$$

$$= 1348,5 - 1635,97 - (273 + 30)(3,236 - 3,445)$$

$$= -224,14 \text{ kJ/kg khối nóng}$$

Từ đó:

$$\dot{I} = \dot{G}_n \cdot (-1168,26) - 8,08 \cdot \dot{G}_n \cdot (-224,14)$$

$$\frac{\dot{I}}{\dot{G}_n} = -1168,26 - 8,08 \cdot (-224,14) = 642,79 \text{ kJ/kg hơi nước}$$

c/ Từ công thức (4.43), ta có:

$$\varepsilon = \frac{\dot{G}_n(a_{fh} - a_{fn})}{\dot{G}_k(a_{k1} - a_{k2})} = \frac{1168,26}{8,08 \cdot 224,14}$$

$$\varepsilon = 0,645 = 64,5\%$$

Nhận xét:

- Khối nóng khi đi qua lò hơi đã mất đi một lượng exergy là 224,14 kJ/kg khối nóng
- Nước và hơi nước khi đi qua lò hơi đã nhận được một lượng exergy là 1168,26 kJ/kg hơi nước
- Do tính không thuận nghịch của quá trình, exergy bị phá hủy một lượng tương ứng là 642,79 kJ/kg hơi nước

Nếu qui đổi lượng exergy mà khối nóng bị mất ứng với 1 kg hơi nước, ta thấy hệ thống đã nhận vào một lượng exergy là:

$$8,08 \cdot 224,14 = 1811,051 \text{ kJ/kg hơi nước}$$

Lượng exergy này bằng tổng exergy mà hơi nước nhận vào và lượng exergy bị phá hủy.

Ví dụ 4.7:

Nội dung tương tự như ví dụ 4.6, chỉ thay đổi trạng thái về phía nước và hơi nước: nước vào là lỏng sôi có áp suất 6 bar, entanpi là 670,5 kJ/kg và entropi là 1,931 kJ/kg.độ; hơi nước đi ra có nhiệt độ 240°C, entanpi là 2933 kJ/kg và entropi là 7,135 kJ/kg.độ.

Giải:

Trong trường hợp này, ta có:

$$\frac{\dot{G}_k}{\dot{G}_n} = \frac{2933 - 670,5}{1635,97 - 1348,5} = 7,87 \text{ kg khối nóng/kg hơi nước}$$

$$\begin{aligned} a_{fn} - a_{fh} &= 670,5 - 2933 - 303 \cdot (1,931 - 7,135) \\ &= -685,688 \text{ kJ/kg hơi nước} \end{aligned}$$

$$a_{k2} - a_{k1} = -224,14 \text{ kJ/kg khối nóng}$$

$$\frac{\dot{I}}{\dot{G}_n} = -685,688 - 7,87 \cdot (-224,14) = 1078,294 \text{ kJ/kg hơi nước}$$

Hiệu suất tính theo định luật nhiệt động thứ hai:

$$\begin{aligned} \varepsilon &= \frac{685,688}{7,87 \cdot 224,14} = 0,3887 \\ &= 38,87\% \end{aligned}$$

Nhận xét: Trong ví dụ này, do nhiệt độ sử dụng có giá trị thấp hơn nên tính không thuận nghịch của quá trình gia tăng, điều này làm cho lượng exergy bị phá hủy tăng lên và do đó hiệu suất ε nhỏ hơn so với trường hợp ở ví dụ 4.6.



Chương 5

CHẤT THUẦN KHIẾT

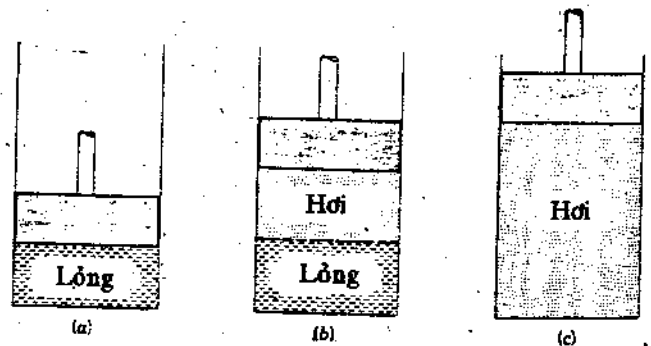
§ 5.1. TỔNG QUÁT

Như đã trình bày trong phần 1.2.7, chất thuần khiết là chất có tính đồng nhất và ổn định về thành phần hóa học. Trong các hệ thống nhiệt động, chất thuần khiết hầu như có mặt ở khắp mọi nơi và bao gồm nhiều loại khác nhau. Ví dụ, trong các thiết bị động lực hơi nước, lò hơi, ... chất môi giới được sử dụng là nước và hơi nước; trong các hệ thống lạnh và điều hòa không khí, chất môi giới là NH_3 hay một loại freon nào đó.

Lý luận và thực nghiệm đã chỉ ra rằng, để xác định trạng thái của chất thuần khiết mà ta đang đề cập, chỉ cần biết 2 thông số trạng thái độc lập với nhau. Tuy nhiên, trong trường hợp này, cần lưu ý không phải 2 thông số nào đã độc lập với nhau thì sẽ giữ nguyên tính chất độc lập trong bất cứ tình huống và phạm vi nào. Cụ thể, áp suất và nhiệt độ của chất thuần khiết là 2 thông số có lúc được coi là độc lập và có lúc được xem là không độc lập, điều này hoàn toàn phụ thuộc vào trạng thái của chất thuần khiết lúc đang khảo sát.

§ 5.2. QUÁ TRÌNH HÓA HƠI ĐẲNG ÁP

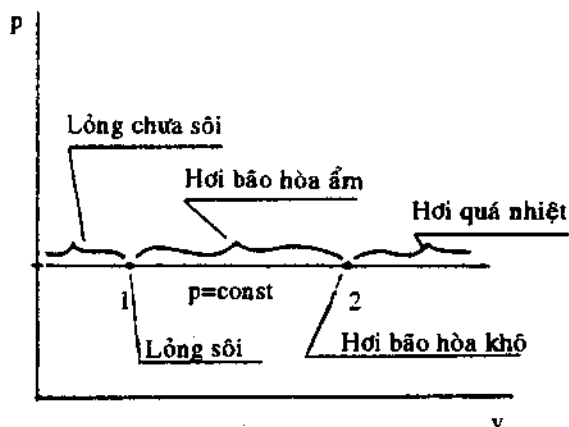
Khảo sát hệ thống xy lanh-piston như mô tả ở hình 5.1. Mục đích của phần này nhằm trình bày quá trình chuyển đổi pha và các thuật ngữ có liên quan để mô tả trạng thái của một chất thuần khiết bất kỳ nào đó. Tuy nhiên, để dễ dàng cho người đọc, nước sẽ được dùng làm chất thuần khiết khảo sát trong thí nghiệm trình bày ở hình 5.1.



Hình 5.1

Giả sử hệ thống kín ở hình 5.1 lúc ban đầu chứa 1 kg nước ở áp suất 1 bar và nhiệt độ 30°C . Đây là trạng thái hết sức quen thuộc và tất cả mọi người đều nhận biết lúc này nước đang ở pha lỏng, ta có thể gọi cụ thể trạng thái này là *lỏng chưa sôi*. Trong thí nghiệm này, ta xem như hệ thống được cung cấp nhiệt lượng một cách từ từ và áp suất bên trong hệ thống được chủ động duy trì ở một giá trị ổn định theo yêu cầu. Rõ ràng, dưới tác động của nhiệt lượng nhận từ bên ngoài, ta thấy nhiệt độ của nước trong xy lanh từ từ

gia tăng lên (ở áp suất không đổi). Đến một giá trị nhiệt độ nào đó, nước bắt đầu sôi, ta gọi điểm biểu diễn trạng thái tương ứng này là 1 ở hình 5.2. Nhiệt độ mà tại đó nước bắt đầu sôi ở áp suất p được gọi là nhiệt độ sôi $t_s(p)$ hay *nhiệt độ bão hòa ứng với áp suất p* . Khi nước đạt đến trạng thái 1, ta gọi trạng thái đó là *lồng sôi*. Từ trạng thái này, nếu tiếp tục cấp nhiệt và giữ áp suất không đổi, ta thấy trong xylanh bắt đầu xuất hiện hơi nước. Hơi nước càng xuất hiện nhiều thì lượng lỏng sôi tương ứng còn lại càng ít. Tuy nhiên, tổng khối lượng của hơi nước và lỏng sôi có trong xylanh vẫn là 1 kg. Nếu quá trình được cho tiếp diễn, đến một lúc nào đó thành phần lỏng sôi trong xylanh sẽ hoàn toàn biến mất. Ngay lúc giọt lỏng cuối cùng trong xylanh biến mất để hóa thành hơi, ta gọi trạng thái hơi nước tương ứng có trong xylanh là 2 (hình 5.2). Trong khoảng biến đổi trạng thái từ 1 đến 2, áp suất và nhiệt độ hoàn toàn không đổi.



Hình 5.2

Như vậy, từ đồ thị ở hình 5.2, khi áp suất không đổi, nhiệt độ của các điểm 1, 2 và các điểm trung gian trong khoảng từ 1 đến 2 có giá trị hoàn toàn giống nhau và bằng $t_s(p)$.

Ta gọi trạng thái ứng với điểm 2 là *hơi bão hòa khô*. Các trạng thái trung gian trong khoảng từ 1 đến 2 được gọi là *hơi bão hòa ẩm*. Về mặt thành phần, ta xem *hơi bão hòa ẩm* là hỗn hợp bao gồm lỏng sôi và hơi bão hòa khô ở cùng áp suất.

Nhận xét, ta thấy ở tại một áp suất nào đó, chỉ có 1 trạng thái được gọi tên là lỏng sôi và 1 trạng thái là hơi bão hòa khô. Trong khi đó, ứng với áp suất đó, có thể có nhiều trạng thái cùng có tên là lỏng chưa sôi, các trạng thái này tương ứng với các nhiệt độ khác nhau. Tương tự như vậy, ở áp suất không đổi, có nhiều trạng thái được gọi là hơi bão hòa ẩm. Tuy nhiên, không giống ở trường hợp lỏng chưa sôi, các trạng thái này đều có cùng áp suất và nhiệt độ. Để phân biệt chúng, người ta đưa ra khái niệm *độ khô*. Gọi x là độ khô của hơi bão hòa ẩm, ta có:

$$x = \frac{G_h}{G_l + G_h} \quad (5.1)$$

Trong đó:

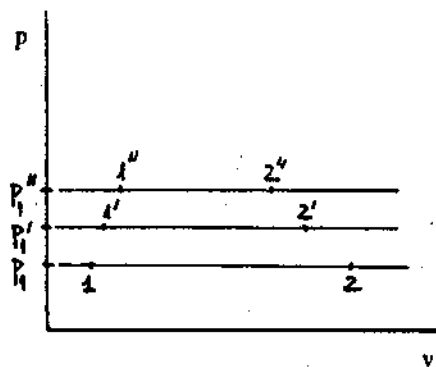
G_h - lượng hơi bão hòa khô có trong hơi bão hòa ẩm đang khảo sát.

G_l - Lượng lỏng sôi có trong hơi bão hòa ẩm đang khảo sát.

Liên hệ với thí nghiệm ở hình 5.1, ta thấy $G_l + G_h$ luôn luôn bằng 1 kg, còn G_h biến thiên từ 0 đến 1 kg, như vậy độ khô x chỉ có khả năng biến đổi từ 0 cho đến 1: $0 \leq x \leq 1$. Khi $x = 0$ ta gọi trạng thái đó là lỏng sôi, khi $x = 1$ ta gọi trạng thái đó là hơi bão hòa khô, khi $0 < x < 1$ thì trạng thái đó là hơi bão hòa ẩm.

Từ trạng thái bão hòa khô (điểm 2 ở hình 5.2), nếu tiếp tục cấp nhiệt ở $p = \text{const}$ thì ta thấy nhiệt độ của hơi trong xylanh vượt quá giá trị $t_s(p)$. Ta gọi các trạng thái tương ứng là *hơi quá nhiệt*. Như vậy, ứng với áp suất p , ta gọi một trạng thái nào đó là hơi quá nhiệt nếu nhiệt độ của nó lớn hơn nhiệt độ bão hòa $t_s(p)$ ứng với áp suất đó.

Từ hình 5.2, trên cùng đường nằm ngang có $p = \text{const}$, các trạng thái có tên là lỏng chưa sôi sẽ được biểu diễn bằng các điểm nằm bên trái của điểm 1, các trạng thái có tên là hơi quá nhiệt được biểu diễn bằng các điểm nằm bên phải của điểm 2. Tiếp tục các thí nghiệm tương tự ở các cấp áp suất không đổi có trị số lớn hơn, ta nhận được các kết quả mô tả trên hình 5.3. Từ hình 5.3, nếu thí nghiệm được tiến hành ở áp suất $p_1 = \text{const}$, các điểm biểu diễn trạng thái lỏng sôi và hơi bão hòa khô tương ứng là 1 và 2. Khi áp suất thí nghiệm tăng từ p_1 đến p'_1 ,



Hình 5.3

các điểm biểu diễn tương ứng là 1' và 2'. Nhận xét, ta thấy điểm 1' xê dịch về phía phải so với điểm 1 và điểm 2' xê dịch về phía trái so với điểm 2. Như ta biết, ở điều kiện áp suất lớn hơn, nhiệt độ sôi tương ứng của các chất thuần khiết sẽ gia tăng, như vậy nhiệt độ ứng với điểm 1' lớn hơn nhiệt độ ứng với điểm 1, do đó thể tích riêng của điểm 1' lớn hơn thể tích riêng của điểm 1. Điểm 2 và 2' đều là hơi bão hòa khô, do áp suất ứng với 2' lớn hơn áp suất ứng với 2 nên thể tích riêng của điểm 2' nhỏ hơn thể tích riêng ứng với 2. Nếu tiếp tục các thí nghiệm với áp suất tăng dần, ta thấy đường nối các điểm 1, 1', ... có xu hướng nghiêng về bên phải, trong khi đó đường nối các điểm 2, 2', ... có xu hướng nghiêng về bên trái. Điểm gặp nhau của 2 đường nối trên được gọi là *điểm tới hạn*. Hình 5.4 biểu diễn đồ thị p-v của một chất thuần khiết nào đó. Ta có các nhận xét sau.

- Điểm K là điểm tới hạn. Áp suất và nhiệt độ tại điểm tới hạn của mỗi chất thuần khiết có giá trị không giống nhau (xem bảng 5.1).

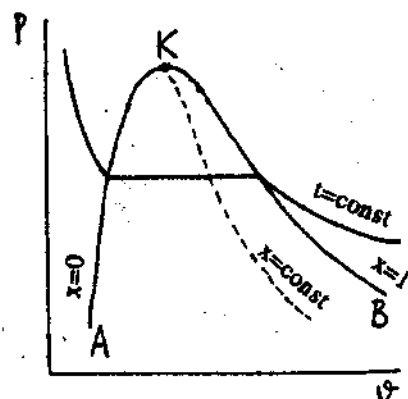
- Nhánh KA là tập hợp của những trạng thái có tên là lỏng sôi, điều này có nghĩa là bất kỳ trạng thái nào nằm trên đường KA cũng đều có trạng thái lỏng sôi hay có $x = 0$. Chính vì vậy đường KA còn được gọi là đường $x = 0$ hay *đường giới hạn dưới*. Đường này có xu hướng nghiêng về phía phải, nhưng độ nghiêng không nhiều, vì độ giãn nở thể tích của các chất lỏng thường không nhiều lắm khi nhiệt độ gia tăng.

- Nhánh KB là tập hợp của các điểm có trạng thái là hơi bão hòa khô, do đó nhánh KB còn có tên là đường $x = 1$ hay *đường giới hạn trên*. Ta thấy khi áp suất tăng thì đường này nghiêng nhiều về phía bên trái, lý do là vì hơi có tính chịu nén tốt.

- Các nhánh KA và KB chia đồ thị ra làm các khu vực ứng với các tên gọi trạng thái khác nhau. Ở bên trái nhánh KA, trạng thái có tên là lỏng chưa sôi, trên đường KA trạng thái có tên là lỏng sôi, trong vùng giới hạn bởi các đường KA và KB trạng thái có tên là hơi bão hòa ẩm, trên đường KB trạng thái có tên là hơi bão hòa khô, bên phải đường KB trạng thái có tên là hơi quá nhiệt.

- Trong vùng hơi bão hòa ẩm, ta thấy còn có các đường $x = \text{const}$, các đường này đều xuất phát từ điểm K.

- Đường đẳng nhiệt của chất thuần khiết trên đồ thị p-v không hoàn toàn giống như đã nói ở mục 2.6.1 cho trường hợp khí lý tưởng. Ở trường hợp này,



Hình 5.4

nếu $T < T_K$ thì đường đẳng nhiệt chia làm 3 đoạn (xem hình 5.4), đoạn đầu và đoạn cuối cũng có xu hướng hyperbol, đoạn giữa nằm ngang vì trong vùng hơi bão hòa áp suất và nhiệt độ phụ thuộc nhau. Tuy nhiên, khi vùng khảo sát cách khá xa trạng thái bão hòa, tức là tiến sâu vào vùng hơi quá nhiệt, đường đẳng nhiệt của chất thuần khiết tiến dần đến dạng đường đẳng nhiệt của khí lý tưởng.

Bảng 5.1. Nhiệt độ và áp suất tại điểm tới hạn của một số chất thuần khiết

Chất thuần khiết	Công thức hóa học	p_K , bar	T_K , °K
Nước	H_2O	220,9	647,3
R-134a	CF_3CH_2F	40,7	374
R-12	CCl_2F_2	41,2	385
Propane	C_3H_8	42,7	370
Oxygene	O_2	50,5	154
Butane	C_4H_{10}	38	425
Ammonia	NH_3	112,8	406
Carbon dioxide	CO_2	73,9	304
Methyl alcohol	CH_3OH	79,5	513
Ethyl alcohol	C_2H_5OH	63,8	516

Bảng 5.1 trình bày cụ thể áp suất và nhiệt độ tại điểm tới hạn của một số chất thuần khiết. Ta hiểu nhiệt độ tới hạn T_K là giá trị nhiệt độ lớn nhất của một chất thuần khiết nào đó mà ở đó pha lỏng và pha hơi còn có thể tồn tại ở trạng thái cân bằng. Khi trạng thái của chất thuần khiết biến đổi từ lỏng sôi đến hơi bão hòa khô, ta gọi quá trình đó là sôi hay bay hơi. Quá trình sôi hay bay hơi thường diễn ra trên bề mặt thoáng của chất lỏng. Nếu các điều kiện khác đều như nhau, ta thấy cường độ bay hơi phụ thuộc vào diện tích bề mặt thoáng. Tuy nhiên, đến một mức độ nào đó, quá trình sôi và bay hơi không chỉ diễn ra trên bề mặt của chất lỏng mà còn xuất phát ngay trên bề mặt của thiết bị nhận nhiệt. Ở giai đoạn này, trên bề mặt của thiết bị sẽ xuất hiện những điểm có khả năng biến lỏng thành hơi mà ta gọi là tâm hóa hơi. Các bọt hơi xuất phát từ các tâm hóa hơi dần dần nổi lên phía trên cùng lúc với sự gia tăng thể tích chứa hơi. Chính vì sự xuất hiện của các bọt hơi này mà quá trình bay hơi đã diễn ra không chỉ trên bề mặt thoáng mà còn ở ngay trong lòng khối chất lỏng đó. Quá trình ngược với quá trình sôi và bay hơi được gọi là quá trình ngưng tụ. Đây là quá trình mà chất thuần khiết ở trạng thái hơi biến thành trạng thái lỏng. Ở một giá trị áp suất nhất định nào đó, quá trình sôi và ngưng tụ đều diễn ra ở nhiệt độ không đổi. Quá trình sôi là quá trình nhận nhiệt, còn quá trình ngưng tụ là quá trình nhả nhiệt.

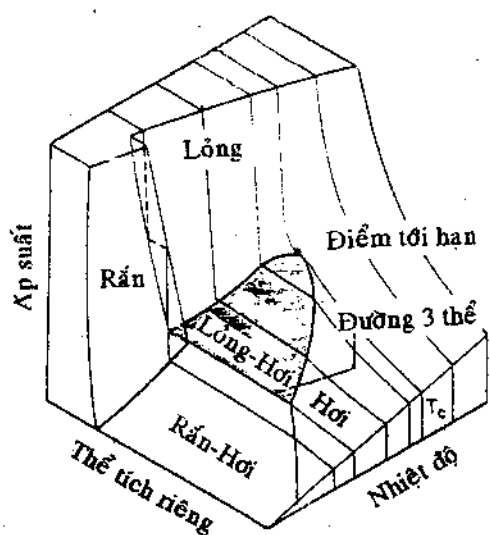
§ 5.3. GIẢN ĐỒ KHỐI BIỂU DIỄN QUAN HỆ $p-v-T$ CỦA CÁC CHẤT THUẦN KHIẾT

Bằng thực nghiệm người ta nhận thấy nhiệt độ T và thể tích riêng v của chất thuần khiết luôn luôn độc lập với nhau. Từ đó, trên cơ sở T và v đã biết, có thể xác định tất cả các thông số trạng thái còn lại. Quan hệ $p = f(T, v)$ của các chất thuần khiết rất được chú

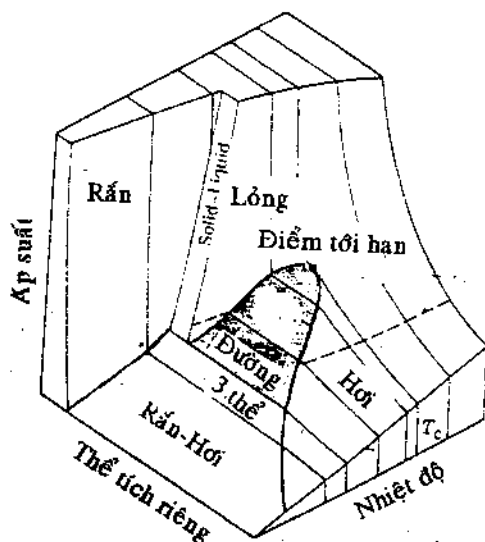
ý vì p , v và T là các thông số trạng thái cơ bản. Ta gọi mô hình thể hiện mối quan hệ giữa áp suất, thể tích riêng và nhiệt độ của một chất thuần khiết nào đó là giản đồ khối p - v - T của chất thuần khiết đó.

Cần lưu ý, có rất nhiều chất thuần khiết khác nhau. Tuy nhiên, khi phân loại chất thuần khiết theo sự biến đổi thể tích trong quá trình đông đặc, ta có thể chia các chất thuần khiết ra làm hai loại:

- Nhóm 1: gồm các chất thuần khiết có thể tích riêng gia tăng khi diễn ra quá trình đông đặc, ví dụ như nước.
- Nhóm 2: gồm các chất thuần khiết có thể tích riêng suy giảm khi diễn ra quá trình đông đặc, ví dụ như CO_2 . Hầu hết các chất thuần khiết đều thuộc nhóm 2.



Hình 5.5

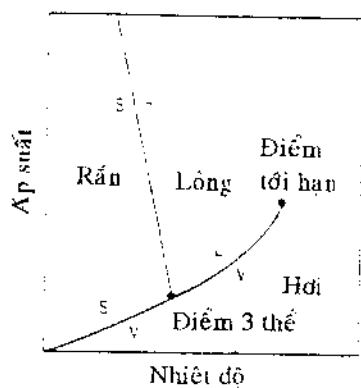


Hình 5.6

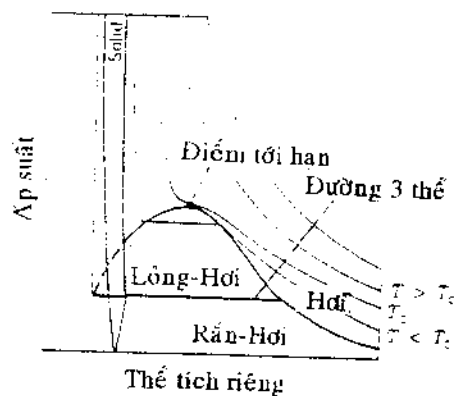
Hình 5.5 trình bày giản đồ khối p - v - T của một chất thuần khiết nào đó thuộc nhóm 1, còn hình 5.6 ứng với chất thuần khiết thuộc nhóm 2. Từ các giản đồ khối p - v - T ở hình 5.5 và 5.6, ta thấy trên giản đồ có nhiều vùng với các tên gọi khác nhau. Khi một trạng thái cân bằng của chất thuần khiết nằm trong vùng nào thì trạng thái đó đang ở pha tương ứng với tên gọi của vùng đó. Các vùng đơn pha trên giản đồ gồm có vùng pha rắn, pha lỏng và pha hơi. Các vùng 2 pha trên giản đồ bao gồm vùng lỏng-hơi, vùng rắn-lỏng và vùng rắn-hơi. Ở vùng đơn pha, có thể xác định trạng thái của chất thuần khiết bằng 2 thông số bất kỳ trong số 3 thông số trạng thái cơ bản đã nói, lý do vì ở vùng đơn pha các thông số đó hoàn toàn độc lập với nhau. Trong vùng 2 pha, áp suất và nhiệt độ trở nên phụ thuộc nhau, ta không thể xác định trạng thái chất thuần khiết chỉ bằng cặp nhiệt độ - áp suất, lúc này có thể dùng cặp thông số thể tích riêng - nhiệt độ hay thể tích riêng - áp suất để xác định trạng thái tương ứng của chất thuần khiết. Ngoài các vùng đã nói, khi quan sát các giản đồ ở hình 5.5 và 5.6, ta thấy còn có đường 3 thể. Ta gọi đường 3 thể là đường tập hợp các trạng thái mà ở trạng thái đó các pha rắn, lỏng, hơi đang tồn tại ở trạng thái cân bằng.

Từ giản đồ khối ở hình 5.5, nếu ta chiếu giản đồ đó lên mặt phẳng của đồ thị áp suất - nhiệt độ ta sẽ được các đường biểu diễn mô tả trên hình 5.7. Tương tự như vậy, hình 5.8 biểu diễn hình chiếu của giản đồ khối đó lên mặt phẳng của đồ thị áp suất - thể tích riêng. Nhận xét đồ thị p - T ở hình 5.7, ta thấy khi nhìn giản đồ khối theo hướng này thì đường ba

thể thu lại thành một điểm, ta gọi điểm đó là điểm 3 thể. Cũng từ đồ thị ở hình 5.7, ta thấy trên đồ thị có những đường phân pha. Ta hiểu đường phân pha là đường chỉ rõ ranh giới giữa pha này và pha khác, cụ thể các đường phân pha đó là: đường phân pha rắn-lỏng, lỏng-hơi và rắn-hơi. Chú ý, ở đồ thị này, một điểm



Hình 5.7



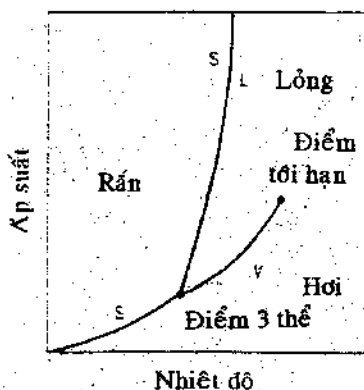
Hình 5.8

nằm trên đường phân pha biểu diễn các trạng thái cân bằng của 2 pha tương ứng. Hình 5.8 tương tự như đồ thị p-v ở hình 5.4. Tuy nhiên, đồ thị ở hình 5.8 trình bày rõ hơn các quan hệ ở vùng rắn, rắn-lỏng và vùng phía dưới đường 3 thể.

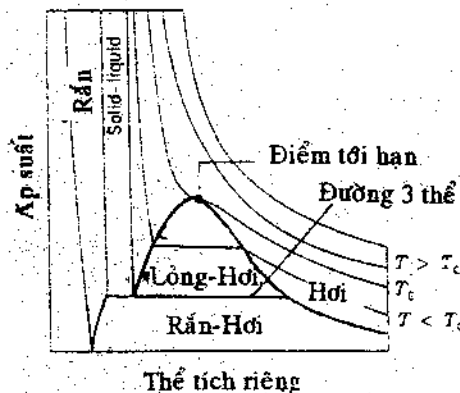
Hình 5.9 và 5.10 biểu diễn hình chiếu của giản đồ khối ở hình 5.6 lên mặt phẳng của các đồ thị p-T và p-v. Nói chung các đồ thị này tương tự các đồ thị đã mô tả ở trên. Tuy nhiên, có sự khác biệt rõ rệt giữa đồ thị p-v ở hình 5.8 và đồ thị p-v ở hình 5.10, lý do của sự khác biệt này là tính giãn nở và co lại của các chất thuần khiết của nhóm 1 và 2 trong quá trình đông đặc. Ở hình 5.10, ta có thể thấy rõ vùng có pha rắn và lỏng tồn tại ở trạng thái cân bằng. Trong khi đó vùng bao gồm 2 pha rắn và lỏng ở hình 5.8 không được thể hiện rõ ràng, có thể thấy được điều này khi quan sát giản đồ khối ở hình 5.5.

Cũng từ các giản đồ khối ở hình 5.5 và 5.6, nếu chiếu lên mặt phẳng của đồ thị T-v ta sẽ được đồ thị minh họa ở hình 5.11. Đường liền nét ABCDEFG trên đồ thị ở hình 5.11 biểu diễn sự biến đổi trạng thái của nước ở áp suất không đổi. Giả sử lúc ban đầu trong hệ thống xy lanh-piston đang khảo sát có chứa 1 kg nước đá ở áp suất khí quyển, bằng cách cấp nhiệt và duy trì áp suất trong xy lanh ổn định, ta thấy nhiệt độ và thể tích riêng của nước đá tăng dần theo quá trình AB. Khi nhiệt độ đạt đến giá trị 273,15°K (điểm B), ta thấy nước đá bắt đầu nóng chảy (hóa lỏng). Quá trình hóa lỏng diễn tiến theo quá trình BC và tại C thì nước đá tan hoàn toàn nhưng nhiệt độ vẫn là 273,15°K. Nếu tiếp tục cấp nhiệt, ta thấy nhiệt độ của nước tăng dần nhưng thể tích tương ứng có xu hướng hơi giảm (quá trình CD). Bắt đầu từ nhiệt độ khoảng 277°K, nếu nhiệt độ tăng thì thể tích của nước có xu hướng tăng theo (quá trình DE).

Tại E, nhiệt độ của nước có giá trị là 373,15°K và nước bắt đầu sôi (hóa hơi). Quá trình sôi và bay hơi diễn ra ở nhiệt độ không đổi và kết thúc ở điểm F. Tại F toàn bộ nước đã biến thành hơi ở áp suất như cũ và nhiệt độ là 373,15°K. Từ F, nếu tiếp tục gia nhiệt ta sẽ được hơi quá nhiệt (đoạn FG). Tương

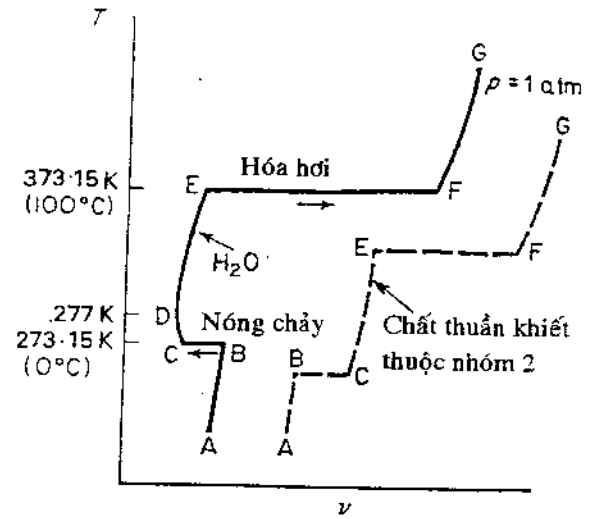


Hình 5.9



Hình 5.10

tự như vậy, đường đứt đoạn ABCEFG ở hình 5.11 biểu diễn sự biến đổi trạng thái ở áp suất không đổi của một chất thuần khiết nào đó thuộc nhóm 2. Ở trường hợp này, khi diễn ra quá trình nóng chảy, ta thấy thể tích của chất thuần khiết gia tăng (đoạn BC). Từ C đến E, ta thấy khi nhiệt độ của pha lỏng tăng thì thể tích riêng cũng tăng theo. Thông thường, đối với các chất thuần khiết thuộc nhóm 2, quá trình CE không chia thành 2 loại quá trình có tính chất ngược nhau là CD và DE như ở trường hợp của nước. Cần lưu ý, khi áp suất khảo sát nhỏ hơn áp suất tương ứng của điểm 3 thể thì diễn biến của quá trình có thay đổi (xem mục §5.4)

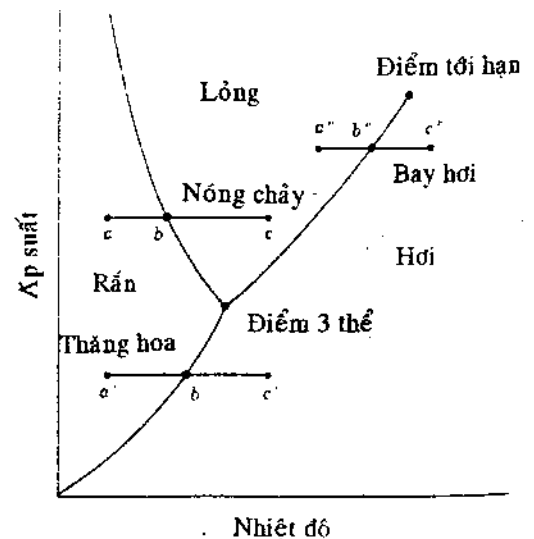


Hình 5.11

§ 5.4. QUÁ TRÌNH NÓNG CHẢY VÀ QUÁ TRÌNH THĂNG HOA

Mặc dù quá trình hóa hơi và quá trình ngưng tụ là các quá trình cơ bản diễn ra trong các hệ thống nhiệt động, ta cũng cần phải lưu ý đến các quá trình khác có liên quan đến chất thuần khiết như *quá trình nóng chảy và quá trình thăng hoa*.

Để nghiên cứu các quá trình này, ta hãy khảo sát một hệ thống kín có chứa 1 kg nước đá ứng với nhiệt độ ban đầu nhỏ hơn nhiệt độ điểm 3 thể của nước. Ở trường hợp thứ nhất, giả sử trạng thái ban đầu của lượng nước đá đang khảo sát là điểm a ở hình 5.12. Ở trường hợp này áp suất có giá trị lớn hơn áp suất điểm 3 thể của nước. Nếu ta từ từ cấp nhiệt cho khối nước đá và duy trì áp suất không đổi, ta thấy nhiệt độ của nước đá tăng dần và điểm biểu diễn trạng thái tương ứng di chuyển từ a đến b. Trạng thái nước đá tại b được gọi là *rắn bão hòa*. Nếu tiếp tục cấp nhiệt, nhiệt độ vẫn được duy trì không đổi nếu áp suất được giữ ở giá trị cũ. Khi thành phần rắn cuối cùng biến mất, ta gọi toàn bộ lượng lỏng vừa được hình thành là *lỏng bão hòa*. Như vậy, quá trình nóng chảy của khối nước đá đang khảo sát là quá trình biến đổi trạng thái rắn bão hòa đến lỏng bão hòa, *quá trình này có áp suất và nhiệt độ không đổi*. Tại rắn bão hòa hoàn toàn không có pha lỏng mà chỉ có nước ở pha rắn, tại lỏng bão hòa hoàn toàn không có pha rắn mà chỉ có nước ở pha lỏng. Trong khoảng trung gian, ta thấy *pha rắn và pha lỏng cùng tồn tại cân bằng ở áp suất và nhiệt độ giống nhau*. Cần lưu ý, trên đồ thị ở hình 5.12, quá trình nóng chảy đang khảo sát chỉ tương ứng với 1 điểm, đó là điểm b. Như đã nói, đối với hầu hết các chất thuần khiết, quá trình nóng chảy làm tăng thể tích riêng (các chất thuộc nhóm 2). Trong khi đó, nước là một trong số rất ít các chất thuần khiết có thể tích riêng giảm khi diễn ra quá trình nóng chảy (các chất thuộc nhóm



Hình 5.12. Đồ thị p-T của nước

1). Ta gọi quá trình ngược chiều so với quá trình nóng chảy là quá trình đông đặc. Bắt đầu từ trạng thái lỏng bão hòa ở điểm b, nếu tiếp tục gia nhiệt ở điều kiện áp suất không đổi thì nhiệt độ sẽ tăng lên.

Ở trường hợp thứ hai, giả sử lúc ban đầu nước đá đang ở áp suất nhỏ hơn áp suất của điểm 3 thể (điểm a', hình 5.12). Nếu từ từ cấp nhiệt cho khối nước đá và duy trì áp suất không đổi, ta thấy trạng thái của nước đá đang khảo sát dần dần biến đổi từ pha rắn, đến rắn-hơi và hơi. Từ a' đến rắn bão hòa ở b', ta thấy nhiệt độ sẽ từ từ tăng lên. Điểm b' ở hình 5.12 ứng với toàn bộ quá trình biến đổi trạng thái từ rắn bão hòa đến hơi bão hòa, quá trình này có nhiệt độ không đổi và được gọi là quá trình thăng hoa. Như vậy quá trình thăng hoa là quá trình biến đổi trạng thái của chất thuần khiết từ pha rắn sang pha hơi mà không qua trung gian của pha lỏng. Quá trình thăng hoa chỉ có thể diễn ra khi áp suất của chất thuần khiết đang khảo sát nhỏ hơn áp suất điểm 3 thể của chất tương ứng. Cần lưu ý, đối với các chất thuần khiết thuộc nhóm 2, đường phân pha rắn-lỏng trên đồ thị p-T có xu hướng càng đi lên phía trên thì càng nghiêng về bên phải.

Trong thực tế kỹ thuật, người ta có thể sử dụng quá trình thăng hoa ở nhiều trường hợp khác nhau, một trong số các trường hợp đó là việc sản xuất đá khô. Đá khô là tên gọi thông dụng của chất thuần khiết CO₂ ở pha rắn trong điều kiện áp suất khí quyển. Giả sử, ở áp suất khí quyển, lúc ban đầu có CO₂ rắn ở nhiệt độ - 85°C. Khi cấp nhiệt và giữ áp suất không đổi, nhiệt độ của CO₂ rắn tăng dần. Lúc nhiệt độ đạt đến giá trị - 78,33°C CO₂ rắn bắt đầu hóa thành hơi. Quá trình cứ tiếp tục cho đến khi thành phần rắn cuối cùng của CO₂ biến mất.

Bảng 5.2 trình bày các số liệu có liên quan đến điểm 3 thể của nước và CO₂ để tham khảo.

Bảng 5.2

Chất thuần khiết	Các thông số có liên quan đến điểm 3 thể	
	Áp suất, kPa	Nhiệt độ, °C
Nước	0,6113	0,01
CO ₂	501,467	- 56,61

§ 5.5. CÁCH XÁC ĐỊNH CÁC THÔNG SỐ TRẠNG THÁI CỦA CHẤT THUẦN KHIẾT

Ứng với trạng thái thương gặp của các chất thuần khiết trong các hệ thống nhiệt động thực tế, nói chung ta không thể xem đó là khí lý tưởng và do vậy không được sử dụng các phương trình (1.31), (1.32) và (1.33).

Trong các trường hợp này, để tiện dụng người ta thường trình bày các số liệu cần thiết của từng loại chất thuần khiết ở dạng bảng, đồ thị hay phương trình. Ngoài những cách đã nói, hiện nay đang có xu hướng trình bày các thông số trạng thái của các chất thuần khiết thông dụng ở dạng các chương trình chuyên biệt để sử dụng trên máy vi tính. Do số lượng các chất thuần khiết cần khảo sát khá lớn, người ta thấy cần phải thống nhất cách trình bày để dễ dàng trong việc sử dụng. Chính vì vậy, khi mô tả tỉ mỉ cách trình bày các thông số trạng thái của các chất thuần khiết, ta không cần phải đề cập đến nhiều loại chất thuần khiết mà chỉ cần chọn một chất thuần khiết tiêu biểu nào đó làm đại diện, ở đây ta sẽ chọn nước và hơi nước.

5.5.1. Bảng nước và hơi nước

Như đã nói ở mục §5.2, trạng thái của nước nói riêng và các chất thuần khiết khác nói chung có thể được thể hiện qua các tên gọi sau: lỏng chưa sôi, lỏng sôi, hơi bão hòa ẩm, hơi bão hòa khô và hơi quá nhiệt. Tương ứng với điều đó, về mặt trình bày người ta chia bảng nước và hơi nước ra làm 2 loại:

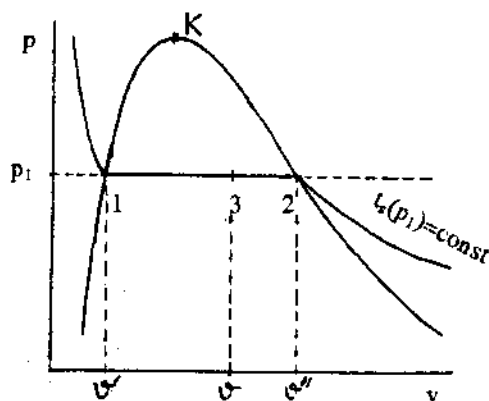
- Bảng nước và hơi nước trên đường bão hòa: trình bày các thông số trạng thái cần thiết của lỏng sôi và hơi bão hòa khô khi đã biết áp suất (hay nhiệt độ). Cần lưu ý, ở trường hợp này thì áp suất và nhiệt độ là 2 thông số phụ thuộc nhau.

- Bảng nước chưa sôi và hơi quá nhiệt: trình bày các thông số trạng thái cần thiết của nước chưa sôi và hơi quá nhiệt. Trong trường hợp này thì áp suất và nhiệt độ độc lập với nhau.

1. Bảng nước và hơi nước trên đường bão hòa

Ở trường hợp này, cứ ứng với một áp suất cụ thể ta sẽ có một nhiệt độ sôi cụ thể, và ngược lại, cứ với một nhiệt độ cụ thể ta sẽ có một giá trị áp suất tương ứng. Chính vì vậy, để thuận tiện trong khi sử dụng, người ta thường trình bày bảng này thành 2 dạng khác nhau: một bảng có cột đầu tiên là áp suất (theo áp suất) và bảng kia có cột đầu tiên là nhiệt độ (theo nhiệt độ). Nên lưu ý, dù được trình bày ở 2 dạng khác nhau nhưng cả 2 dạng đó đều có chung mục đích và vùng ứng dụng, các giá trị áp suất trong bảng thông thường được thể hiện ở dạng áp suất tuyệt đối.

Để hiểu cách sử dụng bảng và các ký hiệu trong bảng, ta dùng bảng theo áp suất để minh họa. Khảo sát đồ thị $p-v$ ở hình 5.13, ở áp suất p_1 ta gọi 1 là trạng thái lỏng sôi và 2 là trạng thái bão hòa khô ứng với áp suất đó. Từ bảng, tra theo hàng ứng với áp suất p_1 , ta thấy giá trị nhiệt độ trong bảng chính là nhiệt độ sôi hay nhiệt độ bão hòa $t_s(p_1)$ ứng với áp suất đó. Với các thông số v , i , ρ hay s , ta thấy ứng với mỗi trường hợp đều có 2 loại giá trị tương ứng với ký hiệu ' hoặc '. Ví dụ, v' , i' , ρ' và s' lần lượt biểu diễn thể tích riêng, entanpi, khối lượng riêng và entrôpi của trạng thái lỏng sôi 1; các ký hiệu v'' , i'' , ρ'' và s'' biểu diễn thể tích riêng, entanpi, khối lượng riêng và entrôpi của trạng thái bão hòa khô 2. Trong bảng này, ký hiệu r biểu diễn ẩn nhiệt hóa hơi. Ta hiểu ẩn nhiệt hóa hơi là nhiệt lượng cần thiết để làm cho 1 kg nước từ trạng thái lỏng sôi trở thành trạng thái bão hòa khô. Về mặt trị số, ta có $r = i'' - i'$.



Hình 5.13

Cần lưu ý, các giá trị entanpi và entrôpi trong bảng không phải là giá trị tuyệt đối mà thường là độ chênh lệch so với các giá trị tương ứng ở một trạng thái nào đó được chọn làm gốc. Thông thường người ta chọn điểm 3 thể của nước làm gốc, có nghĩa là tại đó entanpi và entrôpi của nước có giá trị bằng không.

2. Bảng nước chưa sôi và hơi quá nhiệt

Do ở trường hợp này áp suất và nhiệt độ độc lập nhau cho nên bảng được trình bày

theo kiểu khác. Từ bảng, ta thấy ứng với một giá trị áp suất cụ thể có thể có nhiều giá trị nhiệt độ khác nhau. Cặp thông số gồm áp suất và nhiệt độ hoàn toàn có đủ điều kiện để xác định trạng thái của nước và hơi nước, nếu giá trị nhiệt độ đó nhỏ hơn nhiệt độ sôi tương ứng với áp suất đang khảo sát thì ta gọi trạng thái đó là nước chưa sôi, trong trường hợp nhiệt độ đó lớn hơn nhiệt độ sôi thì ta gọi trạng thái đó là hơi quá nhiệt.

Ở mỗi trạng thái, được xác định bằng áp suất và nhiệt độ, ta thấy có 3 giá trị khác nhau. Nếu các giá trị này được trình bày theo chiều từ trên xuống thì thông thường thứ tự được chọn là thể tích riêng, entanpi và entrôpi. Trong một số tài liệu khác, cấu tạo của bảng có hơi đổi khác. Ở những trường hợp này, ứng với một giá trị áp suất nào đó người ta lần lượt trình bày các thông số nhiệt độ, thể tích riêng, nội năng, entanpi và entrôpi theo hàng ngang.

3. Xác định các thông số trạng thái của hơi bão hòa ẩm

Trên cơ sở các bảng đã trình bày ở trên, ta thấy có thể trực tiếp tra từ bảng các thông số cần thiết của các trạng thái lỏng chưa sôi, lỏng sôi, hơi bão hòa khô và hơi quá nhiệt. Như vậy, không thể dùng bảng để trực tiếp xác định các thông số trạng thái của hơi bão hòa ẩm. Để làm được điều này, ta cần phải kết hợp giữa bảng và tính toán. Từ hình 5.13, gọi 3 là hơi bão hòa ẩm đang khảo sát ứng với áp suất p_1 , ta thấy thể tích riêng v của hơi bão hòa ẩm luôn luôn ở trong khoảng sau:

$$v' < v < v''$$

Ứng với các thông số khác, ví dụ như nội năng, entanpi và entrôpi, ta cũng viết được những quan hệ có dạng tương tự:

$$u' < u < u''$$

$$i' < i < i''$$

$$s' < s < s''$$

Như vậy, để gọn gàng khi trình bày, ta lần lượt gọi ϕ' , ϕ , và ϕ'' là một trong số các thông số trạng thái được nêu ở trên ứng với các trạng thái có tên gọi là lỏng sôi, hơi bão hòa ẩm và hơi bão hòa khô ở áp suất khảo sát, ta luôn luôn có:

$$\phi' < \phi < \phi'' \quad (5.2)$$

Khi $\phi = \phi'$ thì trạng thái khảo sát có tên là lỏng sôi, khi $\phi = \phi''$ thì trạng thái khảo sát có tên là hơi bão hòa khô. Để tính ϕ , ta sử dụng công thức sau:

$$\phi = (1 - x)\phi' + x \cdot \phi'' \quad (5.3)$$

Nếu viết cụ thể cho từng loại thông số trạng thái, ta có:

$$v = (1 - x)v' + x \cdot v'' \quad (5.4a)$$

$$i = (1 - x)i' + x \cdot i'' \quad (5.4b)$$

$$u = (1 - x)u' + x \cdot u'' \quad (5.4c)$$

$$s = (1 - x)s' + x \cdot s'' \quad (5.4d)$$

Trong các công thức trên, các ký hiệu x , v , i , u và s lần lượt chỉ độ khô, thể tích riêng, entanpi, nội năng và entrôpi của hơi bão hòa ẩm đang khảo sát. Từ đó, độ khô của hơi bão hòa ẩm được tính như sau:

$$x = \frac{\phi - \phi'}{\phi'' - \phi'} \quad (5.5)$$

Trong nhiều trường hợp, có khi ta biết thông số trạng thái ϕ ở áp suất (hoặc nhiệt độ) nào đó nhưng chưa biết rõ tên gọi đúng của trạng thái đó. Lúc đó, cần phải tra bảng nước và hơi nước trên đường bão hòa theo áp suất (hoặc nhiệt độ) của trạng thái đang khảo sát để xác định ϕ' và ϕ'' :

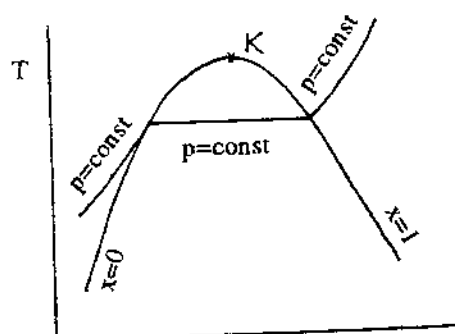
- Nếu $\phi < \phi'$ thì trạng thái đó là lỏng chưa sôi
- Nếu $\phi = \phi'$ thì trạng thái đó là lỏng sôi
- Nếu $\phi' < \phi < \phi''$ thì trạng thái đó là hơi bão hòa ẩm
- Nếu $\phi = \phi''$ thì trạng thái đó là hơi bão hòa khô
- Nếu $\phi > \phi''$ thì trạng thái đó là hơi quá nhiệt

5.5.2. Các loại đồ thị của hơi nước

Việc sử dụng bảng nước và hơi nước để tra các thông số trạng thái cần thiết nói chung đơn giản và khá chính xác, tuy nhiên không phải lúc nào trạng thái đang khảo sát cũng được trình bày sẵn ở trong bảng, ở những trường hợp như vậy cần phải thông qua phép nội suy mới tìm ra được các thông số cần tìm. Trong khi đó, nếu xét theo khía cạnh này, việc dùng đồ thị tỏ ra khá tiện lợi, tuy vậy một nhược điểm cơ bản của việc sử dụng đồ thị là độ chính xác không cao và kết quả đọc được phụ thuộc rất nhiều vào người tra trên đồ thị. Ưu điểm của việc sử dụng đồ thị là có thể thể hiện được các quá trình biến đổi trạng thái của nước và hơi nước, nhờ vậy ta có thể nhận rõ được một số đặc điểm của quá trình ngay trên đồ thị.

1. Đồ thị T-s

Trên đồ thị T-s, ta cũng có các đường giới hạn dưới, đường giới hạn trên và điểm tới hạn như đồ thị p-v ở hình 5.4. Ở trường hợp này, các đường đẳng áp cũng chia làm 3 đoạn, đoạn đầu và đoạn cuối có xu hướng giống như các đường đẳng áp trên đồ thị T-s của khí lý tưởng đã mô tả ở chương 2, đoạn giữa nằm ngang vì ở vùng này áp suất và nhiệt độ là một cặp thông số phụ thuộc nhau. Cần lưu ý, trong vùng lỏng chưa sôi thì đường đẳng áp rất gần trùng với đường $x = 0$.



Hình 5.14

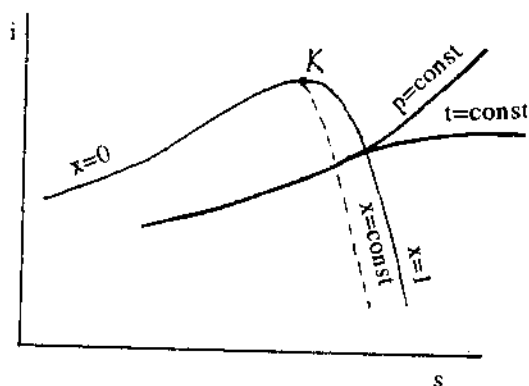
2. Đồ thị i-s

Tương tự như các đồ thị đã nêu ở trên, đồ thị i-s cũng có các đường giới hạn dưới, giới hạn trên và điểm tới hạn. Trong vùng hơi bão hòa ẩm, các đường đẳng nhiệt và đẳng áp cũng trùng với nhau và là những đường nằm nghiêng hướng dần lên phía trên, khi áp suất càng lớn thì độ dốc của các đường đẳng áp càng tăng. Ở vùng hơi quá nhiệt các đường đẳng áp có dạng đường cong lôgarit, còn các đường đẳng nhiệt là những đường cong lồi lên trên. Càng tiến đến điểm tới hạn K thì các đường đẳng nhiệt càng có xu hướng dốc hơn. Ở vùng ứng với pha lỏng thì các đường đẳng áp rất sát nhau và hầu như trùng với đường $x = 0$.

5.5.3. Các phương tiện khác

Về cơ bản, việc xác định các thông số trạng thái cần thiết của các chất thuần khiết nói

chung và hơi nước nói riêng được thực hiện thông qua bảng và đồ thị. Tuy nhiên, trong trường hợp cần thiết nào đó, có thể sử dụng giản đồ biểu diễn hệ số nén đã trình bày ở mục §1.6. Ngoài ra, khi thực hiện các tính toán trên máy tính, có khi người ta còn dùng phương trình Van der Waals (1.34) hoặc phương trình của Vukalovich và Novikov. Ở trường hợp của hơi nước quá nhiệt, quan hệ giữa p , v và T theo phương trình Vukalovich-Novikov được viết cụ thể như sau:



Hình 5.15

$$\left(p + \frac{63,2}{v^2}\right)(v - 0,0009) = RT \left(1 - \frac{405000}{vT^{3,468}}\right) \quad (5.6)$$

Khi khảo sát quan hệ giữa áp suất bão hòa tuyệt đối (kgf/cm^2) và thể tích tương ứng của hơi bão hòa khô (m^3/kg), Mollier đề nghị phương trình sau:

$$p^{15/16} \cdot v'' = 1,7235 \quad (5.7)$$

Ngoài ra, có thể tính nhiệt độ bão hòa một cách gần đúng theo công thức sau:

$$t_s = 100 \sqrt[4]{p} - 0,06 \cdot p \quad (5.8)$$

§ 5.6. CÁC QUÁ TRÌNH NHIỆT ĐỘNG CƠ BẢN

Ở mục này, các quá trình nhiệt động cơ bản của các chất thuần khiết cũng được khảo sát thông qua nước và hơi nước. Như đã biết, để xác định lượng biến đổi các thông số trạng thái ứng với một quá trình nào đó, ta cần phải biết điểm đầu và điểm cuối. Trong khi đó, để tính công và nhiệt lượng trao đổi giữa chất môi giới và môi trường, ta cần phải biết không chỉ điểm đầu và điểm cuối mà còn phải biết cả đặc điểm của quá trình. Tuy nhiên, trong mục này, ta xem như các quá trình khảo sát đều có tính thuận nghịch, nhờ vậy việc xác định công và nhiệt lượng sẽ đơn giản hơn rất nhiều.

Để khảo sát một quá trình nào đó, ta thường phải tiến hành các bước sau:

- Xác định điểm biểu diễn trạng thái đầu của quá trình trên đồ thị tương ứng.
- Từ đặc điểm của quá trình và một thông số trạng thái đã biết của điểm cuối ta sẽ xác định được điểm biểu diễn trạng thái cuối.
- Kết hợp giữa bảng và đồ thị ta sẽ xác định được các thông số trạng thái cần thiết, và qua đó tính được lượng nhiệt và công trao đổi giữa chất môi giới và môi trường.

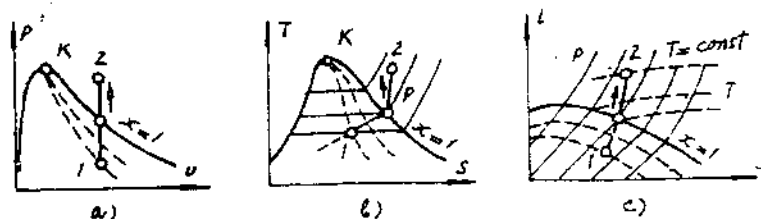
5.6.1. Quá trình đẳng tích

Quá trình đẳng tích là quá trình có $v = \text{const}$. Trong quá trình này, khi cấp nhiệt cho hơi bão hòa ẩm thì áp suất và nhiệt độ của nó giá tăng. Nếu trạng thái ban đầu rất gần đường $x = 0$ thì sự sụt giảm nhiệt độ làm cho độ khô của hơi tăng lên. Ngược lại, nếu trạng thái ban đầu rất gần đường $x = 1$ thì sự sụt giảm nhiệt độ làm độ khô của hơi giảm theo.

Từ phương trình (2.50), ta thấy trong quá trình đẳng tích thì nhiệt lượng trao đổi bằng lượng biến đổi nội năng của chất môi giới. Ta có:

$$(\partial Q)_{TN} = T \cdot dS = dU \quad (5.9)$$

Nếu trạng thái 1 ban đầu được xác định bằng các thông số p_1 và x_1 , còn trạng thái 2 ở cuối quá trình được xác định bằng thông số t_2 , lúc đó quá trình 1-2 có thể được biểu diễn như mô tả ở hình 5.16. Trên các đồ thị ở hình 5.16, điểm 2 chính là giao điểm của đường $v_1 = \text{const}$ và đường $t_2 = \text{const}$.

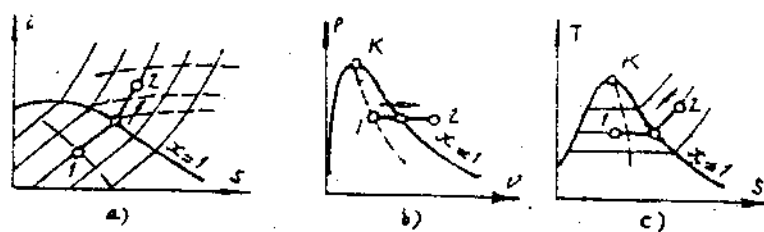


Hình 5.16

5.6.2. Quá trình đẳng áp

Tương tự như trên, giả sử trạng thái 1 ban đầu được xác định thông qua các thông số p_1 và x_1 , còn trạng thái 2 được xác định nhờ thông số t_2 .

Từ p_1 và x_1 ta có thể xác định được điểm 1 biểu diễn trạng thái ban đầu, sau đó tìm giao điểm giữa đường $p = p_1 = \text{const}$ và $t = t_2 = \text{const}$, đây chính là điểm biểu diễn trạng thái 2. Hình 5.17 biểu diễn quá trình đẳng áp đang khảo sát.



Hình 5.17

Trong trường hợp này, công do sự thay đổi thể tích được tính như sau:

$$W_{tt} = \int_1^2 p dV = p(V_2 - V_1) \quad (5.10)$$

Lượng biến đổi nội năng:

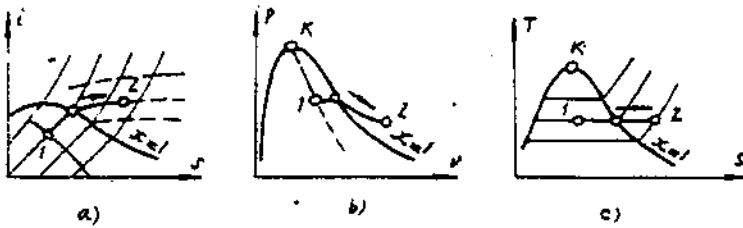
$$\Delta U = I_2 - I_1 - p(V_2 - V_1) \quad (5.11)$$

Nhiệt lượng trao đổi:

$$Q = \Delta U + W_{tt} = I_2 - I_1 \quad (5.12)$$

5.6.3. Quá trình đẳng nhiệt

Quá trình có $T = \text{const}$ được biểu diễn trên hình 5.18



Hình 5.18

Biến đổi nội năng:

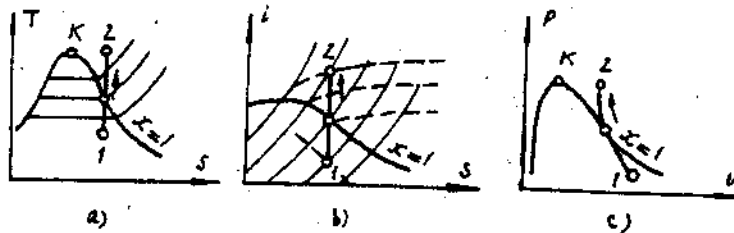
$$\Delta U = I_2 - I_1 - (p_2 V_2 - p_1 V_1) \quad (5.13)$$

Nhiệt lượng trao đổi:

$$Q = \int_1^2 T \cdot dS = T(S_2 - S_1) \quad (5.14)$$

5.6.4. Quá trình đoạn nhiệt

Do không có sự trao đổi nhiệt giữa chất môi giới và môi trường, và do quá trình được xem là thuận nghịch, cho nên entropi của chất môi giới trong quá trình này không bị biến đổi. Trên các đồ thị T-s và i-s, quá trình đoạn nhiệt thuận nghịch được biểu diễn bằng các



Hình 5.19

đoạn thẳng thẳng góc với trục s. Hình 5.19 biểu diễn quá trình đoạn nhiệt thuận nghịch trên các loại đồ thị khác nhau.

Ứng với quá trình này, nhiệt lượng trao đổi $Q = 0$.

Biến đổi nội năng:

$$\Delta U = I_2 - I_1 - (p_2 V_2 - p_1 V_1) \quad (5.15)$$

Công kỹ thuật của quá trình:

$$W_{kt} = \Delta I \quad (5.16)$$

Ví dụ 5.1:

Hơi nước ở áp suất 30 bar và entanpi 1500 kJ/kg được cấp nhiệt để đạt đến nhiệt độ 400°C ở điều kiện áp suất không đổi. Cho biết lượng hơi nước đang khảo sát có khối lượng là 250 kg. Xác định:

- Tên gọi đúng của hơi nước đang khảo sát ở đầu và cuối quá trình.
- Lượng nhiệt cần cung cấp

Giải:

- Tra bảng nước và hơi nước trên đường bão hòa ứng với áp suất 30 bar, ta có:

$$i' = 1008,3 \text{ kJ/kg}$$

$$i'' = 2804 \text{ kJ/kg}$$

$$t_s(p) = 233,83^\circ\text{C}$$

Nhận xét, ta thấy trạng thái đầu có $i' < i < i''$ cho nên nó là hơi bão hòa ẩm. Độ khô của hơi bão hòa ẩm này có giá trị là:

$$x = \frac{i - i'}{i'' - i'} = \frac{1500 - 1008,3}{2804 - 1008,3} = 0,2738$$

Trong khi đó, nhiệt độ của hơi nước vào cuối quá trình là $400^\circ\text{C} > t_s(p) = 233,83^\circ\text{C}$ cho nên nó là hơi quá nhiệt.

- Lượng nhiệt cần cung cấp cho hơi nước đang khảo sát có thể được xác định theo công thức (5.12), ta có:

$$Q = I_2 - I_1 = G(i_2 - i_1)$$

Trong đó:

$$i_1 = 1500 \text{ kJ/kg}$$

Từ bảng nước và hơi quá nhiệt, ứng với $p = 30 \text{ bar}$ và $t = 400^\circ\text{C}$, ta tra được $i_2 = 3229 \text{ kJ/kg}$. Như vậy:

$$Q = 250 \cdot (3229 - 1500) = 432250 \text{ kJ}$$

Ví dụ 5.2:

Hơi nước có trạng thái ban đầu $p_1 = 80 \text{ bar}$ và $t_1 = 600^\circ\text{C}$ được cho giãn nở đoạn nhiệt thuận nghịch đến áp suất $p_2 = 0,045 \text{ bar}$. Xác định công kỹ thuật ứng với quá trình đó. Cho biết lưu lượng hơi tham gia vào quá trình là 1000 kg/phút.

Giải:

Nhiệt độ sôi tương ứng với áp suất 80 bar có trị số là $294,98^\circ\text{C}$, như vậy trạng thái ban đầu rõ ràng là hơi quá nhiệt. Từ bảng nước và hơi quá nhiệt, ứng với trạng thái ban đầu ta có $i_1 = 3640 \text{ kJ/kg}$ và $s_1 = 7,019 \text{ kJ/kg}\cdot^\circ\text{C}$.

Ứng với áp suất $p_2 = 0,045 \text{ bar}$, tra bảng nước và hơi nước trên đường bão hòa ta có:

$$i'_2 = 130 \text{ kJ/kg}$$

$$i''_2 = 2557 \text{ kJ/kg}$$

$$s'_2 = 0,4507 \text{ kJ/kg.độ}$$

$$s''_2 = 8,431 \text{ kJ/kg.độ}$$

Nhận xét ta thấy $s'_2 < s_2 = s_1 < s''_2$, do đó trạng thái cuối quá trình là hơi bão hòa ẩm với độ khô là:

$$x_2 = \frac{s_2 - s'_2}{s''_2 - s'_2} = \frac{7,019 - 0,4507}{8,431 - 0,4507}$$

$$x_2 = 0,823$$

Từ đó, entanpi của hơi vào cuối quá trình là:

$$\begin{aligned} i_2 &= (1 - x_2)i'_2 + x.i''_2 \\ &= (1 - 0,823) \cdot 130 + 0,823 \cdot 2557 = 2127,42 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

Từ công thức (5.16), công kỹ thuật ứng với quá trình được tính như sau:

$$\begin{aligned} W_{kt} &= I_1 - I_2 = G(i_1 - i_2) \\ &= \frac{1000}{60} \cdot (3640 - 2127,42) = 25209,66 \text{ kW} \end{aligned}$$

Ví dụ 5.3:

Một bình chứa trong hệ thống lạnh có thể tích là $0,006 \text{ m}^3$ đang chứa một lượng hơi bão hòa ẩm của tác nhân R-12 ở áp suất 180 kPa với độ khô $x = 0,9$. Xác định khối lượng tương ứng của phần lỏng và phần hơi có trong hơi bão hòa ẩm đó. Tính phần thể tích choán chỗ của pha lỏng và pha hơi.

Giải:

Tra bảng hơi bão hòa của tác nhân lạnh R-12, ứng với áp suất 180 kPa ta có $v' = 0,6921 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{kg}$ và $v'' = 0,09225 \text{ m}^3/\text{kg}$. Như vậy thể tích riêng v của hơi bão hòa ẩm đang khảo sát là:

$$\begin{aligned} v &= (1 - x) v' + x \cdot v'' = (1 - 0,9) \cdot 0,6921 \cdot 10^{-3} + 0,9 \cdot 0,09225 \\ &= 0,0830942 \text{ m}^3/\text{kg} \end{aligned}$$

Từ đó, khối lượng của hơi bão hòa ẩm có trong bình chứa là:

$$G = \frac{0,006}{0,0830942} = 0,0722 \text{ kg}$$

Trong đó, khối lượng phần lỏng là: $(1 - 0,9) \cdot 0,0722 = 0,00722 \text{ kg}$ và khối lượng phần hơi là: $0,9 \cdot 0,0722 = 0,06498 \text{ kg}$

Thể tích choán chỗ của phần lỏng là:

$$V_1 = 0,00722 \cdot 0,6921 \cdot 10^{-3} = 0,49969 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$$

Thể tích choán chỗ của phần hơi là:

$$V_2 = 0,06498 \cdot 0,09225 = 0,5994 \cdot 10^{-2} \text{ m}^3$$

Ví dụ 5.4:

Vào lúc ban đầu, tác nhân R-134a được chứa trong một hệ thống kín (thể tích của hệ thống có thể biến đổi được) với trạng thái tương ứng là bão hòa khô ở nhiệt độ $-18,8^{\circ}\text{C}$. Nếu cho hệ thống giãn nở ở điều kiện đẳng áp đến nhiệt độ 20°C thì lượng công sinh ra là bao nhiêu?

Giải:

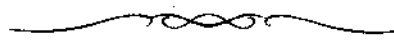
Đây là trường hợp của hệ thống kín, giả sử quá trình diễn ra khá chậm thì lượng công cần xác định chính là công do sự thay đổi thể tích, ta có:

$$W = p(V_2 - V_1) = p \cdot G \cdot (v_2 - v_1)$$

Từ bảng hơi bão hòa của R-134a, ở nhiệt độ $-18,8^{\circ}\text{C}$ ta có $v'' = 0,1395 \text{ m}^3/\text{kg}$ và áp suất tương ứng là $p = 1,4 \text{ bar}$.

Theo bảng hơi quá nhiệt của R-134a, ứng với $p = 1,4 \text{ bar}$ và $t = 20^{\circ}\text{C}$ ta tra được $v = 0,1652 \text{ m}^3/\text{kg}$. Như vậy, công giãn nở ứng với 1 đơn vị khối lượng tác nhân R-134a ở các điều kiện đã nói là:

$$\begin{aligned} \frac{W}{G} &= p(v_2 - v_1) = 1,4 \cdot 10^5 \cdot (0,1652 - 0,1395) \\ &= 3598 \text{ J/kg} \end{aligned}$$



Chương 6

MỘT SỐ QUÁ TRÌNH ĐẶC BIỆT CỦA KHÍ VÀ HƠI

§ 6.1. QUÁ TRÌNH LƯU ĐỘNG

6.1.1. Khái niệm

Trong thực tế kỹ thuật, ta có thể gặp quá trình lưu động trong rất nhiều loại thiết bị. Ví dụ như trong các thiết bị turbine hơi nước và turbine khí, trong động cơ phản lực và hỏa tiễn; v.v...

Nói chung, có thể thể hiện quá trình lưu động ở các dạng khác nhau tùy theo mục tiêu kỹ thuật. Tuy nhiên, trong thực tế, người ta thường dùng rộng rãi quá trình lưu động của dòng chất môi giới qua các ống tăng tốc để gia tăng tốc độ của nó lên trước khi đưa vào các thiết bị nhằm biến đổi động năng của nó thành ra công có ích.

Việc nghiên cứu quá trình lưu động được thực hiện dựa trên các giả thiết sau :

- Quá trình lưu động là đoạn nhiệt. Trong thực tế, do tốc độ lưu động của chất môi giới qua các ống tương đối lớn, chiều dài ống lại tương đối ngắn cho nên thời gian lưu động trong ống khá bé, do vậy có thể xem như không có sự trao đổi nhiệt nào giữa chất môi giới và môi trường.

- Tốc độ của chất môi giới trên mọi điểm của cùng một tiết diện ngang của ống đều bằng nhau và bằng tốc độ trung bình trong tiết diện đó. Thực ra tốc độ của chất môi giới trên cùng một tiết diện khác nhau khá xa, tại tâm ống tốc độ sẽ có giá trị lớn nhất và tại các vị trí sát bề mặt bên trong của ống tốc độ sẽ tiến đến không, tuy nhiên giả thiết này không ảnh hưởng nhiều đến kết quả tính toán trong quá trình lưu động.

- Lưu lượng khối lượng của chất môi giới qua mọi tiết diện của ống đều bằng nhau và không đổi theo thời gian. Đây là điều kiện lưu động liên tục và ổn định, có thể biểu diễn bằng phương trình sau:

$$\dot{G} = \frac{f_1 \omega_1}{v_1} = \frac{f_2 \omega_2}{v_2} = \frac{f \omega}{v} = \text{const} \quad (6.1)$$

hoặc:

$$\dot{G} = \rho_1 f_1 \omega_1 = \rho_2 f_2 \omega_2 = \rho f \omega = \text{const} \quad (6.2)$$

Ở đây:

G – lưu lượng khối lượng của chất môi giới lưu động qua ống, kg/s;

f_1, f_2, f – diện tích của một tiết diện nào đó của ống, m^2 ;

$\omega_1, \omega_2, \omega$ – tốc độ trung bình của chất môi giới tại một tiết diện nào đó của ống, m/s;

v_1, v_2, v – thể tích riêng của chất môi giới ở tại tiết diện đang khảo sát, m^3/kg ;

ρ_1, ρ_2, ρ – mật độ hoặc khối lượng riêng của chất môi giới ở tiết diện đang khảo sát, kg/m^3 .

6.1.2. Một số quan hệ cơ bản của dòng lưu động

Trong phần này ta sẽ giới thiệu các quan hệ giữa áp suất, hình dạng ống với tốc độ lưu động và các thông số trạng thái của dòng chất môi giới lưu động trong ống. Các quan hệ này mang tính chất tổng quát và nó áp dụng được cho tất cả các trường hợp có thể có khi nghiên cứu quá trình lưu động. Khái niệm về hình dạng ống trong trường hợp này được biểu diễn thông qua diện tích f của một tiết diện bất kỳ của ống. Theo chiều chuyển động của chất môi giới đi qua ống, nếu tiết diện f tăng thì ta gọi đó là ống lớn dần, còn nếu f giảm thì ta gọi đó là ống nhỏ dần.

1. Quan hệ giữa áp suất và tốc độ của dòng

Hệ thống đang khảo sát thuộc loại hệ thống hở. Từ phương trình (2.40), do hệ thống không tạo ra công kỹ thuật, do không có trao đổi nhiệt và do bỏ qua lượng biến đổi thế năng, ta viết được:

$$di = - \frac{d\omega^2}{2}$$

Quá trình đang khảo sát có thể được xem như diễn ra ở điều kiện lý tưởng, theo (2.51) ta có:

$$di = vdp$$

$$\text{Nhu vậy: } vdp = - \frac{d\omega^2}{2}$$

Hay:

$$\omega d\omega = - vdp \quad (6.3)$$

Nhận xét biểu thức (6.3), ta thấy do ω và v luôn luôn dương cho nên $d\omega$ và dp luôn luôn ngược dấu nhau. Nói một cách khác, khi dòng môi chất chuyển động qua ống, nếu áp suất của nó tăng thì tốc độ sẽ giảm, ngược lại, nếu áp suất giảm thì tốc độ sẽ tăng. Người ta gọi một ống nào đó là ống tăng tốc nếu như tốc độ của dòng chất môi giới tăng dần khi đi qua ống, và gọi ống đó là ống tăng áp nếu như đi qua ống áp suất của chất môi giới tăng lên. Ống tăng tốc còn được gọi là ống phun và ống tăng áp còn được gọi là ống khuếch tán.

2. Quan hệ giữa hình dạng ống với tốc độ và các thông số trạng thái

Trong phần này trước hết cần phải đề cập đến tốc độ âm thanh. Theo khí động học, ta có:

$$a = \sqrt{\frac{dp}{d\rho}} \quad (6.4a)$$

Đối với quá trình lưu động đoạn nhiệt thuận nghịch thì:

$$a = \sqrt{\frac{kp}{\rho}} = \sqrt{kp v} \quad (6.4b)$$

Ở đây: p , v , ρ lần lượt là áp suất, thể tích riêng và mật độ của môi trường mà trong đó âm thanh lan truyền; còn a là tốc độ lan truyền của âm thanh trong môi trường đó và k là số mũ đoạn nhiệt.

Tỉ số giữa tốc độ lưu động ω của dòng chất môi giới và tốc độ âm thanh cục bộ a được gọi là tốc độ chuyển động tương đối hay còn gọi là tiêu chuẩn Mach và được ký hiệu bằng chữ M :

$$M = \frac{\omega}{a} \quad (6.5)$$

Quá trình lưu động được gọi là siêu âm khi $M > 1$ và gọi là dưới âm khi $M < 1$.

a) Quan hệ giữa hình dạng ống với tốc độ.

Khi nhân cả 2 vế của phương trình (6.3) với $\frac{1}{\omega^2}$, ta được:

$$\frac{d\omega}{\omega} = - \frac{v dp}{\omega^2} = - \frac{k}{k} \cdot \frac{v}{\omega^2} \cdot \frac{p dp}{p} = - \frac{kp v}{k \omega^2} \cdot \frac{dp}{p}$$

Sử dụng các biểu thức (6.4b) và (6.5), ta có:

$$\frac{d\omega}{\omega} = - \frac{a^2}{k \omega^2} \cdot \frac{dp}{p} = - \frac{1}{k M^2} \cdot \frac{dp}{p}$$

Hay:

$$\frac{dp}{p} = - k M^2 \cdot \frac{d\omega}{\omega} \quad (6.6)$$

Do quá trình lưu động đã được giả thiết là đoạn nhiệt cho nên:

$$\frac{dv}{v} = - \frac{1}{k} \cdot \frac{dp}{p} \quad (6.7)$$

Từ điều kiện lưu động liên tục và ổn định, ta có:

$$Gv = f\omega$$

Lấy vi phân 2 vế:

$$Gdv = fd\omega + \omega df$$

Chia cả 2 vế của biểu thức trên cho $f\omega$, ta được:

$$\frac{df}{f} - \frac{dv}{v} + \frac{d\omega}{\omega} = 0 \quad (6.8a)$$

Hay:

$$\frac{df}{f} + \frac{dp}{\rho} + \frac{d\omega}{\omega} = 0 \quad (6.8b)$$

Thay giá trị của $\frac{dv}{v}$ ở biểu thức (6.7) vào (6.8a), ta có:

$$\frac{df}{f} = -\frac{1}{k} \frac{dp}{p} - \frac{d\omega}{\omega}$$

Kết hợp với giá trị của $\frac{dp}{p}$ trong biểu thức (6.6), ta rút ra được mối quan hệ giữa hình dạng ống với tốc độ như sau:

$$\frac{df}{f} = (M^2 - 1) \frac{d\omega}{\omega} \quad (6.9)$$

Để có thể rút ra được các kết luận cần thiết về mối quan hệ trên, ta chia các trường hợp xem xét tùy theo giá trị của M :

- Nếu $M < 1$, lúc đó thừa số $(M^2 - 1)$ sẽ có giá trị âm cho nên $\frac{df}{f}$ và $\frac{d\omega}{\omega}$ ngược dấu với nhau. Như vậy ở trường hợp này nếu ống là tăng tốc thì nó phải có hình dạng nhỏ dần, ngược lại nếu nó là ống tăng áp thì phải có hình dạng lớn dần.

- Nếu $M > 1$, lúc đó thừa số $(M^2 - 1)$ sẽ có giá trị dương cho nên $\frac{df}{f}$ và $\frac{d\omega}{\omega}$ cùng dấu với nhau. Lúc này, nếu ống đó là tăng tốc thì nó phải có hình dạng lớn dần và nếu nó là ống tăng áp thì bắt buộc phải có hình dạng nhỏ dần.

Mối quan hệ giữa hình dạng ống và tốc độ nói trên có thể được tóm tắt trong bảng sau:

Bảng 6.1

M	Đặc tính của ống	Hình dạng ống
$M < 1$	Ống tăng tốc Ống tăng áp	Nhỏ dần Lớn dần
$M > 1$	Ống tăng tốc Ống tăng áp	Lớn dần Nhỏ dần

Như vậy, cần phải thấy rõ rằng, đối với một ống có hình dạng xác định, ta không thể kết luận ngay nó là ống tăng tốc hay tăng áp mà cần phải khảo sát kỹ giá trị tốc độ của dòng chất môi giới ở cửa vào của ống so với tốc độ âm thanh ở môi trường tương ứng. Khi đã biết rõ mối quan hệ giữa ω và a ta mới có thể kết luận đặc tính của ống bằng cách dựa vào bảng 6.1.

Các quan hệ giữa hình dạng ống và tốc độ đã nói ở trên chỉ được ứng dụng cho trường hợp chất môi giới có tính nén được. Nếu môi chất lưu động thuộc loại không nén được, có nghĩa là $dp/\rho = 0$, từ biểu thức (6.8b) ta có:

$$\frac{df}{f} = -\frac{d\omega}{\omega}$$

Như vậy, trong trường hợp chất môi giới không chịu nén, có thể kết luận rằng ống đó sẽ là ống tăng tốc khi nó nhỏ dần và ngược lại.

Tùy theo đặc tính của ống và hình dạng ống, nói chung ta có các loại ống sau: Ống tăng tốc nhỏ dần, ống tăng tốc lớn dần, ống tăng áp nhỏ dần và ống tăng áp lớn dần.

b) Quan hệ giữa hình dạng ống với các thông số trạng thái.

- Quan hệ giữa hình dạng ống và áp suất:

Thay giá trị của $\frac{d\omega}{\omega}$ ở biểu thức (6.6) vào (6.9), ta có:

$$(M^2 - 1) \frac{dp}{p} = -kM^2 \frac{df}{f} \quad (6.10)$$

- Quan hệ giữa hình dạng ống và thể tích riêng:

Từ phương trình rút ra được do giả thiết quá trình lưu động là đoạn nhiệt, phương trình (6.7), ta có thể viết lại biểu thức (6.6) như sau:

$$\frac{dv}{v} = M^2 \frac{d\omega}{\omega}$$

Kết hợp với phương trình (6.9), ta có:

$$(M^2 - 1) \frac{dv}{v} = M^2 \frac{df}{f} \quad (6.11)$$

- Quan hệ giữa hình dạng ống và nhiệt độ:

Từ phương trình trạng thái của khí lý tưởng $p v = R T$, lấy vi phân 2 vế ta được:

$$p dv + v dp = R dT$$

Chia cả 2 vế của phương trình nói trên cho $p v$, ta có:

$$\frac{dp}{p} + \frac{dv}{v} = \frac{dT}{T}$$

Thế giá trị của $\frac{dv}{v}$ trong biểu thức (6.7) vào biểu thức vừa được xác định ở trên, ta có:

$$\left(1 - \frac{1}{k}\right) \frac{dp}{p} = \frac{dT}{T}$$

Từ đó:

$$\frac{dp}{p} = \frac{k}{k-1} \frac{dT}{T}$$

Thay giá trị của $\frac{dp}{p}$ vào (6.10) ta được:

$$(M^2 - 1) \frac{k}{k-1} \frac{dT}{T} = -kM^2 \frac{df}{f}$$

$$(M^2 - 1) \frac{dT}{T} = -M^2(k - 1) \frac{df}{f} \quad (6.12)$$

3. Quan hệ giữa tốc độ và mật độ của dòng

Từ phương trình Euler đối với chất khí nén được, ta có:

$$\omega d\omega = - \frac{dp}{\rho}$$

hay:

$$\omega d\omega = - \frac{dp}{\rho} \frac{d\rho}{\rho}$$

Theo (6.4a) thì:

$$a^2 = \frac{dp}{d\rho}$$

Do đó:

$$\omega d\omega = - a^2 \frac{d\rho}{\rho}$$

$$\text{Suy ra: } \frac{d\rho}{\rho} = - M^2 \frac{d\omega}{\omega} \quad (6.13)$$

Từ phương trình (6.13) ta thấy:

- Do M^2 , ρ và ω luôn luôn dương cho nên $d\omega$ và $d\rho$ luôn luôn ngược dấu nhau, có nghĩa là khi tốc độ dòng chất môi giới tăng thì mật độ giảm và ngược lại.

- Khi M quá nhỏ (có nghĩa là khi tốc độ của dòng chất môi giới quả bé so với tốc độ âm thanh) thì $d\rho/\rho = 0$, lúc đó có thể xem chất môi giới là không nén được.

6.1.3. Ống tăng tốc

Như đã nói ở trên, bài toán về lưu động trong thực tế kỹ thuật thường là bài toán về ống tăng tốc. Nhờ ống tăng tốc người ta có thể làm tăng tốc độ của dòng chất môi giới để sử dụng động năng của nó vào nhiều mục đích khác nhau.

1. Ống tăng tốc nhỏ dần

Từ bảng 6.1 ta thấy ống có tiết diện nhỏ dần chỉ có thể làm được nhiệm vụ tăng tốc nếu như tốc độ ở cửa vào của dòng chất môi giới nhỏ hơn tốc độ âm thanh, tức là $M < 1$. Ở đây cần phải giới thiệu rõ một số thuật ngữ mới, người ta gọi cửa vào là tiết diện đầu tiên của ống và cửa ra là tiết diện cuối cùng của ống, thông thường các thông số của chất môi giới ở cửa vào được ký hiệu chỉ số 1, còn ở cửa ra - chỉ số 2. Đối với các loại ống này, các thông số chủ yếu cần phải xác định là lưu lượng và tốc độ của dòng chất môi giới ở cửa ra.

a) Tốc độ ở cửa ra ω_2

Như đã nói ở trên, ta có:

$$\frac{d\omega^2}{2} = - v dp = - di \quad (6.14)$$

Trong quá trình hữu hạn 1 - 2, tích phân 2 về ta được:

$$\frac{\omega_2^2 - \omega_1^2}{2} = i_1 - i_2$$

Hay: $\omega_2 = \sqrt{2(i_1 - i_2) + \omega_1^2}$

Đối với ống tăng tốc, thông thường ω_1 rất bé so với ω_2 do đó có thể bỏ qua ω_1^2 :

$$\omega_2 = \sqrt{2(i_1 - i_2)} \quad (6.15)$$

Từ (6.14) và (2.74 a), ta có:

$$i_1 - i_2 = \frac{k}{k-1} (p_1 v_1 - p_2 v_2) \quad (6.16a)$$

Ta cũng chứng minh được:

$$i_1 - i_2 = \frac{k}{k-1} \cdot p_1 v_1 \cdot \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \quad (6.16b)$$

Thay các kết quả vừa tìm được vào (6.15), ta có:

$$\omega_2 = \sqrt{\frac{2k}{k-1} (p_1 v_1 - p_2 v_2)} \quad (6.17)$$

và:

$$\omega_2 = \sqrt{\frac{2k}{k-1} p_1 v_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]} \quad (6.18)$$

Trong các công thức (6.17) và (6.18): áp suất p được tính bằng N/m^2 , còn thể tích riêng $v - m^3/kg$ và tốc độ ở cửa ra $\omega_2 - m/s$

Cần lưu ý rằng chỉ nên sử dụng các công thức (6.17) và (6.18) cho trường hợp chất môi giới là khí lý tưởng. Trong trường hợp nếu như chất môi giới là hơi nước hay một loại khí thực nào đó, việc sử dụng các công thức (6.17) và (6.18) chỉ có thể tạm chấp nhận trong các phép tính phỏng chừng. khi đó có thể chọn số mũ đoạn nhiệt k theo các kết quả thực nghiệm như sau:

- Nếu là hơi quá nhiệt : $k = 1,3$
- Nếu là hơi bão hòa khô : $k = 1,135$
- Nếu là hơi bão hòa ẩm : $k = 1,035 + 0,1x$

Tuy nhiên, trong những trường hợp như vậy người ta cũng khuyến cáo nên xác định k theo công thức dưới đây:

$$k = \frac{\log \frac{p_1}{p_2}}{\log \frac{v_2}{v_1}} \quad (6.19)$$

Nói chung, để xác định tốc độ w_2 trong trường hợp chất môi giới là hơi nước hay một loại khí thực nào đó, tốt nhất nên sử dụng đồ thị $i - s$ (hoặc bảng) và công thức (6.15). Trong công thức này entanpi được tính bằng đơn vị J/kg. Trong trường hợp entanpi được tính bằng kJ/kg thì w_2 được xác định bằng công thức sau:

$$w_2 = \sqrt{2 \cdot 1000 \cdot (i_1 - i_2)} = 44,72 \cdot \sqrt{i_1 - i_2} \quad (6.20)$$

Nếu entanpi được tính bằng kcal/kg thì công thức xác định w_2 là:

$$w_2 = \sqrt{2 \cdot 1000 \cdot 4,18 \cdot (i_1 - i_2)} = 91,43 \sqrt{i_1 - i_2} \quad (6.21)$$

Tất nhiên các công thức (6.20) và (6.21) cũng ứng dụng được cho trường hợp chất môi giới là khí lý tưởng. Ở trường hợp này nếu sử dụng phương trình trạng thái của khí lý tưởng thì có thể viết lại công thức (6.18) ở dạng sau:

$$w_2 = \sqrt{\frac{2k}{k-1} \cdot RT_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]} \quad (6.22)$$

Từ các công thức (6.18) và (6.22), ta thấy ngoài ảnh hưởng của tính chất của chất môi giới và các thông số ban đầu ở cửa vào, rõ ràng tốc độ ở cửa ra w_2 phụ thuộc rất lớn vào mức độ giãn nở p_2/p_1 . Nếu w_2 càng tăng thì p_2 phải càng giảm, có nghĩa là tỉ số p_2/p_1 phải càng nhỏ.

b) Lưu lượng qua ống tăng tốc nhỏ dần

Như đã biết từ điều kiện lưu động liên tục và ổn định, tại bất kỳ tiết diện nào của ống thì lưu lượng khối lượng của dòng chất môi giới đều bằng nhau và không đổi theo thời gian. Tuy nhiên, thông thường bài toán xác định lưu lượng được tiến hành tại cửa ra của ống. Từ phương trình (6.1) ta có:

$$\dot{G} = \frac{f_2 w_2}{v_2}$$

Trong trường hợp tổng quát nhất lưu lượng được xác định như sau:

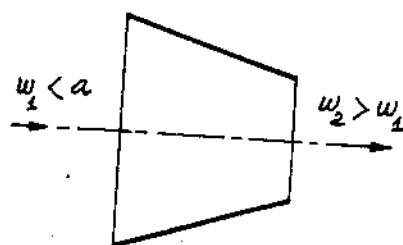
$$\dot{G} = \frac{f_2}{v_2} \sqrt{2(i_1 - i_2)}, \text{ khi đơn vị entanpi là J/kg} \quad (6.23a)$$

$$\dot{G} = \frac{f_2}{v_2} \cdot 44,72 \sqrt{(i_1 - i_2)}, \text{ khi đơn vị entanpi là kJ/kg} \quad (6.23b)$$

$$\dot{G} = \frac{f_2}{v_2} \cdot 91,43 \sqrt{(i_1 - i_2)}, \text{ khi đơn vị entanpi là kcal/kg} \quad (6.23c)$$

Nếu chất môi giới là khí lý tưởng, ta có:

$$v_2 = v_1 \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{1}{k}}$$



Hình 6.1. Ống tăng tốc nhỏ dần

Do đó:

$$\dot{G} = \frac{f_2}{v_1} \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{k}} \sqrt{\frac{2k}{k-1} p_1 v_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}$$

hay:

$$\dot{G} = f_2 \sqrt{\frac{2k}{k-1} \frac{p_1}{v_1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} \quad (6.24)$$

Tất nhiên, như đã nói ở trên, có thể sử dụng công thức (6.24) cho trường hợp khí thực hoặc hơi nước, tuy nhiên đó cũng chỉ là những kết quả phỏng chừng.

c) Trạng thái tới hạn

Khảo sát ống tăng tốc nhỏ dần ở hình 6.1, ta thấy tốc độ ω_2 ở cửa ra của ống không thể lớn hơn một giá trị xác định mà ta gọi là tốc độ tới hạn ω_{th} . Giả sử nếu ống nhỏ dần ở hình 6.1 có thể làm cho tốc độ chất môi giới thay đổi từ giá trị $\omega_1 < a$ đến $\omega_2 > a$ thì như vậy phía cuối của ống này sẽ có một đoạn nhỏ dần làm chức năng tăng tốc với tốc độ ở đầu vào của đoạn ống lớn hơn a , điều này ngược lại các kết luận đã rút ra được ở bảng 6.1. Do đó, để ống nhỏ dần luôn luôn đảm bảo chức năng tăng tốc độ thì ω_2 ở cửa ra không thể vượt quá giá trị tốc độ âm thanh a , nói khác đi, giá trị tốc độ tới hạn $\omega_{th} = a$. Trạng thái của chất môi giới khi tốc độ của nó đạt giá trị a được gọi là trạng thái tới hạn.

Do tốc độ ω_2 không thể vượt quá ω_{th} cho nên áp suất p_2 của chất môi giới ở cửa ra của ống cũng không thể nhỏ hơn p_{th} . Người ta đặt:

$$\beta = \frac{p_{th}}{p_1} \quad (6.25a)$$

Và gọi là tỉ số áp suất ở trạng thái tới hạn.

Như vậy, rõ ràng mức độ giãn nở p_2/p_1 không thể giảm đến trị số nhỏ hơn β . Quan hệ giữa mức độ giãn nở p_2/p_1 và tốc độ được biểu diễn trên hình 6.2.

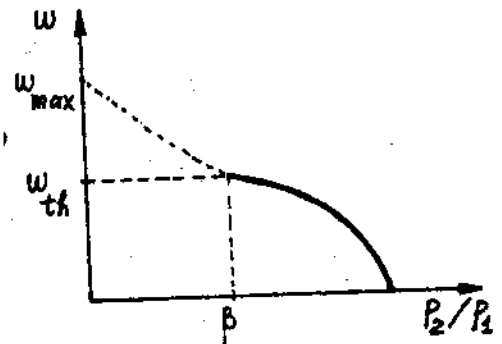
Từ công thức (6.18) ta có:

$$\omega_{th} = \sqrt{\frac{2k}{k-1} p_1 v_1 \left(1 - \beta^{\frac{k-1}{k}} \right)} = a = \sqrt{k p_{th} \cdot v_{th}} \quad (6.25b)$$

Do đó:

$$\frac{2}{k-1} \left(1 - \beta^{\frac{k-1}{k}} \right) = \frac{p_{th} v_{th}}{p_1 v_1}$$

Vì quá trình lưu động đã được giả thiết là đoạn nhiệt cho nên:



Hình 6.2. Quan hệ giữa mức độ giãn nở p_2/p_1 và tốc độ

$$p_1 v_1^k = p_{th} v_{th}^k$$

Từ đó suy ra:

$$\frac{p_{th} v_{th}}{p_1 v_1} = \left(\frac{v_1}{v_{th}} \right)^{k-1} = \left(\frac{p_{th}}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} = \beta^{\frac{k-1}{k}}$$

Như vậy:

$$\frac{2}{k-1} \left(1 - \beta^{\frac{k-1}{k}} \right) = \beta^{\frac{k-1}{k}}$$

Giải ra, ta được:

$$\beta = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (6.25c)$$

Từ công thức (6.25c), rõ ràng tỉ số áp suất ở trạng thái tới hạn β chỉ phụ thuộc vào tính chất của chất môi giới, cụ thể là phụ thuộc vào số mũ đoạn nhiệt k .

Như vậy, trên cơ sở những giá trị của k đã biết cho từng trường hợp, ta tính được:

- Đối với khí lý tưởng 1 nguyên tử: $\beta = 0,484$
- Đối với khí lý tưởng 2 nguyên tử: $\beta = 0,528$
- Đối với khí lý tưởng 3 nguyên tử trở lên và hơi quá nhiệt: $\beta = 0,546$
- Đối với hơi bão hòa khác $\beta = 0,577$

Từ các giá trị β tính được ở trên, ta thấy qua ống tăng tốc nhỏ dần thì p_2 chỉ có khả năng giảm đến khoảng chừng $0,5 p_1$.

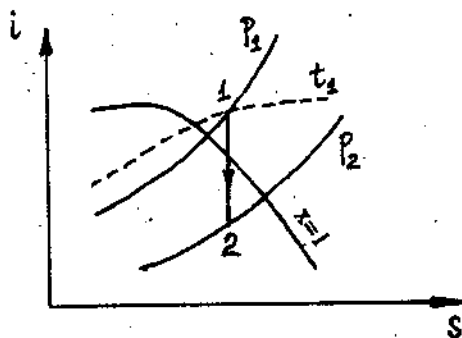
Thay giá trị của β trong công thức (6.25c) vào (6.25b), ta có:

$$\omega_{th} = \sqrt{\frac{2k}{k-1} p_1 v_1 \left(1 - \frac{2}{k+1} \right)} = \sqrt{\frac{2k}{k+1} p_1 v_1} \quad (6.26)$$

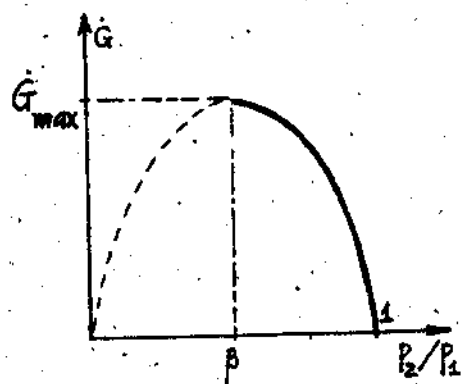
Ngoài ra, tốc độ tới hạn còn có thể được tính theo công thức:

$$\omega_{th} = \sqrt{2(i_1 - i_{th})} \quad (6.27)$$

Từ các công thức (6.26) và (6.27), ta thấy tốc độ tới hạn ω_{th} phụ thuộc vào trạng thái ban đầu của chất môi giới và tính chất của nó.



Hình 6.3. Quá trình lưu động trên đồ thị $i-s$



Hình 6.4. Quan hệ giữa lưu lượng G và mức độ giãn nở p_2/p_1

Như đã rõ, khi tốc độ ω_2 ở cửa ra càng tăng thì tỉ số p_2/p_1 càng giảm, có nghĩa là p_2 càng giảm. Tương ứng với sự giảm của p_2 thì lưu lượng G qua ống sẽ tăng lên. Do p_2 không thể giảm nhỏ hơn p_{th} cho nên lưu lượng G sẽ đạt đến một giá trị cực đại mà ta gọi là G_{max} khi $p_2 = p_{th}$. Ta có thể chứng minh điều này một cách dễ dàng bằng cách lấy đạo hàm bậc một và bậc hai của biểu thức (6.24) theo p_2/p_1 .

Quan hệ giữa lưu lượng G qua ống tăng tốc nhỏ dần và mức độ giãn nở p_2/p_1 được biểu diễn trên hình 6.4, giá trị $G = G_{max}$ sẽ đạt được ứng với lúc $p_2/p_1 = p_{th}/p_1 = \beta$.

Như vậy, từ công thức (6.24), ta có thể xác định trị số G_{max} như sau:

$$G_{max} = f_2 \sqrt{\frac{2k}{k-1} \cdot \frac{p_1}{v_1} \left[\left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}$$

Bằng các phép biến đổi toán học, cuối cùng ta được:

$$G_{max} = f_2 \sqrt{\frac{2k}{k+1} \cdot \frac{p_1}{v_1} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{2}{k-1}}} \quad (6.28)$$

Khi có đồ thị $i - s$, có thể xác định i_{th} , v_{th} theo $s_{th} = s_1$ và $p_{th} = \beta p_1$ rồi tính G_{max} theo công thức sau:

$$G_{max} = \frac{f_2}{v_{th}} \sqrt{2(i_1 - i_{th})} \quad (6.29)$$

Từ các công thức (6.28) và (6.29) ta thấy rõ rằng lưu lượng G_{max} chỉ phụ thuộc vào các thông số của chất môi giới ở cửa vào, diện tích của tiết diện ở cửa ra và số mũ đoạn nhiệt k .

d) Khảo sát ống tăng tốc nhỏ dần theo áp suất của môi trường sau ống

Trong tất cả các công thức xác định tốc độ và lưu lượng đã nêu ở trên, p_2 được xem là áp suất của chất môi giới ở cửa ra của ống. Thực tế rất khó xác định áp suất p_2 , trong khi đó áp suất p'_2 của môi trường phía sau ống rất dễ nhận biết, do đó cần phải xem xét mối quan hệ giữa p_2 và p'_2 để có thể thay thế giá trị p_2 trong các công thức tính lưu lượng và tốc độ ở cửa ra bằng những giá trị dễ xác định hơn. Ta có thể chia ra các trường hợp như sau:

- Trường hợp $p'_2 > p_{th}$. Do tỉ số p'_2/p_1 lớn hơn β cho nên chất môi giới giãn nở hoàn toàn trong ống tăng tốc, lúc đó qua ống tăng tốc áp suất của chất môi giới sẽ giảm từ trị số ban đầu p_1 đến trị số cuối ở cửa ra $p_2 = p'_2$. Ở trường hợp này có thể xác định ω_2 và G bằng các công thức tương ứng đã nêu khi thay thế giá trị p_2 bởi p'_2 .

Trường hợp $p'_2 < p_{th}$. Do áp suất p_2 không thể nhỏ hơn p_{th} cho nên chất môi giới không thể giãn nở hoàn toàn trong ống tăng tốc, chất môi giới chỉ có thể giãn nở từ trị số ban đầu p_1 đến p_2 mà thôi. Trong trường hợp này thì áp suất của chất môi giới ở cửa ra của ống sẽ lớn hơn áp suất của môi trường phía sau ống, do đó chất môi giới sau đó lại tiếp tục giãn nở từ $p_2 = p_{th}$ đến p'_2 ở bên ngoài ống. Ở trường hợp này thì tốc độ và lưu lượng được xác định ứng với trạng thái tới hạn, lưu lượng lúc này có giá trị cực đại.

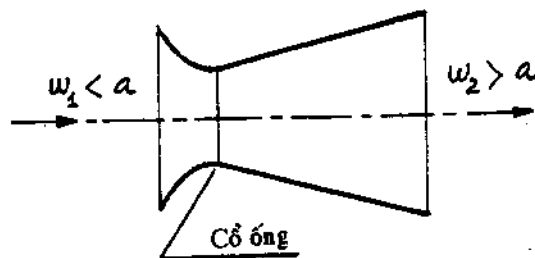
- Trường hợp $p'_2 = p_{th}$. Ở trường hợp này chất môi giới sẽ giãn nở hoàn toàn trong ống tăng tốc, áp suất của chất môi giới ở cửa ra của ống p_2 bằng áp suất tới hạn $p_{th} = p'_2$. Tốc độ ω_2 lúc này sẽ đạt đến giá trị tới hạn và lưu lượng là cực đại.

Như vậy, khi phải giải bài toán về ống tăng tốc nhỏ dần theo áp suất môi trường sau ống thì cần phải so sánh p'_2 với βp_1 , sau khi so sánh ta mới có thể chọn được p_2 để đưa vào trong các công thức tính tốc độ ω_2 và lưu lượng.

2. Ống tăng tốc Laval

Như đã nói ở trên, ống tăng tốc nhỏ dần chỉ có thể làm cho tốc độ của chất môi giới từ trạng thái ban đầu $\omega_1 < a$ tăng lên đến trị số tối đa $\omega_2 = \omega_{th} = a$. Theo bảng 6.1, ta đã biết trong trường hợp $\omega_1 > a$ thì để ống làm chức năng tăng tốc nó phải có hình dạng lớn dần. Do vậy, để làm cho chất môi giới tăng tốc độ từ giá trị ban đầu $\omega_1 < a$ đến $\omega_2 > a$ thì người ta phải dùng một ống hỗn hợp, ống này bao gồm đoạn đầu có hình dạng nhỏ dần và đoạn sau có hình dạng lớn dần. Ống tăng tốc có hình dạng và cấu tạo đã nói ở trên được gọi là ống tăng tốc hỗn hợp hay ống tăng tốc Laval. Tiết diện mà tại đó nó có giá trị nhỏ nhất trong toàn bộ ống được gọi là cổ ống.

Như vậy, ở đoạn nhỏ dần thì ống sẽ làm việc với chế độ $M < 1$, còn ở đoạn ống lớn dần - chế độ $M > 1$. Tại vị trí cổ ống thì tốc độ và áp suất đạt đến giá trị tới hạn (hình 6.5). Từ những điều đã nói ở trên, chế độ làm việc hợp lý của ống tăng tốc Laval là chế độ mà khi đó áp suất môi trường sau ống p'_2 phải nhỏ hơn áp suất tới hạn p_{th} , lúc đó áp suất p_2 của chất môi giới ở cửa ra của ống tăng tốc Laval bằng p'_2 . Khi áp suất $p'_2 > p_{th}$ thì việc sử dụng ống tăng tốc Laval là không hợp lý bởi vì lúc đó đoạn sau của ống sẽ làm việc ở chế độ tăng áp.



Hình 6.5. Ống tăng tốc Laval

Để đảm bảo ống Laval luôn luôn làm chức năng tăng tốc thì ở cổ ống tốc độ phải đạt đến giá trị tới hạn, do đó lưu lượng qua ống là lưu lượng cực đại. Điều đó nói lên rằng, nếu như kích thước của ống và các thông số ban đầu của chất môi giới đã được xác định thì không thể điều chỉnh được lưu lượng. Giá trị lưu lượng qua ống tăng tốc Laval được xác định bằng các công thức (6.28) và (6.29), trong đó cần chú ý thay f_2 bởi f_{min} :

$$\dot{G} = f_{min} \sqrt{\frac{2k}{k+1} \cdot \frac{p_1}{v_1} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{2}{k-1}}} \quad (6.30a)$$

Và:

$$\dot{G} = f_{min} \frac{\sqrt{2(i_1 - i_{th})}}{v_{th}} \quad (6.30b)$$

Ở đây:

f_{min} - diện tích tiết diện ở cổ ống.

Để thiết kế ống tăng tốc Laval, thông thường ta phải dựa vào lưu lượng và các thông số ban đầu của chất môi giới đã được cho sẵn để tính f_{min} theo các công thức (6.30a) và

(6.30b). Diện tích f_2 của tiết diện ứng với cửa ra của ống được tính trực tiếp từ các công thức (6.23) và (6.24).

$$f_2 = \frac{\dot{G} \cdot v_2}{\sqrt{2(i_1 - i_2)}} \quad (6.31a)$$

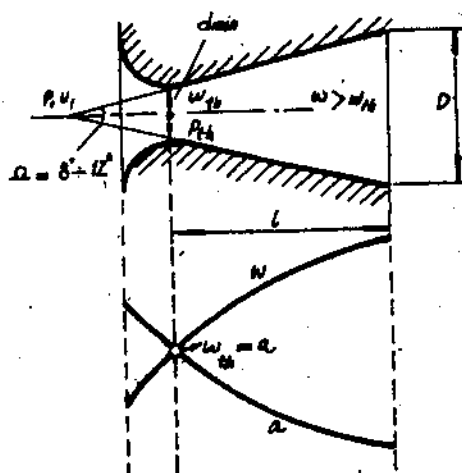
hoặc:

$$f_2 = \frac{\dot{G}}{\sqrt{\frac{2k}{k-1} \cdot \frac{p_1}{v_1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}}} \quad (6.31b)$$

Thông thường chiều dài của đoạn ống nhỏ dần không ảnh hưởng đáng kể, do đó chỉ cần lượn tròn ở miệng vào. Phần ống lớn dần phụ thuộc vào góc loe Ω (hình 6.6), thông thường theo kinh nghiệm ta chọn $\Omega = 8 + 12^\circ$, góc loe lớn thì tổn thất nhiều, còn góc loe nhỏ thì ít tổn thất hơn nhưng chiều dài ống lại tăng hơn.

$$l = \frac{D - d_{\min}}{2 \tan \frac{\Omega}{2}} \quad (6.32)$$

Ở đây: D – đường kính ống ở cửa ra;
 $d_{\min}$ – đường kính ở cổ ống.



Hình 6.6

6.1.4. Lưu động có ma sát

Trong quá trình lưu động thực tế, do có ma sát trong nội bộ chất môi giới và ma sát giữa chất môi giới với thành ống cho nên có tổn thất động năng. Gọi ω_{2t} là tốc độ thực tế của dòng chất môi giới ở cửa ra và ω_2 là tốc độ khi xem như không có ma sát, lúc đó tổn thất động năng do ma sát được tính như sau:

$$\frac{\omega_2^2 - \omega_{2t}^2}{2} = \varphi \cdot \frac{\omega_2^2}{2}$$

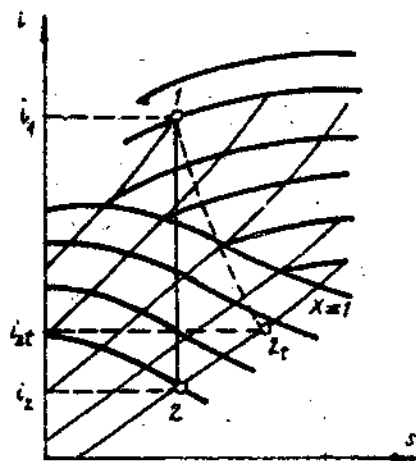
Từ đó:

$$\omega_{2t} = \omega_2 \sqrt{1 - \varphi} = \alpha \omega_2 \quad (6.33)$$

Ở đây:

φ – Hệ số tổn thất năng lượng;
 α – Hệ số tốc độ của ống tăng tốc.

Quá trình lưu động có ma sát rõ ràng là quá trình không thuận nghịch, do đó mặc dù là đoạn nhiệt nhưng entropi của chất môi giới sẽ tăng lên, do đó trên hình 6.7 thì đường 1 – 2_t biểu diễn quá trình lưu động có tính đến



Hình 6.7. Quá trình lưu động thực trên đồ thị $i - s$

ma sát, nó không phải là đường thẳng đứng, trong khi đó đường 1 - 2 biểu diễn quá trình lưu động không có ma sát.

Tỉ số giữa động năng thực tế và động năng lý thuyết được gọi là hiệu suất của ống tăng tốc.

$$\eta = \frac{\omega_{2v}^2/2}{\omega_2^2/2} = \alpha^2 \quad (6.34)$$

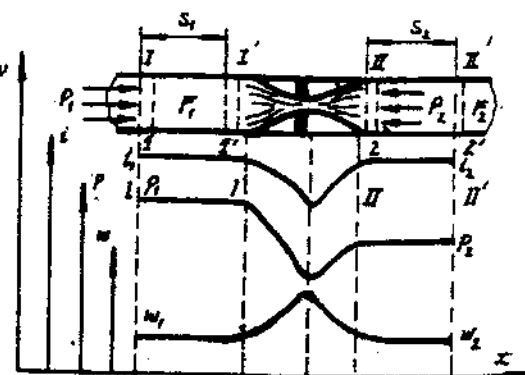
§ 6.2. QUÁ TRÌNH TIẾT LƯU

Trước hết cần phải nói rõ tiết lưu là gì. Tiết lưu là quá trình của dòng chất môi giới đi qua một tiết diện bị co hẹp đột ngột. Trong thực tế, khi dòng chất môi giới đi qua các van trên đường ống, các cửa nghẽn trong lưu lượng kế, các ống mao dẫn hoặc van tiết lưu trong hệ thống lạnh... thì có thể xem như nó đã thực hiện quá trình tiết lưu. Đây là một quá trình không thuận nghịch điển hình. Có thể xem quá trình tiết lưu là đoạn nhiệt bởi vì quá trình được tiến hành rất nhanh, nhiệt lượng trao đổi giữa chất môi giới và môi trường rất bé, tuy nhiên trong trường hợp này entropi sẽ tăng.

Khi qua tiết lưu ta thấy áp suất của chất môi giới sẽ giảm xuống nhưng không sinh ra công. Áp suất giảm xuống là do khi tiết lưu sẽ xuất hiện những dòng xoáy và ma sát rất mạnh.

Gọi p_1 và p_2 lần lượt là áp suất của chất môi giới ở trước và sau tiết lưu, ta thấy độ chênh $\Delta p = p_1 - p_2$ tất nhiên sẽ phụ thuộc vào tính chất của chất môi giới, ngoài ra nó còn phụ thuộc nhiều vào mức độ co hẹp của tiết diện tại vị trí tiết lưu và tốc độ chuyển động của bản thân chất môi giới. Do đó, nếu giữ nguyên các tính chất của chất môi giới và kích thước của cơ cấu tiết lưu thì rõ ràng độ chênh Δp sẽ phụ thuộc vào lưu lượng, người ta sử dụng đặc điểm này để đo lưu lượng bằng phương pháp tiết lưu.

Quan hệ giữa áp suất, entanpi và tốc độ của chất môi giới ở vị trí trước và sau tiết lưu được trình bày trên h.6.8. Thường ký hiệu chỉ số 1 cho các thông số ở vị trí trước tiết lưu và 2 cho vị trí sau tiết lưu.



Hình 6.8

Từ phương trình (2.40), khi bỏ qua lượng biến đổi thế năng và nhiệt lượng trao đổi giữa chất môi giới và môi trường, ta có:

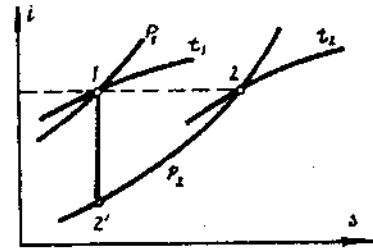
$$i_1 - i_2 = \frac{\omega_2^2 - \omega_1^2}{2} \quad (6.35)$$

Bởi vì $p_2 < p_1$ cho nên $v_2 > v_1$, nếu xem tiết diện F_1 và F_2 như nhau thì ta phải có $\omega_2 > \omega_1$, tuy nhiên thực tế giá trị tốc độ thay đổi không nhiều lắm cho nên từ (6.35) ta có:

$$i_1 = i_2 \quad (6.36)$$

Như vậy, entanpi của chất môi giới ở trước và sau tiết lưu có giá trị bằng nhau. Tuy nhiên - như đã thấy từ hình 6.8 - không nên hiểu rằng quá trình tiết lưu có entanpi không đổi. Thực tế là tại vị trí tiết lưu, do tiết diện dòng đột ngột co hẹp nên tốc độ sẽ tăng và entanpi sẽ giảm sau vị trí tiết lưu do tốc độ giảm nên entanpi lại tăng đến giá trị ban đầu.

Hình 6.9 biểu diễn sự thay đổi các thông số trạng thái của chất môi giới qua quá trình tiết lưu, rõ ràng trên đồ thị $i - s$ do $i_1 = i_2$ cho nên quá trình tiết lưu được biểu diễn bằng đoạn thẳng 1 - 2 song song với trục hoành, tất nhiên đây chỉ là đường biểu diễn qui ước vì là quá trình không thuận nghịch, vì vậy không thể biểu diễn toàn bộ quá trình bằng đường liên tục mà chỉ nên dùng đường đứt đoạn.



Hình 6.9

Tùy từng trường hợp mà tiết lưu là hiện tượng có hại hay có lợi. Trong kỹ thuật người ta thường dùng nó để điều chỉnh công suất của các thiết bị sử dụng hơi nước, để đo lưu lượng, để giảm áp trong các hệ thống làm lạnh...

Tất nhiên sau tiết lưu thì áp suất sẽ giảm, tuy nhiên sự biến đổi của nhiệt độ của chất môi giới ở vị trí sau tiết lưu là vấn đề cần phải khảo sát kỹ. Trong trường hợp chất môi giới là khí lý tưởng, do $di = c_p \cdot dT$ cho nên có thể kết luận ngay là nhiệt độ cũng không thay đổi. Nếu chất môi giới là khí thực thì vấn đề sẽ phức tạp hơn, mối quan hệ giữa sự biến đổi nhiệt độ và áp suất qua quá trình tiết lưu trong trường hợp này được Joule - Thomson phát hiện bằng thực nghiệm vào năm 1852 và được gọi là hiệu ứng Joule - Thomson:

$$dT_i = \alpha_i dp_i \quad (6.37)$$

Ở đây α_i được gọi là hệ số của hiệu ứng Joule - Thomson và giá trị của nó có thể được xác định theo phương trình vi phân của entanpi như sau:

$$di = c_p dT = \left[T \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p - v \right] dp = 0$$

Suy ra:

$$\alpha_i = \left(\frac{\partial T}{\partial p} \right)_i = \frac{T \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p - v}{c_p} \quad (6.38)$$

Phương trình (6.38) đúng cho bất kỳ chất môi giới nào. Do qua tiết lưu áp suất của chất môi giới luôn luôn giảm cho nên nhiệt độ tăng hay giảm hoàn toàn phụ thuộc vào dấu của α_i , có nghĩa là phụ thuộc vào dấu của biểu thức $T(\partial v / \partial T)_p - v$. Có thể có 3 trường hợp:

- Trường hợp thứ nhất:

$$T \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p - v > 0, \text{ lúc đó nhiệt độ của chất môi giới qua tiết lưu sẽ giảm.}$$

- Trường hợp thứ hai:

$T \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p - v = 0$, lúc đó nhiệt độ của chất môi giới không thay đổi khi qua tiết lưu.

- Trường hợp thứ ba:

$T \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p - v < 0$, lúc đó nhiệt độ của chất môi giới qua tiết lưu sẽ tăng lên.

Như vậy, tùy theo nhiệt độ ban đầu của chất môi giới trước khi vào tiết lưu mà nhiệt độ của chất môi giới sau tiết lưu sẽ tăng lên, giảm xuống hoặc không đổi.

Nếu gọi nhiệt độ chuyển biến T_{cb} là giá trị nhiệt độ được xác định bởi biểu thức sau:

$$T_{cb} = \frac{v}{\left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p} \quad (6.39)$$

Lúc đó, nếu nhiệt độ của chất môi giới trước khi vào tiết lưu lớn hơn T_{cb} thì sau khi tiết lưu nhiệt độ của nó sẽ tăng lên ($dT > 0$), nếu trước khi vào tiết lưu nhiệt độ của nó nhỏ hơn T_{cb} thì sau tiết lưu nhiệt độ của nó sẽ giảm xuống ($dT < 0$).

§ 6.3. QUÁ TRÌNH HỖN HỢP KHÍ VÀ HƠI

Trong thực tế kỹ thuật, việc hỗn hợp các khí và hơi thành phần là một vấn đề có ý nghĩa lớn.

Mục đích của phần này là nghiên cứu cách xác định các thông số của hỗn hợp ở đầu ra trên cơ sở các thông số của từng thành phần ở đầu vào cho biết trước. Tất nhiên phương pháp hỗn hợp như thế nào cũng là một yếu tố quan trọng trong việc xác định mối quan hệ giữa các thông số ở đầu ra so với các thông số ở đầu vào, ở đây ta sẽ trình bày một số trường hợp hỗn hợp thường gặp trong thực tế.

Để quá trình nghiên cứu được đơn giản, ta giả thiết các quá trình hỗn hợp được tiến hành trong điều kiện đoạn nhiệt và hoàn toàn không thực hiện công ngoài. Rõ ràng quá trình hỗn hợp là quá trình không thuận nghịch, bởi vì muốn thực hiện quá trình ngược lại, tức là quá trình tách các thành phần ra khỏi hỗn hợp, tất yếu ta phải tiêu tốn công.

6.3.1. Hỗn hợp trong thể tích không đổi

Giả sử ta có 3 chất khí thành phần với các thông số lần lượt là: p_1, V_1, T_1 ; p_2, V_2, T_2 và p_3, V_3, T_3 . Người ta gọi phương pháp hỗn hợp trong thể tích không đổi là phương pháp hỗn hợp sao cho thể tích V của hỗn hợp bằng tổng các thể tích của các thành phần trước khi đưa vào hỗn hợp:

$$V = V_1 + V_2 + V_3 \quad (6.40)$$

Rõ ràng khối lượng của toàn bộ hỗn hợp cũng sẽ bằng tổng khối lượng của các thành phần:

p_1	V_1	T_1	p_2	V_2	T_2	p_3	V_3	T_3

Hình 6.10

$$G = G_1 + G_2 + G_3 \quad (6.41)$$

Trong trường hợp này, theo định luật nhiệt động thứ nhất, ta có:

$$\Delta U = U - \sum_{i=1}^n U_i = 0 \quad (6.42)$$

Phương trình (6.42) được viết cho trường hợp tổng quát nhất, có nghĩa là hỗn hợp được tạo nên từ n thành phần.

Ở đây: U - nội năng của hỗn hợp

U_i - nội năng của từng thành phần trước khi hỗn hợp.

Trên cơ sở của biểu thức (6.42) ta có thể xác định các thông số của hỗn hợp như: nhiệt độ, áp suất...

Giả sử các chất thành phần là khí lý tưởng, nếu qui ước ở 0°K có $U = 0$ thì ta có thể viết:

$$U = G \cdot c_v \cdot T$$

$$U_i = G_i c_{v_i} T_i$$

Thay các giá trị của U và U_i vào (6.42), ta có:

$$G \cdot c_v T = \sum_{i=1}^n (G_i c_{v_i} T_i)$$

Suy ra:

$$T = \frac{\sum_{i=1}^n (G_i c_{v_i} T_i)}{G c_v} \quad (6.43)$$

Nếu chia tử và mẫu số của (6.43) cho G , ta có:

$$T = \frac{\sum_{i=1}^n (g_i c_{v_i} T_i)}{\sum_{i=1}^n (g_i c_{v_i})} \quad (6.43a)$$

Với:

g_i - thành phần khối lượng của chất khí thứ i ;

c_{v_i} - nhiệt dung riêng khối lượng đẳng tích của chất khí thứ i ;

T_i - Nhiệt độ của từng chất trước khi hỗn hợp.

Từ (6.43a), nếu thay $c_v = \frac{R}{k-1}$ rồi dùng phương trình trạng thái của khí lý tưởng để

hiệu chỉnh, ta có:

$$T = \frac{\sum_{i=1}^n \left[p_i V_i / (k_i - 1) \right]}{\sum_{i=1}^n \left[\frac{p_i V_i}{T_i} \cdot \frac{1}{k_i - 1} \right]} \quad (6.43b)$$

Nếu hỗn hợp được tạo thành từ cùng một chất hoặc từ các chất khác nhau nhưng có số nguyên tử như nhau thì số mũ đoạn nhiệt k_i đều giống nhau, lúc đó:

$$T = \frac{\sum_{i=1}^n p_i V_i}{\sum_{i=1}^n \frac{p_i V_i}{T_i}} \quad (6.43c)$$

Nếu áp suất của các chất đều giống nhau và không thay đổi trong quá trình hỗn hợp, ta có:

$$T = \frac{\sum_{i=1}^n V_i}{\sum_{i=1}^n \frac{V_i}{T_i}} \quad (6.43d)$$

Để xác định áp suất của hỗn hợp ta phải dùng phương trình trạng thái:

$$p \cdot V = GRT$$

Từ (1. 49b) ta có:

$$R = \sum_{i=1}^n g_i R_i$$

Từ đó:

$$p = \frac{T}{V} \cdot GR = \frac{T}{V} \sum_{i=1}^n G_i R_i \quad (6.44)$$

$$p = \frac{T}{V} \sum_{i=1}^n \frac{p_i V_i}{T_i} \quad (6.44a)$$

Tương tự, nếu hỗn hợp được tạo nên từ các chất có k giống nhau thì:

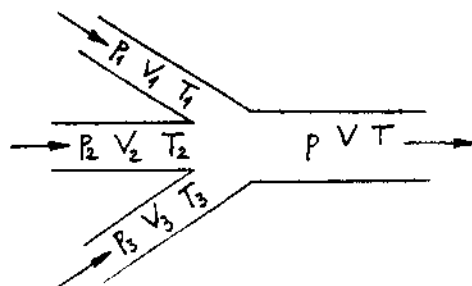
$$p = \frac{\sum_{i=1}^n p_i V_i}{\sum_{i=1}^n \frac{p_i V_i}{T_i}} \cdot \frac{1}{V} \cdot \sum_{i=1}^n \frac{p_i V_i}{T_i}$$

$$\text{Suy ra: } p = \frac{\sum_{i=1}^n p_i V_i}{\sum_{i=1}^n V_i} = \frac{\sum_{i=1}^n p_i V_i}{V} \quad (6.44b)$$

Trên cơ sở thể tích V , áp suất p và nhiệt độ T của hỗn hợp đã được xác định, ta có thể tính tất cả các thông số khác của hỗn hợp.

6.3.2. Hỗn hợp theo dòng

Sơ đồ của phương pháp hỗn hợp theo dòng được trình bày trên hình 6.11. Thông thường thì áp suất của hỗn hợp nhỏ hơn áp suất của từng dòng thành phần, trong trường hợp thiết bị có cấu tạo đặc biệt thì có thể tạo thành một dòng hỗn hợp có áp suất lớn hơn áp suất của một số dòng nhưng bắt buộc phải nhỏ hơn áp suất của ít nhất một dòng. Theo cách hỗn hợp này, thông thường có thể khống chế áp suất của hỗn hợp, do vậy nhiệm vụ của bài toán là chỉ cần xác định V và T .



Hình 6.11

Theo định luật nhiệt động thứ nhất, khi các chất khí lưu động đoạn nhiệt và không làm ngoại công thì ta có:

$$G \left(i + \frac{\omega^2}{2} \right) = G_1 \left(i_1 + \frac{\omega_1^2}{2} \right) + G_2 \left(i_2 + \frac{\omega_2^2}{2} \right) + G_3 \left(i_3 + \frac{\omega_3^2}{2} \right) + \dots$$

Trong rất nhiều trường hợp thực tế thì có thể bỏ qua động năng của dòng lưu động, lúc đó:

$$G \cdot i = G_1 i_1 + G_2 i_2 + G_3 i_3 + \dots$$

Tổng quát:

$$G \cdot i = \sum_{i=1}^n G_i i_i \quad (6.45)$$

$$\text{Hoặc: } i = \sum_{i=1}^n g_i i_i \quad (6.45a)$$

Ở đây: g_i – thành phần khối lượng

Các công thức (6.45) và (6.45a) biểu thị đặc điểm của quá trình hỗn hợp theo dòng và cũng là cơ sở để xác định các thông số khác của dòng hỗn hợp.

Trong trường hợp chất khí trong các dòng được xem là khí lý tưởng và giả sử ở 0°K ta có $i = 0$, ta có:

$$i = c_p \cdot T$$

Từ đó:

$$c_p T = \sum_{i=1}^n g_i c_{p_i} T_i$$

Do đó nhiệt độ của dòng hỗn hợp được xác định như sau:

$$T = \frac{\sum_{i=1}^n g_i c_{p_i} T_i}{c_p} \quad (6.46)$$

Khi sử dụng kết quả ở (2.21), ta có:

$$T = \frac{\sum_{i=1}^n g_i c_{p_i} T_i}{\sum_{i=1}^n g_i c_{p_i}} \quad (6.46a)$$

Ta cũng có: $c_p = \frac{k}{k-1} R$ Thay vào (6.46a) và dùng phương trình trạng thái của khí lý tưởng để hiệu chỉnh, ta có:

$$T = \frac{\sum_{i=1}^n \frac{k_i}{k_i - 1} p_i V_i}{\sum_{i=1}^n \frac{k_i}{k_i - 1} \cdot \frac{p_i V_i}{T_i}} \quad (6.46b)$$

Nếu các dòng thành phần có cùng số mũ đoạn nhiệt k , lúc đó:

$$T = \frac{\sum_{i=1}^n p_i V_i}{\sum_{i=1}^n \frac{p_i V_i}{T_i}} \quad (6.46c)$$

Nếu các dòng có cùng áp suất thì:

$$T = \frac{\sum_{i=1}^n V_i}{\sum_{i=1}^n \frac{V_i}{T_i}} \quad (6.46d)$$

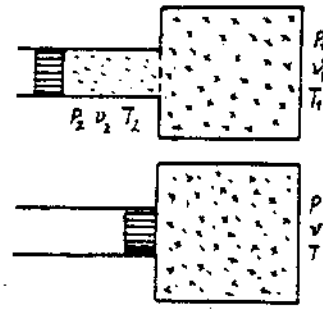
Từ nhiệt độ T của dòng hỗn hợp ta sẽ tính được V :

$$V = \frac{T}{p} \cdot GR = \frac{T}{p} \sum_{i=1}^n G_i R_i$$

$$V = \frac{T}{p} \sum_{i=1}^n \frac{p_i V_i}{T_i} \quad (6.47)$$

6.3.3. Nạp vào thể tích cố định

Sơ đồ của quá trình nạp vào thể tích cố định được trình bày ở hình 6.12. Gọi p_1, v_1, T_1 là áp suất, thể tích riêng và nhiệt độ của chất khí đang được chứa trong bình. Bằng cách nạp thêm vào bình chất thứ hai với các thông số p_2, v_2, T_2 ta đã tạo nên hỗn hợp mới với các thông số p, v, T .



Hình 6.12

$$\text{Ta có: } Q = \Delta U + W_{ld} + \frac{\Delta \omega^2}{2} \quad (6.48)$$

Với: Q - nhiệt lượng trao đổi giữa chất môi giới và môi trường, $Q = 0$.

W_{ld} - công lưu động trong quá trình hỗn hợp.

$\frac{\Delta \omega^2}{2}$ - lượng thay đổi động năng trong quá trình hỗn hợp, thường được coi bằng không.

Như vậy, từ (6.48) ta có:

$$\Delta U + W_{ld} = 0$$

$$\text{Hay: } G \cdot u - (G_1 u_1 + G_2 u_2) - p_2 \cdot G_2 \cdot v_2 = 0$$

$$\text{Suy ra: } Gu = G_1 u_1 + G_2 u_2 + G_2 p_2 v_2$$

$$u = g_1 u_1 + g_2 u_2 \quad (6.49)$$

Nếu chất môi giới là khí lý tưởng, giả thiết ở 0°K có $u = 0$ và $i = 0$, ta có:

$$c_v \cdot T = g_1 (c_{v1} \cdot T_1) + g_2 \cdot c_{p2} \cdot T_2$$

Từ đó:

$$T = \frac{g_1 c_{v1} T_1 + g_2 c_{p2} T_2}{c_v} \quad (6.50)$$

$$T = \frac{g_1 c_{v1} T_1 + g_2 c_{p2} T_2}{g_1 c_{v1} + g_2 c_{v2}} \quad (6.50a)$$

Thông thường áp suất p của hỗn hợp được cho biết trước, nếu chưa biết thì ta có thể tính như sau:

$$p = \frac{T}{V} GR = \frac{T}{V} \sum G_i R_i$$

Ví dụ 6.1:

Khí Oxy có áp suất và nhiệt độ ban đầu là $p_1 = 60 \text{at}$, $t_1 = 100^\circ \text{C}$ chảy qua ống phun nhỏ dân vào môi trường có áp suất $p_2 = 36 \text{at}$. Xác định tốc độ ở cửa ra và lưu lượng của khí

Oxy qua ống, cho biết diện tích tiết diện ở cửa ra $f_2 = 20\text{mm}^2$.

Giải:

Oxy có thể được xem là khí lý tưởng 2 nguyên tử, do đó:

$$\beta = \frac{p_{th}}{p_1} = 0,528$$

Khi so sánh tỉ số p'_2/p_1 với β , ta thấy:

$$\frac{p'_2}{p_1} = \frac{36}{60} = 0,6 > \beta$$

Như vậy: $p'_2 > p_{th}$, lúc đó oxy sẽ giãn nở hoàn toàn trong ống phun và trị số áp suất p_2 tại cửa ra có thể lấy bằng trị số của p'_2 .

$$p_2 = p'_2 = 36\text{at}$$

Từ công thức (6.22), ta có:

$$\begin{aligned} \omega_2 &= \sqrt{\frac{2k}{k-1} \cdot RT_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]} \\ &= \sqrt{\frac{2 \cdot 1,4}{1,4-1} \cdot \frac{8314}{32} \cdot 373 \cdot \left[1 - \left(\frac{36}{60} \right)^{0,2857} \right]} \\ &= 304 \text{ m/s} \end{aligned}$$

Lưu lượng của Oxy qua ống phun được tính bằng công thức (6.24):

$$\dot{G} = f_2 \sqrt{\frac{2k}{k-1} \cdot \frac{p_1}{v_1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}$$

Với:
$$v_1 = \frac{RT_1}{p_1} = \frac{8314}{32} \cdot \frac{373}{60 \cdot 0,98 \cdot 10^5} = 0,01647 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Thay vào:

$$\begin{aligned} \dot{G} &= 20 \cdot 10^{-6} \sqrt{\frac{2 \cdot 1,4}{1,4-1} \cdot \frac{60 \cdot 0,98 \cdot 10^5}{0,01647} \cdot \left[\left(\frac{36}{60} \right)^{1,4285} - \left(\frac{36}{60} \right)^{1,7142} \right]} \\ &= 0,256 \text{ kg/s} \end{aligned}$$

Ví dụ 6.2:

Hơi nước ở áp suất $p_1 = 20 \text{ bar}$ và độ khô $x_1 = 0,9$ được tiết lưu đến $p_2 = 9 \text{ bar}$. Xác định trạng thái của hơi sau tiết lưu.

Giải

Tra bảng "Nước và hơi nước trên đường bão hòa" ở áp suất $p_1 = 20 \text{ bar}$, ta có:

$$i'_1 = 908,5 \text{ kJ/kg}$$

$$i''_1 = 2799 \text{ kJ/kg}$$

Từ đó có thể xác định được entanpi i_1 của hơi nước trước khi vào tiết lưu:

$$\begin{aligned} i_1 &= (1 - x_1)i'_1 + x_1i'' \\ &= (1 - 0,9) \cdot 908,5 + 0,9 \cdot 2799 \\ &= 2609,95 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

Gọi i_2 là entanpi của hơi nước sau khi tiết lưu, ta có:

$$i_2 = i_1 = 2609,95 \text{ kJ/kg}$$

Ở áp suất $p_2 = 8 \text{ bar}$, dùng bảng "Nước và hơi nước trên đường bão hòa", ta tra được:

$$i'_2 = 720,9 \text{ kJ/kg}$$

$$i''_2 = 2769 \text{ kJ/kg}$$

Như vậy, các thông số của hơi sau khi tiết lưu là:

$$t_2 = 170,42^\circ\text{C}$$

$$x_2 = \frac{i_2 - i'_2}{i''_2 - i'_2} = 0,9223$$

Ví dụ 6.3:

Bình chứa khí CO_2 được chia đôi bởi một vách ngăn. Ngăn bên trái có các thông số

$p_1 = 430 \text{ mmHg}$, $t_1 = 170^\circ\text{C}$, $V_1 = 1 \text{ m}^3$; ngăn bên phải có $p_2 = 940 \text{ mmHg}$, $t_2 = 210^\circ\text{C}$ và $V_2 = 3 \text{ m}^3$.

Xác định áp suất và nhiệt độ của hỗn hợp sau khi bỏ vách ngăn.

Giải

Từ công thức (6.43c), ta có:

$$T = \frac{\frac{1}{\sum_{i=1}^n \frac{p_i V_i}{T_i}}}{\frac{1}{\sum_{i=1}^n p_i V_i}} = \frac{430 \cdot 1 + 940 \cdot 3}{\frac{430 \cdot 1}{273 + 170} + \frac{940 \cdot 3}{273 + 210}} = 477,3^\circ\text{K}$$

Áp suất của hỗn hợp được tính theo công thức (6.44b):

$$\begin{aligned} p &= \frac{\frac{1}{\sum_{i=1}^n \frac{p_i V_i}{T_i}}}{\sum_{i=1}^n V_i} = \frac{430 \cdot 1 + 940 \cdot 3}{1 + 3} \\ &= 812,5 \text{ mmHg} \end{aligned}$$

Chương 7

KHÔNG KHÍ ẨM

§ 7.1. KHÁI NIỆM CƠ BẢN

7.1.1. Không khí khô và không khí ẩm

Không khí ẩm là một hỗn hợp của không khí khô (gồm chỉ O_2 , N_2) và hơi nước. không khí thông thường dù ít hoặc nhiều đều có chứa một lượng hơi nước và một phần rất nhỏ các khí khác, trong kỹ thuật, không khí ẩm là một chất môi giới được sử dụng rất rộng rãi trong nhiều lĩnh vực. Ví dụ trong kỹ thuật sấy không khí ẩm đóng vai trò chất tải ẩm, trong nhiều lĩnh vực khác như kỹ thuật điều khiển bằng khí nén, kỹ thuật thông gió vệ sinh công nghiệp, kỹ thuật điều hòa nhiệt độ ... đều có liên quan chặt chẽ với đặc tính xử lý của không khí ẩm. Do vậy việc nghiên cứu tường về không khí ẩm là rất có ý nghĩa.

Hơi nước trong không khí ẩm có phân áp suất rất nhỏ (vào khoảng $15 \div 20$ mm Hg) và khuếch tán đều trong không gian chứa nó, ở nhiệt độ bình thường hơi nước thường ở trạng thái hơi quá nhiệt. Vì vậy không khí ẩm có thể xem là hỗn hợp khí lý tưởng và có thể sử dụng mọi công thức tính toán của hỗn hợp khí lý tưởng cho không khí ẩm.

Gọi p_h - Phân áp suất của hơi nước trong không khí ẩm.

p_k - Phân áp suất của không khí khô trong không khí ẩm.

p - Áp suất của không khí ẩm.

Theo định luật Danton ta có:

$$p = p_h + p_k$$

và
$$t = t_h = t_k$$

$$G = G_h + G_k$$

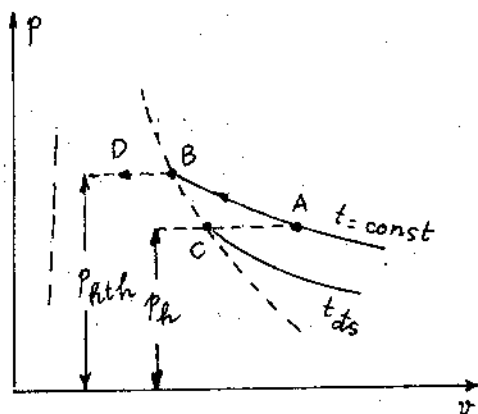
7.1.2. Các loại không khí ẩm

Tùy theo trạng thái của hơi nước trong không khí ẩm mà ta có các loại không khí ẩm như sau:

a) Không khí ẩm chưa bão hòa:

Nếu hơi nước ở trong không khí ẩm ở trạng thái hơi quá nhiệt (điểm A) thì không khí

âm ấy được gọi là không khí ẩm chưa bão hòa, phân áp suất của hơi nước p_h ở trạng thái này nhỏ hơn phân áp suất bão hòa ở cùng nhiệt độ của không khí ẩm p_{hbh} . Đối với không khí ẩm chưa bão hòa thì nước có thể bốc hơi vào nó được vì chưa bị ngưng tụ.



Hình 7.1. Đồ thị p-v biểu thị trạng thái của hơi nước trong không khí ẩm

b) Không khí ẩm bão hòa

Không khí ẩm bão hòa là không khí ẩm mà hơi nước chứa trong nó ở trạng thái hơi bão hòa khô (điểm B), nếu cho thêm hơi nước vào không khí ẩm bão hòa thì nó sẽ ngưng tụ lại thành những giọt li ti.

c) Không khí ẩm quá bão hòa

Không khí ẩm quá bão hòa là không khí ẩm mà hơi nước chứa trong nó là hơi bão hòa ẩm (Điểm D). Không khí ẩm quá bão hòa là trạng thái không bền vững vì một lượng hơi nước sẽ bị ngưng tụ lại và tách khỏi không khí ẩm, như vậy không khí ẩm quá bão hòa sẽ dần dần trở lại trạng thái không khí ẩm bão hòa.

Lượng hơi nước chứa trong không khí ẩm bị hạn chế bởi nhiệt độ bão hòa của hơi nước mà nhiệt độ này chính là bằng nhiệt độ của không khí ẩm. Căn cứ theo nhiệt độ của không khí ẩm tra bảng hơi nước "các tính chất nhiệt động của hơi nước ở trạng thái bão hòa" ta tìm được áp suất bão hòa tương ứng p_{hbh} đây cũng chính là phân áp suất cao nhất của hơi nước có thể đạt được ứng với nhiệt độ t của không khí ẩm.

Cho nên muốn biến không khí ẩm chưa bão hòa thành không khí ẩm bão hòa phải tìm cách đưa hơi nước trong không khí ẩm từ trạng thái hơi quá nhiệt thành trạng thái hơi bão hòa khô. Để thực hiện được điều đó có 2 cách sau:

- Giữ nhiệt độ không khí ẩm không thay đổi ($t = \text{const}$): Để thực hiện điều này ta có thể cho tăng thêm lượng hơi nước trong không khí ẩm (cho nước bay hơi vào không gian chứa không khí ẩm), tức tăng phân áp suất của hơi nước đến khi đạt đến trạng thái bão hòa, quá trình này biểu thị trên đồ thị bằng đoạn AB (hình 7.1).

- Giữ phân áp suất của hơi nước trong không khí ẩm không thay đổi ($p_h = \text{const}$): Muốn thực hiện điều này ta phải hạ nhiệt độ không khí ẩm (bằng cách làm lạnh khối không khí ẩm) đến nhiệt độ bão hòa tương ứng với phân áp suất của hơi nước p_h trong không khí ẩm. Quá trình này được thể hiện trên đồ thị bằng đường AC (hình 7.1), nhiệt độ t_c được gọi là nhiệt độ điểm sương ($t_c = t_{ds}$).

§ 7.2. CÁC THÔNG SỐ ĐẶC TRƯNG CỦA KHÔNG KHÍ ẨM

Để xác định các trạng thái của không khí ẩm thì ngoài 2 thông số áp suất và nhiệt độ còn có 1 số thông số khác như sau:

7.2.1. Độ ẩm tuyệt đối

Mức độ ẩm của không khí phụ thuộc vào hàm lượng của hơi nước trong không khí ẩm. Khối lượng hơi nước chứa trong 1m^3 không khí ẩm được gọi là độ ẩm tuyệt đối.

Giả sử một khối không khí ẩm chiếm thể tích là V có chứa một lượng hơi nước là G_h thì độ ẩm tuyệt đối sẽ là:

$$\rho_h = \frac{G_h}{V} \quad \text{kg/m}^3 \quad (7.1)$$

Trong kỹ thuật điều tiết không khí và kỹ thuật sấy ..., đơn thuần chỉ biết độ ẩm tuyệt đối thì chưa đủ vì nó chưa nói lên được chất lượng của không khí ẩm. Trên thực tế cần biết là khả năng chứa thêm lượng hơi nước của không khí ẩm lớn hay nhỏ, do đó để thể hiện vấn đề này, thông dụng là dùng độ ẩm tương đối.

7.2.2. Độ ẩm tương đối

Độ ẩm tương đối được biểu thị bằng tỷ số giữa độ ẩm tuyệt đối của không khí ẩm ρ_h và độ ẩm tuyệt đối của không khí ẩm bão hòa có cùng nhiệt độ là ρ_{hbh} :

$$\varphi = \frac{\rho_h}{\rho_{hbh}} = \frac{\rho_h}{\rho''} \quad (7.2)$$

Do đó độ ẩm tương đối thể hiện mức độ tiếp cận không khí ẩm bão hòa của không khí đang xem xét. Nếu không khí ẩm có độ ẩm tương đối nhỏ, nó biểu thị không khí này có khả năng tiếp nhận lượng hơi nước bốc hơi vào nó lớn, và ngược lại nếu độ ẩm tương đối lớn thì khả năng bốc hơi của vật ẩm vào môi trường không khí sẽ kém.

Vì hơi nước trong không khí ẩm có thể xem như khí lý tưởng nên:

$$p_h = \rho_h R_h T$$

$$p_{hbh} = p_{h\max} = \rho_{h\max} R_h T$$

Do đó

$$\varphi = \frac{\rho_h}{\rho_{h\max}} = \frac{p_h}{p_{h\max}} \quad (7.2)$$

Ở đây $p_{h\max}$ chính là áp suất bão hòa của hơi nước ứng với nhiệt độ không khí ẩm (tìm được từ bảng hơi nước).

Độ ẩm tương đối φ (%) là một thông số quan trọng rất thường được sử dụng trong kỹ thuật điều tiết không khí, kỹ thuật sấy cũng như trong khí tượng thủy văn, cách đo độ ẩm không khí chúng ta sẽ xem xét thêm trong các mục tiếp sau.

7.2.3. Độ chứa hơi (đôi khi còn là dung ẩm)

Nếu một khối không khí ẩm có thể tích là V , khối lượng hơi nước chứa trong không khí ẩm là G_h , khối lượng không khí khô chứa trong không khí ẩm là G_{kk} , ta có:

$$G = G_h + G_{kk}$$

$$d = \frac{G_h}{G_{kk}} \quad \text{kg/kgkk} \quad (7.3)$$

d được gọi là độ chứa hơi, như vậy độ chứa hơi là lượng hơi nước có trong không khí ẩm ứng với 1kg không khí khô (trong sách Anh-Mỹ thường ký hiệu bằng ω -humidity ratio).

Vì hơi nước trong không khí ẩm có thể xem như khí lý tưởng nên:

$$G_h = \frac{p_h V}{R_h T}$$

$$G_{kk} = \frac{p_k V}{R_k T}$$

$$\text{Do đó: } d = \frac{p_h}{p_k} \cdot \frac{R_k}{R_h}$$

Thay $R_h = \frac{8314}{18} \text{ J/kg}^\circ\text{K}$; $R_k = \frac{8314}{29} \text{ J/kg}^\circ\text{K}$ và $p_k = p - p_h$ vào phương trình trên ta có:

$$d = 0,622 \frac{p_h}{p - p_h} = 0,622 \frac{p_{Phmax}}{p - p_{Phmax}} \quad \text{kg/kgkk}$$

hoặc

$$d = 622 \frac{p_{Phmax}}{p - p_{Phmax}} \quad \text{g/kgkk} \quad (7.4)$$

Đôi khi còn dùng một thông số khác gọi là độ bão hòa:

$$\psi = \frac{d}{d_{max}}$$

7.2.4. Entanpi của không khí ẩm

Gọi I là entanpi của không khí ẩm, i_k là entanpi của không khí khô, i_h là entanpi của hơi nước, ta có:

$$I = i_k + (d \times i_h) \quad (7.5)$$

Để thuận tiện trong sử dụng, entanpi của không khí ẩm được tính ứng với 1 kg không khí khô.

Nếu qui ước chọn điểm gốc tại $t = 0^\circ\text{C}$ và $p = 101,325 \text{ kPa}$ thì:

$$i_k = 1,006 t \quad (7.6)$$

$$i_h = 2500,77 + 1,84 t \quad (7.7)$$

Ở đây

i_k - entanpi của không khí khô có trong không khí ẩm đang khảo sát, kJ/kgkk.

i_h - entanpi của hơi nước ở trạng thái quá nhiệt (hay bão hòa khô) có trong không khí ẩm đang khảo sát, kJ/kg hơi nước.

t - nhiệt độ không khí ẩm, °C.

Như vậy từ công thức (7.5), entanpi của không khí ẩm được tính:

$$I = 1,006t + d(2500,77 + 1,84t) \quad (7.8)$$

Trong đó

I - entanpi của không khí ẩm, kJ/kgkk

d - độ chứa hơi, kg/kgkk.

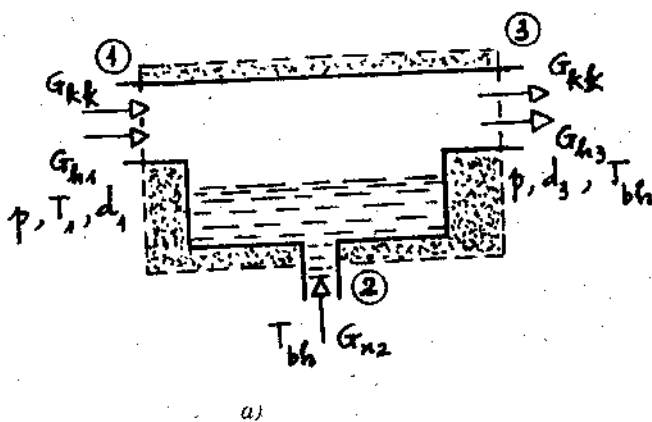
Để thuận tiện trong tính toán thường dùng công thức sau:

$$I = t + (2500 + 2t)d \quad (7.9)$$

§ 7.3. QUÁ TRÌNH BẢO HÒA ĐOẠN NHIỆT VÀ NHIỆT ĐỘ NHIỆT KẾ UỐT

7.3.1. Quá trình bảo hòa đoạn nhiệt

Thiết bị để tạo nên quá trình bảo hòa đoạn nhiệt được thể hiện trên hình 7.2. Trên quan điểm truyền nhiệt và truyền chất chúng ta nhận thấy thiết bị này được cách nhiệt rất tốt (không có trao đổi nhiệt với môi trường xung quanh), nước được cấp vào thiết bị luôn được giữ ở mức nhất định, không khí được cấp vào và sau khi tiếp xúc với nước để nhận ẩm rồi được thoát ra cửa đối diện ở trạng thái không khí ẩm bão hòa với áp suất và nhiệt độ đã biết.



Hình 7.2

a) Sơ đồ nguyên lý thiết bị

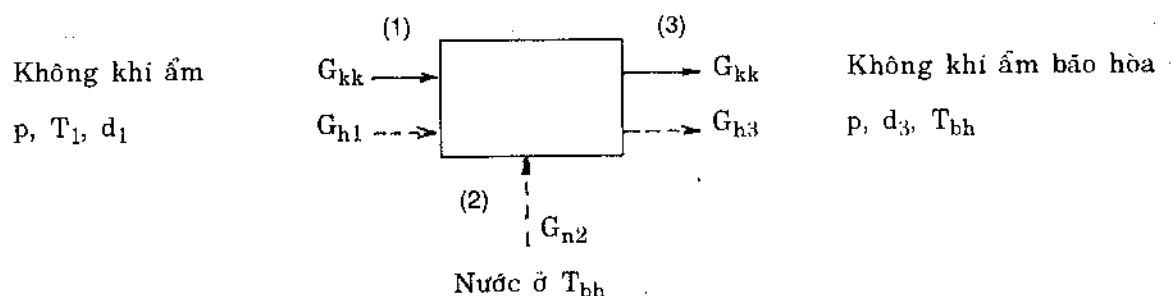
b) Các trạng thái của nước và hơi nước (2- Trạng thái nước bổ sung ở cửa 2; 1- Trạng thái hơi nước ở cửa vào 1; 3- Trạng thái hơi nước trong không khí ẩm cửa ra 3)

Nếu không khí ẩm đưa vào thiết bị là không khí ẩm chưa bão hòa ($\varphi < 100\%$), nó tiếp xúc với nước và nước sẽ bốc hơi vào không khí ẩm. Năng lượng cần thiết để nước bốc hơi được lấy từ không khí ẩm, do đó nhiệt độ của hỗn hợp sẽ giảm dần trong quá trình không khí ẩm chảy qua tiếp xúc với bề mặt nước, nếu chiều dài của quá trình tiếp xúc đủ mức độ

cần thiết thì không khí ẩm ra khỏi thiết bị sẽ là không khí ẩm bão hòa ($\varphi = 100\%$). Vì quá trình bốc hơi của nước vào không khí ẩm không có trao đổi nhiệt với môi trường xung quanh nên nhiệt độ không khí ẩm ra (ở trạng thái bão hòa) sẽ thấp hơn nhiệt độ của không khí ẩm vào (ở trạng thái bão hòa), nhiệt độ của không khí ẩm ra được gọi là nhiệt độ bão hòa đoạn nhiệt.

Chúng ta hãy xem xét quá trình bão hòa đoạn nhiệt trong điều kiện ổn định và bỏ qua sự biến thiên động năng và thế năng.

Phương trình bảo toàn khối lượng như sau:



Khối lượng không khí khô G_{kk} của vào 1 và cửa ra 3 không có gì thay đổi ($G_{kk} = \text{const}$), còn lượng hơi nước ở cửa vào và cửa ra có thay đổi do lượng nước đưa từ cửa 2 và bốc hơi vào không khí ẩm để tạo không khí ở cửa ra 3 là ở trạng thái bão hòa, do đó ta có:

$$G_{k1} = G_{k2} = G_{kk} \text{ (không khí khô)}$$

$$G_{h1} + G_{n2} = G_{h3} \text{ (nước và hơi nước)}$$

Mặt khác $G_{h1} = d_1 G_{kk}$ và $G_{h2} = d_2 G_{kk}$ nên

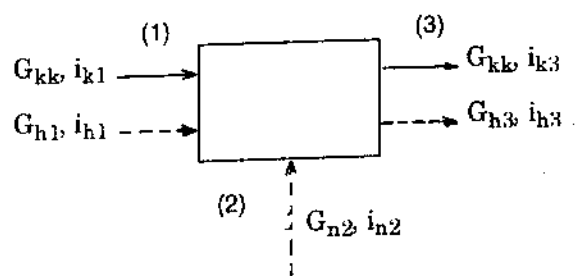
$$G_{n2} = G_{kk}(d_2 - d_1) \quad (7.10)$$

G_{kk} - khối lượng không khí khô

G_h - khối lượng hơi nước

G_n - khối lượng nước bốc hơi vào không khí ẩm.

Phương trình định luật 1 viết cho hệ như sau:



$$G_{kk}i_{k1} + G_{h1}i_{h1} + G_{n2}i_{n2} = G_{kk}i_{k3} + G_{h3}i_{h3}$$

Vì $G_{h1} + G_{n2} = G_{h3}$ nếu chọn $G_{kk} = 1\text{kg}$ thì $G_{h3} = d_3$; $G_{h1} = d_1$ và $G_{n2} = (d_3 - d_1)$ nên:

$$i_{k1} - i_{k3} = d_3 i_{h3} - d_1 i_{h1} - (d_3 - d_1) i_{n2}$$

mặt khác $i_{h3} - i_{n2} = r_3$ (ẩn nhiệt hóa hơi), do đó

$$c_{pk}(T_1 - T_3) = d_3 r_3 - d_1 (i_{h1} - i_{n2})$$

$$d_1 = \frac{c_{pk}(T_3 - T_1) + d_3 r_3}{i_{h1} - i_{n2}} \quad (7.11)$$

Đối với không khí khô ở áp suất khí trời có thể gần đúng xem $c_{pk} = 1 \text{ kJ/kg độ}$, với nước $c_{pn} \approx 4,18 \text{ kJ/kg độ}$, giá trị r_3 là ẩn nhiệt hóa hơi tìm từ bảng hơi nước, phương trình (7.11) có thể viết lại như sau:

$$d_1 = \frac{c_{pk}(T_3 - T_1) + d_3 r_3}{i_{h1} - c_{pn} T_2} \quad (7.12)$$

Để tìm độ ẩm tương đối φ_1 ta có thể suy luận như sau:

$$\varphi = \frac{G_h}{G_{hbh}} = \frac{d \times G_{kk}}{G_{hbh}} = d \frac{G_{kk}}{G_{hbh}}$$

mà $p_k V = G_{kk} R_k T \rightarrow G_k = \frac{p_k V}{R_k T}$

$$p_{hbh} V = G_{hbh} R_h T \rightarrow G_{hbh} = \frac{p_{hbh} V}{R_h T}$$

$$G = \rho V = \frac{V}{v}$$

Do đó

$$\varphi = d \frac{G_{kk}}{G_{hbh}} = d \frac{v_{hbh}}{v_k} = d \frac{R_h}{R_k} \frac{p_k}{p_{hbh}}$$

$$R_k = \frac{8314}{28,93} = 287,27 \quad \text{J/kg độ}$$

$$R_h = \frac{8314}{18} = 461,9 \quad \text{J/kg độ}$$

$$\varphi = 1,6079 \frac{p_k}{p_{hbh}} d = \frac{1,6079(p - p_h)d}{p_{hbh}}$$

$$\varphi = 1,6079 \left(\frac{p}{p_{hbh}} - \varphi \right) d \quad (7.13)$$

Ở đây

p - áp suất của không khí ẩm

p_{hbh} - phân áp suất hơi nước bão hòa ở nhiệt độ T của không khí ẩm (tìm được từ bảng

hơi nước theo T). Giải phương trình (7.13) tìm được:

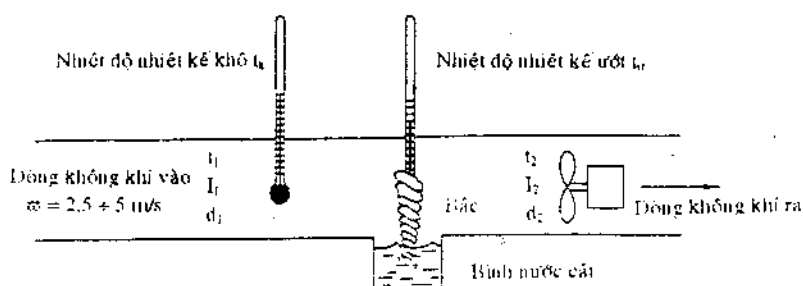
$$d = 0,6219 \frac{\varphi}{p / p_{bh} - \varphi} \quad (7.14)$$

$$\varphi = \frac{d}{(0,6219 + d) p_{bh}} \quad (7.15)$$

(công thức (7.14) có thể suy trực tiếp từ công thức (7.4)).

7.3.2. Nhiệt độ nhiệt kế ướt

Trên thực tế, biết độ ẩm tương đối của không khí là rất cần thiết đối với kỹ thuật điều hòa không khí, kỹ thuật sấy, điều tiết không khí ...; một phương pháp cơ bản thường được ứng dụng là xác định độ ẩm tương đối theo nhiệt độ nhiệt kế khô t_k và nhiệt độ nhiệt kế ướt t_u . Nhiệt độ nhiệt kế khô được đo bằng nhiệt kế thông thường và nó chỉ nhiệt độ của môi trường không khí cần đo, nhiệt độ nhiệt kế ướt là nhiệt độ được đo bởi 1 nhiệt kế mà bầu đo bọc bằng 1 bậc vải cotton sạch được nhúng nước, thiết bị này về nguyên lý cấu tạo được thể hiện trên hình 7.3.



Hình 7.3 Nguyên lý thiết bị đo độ ẩm φ bằng t_k và t_u

Khi dòng không khí (chưa bão hòa) thổi qua bắc được thấm nước, nước trên bắc quanh bầu ướt sẽ bốc hơi, nhiệt lượng sử dụng để bốc hơi được nhận từ môi trường xung quanh bầu ướt nên nhiệt độ bầu ướt t_u sẽ thấp hơn nhiệt độ môi trường không khí cần đo là t_k . Sự thấp hơn nhiều hay ít phụ thuộc vào khả năng bốc hơi của bắc quanh bầu ướt, tức phụ thuộc vào độ ẩm tương đối φ (φ càng nhỏ thì $\Delta t = t_k - t_u$ càng lớn, khi $\varphi = 100\%$ thì $\Delta t = 0$). Mặc dù quá trình truyền nhiệt và truyền chất có khác chút ít nhưng nhiệt độ nhiệt kế ướt t_u có thể xem bằng nhiệt độ bão hòa đoạn nhiệt (sự sai biệt có thể bỏ qua vì rất nhỏ).

Dụng cụ để đo độ ẩm tương đối của không khí được gọi chung là ẩm kế (psychrometer hoặc hydrometer). Threlkeld (1970) đã tìm cách phân tích tỉ mỉ quá trình truyền nhiệt và truyền chất của nhiệt kế quay (sling psychrometer, dòng không khí chuyển động có thể thực hiện được nhờ quạt hoặc dùng tay quay ẩm kế). Khi tốc độ dòng không khí $\omega = 2,5 + 5 \text{ m/s}$ thì nhiệt độ nhiệt kế ướt chỉ xem như nhiệt độ bão hòa đoạn nhiệt. Nếu biết được nhiệt độ nhiệt kế khô t_k , nhiệt độ nhiệt kế ướt t_u thì có thể xác định được độ ẩm tương đối theo phương trình sau:

$$\varphi = \frac{P_{bh}(T_u) - P_m}{P_{bh}(T_k)} \quad (7.16)$$

Trong đó

$P_{bh}(T_u)$ = áp suất bão hòa ở nhiệt độ bầu ướt T_u (đơn vị là °K)

$P_{bh}(T_k)$ = áp suất bão hòa ứng với nhiệt độ nhiệt kế khô T_k (°K)

p_m được xác định theo phương trình sau:

$$P_m = p \left(\frac{T_k - T_u}{1514} \right) \left(1 + \frac{T_u - 273,2}{873} \right) \quad (7.17)$$

$$P_{bh}(T) = p_{th} 10^{K(1 - T/T_{th})} \quad (7.18)$$

Ở đây $P_{bh}(T)$ là áp suất bão hòa của nước ở nhiệt độ T , sử dụng để tìm giá trị $P_{bh}(T_u)$ và $P_{bh}(T_k)$ trong công thức (7.16).

$p_{th} = 22,1$ MPa là áp suất tối hạn của nước và nhiệt độ tối hạn $T_{th} = 647,3^\circ K$.

Hệ số K phụ thuộc theo nhiệt độ và xác định bởi phương trình:

$$K = 4,39553 - 6,2442 \left(\frac{T}{1000} \right) + 9,953 \left(\frac{T}{1000} \right)^2 - 5,151 \left(\frac{T}{1000} \right)^3 \quad (7.19)$$

T được chọn tùy theo trường hợp tính cho nhiệt kế khô T_k hoặc nhiệt kế ướt T_u (đơn vị là °K).

7.3.3. Ẩm kế (psychrometer hoặc Hydrometer)

Như ta đã biết ẩm kế là dụng cụ để đo độ ẩm tương đối $\varphi(\%)$ của không khí ẩm, có nhiều chủng loại khác nhau, sau đây sẽ trình bày 1 số dụng cụ thường sử dụng và 1 số vấn đề cần lưu ý khi sử dụng để bảo đảm độ chính xác và tránh hư hỏng đáng tiếc.

a) Ẩm kế khô ướt

Dụng cụ này được sử dụng rất phổ cập, nguyên lý hoạt động đã được trình bày ở phần trên

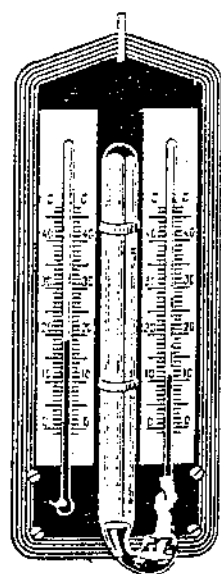
* Ẩm kế tĩnh

Hình dạng của ẩm kế này được thể hiện trên hình 7.4

Về nguyên tắc chúng có 2 nhiệt kế rất đồng nhất, một nhiệt kế là nhiệt kế khô, một nhiệt kế khác được bọc bằng bông cotton nhúng ướt để đo nhiệt độ nhiệt kế ướt, khoảng cách giữa mức nước và bầu ướt cần đặt cách một khoảng từ $2 \div 3$ cm. Khi đo cần lưu ý các điểm sau:

Bấc làm bằng sợi cotton thấm nước tốt, phải giữ sạch, bọc một lớp vừa phải quanh bầu ướt (không nên bọc quá dày).

Nước sử dụng trong bình chứa nước phải là nước sạch (không có khoáng chất) tốt nhất nên sử dụng nước cất.



Hình 7.4. Ẩm kế khô ướt dạng tĩnh (ẩm kế tĩnh)

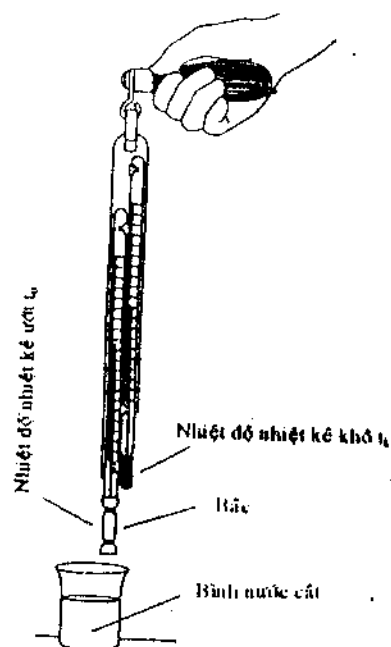
Khi đo cần che chắn các dòng khí thổi mạnh, và bức xạ trực tiếp chiếu vào bầu ướt và bầu ướt. Chờ khoảng 10 ÷ 15 phút sau sẽ đọc giá trị nhiệt độ nhiệt kế khô t_k và nhiệt độ nhiệt kế ướt t_w từ đây có thể xác định được độ ẩm φ (cho bằng đồ thị hoặc bằng bảng số đọc trên ẩm kế).

*** Ẩm kế quay (sling psychrometer)**

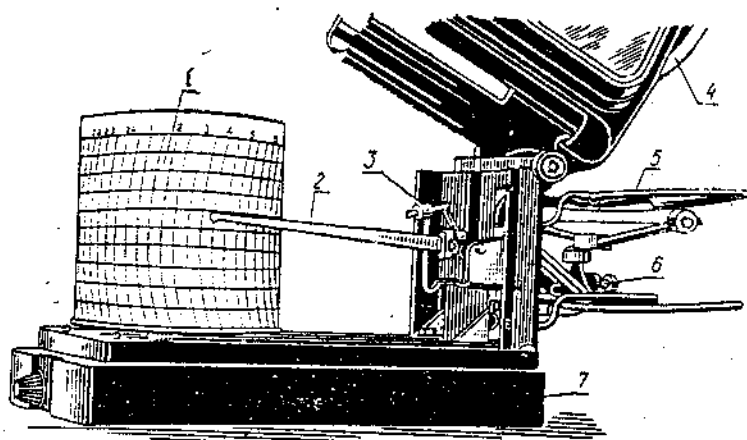
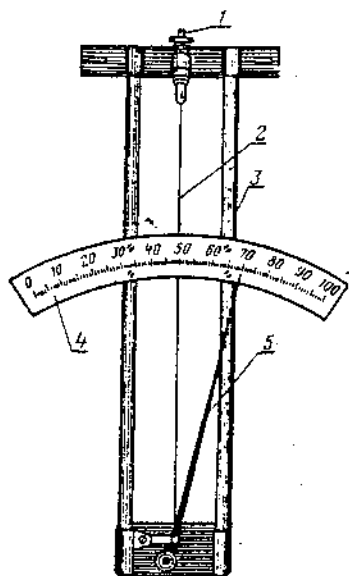
Ẩm kế này có độ chính xác cao hơn ẩm kế tĩnh, về kết cấu có nhiều dạng khác nhau do phải tạo dòng không khí qua bầu ướt khoảng 2,5 m/s (có thể thực hiện bằng cách lấy tay quay ẩm kế quanh trục hoặc bằng mô tơ quay quạt). Một nhiệt kế là nhiệt kế khô, nhiệt kế còn lại có bầu được nhúng ướt trước khi quay sẽ chỉ t_w . Biết t_k và t_w chúng ta có thể tìm được độ ẩm φ bằng đồ thị I-d hoặc t-d.

b) Ẩm kế cơ khí

Ẩm kế cơ khí hoạt động trên nguyên lý là một số vật liệu khi hấp thu hơi nước trong không khí ẩm sẽ có độ co giãn khác nhau tùy theo mức độ hấp thu lượng ẩm, đồng thời qua một hệ thống truyền động để làm quay kim chỉ thị $\varphi(\%)$ hoặc tự ghi. Vật liệu thường dùng là tóc hoặc lông súc vật (đã qua xử lý kỹ thuật) hoặc vật liệu plastic polymers như nylon ribbon, natural fibers, gỗ ... Phổ cập nhất là loại ẩm kế tóc (về hình thức có nhiều dạng khác nhau về kết cấu) thể hiện trên hình 7.8.



Hình 7.5. Ẩm kế quay (sling psychrometer)



Hình 7.8. Ẩm kế tóc
a) Ẩm kế chỉ thị ; b) Ẩm kế tự ghi

Khi sử dụng loại ẩm kế này cần lưu ý đến phạm vi nhiệt độ sử dụng (thường qui định trên đồng hồ), đối với ẩm kế tóc thường có nhiệt độ sử dụng $t < 60^{\circ}\text{C}$. Một điều cần lưu ý thêm là đối với những dụng cụ thường xuyên đo ở khu vực có độ ẩm φ nhỏ, thỉnh thoảng phải có sự hồi phục tinh giãn nở tránh hiện tượng chai của sensor, để thực hiện điều này có thể dùng 1 khăn bông thấm ướt và vắt sơ bộ, sau đó bọc kín đồng hồ, độ ẩm không khí trong vùng bọc kín bởi khăn ướt sẽ đạt đến trạng thái bão hòa $\varphi = 100\%$ sau khoảng 20 ÷ 30 phút, đây cũng là mốc để chúng ta chỉnh lại kim đồng hồ chỉ thị $\varphi = 100\%$ (thời gian hồi phục khoảng 1 ÷ 2 giờ).

* Ẩm kế điện tử

Ẩm kế điện tử thực hiện trên nguyên lý: Khi độ ẩm không khí thay đổi thì điện trở, điện dung hoặc một số thông số khác về điện thay đổi tương ứng, tín hiệu về điện (Sensor) được đưa qua bộ khuếch đại và chỉ thị để thể hiện độ ẩm tương ứng (bằng hiện số).

Mỗi dụng cụ đo độ ẩm đều có những đặc điểm riêng do đó khi sử dụng cần phải có sự tìm hiểu kỹ để sử dụng cho thích hợp.

Ví dụ 7.1.

Ẩm kế khô ướt quay (Sling psychrometer) đo được nhiệt độ nhiệt kế khô $t_k = 30^{\circ}\text{C}$ và nhiệt độ nhiệt kế ướt $t_u = 20^{\circ}\text{C}$. Xác định độ ẩm không khí và độ chứa hơi.

Giải

Từ phương trình (7.12) ta có:

$$d_1 = \frac{c_{pk}(T_u - T_k) + d_u r}{i_{h1} - i_{n2}}$$

Để tìm d_u chúng ta sử dụng công thức (7.14)

$$d = 0,6219 \frac{\varphi}{(p / p_{bh} - \varphi)}$$

Không khí ở quanh bầu ướt là không khí ở trạng thái bão hòa đoạn nhiệt nên $\varphi = 100\%$, nhiệt độ là 20°C , xem áp suất khí trời $p = 1 \text{ at} = 0,98 \text{ bar}$.

Từ bảng tính chất nhiệt động của hơi nước ở trạng thái bão hòa ứng với $t_u = t_s = 20^{\circ}\text{C}$ tìm được:

$$p_{bh}(T_u) = 0,02337 \text{ bar và } r = 2454 \text{ kJ/kg}$$

$$d_u = 0,6219 \frac{1}{(0,98 / 0,02337 - 1)} = 0,01518 \text{ kg/kgkk}$$

$$i_{h1} = 2500,77 + 1,84 t_k = 2500,77 + 1,84 \times 30 = 2555,97 \text{ kJ/kg}$$

Xem nhiệt dung riêng của nước $c_{pn} = 4,18 \text{ kJ/kg độ}$

$$i_{n2} = c_{pn} t_u = 4,18 \times 20 = 83,6 \text{ kJ/kg}$$

Xem nhiệt dung riêng của không khí $c_{pk} \approx 1 \text{ kJ/kg}$ ta có:

$$d_1 = \frac{1 \times (-10) + 0,01518 \times 2454}{2555,97 - 83,6} = 0,01102 \text{ kg/kgkk}$$

Từ phương trình (7.15) có:

$$\varphi_1 = \frac{d_1}{(0,6219 + d_1)} \frac{p}{p_{bh}}$$

Với $t_k = 30^\circ\text{C}$ tra bảng hơi nước tìm được $p_{bh} = 0,04241 \text{ bar}$

$$\varphi_1 = \frac{0,01102}{0,6219 + 0,01102} \times \frac{0,9807}{0,04241} = 0,403 (40,3 \%)$$

(kết quả tương tự cũng có thể tìm từ đồ thị t-d với $t_u = 20^\circ\text{C}$ và $t_k = 30^\circ\text{C}$)

Ví dụ 7.2.

Xác định độ ẩm của không khí khi ẩm kế Sling psychrometer đo được $t_k = 204^\circ\text{F}$ và $t_u = 190^\circ\text{F}$. Áp suất khí trời $p = 101 \text{ kPa}$.

Giải

$$T_k = 204^\circ\text{F} = 369^\circ\text{K}$$

$$T_u = 190^\circ\text{F} = 361^\circ\text{K}$$

$$p = 101 \text{ kPa} = 0,98 \text{ bar} = 0,098 \text{ MPa}$$

Từ phương trình (7.19) ta tính được:

$$K(T_k) = K(369^\circ\text{K}) = 3,18814$$

$$K(T_u) = K(361^\circ\text{K}) = 3,19611$$

giá trị $p_{bh}(T_k)$ và $p_{bh}(T_u)$ tìm từ phương trình (7.18):

$$p_{bh}(T_k) = 22,1 \times 10^3 \cdot 3,18814 (1 - 647,3/369) = 0,0868 \text{ MPa}$$

$$p_{bh}(T_u) = 22,1 \times 10^3 \cdot 3,19611 (1 - 647,3/361) = 0,0643 \text{ MPa}$$

$$\begin{aligned} p_m &= p \left(\frac{T_k - T_u}{1514} \right) \left(1 + \frac{T_u - 273,2}{873} \right) \\ &= 0,098 \left(\frac{369 - 361}{1514} \right) \left(1 + \frac{361 - 273,2}{873} \right) = 0,568 \cdot 10^{-3} \text{ MPa} \end{aligned}$$

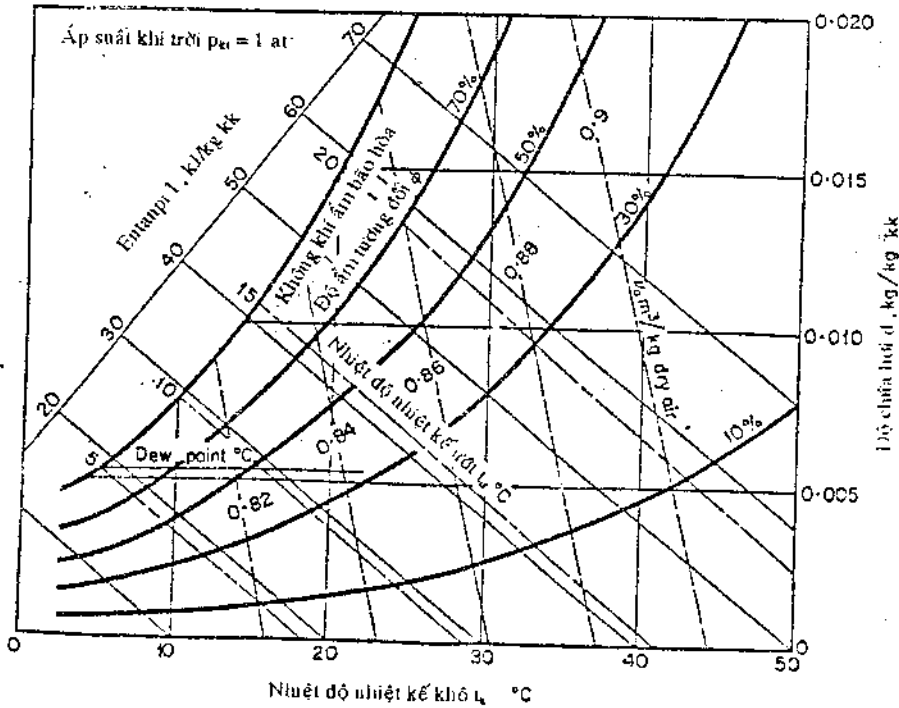
$$\begin{aligned} \varphi &= \frac{p_{bh}(T_u) - p_m}{p_{bh}(T_k)} = \frac{0,0643 - 0,568 \cdot 10^{-3}}{0,0868} \\ &= 0,74 (74\%). \end{aligned}$$

§ 7.4. ĐỒ THỊ KHÔNG KHÍ ẨM (PSYCHROMETRIC CHART)

Đồ thị không khí ẩm được sử dụng rất phổ biến trong quá trình tính toán về điều tiết không khí, điều hòa nhiệt độ, quá trình sấy ... Phương pháp đồ thị có ưu điểm là sử dụng dễ dàng, có thể một cách trực quan nhận thấy những đặc tính của không khí ẩm trong các quá trình thực hiện. Có 2 loại đồ thị thường được sử dụng là đồ t-d và đồ thị I-d. Sau đây chúng ta sẽ xem xét cụ thể từng loại đồ thị về cấu trúc và cách sử dụng.

7.4.1. Đồ thị t-d

Đồ thị được Carrier xây dựng năm 1919 và thường gọi là đồ thị Carrier, đồ thị hiện nay được sử dụng rất phổ cập khi tính toán hệ thống điều hòa nhiệt độ, điều tiết không khí. Về cấu trúc đồ thị thể hiện trên hình 7-9.



Hình 7-9. Đồ thị không khí ẩm t-d

Phương pháp xây dựng đồ thị được thực hiện như sau:

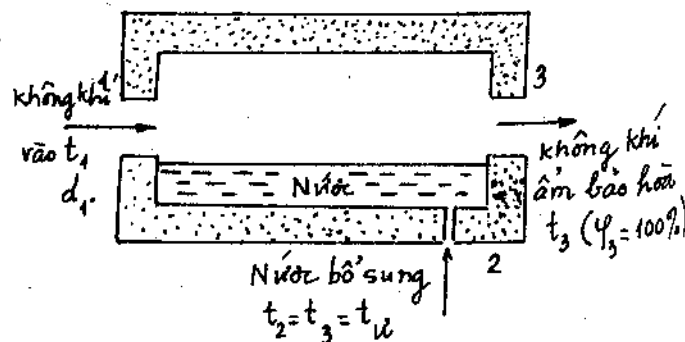
Từ phương trình (7-14)

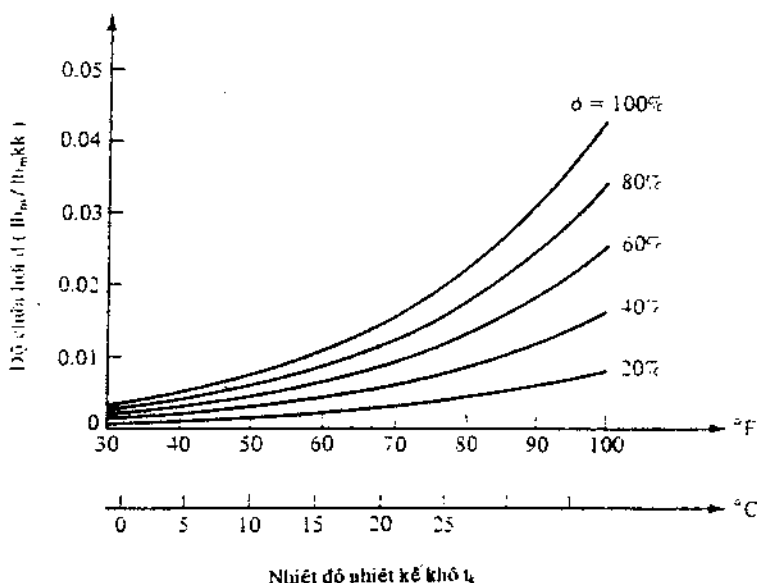
$$d = 0,6219 \frac{\varphi}{P / P_{bh} - \varphi}$$

nếu xây dựng ở điều kiện áp suất khí trời là $p = 1 \text{ at} = 14,7 \text{ psi}$ thì $p = \text{const}$, P_{bh} là phân áp suất bão hòa của hơi nước ứng với nhiệt độ không khí ẩm T_k (tìm quan hệ từ bản hơi nước), do đó P_{bh} thực chất được thể hiện qua T_k . Giữ cho φ với từng giá trị không đổi khác nhau sẽ thiết lập được quan hệ $d = f(T_k)$ ứng với $\varphi = \varphi_1 = \text{idem}$, tiếp tục bằng cách này thiết lập được đồ thị như hình 7-10

Để xây dựng tiếp mạng đường ứng với nhiệt độ nhiệt kế $t_u = \text{const}$ ta có thể thực hiện theo phương pháp thiết lập quan hệ $d = f(t_k)$ khi giữ nhiệt độ nhiệt kế ướt $t_u = \text{const}$.

Từ phương trình quan hệ (7-12) thiết lập cho trường hợp xét, ta có:





Hình 7-10. Đồ thị không khí ẩm thiết lập quan hệ giữa d , T , φ ở áp suất $p = 101 \text{ KPa}$ ($14,7 \text{ psi}$)

$$d_1 = \frac{c_{pk}(T_3 - T_1) + d_3 r_3}{i_{h1} - c_{pn} T_2} \quad (a)$$

Ở đây $T_2 = T_3 = T_u$

Ví dụ ở điều kiện áp suất khí trời $p_{kt} = 1 \text{ at}$ ($= 14,7 \text{ psi}$), xét điều kiện $t_u = \text{const} = 70^\circ\text{F}$, như vậy $t_3 = t_2 = 70^\circ\text{F}$, với nhiệt độ $t_u = 70^\circ\text{F}$ sẽ tìm được ẩn nhiệt hóa hơi $r_3 = f(t_u)$ từ bảng hơi nước. Ứng với mỗi giá trị t_k ($t_k > t_u$) tìm được giá trị $i_{h1} = 2500,77 + 1,84 t_k$. Giá trị d_3 trong phương trình (a) tìm được như sau: Trạng thái 3 là trạng thái không khí ẩm bão hòa đoạn nhiệt ($t_3 = t_u = 70^\circ\text{F}$, $\varphi_3 = 1 = 100\%$), từ công thức:

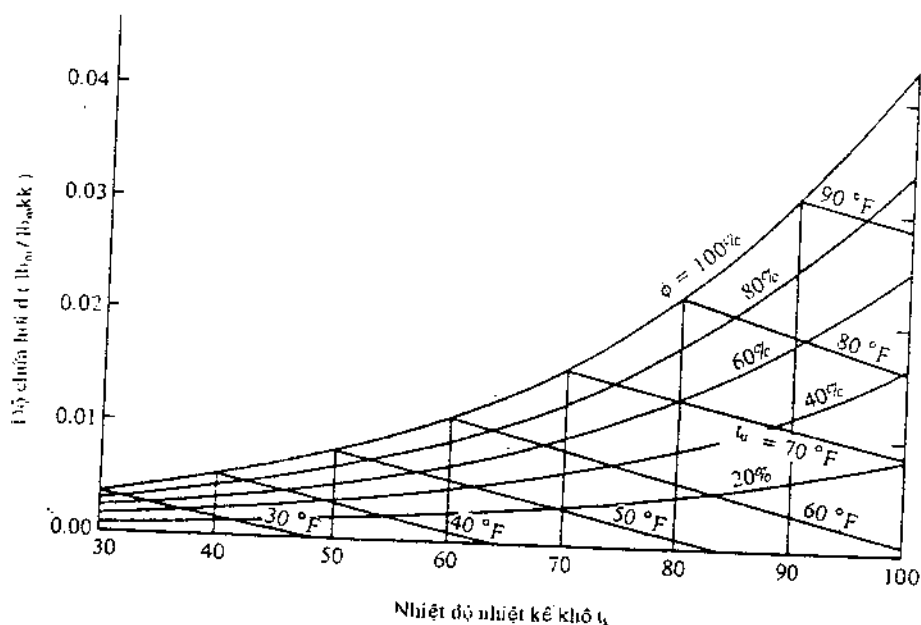
$$\varphi = \frac{d}{(0,6219 + d) p_{hh}} \quad (b)$$

Xét ứng với trạng thái 3 là $\varphi_3 = 1$, $p_{hh3} = f(t_u)$ tìm từ bảng hơi nước, $p = p_{kt} = 1 \text{ at}$ ($= 14,7 \text{ psi} = 0,98 \text{ bar}$), thay tất cả vào phương trình (b) có

$$1 = \frac{d_3}{(0,6219 + d_3) p_{hh3}} \quad (c)$$

Thay giá trị d_3 từ phương trình (c) vào phương trình (a) sẽ tìm được d_1 . (vì $c_{pk} \approx 1 \text{ kJ/kg độ}$, $c_{pn} \approx 4,18 \text{ kJ/kg độ}$). Cho t_k những giá trị thay đổi khác nhau, bằng phương pháp trên sẽ thiết lập được quan hệ $d = f(t_k)$ khi ứng với $t_u = \text{const} = 70^\circ\text{F}$.

Thay đổi giá trị $t_u = \text{const}$ khác (ví dụ $t_u = 60^\circ\text{F}$...) bằng phương pháp trên vẽ được đường quan hệ $d_1 = f(t_k)$, tiếp tục như vậy ta vẽ tiếp mạng đường ứng với $t_u = \text{const}$ trên hình vẽ của đồ thị t - d hình 7-11.

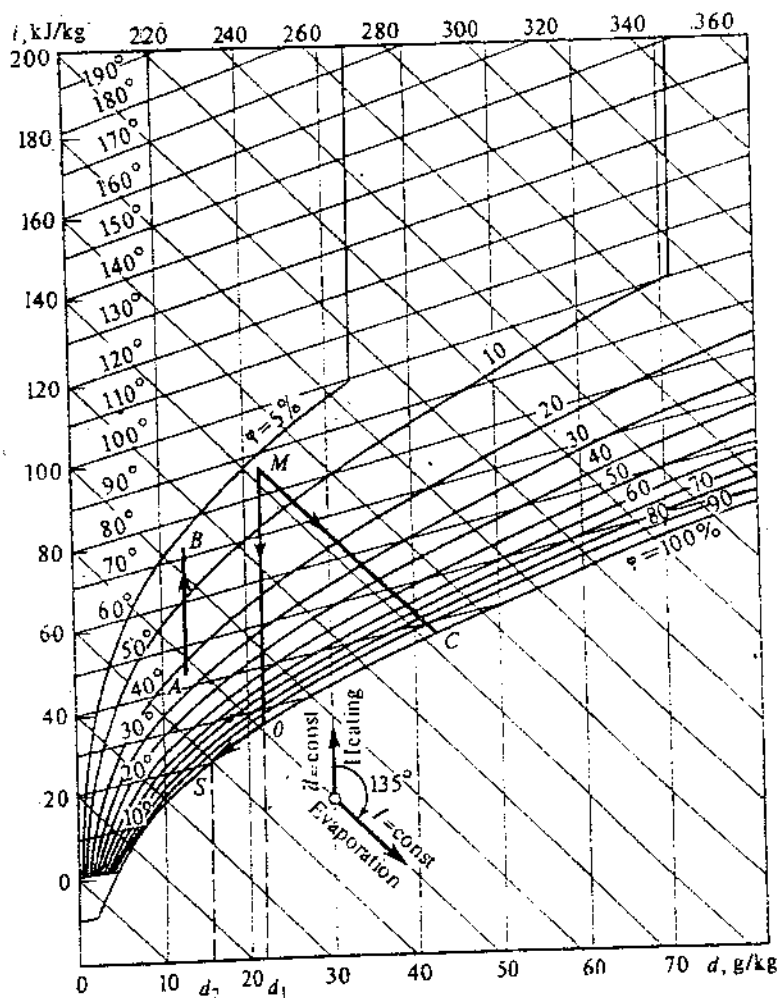


Hình 7-11. Đồ thị t-d.

Bằng phương pháp tương tự chúng ta xây dựng tiếp các thông số khác trên đồ thị và cuối cùng có đồ thị t-d hoàn chỉnh như trên hình 7-9 (đồ thị tính toán đầy đủ để tra cứu cho ở phần phụ lục).

7.4.2. Đồ thị I-d

Đồ thị này được gọi là đồ thị Mollier, dạng cụ thể của đồ thị được thể hiện trên hình 7-12. Khi biết hai trong năm thông số (biểu thị trên đồ thị là: nhiệt độ t , độ ẩm ϕ , áp suất riêng phần của hơi nước p_h , độ chứa hơi d và entanpi I) ta có thể xác định được trạng thái không khí ẩm trên đồ thị và đọc được giá trị các thông số còn lại, ngoài ra từ đồ thị cũng tìm được nhiệt độ nhiệt kế ướt và nhiệt độ đọng sương t_{ds} . Ví dụ không khí ẩm ở trạng thái 1 có nhiệt độ $t_1 = 30^\circ\text{C}$ và độ ẩm $\phi_1 = 60\%$ thì giao điểm của đường $t_1 = 30^\circ\text{C} = \text{const}$ (đường thẳng hơi chéo lên xuất phát từ trục tung ở 30°C) và đường cong $\phi_1 = 60\% = \text{const}$ (đường cong úp xuống có ghi 60%) cho ta xác định trạng thái 1. Từ điểm 1 hạ đường thẳng đứng xuống trục hoành đọc được giá trị d_1 , đường này cắt đường $\phi = 100\%$ tại đây xem đường nhiệt độ nào đi qua điểm này sẽ biết được nhiệt độ đọng sương. Đường $I = \text{const}$ nào đi qua điểm 1 sẽ đọc được giá trị entanpi của trạng thái 1 là I_1 . Nếu theo đường $I_1 = \text{const}$ đến khi cắt đường $\phi = 100\%$, đường nhiệt độ $t = \text{const}$ nào đi qua giao điểm này cho ta tìm được nhiệt độ nhiệt kế ướt t_x .



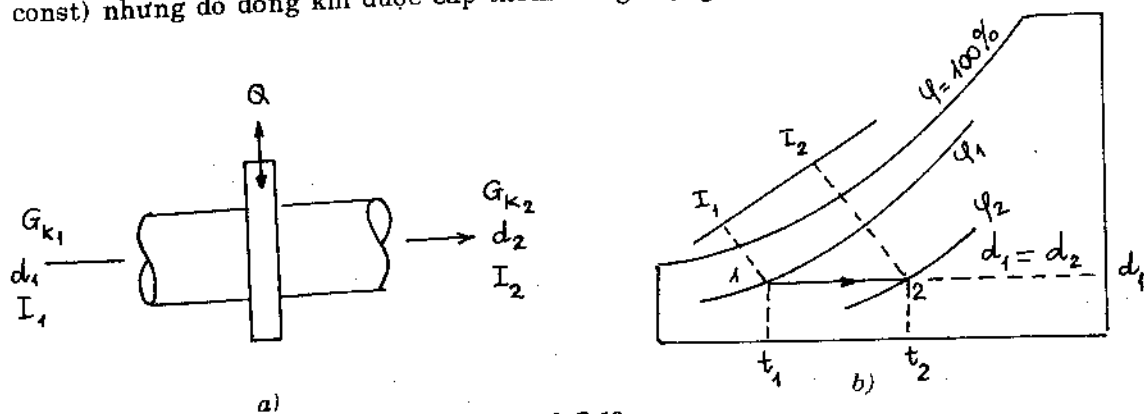
Hình 7-12. Đồ thị I-d

§ 7.5. CÁC QUÁ TRÌNH NHIỆT ĐỘNG CƠ BẢN VÀ ỨNG DỤNG

7.5.1. Quá trình gia nhiệt và làm lạnh không khí

a) Quá trình gia nhiệt

Khi cấp nhiệt Q cho dòng không khí ẩm, lượng hơi nước trong dòng khí không thay đổi ($d = \text{const}$) nhưng do dòng khí được cấp thêm năng lượng nên entanpi I và nhiệt độ T tăng



Hình 7-13

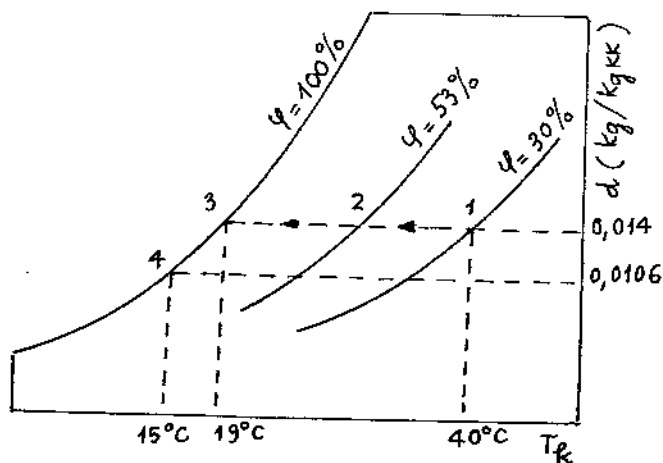
lên, độ ẩm tương đối φ giảm xuống, quá trình được thể hiện bằng đoạn 1-2 trên đồ thị hình 7-13b. Thông số của không khí ẩm ở trạng thái 1 và 2 được tìm thấy từ giá trị ghi trên đồ thị của các đường có thông số không đổi qua điểm đấy (ví dụ đường $I = \text{const}$, $\varphi = \text{const} \dots$).

Nhiệt lượng cung cấp cho quá trình gia nhiệt được tính:

$$Q = I_2 - I_1 \quad (7.20)$$

b) Quá trình làm lạnh

- Khi làm lạnh không khí trên nhiệt độ điểm sương (quá trình 1-2 trên đồ thị T-d hình 7-14), nhiệt độ không khí giảm, độ ẩm không khí tăng, entanpi giảm và độ chứa hơi không thay đổi ($d = \text{const}$). Nhiệt lượng cần làm lạnh (do máy lạnh thực hiện) cũng được tính theo công thức (7.20)



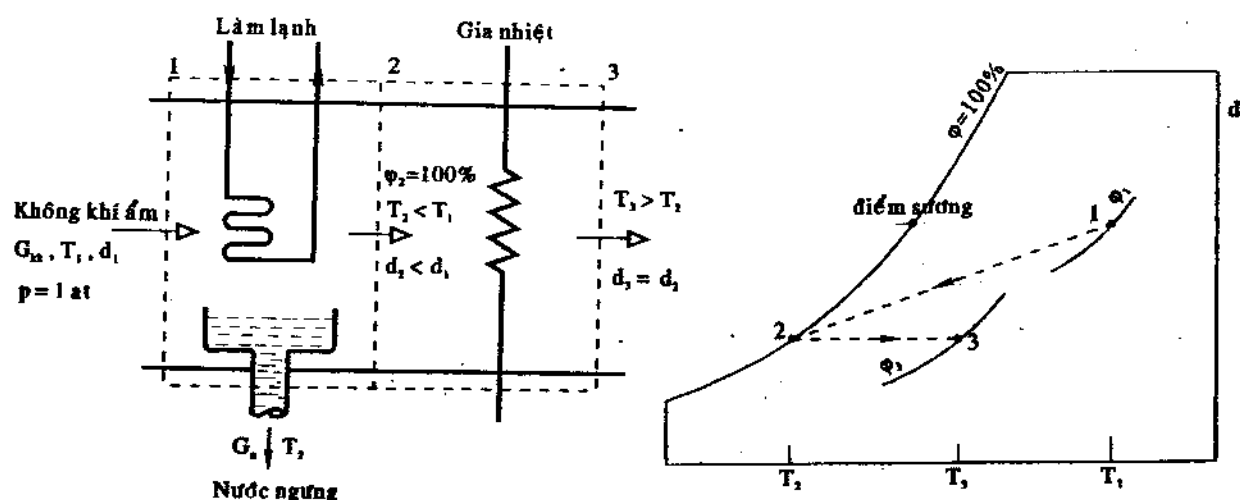
Hình 7-14

- Khi làm lạnh không khí dưới nhiệt độ điểm sương ví dụ quá trình 1-4, trước tiên không khí được làm lạnh từ trạng thái 1 đến trạng thái 3 ($t_3 = t_{ds}$) trong quá trình này $d_3 = d_1 = \text{const}$, tiếp theo là quá trình làm lạnh 3-4 (dưới nhiệt độ điểm sương) một phần hơi nước trong không khí ẩm bị ngưng tụ lại và độ chứa hơi d sẽ giảm từ d_3 xuống d_4 (khử đi một lượng ẩm $\Delta d = d_3 - d_4$). Không khí ẩm ở trạng thái 4 có độ ẩm $\varphi_4 = 100\%$ (nếu theo lý thuyết không có hiện tượng lọt gió), độ chứa hơi $d_4 < d_3$, entanpi I và nhiệt độ giảm xuống. Ví dụ như trên hình 7-4, không khí vào ở trạng thái 1 có nhiệt độ $T_1 = 40^\circ\text{C}$, $\varphi_1 = 30\%$, giao điểm của 2 đường $\varphi_1 = \text{const} = 30\%$ và đường $T_1 = T_k = \text{const} = 40^\circ\text{C}$ cho ta xác định được trạng thái 1, giống xuống trục d ta xác định được $d_1 = 0,014 \text{ kg/kgkk}$, cũng bằng phương pháp tương tự ta tìm được I_1 và nhiệt độ nhiệt kế ướt T_{1ur} (xem đồ thị hình 7-9). Nếu không khí được làm lạnh đến trạng thái 4 có $t_4 = 15^\circ\text{C}$ ($t_4 = 15^\circ\text{C} < t_3 = t_{ds} = 19^\circ\text{C}$) thì độ chứa hơi $d_4 = 0,0106 \text{ kg/kgkk}$, và một lượng hơi nước trong không khí ẩm được khử đi là $\Delta d = (d_3 - d_1) = (d_1 - d_4)$. Các thông số khác được tìm trên đồ thị theo phương pháp đã trình bày, nhiệt lượng cần làm lạnh do máy lạnh phải thực hiện là $Q = I_1 - I_4$.

c) Quá trình khử ẩm (giảm ẩm)

Quá trình này rất thường gặp trong kỹ thuật điều tiết không khí, điều hòa nhiệt độ, máy hút ẩm, máy sấy dầu..., về nguyên lý ta có các thiết bị phục vụ cho mục đích này thể hiện trên hình này 7-15.

Không khí vào ở trạng thái 1 có nhiệt độ t_1 và độ chứa hơi d_1 , sau khi qua dàn lạnh của máy lạnh nhiệt độ không khí hạ xuống T_2 dưới nhiệt độ điểm sương ($T_2 < T_{ds}$), lượng hơi nước trong không khí ẩm bị ngưng tụ một lượng là G_n chảy ra ngoài (nhiệt độ T_2), dòng không khí ẩm ra khỏi dàn lạnh (ở trạng thái 2) có nhiệt độ $T_2 < T_1$, đồng thời bị lấy đi một lượng ẩm là $\Delta d = (d_1 - d_2)$ (kg/kgkk) nên độ chứa hơi $d_2 < d_1$, độ ẩm $\varphi_2 = 100\%$ (trạng thái bão hòa, quá trình 1-2 được thể hiện bằng đường chấm chấm 1-2). Không khí ẩm bão hòa (ở trạng thái 2) sau khi qua bộ phận gia nhiệt và ra ở trạng thái 3 có $d_3 = d_2$, $T_3 > T_2$ nhưng



Hình 7-15

độ ẩm φ_3 sẽ giảm xuống, độ ẩm tương đối φ_3 nhỏ bao nhiêu tùy thuộc vào nhiệt độ T_3 (thể hiện trên đồ thị T-d).

Ví dụ 7-3.

Không khí khi vào thiết bị khử ẩm ở trạng thái 1 có nhiệt độ $t_1 = 30^\circ\text{C}$, $\varphi_1 = 50\%$, lưu lượng $V_k = 280 \text{ m}^3/\text{ph}$, không khí khi ra khỏi dàn lạnh có nhiệt độ $t_2 = 10^\circ\text{C}$ ($\varphi_2 = 100\%$), nước ngưng tụ thải ra có nhiệt độ 10°C . Tiếp theo không khí này được qua bộ gia nhiệt đến trạng thái 3 có nhiệt độ $t_3 = 30^\circ\text{C}$ để đưa đi sử dụng. Áp suất dòng khí $p = 1,013 \text{ bar}$, tổn thất ra môi trường xung quanh xem bằng 0.

Xác định:

- Lưu lượng khối lượng không khí qua thiết bị G_k (kg/ph)
- Lượng nước ngưng tụ trong 1 giờ.
- Độ ẩm của không khí khi ra khỏi thiết bị khử ẩm (trạng thái 3).
- Năng suất máy lạnh cần thực hiện.

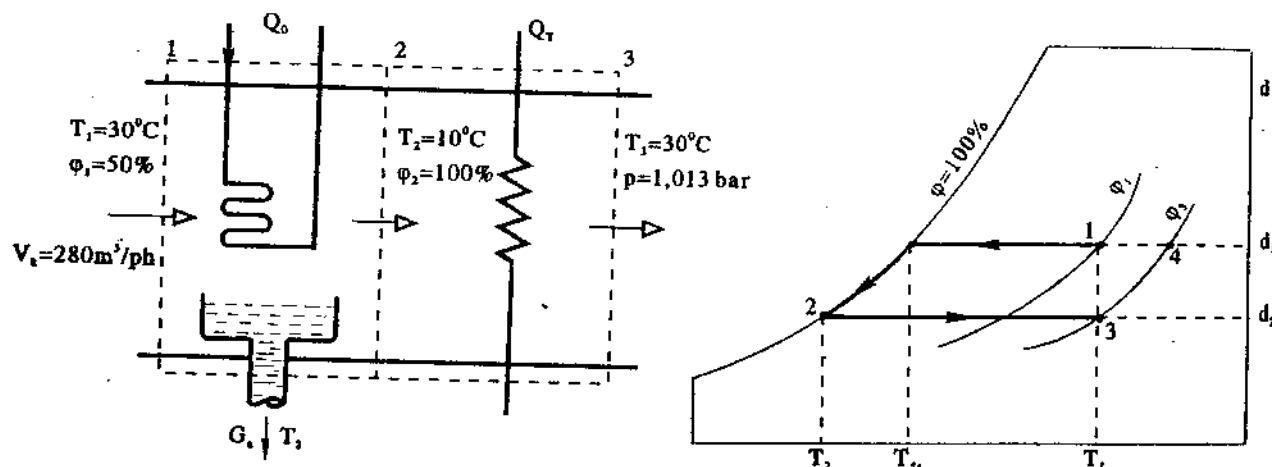
Giải.

Sơ đồ nguyên lý của thiết bị và đồ thị T-d được thể hiện như hình vẽ sau đây.

- Ở trạng thái ổn định lưu lượng không khí khô G_{kk} vào và ra không thay đổi

$$G_{kk} = \frac{V_{k1}}{v_{k1}}$$

Thể tích riêng của không khí v_{k1} có thể xác định từ phương trình trạng thái khí lý tưởng, do đó:



$$G_{kk} = \frac{V_k}{\left(\frac{8314}{\mu_k} \right) \left(\frac{T}{p_k} \right)}$$

Áp suất riêng phần của không khí khô p_k xác định theo phương trình định luật Dalton:

$$p_{k1} = p - p_{h1}$$

$$p_{h1} = \varphi_1 p_{h11}$$

p_{h11} tìm được từ bảng hơi nước bão hòa ứng với nhiệt độ $t_s = t_1 = 30^\circ\text{C}$, ta có $p_{h11}(30^\circ\text{C}) = 0,04241 \text{ bar}$

$$p_{h1} = \varphi_1 p_{h11} = 0,5 \times 0,04241 = 0,021205 \text{ bar}$$

$$p_{k1} = p - p_{h1} = 1,013 - 0,021205 = 0,99179 \text{ bar}$$

$$G_{kk} = \frac{280 \times (0,99179 \cdot 10^5)}{\frac{8314}{28,97} \times 303} = 319,35 \text{ kg/ph}$$

b) Từ phương trình cân bằng khối lượng của hệ ta có:

$$G_{h1} = G_{h2} + G_n$$

$$G_{h1} = d_1 \times G_{kk}$$

$$G_{h2} = d_2 \times G_{kk}$$

Lượng nước ngưng ứng với 1 kg không khí khô sẽ là:

$$G_n / G_{kk} = (d_1 - d_2)$$

Từ phương trình (7-4) ta có:

$$d_1 = 0,622 \frac{p_{h1}}{p - p_{h1}} = 0,622 \frac{0,0212}{0,99179} = 0,0133 \text{ kg H}_2\text{O/kgkk}$$

Ở trạng thái 2 xác định theo điều kiện $t_2 = 10^\circ\text{C}$ ($\varphi_2 = 100\%$), không khí ẩm ở trạng thái 2 là không khí ẩm bão hòa ứng với $t_s = t_2 = 10^\circ\text{C}$ (vì $t_2 < t_{ds} = 18,3^\circ\text{C}$), tương tự như trên tìm được $p_{h112} = 0,01228 \text{ bar}$.

$$d_2 = 0,622 \frac{P_{bh2}}{p - P_{bh2}} = 0,622 \frac{0,01228}{1,013 - 0,01228} = 0,0076 \text{ kg H}_2\text{O/kgkk}$$

$$\frac{G_n}{G_{kk}} = (0,0133 - 0,0076) = 0,0057 \text{ kg H}_2\text{O/kgkk}$$

Lượng nước ngưng tụ G_n :

$$G_n = 0,0057 \times 319,35 = 1,82 \text{ kg H}_2\text{O/ph} = 109,2 \text{ kg H}_2\text{O/h}$$

Nếu không khí ở trạng thái 2 được gia nhiệt trở lại đến trạng thái 3 có $t_3 = t_1 = 30^\circ\text{C}$ thì $P_{h3} = P_{bh2} = 0,01228 \text{ bar}$ ở phần trên đã tìm được từ bảng hơi nước ứng với $t_s = t_1 = 30^\circ\text{C}$ thì $P_{bh1} = 0,04241 \text{ bar} = P_{bh3}$

Do đó

$$\varphi_3 = \frac{P_{h3}}{P_{bh3}} = \frac{0,01228}{0,04241} = 0,289 \text{ (29\%)}$$

Công suất thiết bị gia nhiệt Q_T được tính:

$$Q_T = G_{kk}(I_3 - I_2)$$

Từ phương trình (7-9) tìm được I_2 và I_3 .

$$I_2 = t_2 + (2500 + 2t_2)d_2$$

$$= 10 + (2500 + 2 \times 10) \times 0,0076 = 29,15 \text{ kJ/kgkk}$$

$$I_3 = 30 + (2500 + 2 \times 30) \times 0,0076 = 49,45 \text{ kJ/kgkk.}$$

$$Q_T = 319,15 \times (49,45 - 29,15) = 6481 \text{ kJ/ph}$$

$$= 108 \text{ kw}$$

Để đạt được độ ẩm không khí $\varphi = 29\%$ chúng ta có thể thực hiện bằng biện pháp gia nhiệt cho không khí ẩm từ trạng thái 1 đến trạng thái 4, trong trường hợp này $d_1 = d_4$ và $t_4 > t_1$, để xác định được t_4 có thể thực hiện như sau:

$$d_4 = d_1 = 0,0133 = 0,622 \frac{\varphi_4 P_{bh4}}{p - \varphi_4 P_{bh4}}$$

Ở đây $\varphi_4 = 29\%$; $p = 1,013 \text{ bar}$; $d_4 = 0,0133 \text{ kg H}_2\text{O/kgkk}$ giải phương trình trên tìm được $P_{bh4} = 0,0732 \text{ bar}$.

Với $P_{bh4} = 0,0732 \text{ bar}$ từ bảng hơi nước bão hòa được

$$t_s = t_4 = 39,83^\circ\text{C} (\approx 40^\circ\text{C}).$$

c) Năng suất lạnh Q_o mà máy lạnh cần thực hiện:

$$I_1 = 30 + (2500 + 2 \times 30) \times 0,0133 = 64 \text{ kJ/kgkk}$$

$$I_2 = 29,15 \text{ kJ/kgkk}$$

$$Q_o = G_{kk}(I_1 - I_2) = 319,35(64 - 29,15)$$

$$= 11.129,3 \text{ kJ/ph} = 185,5 \text{ kW}$$

$$1 \text{ Ton lạnh} = 211 \text{ kJ/ph do đó:}$$

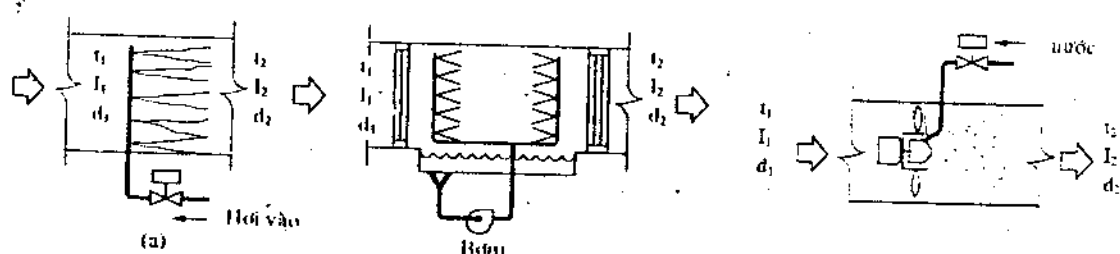
$$Q_o = 52,7 \text{ ton lạnh} = 159.746 \text{ kcal/h.}$$

Chúng ta nên nhớ rằng có nhiều phương pháp khử ẩm (giảm ẩm từ không khí ẩm), phương pháp trình bày trên là phương pháp khử ẩm bằng nhiệt, phương pháp này thường sử dụng trong kỹ thuật điều hòa không khí, điều tiết không khí, trong kỹ thuật sấy dầu và tạo nên máy hút ẩm... Ngoài ra có thể khử ẩm bằng hóa chất (thường cho qui mô nhỏ, trong không gian kín), bằng 1 số vật liệu hút ẩm (máy hút ẩm không dùng máy lạnh). Mỗi phương pháp đều có những ưu và khuyết điểm riêng nên tùy qui mô sử dụng và tính kinh tế kỹ thuật của mỗi trường hợp để xem xét lựa chọn cho thích hợp.

7.5.2. Quá trình bốc hơi, tăng ẩm

Nhiều yêu cầu của quá trình sản xuất đòi hỏi môi trường không khí trong phòng phải được xử lý để giữ nhiệt độ t và độ ẩm φ không thay đổi (tùy theo công nghệ khác nhau sẽ có yêu cầu riêng) không phụ thuộc vào sự biến đổi của môi trường ngoài, do vậy có lúc cần phải khử ẩm nhưng cũng có lúc cần phải tăng ẩm. Trong quá trình tăng ẩm, nước hoặc hơi được phun vào không khí ẩm, làm tăng độ chứa hơi và độ ẩm φ nếu không khí ẩm là không khí ẩm chưa bão hòa. Có thể phun nước lạnh, nước ở nhiệt độ bình thường, tùy điều kiện cân bằng năng lượng mà nhiệt độ ra của không khí sau xử lý có khác nhau, tuy nhiên về phương pháp tính toán hoàn toàn giống nhau.

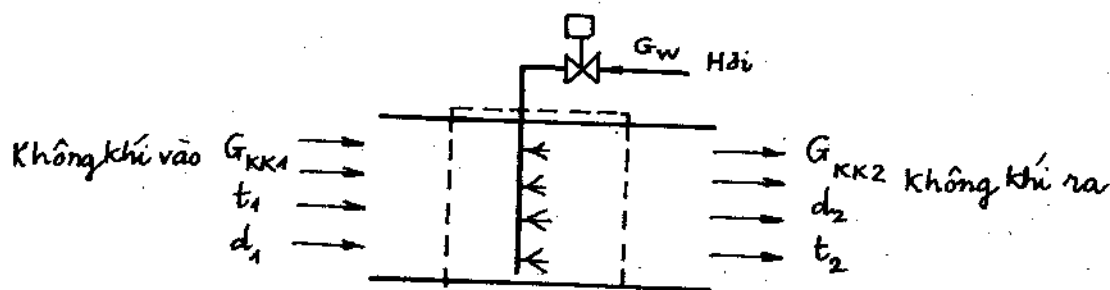
Sơ đồ nguyên lý phun hơi và phun nước thể hiện trên hình 7-16.



Hình 7-16.

- a) Phun ẩm bằng hơi nước; b) Phun ẩm bằng nước sử dụng bơm và miệng phun.
c) Phun ẩm bằng nước sử dụng loại cốc quay.

Chúng ta hãy xét trường hợp phun hơi trên hình 7-16a. Hệ nhiệt động được chọn theo đường bao chấm chấm, do năng lượng của hệ được bảo toàn, phương trình cân bằng năng lượng có dạng:



Hình 7-17

Nếu gọi lưu lượng không khí khô vào và ra khỏi hệ là G_{kk1} và G_{kk2} , lượng hơi nước phun vào là G_w (hình 7-17), lượng hơi nước trong không khí ẩm khi vào và ra là G_{h1} và G_{h2} .

Phương trình cân bằng vật chất có dạng:

$$G_{kk1} = G_{kk2} = G_{kk} \quad (a)$$

$$G_{h1} + G_w = G_{h2} \quad (b)$$

Ở đây

$$G_{h1} = d_1 G_{kk} \text{ và } G_{h2} = d_2 G_{kk}$$

do đó

$$d_2 = d_1 + \frac{G_w}{G_{kk}} \text{ hoặc } \frac{G_w}{G_{kk}} = d_2 - d_1. \quad (c)$$

Phương trình cân bằng năng lượng có dạng:

$$G_{kk}(c_{p1}t_1 + d_1i_{h1}) + G_w i_{h3} = G_{kk}(c_{p2}t_2 + d_2i_{h2})$$

Nếu xem nhiệt dung riêng là hằng số và không khí xem như khí lý tưởng thì $c_{p1} = c_{p2} = c_p = 1 \text{ kJ/kg độ}$, phương trình trên có thể viết lại dưới dạng sau:

$$c_p(t_1 - t_2) + d_1i_{h1} + (d_2 - d_1)i_{h3} - d_2i_{h2} = 0 \quad (d)$$

Từ các phương trình (a), (b), (c), (d), nếu biết thông số của không khí ẩm ở trạng thái 1, lưu lượng không khí, lưu lượng hơi nước phun vào G_w chúng ta có thể xác định được thông số của không khí ẩm ở trạng thái 2. Sau đây chúng ta hãy xem xét cụ thể ở ví dụ 7-4 để sáng tỏ hơn.

Ví dụ 7-4

Dòng không khí ẩm có nhiệt độ $t_{k1} = 22^\circ\text{C}$ và $t_{u1} = 9^\circ\text{C}$ lưu động qua bộ xử lý ẩm với lưu lượng $G_{kk} = 90 \text{ kg/ph}$. Hơi bão hòa khô ở nhiệt độ 110°C được phun vào với lưu lượng $G_w = 52 \text{ kg/h}$, giả sử không có quá trình tổn thất nhiệt ra môi trường xung quanh, áp suất của dòng không khí không thay đổi và bằng 1 bar, khi tính toán xem nhiệt dung riêng của không khí là hằng số. Xác định thông số của không khí ẩm khi ra khỏi bộ xử lý ẩm.

Giải.

Sơ đồ nguyên lý hoạt động như hình vẽ.

$$G_w' = 52 \text{ kg hơi/h, } t_s = 110^\circ\text{C}$$

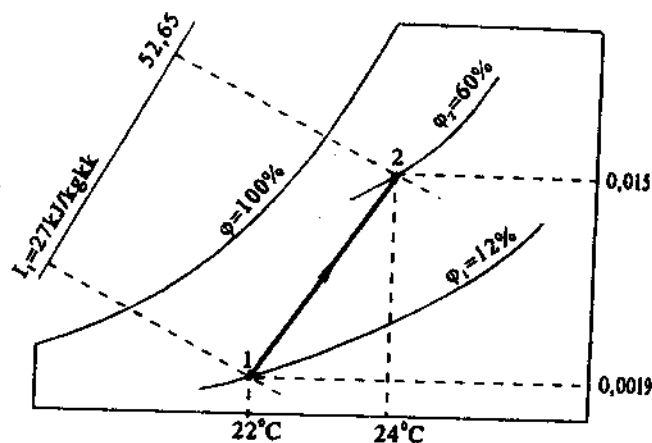
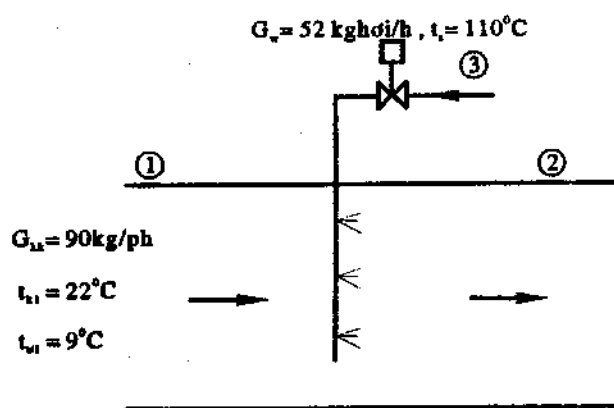
Từ đồ thị t-d với nhiệt độ nhiệt kế khô $t_{k1} = 22^\circ\text{C}$ và nhiệt độ nhiệt kế ướt $t_{u1} = 9^\circ\text{C}$ cho chúng ta xác định các thông số của không khí ẩm ở trạng thái 1 như sau:

$$d_1 = 0,0019 \text{ kg/kgkk; } \varphi_1 = 12\%$$

$$I_1 = 27 \text{ kJ/kgkk}$$

Độ chứa hơi của không khí ẩm ở trạng thái 2 được xác định:

$$d_2 = d_1 + \frac{G_w}{G_{kk}} = 0,0019 + \frac{52/60}{90} = 0,0115 \text{ kg/kgkk}$$



Nhiệt dung riêng của không khí $c_p = 1 \text{ kJ/kg độ}$, từ phương trình cân bằng năng lượng (d) có:

$$22 - c_p t_2 + d_1 i_{h1} + (d_2 - d_1) i_{h3} - d_2 i_{h2} = 0$$

Từ bảng nước sôi và hơi nước bão hòa khô tìm được:

Với $t_1 = 22^\circ\text{C}$ $i''_1 = i_{h1} = 2533 \text{ kJ/kg}$

$t_3 = 110^\circ\text{C}$ $i''_3 = i_{h3} = 2691 \text{ kJ/kg}$

$$22 - c_p t_2 + 0,0019 \times 2533 + (0,0115 - 0,0019) \times 2691 - d_2 i_{h2} = 0$$

Do đó

$$(c_p t_2 + d_2 i_{h2}) = I_2 = 52,65 \text{ kJ/kgkk}$$

Trạng thái 2 của không khí ẩm được tìm được theo điều kiện $d_2 = 0,0115 \text{ kJ/kgkk}$ và $I_2 = 52,65 \text{ kJ/kgkk}$. Từ đồ thị t - d xác định được $t_2 \approx 24^\circ\text{C}$ và $\varphi_2 \approx 60\%$

Từ kết quả tính toán được ta nhận thấy khi phun hơi để tăng ẩm thì nhiệt độ không khí có tăng nhưng không đáng kể lắm, còn độ ẩm tương đối thì tăng đáng kể.

Ví dụ 7-5.

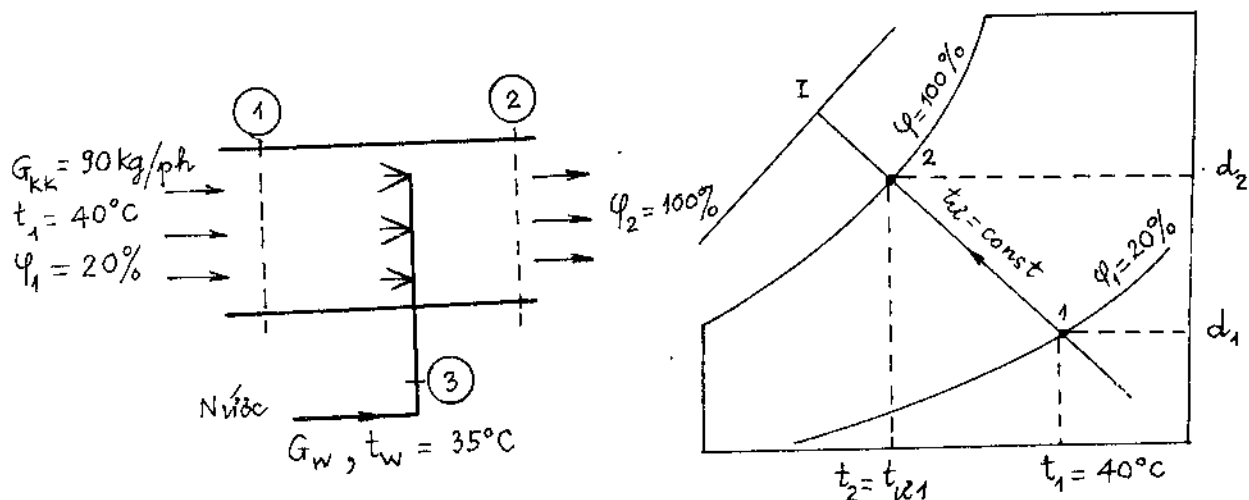
Dòng không khí vào thiết bị xử lý ẩm có nhiệt độ $t_1 = 40^\circ\text{C}$ và độ ẩm $\varphi_1 = 20\%$, trong thiết bị xử lý ẩm được phun bằng nước có nhiệt độ $t_3 = 35^\circ\text{C}$ và lưu lượng là G_w . Không khí ra khỏi bộ xử lý ẩm là không khí ẩm bão hòa ($\varphi_2 = 100\%$). Xác định nhiệt độ không khí ẩm khi ra khỏi buồng xử lý t_2 và lưu lượng nước cần phun G_w . Cho biết $G_{kk} = 90 \text{ kg/ph}$ và bỏ qua tổn thất nhiệt do trao đổi với môi trường xung quanh của thiết bị.

Giải

Quá trình xảy ra có thể gần đúng xem là quá trình bốc hơi đoạn nhiệt đã trình bày ở phần trên.

Từ đồ thị t - d với $t_1 = 40^\circ\text{C}$ và $\varphi_1 = 20\%$ xác định được các thông số còn lại như sau:

$$d_1 = 9 \text{ g/kgkk}; I_1 = 64 \text{ kJ/kgkk}; t_{x1} = 22,9^\circ\text{C}$$



Vì độ ẩm không khí ra khỏi bộ xử lý ẩm có $\varphi = 100\%$ do đó $t_2 = t_{u1} = 22,9^\circ\text{C}$ và từ đồ thị t-d cũng tìm được $d_2 = 16,6 \text{ g/kgkk}$.

Lượng nước cần phun vào trang thiết bị:

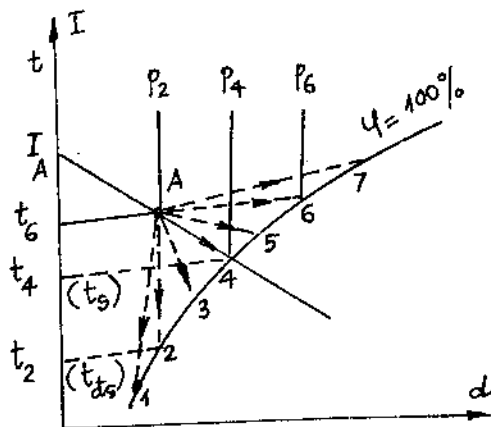
$$G_w = G_{kk}(d_2 - d_1) = 90(16,6 - 9) \cdot 10^{-3} = 0,684 \text{ kgH}_2\text{O/ph}$$

$$= 0,684 \times 60 = 41,04 \text{ kgH}_2\text{O/h.}$$

Nhận xét:

a) Những vùng khí hậu có nhiệt độ không khí cao (t_1) và độ ẩm tương đối nhỏ (φ_1), có thể dùng phương pháp phun nước để làm giảm nhiệt độ và tăng độ ẩm. Qua ví dụ này chúng ta nhận thấy với điều kiện $t_1 = 40^\circ\text{C}$ và $\varphi_1 = 20\%$ nếu phun nước để bốc hơi tốt, nhiệt độ không khí ra có thể hạ xuống đến $t_2 = t_{u1} = 22,9^\circ\text{C}$ ($\approx 23^\circ\text{C}$) mà không cần sử dụng máy lạnh. Hiệu quả này sẽ càng kém khi độ ẩm không khí φ_1 tăng cao.

b) Các trường hợp phun nước có nhiệt độ khác nhau, sự biến thiên nhiệt độ không khí ra t_2 , độ chứa hơi d_2 và entanpi I_2 được thể hiện như bảng và đồ thị dưới đây:



Trong đó: t_A - Nhiệt độ không khí khi vào thiết bị

t_s - Nhiệt độ nhiệt kế ướt tương ứng với trạng thái A.

t_{ds} - Nhiệt độ điểm sương tương ứng với trạng thái A.

t_w - Nhiệt độ nước lạnh phun vào.

Đặc điểm của quá trình phun nước xử lý không khí ẩm

Đường quá trình	Đặc điểm Nhiệt độ nước	Sự biến đổi entanpi, độ chứa hơi và nhiệt độ ra		
		t	d	I
A-1	$t_w < t_{ds}$	Giảm	Giảm	Giảm
A-2	$t_w = t_{ds}$	Giảm	Không thay đổi	Giảm
A-3	$t_{ds} < t_w < t_s$	Giảm	Tăng	Giảm
A-4	$t_w = t_s$	Giảm	Tăng	Không thay đổi
A-5	$t_s < t_w < t_A$	Giảm	Tăng	Tăng
A-6	$t_w = t_A$	Không đổi	Tăng	Tăng
A-7	$t_w > t_A$	Tăng	Tăng	Tăng

Lưu ý: - Buồng phun xem như không có tổn thất nhiệt ra môi trường xung quanh (ở trạng thái ổn định và cách nhiệt tốt)

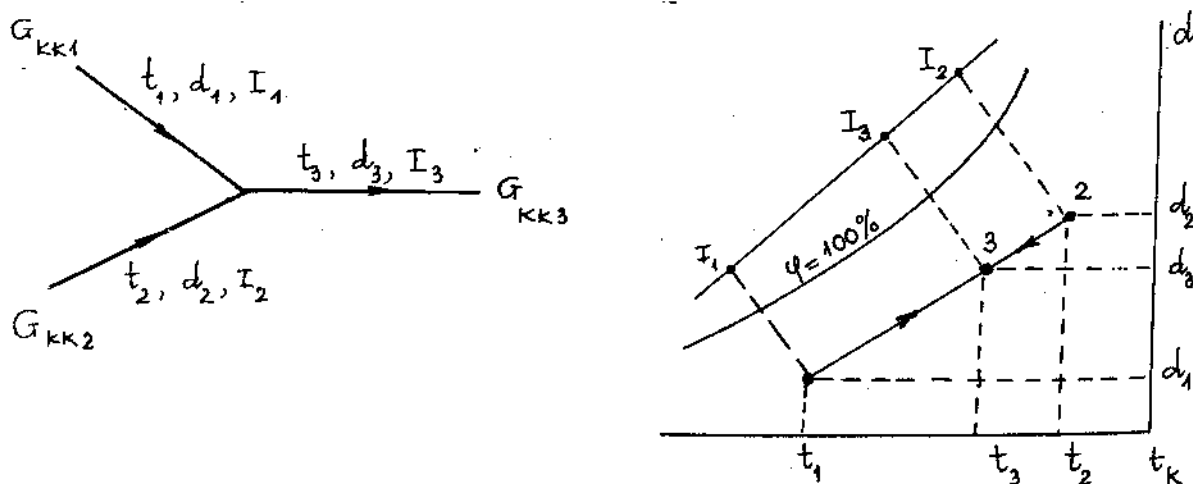
- Lượng nước phun phải đầy đủ theo yêu cầu xử lý.

7-5-3. Hỗn hợp của các dòng không khí

Trong quá trình thông gió và điều tiết không khí chúng ta thường gặp quá trình hòa trộn của dòng không khí tuần hoàn (không khí hồi từ phòng về) với không khí tươi từ bên ngoài đưa vào, sau đó chúng được đưa qua bộ xử lý nhiệt ẩm để thổi lại vào phòng. Sau đây chúng ta sẽ xét 2 trường hợp hòa trộn không khí thường gặp trong thực tiễn.

a) Hỗn hợp đoạn nhiệt của các dòng không khí:

Từ sơ đồ hòa trộn trên hình 7-18 chúng ta có phương trình cân bằng năng lượng và khối lượng (cho cả không khí khô và hơi nước) như sau:



Hình 7-18

$$G_{kk1}I_1 + G_{kk2}I_2 = G_{kk3}I_3 \quad (7-21)$$

$$G_{kk1} + G_{kk2} = G_{kk3} \quad (7-22)$$

$$G_{kk1}d_1 + G_{kk2}d_2 = G_{kk3}d_3 \quad (7-23)$$

Kết hợp từ 3 phương trình (7-21) (7-22) và (7-23) chúng ta thiết lập được quan hệ sau:

$$\frac{G_{kk1}}{G_{kk2}} = \frac{I_2 - I_3}{I_3 - I_1} = \frac{d_2 - d_3}{d_3 - d_1} \quad (7-24)$$

Quá trình hòa trộn này được thể hiện trên đồ thị t-d như hình 7-18b, nếu xem nhiệt dung riêng của không khí khô là hằng số ta tìm được thông số của dòng không khí sau khi hòa trộn:

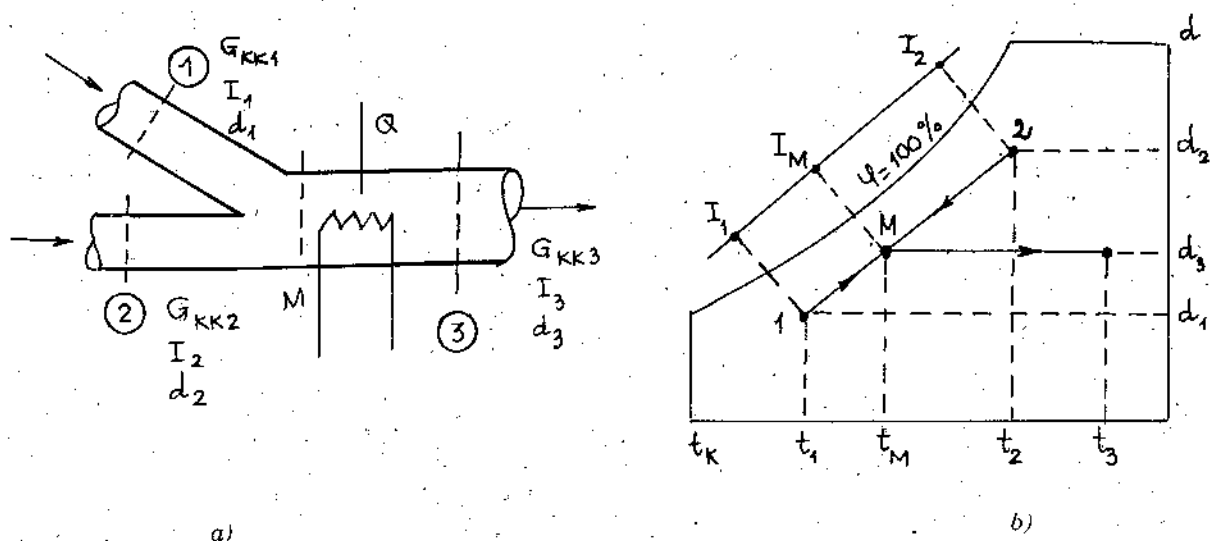
$$t_3 = \frac{G_{kk1}t_1 + G_{kk2}t_2}{G_{kk1} + G_{kk2}} \quad (7-25)$$

$$d_3 = \frac{G_{kk1}d_1 + G_{kk2}d_2}{G_{kk1} + G_{kk2}} \quad (7-26)$$

$$I_3 = \frac{G_{kk1}I_1 + G_{kk2}I_2}{G_{kk1} + G_{kk2}} \quad (7-27)$$

b) *Hỗn hợp phi đoạn nhiệt của hai dòng không khí:*

Giả sử có 2 dòng không khí G_{kk1}, I_1, d_1 và G_{kk2}, I_2, d_2 hỗn hợp với nhau, sao đó dòng không khí hòa trộn này được gia nhiệt bởi nguồn nhiệt bên ngoài Q , các quá trình xảy ra được thể hiện trên hình 7-19.



Hình 7-19

Hai dòng không khí sau khi hỗn hợp sẽ ở trạng thái M (như đã trình bày ở mục a)), sau đó được gia nhiệt với nguồn nhiệt bên ngoài Q sẽ tiến hành theo đoạn M-3 (quá trình $d = \text{const}$) được biểu diễn trên đồ thị hình 7-19b.

Ví dụ 7-6.

Có 2 dòng không khí ẩm:

Dòng thứ 1 có lưu lượng thể tích $V_1 = 142 \text{ m}^3/\text{ph}$, nhiệt độ $t_1 = 5^\circ\text{C}$, độ chứa hơi $d_1 = 0,002 \text{ kg}/\text{kgkk}$ hỗn hợp đoạn nhiệt với dòng thứ 2 có lưu lượng thể tích $V_2 = 425 \text{ m}^3/\text{ph}$, nhiệt độ $t_2 = 24^\circ\text{C}$ và độ ẩm tương đối $\varphi_2 = 50\%$. Áp suất của các dòng không thay đổi là 1 bar.

Xác định: a) Độ chứa hơi d_3 .

b) Nhiệt độ của hỗn hợp t_3 .

Giải.

Sơ đồ hòa trộn của 2 dòng được thể hiện trên hình vẽ.

$$V_1 = 142 \text{ m}^3/\text{ph}$$

$$d_1 = 0,002 \text{ kg}/\text{kgkk}$$

$$t_1 = 5^\circ\text{C}$$

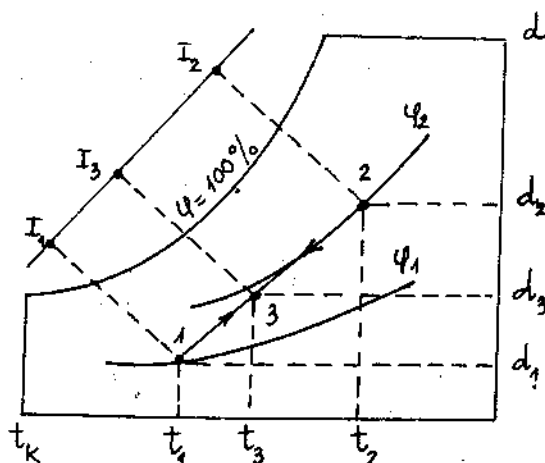
(1)



$$V_2 = 425 \text{ m}^3/\text{ph}$$

$$\varphi_2 = 50\%$$

$$t_2 = 24^\circ\text{C}$$



Lưu lượng khối lượng của dòng không khí khô G_{kk} được tính:

$$G_{kk} = \frac{V}{v} = V \times \rho$$

Từ bảng tính chất vật lý của không khí khô ở phần phụ lục với $t_1 = 5^\circ\text{C}$ có $\rho_1 = 1,27 \text{ kg}/\text{m}^3$ và $t_2 = 24^\circ\text{C}$; $\rho_2 = 1,183 \text{ kg}/\text{m}^3$

$$\text{Do đó: } G_{kk1} = 142 \times 1,27 = 180,34 \text{ kg}/\text{ph}$$

$$G_{kk2} = 425 \times 1,183 = 502,77 \text{ kg}/\text{ph}$$

$$G_{kk3} = G_{kk1} + G_{kk2} = 180,34 + 502,77 = 683,1 \text{ kg}/\text{ph}$$

Từ đồ thị t-d với $t_1 = 5^\circ\text{C}$ và $d_1 = 0,002 \text{ kg}/\text{kgkk}$ tìm được $\varphi_1 = 40\%$, $I_1 = 10,5 \text{ kJ}/\text{kgkk}$.

$t_2 = 24^\circ\text{C}$ và $\varphi_2 = 50\%$ tìm được $d_2 = 9,2 \text{ g}/\text{kgkk}$.

$$I_2 = 48 \text{ kJ}/\text{kgkk}$$

$$t_3 = \frac{G_{kk1}t_1 + G_{kk2}t_2}{G_{kk3}} = \frac{180,34 \times 5 + 502,77 \times 24}{683,1}$$

$$= 18,98^\circ\text{C}$$

$$d_3 = \frac{G_{kk1}d_1 + G_{kk2}d_2}{G_{kk3}} = \frac{180,34 \times 2 + 502,77 \times 9,2}{683,1}$$

$$= 7,3 \text{ g/kgkk} = 0,0073 \text{ kg/kgkk.}$$

$$I_3 = \frac{G_{kk1}I_1 + G_{kk2}I_2}{G_{kk3}} = \frac{180,34 \times 10,5 + 502,77 \times 48}{683,1}$$

$$= 38,1 \text{ kJ/kgkk.}$$

7-5-4. Quá trình sấy

Sấy khô là một quá trình rất cơ bản được áp dụng trong nhiều công nghệ khác nhau ví dụ sấy bảo quản nông sản phẩm, sấy thực phẩm, sấy gỗ ...

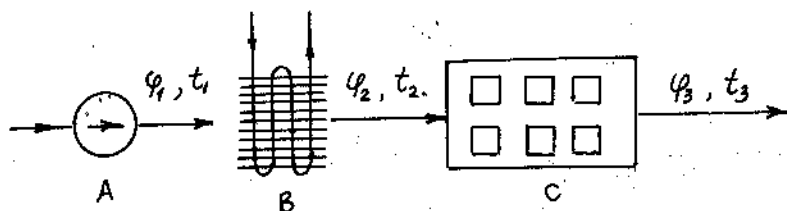
Trong quá trình sấy nói chung, lợi dụng không khí ẩm chưa bão hòa làm chất trung gian để tải ẩm thoát ra ngoài môi trường, sản phẩm sau khi sấy khô được giảm nhẹ, đảm bảo điều kiện bảo quản và sử dụng lâu dài cũng như giảm bớt chi phí vận chuyển.

Thiết bị sấy có nhiều chủng loại khác nhau tùy theo yêu cầu công nghệ, đặc tính sản phẩm cần được sấy và qui mô sử dụng. Về nguyên tắc có thể phân việc làm khô sản phẩm thông dụng làm 2 loại:

- Làm khô tự nhiên: Sản phẩm được trải ra trong không gian bình thường, hơi nước trong vật được bốc ra và tỏa vào môi trường xung quanh, sản phẩm được khô dần. Phương pháp này đơn giản nhưng thời gian làm khô kéo dài, diện tích chiếm chỗ lớn, chất lượng sản phẩm không cao do đó không đáp ứng được yêu cầu của qui mô sản phẩm lớn, chất lượng cao.

- Phương pháp làm khô nhân tạo: Phương pháp này hiện nay được áp dụng rộng rãi, năng suất cao, đáp ứng yêu cầu công nghệ mới và chất lượng sản phẩm cao. Sau đây chúng ta chỉ xét về nguyên lý của quá trình sấy thường được áp dụng.

Sơ đồ nguyên lý của một hệ thống thiết bị sấy thông dụng gồm các bộ phận chính được biểu thị trên hình 7-20



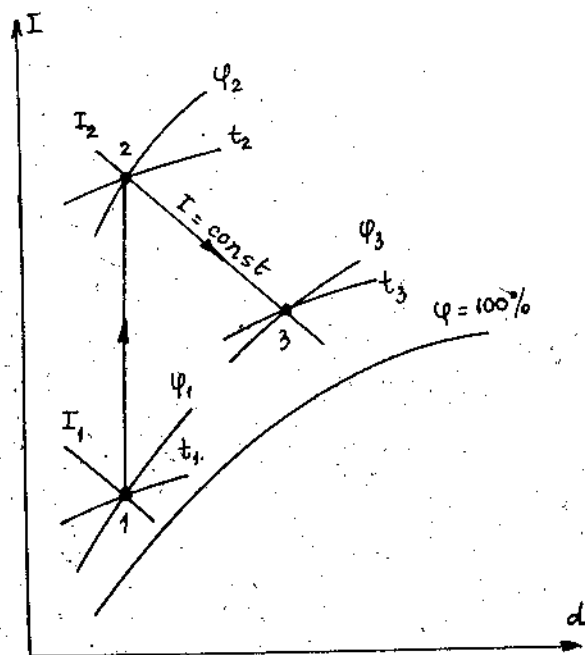
Hình 7-20

A- Quạt

B- Calorifer

C- Buồng sấy.

Không khí lạnh ban đầu ở trạng thái 1 có các thông số t_1, φ_1, d_1, I_1 sau khi được quạt đẩy qua calorifer (Bộ phận gia nhiệt cho không khí), tại thiết bị này dòng không khí được cung cấp nhiệt nên nhiệt độ tăng lên, độ ẩm tương đối giảm xuống, entanpi tăng và độ chứa hơi $d = \text{const}$ (do không có cung cấp ẩm). Thông số không khí ẩm sau khi ra khỏi calorifer có nhiệt độ là t_2, φ_2, d_2, I_2 . Dòng không khí nóng này được thổi vào buồng sấy (có chứa các sản phẩm sấy), vật sấy sẽ nhận nhiệt từ dòng khí và bốc hơi nước ra khỏi vật để truyền vào dòng không khí thổi qua. Nhiệt độ của không khí giảm xuống, độ ẩm φ và độ chứa hơi d tăng lên, $I = \text{const}$ (do vật nhận nhiệt từ dòng khí để bốc hơi và trả lại dòng không khí dưới dạng hơi nước mang vào), quá trình này được biểu diễn trên đồ thị $I-d$ (hình 7-21)



Hình 7-21

Các thông số cuối quá trình sấy ở trạng thái 3 có t_3, φ_3, d_3 .

Nếu sản phẩm tươi có khối lượng ban đầu là G_d và sau khi sấy khô là G_c thì lượng nước cần bốc hơi từ sản phẩm sấy sẽ là $\Delta G_n = G_d - G_c$. Lượng nước này cần phải được bốc hơi trong khoảng thời gian là τ (thời gian τ dài ngắn phụ thuộc vào đặc tính dẫn ẩm của vật và qui trình công nghệ sấy, thường tính là giờ), vậy lượng nước cần lấy đi từ vật ẩm ứng với 1 đơn vị thời gian (h) sẽ là:

$$G_n = \frac{\Delta G_n}{\tau}, \quad \text{kg/h.}$$

Ứng với 1 kg không khí khô sau khi qua buồng sấy sẽ tải đi một lượng ẩm là $\Delta d = d_3 - d_2 = d_3 - d_1$. Do đó để tải đi hết một lượng ẩm là G_n thì quạt phải cung cấp qua buồng sấy một khối lượng không khí tương ứng là G_{kk} .

$$G_{kk} = \frac{G_n}{\Delta d}, \quad \text{kg/h.}$$

Nếu bỏ qua tổn thất nhiệt ra môi trường xung quanh, nhiệt lượng cần cung cấp cho calorifer sẽ là:

$$Q = G_{kk}(I_2 - I_1)$$

Để đảm bảo cho quá trình sấy khô được nhanh, ngoài lưu lượng và tốc độ gió còn phải bảo đảm được bề mặt bay hơi của sản phẩm càng nhiều càng tốt (do để đảm bảo điều kiện này nên kết cấu của buồng sấy có rất nhiều dạng khác nhau phụ thuộc vào sản phẩm sấy và qui mô sấy ...). Sấy sản phẩm là một vấn đề phức tạp nên cần phải được khảo sát một cách toàn diện giữa tính toán nhiệt, bố trí khí động và kết cấu thiết bị hợp lý, nếu khiếm

khuyết một vấn đề nào cũng sẽ làm cho quá trình sấy bị chậm lại.

Ví dụ 7-7.

Trong một thiết bị sấy, không khí bên ngoài có $t_1 = 20^\circ\text{C}$, $\varphi_1 = 60\%$ được quạt đẩy qua bộ phận gia nhiệt bằng hơi nước (calorifer hơi nước), không khí được gia nhiệt đến nhiệt độ $t_2 = 95^\circ\text{C}$ để thổi vào buồng sấy. Không khí thải ra khỏi buồng sấy có nhiệt độ $t_3 = 35^\circ\text{C}$.

a) Xác định thông số của không khí ẩm tại các điểm đặc trưng 1, 2, 3.

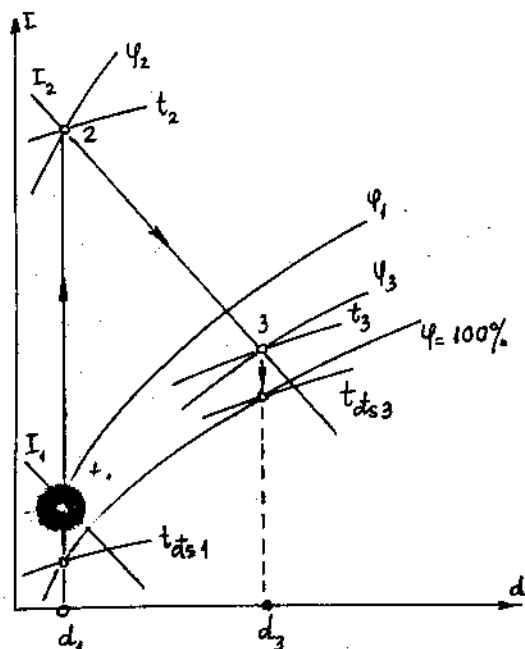
b) Biểu diễn quá trình trên đồ thị I-d.

c) Nếu buồng sấy cần lấy đi lượng nước trong các vật sấy là $\Delta G_n = 200 \text{ kg H}_2\text{O}$, thời gian sấy $\tau = 4 \text{ h}$. Hãy tính lưu lượng gió cần thiết quạt phải cung cấp, lưu lượng hơi mà lò hơi cần cung cấp cho calorifer. Biết rằng hơi sử dụng là hơi bão hòa khô, nhiệt độ nước ngưng thải là 100°C , áp suất đồng hồ lò hơi chỉ là 4 bar.

Giải.

A.- Phương pháp đồ thị:

Từ đồ thị I-d chúng ta sẽ tìm được thông số của các điểm đặc trưng như sau:



Trạng thái 1: Từ $t_1 = 20^\circ$, $\varphi_1 = 60\%$ tra đồ thị I-d tìm được: $d_1 = 8,9 \text{ g/kgkk}$

$$I_1 = 10,2 \text{ kcal/kgkk} = 42,6 \text{ kJ/kgkk}$$

$$t_{ds} \approx 12,4^\circ\text{C}.$$

Trạng thái 2:

Quá trình gia nhiệt 1-2 là quá trình $d = \text{const}$, do đó dựa vào điều kiện $d_2 = d_1 = 8,9 \text{ g/kgkk}$ và $t_2 = 95^\circ\text{C}$ để xác định các thông số của trạng thái 2:

$$d_2 = 8,9 \text{ g/kgkk}$$

$$I_2 = 119,13 \text{ kJ/kgkk}$$

$$\varphi_2 \approx 3\%$$

-Trạng thái 3:

Quá trình sấy lý thuyết xem là quá trình $I = \text{const}$, theo điều kiện $I_3 = I_2 = 119,13 \text{ kJ/kgkk}$ và $t_3 = 35^\circ\text{C}$ xác định được các thông số của trạng thái 3:

$$I_3 = 119,13 \text{ kJ/kgkk}$$

$$\varphi_3 = 90\%$$

$$d_3 = 32,4 \text{ g/kgkk}$$

$$t_{ds} = 33^\circ\text{C}$$

B.- Phương pháp tính toán

* Trạng thái 1: Từ $t_1 = 20^\circ\text{C}$ tra bảng các tính chất nhiệt động của nước và hơi nước trên đường bão hòa tìm được áp suất bão hòa tương ứng $p_{bh1} = 0,02337 \text{ bar}$.

$$\varphi_1 = \frac{p_{h1}}{p_{bh1}} \rightarrow p_{h1} = \varphi_1 p_{bh1}$$

$$p_{h1} = 0,6 \times 0,02337 = 0,01402 \text{ bar}$$

Nhiệt độ bão hòa tương ứng với áp suất p_{h1} sẽ là nhiệt độ điểm sương (vì trong quá trình làm lạnh không khí ẩm đến nhiệt độ điểm sương $p_{h1} = \text{const}$). Cũng từ bảng nước và hơi nước bão hòa tra được: ứng với $p = p_{h1} = 0,01402 \text{ bar}$ có nhiệt độ bão hòa $t_s = 12^\circ\text{C} = t_{ds1}$.

Độ chứa hơi d_1 được tính:

$$d_1 = 622 \frac{p_{h1}}{p - p_{h1}} = 622 \frac{0,014}{1 - 0,014} = 8,83 \text{ g/kgkk}$$

Ở đây p - áp suất của không khí ẩm xem bằng áp suất khí trời $B = 1 \text{ bar}$.

Entanpi I_1 của không khí ẩm:

$$I_1 = t_1 + d_1(2500 + 2t_1) = 20 + \frac{8,83}{10^3} (2500 + 2 \times 20) \\ = 42,4 \text{ kJ/kgkk.}$$

* Trạng thái 2:

$$d_2 = d_1$$

$$I_2 = 95 + \frac{8,83}{10^3} (2500 + 2 \times 95) = 118,7 \text{ kJ/kgkk.}$$

* Trạng thái 3:

$$I_3 = I_2 \text{ và } t_3 = 35^\circ\text{C}$$

$$I_3 = t_3 + d_3(2500 + 2t_3) = 118,7 \text{ kJ/kgkk}$$

$$118,7 = 95 + d_3(2500 + 2 \times 95)$$

$$d_3 = 32,5 \text{ g/kgkk.}$$

$$d_3 = 622 \frac{p_{h3}}{B - p_{h3}}$$

$$p_{h3} = \frac{d_3 / 622}{1 + d_3 / 622} = 0,0496 \text{ bar.}$$

Từ $p_{h3} = 0,0496 \text{ bar}$ tra bảng các tính chất nhiệt động của nước trên đường bão hòa tìm được:

$$t_s = 33^\circ\text{C} = t_{ds3}$$

Như vậy ứng với 1 kg không khí khô ($\approx 1 \text{ kg}$ không khí ẩm) sau khi đi qua buồng sấy đã tải được một lượng ẩm là:

$$\Delta d = d_3 - d_2 = 32,4 - 8,9 = 23,5 \text{ g/kgkk.}$$

Lượng nước cần bốc hơi từ vật ẩm sau 1 giờ bằng:

$$G_n = \frac{\Delta G_n}{\tau} = \frac{200}{4} = 50 \text{ kg nước/h.}$$

Một cách gần đúng xem ẩn nhiệt hóa hơi của nước ở điều kiện bốc hơi trong buồng sấy là 2500 kJ/kg thì lượng nhiệt cần thiết để bốc hơi 50 kg nước trong 1 giờ sẽ là:

$$Q_2 = 50 \times 2500 = 125.000 \text{ kJ/h.}$$

Ở đây xem quá trình là ổn định, bỏ qua tổn thất nhiệt ra môi trường xung quanh ...

Lượng nhiệt Q_2 này do hơi nước của lò hơi cung cấp, qua calorifer truyền lại cho không khí nóng để vào buồng sấy và tải ẩm từ vật sấy. Áp kế lò hơi chỉ 4 bar do đó áp suất tuyệt đối của hơi là $(4 + 1) = 5 \text{ bar}$, từ bảng các tính chất nhiệt động của nước trên đường bão hòa với $p = 5 \text{ bar}$ tìm được $r = 2109 \text{ kJ/kg}$. Nếu xem nước ngưng tụ ra khỏi calorifer là ở trạng thái bão hòa thì lượng hơi mà lò hơi phải cung cấp cho calorifer sẽ là:

$$G_h = \frac{Q_2}{r} = \frac{125.000}{2109} = 59 \text{ kg/h.}$$

Không khí là chất tải ẩm, ứng với 1 kg không khí khô của không khí ẩm sau khi qua buồng sấy tải được một lượng ẩm là Δd , vậy lượng không khí cần thiết để tải 50 kg nước trong 1 giờ từ vật sấy bốc ra sẽ là:

$$G_k \approx G_{kk} = \frac{G_n}{\Delta d} = \frac{50}{23,5 \times 10^{-3}} = 2127,6 \text{ kg/h}$$

Không khí ở $t_1 = 20^\circ\text{C}$ có $\rho_1 = 1,2 \text{ kg/m}^3$

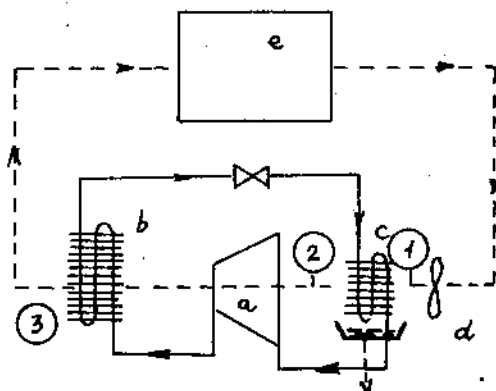
Do đó lưu lượng quạt là:

$$V_K = \frac{G_k}{\rho} = \frac{2127}{1,2} = 1773 \text{ m}^3/\text{h}$$

Trên cơ sở sau khi tính toán nhiệt của thiết bị sẽ tiến hành thiết kế buồng sấy cho phù hợp với dự đoán kỹ thuật.

Ví dụ 7-8.

Một máy hút ẩm làm việc với điều kiện sau:



Sơ đồ nguyên lý thiết bị

A- Máy nén lạnh B- Dàn nóng C- Dàn lạnh D- Quạt E- Kho (hoặc phòng) cần hút ẩm.

Không khí hút từ kho vào máy có các thông số $t_1 = 30^\circ\text{C}$, $\varphi_1 = 60\%$, sau khi thổi qua dàn lạnh không khí bị làm lạnh đến $t_2 = 10^\circ\text{C}$, hơi nước trong không khí ẩm một phần bị ngưng tụ lại thành nước và được xả ra ngoài (giả thiết coi như không khí không bị lọt kẽ qua coil lạnh). Sau đó không khí lạnh được thổi qua dàn nóng và nhiệt độ tăng đến $t_3 = 40^\circ\text{C}$ rồi thổi vào kho.

Xác định: a) Thông số của không khí ẩm tại các trạng thái 1, 2, 3.

b) Biểu diễn quá trình trên đồ thị I-d.

c) Nếu quạt có lưu lượng $V_k = 5000 \text{ m}^3/\text{h}$ thì lượng nước ngưng tụ lấy ra từ kho qua thiết bị là bao nhiêu.

Giải

Từ đồ thị I-d như đã biểu thị trên hình vẽ, ta tìm được:

- Trạng thái 1:

$$t_1 = 30^\circ\text{C}; \varphi_1 = 60\%; d_1 = 16 \text{ g/kgkk}$$

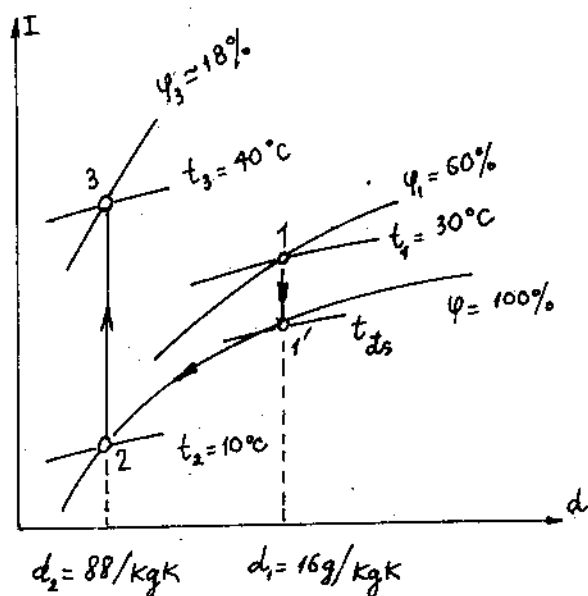
$$I_1 = 17 \text{ kcal/kgkk} = 71,06 \text{ kJ/kgkk}$$

Quá trình làm lạnh của không khí có thể xem gồm 2 giai đoạn sau:

từ $t_1 = 30^\circ\text{C}$ hạ xuống đến nhiệt độ đọng sương ($t_{ds} \approx 21,5^\circ\text{C}$), quá trình xem $d = \text{const}$,

quá trình từ t_{ds} đến $t = 10^\circ\text{C}$ có thể xem là quá trình làm lạnh có $\varphi = 100\%$, độ chứa hơi giảm xuống (do hơi nước trong không khí ẩm bị ngưng tụ)

b) Đồ thị I-d thể hiện trên hình vẽ dưới đây.



- Trạng thái 2:

$$t_2 = 10^\circ\text{C} \quad \varphi_2 = 100\%$$

$$d_2 = 8 \text{ g/kgk} \quad I_2 = 7,5 \text{ kcal/kgk} = 31,35 \text{ kJ /kgk}$$

- Trạng thái 3:

$$t_3 = 40^\circ\text{C} \quad d_3 = d_2 = 8 \text{ g/kgk}$$

$$\varphi_3 \approx 18\% \quad I_3 = 14 \text{ kcal/kgk} = 58,5 \text{ kJ/kgk}$$

c) Ở nhiệt độ $t_1 = 30^\circ\text{C}$ có $\rho_k \approx 1,165 \text{ kg/m}^3$ do đó:

$$G_k = \rho V_k = 1,165 \times 5000 = 5825 \text{ kg/h}$$

Mỗi kg không khí sau khi qua dàn lạnh ngưng tụ được một lượng ẩm là:

$$\Delta d = d_1 - d_2 = 16 - 8 = 8 \text{ g/kgk.}$$

Lượng nước do tách ẩm lấy ra sẽ là:

$$G_n = G_k \times \Delta d = \frac{5825 \times 8}{10^3} = 46,6 \text{ kg/h}$$

Năng suất lạnh của máy lạnh Q_o :

$$\begin{aligned} Q_o &= G_k \times (I_1 - I_2) \\ &= 5825(17 - 7,5) = 55337,5 \text{ kcal/h.} \end{aligned}$$

Nhiệt lượng dàn nóng phải cung cấp Q_N :

$$\begin{aligned} Q_N &= G_k(I_3 - I_2) = 5825(14 - 7,5) \\ &= 37862,5 \text{ kcal/h.} \end{aligned}$$

7.5.5. Quá trình điều tiết không khí:

Điều tiết không khí là quá trình xử lý không khí ẩm để cung cấp vào không gian cần được điều tiết (không gian này có thể là khách sạn, phòng mổ, phòng kiểm định đo lường, phòng thí nghiệm, xưởng sản xuất ...) làm cho nhiệt độ, độ ẩm, tốc độ gió luân chuyển, độ trong sạch, độ ồn ... của không khí được khống chế trong điều kiện nhất định phù hợp với yêu cầu kỹ thuật dù môi trường xung quanh biến động thế nào đi nữa.

Quá trình điều tiết không khí có liên quan đến nhiều vấn đề nhưng một trong những vấn đề quan trọng nhất là phải xử lý nhiệt độ và độ ẩm không khí trong không gian cần được điều tiết. Do vậy điều tiết không khí là sự xử lý kết hợp các quá trình nhiệt động cơ bản của không khí ẩm đã khảo sát ở phần trên. Ví dụ Hệ thống thiết bị điều hòa không khí trong khách sạn cần phải được thiết kế về điều tiết không khí: mùa hè phải làm lạnh để làm mát không khí, mùa thu phải thông gió và mùa đông phải được sưởi ấm không gian được điều tiết, tiêu chuẩn thường sử dụng như sau:

- Mùa hè duy trì $t = 24 \div 27^\circ\text{C}$

$$\varphi = 40 \div 60\%$$

- Mùa đông $t = 19 \div 23^\circ\text{C}$

$$\varphi = 35 \div 40\%$$

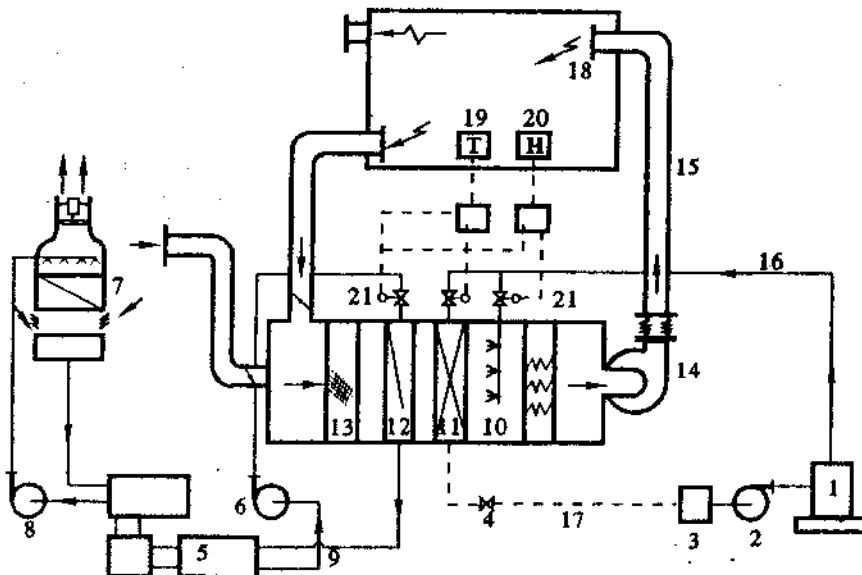
- Tốc độ gió luân chuyển trong phòng:

$$\text{Mùa hè} \quad \omega = 0,2 \div 0,5 \text{ m/s}$$

$$\text{Mùa đông} \quad \omega = 0,15 \div 0,3 \text{ m/s}$$

Tuy nhiên tùy theo tính chất kỹ thuật của không gian được điều tiết mà yêu cầu có sự thay đổi cho phù hợp, ví dụ phòng mổ có yêu cầu nhiệt độ thấp hơn một hai độ, xưởng sợi yêu cầu duy trì độ ẩm cao hơn (khoảng $70 \div 80\%$), ngoài ra còn có yêu cầu thêm là phải khống chế độ biến động nhiệt độ $\pm \Delta t$ và độ ẩm $\pm \Delta \varphi$.

Nói chung nhiệt độ thường khống chế trong khoảng $20 \div 25^\circ\text{C}$, độ biến động nhiệt độ



Hình 7-22

Sơ đồ nguyên lý hệ thống điều tiết không khí

$\Delta t = \pm 1^{\circ}\text{C} \div \pm 5^{\circ}\text{C}$, Độ ẩm không khí biến động khoảng $\varphi = 50 \pm 10\%$ hoặc $60 \pm 5\%$. Chi tiết các trường hợp cụ thể trong sổ tay về điều tiết không khí (HVAC- "heating, ventilating, and air conditioning").

Do đó để giải quyết tốt quá trình điều tiết không khí cần phải nắm vững các quá trình nhiệt động cơ bản của không khí ẩm để xử lý một cách thích hợp trong từng trường hợp cụ thể.

Sơ đồ nguyên lý của hệ thống điều tiết không khí được thể hiện trên hình 7-22.

a) Hệ thống làm lạnh và cấp nhiệt:

- 1- Lò hơi
- 2- Bơm cấp nước cho lò hơi
- 3- Bộ lọc nước
- 4- Van khống chế lưu lượng
- 5- Hệ thống máy lạnh
- 7- Tháp giải nhiệt
- 8- Bơm nước giải nhiệt bình ngưng máy lạnh.
- 9- Hệ thống đường ống dẫn nước lạnh.

b) Hệ thống xử lý không khí:

- 10- Thiết bị phun hơi tăng ẩm
- 11- Bộ phận gia nhiệt không khí
- 12- Bộ phận làm lạnh không khí
- 13- Bộ phận lọc khí.

d) Hệ thống tăng áp và phân phối:

- 6- Bơm tuần hoàn nước lạnh
14- Quạt gió 15- Hệ thống đường ống phân phối gió
16- Đường ống hơi 17- Đường ống nước ngưng
18- Hệ thống miệng thổi phân phối gió.

c) Hệ thống tự động khống chế:

- 19- Bộ khống chế nhiệt độ 20- Bộ khống chế độ ẩm
21- Van tự động điều chỉnh nóng lạnh.

Hệ thống lạnh phục vụ cho quá trình điều tiết không khí có nhiều dạng khác nhau tùy thuộc vào kết cấu công trình, yêu cầu và qui mô của sản xuất, điều kiện biến động nhiệt độ và độ ẩm của môi trường xung quanh...

Dưới đây giới thiệu sự biến đổi nhiệt độ và độ ẩm không khí trên đồ thị t-d của quá trình điều hòa nhiệt độ và sưởi ẩm để hiểu rõ hơn vấn đề này:

- Quá trình điều hòa nhiệt độ (làm mát).

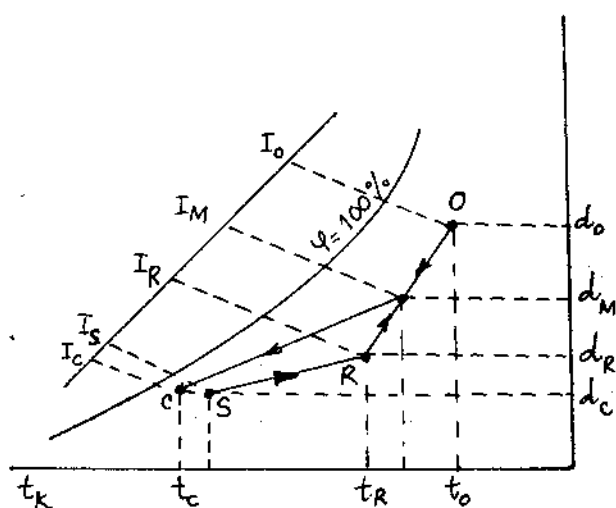
Trong đó:

O- Trạng thái không khí tươi (không khí ngoài trời được lọc và cung cấp vào phòng để đảm bảo lượng oxy và độ trong sạch cần thiết)

M. Trạng thái không khí điểm hòa trộn (hòa trộn giữa dòng không khí tươi và không khí hồi trong phòng)

R. Trạng thái không khí hồi.

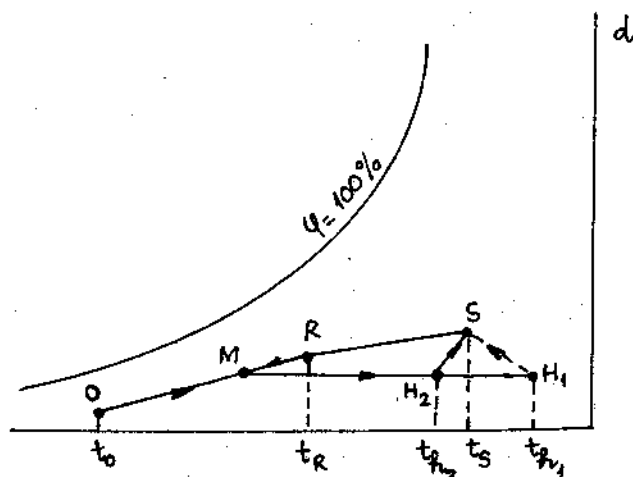
Không khí sau khi hòa trộn ở trạng thái M được đẩy qua dàn lạnh (để hạ nhiệt độ và ngưng tụ 1 phần hơi nước trong không khí ẩm), quá trình được biểu thị bằng đoạn MC trên đồ thị, không khí ra khỏi dàn lạnh ở trạng thái c (thường $\varphi_c = 90 \div 95\%$ mà không phải 100% vì có một bộ phận gió lọt qua giữa các khe của cánh truyền nhiệt không bị ngưng tụ ẩm). Không khí lạnh ra khỏi dàn lạnh (ở trạng thái c) được dẫn bằng đường ống đưa đến các miệng thổi phân phối gió, trong quá trình chuyển động trong đường ống dẫn, không khí nhận nhiệt môi trường xung quanh truyền qua vách ống và nóng dần lên đến trạng thái S thì được thổi vào phòng. Quá trình S-R là quá trình trao đổi nhiệt và trao đổi ẩm của dòng không khí lạnh và môi trường của không gian được điều hòa nhiệt độ, sau đó được thải một phần và phần lớn được hút về dàn lạnh ở trạng thái R để hòa trộn với không khí tươi ở trạng thái O.



Hình 7-23.

Đối với quá trình sưởi ẩm về mùa đông nó được thể hiện trên hình 7-24

Nguyên lý hoạt động cũng tương tự quá trình làm lạnh, không khí sau khi hòa trộn ở trạng thái M được đẩy sang bộ phận gia nhiệt để đạt đến trạng thái H, vì phải xử lý độ ẩm của không gian cần được điều tiết nên có thể phải phun hơi nước hoặc nước nóng để xử lý ẩm. Nếu phun hơi nước thì không khí được gia nhiệt đến trạng thái H₂, quá trình phun hơi nước độ chứa hơi d và entanpi I tăng dần đến trạng thái S thì thổi vào phòng. Còn nếu xử lý ẩm bằng cách phun nước nóng thì phải gia nhiệt đến H₁ và quá trình xử lý ẩm sẽ là H₁-S.



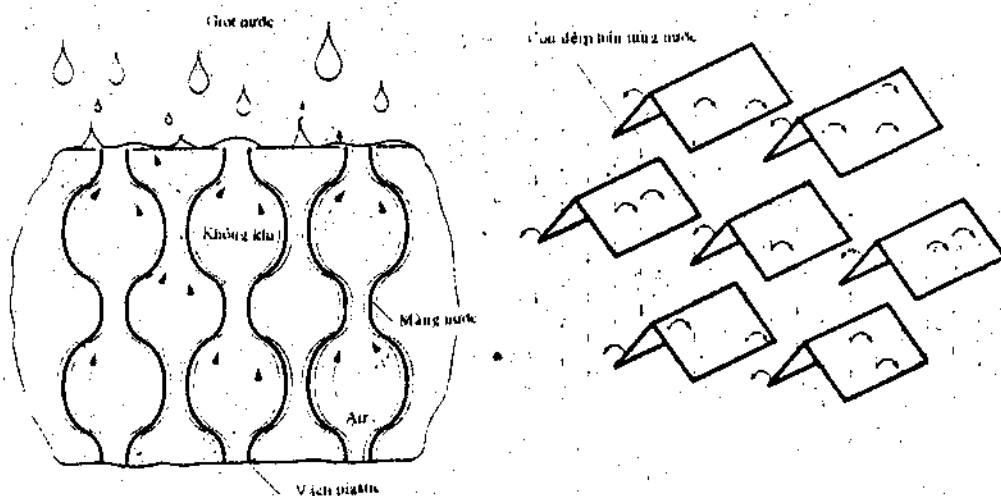
Hình 7-24.

7.5.6. Tháp giải nhiệt (cooling tower):

Tháp giải nhiệt là một thiết bị trung gian thực hiện chức năng truyền nhiệt năng từ các thiết bị cần được giải nhiệt cho môi trường không khí xung quanh, ví dụ trong nhà máy nhiệt điện tháp giải nhiệt được sử dụng để làm mát nước giải nhiệt cho bình ngưng của tuabin, trong hệ thống thiết bị lạnh tháp giải nhiệt được sử dụng để giải nhiệt cho nước của bình ngưng máy nén lạnh, trong các dây chuyền công nghệ ... tháp giải nhiệt được sử dụng để làm mát các thiết bị cần được thải nhiệt ...

Nguyên lý làm việc: Nguyên lý hoạt động của tháp giải nhiệt gần giống với quá trình phun nước tăng ẩm, tháp giải nhiệt do thực hiện đồng thời hai quá trình: truyền nhiệt và truyền chất nên khả năng truyền nhiệt tương đương tăng lên rất nhiều so với quá trình truyền nhiệt đơn thuần giữa bề mặt truyền nhiệt và không khí.

Nước cần giải nhiệt được phun ra qua các lỗ phân phối nước và được đánh tơi ra nhờ các thanh đệm (các giọt nước rơi vào các thanh đệm và bị bắn tung ra thành các giọt nhỏ) hoặc chảy thành màng mỏng trên các bề mặt có diện tích trải rộng rất lớn (các bề mặt này thường được gọi là tổ ong, tổ ong có hình dáng bề mặt rất khác nhau tùy theo kết cấu tháp, thường làm bằng plastic rất mỏng), mục đích là làm tăng diện tích truyền nhiệt và tiếp xúc giữa nước với không khí. Không khí từ môi trường xung quanh được thổi vào tháp tiếp xúc với màng nước (hoặc các giọt nước nhỏ), do có sự chênh lệch nhiệt độ giữa nước và không khí nên xảy ra quá trình truyền nhiệt, mặt khác không khí vào tháp là không khí ẩm chưa bão hòa ($\varphi < 100\%$) nên xảy ra quá trình bốc hơi của nước (quá trình truyền chất), khi nước bốc thành hơi cần lấy đi một nhiệt lượng bằng ẩn nhiệt hóa hơi do đó làm cho nhiệt độ nước giảm xuống.



Hình 7-25. Cách tạo giọt nước nhỏ và màng nước.

Về cơ bản tháp giải nhiệt có thể phân làm 2 loại chính:

a) Tháp tự nhiên (Natural-draught cooling tower):

Không khí chuyển động qua tháp là chuyển động tự nhiên, loại tháp này vận hành đơn giản nhưng thường có kích thước lớn (Hình 7-26)

b) Tháp giải nhiệt cưỡng bức (Induced-draught cooling tower):

Không khí chuyển động qua tháp dưới tác dụng của quạt (chuyển động cưỡng bức), kết cấu có nhiều dạng khác nhau và việc bố trí hướng chuyển động của dòng không khí-dòng nước cũng khác nhau. Phổ biến là bố trí dòng không khí và dòng nước lưu động ngược chiều. Loại tháp này sử dụng rất phổ cập trong thiết bị lạnh vì kích thước nhỏ gọn (hình 7-27).

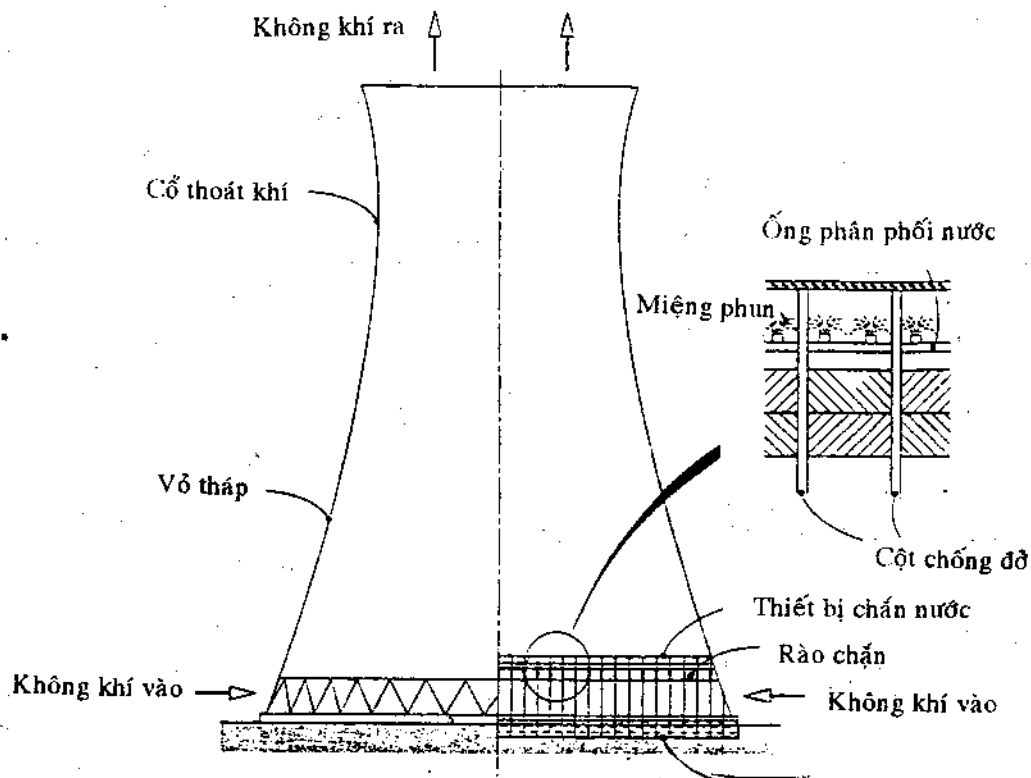
Sự biến thiên nhiệt độ không khí và nước khi qua tháp được thể hiện trên hình 7-28.

Trong đó: t_A - Nhiệt độ nước vào tháp giải nhiệt.

t_B - Nhiệt độ nước ra khỏi tháp.

t_C - Nhiệt độ nhiệt kế ướt không khí vào tháp

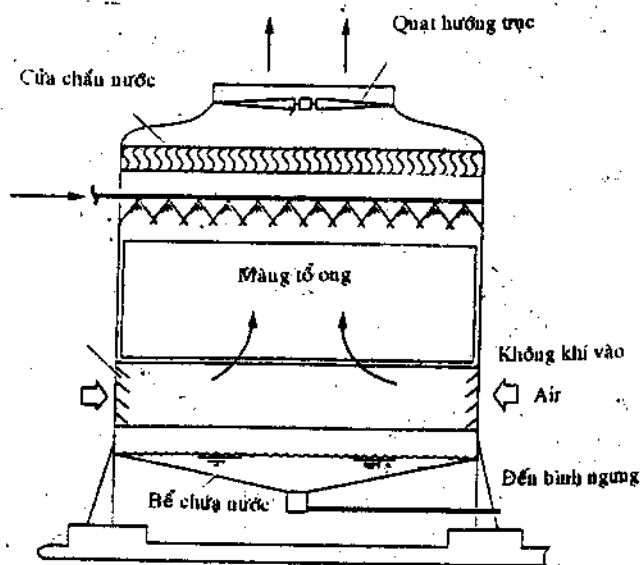
t_D - Nhiệt độ nhiệt kế ướt ra khỏi tháp.



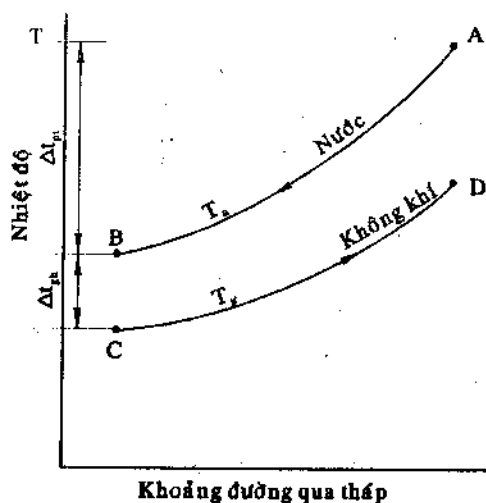
Hình 7-26. Tháp giải nhiệt tự nhiên.

Về nguyên lý, do kết hợp giữa quá trình truyền nhiệt và truyền chất nên nhiệt độ nước ra có thể nguội đến tối đa là bằng nhiệt độ nhiệt kế ướt của không khí vào ($t_B = t_C$), thực tế thì không đạt đến điều này mà có một khoảng $\Delta t_{gh} = t_B - t_C$, thường Δt_{gh} -khoảng vài độ tùy thuộc vào loại tháp (việc chọn Δt_{gh} còn phụ thuộc vào tính kinh tế và độ gọn nhẹ của nhà thiết kế lựa chọn). Độ biến thiên nhiệt độ $\Delta t_{pt} = t_A - t_B$ phụ thuộc vào phụ tải của thiết bị cần được giải nhiệt (khi lưu lượng nước không đổi).

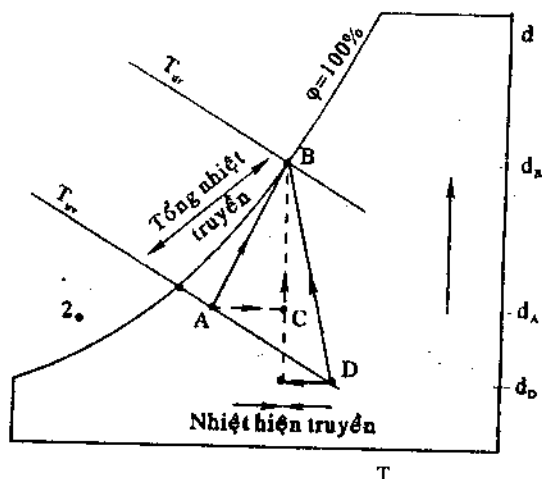
Khả năng giải nhiệt của tháp chịu ảnh hưởng của nhiệt độ nhiệt kế ướt. Nhiệt độ nhiệt kế khô và độ ẩm tương đối của không khí vào tháp có ảnh hưởng rất lớn đến khả năng làm việc của tháp vì nó ảnh hưởng đến tốc độ bốc hơi, chúng ta có thể xem xét điều này qua đồ thị hình 7-29. Không khí ẩm vào tháp ở trạng thái A, khi qua tháp sẽ nhận nhiệt và ẩm từ nước, không khí ra ở trạng thái B ở điều kiện không khí ẩm bão hòa.



Hình 7-27. Tháp giải nhiệt cưỡng bức.



Hình 7-28



Hình 7-29

Tổng lượng nhiệt truyền từ nước đến không khí tỷ lệ với sự biến thiên entanpi của không khí vào và ra khỏi tháp ($I_B - I_A$). Vì đường I = const gần như trùng với đường $t_x = \text{const}$ trên đồ thị t-d, do đó sự biến thiên entanpi của không khí ẩm được xem xét qua sự biến thiên nhiệt độ nhiệt kế ướt t_x .

Vectơ AB có thể phân tích thành 2 thành phần:

- Thành phần AC thể hiện nhiệt hiện (nhiệt làm biến đổi nhiệt độ không khí)
- Thành phần CB thể hiện nhiệt ẩn (nhiệt bốc hơi).

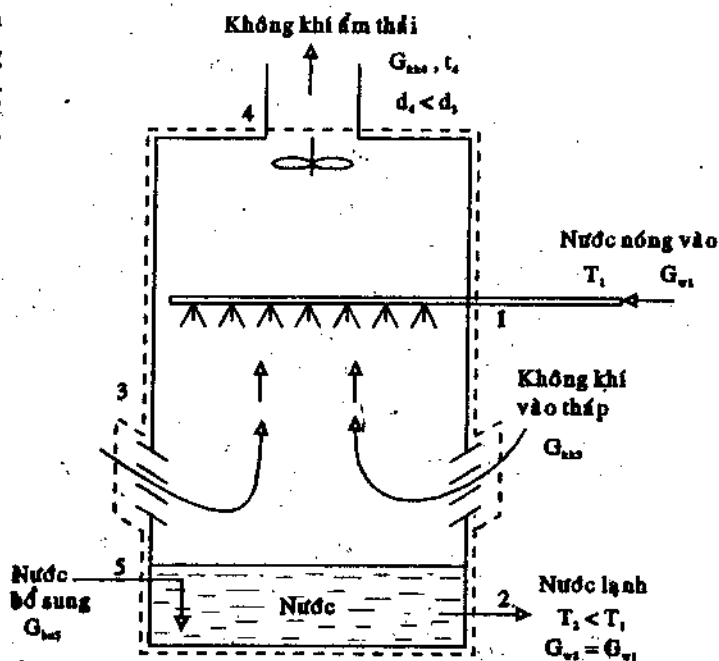
Nếu không khí vào tháp ở trạng thái D có cùng nhiệt độ nhiệt kế ướt như trạng thái A (nhưng nhiệt độ nhiệt kế khô lớn hơn), thì tổng lượng nhiệt truyền không thay đổi (vẫn ở trạng thái ra của không khí là B) thì thành phần nhiệt ẩn và nhiệt hiện sẽ biến đổi khác đi.

Tỷ số nhiệt ẩn (latent heat) và nhiệt hiện (sensible heat) có ảnh hưởng quan trọng đến lượng nước bổ sung của tháp.

Khả năng làm việc của tháp giải nhiệt được thiết kế ở điều kiện qui định (xem catalog), nếu điều kiện môi trường hoạt động của tháp khác điều kiện thiết kế thì cần phải tính kiểm tra xem xét thêm.

Sau đây chúng ta xem xét trường hợp cụ thể của một loại tháp giải nhiệt cường bức hình 7-30.

Hệ nhiệt động được xem xét (control volume) được thể hiện bởi đường chấm chấm.



Hình 7-30

a) Phương trình bảo toàn khối lượng:

Không khí khô:

$$G_{kk3} = G_{kk4}$$

Nước:

$$G_{w1} + G_{bs5} + G_{h3} = G_{w2} + G_{h4}$$

Trong đó:

G_{kk} - Lưu lượng không khí khô qua tháp

G_{w1} - Lưu lượng nước nóng vào tháp.

G_{w2} - Lưu lượng nước lạnh ra khỏi tháp.

G_{bs5} - Lưu lượng nước bổ sung

G_{h1} - Lưu lượng hơi nước chứa trong dòng không khí ẩm vào tháp. ($G_{h1} = G_{kk}d_1$).

G_{h4} - Lưu lượng hơi nước chứa trong dòng không khí ẩm thải ra môi trường
($G_{h4} = G_{kk}d_4$)

Vì $G_{kk3} = G_{kk4} = G_{kk} = \text{const}$ nên ta có:

$$G_{bs5} = G_{h4} - G_{h3} = G_{kk}(d_4 - d_3)$$

b) Phương trình cân bằng năng lượng có dạng:

$$G_{w1}c_{pn}t_1 + G_{kk}I_3 + G_{bs5}c_{pn}t_5 = G_{w2}c_{pn}t_2 + G_{kk}I_4$$

$$G_{kk}(I_4 - I_3) = G_w c_{pn}(t_1 - t_2) + G_{bs5}c_{pn}t_5$$

Vì $G_{w1} = G_{w2} = G_w$ và $G_{bs5} = G_{kk}(d_4 - d_3)$ nên ta có:

$$G_{kk} \left[(I_4 - I_3) + (d_4 - d_3)c_{pn}t_5 \right] = G_w c_{pn}(t_1 - t_2)$$

$$G_{kk} = \frac{G_w c_{pn}(t_1 - t_2)}{\left[(I_4 - I_3) + c_{pn}t_5(d_4 - d_3) \right]}$$

Từ các thông số của không khí ẩm vào và ra khỏi tháp chúng ta tính được lưu lượng quạt G_{kk} và lưu lượng nước bổ sung cho tháp G_{bs5} trong quá trình sử dụng.

Ví dụ 7-9.

Tháp giải nhiệt cưỡng bức có điều kiện hoạt động như sau:

Nhiệt độ nước vào tháp $t_{w1} = 38^\circ\text{C}$, nhiệt độ nước ra khỏi tháp $t_{w2} = 30^\circ\text{C}$, lưu lượng nước qua tháp $G_w = 4,5 \cdot 10^7 \text{ kg/h}$. Nước bổ sung G_{bs} có nhiệt độ $t_5 = 20^\circ\text{C}$.

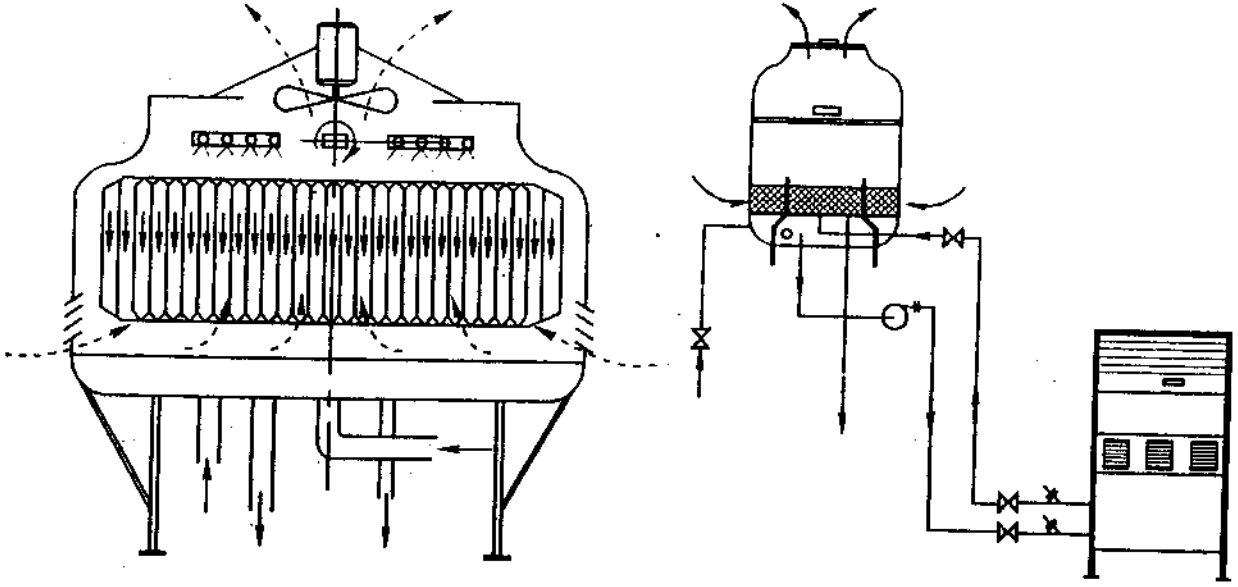
Nhiệt độ và độ ẩm không khí vào tháp $t_{k3} = 25^\circ\text{C}$ và $\varphi_3 = 35\%$, không khí ra khỏi tháp có $t_{k4} = 35^\circ\text{C}$ và $\varphi_4 = 90\%$.

a) Xác định lưu lượng không khí qua tháp G_{kk} và lưu lượng nước bổ sung G_{bs} .

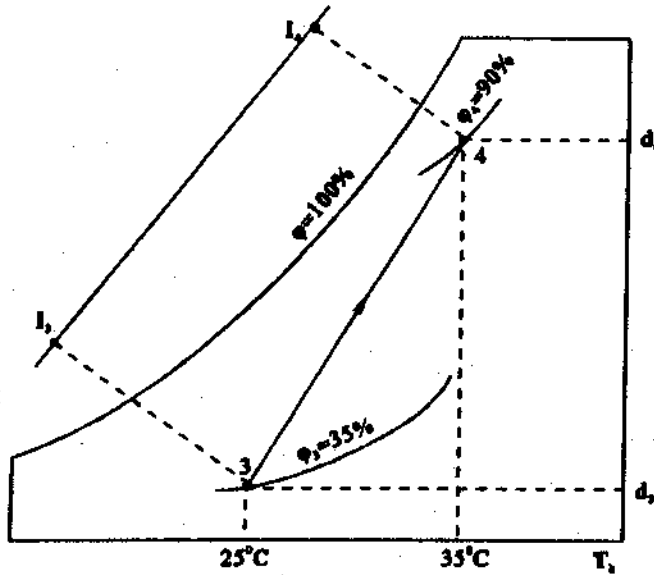
b) Nếu độ ẩm không khí vào tháp tăng lên $\varphi_3 = 70\%$ còn các thành phần khác của bài toán vẫn giữ không thay đổi thì G_{kk} và G_{bs} thay đổi thế nào:

Giải

Sơ đồ nguyên lý hoạt động của tháp như hình vẽ dưới.



a) Từ đồ thị t-d chúng ta xác định được các thông số cần thiết của không khí vào và ra khỏi tháp.



Trạng thái 3: $t_{k3} = 25^\circ\text{C}$; $\varphi_3 = 35\%$

$$d_3 = 5 \text{ g/kgkk}; I_3 = 42,6 \text{ kJ/kgkk}$$

Trạng thái 4: $t_{k4} = 35^\circ\text{C}$; $\varphi_4 = 90\%$

$$d_4 = 31,6 \text{ g/kgkk}; I_4 = 118 \text{ kJ/kgkk}$$

$$G_{kk} = \frac{G_w c_{pn}(t_{w1} - t_{w2})}{[(I_4 - I_3) + c_{pn} t_5 (d_4 - d_3)]}$$

Đối với nước $c_{pn} = 4,18 \text{ kJ/kg}$ độ do đó:

$$G_{kk} = \frac{4,5 \cdot 10^7 \times 4,18(38 - 30)}{(118 - 42,6) + 4,18 \times 20(31,6 - 5) \cdot 10^{-3}} = 1,96 \cdot 10^7 \text{ kg/h}$$

$$G_{bs} = G_{kk}(d_4 - d_3) = 1,96 \cdot 10^7 (31,6 - 5) \cdot 10^{-3} \\ = 4,84 \cdot 10^5 \text{ kg/h.}$$

Tỷ lệ bổ sung nước:

$$\frac{G_{bs}}{G_w} = \frac{4,84 \cdot 10^5}{4,5 \cdot 10^7} = 0,0107 = 1,07\%.$$

b) $t'_{k3} = 25^\circ\text{C}$ và $\varphi'_3 = 70\%$ từ đồ thị t-d tìm được

$$I'_3 = 61 \text{ kJ/kgkk} \text{ và } d'_3 = 15 \text{ g/kgkk}$$

Với kết quả này ta tính được:

$$G'_{kk} = \frac{4,5 \cdot 10^7 \times 4,18(38 - 30)}{(118 - 61) + 4,18 \times 20(31,6 - 15) \cdot 10^{-3}} \\ = 2,58 \cdot 10^7$$

$$G'_{bs} = 2,58 \cdot 10^7 (31,6 - 15) \cdot 10^{-3} = 4,28 \cdot 10^5 \text{ kg/h.}$$

Nhận xét: * Khi nhiệt độ không khí vào tháp như nhau ($t_{k3} = t'_{k3} = \text{const}$) nhưng độ ẩm không khí tăng thì khả năng hoạt động của tháp sẽ giảm, muốn đảm bảo tính năng hoạt động của tháp như cũ (phụ tải không thay đổi) thì lưu lượng G_{kk} phải tăng.

* Nếu tháp đã thiết kế ($G_{kk} = \text{const}$) thì khả năng giải nhiệt của tháp bị giảm, đây là một điều kiện cần lưu ý khi chọn tháp giải nhiệt đã chế tạo sẵn.

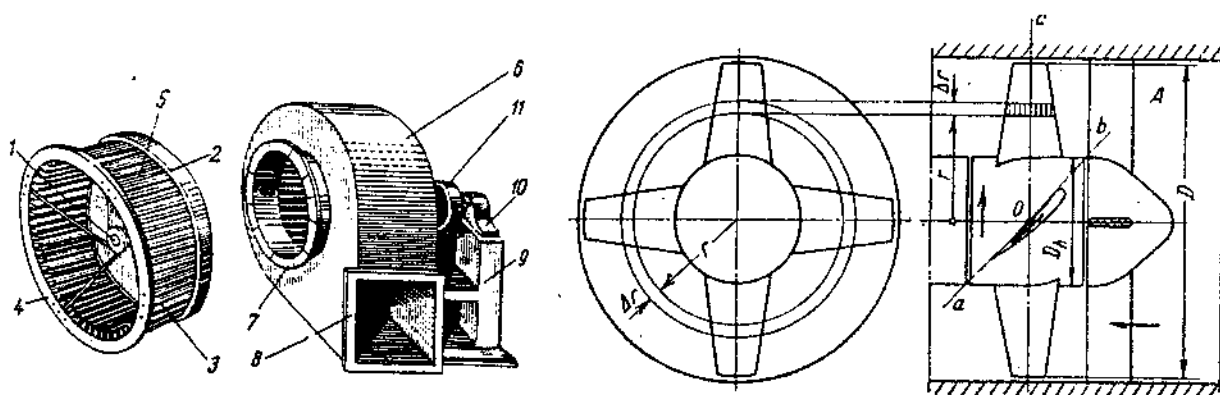
Chương 8

QUÁ TRÌNH NÉN KHÍ VÀ HƠI

§ 8-1. KHÁI NIỆM CHUNG

Khí nén được sử dụng rất rộng rãi trong nhiều ngành kỹ thuật ví dụ như: Khí nén được sử dụng trong 1 số máy rung và đào trong xây dựng, cầu đường, làm sạch các bề mặt các thiết bị, điều khiển các ben đóng mở thiết bị ... Muốn có khí nén người ta phải dùng máy nén khí. Theo tập quán máy nén chất lỏng giọt được gọi là bơm, máy nén khí có thể tạo nên áp suất cao hoặc thấp, căn cứ trên áp suất dư có thể phân loại như sau:

- Áp suất $< 500 \text{ mm H}_2\text{O}$ gọi là quạt thông gió, áp suất từ $500 \text{ mm H}_2\text{O}$ đến 2 bar được gọi là quạt cực mạnh, về kết cấu quạt có nhiều dạng khác nhau nhưng thông dụng nhất là quạt ly tâm và quạt hướng trục. Các thông số chủ yếu của quạt là: lưu lượng (m^3/h) và áp suất ($\text{mm H}_2\text{O}$), thông thường quạt ly tâm cho áp suất nén cao hơn nhưng lưu lượng không lớn lắm (xét về khối lượng tương ứng của thiết bị) còn quạt hướng trục thường cho lưu lượng lớn nhưng áp suất không cao, kết cấu đơn giản, do đó tùy theo yêu cầu về kỹ thuật mà có thể sử dụng quạt hướng trục hoặc quạt ly tâm (hình 8-1).



Hình 8-1.

a) Quạt ly tâm

b) Quạt hướng trục

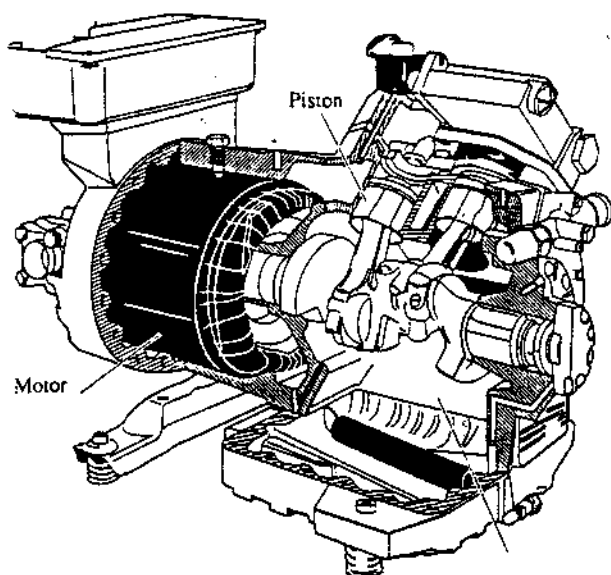
- Áp suất > 2 bar được gọi là máy nén, trong chương này nghiên cứu chủ yếu là máy nén nhằm phục vụ cho các chương sau.

Xét về nguyên lý máy nén khí có thể phân thành hai nhóm chủ yếu như sau:

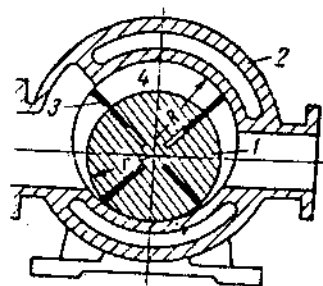
a) Loại tiêu hao công cơ học để tạo nên khí nén có áp suất cao ví dụ như máy nén piston, máy nén hướng trục ...

b) Loại thứ 2 này tiêu hao nhiệt năng để tạo nên khí nén có áp suất cao ví dụ như máy nén ejector.

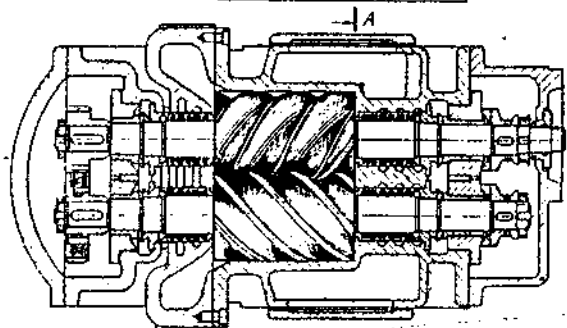
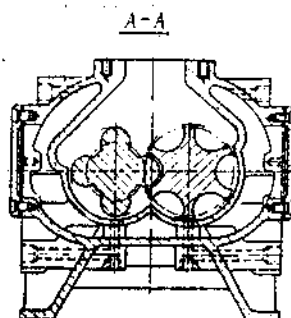
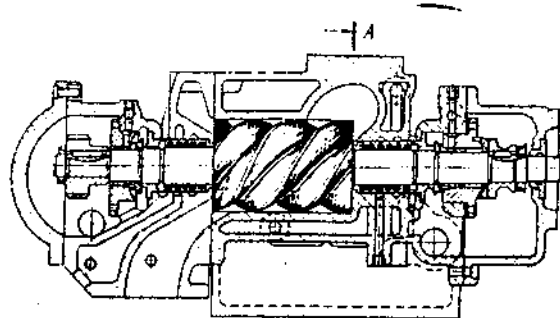
Máy nén được sử dụng rộng rãi trong các thiết bị và vào nhiều mục đích khác nhau là máy nén nhóm a). Đối với loại máy nén nhóm này có thể phân loại theo nguyên lý làm việc như sau:



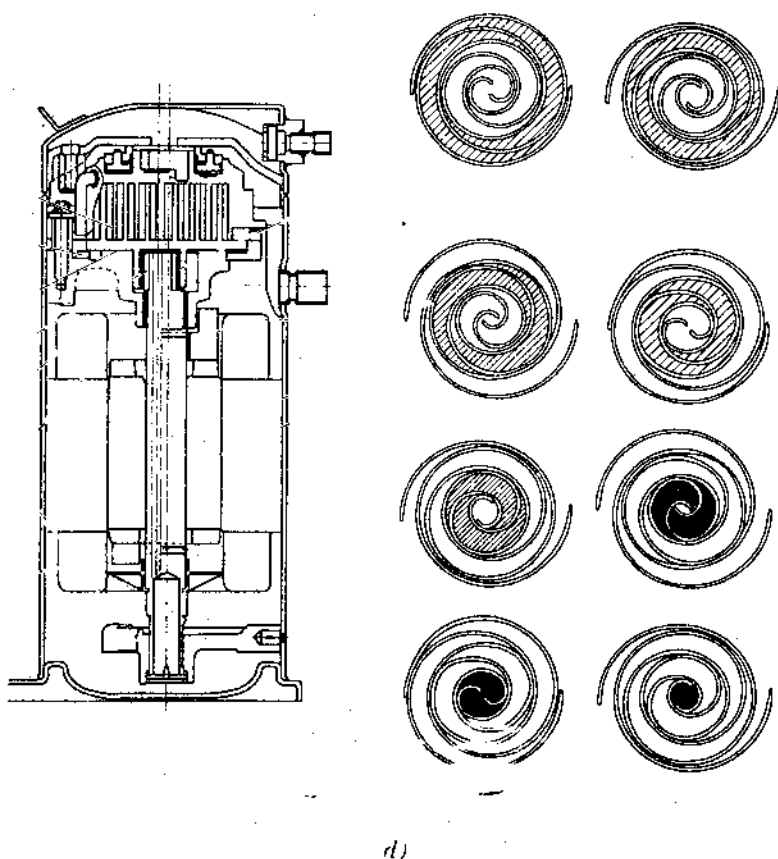
a)



b)



c)



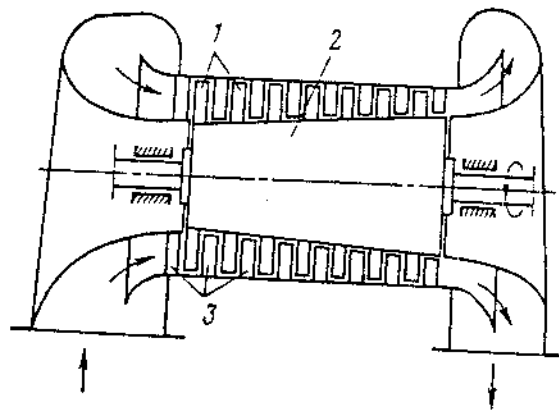
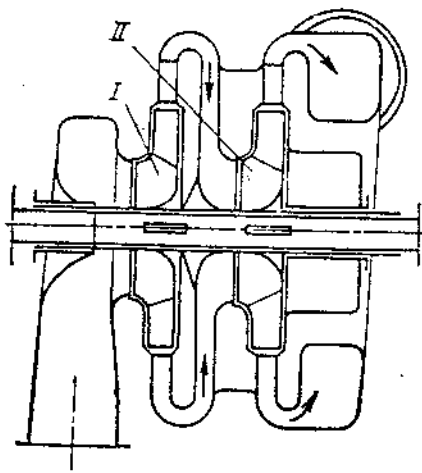
Hình 8-2. Máy nén thể tích

a) Máy nén piston (Reciprocating compressors); b) Máy nén roto (Rotary compressors)
c) Máy nén trục vít (Screw compressors); d) Máy nén xoắn ốc (Scroll compressors)

* Máy nén thể tích: loại máy nén kiểu này dựa trên nguyên lý tiêu hao công cơ học và làm co ép thể tích khối khí để tạo nên khí nén (hoặc hơi có áp suất cao), về cấu tạo thì rất nhiều dạng ví dụ máy nén piston, máy nén Roto, máy nén trục vít, máy nén xoắn ốc ... được thể hiện trên hình 8-2.

* Máy nén tuabin:

Theo nguyên lý làm việc máy nén tuabin chia làm 2 loại là máy nén ly tâm và máy nén hướng trục, nhóm máy này hoạt động theo nguyên lý khác với nhóm máy nén thể tích, quá trình nén có đặc tính động và thực hiện qua 2 giai đoạn: giai đoạn đầu dòng khí (hoặc hơi) vào đĩa công tác và được truyền động năng (do tiêu hao công từ bên ngoài cấp), giai đoạn tiếp theo dòng khí có tốc độ cao chảy qua ống tăng áp, biến động năng thành thế năng (khí có áp suất cao). Nhóm máy này thường cho lưu lượng rất lớn và liên tục, áp suất từng tầng không cao, muốn có áp suất cao phải ghép nhiều tầng, kết cấu loại máy nén này được thể hiện trên hình 8-3. Trong các công trình cần có sản lượng khí lớn người ta thường dùng máy nén ly tâm, nếu cần sản lượng khí cực lớn thì sử dụng máy nén hướng trục, một số đặc điểm của loại này sẽ được xét thêm ở phần sau.



Hình 8-3. Máy nén tuabin

- a) Máy nén ly tâm (Centrifugal compressors): I- Tầng thứ nhất; II- Tầng thứ 2.
 b) Máy nén hướng trục (Axial-flow compressors): 1- Cánh động (rotating blades); 2- Roto máy nén (compressors rotor); 3- Cánh tĩnh (Stator blades), nó làm nhiệm vụ ống tăng áp và hướng dòng.

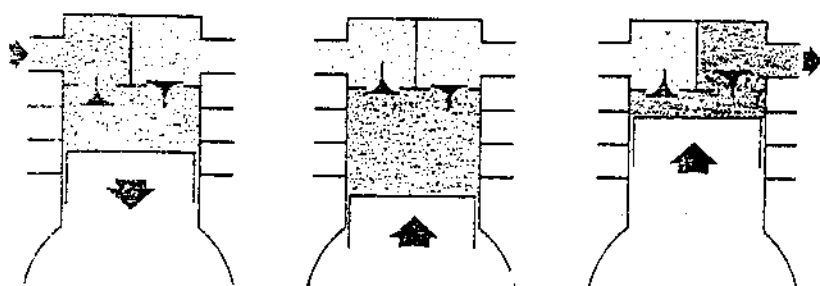
Hai nhóm máy này khác nhau về cấu tạo, nguyên lý hoạt động, đặc tính kỹ thuật, chỉ tiêu kinh tế ..., tuy nhiên đứng trên quan điểm nhiệt động lực học thì các quá trình tiến hành trong máy nén là hoàn toàn như nhau. Sau đây chúng ta nghiên cứu chủ yếu về máy nén piston là loại được sử dụng rất phổ cập.

§ 8.2. MÁY NÉN PISTON

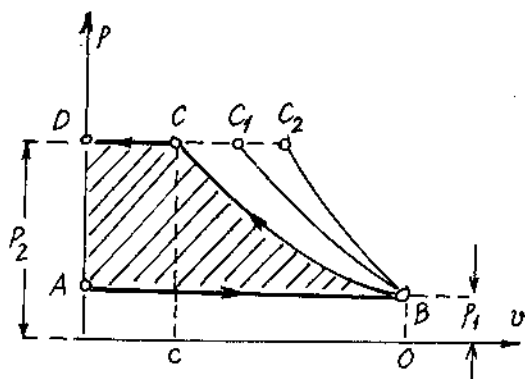
8.2.1. những quá trình cơ bản của máy nén piston 1 cấp

Máy nén piston 1 cấp được sử dụng rất phổ biến trong nhiều lĩnh vực kỹ thuật, trong máy nén loại này chất môi giới được nén 1 lần rồi đẩy vào bình chứa. Về cấu tạo máy nén piston 1 cấp có các bộ phận chính như sau: Van nạp khí, van thải khí (được điều khiển bằng sự đàn hồi của lò xo hoặc lá kim loại), piston, xilanh, ngoài ra còn có bộ phận phụ là bình chứa. Hình 8-4 biểu thị nguyên lý hoạt động của máy nén piston 1 cấp và đồ thị p-v. Khi piston chuyển động từ trên xuống van nạp 1 mở và van xả 2 đóng, khí được nạp vào xilanh (quá trình nạp khí AB), áp suất lúc nạp khí không thay đổi là p_1 . Tiếp theo là quá trình nén khí (piston đi từ dưới lên), trong quá trình nén khí hai van nạp và thải đều đóng (quá trình BC), nén khí có thể tiến hành theo quá trình đẳng nhiệt BC ($n = 1$), quá trình đa biến BC_1 hoặc quá trình đoạn nhiệt BC_2 ($n = k$), áp suất tăng từ p_1 đến p_2 . Sau quá trình nén khí là quá trình thải khí CD (do áp suất khí trong xilanh đạt đến p_2 đẩy van thải mở trong khi van nạp vẫn đóng; piston vẫn tiếp tục đi lên và đẩy khí đến bình chứa, bình này có tác dụng ổn áp nên còn gọi là bình ổn áp), trong quá trình thải khí $p_2 = \text{const}$. Từ bình chứa, khí được dẫn đến nơi sử dụng, bình chứa có áp suất cao nên cần phải gắn van an toàn, áp kế, van xả nước ngưng tụ (van này đặt ở đáy bình).

Lượng khí hút vào xilanh trong một đơn vị thời gian gọi là năng suất của máy nén. Năng suất của máy nén tính bằng đơn vị thể tích (thường tính theo m^3 tiêu chuẩn) trong một đơn vị thời gian (giờ hoặc phút).



a)



b)

Hình 8-4 : a) Máy nén piston 1 cấp : 1. Van nạp ; 2. Van thải ; 3. Piston ; 4. Xilanh
b) Đồ thị p-v với các quá trình nén khí

8.2.2. Công tiêu hao của máy nén

Công tiêu hao của máy nén khí ở đây được tính theo điều kiện khí lý tưởng (nếu là hơi hoặc khí thực thì phải tính qua bảng thông số nhiệt động tương ứng), quá trình nén xem là thuận nghịch, tốc độ khí vào và ra khỏi xilanh xem như nhau (bỏ qua sự biến thiên động năng).

Công tiêu hao để nén 1 kg khí từ áp suất p_1 đến p_2 được tính theo công thức:

$$W = - \int_{p_1}^{p_2} v dp = W_{KT} \quad (8-1)$$

Tùy theo quá trình nén khác nhau mà công tiêu hao cũng khác nhau:

a) Nén theo quá trình đẳng nhiệt ($n = 1$):

Trên đồ thị hình 8-4b quá trình này được biểu thị bằng đường BC. Từ phương trình trạng thái khí lý tưởng ta có $v = RT/p$, thay giá trị này vào phương trình (8-1) được:

$$\begin{aligned} W &= - \int_{p_1}^{p_2} v dp = - \int_{p_1}^{p_2} RT \frac{dp}{p} = -RT \int_{p_1}^{p_2} \frac{dp}{p} \\ &= -RT \ln \frac{p_2}{p_1} = -p_1 v_1 \ln \frac{p_2}{p_1} \end{aligned} \quad (8-2)$$

Nếu sử dụng đơn vị $p - \text{N/m}^2$; $v - \text{m}^3/\text{kg}$ thì $W - \text{kJ/kg}$.

Công tiêu hao này được biểu thị bằng diện tích ABCD.

b) Nén theo quá trình đoạn nhiệt ($n = k$):

Từ phương trình của quá trình đoạn nhiệt ta có:

$$pv^k = \text{const} = p_1 v_1^k \rightarrow v = p_1^{1/k} v_1 p^{-1/k}$$

$$W = - \int_{p_1}^{p_2} v dp = - \int_{p_1}^{p_2} p_1^{1/k} v_1 p^{-1/k} dp$$

$$= -v_1 p_1^{1/k} \int_{p_1}^{p_2} p^{-1/k} dp$$

$$= -\frac{k}{k-1} (p_2 v_2 - p_1 v_1) = \frac{k}{k-1} (p_1 v_1 - p_2 v_2)$$

$$= -\frac{k}{k-1} p_1 v_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{(k-1)/k} - 1 \right]$$

$$= -\frac{k}{k-1} RT_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{(k-1)/k} - 1 \right] \quad (8-3)$$

Công tiêu hao của máy nén khí quá trình nén là đoạn nhiệt được thể hiện bằng diện tích ABC₂D trên hình 8-4b.

c) Nén theo quá trình đa biến ($1 < n < k$):

Tương tự quá trình đoạn nhiệt, phương trình của quá trình đa biến $pv^n = \text{const}$ ta sẽ suy ra được:

$$W = -\frac{n}{n-1} (p_2 v_2 - p_1 v_1)$$

$$= -\frac{n}{n-1} p_1 v_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{(n-1)/n} - 1 \right]$$

$$= -\frac{n}{n-1} RT_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{(n-1)/n} - 1 \right] \quad (8-4)$$

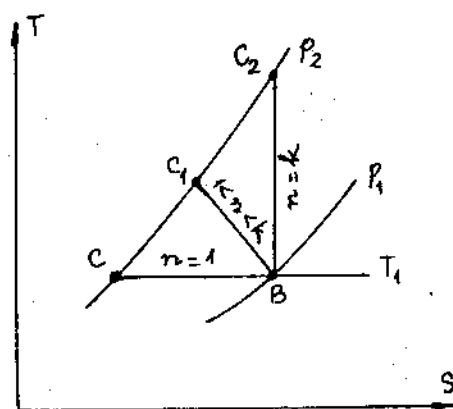
Công tiêu hao của máy nén trong trường hợp này được thể hiện bằng diện tích ABC₁D.

Từ kết quả trên chúng ta nhận thấy: nén theo quá trình đoạn nhiệt công tiêu hao nhiều nhất và nén theo quá trình đẳng nhiệt công tiêu hao ít nhất, do đó nếu máy nén được làm

mát tốt công tiêu hao sẽ giảm đi, nhiệt độ cuối quá trình nén thấp, bôi trơn tốt, tuổi thọ của máy tăng và ngược lại nén gần với quá trình $n = k$ là không tốt.

Trên thực tế muốn nén theo quá trình đẳng nhiệt sẽ rất khó khăn về chế tạo và dẫn đến giá thành máy rất đắt, do đó máy nén thường được chế tạo với số mũ đa biến trung bình khoảng $n = 1,2 \div 1,25$ (nếu làm mát bằng nước có thể đạt thấp hơn), tuy nhiên trong quá trình vận hành nếu làm mát không đúng hoặc thiếu vệ sinh thường xuyên thì n có thể tăng cao hơn điều kiện thiết kế.

Các quá trình nén khí biểu diễn trên đồ thị T-s thể hiện ở hình 8-5.



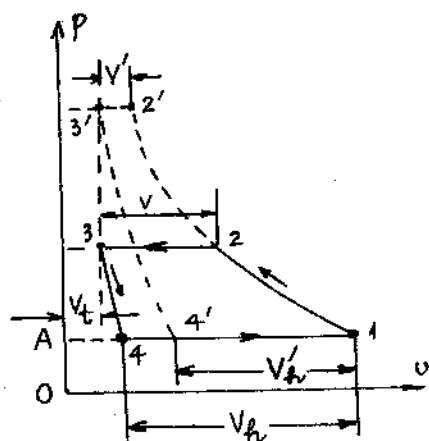
Hình 8-5. Quá trình nén khí trên đồ thị T-s.

8.2.3. Tác hại của dung tích thừa

Do thực tế chế tạo mà giữa nắp xilanh và piston có một lớp đệm không khí để tránh sự va đập giữa nắp xilanh và piston, tuy nhiên trên quan điểm nhiệt động lực học kỹ thuật thì dung tích này không có lợi và được gọi là dung tích thừa V_t , thông thường dung tích thừa V_t chiếm khoảng $3 \div 10\%$ toàn bộ thể tích của xilanh V_1 .

Đồ thị lý thuyết của máy nén có dung tích thừa được biểu diễn trên hình 8-6

Từ đồ thị chúng ta thấy trong máy nén có thêm quá trình giãn nở phụ 3-4 khi piston dịch chuyển từ điểm chết trên xuống điểm chết dưới, sở dĩ có điều này xảy ra là vì khí chứa trong dung tích thừa có áp suất cao p_2 phải được giãn nở để giảm áp suất cho đến khi áp suất trong xilanh giảm xuống bằng áp suất hút p_1 thì van nạp mới được mở ra và khí mới thực sự nạp vào xilanh (nghĩa là ở điểm 4 van nạp mới mở). Do đó lượng khí nạp thực sự vào xilanh chỉ còn là $(V_1 - V_4)$ nhỏ hơn khi nạp không có dung tích thừa (máy nén lý tưởng). Lượng khí nạp vào càng giảm khi áp suất càng tăng ($p_2 > p_1$), điều này có thể thấy rõ trên đồ thị hình 8-6.



Hình 8-6. Các quá trình nén khí trong máy nén có dung tích thừa.

Để đánh giá năng suất của máy nén piston bị suy giảm do dung tích thừa gây nên người ta dùng đại lượng hiệu suất thể tích máy nén ký hiệu là λ :

$$\lambda = \frac{V_1 - V_4}{V_1 - V_3} \quad (8-5)$$

Các máy nén thực tế có $\lambda = 0,7 \div 0,9$

Áp suất càng cao λ càng thấp, vì vậy dùng máy nén 1 cấp để nén khí đến áp suất quá cao là không có lợi.

Đối với máy nén 1 cấp chỉ nên dùng với điều kiện tỷ số áp suất $p_2/p_1 < 10 \div 12$.

Trường hợp có dung tích thừa công tiêu hao được tính như sau:

$$\begin{aligned} \dot{W}_n &= -\frac{n}{n-1} p_1 V_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{(n-1)/n} - 1 \right] - \left\{ -\frac{n}{n-1} p_1 V_4 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{(n-1)/n} - 1 \right] \right\} \\ &= -\frac{n}{n-1} G R T_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{(n-1)/n} - 1 \right] \end{aligned} \quad (8-6)$$

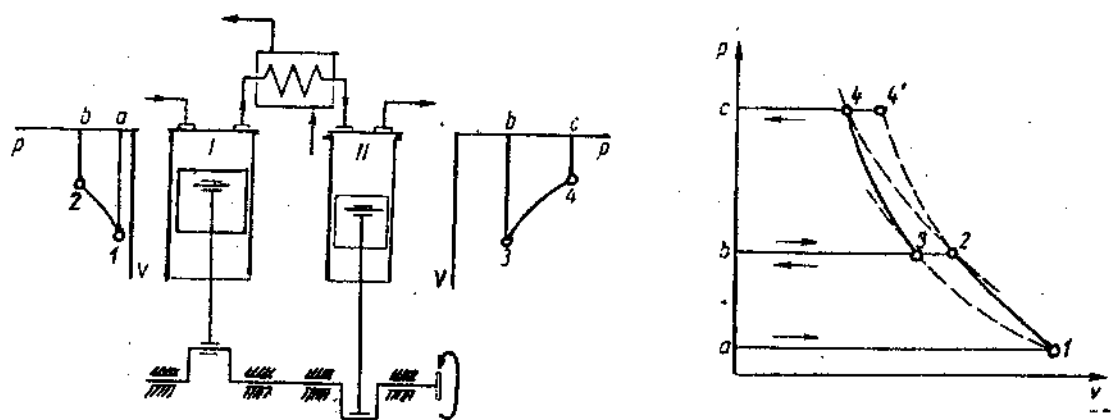
Trong đó $G = \frac{p_1(V_1 - V_4)}{R T_1}$ là lượng khí hút vào xilanh của một hành trình piston.

Nếu tính cho 1 kg khí nén, công tiêu hao sẽ là:

$$W_n = -\frac{n}{n-1} R T_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{(n-1)/n} - 1 \right] \quad (8-7)$$

8.2.4. Máy nén nhiều cấp

Như đã nêu ở phần trên, máy nén 1 cấp không thể nén với tỷ số áp suất cao được, do đó muốn có tỷ số áp suất cao người ta sử dụng máy nén piston nhiều cấp. Một ưu điểm của máy nén nhiều cấp là giữa các cấp ta có thể làm nguội khí nén, do đó giảm được công tiêu hao. Trong máy nén 1 cấp dù làm nguội xilanh rất tốt cũng không thể đạt được quá trình nén đẳng nhiệt, về mặt chế tạo thì máy nén nhiều cấp sẽ phức tạp hơn. Sơ đồ nguyên lý và đồ thị lý thuyết của máy nén piston 2 cấp được thể hiện trên hình 8-7.



Hình 8-7. Máy nén 2 cấp.

I- Xilanh hạ áp (XHA) II- Xilanh cao áp (XCA)

A.- Các quá trình nhiệt động trong máy nén nhiều cấp:

Từ sơ đồ nguyên lý hình 8-7 ta có:

a-1 biểu thị quá trình hút khí (nạp khí) vào xilanh cấp 1

1-2 là quá trình nén đa biến trong xilanh cấp 1.

2-b là quá trình đẩy khí qua bình làm mát trung gian trước khi nạp khí vào xilanh cấp 2.

b-3- Quá trình làm mát khí trong bình làm mát trung gian ($p = \text{const}$) và nạp tiếp vào xilanh cấp 2.

3-4- Quá trình nén đa biến trong xilanh cấp 2

4-c- Quá trình thải khí từ xilanh cấp 2 vào bình chứa (bình ổn áp).

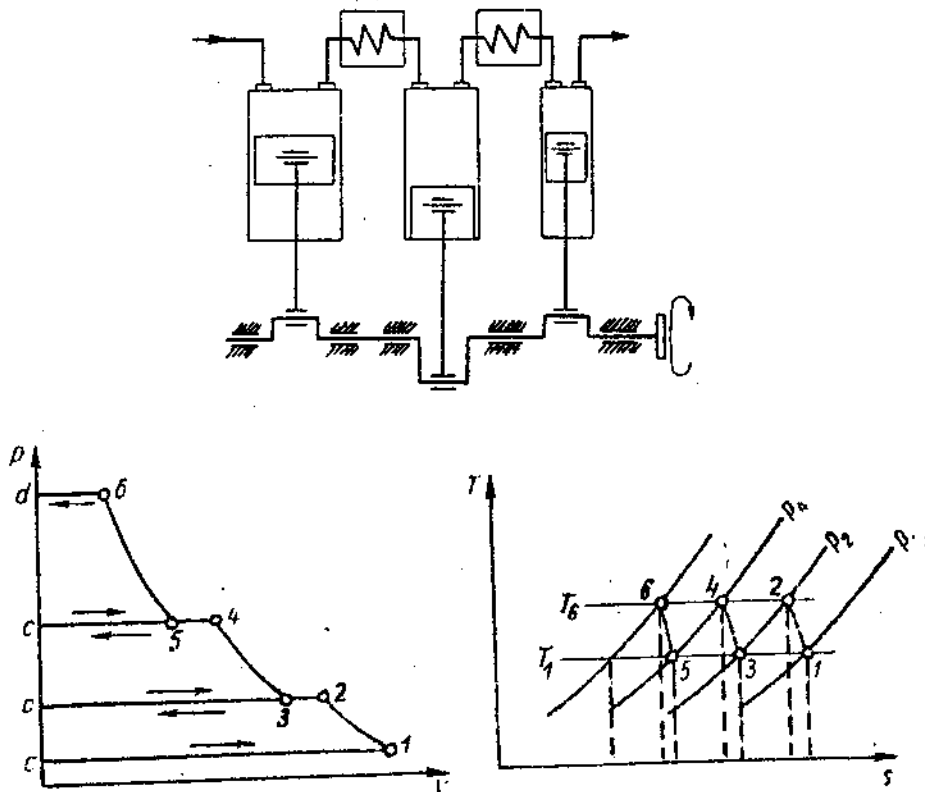
Do có làm nguội trung gian mà thể tích của khí nén hút vào xilanh cấp 2 giảm đi một lượng là $(V_2 - V_3)$, công tiêu hao giảm đi một lượng biểu thị bằng diện tích 2344'.

B.- Phân phối áp suất nén giữa các cấp:

Xuất phát từ điều kiện thực tế đối với máy nén nhiều cấp người ta phân bố áp suất nén sao cho nhiệt độ khí nén sau mỗi cấp đều bằng nhau:

$$T_2 = T_4 = T_6$$

và nhiệt độ khí nén sau mỗi cấp được làm nguội đẳng áp đến nhiệt độ ban đầu (được thể hiện như trên hình 8-8):



Hình 8-8. Máy nén 3 cấp.

$$T_1 = T_3 = T_5$$

Từ những điều kiện trên chúng ta xác định được tỷ số tăng áp suất trong mỗi cấp, ta có:

$$P_2 = P_3$$

$$P_4 = P_5$$

$$T_1 = T_3 = T_5$$

$$T_2 = T_4 = T_6$$

Xét quá trình nén từng cấp (các cấp nén đều có cùng số mũ đa biến như nhau):

$$\text{Cấp 1: } \frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{n-1/n}$$

$$\text{Cấp 2: } \frac{P_4}{P_3} = \left(\frac{T_4}{T_3} \right)^{n-1/n}$$

$$\text{Cấp 3: } \frac{P_6}{P_5} = \left(\frac{T_6}{T_5} \right)^{n-1/n}$$

$$\text{Suy ra } \frac{P_2}{P_1} = \frac{P_4}{P_3} = \frac{P_6}{P_5} = x$$

Vậy tỷ số tăng áp suất của mỗi cấp đều bằng nhau, do đó:

$$x^3 = \frac{P_6}{P_1} = \frac{P_c}{P_d}$$

Nếu gọi m là số cấp của máy nén.

P_c - áp suất cuối của máy nén

P_d - áp suất ban đầu hút vào của máy nén thì tỷ số tăng áp của mỗi cấp được tính:

$$x = \sqrt[m]{\frac{P_c}{P_d}} \quad (8-8)$$

$$\text{và } P_2 = P_1 x$$

$$P_4 = P_1 x^2$$

$$P_6 = P_1 x^3$$

nghĩa là áp suất mỗi cấp nén tăng theo cấp số nhân với công bội là x .

Còn về phần dung tích xilanh mỗi cấp được tính như sau:

$$\text{vi } T_1 = T_3 = T_5 \quad \text{do đó ta có:}$$

$$P_1 V_1 = P_3 V_3 = P_5 V_5$$

$$\text{Suy ra } V_3 = V_1 \frac{P_1}{P_3} = \frac{V_1}{x}$$

$$V_5 = V_3 \frac{p_3}{p_5} = \frac{V_3}{x} = \frac{V_1}{x^2}$$

Nếu biết dung tích xilanh cấp 1 là V_1 và tỷ số tăng áp của mỗi cấp (x) thì có thể tính được dung tích xilanh của các cấp tiếp theo. Qua đây chúng ta có thể dễ dàng nhận thấy dung tích xilanh các cấp sau sẽ giảm dần theo cấp số nhân với công bội $\frac{1}{x}$.

C.- Công tiêu hao của máy nén nhiều cấp:

Công tiêu hao của máy nén nhiều cấp bằng tổng công tiêu hao của các cấp.

$$\text{Cấp 1: } W_1 = -\frac{n}{n-1} RT_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]$$

$$\text{Cấp 2: } W_2 = -\frac{n}{n-1} RT_3 \left[\left(\frac{p_4}{p_3} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]$$

$$\text{Cấp 3: } W_3 = -\frac{n}{n-1} RT_5 \left[\left(\frac{p_6}{p_5} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]$$

$$\text{vì } \begin{cases} T_1 = T_3 = T_5 \\ \frac{p_2}{p_1} = \frac{p_4}{p_3} = \frac{p_6}{p_5} = x \end{cases}$$

nên $W_1 = W_2 = W_3$ và $W_{mn} = 3W_1$ (với $m = 3$)

Do đó với máy nén có m cấp thì:

$$W_{mn} = -m \frac{n}{n-1} RT_1 \left[\left(\sqrt[m]{\frac{p_c}{p_d}} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \quad (8-9)$$

D.- Nhiệt lượng khí nén thải qua xilanh và qua bình làm mát trung gian:

Nhiệt lượng thải trong quá trình hoạt động của máy nén nhiều cấp có hai thành phần:

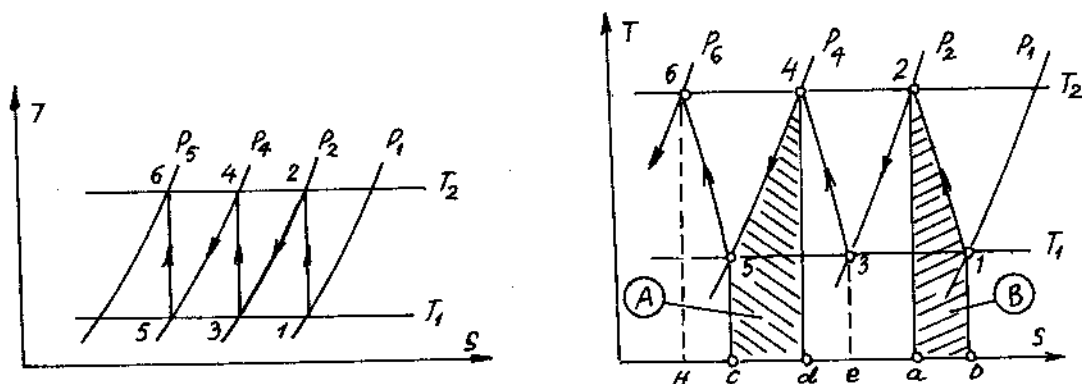
1) Nhiệt lượng thải trong quá trình nén đa biến (phần nhiệt lượng này thải qua vỏ xilanh)

2) Nhiệt lượng thải qua bình làm mát trung gian (quá trình làm nguội khí $p = \text{const}$).

Trên đồ thị hình 8-9 biểu thị quá trình thải nhiệt của máy nén nhiều cấp. Với những điều kiện nhiệt độ và tỷ số nén các cấp đã nêu ở trên thì nhiệt lượng thải ở các cấp cũng bằng nhau.

Nhiệt lượng thải qua vỏ xilanh của mỗi cấp nén sẽ là:

$$q_1 = c_v \frac{n-k}{n-1} T_1 (x^{\frac{n-1}{n}} - 1) \quad (8-10)$$



Hình 8-9

a) Quá trình nén đoạn nhiệt

b) Quá trình nén đa biến: A- Phần nhiệt lượng thải qua bình làm mát trung gian.

B- Phần nhiệt lượng thải qua vỏ xilanh.

hiệt lượng này biểu thị bằng diện tích (a21b) trên đồ thị T-s.

Nhiệt lượng thải qua mỗi bình làm mát trung gian là:

$$q_2 = c_p(T_2 - T_1) \quad (8-11)$$

và nhiệt lượng này biểu thị bằng diện tích (d45c) trên đồ thị T-s.

Nếu máy nén có m cấp nén thì số xilanh sẽ là m và số bình làm mát trung gian là (m - 1), vậy nhiệt lượng thải của máy nén là:

$$\begin{aligned} q_{mn} &= mq_1 + (m - 1)q_2 \\ &= mc_v \frac{n - k}{n - 1} T_1 \left(x^{n - 1/n} - 1 \right) + (m - 1)c_p T_1 \left(x^{n - 1/n} - 1 \right) \\ &= T_1 \left(x^{n - 1/k} - 1 \right) \left[mc_v \frac{n - k}{n - 1} + (m - 1)c_p \right] \end{aligned} \quad (8-12)$$

Đối với các loại máy nén thể tích khác như máy nén trục vít, máy nén xoắn ốc ... về đặc tính quá trình nén khí cũng tương tự máy nén piston nhưng nguyên lý hoạt động về cơ học, kết cấu có khác nên chúng có 1 số đặc điểm cần lưu ý khi sử dụng như sau: ảnh hưởng của dung tích thừa gần như không có, lượng khí thải liên tục (không gián đoạn như máy nén piston), độ ma sát, mômen khởi động, độ rung động ít hơn, tuổi thọ dài hơn do đó các loại máy nén này ngày càng được áp dụng rộng rãi cùng với sự tiến bộ của công nghệ chế tạo.

Ví dụ 8-1.

Máy nén lý tưởng 1 cấp, không khí được nén từ thông số ban đầu $p_1 = 1 \text{ bar}$, $t_1 = 20^\circ\text{C}$ đến trạng thái cuối có $p_2 = 4,5 \text{ bar}$ với quá trình đa biến có $n = 1,3$.

Xác định công tiêu hao của máy nén, nhiệt lượng thải ra.

So sánh công tiêu hao trong 2 trường hợp: nén đoạn nhiệt $k = 1,4$ và nén đa biến $n = 1,3$.

Giải

Thể tích riêng ban đầu:

$$v_1 = \frac{RT_1}{P_1} = \frac{287 \times (20 + 273)}{1 \cdot 10^5} = 0,8409 \text{ m}^3/\text{kg}$$

a) Quá trình nén đa biến $n = 1,3$

Công tiêu hao của máy nén:

$$W_n = \frac{n}{n-1} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{n-1/n} - 1 \right] p_1 v_1$$

$$= \frac{1,3}{1,3-1} \times (1 \cdot 10^5) \times 0,8409 \left[1 - \left(\frac{4,5}{1} \right)^{(1,3-1)/1,3} \right]$$

$$= -151,1 \text{ kJ/kg}$$

Nhiệt độ cuối quá trình nén:

$$T_2 = T_1 \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{n-1/n} = 293 \times (4,5)^{(1,3-1)/1,3} = 293 \times 1,4148$$

$$= 414^\circ\text{K} = 131^\circ\text{C}$$

Nhiệt thải trong quá trình nén (thải qua vỏ xilanh ra môi trường):

$$q_n = c_v \frac{n-k}{n-1} = \frac{20,9}{29} \times \frac{1,3-1,4}{1,3-1} = -0,24 \text{ kJ/kg độ}$$

$$q_n = c_n(T_2 - T_1) = (-0,24) \times (414 - 293) = -29 \text{ kJ/kg}$$

b) Nén đoạn nhiệt ($n = k$):

$$W_k = \frac{k}{k-1} p_1 v_1 \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{k-1/k} \right]$$

$$= \frac{1,4}{1,4-1} \times (1 \cdot 10^5) \times 0,8409 \times \left[1 - (4,5)^{0,41/1,4} \right]$$

$$= \frac{1,4}{0,4} \times (1 \cdot 10^5) \times 0,8409 \times [1 - 1,549]$$

$$= -161.578 \text{ J/kg} = -161,578 \text{ kJ/kg}$$

Nhiệt độ cuối quá trình nén:

$$T_2 = T_1 \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{k-1/k} = 293 \times 1,549 = 454^\circ\text{K}$$

Nhiệt lượng thải $q = 0$

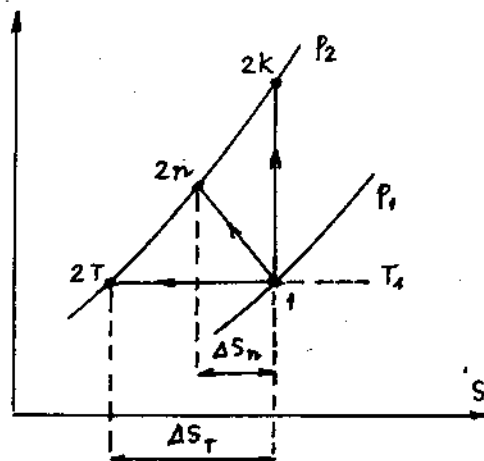
c) Nén đẳng nhiệt ($n = 1$)

$$W_T = RT \ln \frac{p_1}{p_2} = RT \left(2,3 \lg \frac{p_1}{p_2} \right)$$

$$= 287 \times 293 \times 2,3 \lg \frac{1}{1,5} = -126.337 \text{ J/kg}$$

Nhiệt lượng thải $q = W_T$

Biểu diễn các quá trình trên đồ thị T-s.



Ví dụ 8-2.

Máy nén lý tưởng 2 cấp có làm mát trung gian, áp suất ban đầu $p_1 = 1 \text{ bar}$, $t_1 = 20^\circ\text{C}$, áp suất cuối quá trình nén $p_4 = 9 \text{ bar}$.

Xác định công tiêu hao của máy nén, nhiệt độ cuối quá trình nén, nhiệt thải qua bình làm mát trung gian, quá trình nén xem là đoạn nhiệt.

Giải

Thể tích riêng ban đầu của không khí:

$$v_1 = \frac{RT_1}{p_1} = \frac{287 \times 293}{1 \cdot 10^5} = 0,8409 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Phân bố áp suất của mỗi cấp:

$$x = \sqrt{\frac{p_c}{p_d}} = \sqrt{\frac{9}{1}} = 3$$

$$p_2 = x p_1 = 3 \times 1 = 3 \text{ bar}$$

Công tiêu hao của cấp thứ 1:

$$W_1 = \frac{k}{k-1} p_1 v_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{k-1/k} \right]$$

$$= \frac{1,4}{1,4-1} \times (1 \cdot 10^5) \times 0,8409 \left[1 - \left(\frac{3}{1} \right)^{(1,4-1)/1,4} \right]$$

$$= -11152 \text{ J/kg} = -11,125 \text{ kJ/kg}$$

Nhiệt độ cuối quá trình nén cấp 1:

$$T_2 = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{k-1/k} = 293 \left(\frac{3}{1} \right)^{1,4-1/1,4} = 404^\circ \text{ K}$$

Thể tích riêng cuối quá trình nén cấp 1:

$$v_2 = \frac{RT_2}{p_2} = \frac{287 \times 404}{3 \cdot 10^5} = 0,386 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Thể tích riêng của khí nạp vào xilanh cấp 2 ($T_3 = T_1$):

$$v_3 = \frac{RT_3}{p_3} = \frac{287 \times 293}{3 \cdot 10^5} = 0,280 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Công tiêu hao của cấp 2:

$$W_2 = \frac{k}{k-1} p_3 v_3 \left[1 - \left(\frac{p_4}{p_3} \right)^{k-1/k} \right]$$

$$= \frac{1,4}{1,4-1} \times (3 \cdot 10^5) \times 0,280 \left[1 - 3^{1,4-1/1,4} \right]$$

$$= -11125 \text{ J/kg} = -11,125 \text{ kJ/kg}$$

Nhiệt độ cuối quá trình nén cấp 2:

$$T_4 = T_3 \left(\frac{p_4}{p_3} \right)^{k-1/k} = 293 \times 3^{0,291} = 404^\circ \text{ K}$$

$$W_{mn} = W_1 + W_2 = 2 \times (-11,125) = -22,250 \text{ kJ/kg}$$

Nếu dùng máy nén 1 cấp để nén từ áp suất đầu $p_d = 1 \text{ bar}$ đến áp suất cuối $p_c = 9 \text{ bar}$ thì công tiêu hao là:

$$W'_{mn} = \frac{k}{k-1} p_1 v_1 \left[1 - \left(\frac{9}{1} \right)^{k-1/k} \right]$$

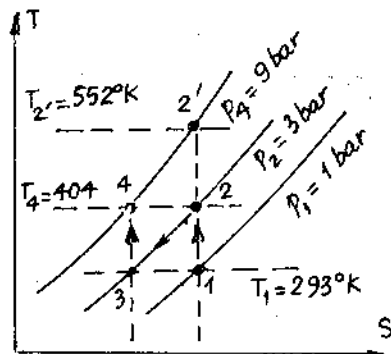
$$= -26,0 \text{ kJ/kg}$$

$$\Delta W = W'_{mn} - W_{mn} = -3,75 \text{ kJ/kg}$$

Sai biệt này sẽ càng lớn khi áp suất cuối càng tăng.

Nhiệt độ cuối quá trình nén:

$$T_{2'} = T_1 \left(\frac{9}{1} \right)^{k-1/k} = 293(9)^{0,291} = 552^\circ \text{ K} (279^\circ \text{ C})$$



§ 8.3. MÁY NÉN TUABIN

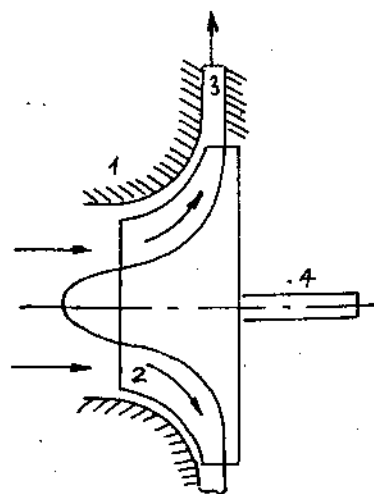
Nhược điểm lớn nhất của máy nén piston là cho sản lượng khí (hơi) thấp, ngoài ra nó còn có 1 số khuyết điểm phụ như sau: Tốc độ vòng quay không cao, nạp và thải khí gián đoạn, có tác hại của ảnh hưởng của dung tích thừa, độ rung động cao, mômen khởi động lớn ... Máy nén tuabin có thể khắc phục những nhược điểm này, máy nén tuabin có quá trình nạp và thải khí liên tục, lưu lượng rất lớn, tốc độ quay có thể gấp hàng chục lần máy nén piston, không bị ảnh hưởng của dung tích thừa, mômen khởi động, độ rung động nhỏ, tuổi thọ cao, kích thước gọn và hiệu suất cao do đó hiện nay trong các hệ thống thiết bị cần một sản lượng khí lớn thường sử dụng loại này.

Máy nén tuabin có 2 loại chính: máy nén ly tâm và máy nén hướng trục. Máy nén ly tâm và hướng trục đều thực hiện cùng nguyên lý giống nhau, chỉ có 1 số kết cấu máy bố trí khác nhau và hướng của dòng khí ra khỏi máy nén cũng khác nhau, mỗi chủng loại có những đặc điểm riêng, sau đây ta sẽ xem xét thêm.

a) Máy nén ly tâm:

Máy nén ly tâm 1 cấp được thể hiện trên hình 8-10.

Máy nén ly tâm 1 cấp gồm có những bộ phận cơ bản như sau: Ống hút 1, đĩa công tác 2 gắn liền với trục 3, ống đẩy 4 và ống khuếch tán. Nguyên lý làm việc của máy theo các tiến trình sau: Chất khí được hút vào các rãnh của đĩa công tác, đĩa công tác quay với tốc độ cao (nhờ động lực bên ngoài truyền qua trục máy), dưới tác dụng của lực ly tâm dòng khí được tăng tốc, dòng khí ra khỏi đĩa công tác có tốc độ cao được dẫn vào ống tăng áp, tốc độ giảm xuống và áp suất tăng (biến động năng thành thế năng) rồi được đẩy tiếp vào nơi sử dụng.



Hình 8-10. Máy nén ly tâm 1 cấp:
1) Ống hút 2) Đĩa công tác 3) Ống tăng áp (ống thoát). 4) Trục.

Trong máy nén ly tâm áp suất của khí ra khỏi máy nén tỷ lệ thuận với bình phương tốc độ của đĩa công tác, muốn nén khí đến áp suất cao trong máy nén ly tâm 1 cấp cần phải có số vòng quay rất lớn. Bởi vậy muốn máy nén ly tâm có tốc độ quay vừa phải và áp suất cao cần phải dùng máy nén nhiều cấp, có nghĩa là nhiều tầng ghép lại, để giảm công tiêu hao của máy nén, đối với máy nén nhiều cấp thường có sử dụng thiết bị làm lạnh trung gian giữa các tầng. Ngày nay với sự phát triển của công nghệ chế tạo, vật liệu ... máy nén ly tâm được áp dụng rộng rãi trong hệ thống điều hòa không khí có năng suất lạnh lớn và nhiều lĩnh vực khác.

Máy nén ly tâm hoạt động theo hệ hở, giả sử ở cửa vào của máy nén có các thông số $p_1, t_1, i_1, v_1, \omega_1$ và ở cửa ra là $p_2, t_2, i_2, v_2, \omega_2$. Giữa cửa vào và cửa ra của máy nén chất khí nhận một công là W và thải nhiệt lượng q (ở đây không xét nhiệt do ma sát gây nên) thì phương trình định luật 1 đối với dòng khí sẽ là:

$$i_1 + \frac{\omega_1^2}{2} + q - W = i_2 + \frac{\omega_2^2}{2}$$

Công thức thể cung cấp cho máy nén ứng với 1 kg khí sẽ là:

$$W = (i_1 - i_2) + q - \left(\frac{\omega_2^2}{2} - \frac{\omega_1^2}{2} \right) \quad (8-13)$$

Nếu bỏ qua sự thay đổi động năng ở cửa vào và ra thì phương trình trên có dạng:

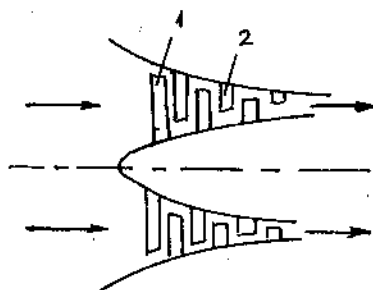
$$W = (i_1 - i_2) + q \quad (8-14)$$

phương trình này cũng giống phương trình của máy nén piston, do đó tính toán nhiệt động vẫn có thể sử dụng các phương trình đã trình bày ở phần trước.

b) Máy nén hướng trục:

Máy nén hướng trục có nguyên lý làm việc tương tự máy nén ly tâm, chỉ có khác là dòng khí đi dọc trục. Sơ đồ nguyên lý thể hiện trên hình 8-11.

Máy nén hướng trục thường cho một lưu lượng cực lớn nên được sử dụng trong động cơ tuabin khí, động cơ phản lực và các công nghệ khác, trong máy nén hướng trục dòng khí ít bị uốn dòng hơn máy ly tâm nên hiệu suất cao hơn. Muốn có áp suất cao máy nén hướng trục phải ghép nhiều tầng, mỗi tầng có tỷ số nén $\varepsilon = 1,1 \div 1,3$.



Hình 8-11. 1- Cánh động; 2- Cánh tĩnh

§ 8.4. CÔNG SUẤT TIÊU HAO CỦA MÁY NÉN VÀ HIỆU SUẤT

Công tiêu thụ thực tế trong máy nén lớn hơn công lý thuyết. Hiệu quả của nó trong máy nén thực tế được đặc trưng bởi hai loại hiệu suất: Hiệu suất đẳng nhiệt η_{ot} và hiệu suất đoạn nhiệt hoặc hiệu suất đẳng entropy η_{os} là tỷ số giữa công lý thuyết khi nén theo quá trình đẳng nhiệt W_{TC} hoặc công lý thuyết khi nén đoạn nhiệt W_{SC} so với công thực tế cấp vào máy nén W_C (sau khi đã cộng các tổn thất):

$$\eta_{ot} = \frac{W_{TC}}{W_C} \text{ và } \eta_{os} = \frac{W_{SC}}{W_C} \quad (8-15)$$

Hiệu suất đoạn nhiệt của máy nén chỉ phụ thuộc vào mức độ không thuận nghịch của quá trình nén, quá trình hút và thải trong thực tế, hiệu suất đẳng nhiệt ngoài những điều kiện trên còn phụ thuộc vào cường độ trao đổi nhiệt với môi trường xung quanh (mức độ thải nhiệt trong quá trình nén khí).

Hiệu suất đẳng nhiệt η_{ot} được sử dụng như một tiêu chuẩn thông số đối với máy nén piston và một số máy nén thể tích có cường độ làm mát cao (sử dụng nước làm nguội)

Hiệu suất đoạn nhiệt η_{os} được sử dụng như một tiêu chuẩn thông số cho loại máy nén ly tâm và hướng trục là những máy có khả năng giải nhiệt kém trong quá trình nén.

Công suất của máy nén ly tâm và hướng trục được tính:

$$N = \frac{GW_{sc}}{1000\eta_{os}\eta_m} \quad (8-16)$$

Trong đó

G - lưu lượng khí (hơi), kg/s

η_m - hiệu suất cơ khí, thông thường khi thiết kế $\eta_m = 0,96 \div 0,98$

η_{os} - hiệu suất đẳng entrôpi (hiệu suất đoạn nhiệt), đối với máy nén ly tâm hiệu suất này khoảng $0,80 \div 0,90$ còn đối với máy nén hướng trục thì khoảng $0,85 \div 0,95$

Đối với máy nén piston công suất máy nén được tính:

$$N = \frac{GW_{TC}}{1000\eta_{oT}\eta_m} \quad (8-17)$$

Trong đó:

$$\eta_m = 0,80 \div 0,93$$

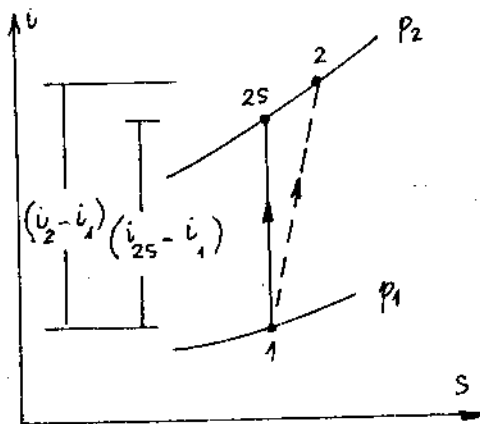
$$\eta_{oT} = 0,65 \div 0,85$$

Nếu quá trình nén là đoạn nhiệt thuận nghịch thì công tiêu hao được tính:

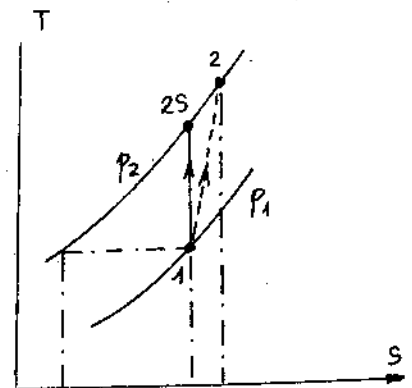
$$W_{sc} = i_{2s} - i_1 \quad (8-18)$$

Công tiêu hao trong quá trình nén đoạn nhiệt không thuận nghịch:

$$W_c = i_2 - i_1. \quad (8-19)$$



a)



b)

Hình 8-12

Điều này có nghĩa là trong máy nén đoạn nhiệt không thuận nghịch thì toàn bộ nhiệt lượng do ma sát sinh ra đều làm tăng entanpi của khí nén (nếu bỏ qua biến thiên động năng của dòng khí).

Đối với khí lý tưởng, khi $c_p = \text{const}$:

$$W_c = c_p(T_2 - T_1) \quad (8-20)$$

$$\eta_{os} = \frac{T_{2s} - T_1}{T_2 - T_1} \quad (8-21)$$

Đối với khí thực (hoặc hơi):

$$\eta_{os} = \frac{i_{2s} - i_1}{i_2 - i_1} \quad (8-22)$$

Biết được hiệu suất đoạn nhiệt của máy nén η_{os} ta có thể tìm điểm đặc trưng trạng thái cuối của hơi hoặc khí trên đồ thị i - s hoặc T - s (hình 8-12):

$$i_2 = i_1 + \frac{i_{2s} - i_1}{\eta_{os}} \quad (8-23)$$

Từ i_2 và p_2 đã biết ta có thể tìm được T_2 như trên đồ thị. Đối với khí lý tưởng ta có thể tính t_2 :

$$t_2 = t_1 + \frac{t_{2s} - t_1}{\eta_{os}} \quad (8-24)$$

Ví dụ 8-3.

Một máy nén khí, không khí nén ở trạng thái ban đầu có áp suất $p_1 = 0,95$ bar và $t_1 = 22^\circ\text{C}$, máy nén không có sự truyền nhiệt qua vỏ máy cho môi trường, tỷ số nén $\varepsilon = 6$, bỏ qua sự biến thiên động năng ở cửa vào và ra. Nếu máy nén có hiệu suất đẳng entropy là 82%, xác định nhiệt độ ra của khí nén. Khi tính toán xem không khí như khí lý tưởng.

Giải

$$T_1 = 22 + 273 = 295^\circ\text{K}$$

$$p_1 = 0,95 \cdot 10^5 \text{ bar}$$

Không khí là khí 2 nguyên tử, từ phụ lục 1 ta có:

$$c_{up} = 29,3 \text{ kJ/kmol độ}$$

$$\mu_{kk} = 29$$

Do đó:

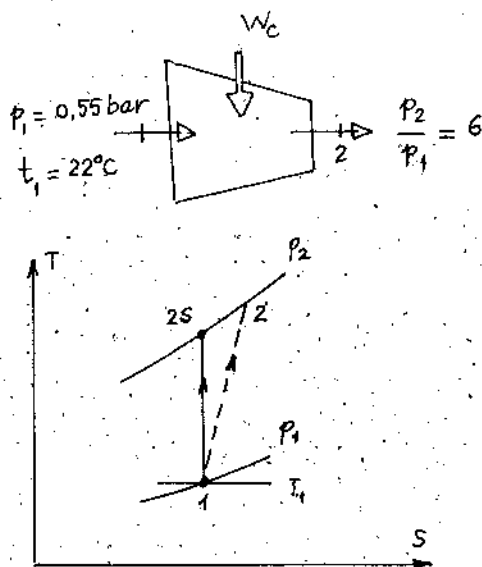
$$c_p = \frac{29,3}{29} = 1,01 \text{ kJ/kg độ}$$

$$k = 1,4$$

Quá trình 1-2s là quá trình nén đoạn nhiệt thuận nghịch:

$$\frac{T_{2s}}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{k-1/k}$$

$$T_{2s} = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{k-1/k} = 295(6)^{1,4-1/1,4} = 295 \times 6^{0,286} \\ = 492,5^\circ\text{K} \quad (219,5^\circ\text{C})$$



Từ phương trình (8-23) có:

$$i_2 = i_1 + \frac{i_{2s} - i_1}{\eta_{os}} = c_p T_2 = c_p T_1 + \frac{c_p (T_{2s} - T_1)}{\eta_{os}}$$

$$T_2 = T_1 + \frac{T_{2s} - T_1}{\eta_{os}} = 295 + \frac{492,5 - 295}{0,82} = 535,8^\circ \text{K} (262,8^\circ \text{C})$$

Ví dụ 8-4.

Một máy nén hơi Freon-22 của hệ thống điều hòa không khí, áp suất hơi vào $p_1 = 6$ bar, nhiệt độ $t_1 = 10^\circ \text{C}$, quá trình nén không có trao đổi nhiệt với môi trường xung quanh. Áp suất hơi sau khi nén $p_2 = 20$ bar.

Xác định, nhiệt độ hơi ra khỏi máy nén và công suất của máy nén nếu biết hiệu suất entropi của máy nén là 80% và lưu lượng hơi qua máy nén là $G = 4$ kg/s.

Giải

Quá trình hoạt động của máy nén có thể bỏ qua sự biến thiên động năng ở cửa vào và ra, đồ thị i - s được thể hiện trên hình vẽ dưới đây.

Thông số trạng thái hơi vào máy nén: Với $p_1 = 6$ bar từ bảng các thông số nhiệt động của hơi bão hòa của R-22 ta tìm được $t_s = 5,85^\circ \text{C}$, như vậy hơi nạp vào máy nén là hơi quá nhiệt ($t_1 > t_s$), từ bảng thông số nhiệt động của hơi quá nhiệt R-22 với $p_1 = 6$ bar và $t_1 = 10^\circ \text{C}$ tìm được:

$$v_1 = 41,12 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{kg}; i_1 = 709,55 \text{ kJ/kg}$$

$$s_1 = 1,7510 \text{ kJ/kg độ.}$$

Quá trình 1-2s là quá trình nén đoạn nhiệt thuận nghịch nên:

$$s_{2s} = s_1 = 1,7510 \text{ và } p_{2s} = p_2 = 20 \text{ bar.}$$

Từ bảng hơi quá nhiệt R-22 tìm được:

$$t_{2s} = 74,5^\circ \text{C} \quad i_{2s} = 740,1 \text{ kJ/kg}$$

Công tiêu hao của máy nén khi nén đoạn nhiệt thuận nghịch:

$$W_{sc} = i_{2s} - i_1 = 740,1 - 709,55 = 30,55 \text{ kJ/kg}$$

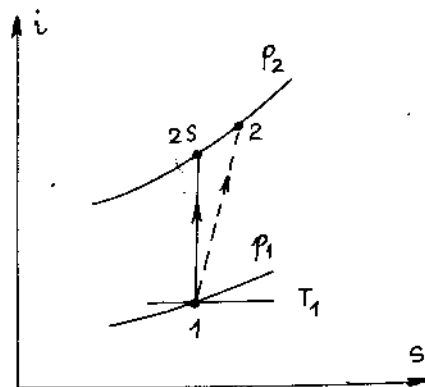
Công suất nén đoạn nhiệt N_{sc} là:

$$N_{sc} = G \times W_{sc} = 4 \times 30,55 = 122,2 \text{ kW}$$

Trạng thái 2 được tìm như sau:

$$i_2 = i_1 + \frac{i_{2s} - i_1}{\eta_{os}} = 709,55 + \frac{30,55}{0,8} = 747,7 \text{ kJ/kg}$$

Nhiệt độ t_2 tìm từ bảng hơi quá nhiệt R-22 (với $p = 20$ bar và $i_2 = 747,7 \text{ kJ/kg}$) là $t_2 = 82,7^\circ \text{C}$



Công tiêu hao của máy nén W_c là:

$$W_c = \frac{30,55}{0,8} = 38,19 \text{ kJ/kg.}$$

Công suất cần cho máy nén:

$$N_c = G \times W_c = 4 \times 38,19 = 152,75 \text{ kW}$$

Do quá trình nén không thuận nghịch gây tổn thất nên công suất máy nén tiêu tốn thêm:

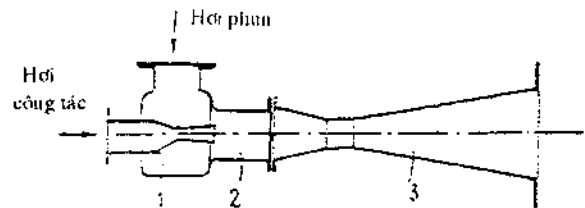
$$\Delta N = N_c - N_{sc} = 152,75 - 122,2 = 30,55 \text{ kW}$$

§ 8.5. MÁY NÉN KIỂU PHUN

Trong nhiều quá trình sản xuất đòi hỏi phải có quá trình nén hơi nước hoặc cung cấp nhiệt ở áp suất trung bình nhưng hệ thống cung cấp nhiệt chỉ có lò hơi áp suất cao, trong trường hợp này nếu sử dụng tiết lưu để giảm áp thì không kinh tế (có tổn thất không thuận nghịch lớn), hoặc sử dụng máy nén cơ học (như máy nén hướng trục hoặc ly tâm) có nhiều trường hợp không thuận lợi, còn sử dụng máy nén pistông thì có lẫn dầu làm cho độ sạch của hơi kém chất lượng ... Trong các trường hợp ấy sử dụng máy nén kiểu phun có nhiều thuận lợi. Sau đây chúng ta sẽ nghiên cứu về nguyên lý hoạt động của loại máy nén kiểu phun.

Về cấu tạo, loại thiết bị này có các bộ phận chính được thể hiện trên hình 8-13.

Nguyên lý làm việc như sau: Hơi có áp suất cao p_1 (hơi công tác) được giãn nở qua ống tăng tốc 1, qua ống tăng tốc áp suất hơi giảm xuống (giãn nở theo quá trình đoạn nhiệt) và tốc độ ra tăng lên, hơi được đưa vào buồng hòa trộn 2. Buồng hòa trộn 2 được nối với nơi cần được hút có áp suất thấp p_2 (dòng hơi này được gọi là hơi phun) tạo nên bởi một dòng hơi có tốc độ trung bình nào đó. Dòng hơi từ buồng hỗn hợp hơi 2 tiếp tục chảy qua ống tăng áp 3 sẽ biến động năng thành áp năng, tốc độ dòng hơi ra khỏi ống tăng áp có tốc độ giảm xuống và áp suất tăng lên p_3 rồi được đưa vào nơi sử dụng. Máy nén loại này cũng thường được sử dụng trong

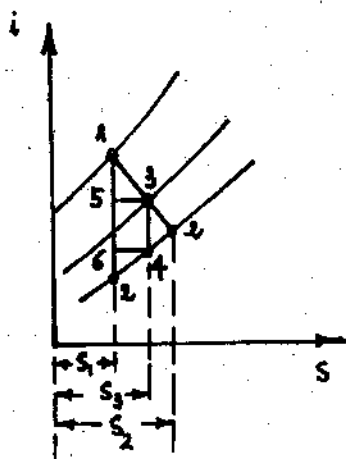


Hình 8-13. 1- Ống tăng tốc; 2- Buồng hỗn hợp;
3- Ống tăng áp

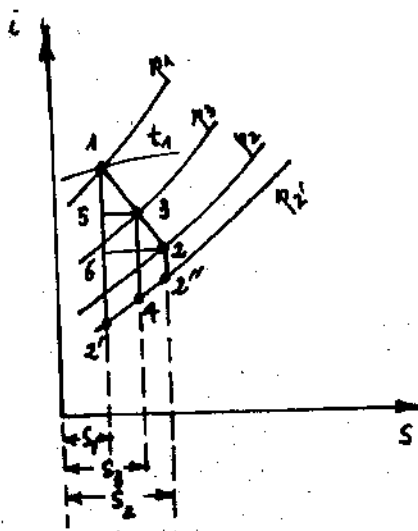
nhiều dây chuyền công nghệ thực phẩm, hóa chất, ejectơ tạo chân không cho bình ngưng nhà máy nhiệt điện, nén hơi lạnh chất trong máy lạnh hấp thụ...

Loại bơm kiểu phun có thể phân thành 2 loại sau:

a) Nguyên lý làm việc của loại 1 được biểu thị trên đồ thị $i-s$ hình 8-14. Dòng hơi công tác sau khi ra khỏi ống tăng tốc có áp suất bằng áp suất p_2 của dòng hơi phun, buồng hỗn hợp không bị giảm áp.



Hình 8-14



Hình 8-15

b) Nguyên lý làm việc của loại 2 được biểu thị trên hình 8-15, hơi công tác sau khi qua ống tăng tốc áp suất giảm xuống đến p_2 , nhỏ hơn áp suất của hơi phun p_2 , buồng hỗn hợp làm việc ở điều kiện giảm áp. Hơi phun có áp suất p_2 khi vào buồng hòa trộn bị giảm áp (giãn nở đoạn nhiệt) đến trạng thái $2''$ (có $p_{2''} = p_2$). Tại buồng hòa trộn hai dòng hơi ở trạng thái $2'$ và $2''$ tạo thành dòng hỗn hợp ở trạng thái 4 và qua ống tăng áp được nén lên đến trạng thái 3.

Giả sử ứng với 1 kg dòng hơi công tác (hơi áp suất cao) khi qua thiết bị sẽ hút được một lượng hơi phun m_0 kg (hơi áp suất thấp), như vậy hơi ra khỏi buồng hỗn hợp có khối lượng là $(1 + m_0)$ kg. Lượng hơi m_0 được gọi là hệ số phun lý thuyết.

Nếu bỏ qua tổn thất động năng ở cửa vào và ra của thiết bị, phương trình cân bằng năng lượng có thể biểu thị như sau:

$$i_1 + m_0 i_2 = i_3(1 + m_0) \quad (8-25)$$

Nếu giả sử máy nén phun hoạt động trong điều kiện lý tưởng, nghĩa là các quá trình xảy ra là đoạn nhiệt thuận nghịch ($s = \text{const}$) thì ta có:

$$s_1 + m_0 s_2 = s_3(1 + m_0) \quad (8-26)$$

Từ sự đồng dạng của 2 phương trình (8-25) và (8-26), trên đồ thị i - s điểm 3 sẽ nằm giữa điểm 1 và 2 trên đoạn thẳng nối 12. Từ điều kiện này ta rút ra được quan hệ:

$$m_0 = \frac{i_1 - i_3}{i_3 - i_2} \quad (8-27)$$

Hệ số này xác định quan hệ giữa hơi công tác và hơi phun trong máy nén ejector lý tưởng.

Đôi khi chúng ta cần xét hỗn hợp thuận nghịch cho điều kiện khác, giả sử nếu biết trạng thái 1, 2 và thành phần khối lượng g_1, g_2 của từng dòng hơi, cần phải xác định trạng thái của hỗn hợp, nghĩa là xác định điểm 3 trên đoạn 12.

Từ phương trình (8-27) và xét 2 tam giác đồng dạng 135 và 126 trên hình 8-14 ta có:

$$m_o = \frac{i_1 - i_3}{i_3 - i_2} = \frac{15}{56} = \frac{13}{32}$$

Nếu đoạn 32 chọn bằng 1 (một đơn vị) thì $m_o = 13$ và khi ấy $(1 + m_o) = 12$. Đồng thời theo định nghĩa, thành phần khối lượng của hơi cao áp g_1 và thành phần khối lượng của hơi hạ áp g_2 lần lượt sẽ là:

$$g_1 = \frac{1}{1 + m_o} = \frac{32}{12}$$

$$g_2 = \frac{m_o}{1 + m_o} = \frac{13}{12}$$

Như vậy, điểm 3 chia đoạn 12 thành các phần tỷ lệ nghịch với thành phần khối lượng của các dòng hơi. Từ đó xác định được trạng thái 3 của hơi sau khi hỗn hợp.

Vi dụ 8-5.

Trong một phân xưởng có nguồn hơi áp suất cao $p_1 = 30 \text{ at}$, $t_1 = 400^\circ\text{C}$ và nguồn hơi hạ áp suất $p_2 = 1,2 \text{ at}$, $x_2 = 0,98$. Chúng ta cần sử dụng máy nén phun để nén hơi hạ áp có áp suất p_2 thành hơi trung áp có áp suất $p_3 = 4 \text{ at}$. Biết hệ số phun thực tế $m_{th} = 0,4 \text{ kg/kg}$:

Xác định hệ số phun, lý thuyết và trạng thái hơi ra khỏi máy nén phun.

Giải.

Từ đồ thị $i-s$ chúng ta xác định được các thông số của trạng thái 1 và 2 (hoặc có thể xác định bằng bảng hơi nước):

Nối đoạn 12, đường này cắt đường áp suất $p_3 = 4 \text{ at}$ ở đâu sẽ cho ta trạng thái 3_o (trạng thái lý thuyết), do đó tìm được:

$$i_1 = 3231 \text{ kJ/kg (773 kcal/kg)}$$

$$i_2 = 2633 \text{ kJ/kg (630 kcal/kg)}$$

$$i_{3_o} = 2821 \text{ kJ/kg (675 kcal/kg)}$$

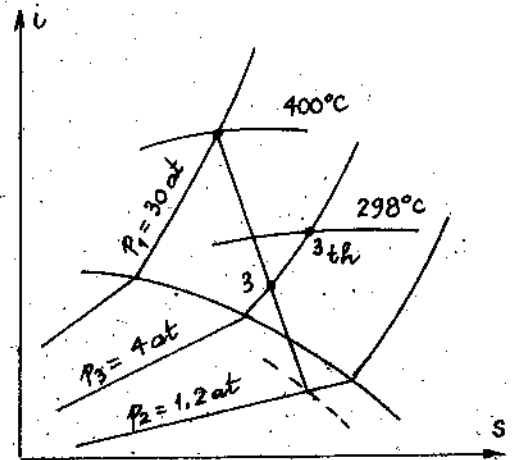
Theo công thức (8-27) ta tìm được:

$$m_o = \frac{i_1 - i_{3_o}}{i_{3_o} - i_2} = \frac{3231 - 2821}{2821 - 2633} = 2,2 \text{ kg/kg}$$

Nhưng quá trình phun thực tế không phải là quá trình $s = \text{const}$ (qua trình đoạn nhiệt lý tưởng), do đó:

$$i_{3th} = \frac{i_1 + (m_{th} \times i_2)}{1 + m_{th}} = \frac{3231 + (0,4 \times 2633)}{1 + 0,4} = 3056 \text{ kJ/kg}$$

Như vậy điểm làm việc thực sẽ là giao điểm của hai đường $i_{3th} = 3056 \text{ kJ/kg} = \text{const}$ và đường $p_3 = 4 \text{ at} = \text{const}$. Kết quả tìm được hơi ra sẽ là hơi quá nhiệt có nhiệt độ $t_{3th} = 298^\circ\text{C}$ và $p_3 = 4 \text{ at}$.

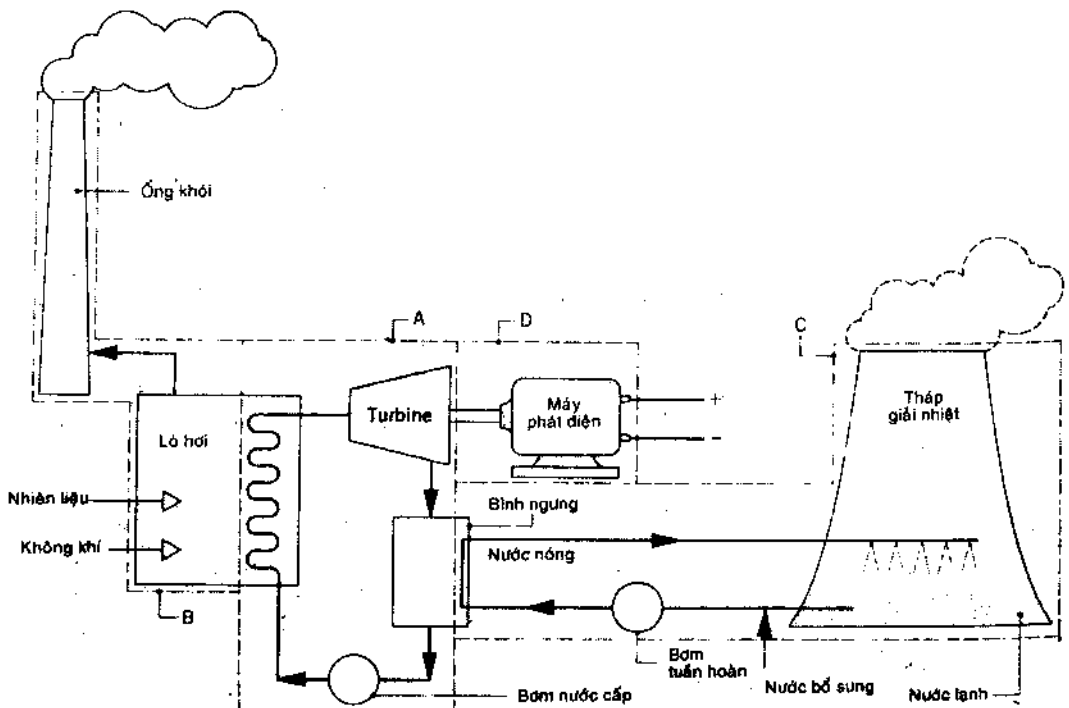


Chương 9

CHU TRÌNH THIẾT BỊ ĐỘNG LỰC HƠI NƯỚC.

§ 9.1. KHÁI NIỆM CHUNG:

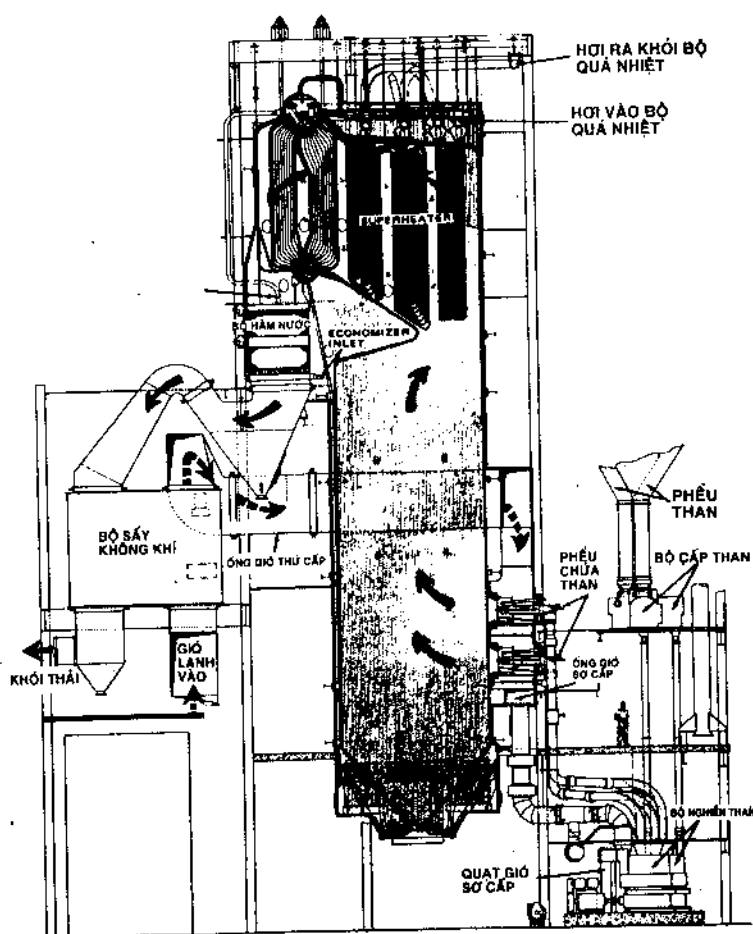
Từ lâu con người đã biết dùng hơi nước làm chất môi giới để biến nhiệt thành công. Vào giữa thế kỷ 18 máy hơi nước ra đời và đã được ứng dụng rộng rãi trong các ngành công nghiệp. Tuabin hơi ra đời khoảng 1845-1913, loại tuabin hơi có công suất lớn, tốc độ quay nhanh được ứng dụng rộng rãi trong các nhà máy nhiệt điện, ban đầu với áp suất và nhiệt độ thấp mãi đến đầu thế kỷ 20 đã bắt đầu ứng dụng hơi nước có thông số cao vào ngành sản xuất năng lượng. Các bộ phận chính của nhà máy nhiệt điện thể hiện trên hình 9-1.



Hình 9-1. Các bộ phận chính của nhà máy nhiệt điện

1) Lò hơi:

Lò hơi được sử dụng biến hóa năng thành nhiệt năng (đốt nhiên liệu) để tạo hơi nước có áp suất cao và nhiệt độ cao, các nhà máy nhiệt điện hiện đại lò hơi có cấu trúc rất phức tạp, có 2 thông số quan trọng đối với lò hơi là áp suất và nhiệt độ hơi, sản lượng hơi sản sinh ra trong 1 giờ (năng suất lò hơi), lò hơi có thể sản xuất ra hơi bão hòa (loại này thường sử dụng trong các ngành công nghiệp) hoặc có thể sản xuất ra hơi quá nhiệt (thường sử dụng trong sản xuất điện năng). Hình 9-2 trình bày cấu trúc 1 loại lò hơi có áp suất và nhiệt độ cao, sản lượng hơi lớn được sử dụng trong nhà máy nhiệt điện.



Hình 9-2. Lò hơi công suất lớn.

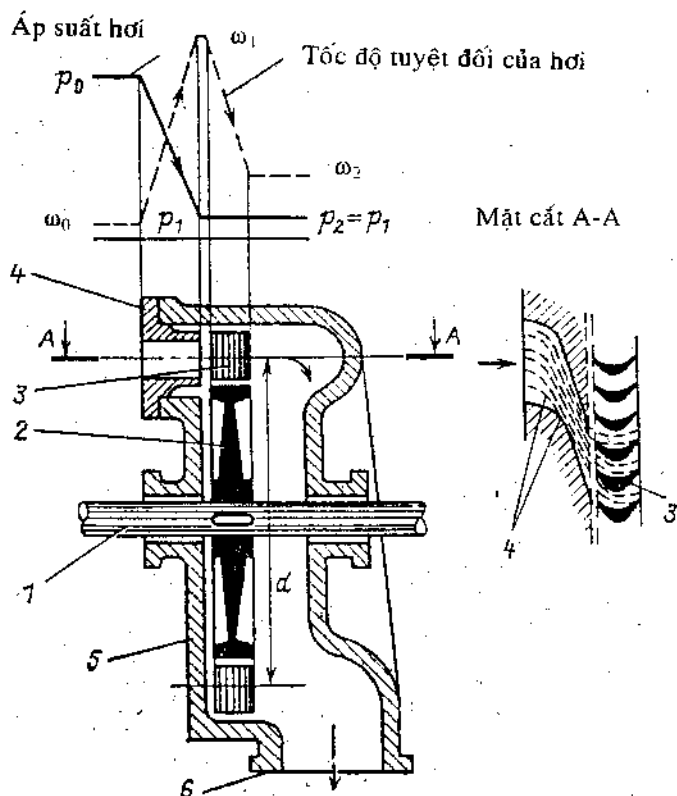
Tùy theo nhiên liệu sử dụng sẽ gọi là lò đốt dầu, lò đốt khí, lò đốt than ... Thông thường lò hơi có sản lượng hơi dưới 10 Tấn/h gọi là lò công suất nhỏ, còn lò hơi có sản lượng hơi trên 75 Tấn/h gọi là lò công suất lớn, lò hơi có áp suất hơi dưới 20 bar gọi là lò áp suất thấp và trên 60 bar gọi là lò áp suất cao (sử dụng trong các nhà máy nhiệt điện).

2) Tuabin hơi:

Tuabin hơi là loại động cơ biến năng lượng nhiệt thành công cơ học. Khoảng cuối thế kỷ 19 do yêu cầu của nền sản xuất tư bản chủ nghĩa tuabin hơi nước ra đời thay thế cho máy hơi nước. Tuabin là loại động cơ có phần chuyển động quay nên so với máy hơi nước

có pistông chuyển động song phẳng thì nó làm việc ổn định, có hiệu suất cao hơn nhiều (70 ÷ 85%) và có công suất lớn. Tuabin hơi được dùng chủ yếu trong các nhà máy nhiệt điện và trong tàu biển loại lớn. Có những loại tuabin ngoài nhiệm vụ quay máy phát điện còn cung cấp nhiệt cho các xí nghiệp công nghiệp (tuabin trích hơi, tuabin đối áp), loại này được đặt ở những nhà máy nhiệt điện nằm trong khu vực công nghiệp liên hợp, nhà máy đường ...

Nguyên lý làm việc của tuabin hơi được thể hiện trên hình 9-3.

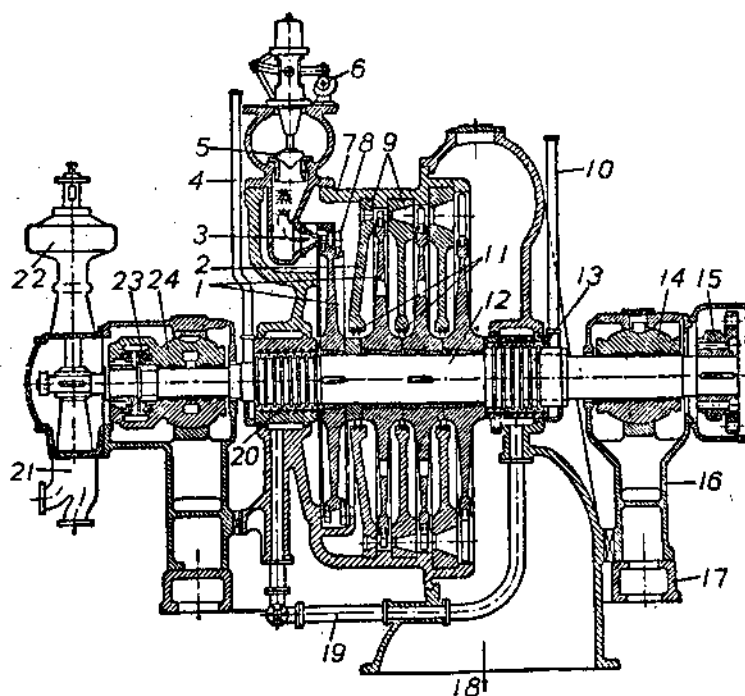


Hình 9-3. Một cắt của tuabin hơi 1 tầng : 1-Trục; 2- Đĩa tuabin được gắn trên trục; 3- Cánh gắn trên đĩa (cánh động); 4- Ống tăng tốc được gắn trên thân tuabin (cánh tĩnh); 5- Thân tuabin; 6- Đường thoát hơi ở đuôi tuabin; 7- Trục tuabin

Hơi nước có áp suất và nhiệt độ cao (có thể năng cao) khi chảy qua ống tăng tốc 4 (còn gọi là ống phun) áp suất, và nhiệt độ của hơi giảm xuống, đồng thời dòng hơi ra khỏi ống phun có tốc độ rất lớn (động năng của dòng lớn) sẽ thổi vào cánh quạt 3. Ở đây dòng hơi chuyển động cong theo lòng máng của cánh quạt nên xuất hiện lực ly tâm (hình 9-3), các phần tử hơi va đập vào lòng cánh quạt tạo nên sự chênh áp lực giữa phía bụng và phía lưng cánh quạt làm cho đĩa 2 quay (đĩa 2 lắp cố định với trục 1) kéo theo trục 1 quay, trục này được nối với thiết bị công tác như máy phát điện, chân vịt tàu thuyền... để cung cấp động lực.

Như vậy trong tuabin, dòng hơi qua 2 quá trình biến hóa năng lượng: khi qua ống tăng tốc thể năng của dòng hơi chuyển thành động năng của dòng, khi qua dãy cánh quạt (cánh động) động năng của dòng được truyền cho cánh quạt, làm quay đĩa và trục tuabin, ở đây động năng của dòng biến thành công cơ học.

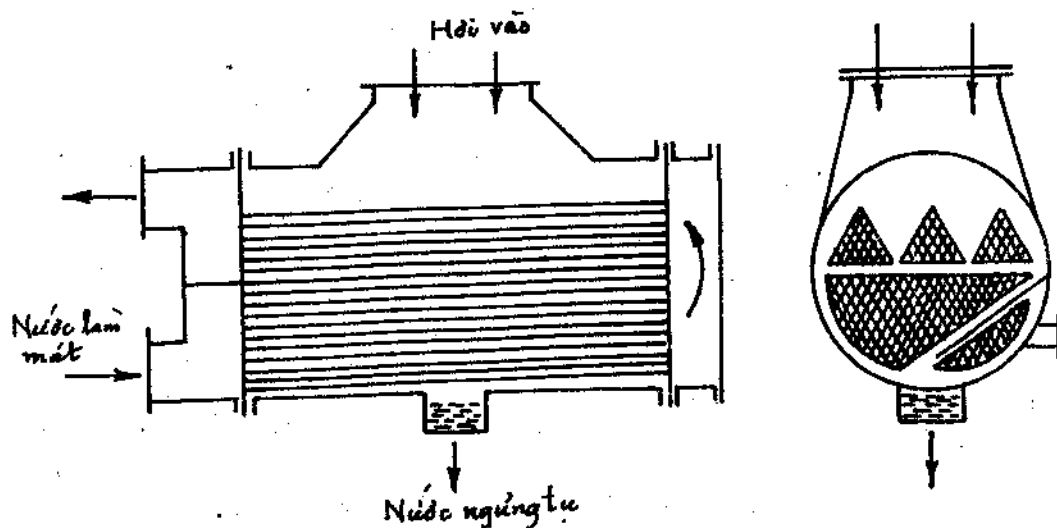
Cứ một bánh tĩnh (trên đó có những ống phun) với một bánh động (đĩa) gọi là 1 tầng của tuabin. Đối với các tuabin công suất lớn thường được chế tạo nhiều tầng, trên hình 9-4 thể hiện các bộ phận của tuabin nhiều tầng.



Hình 9-4. Các bộ phận của tuabin nhiều tầng.

1- Đĩa công tác; 2- Tạm ngăn; 3- Ống phun tầng đầu; 4- Ống tín hiệu kiểm tra độ kín chèn trục phía cao áp; 5- Van hơi vào; 6- Trục cam điều chỉnh van hơi vào; 7- Vỏ tuabin; 8- Cánh công tác (cánh động); 9- Ống phun; 10- Ống tín hiệu kiểm tra chèn trục phía hạ áp; 11- Bộ phận chèn hơi; 12- Trục tuabin; 13- Bộ phận chèn hơi ở trục; 14- Ổ đỡ phía hạ áp; 15- Khớp nối trục với máy phát điện; 16- Giá đỡ phía sau; 17- Đế giá đỡ; 18- Ống thoát hơi cuối tuabin (vào bình ngưng); 19- Ống dẫn; 20- Bộ phận chèn hơi trước; 21- Bơm dầu; 22- Bộ điều tốc; 23- Bộ chống di trục; 24- Ổ đỡ phía trước.

3) Thiết bị ngưng hơi:



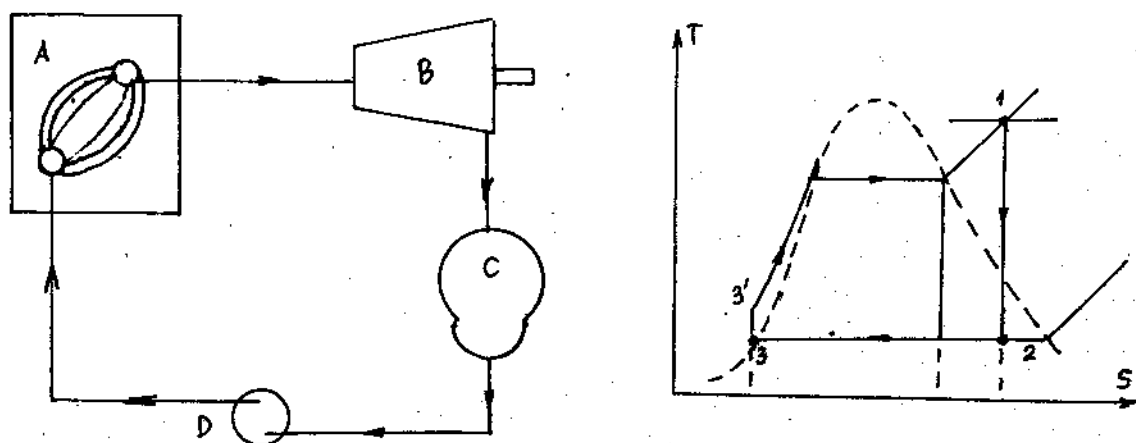
Hình 9-5. Bình ngưng tụ của tuabin hơi.

Hơi sau khi ra khỏi tầng cuối của tuabin có áp suất thấp được đưa vào bình ngưng để ngưng tụ thành nước nhằm 2 mục đích: chủ yếu là tạo nên độ chân không thấp ở cuối tuabin, làm tăng nhiệt giáng trong tuabin và có được hiệu suất cao, mục đích thứ 2 là sử dụng lại nước ngưng tụ để cấp cho lò hơi (nhờ bơm nước cấp) đỡ tốn kém trong việc xử lý nước cấp (vì lượng nước này rất lớn và đòi hỏi chất lượng cao), cấu tạo bình ngưng tụ có dạng như hình 9-5.

Nguyên lý tạo chân không như sau: Giả sử trong một bình kín chứa đầy hơi nước với áp suất nào đó, nếu ta làm lạnh bình để hơi ngưng tụ thành nước thì nước sẽ chiếm một phần thể tích rất nhỏ của bình nên trong bình sẽ có độ chân không rất cao (ví dụ hơi bão hòa ẩm có độ khô $x = 0,9$ và áp suất $p = 0,05$ bar thì thể tích riêng của hơi lớn hơn thể tích riêng của nước bão hòa ở cùng áp suất 25.400 lần). Nước sau khi ngưng tụ ở bình ngưng có áp suất thấp sẽ được đưa trả về lò hơi có áp suất cao bằng hệ thống bơm nước cấp.

§ 9.2. CHU TRÌNH CƠ BẢN CỦA THIẾT BỊ ĐỘNG LỰC HƠI NƯỚC (RENKINE CYCLE):

Thiết bị động lực hơi nước là những thiết bị nhiệt trong đó sử dụng hơi làm môi chất để thực hiện sự chuyển biến nhiệt năng thành cơ năng. Hiện nay các thiết bị động lực hơi nước về cơ bản làm việc theo chu trình cơ bản của thiết bị động lực hơi nước hay còn gọi là chu trình Rankine. Các thiết bị động lực hơi nước làm việc theo chu trình Rankine có thể thực hiện với hơi quá nhiệt hoặc hơi bão hòa khô. Trên hình 9-6 biểu diễn sơ đồ nguyên lý nhà máy nhiệt điện và chu trình Renkine làm việc với hơi quá nhiệt.



Hình 9-6. Sơ đồ nguyên lý chu trình Rankine.

A- Lò hơi; B- Tuabin hơi; C- Bình ngưng hơi; D- Bơm cấp nước

Chu trình Rankine được thể hiện trên đồ thị T-s ở hình 9-6, các quá trình gồm có:

1-2 là quá trình giãn nở đoạn nhiệt của hơi trong tuabin từ trạng thái 1 có áp suất p_1 , nhiệt độ t_1 đến trạng thái 2 có áp suất p_2 , trong quá trình này tuabin sẽ sinh công là W_T (kJ/kg).

2-3 là quá trình ngưng hơi đẳng áp thực hiện trong bình ngưng C, hơi sau khi thoát ra khỏi phần đuôi tuabin có áp suất p_2 là hơi bão hòa ẩm, nó được đẩy vào bình ngưng để nhả ẩn nhiệt hóa hơi r và biến thành nước bão hòa ở trạng thái 3 (việc thải ẩn nhiệt hóa hơi ra

môi trường xung quanh nhờ lượng nước tuần hoàn còn gọi là nước giải nhiệt được bơm vào từ sông hồ hoặc tháp giải nhiệt).

3-3' là quá trình nén nước từ áp suất p_2 ở bình ngưng vào lò hơi có áp suất p_1 nhờ bơm cấp (quá trình xem là đoạn nhiệt), nó tiêu hao một lượng công tương ứng là W_p (thông thường lượng công tiêu hao này rất nhỏ so với công sinh ra của tuabin).

3-1 là quá trình gia nhiệt đẳng áp từ nước chưa sôi ở trạng thái 3' (áp suất p_1) để biến thành hơi quá nhiệt ở trạng thái 1 (có áp suất p_1 , nhiệt độ t_1), sau đó hơi này được đẩy vào tuabin.

Hiệu suất nhiệt của chu trình η_t :

$$\eta_t = \frac{W}{q_1} = 1 - \frac{|q_2|}{q_1} \quad (9-1)$$

Trong đó:

W - Công sinh ra của chu trình, kJ/kg.

q_1 - Nhiệt lượng cấp vào của chu trình, kJ/kg (nhiệt lượng này do đốt cháy nhiên liệu trong lò hơi cấp cho nước chưa sôi từ trạng thái 3' để biến thành hơi quá nhiệt ở trạng thái 1 cung cấp cho tuabin).

q_2 - Nhiệt lượng thải ra, kJ/kg (nhiệt lượng này được thải cho nước tuần hoàn trong bình ngưng).

Công sinh ra của tuabin W_T :

$$W_T = i_1 - i_2 \quad \text{kJ/kg} \quad (9-2)$$

Công tiêu hao trong quá trình nén nước của bơm W_p

$$W_p = i_{3'} - i_3 = v(p_{3'} - p_3) = v(p_1 - p_3) \quad (9-3)$$

Công sinh ra của chu trình W :

$$W = W_T - |W_p| = (i_1 - i_2) - (i_{3'} - i_3)$$

Nhiệt lượng cấp vào của chu trình q_1 :

$$q_1 = i_1 - i_{3'} \quad (9-4)$$

Nhiệt lượng thải của chu trình q_2 :

$$|q_2| = i_2 - i_3 \quad (9-5)$$

Hiệu suất nhiệt của chu trình η_t :

$$\eta_t = \frac{W}{q_1} = \frac{(i_1 - i_2) - (i_{3'} - i_3)}{(i_1 - i_{3'})} \quad (9-6)$$

Trên thực tế công tiêu hao trong quá trình nén nước vào lò (bơm nước) là rất nhỏ so với công sinh ra của tuabin; do đó trong những trường hợp tính toán không cần quá chính xác có thể bỏ qua công này ($W_p \approx 0$) và có thể tính hiệu suất nhiệt theo công thức sau:

$$\eta_t \approx \frac{i_1 - i_2}{i_1 - i_3} \quad (9-7)$$

(Xem điểm 3 trùng với điểm 3', nghĩa là $i_3 = i_3'$)

Suất tiêu hao hơi d là lượng hơi cần thiết để sản xuất ra 1 kWh điện năng.

$$d = \frac{3600}{i_1 - i_2}, \quad \text{kg/kWh} \quad (9-8)$$

Nếu tuabin hơi có công suất là N kW thì lượng hơi tiêu thụ sẽ là:

$$D = N \times d, \quad \text{kg/h} \quad (9-9)$$

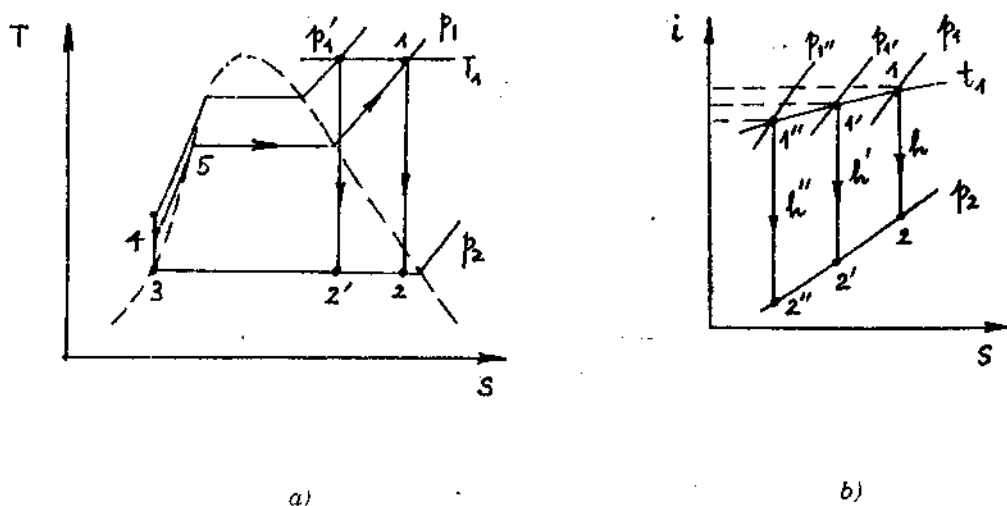
Lượng hơi D này chính do lò hơi phải cung cấp (hoặc là yêu cầu về năng suất cần thiết của lò hơi).

§ 9.3. ẢNH HƯỞNG CỦA CÁC THÔNG SỐ HƠI ĐẾN HIỆU SUẤT NHIỆT CỦA CHU TRÌNH:

Hiệu suất nhiệt của chu trình phụ thuộc vào các thông số hơi của chu trình, chủ yếu là phụ thuộc thông số hơi vào tuabin (p_1, T_1), thông số hơi ra khỏi tuabin (p_2).

9.3.1. Ảnh hưởng của áp suất hơi vào tuabin p_1 :

Áp suất hơi trước khi vào tuabin còn gọi là áp suất ban đầu p_1 , chúng ta tăng áp suất p_1 trong khi vẫn giữ nhiệt độ ban đầu t_1 và áp suất hơi ra khỏi tuabin p_2 không thay đổi.

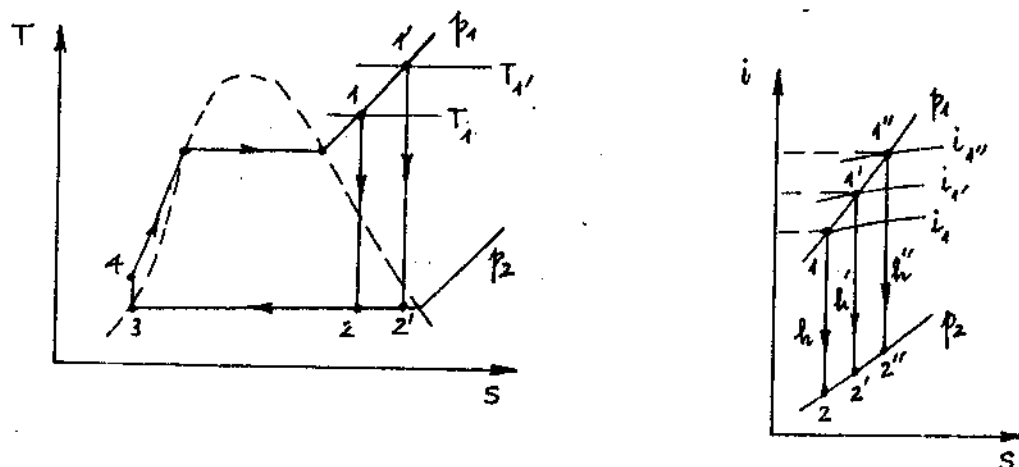


Hình 9-7

Khi tăng áp suất ban đầu từ p_1 đến p_1' , nhiệt giáng của tuabin tăng lên từ h_1 đến h_1' (hình 9-7b) điều đó có nghĩa là công sinh ra của tuabin tăng, do đó hiệu suất tăng, hoặc nói cách khác áp suất p_1 tăng nghĩa là tăng nhiệt độ bão hòa của hơi trong quá trình hóa hơi đẳng áp và nhiệt độ trung bình trong quá trình cấp nhiệt đẳng áp tăng, trong khi đó nhiệt độ trung bình của quá trình thải nhiệt không thay đổi (vì p_2 không thay đổi) dẫn đến làm tăng hiệu suất nhiệt của chu trình. Tuy nhiên tăng áp suất p_1 sẽ làm giảm độ khô của hơi ra khỏi tuabin (hơi ở phần cuối tuabin càng ẩm) dẫn đến sự va đập của các hạt nước vào cánh tuabin làm cho độ bền của tuabin kém đi và hiệu suất cơ cũng bị giảm.

9.3.2. Ảnh hưởng của nhiệt độ hơi vào tuabin t_1

Khi giữ áp suất p_1 và p_2 không thay đổi, nếu tăng nhiệt độ ban đầu t_1 sẽ làm cho hiệu suất chu trình Rankine tăng.



Hình 9-8

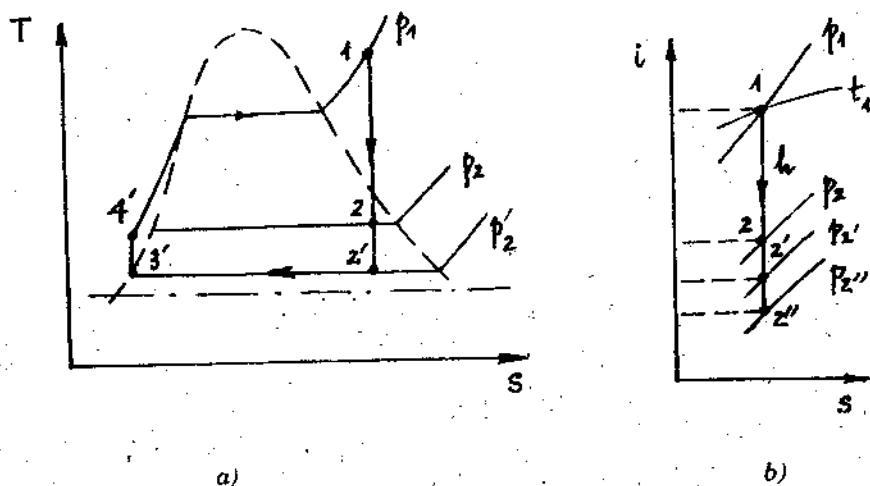
Thực vậy, khi tăng nhiệt độ ban đầu từ t_1 lên t_1' sẽ làm tăng nhiệt độ trung bình của quá trình cấp nhiệt kết hợp với sự tăng nhiệt giáng h , trong khi đó nhiệt độ trung bình của quá trình thải nhiệt không thay đổi (do p_2 không thay đổi) làm cho hiệu suất tăng.

Mặt khác khi tăng t_1 dẫn đến độ ẩm phần cuối tuabin giảm (hơi khô hơn), tránh được bớt sự xâm thực cơ học của các tầng cuối. Nhưng nhiệt độ t_1 tăng cao được bao nhiêu phụ thuộc vào điều kiện chế tạo kim loại (vì bộ quá nhiệt của lò hơi sẽ làm việc trong điều kiện áp suất và nhiệt độ cao rất dễ sự cố), muốn có hiệu quả cao thì phải tăng đồng thời cả áp suất và nhiệt độ ban đầu (p_1, t_1). Ví dụ ở áp suất ban đầu $p_1 = 20$ bar, nhiệt độ ban đầu tăng từ $t_1 = 400^\circ\text{C}$ đến 550°C thì hiệu suất chu trình tăng từ 0,332 lên 0,355, nhưng nếu áp suất ban đầu $p_1 = 200$ bar còn nhiệt độ vẫn giữ như cũ thì hiệu suất sẽ tăng từ 0,405 đến 0,434. Ngoài ra việc tăng thông số ban đầu (p_1, t_1) sẽ làm giảm lưu lượng dòng hơi (giảm suất tiêu hao hơi). Chính vì lẽ trên mà các nhà máy điện hiện đại đều sử dụng loại thông số cao.

9.3.3. Ảnh hưởng của hơi ra khỏi tuabin p_2

Khi giữ thông số đầu vào tuabin p_1, t_1 không đổi, nếu giảm áp suất hơi ra khỏi tuabin p_2 thì hiệu suất của chu trình sẽ tăng lên. Thực vậy, khi giảm áp suất từ p_2 xuống p_2' dẫn đến nhiệt độ bão hòa của hơi trong bình ngưng cũng giảm theo (tức nhiệt độ trung bình trong quá trình thải nhiệt giảm), đồng thời nhiệt giáng trong tuabin h tăng lên làm tăng hiệu suất nhiệt của chu trình.

Nhiệt lượng thải của bình ngưng q_2 vào môi trường để làm cho hơi ngưng tụ lại (thông qua nước tuần hoàn bơm từ sông, hồ, biển hoặc từ tháp giải nhiệt). Nhiệt độ tối thiểu mà hơi ngưng có thể thực hiện phụ thuộc vào môi trường (nhiệt độ của nước ở sông hồ hoặc môi trường không khí xung quanh). Ví dụ ở nhiệt độ 20°C có áp suất bão hòa tương ứng là



Hình 9-9

0,023 bar, ở nhiệt độ 30°C sẽ là 0,042 bar.

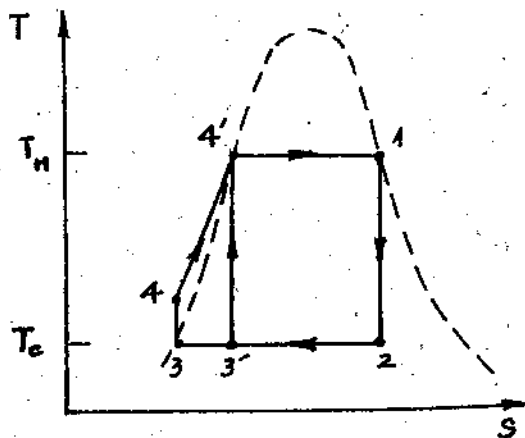
Mặt khác khi giảm p_2 thì thể tích riêng của hơi ở các tầng cuối của tuabin tăng lên dẫn đến kích thước của các tầng cuối tầng, tuabin sẽ cồng kềnh và tiêu tốn nhiều kim loại. Áp suất p_2 trong các tuabin hiện đại thường vào khoảng $p_2 = 0,03 - 0,05$ bar, tuy nhiên trong quá trình vận hành áp suất này cũng có xê dịch vì điều kiện thời tiết của địa điểm nhà máy.

Chu trình Rankine lý tưởng có hiệu suất nhiệt thấp hơn chu trình Carnot có cùng điều kiện áp suất, điều này có thể dễ dàng nhận thấy khi 2 chu trình cùng thực hiện với hơi bão hòa cùng áp suất trên hình 9-10. Chu trình Carnot 1-2-3'-4'-1 có nhiệt độ cao nhất trong quá trình nhận nhiệt của nguồn nóng ($T = \text{const}$) là T_H và nhiệt độ thấp nhất trong quá trình thải nhiệt ($T = \text{const}$) là T_C .

Chu trình Rankine lý tưởng 1-2-3-4-4'-1 có cùng nhiệt độ trong quá trình thải nhiệt với chu trình Carnot là T_C nhưng nhiệt độ trung bình của quá trình cấp nhiệt 4-4'-1 thấp hơn T_H nên hiệu suất chu trình Rankine thấp hơn hiệu suất nhiệt chu trình Carnot, tuy vậy trên thực tế các thiết bị động lực hơi nước không tiến hành theo chu trình Carnot vì những lý do sau:

- Quá trình ngưng hơi 2-3' không hoàn toàn, muốn nén đoạn nhiệt để hơi ẩm ở trạng thái 3' thành nước sôi ở trạng thái 4' thì phải dùng 1 máy nén có kích thước rất lớn, công tiêu hao máy nén cũng lớn do đó công thực hiện của chu trình sẽ nhỏ mặc dù có hiệu suất cao (chưa kể trên thực tế còn tồn tại các vấn đề khác như tổn kém vật liệu, hiệu suất cơ học...).

- Nhiệt độ tới hạn của hơi nước thấp ($374, 15^{\circ}\text{C}$), muốn nâng cao hiệu suất nhiệt của chu trình cần tăng cao nhiệt độ nguồn nóng T_H và hạ thấp nhiệt độ nguồn lạnh T_C nhưng



Hình 9-10

hiệu suất nhiệt của chu trình sẽ giảm đi, công sinh ra của chu trình nhỏ đi, tuabin làm việc ở điều kiện độ ẩm cao rất có hại.

Ví dụ 9-1.

Tính hiệu suất nhiệt của chu trình Rankine lý tưởng với điều kiện nhiệt độ hơi vào tuabin $t_1 = 500^\circ\text{C}$, áp suất ngưng tụ $p_2 = 0,1$ bar trong các trường hợp sau: $p_1 = 20$ bar, $p_1 = 50$ bar và $p_1 = 100$ bar.

Giải

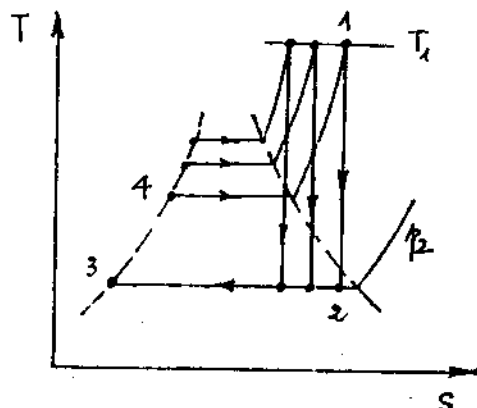
a) Trường hợp $p_1 = 20$ bar; $t_1 = 500^\circ\text{C}$:

Từ bảng thông số nhiệt động của hơi nước bão hòa ứng với áp suất $p = 20$ bar tìm được nhiệt độ sôi tương ứng $t_s = 212,37^\circ\text{C} < t_1 = 500^\circ\text{C}$, do đó hơi sử dụng cho tuabin là hơi quá nhiệt. Tra bảng thông số nhiệt động của hơi quá nhiệt với $p_1 = 20$ bar, $t_1 = 500^\circ\text{C}$ tìm được:

$$v_1 = 0,1755 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$i_1 = 3468 \text{ kJ/kg}$$

$$s_1 = 7,429 \text{ kJ/kg độ}$$



Hơi ngưng tụ ở áp suất $p_2 = 0,1$ bar, với áp suất này từ bảng hơi nước bão hòa tìm được:

$$i'_2 = 191,9 \text{ kJ/kg}$$

$$i''_2 = 2584 \text{ kJ/kg}$$

$$r_2 = 2392 \text{ kJ/kg}$$

$$s'_2 = 0,6492 \text{ kJ/kg}$$

$$s''_2 = 8,149 \text{ kJ/kg độ}$$

Quá trình giãn nở trong tuabin là quá trình đoạn nhiệt lý tưởng ($s_1 = s_2$) do đó:

$$s_2 = s_1 = 7,429 \text{ kJ/kg}$$

Vì $s'_2 < s_2 < s''_2$ nên hơi ra khỏi tuabin là hơi ẩm có độ khô là x_2 :

$$x_2 = \frac{s_2 - s'_2}{s''_2 - s'_2} = \frac{7,429 - 0,6492}{8,149 - 0,6492} = 0,9 \text{ (90\%)}$$

$$i_2 = i'_2 + r_2 x_2 = 191,9 + 2392 \times 0,9 = 2344,7 \text{ kJ/kg}$$

Nếu bỏ qua công tiêu hao của bơm cấp, hiệu suất nhiệt của chu trình η_t :

$$\eta_t = \frac{i_1 - i_2}{i_1 - i'_2} = \frac{3468 - 2345}{3468 - 192} = 0,3428 \text{ (34,28\%)}$$

b) Trường hợp $p_1 = 50 \text{ bar}$; $t_1 = 500^\circ\text{C}$:

Tương tự trường hợp trên ta có:

$$p_1 = 50 \text{ bar thì } t_s = 263,91^\circ\text{C} < 500^\circ\text{C}$$

Tra bảng hơi quá nhiệt tìm được các thông số sau:

$$i_1 = 3432 \text{ kJ/kg}; s_1 = 7,072 \text{ kJ/kg độ.}$$

$$x_2 = \frac{s_2 - s'_2}{s''_2 - s_2} = \frac{7,027 - 0,6492}{8,149 - 0,6492} = 0,85$$

$$i_2 = i'_2 + r_2 x_2 = 191,9 - 2392 \times 0,85 = 2225 \text{ kJ/kg}$$

$$\eta_t = \frac{i_1 - i_2}{i_1 - i'_2} = \frac{3432 - 2225}{3432 - 191,9} = 37,2\%$$

c) $p_1 = 100 \text{ bar}$, $t_1 = 500^\circ\text{C}$

Tương tự trường hợp trên tìm được $t_s = 310,96^\circ\text{C} < t_1 = 500^\circ\text{C}$

Từ bảng hơi quá nhiệt tìm được:

$$i_1 = 3372 \text{ kJ/kg} \quad s_1 = 6,596 \text{ kJ/kg độ}$$

$$x_2 = \frac{s_2 - s'_2}{s''_2 - s'_2} = \frac{6,596 - 0,6492}{8,149 - 0,6492} = 0,79$$

$$i_2 = i'_2 + r_2 x_2 = 191,9 + 2392 \times 0,79 = 2081,7 \text{ kJ/kg}$$

$$\eta_t = \frac{3372 - 2081,7}{3372 - 191,9} = 0,406 \text{ (40,6\%)}$$

Qua kết quả chúng ta nhận thấy:

- Khi giữ nhiệt độ $t_1 = 500^\circ\text{C}$, nếu tăng áp suất p_1 thì hiệu suất tăng.
- Nhưng mặt khác độ ẩm của hơi ở tầng cuối của tuabin cũng tăng lên.

Ví dụ 9-2.

Chu trình Rankine lý tưởng làm việc với hơi bão hòa, áp suất hơi vào tuabin $p_1 = 8 \text{ MPa}$, hơi ra khỏi tuabin vào bình ngưng có áp suất $p_2 = 0,008 \text{ MPa}$, công suất sinh ra của thiết bị $N = 100 \text{ MW}$.

Xác định: a) Hiệu suất nhiệt của chu trình

b) Hệ số tỷ lệ năng lượng tự dùng

c) Lưu lượng hơi vào tuabin, kg/h.

d) Lượng tiêu hao nhiên liệu trong 1 giờ và lưu lượng nước tuần hoàn làm mát bình ngưng nếu nhiệt độ nước vào $t_v = 15^\circ\text{C}$ và nước ra khỏi bình ngưng $t_r = 35^\circ\text{C}$. Lò hơi sử dụng là lò đốt đầu nặng có hiệu suất $\eta_L = 90\%$ và nhiệt trị của nhiên liệu là $Q_p^H = 10.000 \text{ kcal/kg}$.

Giải

Chu trình Rankine được biểu thị trên đồ thị T-s như hình vẽ.

Thông số tại các điểm đặc trưng được xác định như sau:

Trạng thái 1:

$$p_1 = 8 \text{ MPa} = 80 \text{ bar}$$

$$x_1 = 1.$$

Từ bảng thông số nhiệt động của nước ở trạng thái bão hòa tìm được:

$$i_1 = i''_1 = 2758 \text{ kJ/kg}$$

$$s_1 = s''_1 = 5,7432 \text{ kJ/kg độ}$$

Trạng thái 2:

$$p_2 = 0,008 \text{ MPa} = 0,08 \text{ bar}$$

$$s_2 = s_1 = 5,7432 \text{ kJ/kg độ (vì quá trình 1-2 là quá trình đoạn nhiệt thuận nghịch } s_1 = s_2)$$

Từ bảng thông số nhiệt động của nước ở trạng thái bão hòa ứng với $p = 0,08 \text{ bar}$ tìm được:

$$t_s = 41,54^\circ\text{C}; i'_2 = 173,88 \text{ kJ/kg}; i''_2 = 2576 \text{ kJ/kg}$$

$$r_2 = 2403 \text{ kJ/kg}; s'_2 = 0,5926 \text{ kJ/kg độ.}$$

$$s''_2 = 8,227 \text{ kJ/kg độ.}$$

$$s_2 = 5,7432 < s''_2 = 8,227 \text{ do đó hơi ra khỏi tuabin là hơi bão hòa ẩm.}$$

$$x_2 = \frac{s_2 - s'_2}{s''_2 - s'_2} = \frac{5,7432 - 0,5927}{8,227 - 0,5927} = 0,6748$$

$$\begin{aligned} i_2 &= i'_2 + x_2 r_2 = 173,88 + 0,6748 \times 2403 \\ &= 1794,8 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

Trạng thái 3:

$$p_3 = p_2 = 0,08 \text{ bar}$$

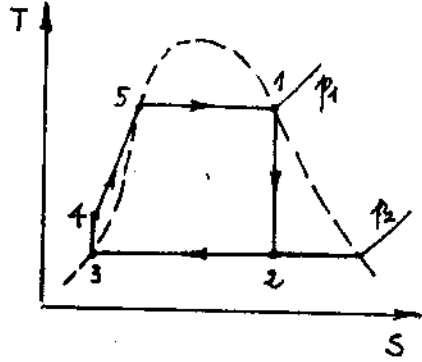
$$i_3 = i'_2 = 173,88 \text{ kJ/kg}$$

$$s_3 = s'_2 = 0,5927 \text{ kJ/kg độ}$$

Trạng thái 4:

Quá trình nén nước xem là quá trình đoạn nhiệt $s_4 = s_3$; $p_4 = p_1 = 80 \text{ bar}$. Mặt khác nước là chất lỏng không chịu nén nên ta có:

$$i_4 - i_3 = W_p = v(p_4 - p_3)$$



$$i_4 = i_3 + v(p_4 - p_3) = 173,9 + (1,008 \cdot 10^{-3})(80 - 0,08) \cdot 10^5 \\ = 173,88 + 8,06 = 181,94 \text{ kJ/kg.}$$

Công sinh ra của tuabin W_T :

$$W_T = i_1 - i_2 = 2758 - 1794,8 = 963,2 \text{ kJ/kg}$$

Công tiêu hao của bơm W_p :

$$|W_p| = i_4 - i_3 = 8,06 \text{ kJ/kg}$$

Công sinh ra của chu trình W :

$$W = W_T - |W_p| = 963,2 - 8,06 = 955,14 \text{ kJ/kg}$$

Nhiệt lượng cấp vào q_1 :

$$q_1 = i_1 - i_4 = 2758 - 181,94 = 2576 \text{ kJ/kg}$$

Nhiệt lượng thải ra q_2 :

$$q_2 = i_2 - i_3 = 1794,8 - 173,88 = 1620,92 \text{ kJ/kg}$$

Hiệu suất nhiệt của chu trình η_t :

$$\eta_t = \frac{W}{q_1} = \frac{(i_1 - i_2) - (i_3 - i_4)}{(i_1 - i_4)} \\ = \frac{955,14}{2576} = 0,371 \text{ (37,1\%)}$$

Tỷ lệ năng lượng tự dùng W_{br} :

$$W_{br} = \frac{|W_p|}{W_T} = \frac{(i_4 - i_3)}{(i_1 - i_2)} = \frac{8,06}{963,2} = 8,37 \cdot 10^{-3} \text{ (0,84\%)}$$

Lưu lượng hơi vào tuabin G_h :

$$G_h = \frac{N}{W} = \frac{100 \times 1000 \times 3600}{955,14} = 3,77 \cdot 10^5 \text{ kg/h} \\ = 377 \text{ T/h.}$$

Do đó lò hơi cần phải cung cấp cho tuabin một lượng hơi là 377 Tấn hơi/h, vì lò hơi đốt nhiên liệu là dầu nặng, 1 kg dầu khi cháy cung cấp một lượng nhiệt là 10000 kcal, hiệu suất của lò $\eta_L = 90\%$ nên chỉ có 90% nhiệt lượng sinh ra cung cấp cho nước để biến thành hơi và 10% tổn thất ra môi trường.

Lượng nhiên liệu tiêu hao trong 1 giờ:

$$G_d = \frac{Q_1}{Q_p^H \times \eta_L} = \frac{G_h \times q_1}{Q_p^H \times \eta_L} = \frac{377.000 \times 2576}{0,9 \times 10.000 \times 4,18} \\ = 25815 \text{ kg/h} = 25,8 \text{ T/h}$$

Nhiệt lượng thải qua bình ngưng:

$$Q_2 = G_h \times q_2 = 377.000 \times 1620,3 = 611079300 \text{ kJ/h}$$

$$= 169744,2 \text{ kJ/s}$$

Như vậy nhiệt cung cấp cho hơi chỉ 37,1% dùng để sinh công còn 62,9% là thải bỏ ra môi trường qua bình ngưng (qua nước tuần hoàn).

Để xác định lưu lượng nước tuần hoàn G_n chúng ta viết phương trình cân bằng nhiệt cho bình ngưng:

$$G_h(i_2 - i_3) = G_n c_{pn}(t_r - t_v)$$

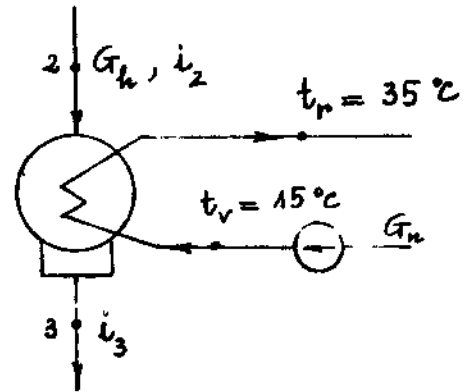
Nhiệt dung riêng của nước có thể xem là hằng số $c_{pn} = 4,18 \text{ kJ/kg độ}$.

$$\Delta t = (t_r - t_v) = (35 - 15) = 20^\circ\text{C}$$

$$G_n = \frac{G_h(i_2 - i_3)}{c_{pn}\Delta t} = \frac{Q_2}{c_{pn}\Delta t}$$

$$G_n = \frac{169744,25}{4,18 \times 20} = 2030,4 \text{ kg/s}$$

$$= 7309550 \text{ kg/h} = 7309,5 \text{ T/h.}$$



Nếu xem 1 m^3 nước khoảng 1000 kg thì lưu lượng thể tích của bơm tuần hoàn là 7309 m^3/h , lưu lượng này khá lớn.

Kết luận: - Năng lượng tự dùng cho bơm nước cấp rất nhỏ so với công suất phát của tuabin (1%).

- Phần nhiệt lượng thải qua bình ngưng rất lớn đến 62,9% (phần năng lượng này không có ích) trên thực tế còn cao hơn vì tổn thất không thuận nghịch ...

- Nếu dạng năng lượng cần sử dụng trên qui mô lớn ở dạng nhiệt năng (ví dụ sấy, nấu, hấp ...) thì nên trực tiếp sử dụng nhiệt năng ngay mà không nên qua biến đổi trung gian vì sẽ gây một tổn thất rất lớn.

§ 9.4. NGUYÊN LÝ KHÔNG THUẬN NGHỊCH VÀ CÁC TỔN THẤT

Ở các phần trên khi nghiên cứu chu trình thiết bị động lực hơi nước ta đã giả thiết rằng hơi nước giãn nở đoạn nhiệt thuận nghịch, nghĩa là hơi giãn nở và chuyển động trong các cánh của tuabin không có tổn thất, nhưng thực tế trong quá trình chuyển động của dòng hơi có tổn thất. Năng lượng tổn thất để khắc phục ma sát trong nội bộ dòng hơi, ma sát giữa dòng hơi và cánh tuabin ... nó sẽ biến thành nhiệt năng. Do đó khi áp suất thay đổi như nhau thì trạng thái cuối của hơi nước khi giãn nở đoạn nhiệt không thuận nghịch khác với trạng thái cuối của quá trình giãn nở đoạn nhiệt thuận nghịch (entrôpi trạng thái cuối tăng lên), trên đồ thị $i-s$ (hình 9-11) quá trình đó được biểu diễn giả định bằng đường 1-2 (vì không biểu diễn quá trình không thuận nghịch bằng một đường liên nét được). Đường biểu diễn 1-2 chỉ rõ: điểm cuối 2 di động trên đường áp suất p_2 nằm về phía phải của điểm 2s, còn hình dạng của đường 1-2 không có ý nghĩa gì.

Rất dễ thấy trạng thái cuối của quá trình giãn nở đoạn nhiệt không thuận nghịch (điểm 2) so với trạng thái cuối của quá trình giãn nở đoạn nhiệt thuận nghịch (điểm 2s) có độ khô lớn hơn và có trị số entropi cũng như entanpi lớn hơn, tức là:

$$s_2 > s_{2s} = s_1; i_2 > i_{2s} \text{ và } x_2 > x_{2s}$$

Vì vậy $h > h'$

Hơi nước lúc giãn nở bị tổn thất càng lớn thì điểm 2 di động trên đường đẳng áp p_2 về phía phải càng nhiều.

Hiệu suất đẳng entropi của tuabin (còn gọi là hiệu suất trống tương đối của tuabin) η_{iT} là tỷ số công sinh ra khi dòng hơi qua tuabin trong quá trình không thuận nghịch so với công sinh ra của dòng hơi khi qua tuabin giãn nở đoạn nhiệt thuận nghịch ($s = \text{const}$)

$$\eta_{iT} = \frac{i_1 - i_2}{i_1 - i_{2s}} = \frac{h'}{h} \quad (9.10)$$

Cũng tương tự như tuabin, quá trình không thuận nghịch trong bơm nước cấp làm cho công tiêu hao thực của bơm nước cấp lớn hơn khi nén nước theo quá trình đoạn nhiệt thuận nghịch, hiệu suất đẳng entropi của bơm được thể hiện bằng biểu thức sau:

$$\eta_{ip} = \frac{i_{4s} - i_3}{i_4 - i_3} \quad (9.11)$$

Ngoài ra trong chu trình Rankine thực còn có thêm một số tổn thất không thuận nghịch ở các bộ phận khác như tổn thất áp suất trên đường ống dẫn qua các bộ phận của lò hơi, bình ngưng hơi, tổn thất do quá trình truyền nhiệt ... do vậy hiệu suất nhiệt của chu trình Rankine thực nhỏ hơn hiệu suất nhiệt của chu trình Rankine lý tưởng.

Ví dụ 9-3.

Xét chu trình thiết bị động lực hơi nước của ví dụ 9-2 nhưng với điều kiện là hiệu suất đẳng entropi của bơm và tuabin là 85%. Công suất phát là 100 MW.

Xác định: a) Hiệu suất nhiệt của chu trình

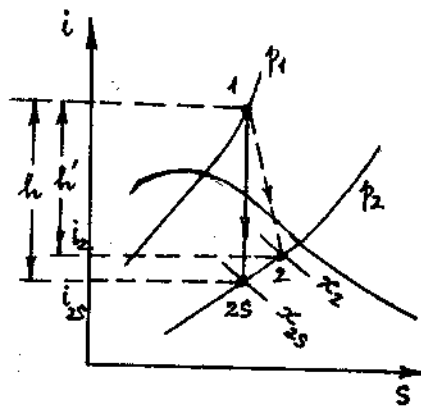
b) Hệ số tỷ lệ năng lượng tự dùng

c) Lưu lượng hơi vào tuabin.

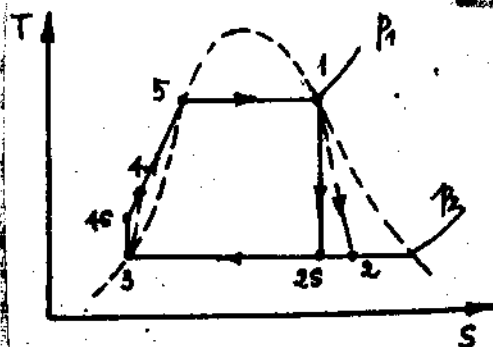
d) Lưu lượng nước tuần hoàn qua tuabin.

Giải

Chu trình Rankine trong ví dụ này được thể hiện trên hình vẽ
Hiệu suất đẳng entropi của tuabin:



Hình 9-11



Hình 9-12

$$\eta_{iT} = \frac{i_1 - i_2}{i_1 - i_{2s}}$$

$$\begin{aligned} i_2 &= i_1 - \eta_{iT}(i_1 - i_{2s}) \\ &= 2758 - 0,85(2758 - 1794,8) \\ &= 1939,3 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

Trạng thái 3 vẫn như trong ví dụ 9-2 nên
 $i_3 = 173,88 \text{ kJ/kg}$

Đối với bơm cấp: $W_p = i_4 - i_3$

$$\eta_{ip} = \frac{W_{ps}}{W_p} = \frac{i_{4s} - i_3}{i_4 - i_3}$$

$$\begin{aligned} W_p &= \frac{W_{ps}}{\eta_{ip}} = \frac{v(p_4 - p_3)}{\eta_{ip}} = \frac{v(p_1 - p_2)}{\eta_{ip}} = \frac{8,06}{0,85} \\ &= 9,48 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

$$i_4 = i_3 + W_p = 173,88 + 9,48 = 183,36 \text{ kJ/kg}$$

Công sinh ra của chu trình không thuận nghịch:

$$\begin{aligned} W &= W_T - |W_p| = (i_1 - i_2) - (i_4 - i_3) \\ &= (2578 - 1939,3) - (183,36 - 173,88) = 809,22 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

Hệ số tỷ lệ năng lượng tự dùng:

$$W_{br} = \frac{W_p}{W_T} = \frac{9,48}{818,7} = 0,0115 (1,15\%)$$

$$W_T = (i_1 - i_2) = (2578 - 1939,3) = 818,7 \text{ kJ/kg}$$

Nhiệt lượng cấp vào của chu trình:

$$q_1 = i_1 - i_4 = 2578 - 183,36 = 2394,6 \text{ kJ/kg}$$

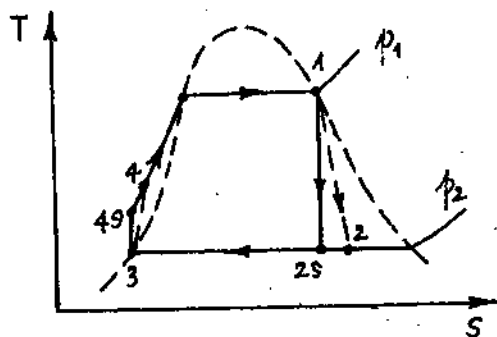
Hiệu suất nhiệt của chu trình:

$$\begin{aligned} \eta_t &= \frac{(i_1 - i_2) - (i_4 - i_3)}{(i_1 - i_4)} = \frac{W}{q_1} \\ &= \frac{(2578 - 1939,3) - 9,48}{2394,6} = 0,314 (31,4\%) \end{aligned}$$

Lưu lượng hơi cần thiết cho tuabin:

$$\begin{aligned} G_h &= \frac{N}{W} = \frac{100 \times 1000 \times 3600}{809,22} = 4,449 \cdot 10^5 \text{ kg/h} \\ &= 444,9 \text{ T/h} \end{aligned}$$

Lượng nhiên liệu tiêu hao trong 1 giờ:



$$G_d = \frac{G_h \times q_1}{\eta_L \times Q_p^H} = \frac{(4,449 \cdot 10^5) \times 2394,6}{0,9 \times (10.000 \times 4,18)}$$

$$= 28,32 \cdot 10^3 \text{ kg/h} = 28,3 \text{ T/h}$$

Nhiệt thải qua bình ngưng:

$$Q_2 = G_h \times q_2 = (4,449 \cdot 10^5)(i_2 - i_3)$$

$$= (4,449 \cdot 10^5)(1939,3 - 173,88) = 7854,3 \cdot 10^5 \text{ kJ/h}$$

$$= 218,17 \cdot 10^3 \text{ kJ/s}$$

Lưu lượng nước tuần hoàn qua bình ngưng:

$$G_n = \frac{Q_2}{C_{pn} \Delta t} = \frac{218,17 \cdot 10^3}{4,18(35 - 15)} = 2609,7 \text{ kg/s}$$

$$= 9395053 \text{ kg/h} = 9395 \text{ T/h}$$

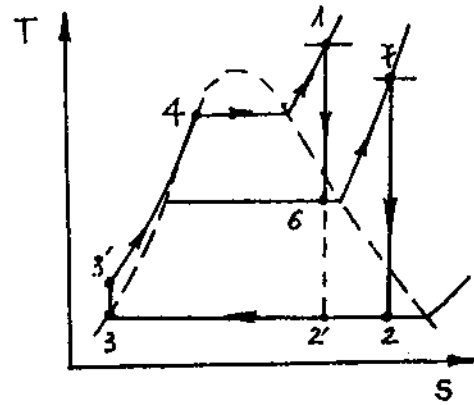
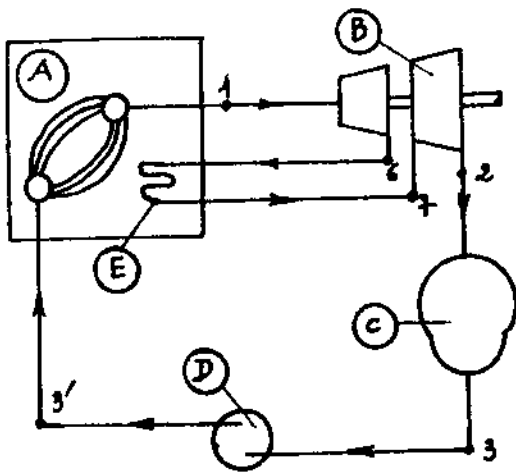
(Lưu lượng bơm tuần hoàn khoảng $9395 \text{ m}^3/\text{h}$)

So sánh các kết quả từ ví dụ 9-2 với ví dụ 9-3 chúng ta thấy do tổn thất không thuận nghịch trong bơm và trong tuabin dẫn đến hiệu suất giảm, nếu cùng phát với công suất như cũ $N = 100 \text{ MW}$ thì trong trường hợp sau (ví dụ 9-3) cho thấy các chỉ phí đều tăng.

Nâng cao hiệu suất nhà máy nhiệt điện là một vấn đề quan trọng, hàng năm các nhà máy nhiệt điện tiêu thụ một lượng nhiên liệu rất lớn để sản xuất điện cung cấp cho lưới điện quốc gia, nên nâng cao hiệu suất được vài phần trăm cũng sẽ đem lại hiệu quả to lớn, nó đặc biệt quan trọng đối với các nước tiên tiến có sản lượng điện sản xuất hàng năm cao. Ngoài ra nâng cao hiệu suất nhiệt còn có tác dụng làm giảm sự ô nhiễm của môi trường mà hậu quả của nó chúng ta đều biết. Phần trên chúng ta đã đề cập đến một số biện pháp cơ bản để nâng cao hiệu suất của chu trình thiết bị động lực hơi nước, tuy nhiên còn có 1 số biện pháp khác để tăng hiệu suất như: sử dụng biện pháp quá nhiệt trung gian, hồi nhiệt, cấp nhiệt cấp điện, chu trình ghép ..., phần tiếp theo chúng ta sẽ xem xét hiệu quả của các phương pháp này.

§ 9.5. CHU TRÌNH QUÁ NHIỆT TRUNG GIAN

Như đã trình bày ở phần trên, việc tăng nhiệt độ hơi vào tuabin t_1 vừa có tác dụng tăng hiệu suất nhiệt vừa có tác dụng tăng độ khô của hơi ở phần cuối tuabin, tuy nhiên t_1 không thể tăng quá giới hạn cho phép (điều kiện vật liệu). Với sự sử dụng áp suất p_1 ban đầu cao, nhiều khi tăng t_1 cũng chưa đủ đảm bảo độ khô x_2 ở phần cuối tuabin đạt yêu cầu, ví dụ $p_1 = 200 \text{ bar}$, $t_1 = 560^\circ\text{C}$, $p_2 = 0,05 \text{ bar}$ thì độ khô ở sau tuabin $x_2 = 0,74$ trong khi đó với tuabin hiện đại độ khô cho phép không được thấp hơn $0,85 \div 0,88$, vì vậy để tăng độ khô ở phần đuôi tuabin và tăng hiệu suất nhiệt của thiết bị mà không phải tăng t_1 vượt quá trị số giới hạn cho phép người ta sử dụng biện pháp quá nhiệt trung gian. Sơ đồ nguyên lý thiết bị được biểu thị trên hình 9-13.



Hình 9-13. Chu trình quá nhiệt trung gian

A- Lò hơi; B- Tuabin hơi C- Bình ngưng; D- Bơm nước cấp; E- Bộ quá nhiệt trung gian.

Hơi từ lò hơi có áp suất p_1 , nhiệt độ t_1 được đưa vào tuabin, sau khi giãn nở qua một số tầng của tuabin đạt đến trạng thái 6 có độ khô cho phép (quá trình 1-6), hơi này sẽ được rút ra khỏi tuabin để đưa trở về lò hơi, nhờ bộ quá nhiệt trung gian hơi được gia nhiệt từ trạng thái 6 đến trạng thái 7 (quá trình 6-7) và đưa vào các tầng sau của tuabin để giãn nở đến áp suất p_2

Công sinh ra của tuabin W_T :

$$W_T = W_1 + W_2 = (i_1 - i_6) + (i_7 - i_2) \quad \text{kJ/kg}$$

Nhiệt lượng cung cấp cho 1 kg hơi q_1 :

$$q_1 = (i_1 - i_3) + (i_7 - i_6)$$

Nhiệt lượng thải qua bình ngưng q_2 :

$$q_2 = i_2 - i_3$$

Công tiêu hao của bơm cấp W_p :

$$|W_p| = (i_3' - i_3) = v(p_1 - p_2)$$

Công sinh ra của chu trình:

$$W = W_T - |W_p| = [(i_1 - i_6) + (i_7 - i_2)] - (i_3' - i_3)$$

Hiệu suất nhiệt của chu trình:

$$\eta_t = \frac{W}{q_1} = \frac{[(i_1 - i_6) + (i_7 - i_2)] - (i_3' - i_3)}{(i_1 - i_3) + (i_7 - i_6)}$$

Suất hao hơi d:

$$d = \frac{1}{[(i_1 - i_6) + (i_7 - i_2)] - (i_3' - i_3)} = \frac{1}{W}$$

Nếu chọn hợp lý thông số hơi ban đầu p_1 , t_1 và thông số hơi trước khi vào bộ quá nhiệt

trung gian, nhiệt độ hơi ra khỏi bộ quá nhiệt trung gian thì có thể nâng cao hiệu suất nhiệt của chu trình từ 2 ÷ 3%.

Vf du 9-4.

Tính hiệu suất nhiệt của chu trình quá nhiệt trung gian vận hành với điều kiện sau: Áp suất và nhiệt độ hơi vào tầng đầu $p_1 = 30 \text{ bar}$, $t_1 = 450^\circ\text{C}$, áp suất của bình ngưng $p_2 = 0,04 \text{ bar}$. Hơi được đưa về quá nhiệt trung gian là hơi bão hòa khô, nhiệt độ quá nhiệt trung gian là 450°C . Khi tính toán bỏ qua công tiêu hao của bơm cấp.

Giải

Chu trình này được biểu thị trên đồ thị T-s như hình bên cạnh.

Từ bảng thông số nhiệt động của nước và hơi nước ở trạng thái bão hòa ta có:

$p = 0,04 \text{ bar}$

$$t_s = 29^\circ\text{C} \quad i' = 121 \text{ kJ/kg}$$

$$i'' = 2554 \text{ kJ/kg}; \quad r = 2433$$

kJ/kg

$$s' = 0,4225 \text{ kJ/kg}$$

$$s'' = 8.473 \text{ kJ/kg}$$

Từ bảng hơi quá nhiệt với $p_1 = 30 \text{ bar}$; $t_1 = 450^\circ\text{C}$ ta có:

$$i_1 = 3343 \text{ kJ/kg}; s_1 = 7,082 \text{ kJ/kg độ}$$

Để tìm áp suất trung gian p_6 chúng ta dựa vào 2 điều kiện sau:

Quá trình 1-6 là quá trình đoạn nhiệt nên $s_1 = s_6$

Trạng thái hơi ở điểm 6 là hơi bão hòa khô ($x_6 = 1$).

Dựa vào 2 điều kiện nêu trên, từ bảng tính chất nhiệt động của nước và hơi nước ở trạng thái bão hòa tìm được:

$$p_6 = 2,3 \text{ bar} \text{ và } i_6 = 2713 \text{ kJ/kg.}$$

Từ bảng hơi quá nhiệt tìm được:

$$p_7 = p_6 = 2,3 \text{ bar} \quad t_7 = 450^\circ\text{C}$$

$$i_7 = 3381 \text{ kJ/kg} \quad s_7 = 8,310 \text{ kJ/kg độ}$$

Trạng thái hơi ở điểm 2 tìm được theo điều kiện:

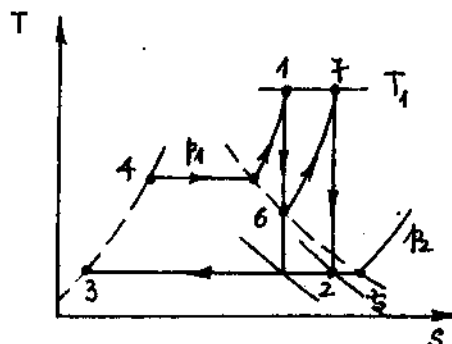
$p_2 = 0,04 \text{ bar}$ và $s_2 = s_7 = 8,310 \text{ kJ/kg độ}$.

Từ bảng thông số nhiệt động của nước và hơi nước ở trạng thái bão hòa tìm được:

$$p = 0,04 \text{ bar} \quad s' = 0,4225 \text{ kJ/kg độ}$$

$$s'' = 8,473 \text{ kJ/kg độ}$$

$$x_2 = \frac{s_2 - s'_2}{s''_2 - s'_2} = \frac{8,310 - 0,4225}{8,473 - 0,4225} = 0,98$$



$$i_2 = i'_2 + x_2 r_2 = 121 + 0,98 \times 2433 = 2505 \text{ kJ/kg}$$

Nhiệt lượng cấp vào của lò hơi q_1 :

$$\begin{aligned} q_1 &= (i_1 - i_3) + (i_7 - i_6) = (3343 - 121) + (3381 - 2713) \\ &= 3890 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

Công sinh ra của tuabin W_T :

$$\begin{aligned} W_T &= (i_1 - i_6) + (i_7 - i_2) = (3343 - 2713) - (3381 - 2505) \\ &= 1506 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

Vì bỏ qua công tiêu hao của bơm cấp nên xem $W = W_T$

Hiệu suất nhiệt của chu trình η_t :

$$\eta_t = \frac{W}{q_1} = \frac{1506}{3890} = 0,387 \text{ (38,7\%)}$$

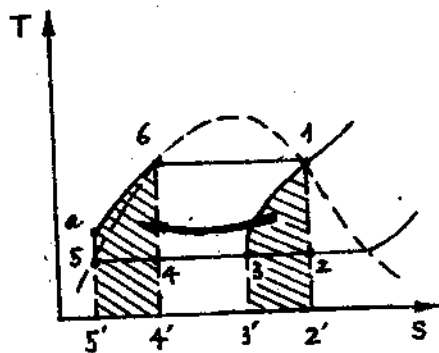
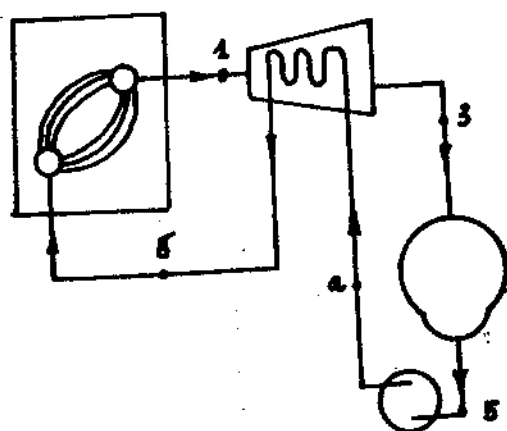
$$\text{Suất tiêu hao hơi: } d = \frac{3600}{W} = \frac{3600}{1506} = 2,39 \text{ kg/kWh.}$$

So sánh với chu trình Rankine có cùng điều kiện áp suất vào p_1, t_1 ($p_1 = 30 \text{ bar}$, $t_1 = 450^\circ\text{C}$) và $p_2 = 0,04 \text{ bar}$ ta có kết quả như bảng sau đây.

Chu trình	Rankine	Quá nhiệt trung gian
η_t	0,375	0,387
d	2,98	2,39

§ 9.6. Chu trình hồi nhiệt

Một biện pháp khác được sử dụng rất phổ biến nhằm nâng cao hiệu suất nhiệt của chu trình là biện pháp hồi nhiệt.



Hình 9-14

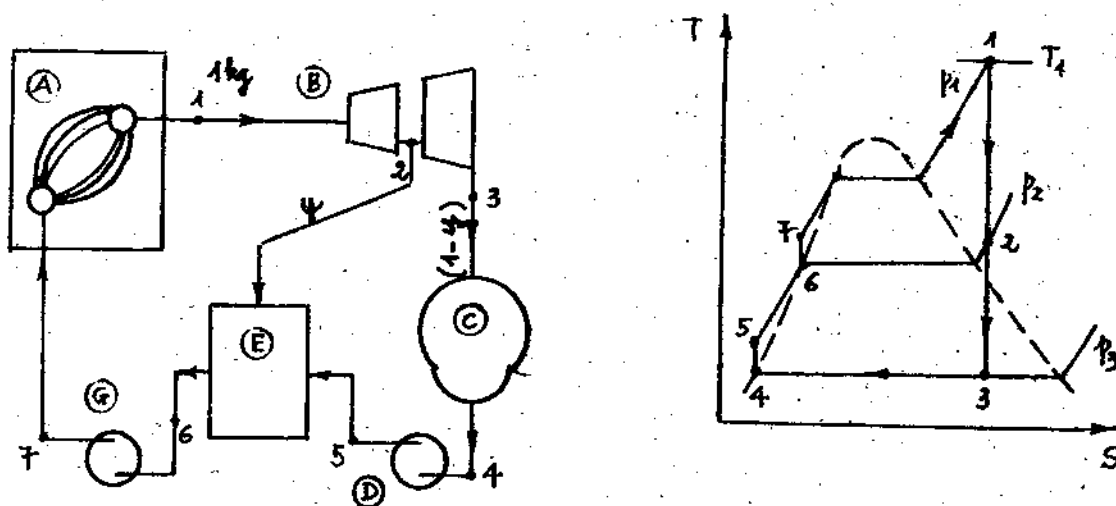
Sơ đồ nguyên lý chu trình hồi nhiệt lý tưởng.

Chu trình hồi nhiệt lý tưởng dùng hơi bão hòa được thể hiện trên hình 9-14, chu trình này còn được gọi là chu trình Cacnô tổng quát, hiệu suất nhiệt chu trình này bằng hiệu suất nhiệt chu trình cacnô.

Chu trình hồi nhiệt lý tưởng không những nâng cao hiệu suất nhiệt so với chu trình Rankine mà còn giảm kích thước của lò hơi và các tầng cuối của tuabin.

Để có khái niệm cơ bản về chu trình này chúng ta hãy xem xét chu trình Rankine chạy bằng hơi bão hòa 1-2-5-a-6-1 với chu trình cacnô có cùng nhiệt độ bão hòa (nhiệt độ nguồn nóng là T_1 và nguồn lạnh là T_2), do quá trình hâm nước từ trạng thái a (là nước chưa sôi) đến trạng thái 6 (là nước sôi) có nhiệt độ trung bình của quá trình a-6 thấp hơn nhiệt độ của quá trình hóa hơi 6-1 nên hiệu suất của chu trình Rankine thấp hơn chu trình Cacnô. Chu trình hồi nhiệt lý tưởng có thể thực hiện theo phương pháp sau (hình 9-14), nước sau khi ra khỏi bình ngưng được bơm nước cấp đẩy chảy bao bọc quanh tuabin với sự chuyển động ngược chiều của dòng hơi chảy trong tuabin, nước sẽ được nhận nhiệt từ hơi truyền sang. Chúng ta giả thiết rằng sự chênh lệch nhiệt độ giữa hơi và chất lỏng là vô cùng nhỏ tại các điểm để có thể xem quá trình truyền nhiệt là thuận nghịch. Đường 1-3 có đặc tính phải đồng dạng với đường 5-a-6 (nghĩa là 2 đường song song nhau), như vậy diện tích 3'-3-1-2'-3' và diện tích 5'-a-6-4'-5' sẽ bằng nhau và trùng khớp với nhau về hình dáng, diện tích này thể hiện nhiệt truyền từ hơi cho nước. Cũng tương tự ta nhận thấy nhiệt môi chất nhận được từ nguồn nóng trong quá trình đẳng nhiệt 6-1 thể hiện bằng diện tích 4'-6-1-2'-4', nhiệt lượng thải cho nguồn lạnh trong quá trình đẳng nhiệt 3-5 thể hiện bằng diện tích 5'-5-3-3'-5', nó đúng bằng diện tích 4'-4-2-2'-4' là nhiệt thải cho nguồn lạnh của chu trình Cacnô. Do đó hiệu suất nhiệt của chu trình hồi nhiệt lý tưởng bằng hiệu suất nhiệt của chu trình Cacnô.

Trên thực tế không thể nào thực hiện được chu trình hồi nhiệt lý tưởng (hồi nhiệt hoàn toàn) vì rất khó thực hiện một quá trình (như quá trình 1-3) vừa giãn nở vừa thay nhiệt một cách liên tục để đun nóng nước theo quá trình 5-a-6. Do đó các chu trình hồi nhiệt thực tế chỉ trích một phần hơi sau khi giãn nở qua một số tầng của tuabin để cung cấp nhiệt cho nước cấp trước khi vào lò, sơ đồ nguyên lý được thể hiện trên hình 9-15.



Hình 9-15. Sơ đồ nguyên lý chu trình hồi nhiệt thực với 1 cấp hồi nhiệt
A- Lò hơi; B- Tuabin hơi; C- Bình ngưng; D- Bơm nước ngưng; E- Bình hồi nhiệt hơi; G- Bơm nước cấp

Dòng hơi từ lò hơi đến tuabin ở trạng thái p_1, t_1 (xét với 1 kg hơi), sau khi giãn nở sinh công ở các tầng đầu của tuabin một phần hơi được trích ra để cung cấp cho bình hồi nhiệt E, lượng hơi trích này là y . Phần dòng hơi còn lại là $(1 - y)$ sẽ tiếp tục giãn nở sinh công ở các tầng sau đến trạng thái 3 thì vào bình ngưng C, ở đây hơi nhả ẩn nhiệt hóa hơi cho nước tuần hoàn và ngưng tụ thành nước sôi ở trạng thái 4, nước ngưng tụ được bơm nước D đẩy qua bình hồi nhiệt E. Tại bình hồi nhiệt dòng hơi y ở trạng thái 2 sẽ nhả ẩn nhiệt hóa hơi cho dòng nước $(1 - y)$ ở trạng thái 5 để hâm nóng đến trạng thái nước sôi ở điểm 6 ứng với áp suất p_2 , sự hỗn hợp giữa 2 dòng y và $(1 - y)$ để tạo nên dòng ở nước sôi ở trạng thái 6 là 1 kg và được bơm cấp G bơm về lò, nhiên liệu cháy trong lò hơi sẽ cấp nhiệt cho nước chưa sôi ở trạng thái 7 (áp suất p_1) để biến thành hơi quá nhiệt ở trạng thái 1 rồi cung cấp cho tuabin.

Trên nguyên tắc tương tự như đối với chu trình Rankine lý tưởng để xét cho chu trình hồi nhiệt này.

Nhiệt lượng của lò hơi cấp cho chu trình q_1 :

$$q_1 = (i_1 - i_7) \quad (a)$$

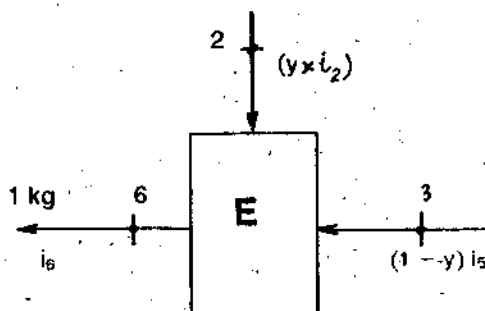
Công sinh ra của tuabin được tính:

$$W_T = W_{T1} + W_{T2} = (i_1 - i_2) + (1 - y)(i_2 - i_3) \quad (b)$$

Nhiệt lượng thải của chu trình q_2 :

$$q_2 = (1 - y)(i_3 - i_4) \quad (c)$$

Để tìm được giá trị y (tỷ lệ dòng hơi trích) chúng ta cần phải viết phương trình cân bằng nhiệt cho bình hồi nhiệt E. Giả sử bình hồi nhiệt được cách nhiệt rất tốt nên xem như không có tổn thất nhiệt do truyền nhiệt, dòng năng lượng từ bơm nước ngưng đưa vào là $i_5(1 - y)$, dòng năng lượng từ cửa trích hơi 2 đưa vào bình hồi nhiệt là $y i_2$, tổng 2 dòng năng lượng này phải cân bằng với dòng năng lượng ra ở điểm 6 là $i_6 \times 1$ kg. Trên cơ sở này ta có phương trình cân bằng năng lượng:



$$i_6 = y i_2 + (1 - y) i_5$$

$$0 = y i_2 + (1 - y) i_5 - i_6$$

Giải phương trình này ta tìm được:

$$y = \frac{i_6 - i_5}{i_2 - i_5} \quad (d)$$

Công tiêu hao cho bơm:

$$W_p = W_{p1} - W_{p2} = (1 - y)(i_5 - i_4) - y(i_7 - i_6) \quad (e)$$

Công sinh ra của chu trình W:

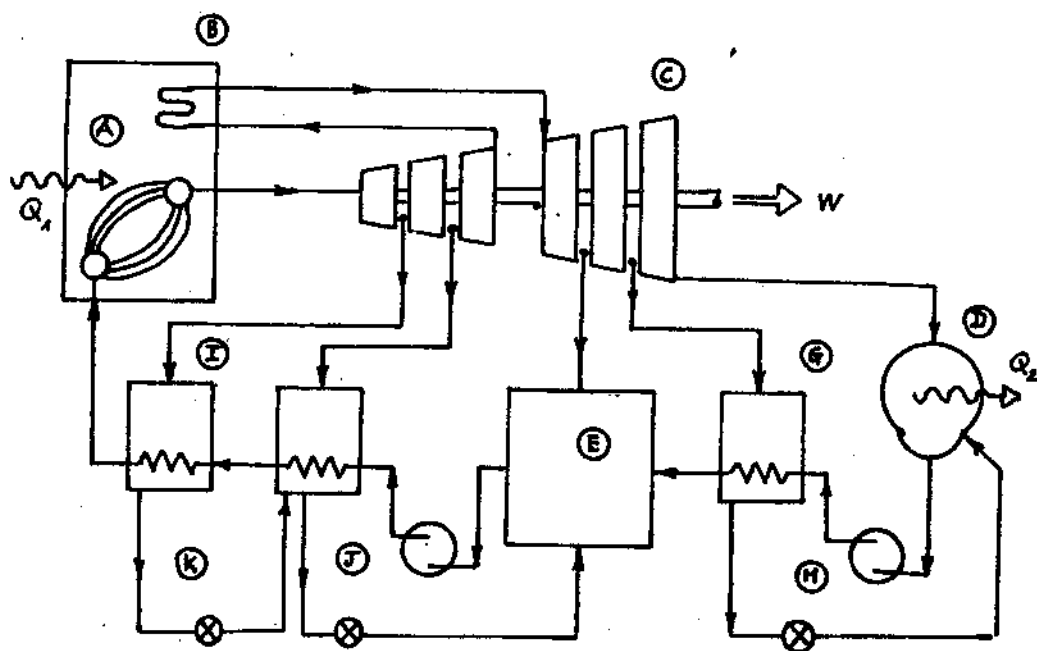
$$W = W_T - |W_P|$$

(g)

Biết được giá trị y tính từ phương trình (d) theo các thông số đã chọn ta sẽ tính được q_1 (theo phương trình (a)) và W (theo phương trình (g)). Hiệu suất nhiệt được tính theo phương trình:

$$\eta_t = \frac{W}{q_1}$$

Thực tế đối với các nhà máy nhiệt điện, để nâng cao hiệu suất nhiệt của nhà máy nhiệt điện người ta phối hợp nhiều biện pháp như đã trình bày ở phần trên, tùy theo thông số hơi vào p_1, t_1 . Số bình hồi nhiệt không phải chỉ có một mà có thể nhiều bình dựa trên cơ sở tính toán kinh tế toàn diện để xem xét, tăng số bình hồi nhiệt dẫn đến hiệu suất nhiệt tăng nhưng đồng thời phải tốn kém thêm tiền cho phần chế tạo các bình hồi nhiệt, đường ống nối, mặt bằng xây dựng ... Nhờ có chương trình máy tính, ngày nay việc tính toán thiết kế chu trình hồi nhiệt của các nhà máy nhiệt điện sẽ được thực hiện một cách nhanh chóng để chọn các điều kiện tối ưu cho việc áp dụng, ví dụ thông số đầu vào p_1, t_1 , số cửa trích hơi và áp suất trích hơi (số bình gia nhiệt), có tái nhiệt trung gian hay không ... Trên hình 9-16 trình bày một dạng sơ đồ nguyên lý của nhà máy nhiệt điện thực tế áp dụng để chúng ta xem xét.



Hình 9-16. Sơ đồ nguyên lý nhà máy nhiệt điện.

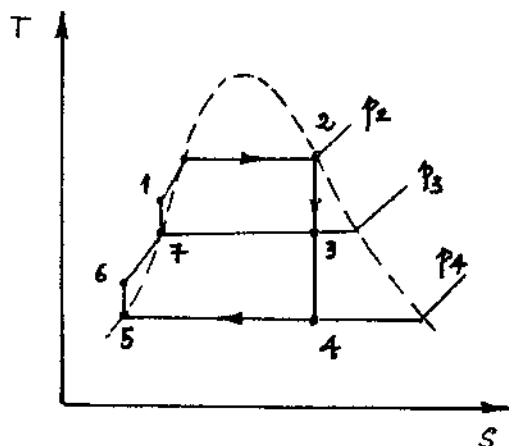
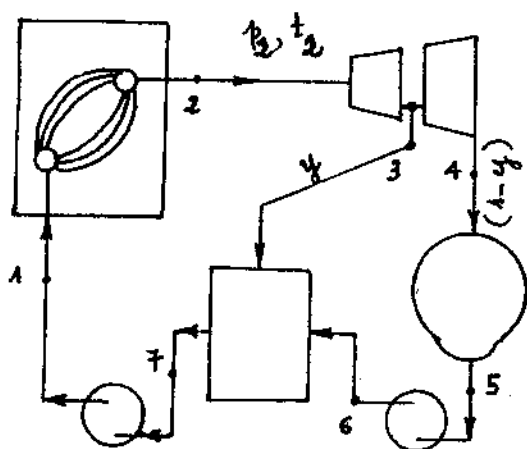
A- Lò hơi; B- Bộ quá nhiệt trung gian; C- Tuabin hơi; D- Bình ngưng; E- Bình khử khí; G- Bình gia nhiệt hạ áp; H- Bơm nước ngưng; I- Bình gia nhiệt cao áp; J- Bơm nước cấp; K- Bơm nước ngưng.

Trên đồ thị có ít nhất là 1 bình khử khí (bình hồi nhiệt hồ) có áp suất cao hơn áp suất khí trời một ít nhằm khử oxy có trong nước cấp tránh sự ăn mòn kim loại trong các ống của lò hơi. Các bình gia nhiệt phần sau bơm nước cấp G (gia nhiệt kín) có áp suất cao nên thường gọi là bình gia nhiệt cao áp, số bình gia nhiệt phía sau bơm nước ngưng D và trước

binh khử khí E có áp suất thấp thường được gọi là bình gia nhiệt hạ áp, việc lựa chọn bao nhiêu bình là do tính tối ưu của chu trình nhiệt động.

Ví dụ 9-5.

Tính hiệu suất nhiệt, suất hao hơi của chu trình hồi nhiệt 1 cấp như trong hình vẽ. Hơi từ lò hơi có áp suất $p = 30$ bar và áp suất ngưng là 0,04 bar (các tính toán bỏ qua công tiêu hao của bơm).



Giải

Trước tiên chọn áp suất p_3 của hơi trích, theo lý thuyết đã chứng minh được là hiệu suất sẽ đạt kết quả tốt nhất khi nhiệt độ t_3 chọn bằng $t_3 = 0,5(t_2 + t_4)$.

Từ bảng thông số nhiệt động của nước và hơi ở trạng thái bão hòa với $p_2 = 30$ bar tìm được $t_2 \approx 233,8^\circ\text{C}$ và với $p_4 = 0,04$ bar tìm được $t_4 \approx 29^\circ\text{C}$.

$$t_3 = 0,5(233,8 + 29) = 131,4^\circ\text{C}$$

ứng với nhiệt độ bão hòa $t_3 = 131,4$ cũng từ bảng này tìm được $p_3 = 2,8$ bar

Để xác định lượng hơi trích y qua bình gia nhiệt chúng ta hãy viết phương trình cân bằng nhiệt tại bình gia nhiệt:

$$0 = i_7 - yi_3 - (1 - y)i_6$$

Vì bỏ qua công tiêu hao của bơm nên xem $i_6 = i_5$, $i_1 = i_7$ và $y = \frac{i_7 - i_5}{i_3 - i_5}$. Cũng từ bảng

hơi nước trên tìm được:

$$i_5 = 121 \text{ kJ/kg} \quad i_7 = 551 \text{ kJ/kg}$$

$$i_2 = 2803 \text{ kJ/kg} \quad s_2 = 6,186 \text{ kJ/kg độ}$$

Quá trình giãn nở trong tuabin xem là đoạn nhiệt lý tưởng (đoạn nhiệt thuận nghịch), do đó:

$$s_2 = s_3 = s_4 = 6,186 \text{ kJ/kg độ}$$

Xác định tương tự các phần trước ta tìm được:

$$x_3 = 0,846 \quad i_3 = 2388 \text{ kJ/kg}$$

$$x_4 = 0,716 \quad i_4 = 1863 \text{ kJ/kg}$$

$$\text{Do đó} \quad y = \frac{551 - 121}{2388 - 121} = 0,1897 \text{ kg}$$

Nhiệt lượng cấp vào chu trình q_1 :

$$q_1 = q_{12} = i_2 - i_1 = 2803 - 551 = 2252 \text{ kJ/kg}$$

Công sinh ra của tuabin W_T (và cũng là công sinh ra của chu trình vì bỏ qua công tiêu hao của bơm)

$$\begin{aligned} W_T &= W_{23} + W_{34} = (i_2 - i_3) + (1 - y)(i_3 - i_4) \\ &= 415 + 425 = 840 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

Hiệu suất nhiệt của chu trình:

$$\eta_t = \frac{W}{q_1} = \frac{840}{2252} = 0,373 \text{ (37,3\%)}$$

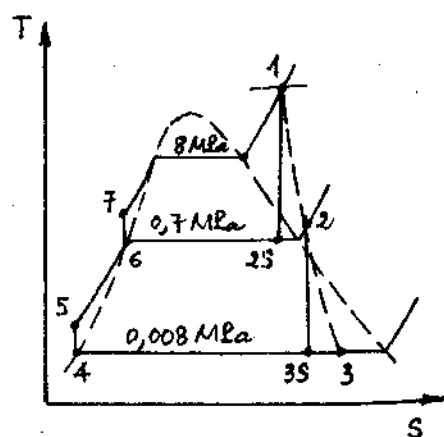
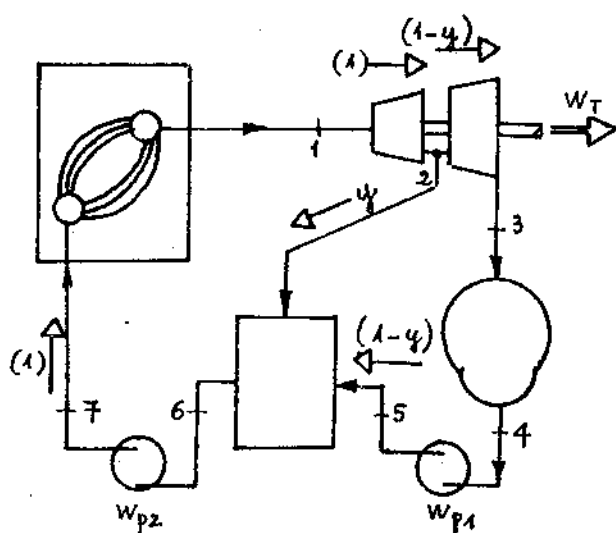
$$\text{Suất tiêu hao hơi: } d = \frac{3600}{840} = 4,29 \text{ kg/kWh.}$$

Ví dụ 9-6.

Chu trình thiết bị động lực nước với 1 bình hồi nhiệt hở thể hiện trên hình vẽ, hơi vào tuabin có áp suất $p_1 = 8,0 \text{ MPa}$, nhiệt độ $t_1 = 480^\circ\text{C}$ giãn nở đến áp suất $p_2 = 0,7 \text{ MPa}$, tại đây trích 1 phần hơi để gia nhiệt cho nước ở bình gia nhiệt hở vận hành ở áp suất $0,7 \text{ MPa}$, phần hơi còn lại tiếp tục giãn nở qua các tầng sau của tuabin để sinh công và sau đó vào bình ngưng ở áp suất $p_3 = 0,008 \text{ MPa}$. Hiệu suất đẳng entropy của các tầng tuabin là 85%, công suất phát của thiết bị $N = 100 \text{ MW}$.

Xác định: a) Hiệu suất nhiệt của chu trình

b) Lưu lượng hơi vào tuabin, kg/h.



Giải

Trước tiên cần phải xác định các thông số trạng thái cần thiết tại các điểm đặc trưng.
Trạng thái 1:

$$p_1 = 8,0 \text{ MPa} \quad t_1 = 480^\circ\text{C}$$

Từ bảng hơi quá nhiệt tìm được:

$$i_1 = 3348,4 \text{ kJ/kg} \quad s_1 = 6,6586 \text{ kJ/kg độ}$$

$p_{2s} = p_2 = 0,7 \text{ MPa} = 7 \text{ bar}$, quá trình 1-2s là quá trình giãn nở đoạn nhiệt thuận nghịch nên $s_1 = s_{2s} = 6,6586 \text{ kJ/kg độ}$ ta tìm được $i_{2s} = 2741,8 \text{ kJ/kg}$.

Trạng thái 2:

$$\begin{aligned} i_2 &= i_1 - \eta_T(i_1 - i_{2s}) \\ &= 3348,4 - 0,85(3348,4 - 2741,8) = 2832,8 \text{ kJ/kg} \text{ với } p_2 = 7 \text{ bar và } i_2 = 2832,8 \\ &\text{kJ/kg từ bảng hơi nước chúng ta tìm được } s_2 = 6,8606 \text{ kJ/kg độ.} \end{aligned}$$

$p_4 = 0,008 \text{ MPa} = 0,08 \text{ bar}$ từ bảng nước sôi và hơi bão hòa tìm được $i_4 = 173,88 \text{ kJ/kg}$.

Quá trình 2-3s là quá trình giãn nở đoạn nhiệt thuận nghịch nên $s_{3s} = s_2$, từ đây tìm được $x_{3s} = 0,8208$ và $i_{3s} = 2146,3 \text{ kJ/kg}$.

Trạng thái 3:

$$\begin{aligned} i_3 &= i_2 - \eta_T(i_2 - i_{3s}) \\ &= 2832,8 - 0,85(2832,8 - 2146,3) = 2249,3 \text{ kJ/kg.} \end{aligned}$$

Trạng thái 6: là trạng thái nước sôi ở áp suất $p = 7 \text{ bar}$ nên từ bảng hơi nước tìm được $i_6 = 697,22 \text{ kJ/kg}$

Trạng thái 5:

$$\begin{aligned} i_5 &= i_4 + v_4(p_5 - p_4) \\ &= 173,88 + (1,0084 \cdot 10^{-3})(7 - 0,08) \cdot 10^5 \cdot 10^{-3} = 174,6 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

Trạng thái 7:

$$\begin{aligned} i_7 &= i_6 + v_6(p_7 - p_6) \\ &= 697,22 + (1,1080 \cdot 10^{-3})(80 - 7) \cdot 10^5 \cdot 10^{-3} \\ &= 705,3 \text{ kJ/kg.} \end{aligned}$$

Để tìm giá trị y , chúng ta viết phương trình cân bằng nhiệt cho bình gia nhiệt.

$$yi_2 + (1 - y)i_5 = i_6$$

$$y = \frac{i_6 - i_5}{i_2 - i_5} = \frac{697,22 - 174,6}{2832,8 - 174,6} = 0,1966$$

Công sinh ra của tuabin W_T :

$$\begin{aligned} W_T &= (i_1 - i_2) + (1 - y)(i_2 - i_3) \\ &= (3348,4 - 2832,8) + (1 - 0,1966)(2832,8 - 2249,3) \\ &= 984,4 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

Công tiêu hao của bơm W_p :

$$\begin{aligned}|W_p| &= (i_7 - i_6) + (i - y)(i_5 - i_4) \\ &= (705,3 - 697,22) + (0,8034)(174,6 - 173,88) \\ &= 8,7 \text{ kJ/kg.}\end{aligned}$$

Nhiệt lượng cấp vào cho chu trình q_1 :

$$q_1 = i_1 - i_7 = 3348,4 - 705,3 = 2643,1 \text{ kJ/kg}$$

Công sinh ra của chu trình W :

$$W = W_T - |W_p| = 984,4 - 8,7 = 975,7$$

Hiệu suất nhiệt của chu trình η_t :

$$\eta_t = \frac{W}{q_1} = \frac{975,7}{2643,1} = 0,369 \text{ (36,9\%)}$$

Lưu lượng hơi qua tuabin G_h :

$$\begin{aligned}G_h &= \frac{N}{W} = \frac{100 \cdot 10^3 \times 3600}{975,7} = 3,69 \cdot 10^5 \text{ kg/h} \\ &= 369 \text{ T/h.}\end{aligned}$$

Ví dụ 9-7.

Chu trình thiết bị động lực hơi nước có quá nhiệt trung gian và hồi nhiệt thể hiện trên hình vẽ, trong đó có 2 bình gia nhiệt (một thiết bị gia nhiệt kín và một gia nhiệt hở), hơi vào tuabin có thông số $p_1 = 8,0 \text{ MPa}$, $t_1 = 480^\circ\text{C}$, áp suất hơi vào bình ngưng $p_6 = 0,008 \text{ MPa}$, nhiệt độ hơi ra khỏi bộ quá nhiệt trung gian $t_4 = 440^\circ\text{C}$.

Hơi trích ở cấp thứ nhất có áp suất $p_2 = 2 \text{ MPa}$ để gia nhiệt cho bình gia nhiệt kín (gia nhiệt cao áp), nước ra khỏi bình gia nhiệt cao áp trước khi vào lò hơi có nhiệt độ $t_{11} = 205^\circ\text{C}$ và $p_{11} = 8,0 \text{ MPa}$, hơi từ cửa trích hơi thứ 1 (trạng thái 2) sẽ nhả nhiệt cho nước cấp và ngưng tụ thành nước bão hòa ở áp suất tương ứng và được qua cốc ngưng tiết lưu từ trạng thái 12 đến trạng thái 13 có áp suất $0,3 \text{ MPa}$ để trả về bình gia nhiệt hở. Hơi sau khi ra khỏi tuabin 1 ở trạng thái 3 có áp suất $p_3 = 0,7 \text{ MPa}$ được đưa trả về bộ quá nhiệt trung gian của lò hơi, sau khi ra bộ quá nhiệt trung gian hơi có nhiệt độ $t_4 = 440^\circ\text{C}$ lại tiếp tục giãn nở sinh công ở tuabin 2. Tại cửa trích hơi thứ 2 có áp suất $p_5 = 0,3 \text{ MPa}$ một phần hơi được rút ra để cung cấp cho bình gia nhiệt hở, lượng hơi này phải đảm bảo gia nhiệt cho nước ra ở trạng thái 9 là nước sôi với $p = 0,3 \text{ MPa}$, phần dòng hơi còn lại tiếp tục giãn nở qua các tầng cuối của tuabin 2 và đi vào bình ngưng để được ngưng tụ thành nước sôi ở trạng thái 7 và được bơm nước ngưng đẩy về bình gia nhiệt hở.

Xác định: a) Hiệu suất nhiệt của chu trình.

b) Lượng hơi cung cấp cho tuabin, kg/h

Nếu công suất phát của thiết bị $N = 100 \text{ MW}$.

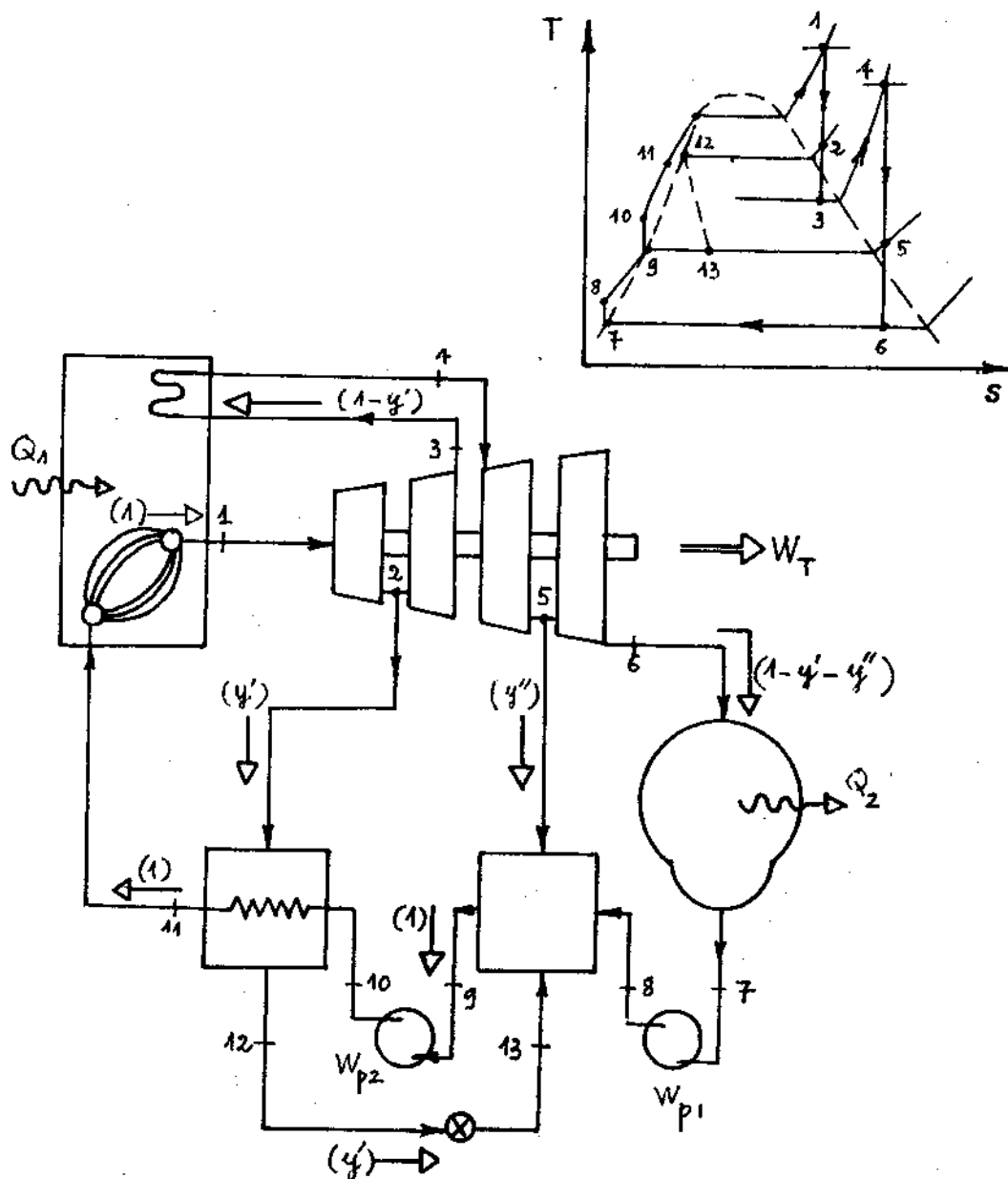
Giải.

Trước tiên cần xác định thông số tại các điểm đặc trưng (thể hiện trên đồ thị T-s).

Trạng thái 1: $p_1 = 8,0 \text{ MPa} = 80 \text{ bar}$ $t_1 = 480^\circ\text{C}$

Ta tìm được: $i_1 = 3348,4 \text{ kJ/kg}$ $s_1 = 6,6586 \text{ kJ/kg độ}$

Trạng thái 2:



Quá trình 1-2 là quá trình giãn nở đoạn nhiệt thuận nghịch do đó $s_2 = s_1 = 6,6585$ kJ/kg độ, $p_2 = 2$ MPa, tương tự các ví dụ trước từ bảng hơi nước tìm được $i_2 = 2963,5$ kJ/kg.

Trạng thái 3:

Trạng thái này xác định bởi điều kiện: $s_3 = s_2 = 6,6585$ kJ/kg độ và $p_3 = 0,7$ MPa, ta tìm được $i_3 = 2741,8$ kJ/kg.

Trạng thái 4:

Là hơi quá nhiệt có $t_4 = 440^\circ\text{C}$ và $p_4 = p_3 = 0,7$ MPa ta tìm được:

$$i_4 = 3353,3 \text{ kJ/kg} \quad s_4 = 7,7571 \text{ kJ/kg độ.}$$

Trạng thái 5:

Trạng thái này được xác định bởi điều kiện: $s_5 = s_4 = 7,7571$ kJ/kg độ và $p_5 = 0,3$ MPa ta tìm được $i_5 = 3101,5$ kJ/kg.

Trạng thái 6:

Trạng thái này xác định bởi điều kiện: $s_6 = s_5 = s_4 = 7,7571 \text{ kJ/kg độ}$ và $p_6 = 0,008 \text{ MPa}$, từ bảng nước sôi và hơi bão hòa khô, tương tự các ví dụ trước tìm được độ khô x_6 :

$$x_6 = \frac{s_6 - s_7}{s''_6 - s_7} = 0,9382$$

Trong đó s_7 là thông số nước sôi ở áp suất $p = 0,008 \text{ MPa}$ và s''_6 là thông số của hơi bão hòa khô ở áp suất tương ứng.

$$\begin{aligned} i_6 &= i_7 + x_6 i''_6 = 173,88 + 0,9382 \times 2403,1 \\ &= 2428,5 \text{ kJ/kg.} \end{aligned}$$

Trạng thái 8:

$$\begin{aligned} i_8 &= i_7 + v_7(p_8 - p_7) \\ &= 173,88 + (1,0084 \cdot 10^{-3})(3 - 0,08) \cdot 10^5 \\ &= 174,17 \text{ kJ/kg.} \end{aligned}$$

Nước ra khỏi bình gia nhiệt hở là nước sôi ở áp suất $p_9 = 0,3 \text{ MPa}$

Do đó tìm được $i_9 = 561,47 \text{ kJ/kg}$.

Trạng thái 10:

$$\begin{aligned} i_{10} &= i_9 + v_9(p_{10} - p_9) \\ &= 561,47 + (1,0732 \cdot 10^{-3})(80 - 3) \cdot 10^5 \\ &= 569,73 \text{ kJ/kg.} \end{aligned}$$

Nước ngưng ra khỏi bình gia nhiệt cao áp (bình gia nhiệt kín) là nước sôi có áp suất $p_{12} = 2 \text{ MPa}$ nên từ bảng hơi nước ta tìm được $i_{12} = 908,79 \text{ kJ/kg}$, lỏng này sau khi qua cốc ngưng và tiết lưu cấp về bình gia nhiệt hở phía sau nên có $i_{13} = i_{12} = 908,79 \text{ kJ/kg}$.

Nước cấp sau khi ra khỏi bình gia nhiệt cao áp ở trạng thái 11 có áp suất $p_{11} = p_1 = 8,0 \text{ MPa}$ và nhiệt độ $t_{11} = 205^\circ\text{C}$ là nước chưa sôi. Entanpi của nước chưa sôi ở trạng thái 11 có thể xác định theo công thức sau:

$$i_{11} = i'_{11} + v_{11}(p_{11} - p_{s11})$$

Trong đó:

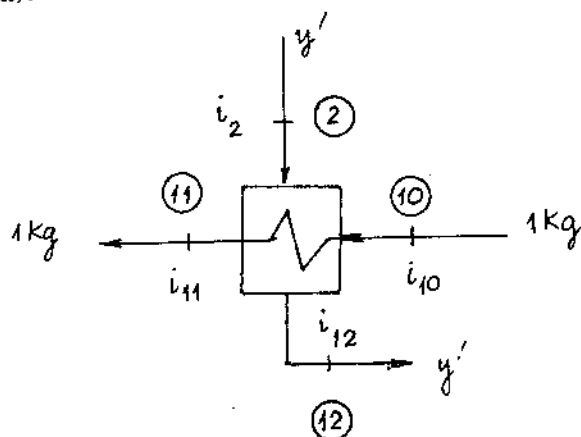
i'_{11} - entanpi của nước sôi ứng với nhiệt độ bão hòa $t_s = 205^\circ\text{C}$, từ bảng hơi nước tìm được $i'_{11} = 875,1 \text{ kJ/kg}$.

v_{11} - thể tích riêng của nước ứng với nhiệt độ $t_{11} = 205^\circ\text{C}$

p_{s11} - là áp suất bão hòa tương ứng với nhiệt độ $t_{11} = 205^\circ\text{C}$ (ở đây $t_s = 205^\circ\text{C} \rightarrow p_{s11} = 1,73 \text{ MPa}$).

$i_{11} = 875,1 + (1,1646)(8,0 - 1,73) = 882,4 \text{ kJ/kg}$ (vì nước là chất lỏng không chịu nén nên trong trường hợp không yêu cầu quá chính xác có thể gần đúng xem i_{11} bằng entanpi nước sôi ở nhiệt độ 205°C).

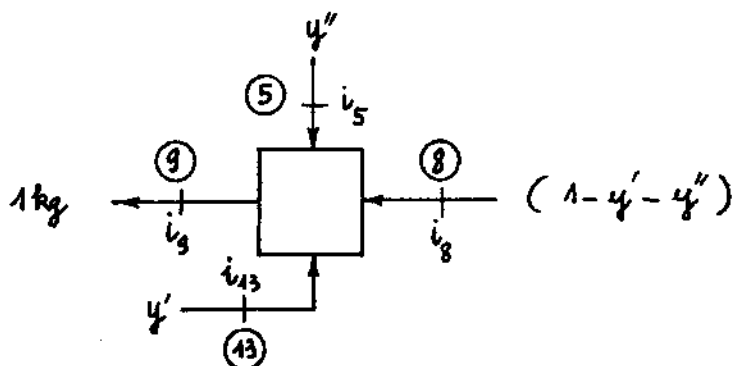
Để tìm giá trị y' chúng ta cần phải viết phương trình cân bằng nhiệt cho bình gia nhiệt cao áp (gia nhiệt kín):



$$y'i_2 + i_{10} = i_{11} + y'i_{12}$$

$$y' = \frac{i_{11} - i_{10}}{i_2 - i_{12}} = \frac{882,4 - 569,73}{2963,5 - 908,79} = 0,1522$$

Để tìm y'' ta viết phương trình cân bằng nhiệt cho bình gia nhiệt hồ:



$$y''i_5 + y'i_3 + (1 - y' - y'')i_8 = i_9$$

$$y'' = \frac{(1 - y')i_8 + y'i_{13} - i_9}{i_8 - i_5}$$

$$= \frac{0,8478 \times 174,17 + 0,1522 \times 908,79 - 561,47}{174,17 - 3101,5}$$

$$= 0,0941$$

Công sinh ra của tuabin W_T :

$$W_T = W_{T1} + W_{T2}$$

$$W_{T1} = (i_1 - i_2) + (1 - y')(i_2 - i_3)$$

$$= (3348,4 - 2963,5) + (0,8478)(2963,5 - 2741,8)$$

$$= 572,9 \text{ kJ/kg.}$$

$$\begin{aligned}
 W_{T2} &= (1 - y')(i_4 - i_5) + (1 - y' - y'')(i_5 - i_6) \\
 &= (0,8478)(3353,3 - 3101,5) + (0,7537)(3101,5 - 2428,5) \\
 &= 720,7 \text{ kJ/kg} \\
 W_T &= 572,9 + 720,7 = 1293,6 \text{ kJ/kg}
 \end{aligned}$$

Công tiêu hao do bơm cấp W_p

$$\begin{aligned}
 W_p &= W_{p1} + W_{p2} \\
 |W_{p1}| &= (1 - y' - y'')(i_8 - i_7) = (0,7537)(174,7 - 173,88) \\
 &= 0,22 \text{ kJ/kg} \\
 |W_{p2}| &= (i_{10} - i_9) = (569,73 - 561,47) = 8,26 \text{ kJ/kg} \\
 \frac{W_{p2}}{W_{p1}} &= \frac{8,26}{0,22} = 37,5
 \end{aligned}$$

Từ đây ta nhận xét thấy công tiêu hao chủ yếu là bơm cấp W_{p2} còn công tiêu hao cho bơm nước ngưng W_{p1} rất nhỏ.

$$|W_p| = 8,26 + 0,22 = 8,48 \text{ kJ/kg}$$

Công của chu trình W :

$$W = W_T - |W_p| = 1293,6 - 8,48 = 1285,12 \text{ kJ/kg}$$

Nhiệt lượng cấp vào chu trình q_1 :

$$\begin{aligned}
 q_1 &= (i_1 - i_{11}) + (1 - y')(i_4 - i_3) \\
 &= (3348,4 - 882,4) + (0,8478)(3353,3 - 2741,8) \\
 &= 2984,4.
 \end{aligned}$$

Hiệu suất nhiệt của chu trình η_t :

$$\eta_t = \frac{W}{q_1} = \frac{1285,12}{2984,4} = 0,431 \text{ (43,1\%)}$$

Lưu lượng hơi vào tuabin G_h :

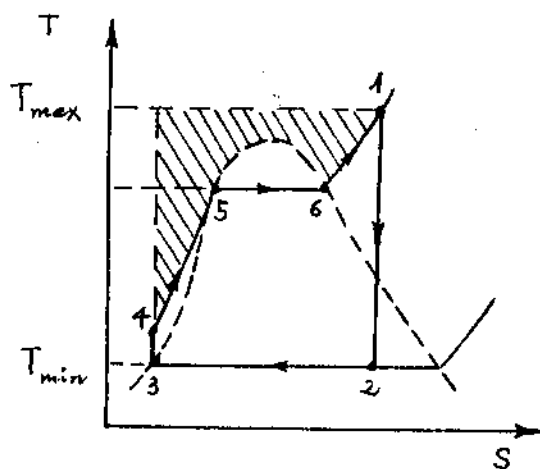
$$\begin{aligned}
 G_h &= \frac{N}{W} = \frac{100 \cdot 10^3 \times 3600}{1285,1} = 2,8 \cdot 10^5 \text{ kg/h} \\
 &= 280 \text{ T/h}
 \end{aligned}$$

§ 9.7. CHU TRÌNH GHÉP

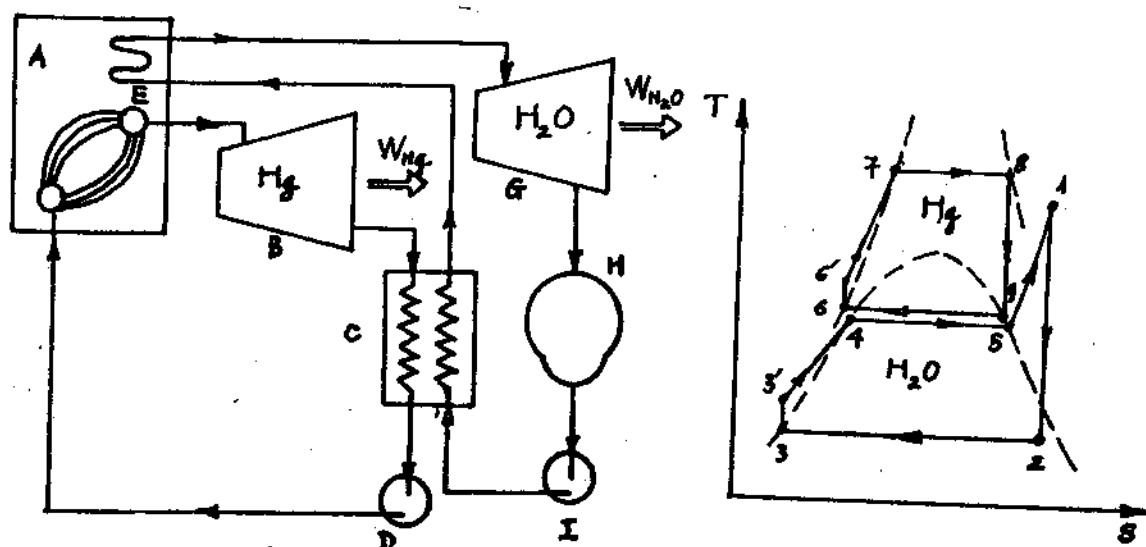
Nhược điểm của hơi nước là nhiệt độ tới hạn thấp ($374,15^\circ\text{C}$) do đó nếu sử dụng chu trình thiết bị động lực hơi nước trong khu vực hơi bão hòa khô thì độ chênh nhiệt độ giữa $T_{\max}$ và $T_{\min}$ không lớn lắm, nếu sử dụng hơi quá nhiệt để có độ chênh nhiệt độ lớn hơn thì sự sai biệt giữa chu trình Renkine và chu trình Cacbô có cùng $T_{\max}$ và $T_{\min}$ càng tăng (nghĩa là hiệu suất nhiệt của chu trình Renkine càng thấp so với chu trình Cacbô trong cùng nhiệt

độ nguồn nóng và nguồn lạnh, điều đó thể hiện qua phần diện tích gạch chéo trên hình 9-17).

Để khắc phục nhược điểm này của hơi nước người ta sử dụng chu trình ghép, điều đó có nghĩa là sử dụng thêm một loại môi chất có nhiệt độ tới hạn cao chạy theo chu trình hơi bão hòa để lấp kín phần trên trong đồ thị hình 9-17 (phần diện tích gạch chéo), nhiệt lượng thải của quá trình ngưng tụ trong chu trình trên dùng để gia nhiệt cho nước biến thành hơi chạy cho chu trình dưới. Những chất thường được sử dụng ở chu trình trên là kim loại lỏng, phổ biến là thủy ngân (có nhiệt độ tới hạn là 1480°C), chu trình ghép sẽ là $\text{Hg}-\text{H}_2\text{O}$, sơ đồ nguyên lý của chu trình ghép được biểu diễn trên hình 9-18.



Hình 9-17



Hình 9-18. Sơ đồ nguyên lý chu trình ghép $\text{Hg}-\text{H}_2\text{O}$

A- Lò hơi Hg ; B- Tuabin hơi Hg ; C- Thiết bị trao đổi nhiệt; D- Bơm cấp Hg lỏng vào lò; E- Bộ gia nhiệt của hơi nước; G- Tuabin hơi H_2O ; H- Bình ngưng H_2O ; I- Bơm cấp H_2O .

Nguyên lý hoạt động của chu trình tương tự như các phần đã trình bày trước, hơi Hg từ lò hơi A được đưa vào tuabin Hg B và giãn nở sinh công W_{Hg} , sau đó hơi được thải qua thiết bị trao đổi nhiệt C, hơi Hg nhả ẩn nhiệt cho H_2O và biến thành Hg lỏng và được bơm D đẩy trở về lò hơi Hg . Chu trình Hg có thể hoạt động trong khoảng áp suất và nhiệt độ sau:

$$p = 10 \div 15 \text{ bar}$$

$$t_s = 517 \div 557^{\circ}\text{C}$$

$$p_{\text{Hg}} = 0,1 \div 0,04 \text{ bar}$$

$$t_s = 247 \div 227^{\circ}\text{C}$$

Còn phần chu trình H_2O sẽ hoạt động như sau: nước từ bình ngưng G được bơm cấp I đẩy qua Bộ thiết bị trao đổi nhiệt C, tại đây nước chưa sôi nhận nhiệt thải của hơi thủy

ngân sẽ biến thành hơi bão hòa khô, hơi ra khỏi thiết bị trao đổi nhiệt C là hơi bão hòa khô được đưa qua bộ quá nhiệt E, hơi từ bộ quá nhiệt sẽ đưa vào tuabin H_2O để giãn nở sinh công W_{H_2O} sau đó được thải vào bình ngưng H, hơi nước ngưng tụ lại thành nước sôi (nhờ nước tuần hoàn) và được bơm cấp I đẩy về thiết bị trao đổi nhiệt. Chu trình được biểu thị trên đồ thị T-s ở hình 9-18. Áp suất hoạt động của hơi nước sẽ là $p = 25 \div 30 \text{ bar}$ ($t_s = 217 - 237^\circ\text{C}$)

Hiệu suất nhiệt của chu trình ghép:

$$\eta_t = \frac{W}{Q_1} = \frac{W_{Hg} + W_{H_2O}}{Q_1}$$

$$= \frac{m(i_8 - i_9)_{Hg} + (i_1 - i_2)_{H_2O}}{m(i_8 - i_6)_{Hg} + (i_1 - i_5)_{H_2O}}$$

Vì ẩn nhiệt hóa hơi của Hg và H_2O khác nhau, do đó trong chu trình H_2O tuần hoàn 1 kg thì tương ứng chu trình Hg phải tuần hoàn m kg. m được gọi là bội số tuần hoàn và được tính như sau:

$$m = \frac{(i_5 - i_3)_{H_2O}}{(i_7 - i_6)_{Hg}}$$

Chu trình này nói chung có hiệu suất nhiệt cao do tận dụng nhiệt một cách triệt để tuy nhiên chu trình ghép loại này ít được ứng dụng vì thiết bị chế tạo đòi hỏi công nghệ cao, điều kiện vận hành phải rất an toàn nếu sơ suất sẽ rất nguy hiểm (hơi thủy ngân rất độc). Ngày nay do sự phát triển về kỹ thuật và công nghệ chế tạo tuabin khí, một dạng chu trình ghép khác được áp dụng khá phổ biến trong các nhà máy nhiệt điện là chu trình ghép khí - hơi, trong chu trình này nhiệt thải của chu trình khí được cấp lại cho trình hơi, ngoài ra khí thải không độc nên trong điều kiện vận hành dễ dàng hơn.

Nguyên lý hoạt động của chu trình và những đặc điểm của chúng được trình bày ở chương tiếp theo (chu trình tuabin khí và động cơ phản lực).

Ví dụ 9-8.

Tính hiệu suất nhiệt của chu trình ghép Hg- H_2O , trong đó chu trình H_2O vận hành với thông số: Hơi vào tuabin có $p = 30 \text{ bar}$; $t = 450^\circ\text{C}$, áp suất ngưng hơi là 0,04 bar.

Chu trình hơi bão hòa Hg có áp suất hơi vào tuabin hơi Hg là 14 bar và áp suất ngưng hơi Hg là 0,1 bar.

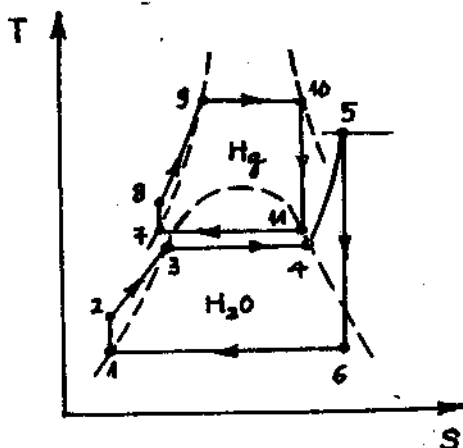
Giải

Đồ thị T-s của chu trình ghép được biểu thị như sau:

a) Chu trình hơi H_2O :

Các quá trình trong chu trình này được thực hiện như sau:

Quá trình 2-3 là quá trình hâm nước từ nước



chưa sôi ở trạng thái 2 (áp suất $p_2 = p_5$) để trở thành nước sôi ở trạng thái 3, được thực hiện bởi bộ hâm nước trong lò (economizer)

3-4 quá trình biến nước sôi thành hơi bão hòa khô thực hiện trong thiết bị trao đổi nhiệt (heat exchanger), nhiệt lượng cấp cho quá trình này là do hơi Hg ngưng tụ trong quá trình 11-7 truyền sang.

4-5 là quá trình biến hơi bão hòa khô ở trạng thái 4 thành hơi quá nhiệt ở trạng thái 5, thực hiện nhờ bộ quá nhiệt trong lò.

5-6 là quá trình giãn nở đoạn nhiệt của hơi nước trong tuabin H_2O .

6-1 là quá trình ngưng hơi thực hiện trong bình ngưng.

1-2 là quá trình nén nước nhờ bơm nước cấp.

Nhiệt cấp từ thiết bị trao đổi nhiệt Hg- H_2O cho quá trình 3-4 là: $q_{34} = i_4 - i_3$

Từ bảng hơi nước với $p = 30$ bar tìm được:

$$i_3 = i' = 1008,3 \text{ kJ/kg}$$

$$i_4 = i'' = 2804 \text{ kJ/kg}$$

$$q_{34} = 2804 - 1008,3 = 1976 \text{ kJ/kg}$$

Nhiệt cấp từ nguồn nhiệt bên ngoài:

$$\begin{aligned} q_{23} + q_{45} &= (i_3 - i_2) + (i_5 - i_4) \\ &= (1008 - 121) + (3343 - 2804) \\ &= 1427 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

Trong đó từ bảng hơi nước quá nhiệt với $p_5 = 30$ bar và $t_5 = 450^\circ\text{C}$ tìm được $i_5 = 3343$ kJ/kg; $s_5 = 7,080$ kJ/kg độ.

Ở đây bỏ qua công tiêu hao của bơm cấp nên gần đúng xem $i_2 \approx$ entanpi của nước sôi với $p = 0,04$ bar, do đó $i_2 \approx 121$ kJ/kg.

Nhiệt thải qua bình ngưng H_2O :

$$\begin{aligned} q_{61} &= (i_1 - i_6) \\ i_1 &= 121 \text{ kJ/kg.} \end{aligned}$$

Quá trình 5-6 là quá trình giãn nở đoạn nhiệt trong tuabin nên $s_5 = s_6 = 7,080$ kJ/kg độ và $p_6 = 0,04$ bar.

$$p_6 = 0,04 \text{ bar} \rightarrow i' = 121,4 \text{ kJ/kg} \quad i'' = 2554 \text{ kJ/kg}$$

$$r = 2433 \text{ kJ/kg}$$

$$s' = 0,4225 \text{ kJ/kg độ} \quad s'' = 8,473 \text{ kJ/kg độ}$$

$$x_6 = \frac{7,080 - 0,4225}{8,473 - 0,4225} = 0,83$$

$$i_6 = i' + x_6 i'' = 121,4 + 0,83 \times 2433 = 2140,8 \text{ kJ/kg}$$

$$q_{61} = (i_1 - i_6) = (121,4 - 2140,8) = 2019,4 \text{ kJ/kg}$$

Công sinh ra của tuabin H_2O :

$$W_{H_2O} = (i_5 - i_6) = (3343 - 2141) = 1202 \text{ kJ/kg}$$

b) *Chu trình hơi Hg*:

Quá trình hóa hơi đẳng áp 8-9-10 thực hiện trong lò hơi, nhiệt do bên ngoài (đốt nhiên liệu) cấp là:

$$q_{8-10} = (i_{10} - i_8)$$

Sử dụng bảng thông số nhiệt động của Hg, tương tự như phần hơi nước chúng ta tìm được:

$$\begin{aligned} q_{810} &= (i_{10} - i_8) = (362,55 - 34,33) \\ &= 328,22 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

Quá trình giãn nở đoạn nhiệt 10-11 trong tuabin Hg tìm được:

$$x_{11} = 0,7286 \text{ và } i_{11} = 248,93 \text{ kJ/kg}$$

Công sinh ra của tuabin Hg:

$$W_{Hg} = (i_{10} - i_{11}) = 113,62 \text{ kJ/kg}$$

Nhiệt lượng thải trong quá trình ngưng hơi Hg từ trạng thái 11 về trạng thái 7 sẽ được sử dụng để cấp cho chu trình hơi nước (không thải ra môi trường xung quanh):

$$q_{11-7} = (i_7 - i_{11}) = -214,6 \text{ kJ/kg}$$

Bội số tuần hoàn của thủy ngân:

$$m(i_7 - i_{11}) + (i_4 - i_3) = 0$$

$$m = \frac{1795}{214,6} = 8,364$$

Nhiệt lượng cấp cho chu trình hỗn hợp:

$$\begin{aligned} Q_1 &= m q_{8-10} + (q_{23} + q_{45}) \\ &= 2745 + 1427 = 4172 \text{ kJ/kg } H_2O \end{aligned}$$

Công sinh ra của chu trình hỗn hợp (bỏ qua công tiêu hao của các bơm cấp):

$$\begin{aligned} W &= m W_{Hg} + W_{H_2O} = 950 + 1210 \\ &= 2160 \text{ kJ/kg } H_2O \end{aligned}$$

Hiệu suất nhiệt của chu trình:

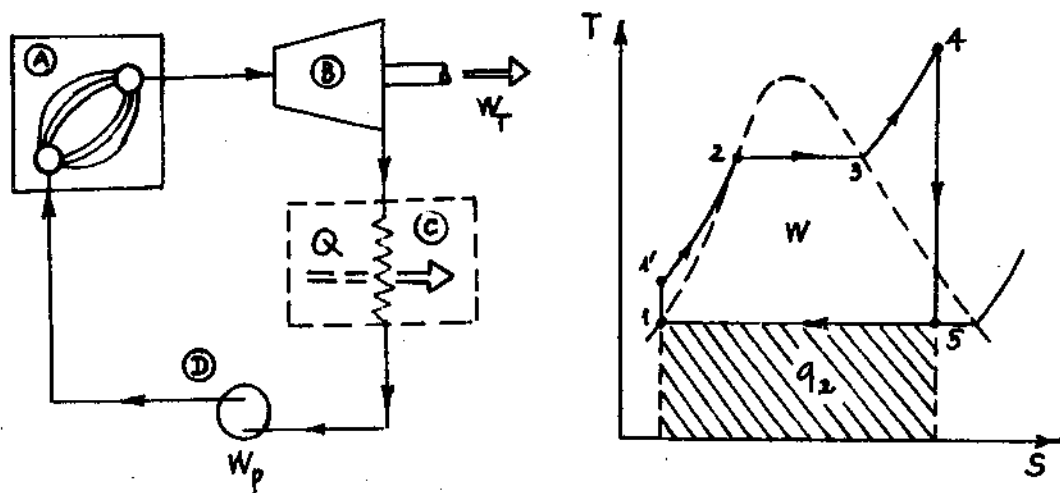
$$\eta_t = \frac{W}{Q_1} = \frac{2160}{4172} = 0,518 \text{ (51,8\%)}$$

§ 9.8. CHU TRÌNH CẤP NHIỆT CẤP ĐIỆN

Khi nghiên cứu chu trình thiết bị động lực hơi nước ở phần trước chúng ta đều biết một phần rất lớn của năng lượng mất đi là do thải qua bình ngưng. Nhiệt lượng thải này về giá trị rất lớn nhưng không thể sử dụng vào các mục đích khác vì nhiệt độ quá thấp

(xấp xỉ nhiệt độ môi trường xung quanh). Phần lớn các nhà máy công nghiệp nhẹ, thực phẩm, dược phẩm... thường sử dụng hơi nước có áp suất $p = 2 \div 5$ bar do các lò hơi nhỏ cung cấp.

Xét trên quan điểm biến đổi năng lượng nói chung, nếu nâng áp suất cuối của tuabin từ $0,04 \div 0,05$ bar lên $2 \div 5$ bar thì hiệu suất sản xuất điện (biến nhiệt thành công) sẽ giảm, nhưng phần hơi thải của tuabin (dưới dạng nhiệt) có thể sử dụng vào các mục đích khác như nấu, hấp, sấy ... do đó việc khai thác toàn bộ nhiệt năng nói chung sẽ có hiệu quả hơn, chu trình hoạt động theo nguyên lý này được gọi là chu trình cấp nhiệt cấp điện, tuabin sử dụng ở đây có áp suất cuối cao hơn áp suất khí trời và được gọi là tuabin đối áp (tuabin các chu trình trước gọi là tuabin ngưng hơi). Sơ đồ nguyên lý chu trình cấp nhiệt cấp điện thể hiện trên hình 9-19.



Hình 9-19. Sơ đồ nguyên lý chu trình cấp nhiệt cấp điện
A- Lò hơi; B- Tuabin hơi đối áp; C- Hệ sử dụng nhiệt; D- Bơm cấp

Để đánh giá hiệu quả kinh tế của chu trình cấp nhiệt cấp điện người ta đưa ra khái niệm hệ số sử dụng nhiệt K:

$$\xi = \frac{W + q_2}{q_1}$$

Trong đó:

W- Phần năng lượng nhiệt biến thành công trong chu trình (thường là cho sản xuất điện năng)

q_2 - Lượng nhiệt hệ tiêu thụ sử dụng (ví dụ sấy, nấu, hấp...)

q_1 - Lượng nhiệt cung cấp cho chu trình (qua lò hơi)

Thông thường hệ số K có thể đạt đến $70 \div 80\%$.

Chương 10

CHU TRÌNH ĐỘNG CƠ ĐỐT TRONG

§ 10.1 KHÁI NIỆM CHUNG

Hiện nay động cơ đốt trong được sử dụng rất phổ cập trong các ngành công nghiệp, giao thông vận tải (như động cơ cho ô tô, xe lửa, tàu thuyền ...), nông nghiệp, các trạm phát điện cỡ nhỏ ...

Động cơ đốt trong bao hàm ý nghĩa quá trình cháy xảy ra bên trong động cơ, nhưng về tập quán động cơ đốt trong thường để chỉ động cơ có quá trình cháy xảy ra bên trong động cơ và là loại động cơ kiểu pistông. Ưu điểm chủ yếu của loại động cơ này là nhiệt độ giới hạn trên của chu trình $T_{\max}$ cao, do đó hiệu suất cao và kết cấu gọn nhẹ, dễ sử dụng nên được dùng rất phổ biến trong nhiều lĩnh vực kỹ thuật.

Động cơ đốt trong tuy cùng có đặc điểm chung là dùng sản phẩm cháy làm chất môi giới và thực hiện các quá trình: nạp, nén, giãn nở (nổ) và thải (xả) chất môi giới nhờ xilanh có pistông để truyền công ra bên ngoài, tuy nhiên nguyên lý làm việc giữa chúng cũng có những đặc điểm khác nhau, do đó có nhiều cách phân loại như sau:

10.1.1. Căn cứ trên phương pháp đốt nhiên liệu:

a) Động cơ cháy cưỡng bức: Đối với loại động cơ này sản phẩm nạp vào xilanh là hỗn hợp của nhiên liệu (đã được bốc hơi và hòa trộn trong bộ chế hòa khí) và không khí theo tỷ lệ thích hợp cho quá trình đốt cháy, nó được môi nhờ bộ phận phát tia lửa điện (được gọi là buji), khi tia lửa điện phát ra thì hỗn hợp bùng cháy loại này thường dùng cho động cơ sử dụng nhiên liệu là xăng hoặc khí đốt.

b) Động cơ tự cháy: Khác với động cơ cháy cưỡng bức là sản phẩm nạp vào xilanh không phải là hỗn hợp khí và nhiên liệu mà là không khí, sau đó không khí được nén lên đạt đến nhiệt độ tự bốc cháy của nhiên liệu, tiếp theo đó nhiên liệu được phun vào dưới dạng sương mù nhờ bơm dầu cao áp hoặc khí nén. Nhiên liệu hòa trộn với không khí ở nhiệt độ cao và tự bốc cháy, loại động cơ này thường chạy bằng dầu Diesel (còn gọi là động cơ Diesel) ở các xe tải công suất lớn, các trạm phát điện và tàu thuyền loại lớn.

10.1.2. Căn cứ vào số hành trình của pistông để hoàn thành 1 chu trình nhiệt động có:

a) Động cơ 4 thì: Trong động cơ 4 thì để hoàn thành một chu trình piston phải lên

xuống 4 lần (gồm 4 quá trình: nạp, nén, nổ, xả) nhưng trong đó chỉ có 1 hành trình sinh công.

b) Động cơ 2 thì: Trong động cơ 2 thì pistông chỉ lên xuống 2 lần đã hoàn thành được chu trình nhiệt động (trong động cơ này 2 quá trình nạp và nén được ghép lại chung một hành trình, nổ và xả được ghép lại một hành trình) do đó pistông lên xuống đã có 1 vòng sinh công nên gọi là động cơ 2 thì, đặc điểm loại động cơ này là kết cấu đơn giản nên thường sử dụng trong các máy nổ công suất nhỏ.

10.1.3. Căn cứ trên quá trình cấp nhiệt của động cơ (quá trình cháy của nhiên liệu) phân thành:

- a) Chu trình cấp nhiệt đẳng tích
- b) Chu trình cấp nhiệt đẳng áp
- c) Chu trình cấp nhiệt hỗn hợp.

Trong chương này chúng tôi chỉ giới hạn khảo sát về tính chất nhiệt động của các chu trình lý thuyết mà không đi sâu khảo sát chi tiết về kết cấu và các tổn thất không thuận nghịch của chu trình thực.

§ 10.2. CHU TRÌNH CẤP NHIỆT ĐẲNG TÍCH (AIR-STANDARD OTTO CYCLE):

Chu trình này thường gặp trong các động cơ đốt trong sử dụng nhiên liệu xăng hoặc khí (động cơ có cacbuaratơ), kể cả 2 thì hoặc 4 thì.

Động cơ đầu tiên loại này được phát minh bởi Otto năm 1876, nên loại chu trình này còn gọi là chu trình Otto. Trên hình 10-1 trình bày nguyên lý hoạt động của động cơ 4 thì cấp nhiệt đẳng tích.

Các quá trình nhiệt động được thực hiện như sau:

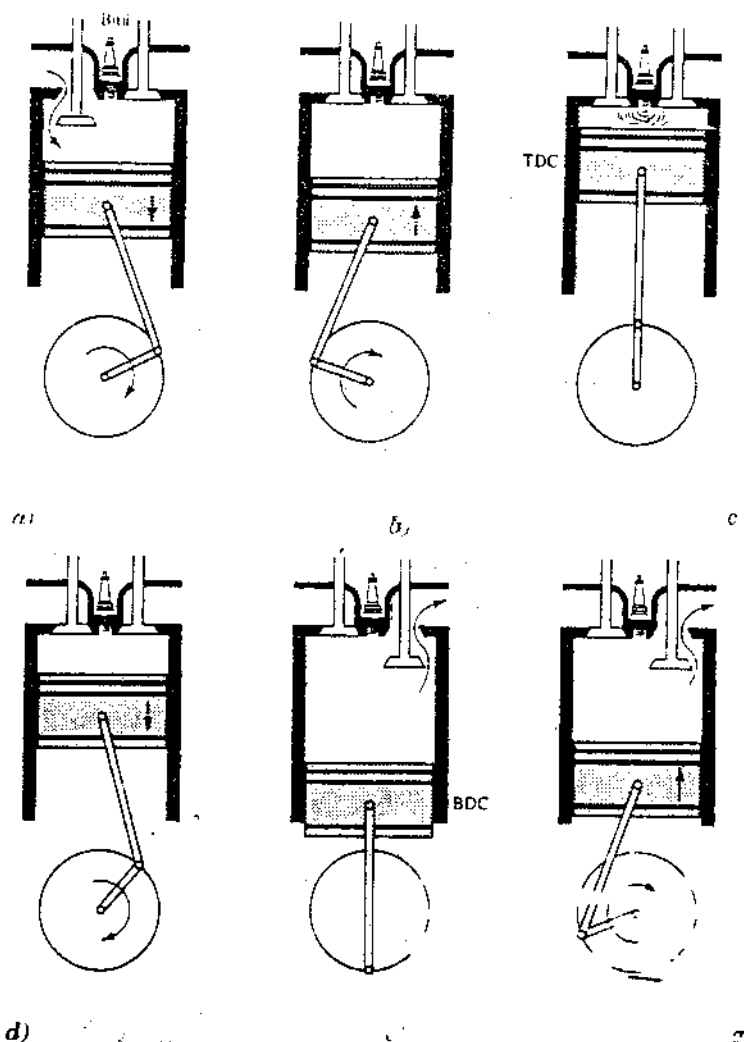
- Khi pittông dịch chuyển từ trên xuống (từ điểm chết trên xuống điểm chết dưới), van nạp mở và van thải (van xả) đóng, hỗn hợp nhiên liệu và không khí (thực hiện bởi bộ chế hòa khí hoặc còn gọi là cacbuaratơ) được nạp vào xilanh, trên đồ thị p-v hình 10-2 thể hiện bằng quá trình a-1.

- Khi pittông đi ngược trở lại từ dưới lên trên (từ điểm chết dưới lên điểm chết trên), 2 van nạp và thải đều đóng lại, hỗn hợp được nén lên áp suất và nhiệt độ cao (quá trình 1-2).

- Khi pittông dịch chuyển đến điểm chết trên, hỗn hợp khí được nén đến áp suất cao, buji bật tia lửa điện, hỗn hợp bùng cháy tức thời nên pistông chưa kịp dịch chuyển xuống, quá trình được coi là cấp nhiệt đẳng tích ($v = \text{const}$), áp suất và nhiệt độ đột ngột tăng lên (quá trình 2-3).

- Sau quá trình cấp nhiệt đẳng tích, pittông di chuyển từ trên xuống dưới (từ điểm chết trên xuống điểm chết dưới), hành trình này pittông sinh công có ích. Trong quá trình này 2 van nạp và thải đều đóng kín (quá trình 3-4).

- Khi pittông xuống điểm chết dưới, van thải mở và van nạp đóng, sản phẩm cháy trong xilanh được thải ra ngoài (thường là qua ống bô xe) làm cho áp suất trong xilanh giảm xuống nhanh chóng (quá trình 4-1). Sau đó pistông dịch chuyển từ điểm chết dưới lên điểm chết



Hình 10-1. Sơ đồ nguyên lý hoạt động của động cơ xung 4 thì.
a- Nạp hỗn hợp b- Nén hỗn hợp c- buji bật lửa mồi d- Hỗn hợp giãn nở
e- Thái khí cháy g- Quét khí cháy

trên (quá trình 1-a), sản phẩm cháy còn lại trong xilanh được quét thái ra ngoài (còn gọi là quá trình quét khí), tiếp theo quá trình nạp lại lặp lại như ban đầu.

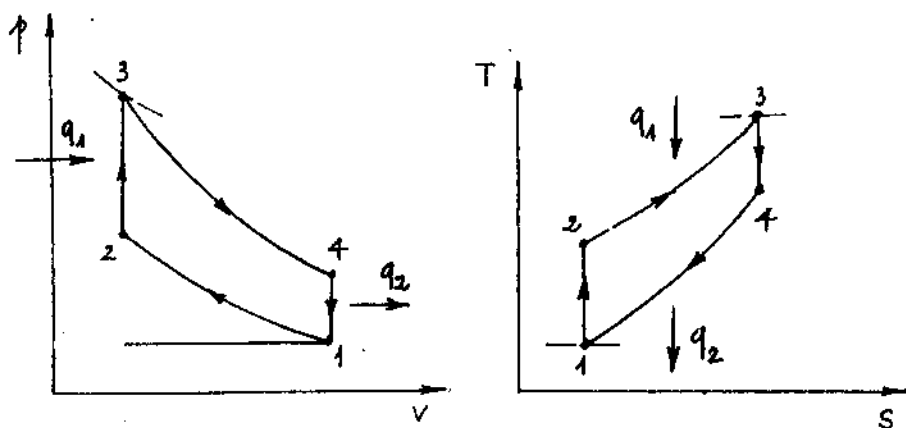
Quá trình quét khí và nạp hỗn hợp không cần phải xét về mặt nhiệt động vì công lưu động để nạp và thái vừa triệt tiêu nhau (vì giả thiết xem 2 quá trình đều là thuận nghịch).

Chu trình cấp nhiệt đẳng tích của động cơ đốt trong gồm 2 quá trình đẳng tích và 2 quá trình đoạn nhiệt xen kẽ nhau tạo thành được thể hiện trên đồ thị 10-2.

Các thông số đặc trưng của chu trình gồm có:

$$\text{Tỷ số nén } \epsilon = \frac{v_1}{v_2}$$

$$\text{Tỷ số tăng áp } \lambda = \frac{p_3}{p_2}$$



Hình 10-2. Chu trình cấp nhiệt đẳng tích

v_1 - Thể tích riêng của chất môi giới ở trạng thái ban đầu (sau khi nạp, trước khi nén).

v_2 - Thể tích riêng của chất môi giới sau khi nén

p_2 - Áp suất sau khi nén.

p_3 - Áp suất của chất môi giới sau khi cấp nhiệt đẳng tích.

Khi tính toán chu trình nhiệt thì thông số ở trạng thái 1, tỷ số nén ϵ , tỷ số tăng áp λ coi như đã biết, vấn đề còn lại là tính toán thông số trạng thái tại các điểm 2, 3, 4 theo các thông số trên, công sinh ra của chu trình và hiệu suất nhiệt.

Trạng thái 1 đã biết p_1, T_1 nên theo phương trình trạng thái khí lý tưởng tính được:

$$p_1 v_1 = RT_1 \rightarrow v_1 = \frac{RT_1}{p_1}$$

Trạng thái 2: 1-2 là quá trình đoạn nhiệt ($s = \text{const}$ hay $q = 0$) do đó:

$$v_2 = \frac{v_1}{\epsilon}$$

$$p_2 = p_1 \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^k = p_1 \epsilon^k$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{k-1} = \epsilon^{k-1} \rightarrow T_2 = T_1 \epsilon^{k-1}$$

Trạng thái 3: 2-3 là quá trình cấp nhiệt đẳng tích

$$v_3 = v_2 = \frac{v_1}{\epsilon}$$

$$p_3 = \lambda p_2 = \lambda p_1 \epsilon^k$$

$$\frac{T_3}{T_2} = \frac{P_3}{P_2} = \lambda \rightarrow T_3 = T_2 \lambda = \lambda T_1 \epsilon^{k-1}$$

Trạng thái 4: Trạng thái 4 có quan hệ với trạng thái 3 theo quá trình đoạn nhiệt đồng thời có quan hệ với trạng thái 1 theo quá trình đẳng tích (quá trình 4-1), do đó:

$$v_4 = v_1$$

$$P_4 = P_3 \left(\frac{v_3}{v_4} \right)^k = P_3 \left(\frac{v_2}{v_1} \right)^k = \frac{P_3}{\epsilon^k} = P_1 \lambda$$

$$\frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{v_3}{v_4} \right)^{k-1} = \left(\frac{v_2}{v_1} \right)^{k-1} = \frac{1}{\epsilon^{k-1}}$$

$$T_4 = \lambda T_1 \epsilon^{k-1} \frac{1}{\epsilon^{k-1}} = \lambda T_1$$

Nhiệt lượng cấp vào chu trình:

$$q_1 = c_v(T_3 - T_2) \quad (10-1)$$

Nhiệt lượng thải của chu trình:

$$|q_2| = c_v(T_4 - T_1) \quad (10-2)$$

Hiệu suất nhiệt của chu trình:

$$\begin{aligned} \eta_t &= \frac{W}{q_1} = \frac{q_1 - |q_2|}{q_1} = 1 - \frac{|q_2|}{q_1} \\ &= 1 - \frac{c_v(T_4 - T_1)}{c_v(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} \end{aligned} \quad (10-3)$$

Vì trong tính toán xem nhiệt dung riêng là hằng số nên có thể rút gọn lại.

Thay các giá trị T_1 , T_2 , T_3 và T_4 đã tìm được ở trước ta có:

$$\begin{aligned} \eta_t &= 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} = 1 - \frac{\lambda T_1 - T_1}{T_1 \epsilon^{k-1} \lambda - T_1 \epsilon^{k-1}} \\ &= 1 - \frac{1}{\epsilon^{k-1}} \end{aligned} \quad (10-4)$$

Từ biểu thức (10-4) chúng ta nhận thấy rằng hiệu suất nhiệt của chu trình cấp nhiệt đẳng tích phụ thuộc vào tỷ số nén ϵ và số mũ đoạn nhiệt k (hoặc bản chất của chất môi giới). Hiệu suất nhiệt tăng khi ϵ tăng và k tăng, không phụ thuộc λ .

Một số kết quả tính toán giá trị η_t với các giá trị thay đổi của ϵ và k cho ở bảng 10-1.

Bảng 11-1 $\eta_t = f(\epsilon, k)$

ϵ	η_t	
	$k = 1,35$	$k = 1,4$
3	32,0	36,0
4	38,0	43,0
5	42,5	47,5
6	46,5	51,5
7	49,4	55,0
8	51,7	57,0
10	55,2	61,5

Về nguyên lý chúng ta thấy nếu tăng tỷ số nén ϵ thì hiệu suất nhiệt sẽ tăng nhưng trên thực tế không thể tăng quá cao được vì:

Khí được nạp vào xilanh là hỗn hợp của không khí và nhiên liệu đã bốc hơi, nếu ϵ cao quá thì nhiệt độ cuối quá trình nén sẽ vượt nhiệt độ tự cháy của nhiên liệu, điều đó sẽ gây nên hiện tượng pistông chưa đến điểm chết trên thì quá trình cháy đã bắt đầu. Nếu tốc độ cháy tăng rất mạnh do nhiều trung tâm cháy khác nhau có thể dẫn đến hiện tượng kích nổ, các hiện tượng trên không những làm cho hiệu suất giảm mà có thể gây hư hỏng cho thiết bị. Hiện tượng nổ cướp và kích nổ phụ thuộc vào tính chất của nhiên liệu, do đó đối với mỗi loại nhiên liệu cần chọn tỷ số nén thích hợp, đối với động cơ chạy xăng trị số ϵ khoảng $4,5 \div 7$ và động cơ chạy khí đốt thì trị số này cao hơn $\epsilon = 5 \div 9,5$.

Công sinh ra của chu trình:

$$W = W_{12} + W_{34}$$

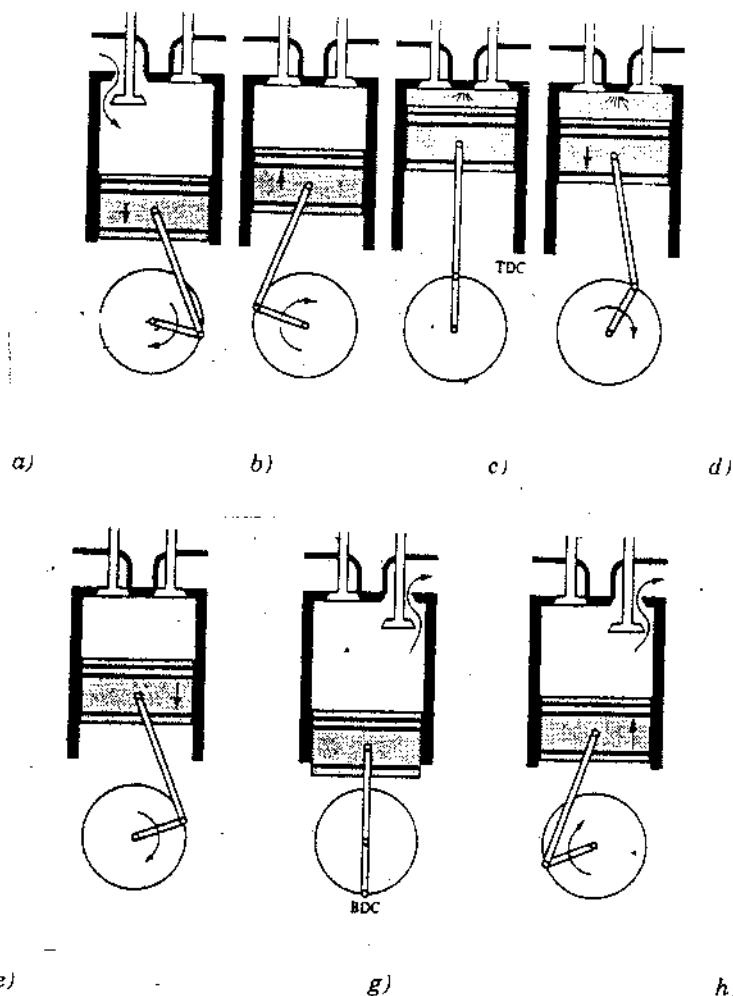
$$= \frac{1}{k-1} (p_1 v_1 - p_2 v_2) + \frac{1}{k-1} (p_3 v_3 - p_4 v_4)$$

$$= p_1 (v_1 - v_2)$$

Trong đó p_1 gọi là áp suất chỉ thị trung bình, nó là áp suất giả thiết có trị số không đổi và khi thực hiện một hành trình của pistông sẽ thực hiện được một lượng công bằng công lý thuyết.

§ 10.3. CHU TRÌNH CẤP NHIỆT ĐẲNG ÁP (AIR-STANDARD DIESEL CYCLE)

Vào năm 1892-1898 Rudolf Diesel đã nghiên cứu thành công động cơ làm việc theo chu trình cấp nhiệt đẳng áp - Đặc điểm của chu trình này là trong quá trình nạp, xilanh chỉ nạp không khí (mà không nạp hỗn hợp như chu trình cấp nhiệt đẳng tích), sau đó không khí được nén đoạn nhiệt theo quá trình 1-2, tại trạng thái 2 (cuối quá trình nén) áp suất đạt tới $p = 30 \div 40$ bar và nhiệt độ đạt đến $t = 600 \div 800^\circ\text{C}$ (nhiệt độ này cao hơn nhiệt độ tự bốc cháy của nhiên liệu), đồng thời ở cuối quá trình nén người ta phun nhiên liệu lỏng (như dầu mazút...) vào xilanh bằng vòi phun hoạt động nhờ không khí nén của máy nén khí nhiên liệu được phun thành tia nhỏ (dưới dạng sương mù) vào xilanh có sẵn không khí nén



Hình 10-3. Sơ đồ nguyên lý hoạt động của chu trình Diesel
a- Nạp không khí; b- Nén không khí; c, d- Phun nhiên liệu cháy đẳng áp;
e- Giãn nở đoạn nhiệt; g- Thải khí cháy; h- Quét khí.

và tự bốc cháy. Nhiên liệu được phun vào khi pistông đã vượt qua điểm chết trên và đang dịch chuyển xuống điểm chết dưới. 2-3 là quá trình vừa cháy vừa dịch chuyển pistông có $p = \text{const}$, đến điểm 3 thì ngừng phun nhiên liệu, pistông tiếp tục dịch chuyển xuống để sinh công, các quá trình còn lại cũng tiếp tục tương tự chu trình cấp nhiệt đẳng tích.

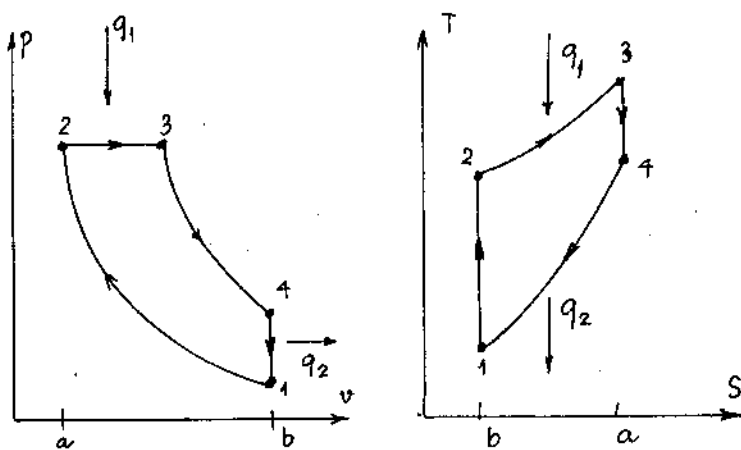
Thông số đặc trưng của chu trình:

$$\text{Tỷ số nén } \varepsilon = \frac{v_1}{v_2}$$

$$\text{Tỷ số giãn nở sớm } \rho = \frac{v_3}{v_2}$$

Sơ đồ nguyên lý hoạt động của thiết bị thể hiện trên hình 10-3, chu trình cấp nhiệt đẳng áp trên đồ thị $p-v$ và $T-s$ thể hiện trên hình 10-4.

Tính toán tương tự chu trình cấp nhiệt đẳng tích chúng ta tìm được thông số tại các điểm đặc trưng.



Hình 10-4. Đồ thị p-v và T-s của chu trình Diesel

Điểm 2: $v_2 = v_1 / \epsilon$

$$p_2 = p_1 \epsilon^k; \quad T_2 = T_1 \epsilon^{k-1}$$

Điểm 3:

$$v_3 = \rho v_2 = v_1 \frac{\rho}{\epsilon}$$

$$p_3 = p_2 = p_1 \epsilon^k; \quad T_3 = \rho T_2 = \rho T_1 \epsilon^{k-1}$$

Điểm 4:

$$p_4 = p_3 \left(\frac{v_3}{v_4} \right)^k = p_1 \rho^k$$

$$T_4 = T_1 \rho^k$$

Hiệu suất nhiệt của chu trình:

$$\begin{aligned} \eta_t &= 1 - \frac{|q_2|}{q_1} = 1 - \frac{c_v(T_4 - T_1)}{c_p(T_3 - T_2)} \\ &= 1 - \frac{\rho^k - 1}{k\epsilon^{k-1}(\rho - 1)} \end{aligned} \quad (10-5)$$

Từ phương trình (10-5) ta thấy hiệu suất của chu trình cấp nhiệt đẳng áp tỷ lệ thuận với ϵ , tỷ lệ nghịch với tỷ số giãn nở sớm và ngoài ra còn phụ thuộc vào số mũ đoạn nhiệt k của chất môi giới.

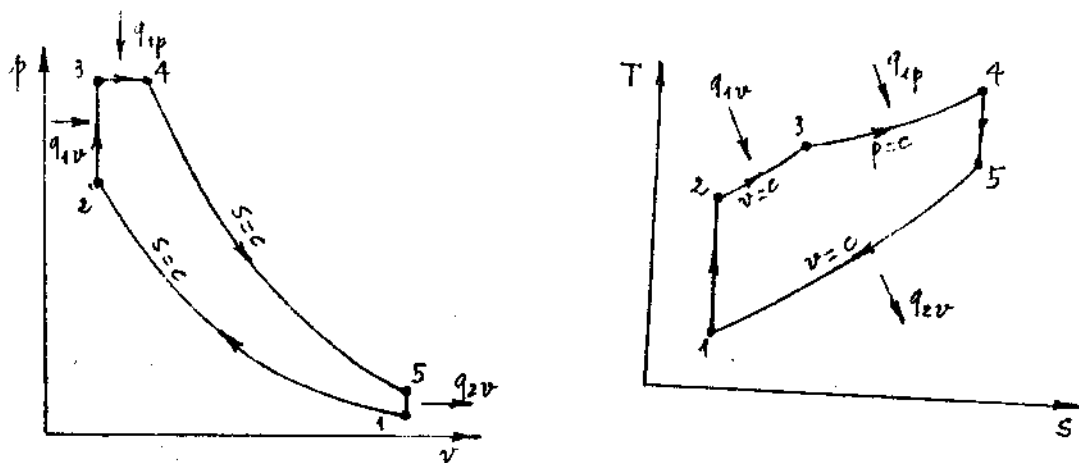
Công thực hiện của chu trình:

$$W = q_1 - |q_2| = c_v T_1 \left[k\epsilon^{k-1}(\rho - 1) - (\rho^k - 1) \right]$$

§ 10.4. CHU TRÌNH CẤP NHIỆT HỖN HỢP (AIR-STANDARD DUAL CYCLE)

Năm 1904 G.V. Trinkler chế tạo ra loại động cơ phun nhiên liệu lỏng (dầu mazut ...) vào xilanh bằng bơm dầu cao áp, động cơ này làm việc theo chu trình cấp nhiệt hỗn hợp thể

hiện trên hình 10-5.



Hình 10-5. Chu trình cấp nhiệt hỗn hợp.

Chu trình cấp nhiệt đẳng áp có ưu điểm là quá trình nén là không khí (chứ không phải là hỗn hợp nhiên liệu bốc hơi) do đó cho phép nâng cao tỷ số nén và dẫn đến nâng cao hiệu suất nhiệt, tuy nhiên chu trình này cũng có nhược điểm là phải dùng máy nén khí để phun nhiên liệu, kết cấu cồng kềnh, công suất tự dùng cho máy nén khí chiếm khoảng 6 ÷ 10% công suất của chu trình, hiệu quả kinh tế không cao, vì các đặc điểm trên nên các động cơ Diesel hiện nay đều chạy theo chu trình cấp nhiệt hỗn hợp (một số ít động cơ xăng hiện đại cũng chạy theo chu trình này).

Đối với chu trình cấp nhiệt hỗn hợp việc phun nhiên liệu thực hiện bằng bơm dầu cao áp (nén chất lỏng) có áp suất khoảng 500 ÷ 700 bar, công tiêu hao cho bơm ít, thiết bị gọn nhẹ rất thuận tiện về kết cấu thiết bị. Quá trình cháy tiến hành theo 2 giai đoạn: Cấp nhiệt đẳng tích (khi nhiên liệu mới phun vào và bùng cháy, pistông chưa kịp dịch chuyển), và quá trình cấp nhiệt đẳng áp tiếp theo (khi pistông dịch chuyển từ điểm chết trên xuống điểm chết dưới mà bơm dầu chưa kịp ngừng phun nhiên liệu).

Thông số đặc trưng của chu trình gồm có:

Tỷ số nén $\epsilon = v_1 / v_2$

Tỷ số tăng áp $\lambda = p_3 / p_2$

Tỷ số giãn nở sớm $\rho = v_4 / v_3 = v_4 / v_2$

Tương tự các chu trình trên, thông số tại các điểm đặc trưng như sau:

Điểm 2:

$$v_2 = v_1 / \epsilon; p_2 = p_1 \epsilon^k; \quad T_2 = T_1 \epsilon^{k-1}$$

Điểm 3:

$$v_3 = v_2 = v_1 / \epsilon; \quad p_3 = \lambda p_1 \epsilon^k$$

$$T_3 = \lambda T_1 \epsilon^{k-1}$$

Điểm 4:

$$v_4 = \rho v_1 / \epsilon; p_4 = p_3 = \lambda p_1 \epsilon^k \quad T_4 = \lambda \rho T_1 \epsilon^{k-1}$$

Điểm 5:

$$v_5 = v_1; \quad p_5 = \lambda p_1 v_1^k; \quad T_5 = \lambda T_1 v_1^{k-1}.$$

Hiệu suất nhiệt của chu trình:

$$\begin{aligned} \eta_t &= 1 - \frac{|q_2|}{q_1} = \frac{W}{q_1} \\ q_1 &= q_{1v} + q_{1p} = c_v(T_3 - T_2) + c_p(T_4 - T_3) \\ |q_2| &= q_{2v} = c_v(T_5 - T_1) \\ \eta_t &= 1 - \frac{c_v(T_5 - T_1)}{c_v(T_3 - T_2) + c_p(T_4 - T_3)} \\ &= 1 - \frac{\lambda v_1^k - 1}{[(\lambda - 1) + k(\lambda - 1)]v_1^{k-1}} \end{aligned} \quad (10.6)$$

Công thực hiện của chu trình:

$$w = p_3(v_1 - v_3) + \frac{1}{k-1}(p_4v_1 - p_5v_5) - \frac{1}{k-1}(p_2v_2 - p_1v_1)$$

Ví dụ 10.1.

Động cơ đốt trong làm việc với chu trình cấp nhiệt đẳng tích (hình 10-2), các thông số của chu trình như sau: $p_1 = 1\text{bar}$, $T_1 = 320\text{ K}$, tỷ số nén $\epsilon = 4$, tỷ số tăng áp $\lambda = 4$, môi chất công tác xem gần giống không khí $R = 287\text{ J/kg}^\circ\text{C}$, $k = 1,4$.

Xác định thông số tại các điểm đặc trưng, hiệu suất nhiệt và công của chu trình.

So sánh với chu trình Carnot có cùng nhiệt độ nguồn nóng và nguồn lạnh.

Giải

Trạng thái 1: $p_1 = 1\text{bar}$, $T_1 = 320^\circ\text{K}$

$$v_1 = \frac{RT_1}{p_1} = \frac{287 \times 320}{1 \cdot 10^5} = 0,92\text{ m}^3/\text{kg}$$

Trạng thái 2:

$$v_2 = \frac{v_1}{\epsilon} = \frac{0,92}{4} = 0,23\text{ m}^3/\text{kg}$$

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^k = \epsilon^k$$

$$p_2 = p_1 \epsilon^k = 1 \times 4^{1,4} = 7,38\text{bar}$$

$$T_2 = \frac{p_2 v_2}{R} = \frac{(7,38 \cdot 10^5) \times 0,23}{287} = 592^\circ\text{K}$$

Trạng thái 3:

$$v_3 = v_2 = 0,23 \text{ m}^3 / \text{kg}$$

$$p_3 = \lambda p_2 = 4 \times 7,38 = 29,6 \text{ bar}$$

$$T_3 = \lambda T_2 = 4 \times 592 = 2368^\circ \text{K}$$

Trạng thái 4:

$$v_4 = v_1 = 0,92 \text{ m}^3 / \text{kg}$$

$$\frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{v_3}{v_4} \right)^{k-1} = \left(\frac{v_2}{v_1} \right)^{k-1} = \frac{1}{\epsilon^{k-1}}$$

$$T_4 = \frac{T_3}{\epsilon^{k-1}} = \frac{2368}{4^{0,4}} = 1340^\circ \text{K}$$

$$p_4 = \frac{RT_4}{v_4} = \frac{287 \times 1340}{0,92 \times 10^{-5}} = 4,17 \text{ bar}$$

Công giãn nở:

$$\begin{aligned} W_1 &= \frac{1}{k-1} (p_3 v_3 - p_4 v_4) \\ &= \frac{10^5}{0,4} (29,6 \times 0,23 - 4,17 \times 0,92) \\ &= 742.000 \text{ J/kg} = 742 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

Công nén ép:

$$\begin{aligned} W_2 &= \frac{1}{k-1} (p_1 v_1 - p_2 v_2) \\ &= \frac{10^5}{0,4} (1 \times 0,92 - 7,38 \times 0,23) \\ &= -195.000 \text{ J/kg} = -195 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

Công của chu trình:

$$W = W_1 + W_2 = 742 - 195 = 547 \text{ kJ/kg.}$$

Nhiệt lượng cấp vào q_1 :

$$\begin{aligned} q_1 &= q_{1v} = c_v (T_3 - T_2) = \frac{20,9}{28,9} (2368 - 592) \\ &= 1280 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

Nhiệt lượng thải ra q_2 :

$$\begin{aligned} |q_2| &= c_v (T_4 - T_1) = \frac{20,9}{28,9} (1340 - 320) \\ &= 737 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

Nhiệt khai thác có ích:

$$q_1 - |q_2| = W = 1280 - 737 = 543 \text{ kJ/kg}$$

Hiệu suất nhiệt của chu trình:

$$\eta_t = 1 - \frac{|q_2|}{q_1} = 1 - \frac{543}{1280} = 0,425 = 42,5\%$$

Tính theo công thức (10-4):

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^k - 1} = 1 - \frac{1}{4^{0,4}} = 0,426 = 42,6\%$$

Hiệu suất của chu trình Carnot có cùng nhiệt độ nguồn nóng và nguồn lạnh:

$$\eta_k = 1 - \frac{T_1}{T_n} = 1 - \frac{320}{2368} = 0,865 = 86,5\%$$

Xét quan hệ hiệu suất nhiệt η_t phụ thuộc ε sẽ là:

ε	4	6	8	10	12
η_t	0,426	0,512	0,565	0,602	0,632

Ví dụ 10-2:

Tính hiệu suất nhiệt η_t và thông số tại các điểm đặc trưng của chu trình cấp nhiệt đẳng áp (hình 10-4) với tỷ số nén $\varepsilon = 10$, tỷ số giãn nở sớm $\rho = 2$, hai quá trình nén ép và giãn nở còn lại là quá trình đoạn nhiệt, môi chất được xem tương tự không khí.

Xét quan hệ phụ thuộc của hiệu suất nhiệt η_t vào ε và ρ . Thông số trạng thái đầu $p_1 = 1 \text{ bar}$ và $T_1 = 400^\circ\text{K}$.

Giải

$$v_1 = \frac{RT_1}{p_1} = \frac{287 \times 400}{1 \cdot 10^5} = 1,148 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Trạng thái 2:

$$v_2 = \frac{v_1}{\varepsilon} = \frac{1,148}{10} = 0,1148 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$p_2 = p_1 \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^k = p_1 \varepsilon^k = 1 \times 10^{1,4} = 25,1 \text{ bar}$$

$$T_2 = T_1 \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{k-1} = 400 \times 10^{0,4} = 1005^\circ\text{K}$$

Trạng thái 3:

$$p_3 = p_2 = 25,1 \text{ bar}$$

$$v_3 = \rho v_2 = 2 \times 1,148 = 0,2296 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Theo quá trình đẳng áp 2-3 ta có:

$$T_3 = T_2 \frac{v_3}{v_2} = \rho T_2 = 2 \times 1005 = 2010 \text{ K}$$

Như vậy: $T_{\max} = 2010 \text{ K}$, $p_{\max} = 25,1 \text{ bar}$

Trạng thái 4:

$$v_4 = v_1 = 1,148 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$p_4 = p_3 \left(\frac{v_3}{v_4} \right)^k = 25,1 \left(\frac{0,2296}{1,148} \right)^{1,4} = 25,1 \times (0,2)^{1,4} \\ \approx 2,64 \text{ bar}$$

$$p_4 v_4 = RT_4 \rightarrow T_4 = \frac{p_4 v_4}{R}$$

$$T_4 = \frac{(2,65 \times 10^5) \times 1,148}{287} = 1054 \text{ K}$$

Nhiệt lượng cấp vào q_1 :

$$q_1 = q_{1p} = c_p(T_3 - T_2) = \frac{29,3}{28,9} (2010 - 1005) \\ = 1015 \text{ kJ/kg}$$

Nhiệt lượng thải ra q_2 :

$$|q_2| = q_{2v} = c_v(T_4 - T_1) = \frac{20,9}{28,9} (1054 - 400) \\ = 471 \text{ kJ/kg}$$

Công sinh ra của chu trình:

$$W = q_1 - |q_2| = 1015 - 471 = 544 \text{ kJ/kg}$$

Hiệu suất nhiệt:

$$\eta_t = 1 - \frac{|q_2|}{q_1} = \frac{W}{q_1} = \frac{544}{1015} = 0,536 = 53,6\%$$

Tính theo công thức (10-5):

$$\eta_t = 1 - \frac{\rho^k - 1}{k(\rho - 1) \times \epsilon^{k-1}}$$

$$= 1 - \frac{2^{1.4} - 1}{1.4(2 - 1) \times 10^{0.4}} = 0.536 = 53.6\%$$

Xét quan hệ $\eta_t = f(\epsilon, \rho)$ với các giá trị sau:

ϵ	6	8	10	12	14	16
ρ	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0	2,2

Kết quả cho ở bảng dưới đây

$\epsilon \backslash \rho$	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0	2,2
6	0,504	0,487	0,467	0,450	0,435	0,421
8	0,560	0,540	0,525	0,510	0,495	0,485
10	0,599	0,580	0,568	0,554	0,543	0,530
12	0,628	0,613	0,599	0,586	0,574	0,565
14	0,650	0,637	0,624	0,610	0,610	0,590
16	0,670	0,655	0,640	0,630	0,625	0,613

Ví dụ 10-3.

Chu trình cấp nhiệt hỗn hợp (hình 10-5) có thông số như sau:

Trạng thái ban đầu $p_1 = 1 \text{ bar}$; $T_1 = 400 \text{ K}$

Tỷ số nén $\epsilon = 16$

Tỷ số tăng áp $\lambda = 1,6$

Tỷ số giãn nở sớm $\rho = 2$

Xác định thông số tại các điểm đặc trưng, nhiệt lượng cấp vào q_1 , nhiệt lượng thải q_2 , công sinh ra của chu trình W , hiệu suất nhiệt của chu trình η_t .

Xét các quan hệ $\eta_t = f(\epsilon, \lambda, \rho)$

Chất môi giới xem tương tự không khí, nhiệt dung riêng xem là hằng số.

Giải

Trạng thái 1:

$$v_1 = \frac{RT_1}{p_1} = \frac{287 \times 400}{1 \cdot 10^5} = 1,148 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Trạng thái 2:

$$v_2 = \frac{v_1}{\epsilon} = \frac{1,148}{16} = 0,0717 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$p_2 = p_1 \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^k = p_1 \epsilon^k = 1 \times 16^{1,4} = 48,5 \text{ bar}$$

$$T_2 = T_1 \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{k-1} = T_1 \epsilon^{k-1} = 400 \times 16^{0,4} = 1213^\circ \text{K}$$

Trạng thái 3:

$$p_3 = \lambda p_2 = 1,6 \times 48,5 = 77,6 \text{ bar}$$

$$T_3 = T_2 \frac{p_3}{p_2} = 1213 \times 1,6 = 1941^\circ \text{K}$$

Trạng thái 4:

$$p_4 = p_3 = 77,6 \text{ bar}$$

$$v_4 = \rho v_3 = \rho v_2 = 2 \times 0,0717 = 0,143 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$T_4 = T_3 \frac{v_4}{v_3} = 1941 \frac{0,143}{0,0717} = 3882^\circ \text{K}$$

Áp suất và nhiệt độ cực đại của chu trình

$$p_{\max} = 77,6 \text{ bar}$$

$$T_{\max} = 3882^\circ \text{K}$$

Trạng thái 5:

$$p_5 = p_4 \left(\frac{v_4}{v_5} \right)^k = p_4 \left(\frac{v_4}{v_1} \right)^k = 77,6 \left(\frac{0,143}{1,148} \right)^{1,4} \\ = 4,19 \text{ bar}$$

$$T_5 = T_4 \left(\frac{v_4}{v_5} \right)^{k-1} = T_4 \left(\frac{v_4}{v_1} \right)^{k-1} = 3882 \left(\frac{0,143}{1,148} \right)^{0,4} \\ = 3882 \times 0,4346 = 1687^\circ \text{K}$$

Nhiệt lượng cấp vào q_1 :

$$q_1 = q_{1v} + q_{1p} = c_v(T_3 - T_2) + c_p(T_4 - T_3) \\ = \frac{20,9}{28,9} (1941 - 1213) + \frac{29,3}{28,9} (3882 - 1941) \\ = 2486 \text{ kJ/kg}$$

Nhiệt lượng thải q_2 :

$$q_2 = q_{2v} = c_v(T_5 - T_1) = \frac{20,9}{28,9} (1687 - 400) \\ = 927 \text{ kJ/kg}$$

Công của chu trình:

$$W = q_1 - |q_2| = 2486 - 927 = 1559 \text{ kJ/kg}$$

Hiệu suất nhiệt của chu trình:

$$\eta_t = \frac{W}{q_1} = \frac{1559}{2486} = 0,627 = 62,7\%$$

Hoặc tính theo công thức (10-6)

$$\begin{aligned} \eta_t &= 1 - \frac{\lambda \rho^k - 1}{\varepsilon^{k-1} [(\lambda - 1) + k\lambda(\rho - 1)]} \\ &= 1 - \frac{(1,6 \times 2^{1,4}) - 1}{16^{0,4} [(1,6 - 1) + 1,4 \times 1,6 \times (2 - 1)]} \\ &= 1 - 0,374 = 0,626 = 62,6\% \end{aligned}$$

Xét quan hệ $\eta_t = f(\varepsilon)$ khi $\lambda = 1,6$ và $\rho = 2$

ε	10	12	14	16
η_t	0,555	0,587	0,613	0,652

Quan hệ $\eta_t = f(\lambda)$ khi $\varepsilon = 16$ và $\rho = 2$

λ	1	1,2	1,4	1,6	1,8	2
η_t	0,589	0,631	0,633	0,634	0,636	0,638

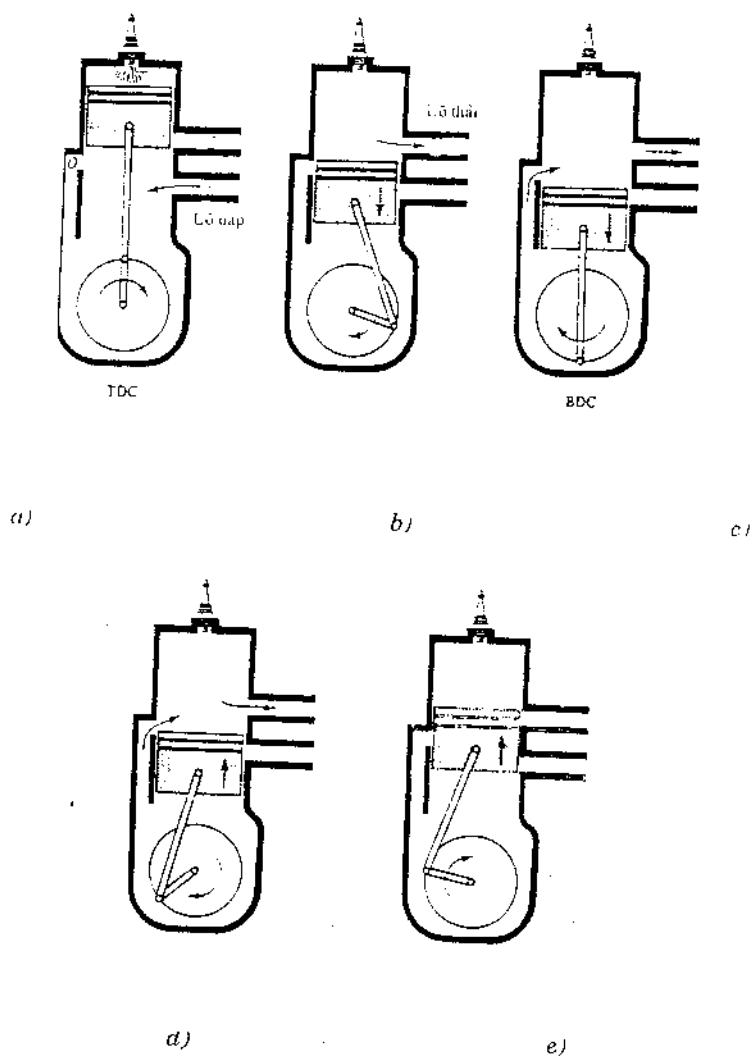
Quan hệ $\eta_t = f(\rho)$ khi $\varepsilon = 16$ và $\lambda = 1,6$

ρ	1	1,2	1,4	1,6	1,8	2	2,2
η_t	0,679	0,677	0,666	0,655	0,644	0,634	0,625

§ 10.5. ĐỘNG CƠ ĐỐT TRONG 2 THÌ

Đối với động cơ đốt trong 4 thì, pistông phải lên xuống 4 lần mới hoàn thành chu trình, trong 4 lần đó chỉ có 1 lần sinh công (quá trình nổ) do đó động cơ chạy không đều, các chi tiết động cơ quá nhiều và phức tạp. Nếu nghĩ cách nào đó để ghép các quá trình nạp-nén với nhau và quá trình nổ-xả với nhau thì pistông sẽ chỉ lên xuống 2 vòng đã hoàn thành chu trình (trong đó có 1 vòng sinh công nên động cơ chạy đều hơn) do đó có thể nâng cao công suất động cơ ứng với một đơn vị khối lượng, tính ổn định tốt hơn. Động cơ đốt trong loại này được gọi là động cơ 2 thì (động cơ có thể chạy theo chu trình cấp nhiệt đẳng tích hoặc cấp nhiệt hỗn hợp), sơ đồ nguyên lý của động cơ 2 thì chạy theo chu trình cấp nhiệt

đẳng tích (two-stroke otto engine) thể hiện trên hình 10-6.



Hình 10-6. Sơ đồ nguyên lý hoạt động của động cơ 2 thì
a- Nhiên liệu cháy đồng thời nạp hỗn hợp vào Cacte. b- Thái san phẩm cháy.
c, d- Nạp hỗn hợp và 1 phần thải. e- Nén hỗn hợp.

Chương 11

CHU TRÌNH TUABIN KHÍ VÀ ĐỘNG CƠ PHẢN LỰC

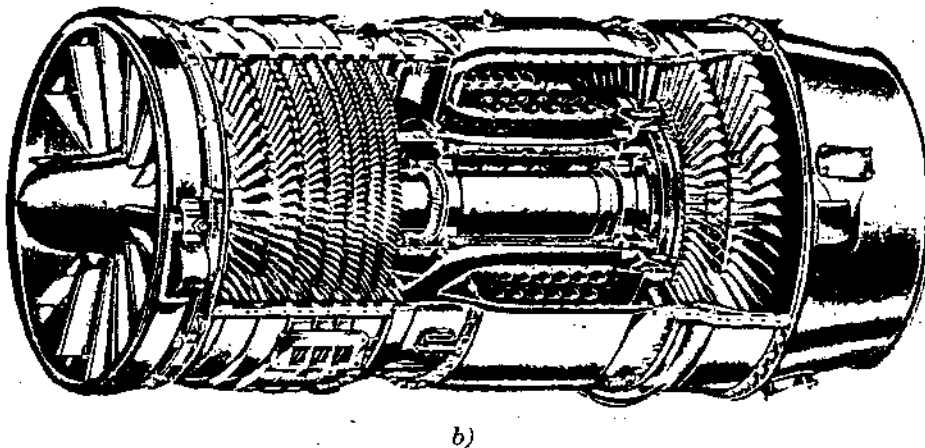
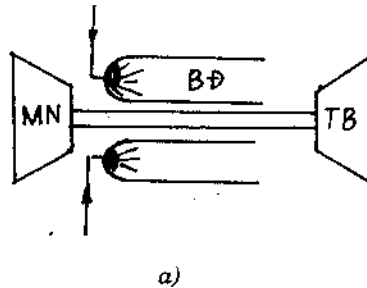
§ 11.1. KHÁI NIỆM CHUNG

Trong kỹ thuật hiện đại động cơ tuabin khí được ứng dụng rộng rãi trong nhiều lĩnh vực vì có những ưu điểm nhất định. Nguyên lý hoạt động của hệ thống tuabin khí khác với động cơ đốt trong, công sinh ra trong tuabin khí là do động năng của dòng khí chuyển động với tốc độ cao chuyển biến thành cơ năng.

Về cấu trúc, hệ thống tuabin khí gồm có 3 bộ phận chính như sau:

1- Máy nén khí dùng để tạo dòng không khí có áp suất cao và cung cấp oxy cho quá trình cháy nhiên liệu trong buồng đốt 2.

2- Buồng đốt dùng để đốt cháy nhiên liệu tạo nên sản phẩm cháy (môi giới) có áp suất và nhiệt độ cao.



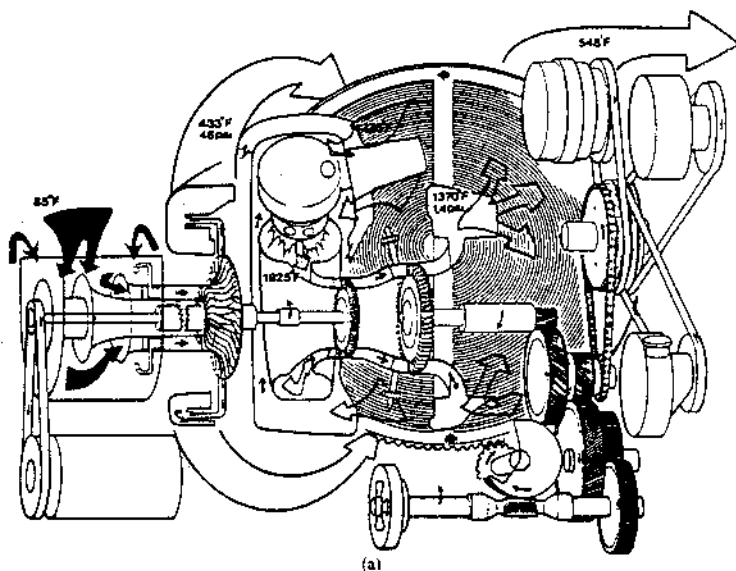
Hình 11-1. a) Sơ đồ nguyên lý hệ thống tuabin khí (MN-máy nén khí, BĐ-Buồng đốt, TB- Tuabin khí)
b) Cách bố trí thiết bị trong tuabin khí thực tế (1- máy nén khí, 2- Buồng đốt, 3- Tuabin khí)

3- Tuabin khí.

Sơ đồ nguyên lý hệ thống thiết bị thể hiện trên hình 11-1

Không khí ở trạng thái ban đầu có áp suất p_1 , nhiệt độ t_1 được hút vào máy nén đồng thời được nén lên với áp suất cao và đưa vào buồng đốt để cung cấp oxy cho quá trình cháy. Nhiên liệu được bơm dầu cao áp phun vào buồng đốt hòa trộn với không khí có nhiệt độ và áp suất cao, quá trình cháy xảy ra trong buồng đốt. Sản phẩm cháy có nhiệt độ và áp suất cao từ buồng đốt vào ống tăng tốc của tuabin (cánh tĩnh gắn trên thân của tuabin), qua ống tăng tốc nhiệt độ và áp suất dòng khí giảm xuống, tốc độ và động năng của dòng khí tăng lên, sau đó dòng khí được thổi vào hệ thống cánh gắn trên đĩa quay của tuabin (cánh động), ở đây động năng của dòng khí biến đổi thành cơ năng và làm quay trục tuabin, cơ năng từ trục tuabin được truyền ra ngoài phục vụ cho nhiều mục đích khác nhau của thiết bị.

So với động cơ đốt trong, thiết bị tuabin khí có những ưu điểm sau:



Hình 11-2. Sơ đồ nguyên lý hoạt động của động cơ ô tô sử dụng tuabin khí

1) Ma sát bề mặt nhỏ do đó hiệu suất cơ cao, hiệu suất cơ của động cơ đốt trong vào khoảng 75 ÷ 90%, trong khi đó hiệu suất cơ của tuabin khí khoảng 95 ÷ 98%.

2) Độ rung động nhỏ, quay ổn định. Thiết bị tuabin khí không có các linh kiện cơ chuyển động lên xuống để biến chuyển động song phẳng thành chuyển động quay do đó khi thiết bị hoạt động rất ít bị rung động, chuyển động êm khi vận tốc cao. Thông thường thiết bị tuabin khí hoạt động với vận tốc từ 3000 vòng/ph trở lên, một số ít có thể hoạt động đến 70.000 vòng/ph hoặc cao hơn.

3) Với kích thước máy nhỏ, có thể phát ra công suất lớn. Tuabin khí là loại động cơ chuyển động vận tốc cao, sự chảy của môi chất là liên tục do đó trọng lượng so sánh với động cơ đốt trong có cùng đơn vị công suất sẽ giảm đi rất nhiều. Thông thường với các thiết bị hoạt động trên mặt đất: mỗi mã lực động cơ đốt trong có trọng lượng khoảng 4 ÷ 100 kg, trong khi đó thiết bị tuabin khí chỉ khoảng 1,5 ÷ 15 kg. Đặc biệt đối với thiết bị hàng

không thì sự sai biệt này càng lớn, có thể giảm đi từ $9 \div 11$ lần. Do những ưu điểm này mà tuabin khí được ứng dụng nhiều trong lĩnh vực hàng không và tàu thuyền có vận tốc cao, công suất lớn.

4) Vì buồng đốt độc lập (không nằm trong xilanh như động cơ đốt trong), quá trình đốt liên tục, do đó có thể sử dụng nhiên liệu đa dạng hơn (kể cả nhiên liệu không tốt lắm).

5) Thiết bị tuabin khí chỉ cần một lượng nước rất nhỏ do đó có thể lắp đặt ở những nơi khan hiếm nước, đồng thời về mùa đông ở xứ lạnh không sợ nước đóng băng, nhưng do nhiệt độ môi trường giảm nên khối lượng riêng không khí hút vào tăng dẫn đến khả năng công suất hoạt động của động cơ, mặt khác do nhiệt độ môi trường giảm sẽ dẫn đến làm tăng tổn thất nhiệt và hiệu suất có bị giảm.

6) Thiết bị tuabin khí gọn nhẹ có thể phát công suất lớn, khởi động và tăng tải nhanh do đó thường được sử dụng đảm nhiệm phụ tải đỉnh trong quá trình vận hành hệ thống điện quốc gia.

Mặc dù thiết bị tuabin khí có nhiều ưu điểm nhưng đồng thời nó cũng tồn tại một số nhược điểm sau:

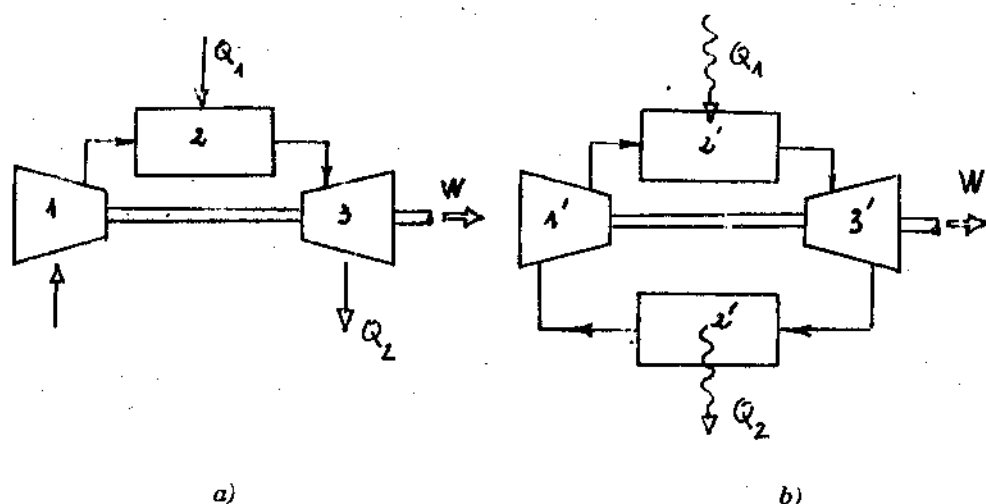
a) Yêu cầu vật liệu chế tạo tuabin phải chịu được nhiệt độ cao trong thời gian dài nên kim loại được sử dụng cho tuabin khí rất đắt tiền. Trong buồng đốt nhiệt độ đạt đến 2000°C còn dòng khí qua ống tăng tốc thổi vào cánh của động cơ có thể đạt khoảng $600 \div 800^{\circ}\text{C}$, với nhiệt độ cao này kim loại khó làm việc lâu dài, ngoài ra thiết bị tuabin khí còn đòi hỏi trình độ công nghệ chế tạo cao ...

b) Cho tới hiện nay, hiệu suất của thiết bị tuabin khí chưa thật cao so với động cơ đốt trong, muốn nâng cao hiệu suất cần phải có vật liệu kim loại chịu nhiệt tốt hơn.

Do những ưu điểm kể trên nên hiện nay thiết bị tuabin khí chỉ mới sử dụng nhiều trong lĩnh vực hàng không và các trạm phát điện công suất lớn ...

§ 11.2. CHU TRÌNH TUABIN KHÍ CẤP NHIỆT ĐẲNG ÁP

Sơ đồ nguyên lý của thiết bị tuabin khí cấp nhiệt đẳng áp biểu thị như hình 11-3



Hình 11-3.

a) Sơ đồ hở: 1- Máy nén khí; 2- Buồng đốt; 3- Tuabin khí.

b) Sơ đồ kín: 1'- Máy nén khí; 2'- Thiết bị trao đổi nhiệt; 3'- Tuabin khí

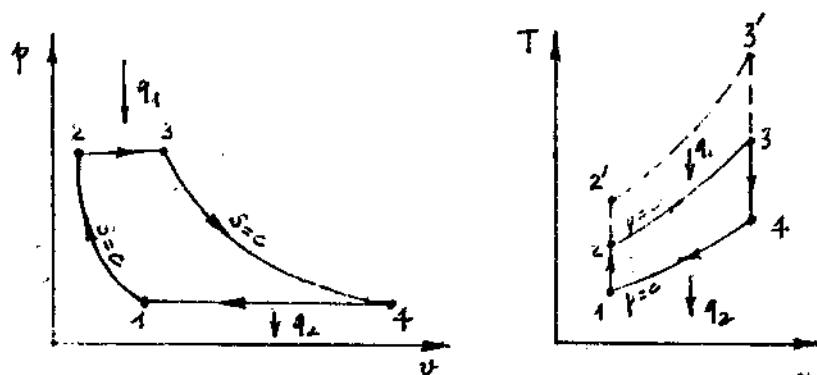
Từ sơ đồ hình 11-3a ta thấy: Máy nén 1 làm nhiệm vụ cung cấp không khí cho buồng đốt 2, nhiên liệu lỏng nhờ bơm đầu bơm qua vòi phun vào buồng đốt. Quá trình cháy trong buồng đốt 2 là quá trình đẳng áp ($p = \text{const}$). Lượng không khí của máy nén đưa vào phần lớn dùng để đốt cháy hoàn toàn nhiên liệu, phần còn lại để làm giảm nhiệt độ của sản phẩm cháy trước khi vào tuabin còn khoảng $600 \div 800^\circ\text{C}$.

Sản phẩm từ buồng đốt được giãn nở đoạn nhiệt qua ống tăng tốc (tăng cánh tĩnh), dòng khí sau khi qua ống tăng tốc có tốc độ cao được thổi vào các tầng cánh gắn trên đĩa quay cùng với trục tuabin (cánh động), ở đây động năng biến thành cơ năng và làm quay tuabin.

Cũng như chu trình lý thuyết của động cơ đốt trong, các chu trình lý thuyết của thiết bị tuabin khí được giả thiết:

- Chất môi giới được xem như khí lý tưởng.
- Quá trình cháy được thay bằng quá trình cấp nhiệt đẳng áp, quá trình thải sản phẩm cháy được thay bằng quá trình thải nhiệt đẳng áp.
- Quá trình nén trong máy nén và quá trình giãn nở trong tuabin xem là quá trình đoạn nhiệt.

Chu trình lý thuyết của tuabin khí cấp nhiệt đẳng áp (ideal air-Standard Brayton Cycle) được biểu diễn trên hình 11-4



Hình 11-4. Chu trình tuabin khí cấp nhiệt đẳng áp
(Air Standard ideal Brayton Cycle)

Các thông số của chu trình:

Trạng thái 1 có áp suất p_1 và nhiệt độ T_1 .

Tỷ số tăng áp: $\beta = p_2 / p_1$.

Tỷ số giãn nở sớm: $\rho = v_3 / v_2$.

Các quá trình nhiệt động của chu trình gồm có:

1-2 Quá trình nén khí đoạn nhiệt ($s = c$) trong máy nén.

2-3 Quá trình cấp nhiệt đẳng áp ($p = c$) được thực hiện trong buồng đốt.

3-4 Quá trình giãn nở đoạn nhiệt trong tuabin khí.

4-1 Quá trình thải nhiệt đẳng áp ra môi trường xung quanh.

Hiệu suất nhiệt của chu trình:

Nhiệt lượng cấp vào $q_1 = c_p(T_3 - T_2)$

Nhiệt lượng thải $q_2 = c_p(T_4 - T_1)$

Do đó:

$$\begin{aligned}\eta_t &= 1 - \frac{|q_2|}{q_1} = 1 - \frac{c_p(T_4 - T_1)}{c_p(T_3 - T_2)} \\ &= 1 - \frac{\frac{T_4}{T_1} - 1}{\frac{T_3}{T_2} - 1}\end{aligned}$$

Đối với quá trình đoạn nhiệt 1-2 ta có:

$$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{k-1/k}$$

Mặt khác ta có $p_2 = p_3$ và $p_1 = p_4$ nên:

$$\frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{k-1/k}$$

và
$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{T_3}{T_4}$$

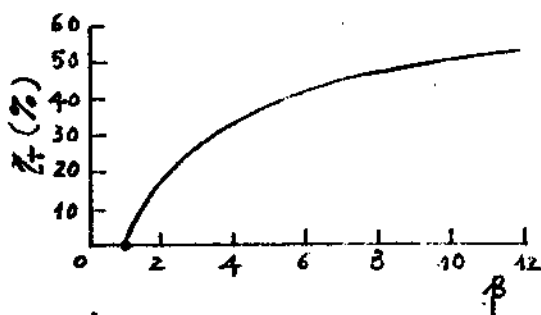
Do đó

$$\eta_t = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - \frac{1}{\beta^{k-1/k}} \quad (11-1)$$

Từ biểu thức này chúng ta nhận thấy hiệu suất nhiệt của chu trình tuabin khí cấp nhiệt đẳng áp sẽ tăng khi tỷ số tăng áp β tăng, quan hệ này được thể hiện trên hình 11-5.

Có 1 sự giới hạn vào khoảng 1700°K đối với trường hợp tăng tỷ số nén, vì nhiệt độ kim loại chịu đựng tốt tối đa là bằng nhiệt độ khí vào tuabin, ngoài ra cũng còn xem xét ảnh hưởng

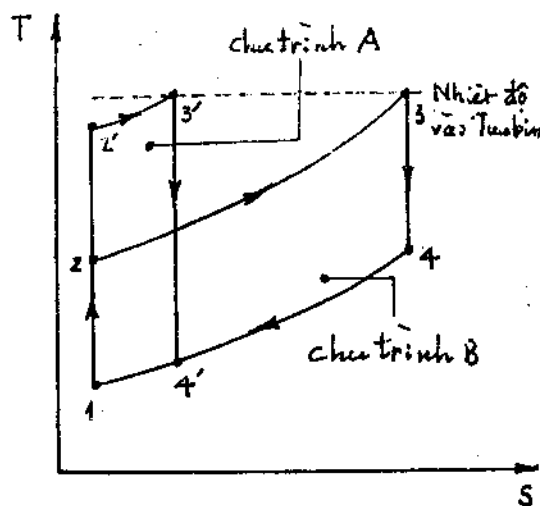
khác có liên quan. Trên đồ thị T-s hình 11-6 thể hiện 2 chu trình cấp nhiệt đẳng áp có



Hình 11-5. $\eta_t = f(\beta)$ đối với chu trình cấp nhiệt đẳng áp, $k = 1,4$.

cùng nhiệt độ không khí vào máy nén nhưng tỷ số nén khác nhau.

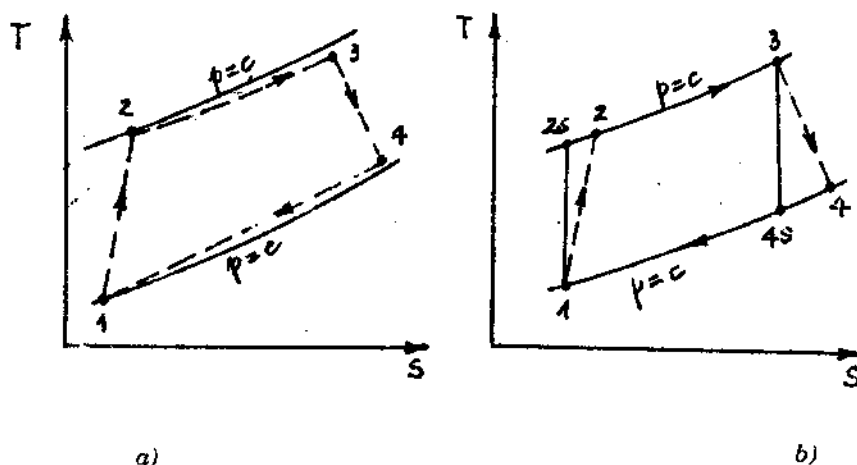
Từ đồ thị Hình 11-6, chu trình A có tỷ số tăng áp lớn hơn chu trình B vì vậy nó có hiệu suất nhiệt lớn hơn, những diện tích của chu trình B (dt 12341) lớn hơn diện tích chu trình A (dt 12'3'4'1) điều đó thể hiện công sinh ra ứng với một đơn vị lưu lượng khối lượng của chu trình B lớn hơn chu trình A. Nếu muốn 2 chu trình có công sinh ra như nhau thì chu trình A đòi hỏi phải có lưu lượng khối lượng lớn hơn, điều này đòi hỏi hệ thống thiết bị lớn hơn, do đó khi thiết kế thiết bị cần phải có sự xem xét lựa chọn hợp lý.



Hình 11-6

§ 11.3. NGUYÊN LÝ KHÔNG THUẬN NGHỊCH VÀ CÁC TỔN THẤT

Chu trình thực của tuabin khí khác với chu trình lý tưởng (air-standard ideal Brayton cycle) phần trên đã trình bày bởi vì các quá trình xảy ra trong máy nén và trong tuabin là quá trình không thuận nghịch, đồng thời có tổn thất áp suất trong quá trình chảy và trong buồng đốt ... nên các trạng thái trên chu trình được thể hiện như trong hình 11-7a.



Hình 11-7

Thông thường tổn thất áp suất do ma sát là rất nhỏ so với tổn thất không thuận nghịch trong máy nén và trong tuabin nên có thể bỏ qua và chu trình được thể hiện như hình 11-7b.

Hiệu suất của máy nén và tuabin được xác định:

$$\eta_{mn} = \frac{i_{2s} - i_1}{i_2 - i_1} \quad (11-2)$$

$$\eta_T = \frac{i_3 - i_4}{i_3 - i_{4s}} \quad (11-3)$$

Một vấn đề khác rất quan trọng đối với chu trình Brayton là công tiêu hao của máy nén chiếm một phần lớn công sinh ra của tuabin (có thể chiếm khoảng 40 đến 80% công sinh ra của tuabin), do đó trong chu trình nếu hiệu suất của tuabin và máy nén thấp thì hiệu suất toàn phần của thiết bị giảm rất nhanh, sự thật cho thấy nếu hiệu suất của máy nén và tuabin dưới 60% thì gần như toàn bộ công sinh ra của tuabin sẽ tiêu hao cho máy nén và hiệu suất toàn phần của thiết bị xem như bằng 0, điều này khác với chu trình Rankin chỉ tiêu hao khoảng 1 đến 2% công của tuabin cho bơm (vì bơm nén chất lỏng ít tổn). Do đó việc thiết kế tuabin và máy nén có hiệu suất cao là rất quan trọng (hiệu suất phải khoảng 80 đến 90% mới có thể khai thác tốt hệ thống thiết bị này).

Ví dụ 11-1. Chu trình cấp nhiệt đẳng áp lý tưởng (air-standard Brayton cycle) có các thông số hoạt động như sau:

Không khí vào máy nén có áp suất $p_1 = 0,1 \text{ MPa}$ và nhiệt độ $t_1 = 15^\circ\text{C}$, áp suất sau khi ra khỏi máy nén $p_2 = 0,5 \text{ MPa}$, nhiệt độ cực đại của chu trình là 900°C .

Xác định: 1) Nhiệt độ và áp suất tại các điểm đặc trưng của chu trình.

2) Công tiêu hao của máy nén, công sinh ra của tuabin và hiệu suất nhiệt của chu trình.

Giải

$$p_1 = p_4 = 0,1 \text{ MPa}$$

$$T_1 = 288^\circ\text{K}$$

$$p_2 = p_3 = 0,5 \text{ MPa}$$

$$T_3 = 1173^\circ\text{K}$$

a) Máy nén khí:

$$\text{Công tiêu hao của máy nén } W_c = i_2 - i_1 = c_p(T_2 - T_1)$$

Quá trình nén khí xem là quá trình đoạn nhiệt lý tưởng $s_1 = s_2$ nên:

$$\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{k-1/k} = 5^{0,286} = 1,5845; \quad T_2 = 456,6^\circ\text{K}$$

Ở đây $k = 1,4$; $c_p = 1,0035 \text{ kJ/kg độ}$

$$W_c = c_p(T_2 - T_1) = 1,0035(456,6 - 288,2) = 169,0 \text{ kJ/kg}$$

b) Tuabin:

$$W_t = c_p(T_3 - T_4)$$

$s_3 = s_4$ do đó:

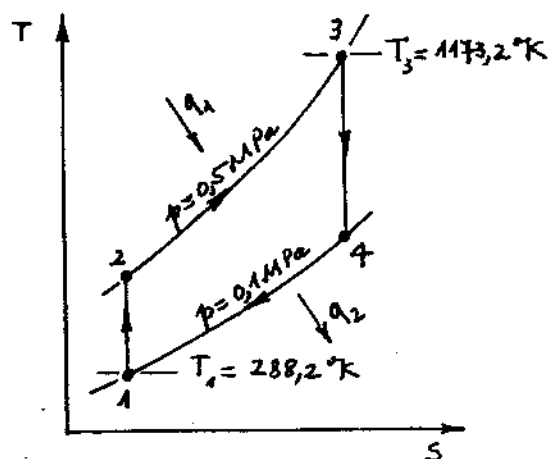
$$\left(\frac{p_3}{p_4}\right)^{k-1/k} = 5^{0,286} = 1,5845; \quad T_4 = 740,4^\circ\text{K}$$

$$W_t = 1,0035(1173,2 - 740,4) = 434,3 \text{ kJ/kg}$$

Công sinh ra của chu trình:

$$W = W_t - W_c = 434,3 - 169,0 = 265,3 \text{ kJ/kg}$$

Hệ số công suất tự dùng:



$$bwr = \frac{W_c}{W_t} = \frac{169,0}{434,3} = 0,389 \text{ (38,9\%)}$$

Nhiệt lượng cấp vào q_1 :

$$q_1 = c_p(T_3 - T_2) = 1,0035(1173,2 - 456,6) = 719,1 \text{ kJ/kg}$$

Nhiệt lượng thải q_2 :

$$q_2 = c_p(T_4 - T_1) = 1,0035(740,4 - 288,2) = 453,8 \text{ kJ/kg}$$

Hiệu suất nhiệt của chu trình η_t :

$$\eta_t = \frac{W}{q_1} = \frac{265,3}{719,1} = 36,9\%$$

Kiểm tra lại theo phương trình (10-1):

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{(P_2/P_1)^{k-1/k}} = 1 - \frac{1}{5^{0,286}} = 36,9\%$$

Ví dụ 11-2. Hệ thống thiết bị tuabin khí với điều kiện không khí vào tương tự ví dụ 11-1, áp suất khí ra khỏi máy nén là 0,5 MPa, nhiệt độ cực đại là 900°C. Giả sử rằng máy nén khí có hiệu suất $\eta_c = 80\%$, tuabin có hiệu suất $\eta_T = 85\%$, giáng áp giữa máy nén và tuabin là 15 KPa.

Xác định: công tiêu hao của máy nén, công sinh ra của tuabin, hiệu suất nhiệt của chu trình.

Giải

Các trạng thái của chu trình biểu thị trên đồ thị T-s và một số thông số đã được tính trong ví dụ 11-1.

a) Máy nén khí:

Theo định luật 1: $W_c = i_2 - i_1$

Theo định luật 2: $s_{2s} = s_1$

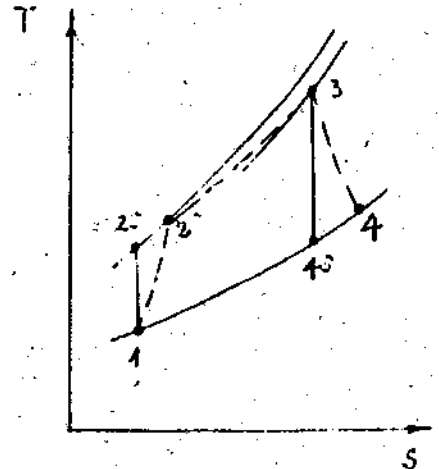
$$\eta_c = \frac{i_{2s} - i_1}{i_2 - i_1}$$

$$\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{k-1/k} = \frac{T_{2s}}{T_1} = 5^{0,286} = 1,5845$$

$$T_{2s} = 456,6^\circ\text{K}$$

$$\eta_c = \frac{i_{2s} - i_1}{i_2 - i_1} = \frac{T_{2s} - T_1}{T_2 - T_1} = \frac{456,6 - 288,2}{T_2 - 288,2} = 0,80$$

$$T_2 - T_1 = \frac{456,6 - 288,2}{0,80} = 210,5; \quad T_2 = 498,7^\circ\text{K}$$



$$W_c = i_2 - i_1 = c_p(T_2 - T_1) \\ = 1,0035(498,7 - 288,2) = 211,2 \text{ kJ/kg}$$

b) *Tuabin khí:*

Theo định luật 1: $W_T = i_3 - i_4$

Theo định luật 2: $s_3 = s_{4s}$

$$\eta_T = \frac{i_3 - i_4}{i_3 - i_{4s}}$$

$$p_3 = p_2 - (\text{giáng áp}) = 0,5 - 0,015 = 0,485 \text{ MPa}$$

$$\left(\frac{p_3}{p_4}\right)^{\frac{k-1}{k}} = \frac{T_3}{T_{4s}} = 4,85^{0,286} = 1,5708$$

$$T_{4s} = 746,9^\circ\text{K}$$

$$\eta_T = \frac{i_3 - i_4}{i_3 - i_{4s}} = \frac{T_3 - T_4}{T_3 - T_{4s}} = 0,85$$

$$T_3 - T_4 = 0,85(1173,2 - 746,9) = 362,4$$

$$T_4 = 810,8^\circ\text{K}$$

$$W_T = i_3 - i_4 = c_p(T_3 - T_4) \\ = 1,0035(1173,2 - 810,8) = 363,7 \text{ kJ/kg}$$

$$W = W_T - W_c = 363,7 - 211,2 = 152,5 \text{ kJ/kg}$$

Nhiệt lượng cấp vào buồng đốt q_1

$$q_1 = i_3 - i_2 = c_p(T_3 - T_2) \\ = 1,0035(1173,2 - 498,7) = 676,9 \text{ kJ/kg}$$

Hiệu suất nhiệt

$$\eta_{th} = \frac{W}{q_1} = \frac{152,5}{676,9} = 22,5\%$$

Tỷ lệ công suất tự dùng cho máy nén bwr:

$$bwr = \frac{W_c}{W_T} = \frac{211,2}{363,7} = 0,58 = 58\%$$

So sánh giữa chu trình lý thuyết trong ví dụ 11-1 và chu trình thực trong ví dụ 11-2 ta thấy:

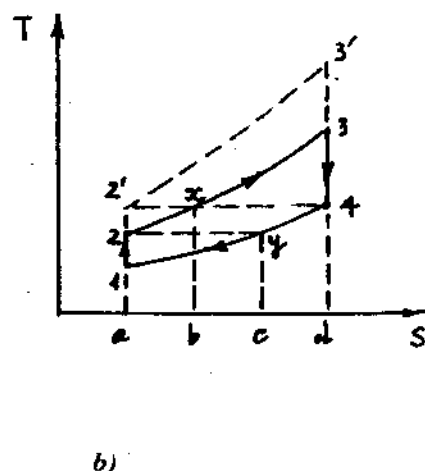
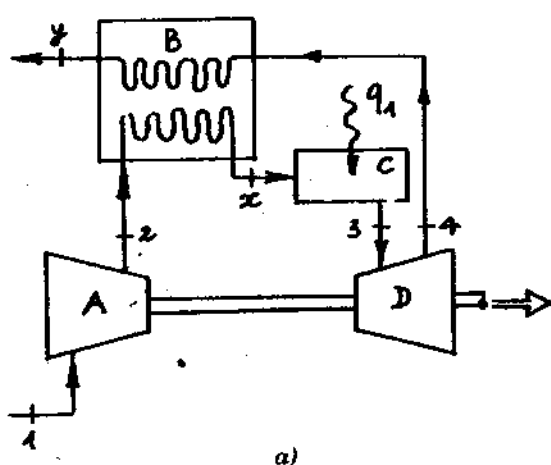
	W_c	W_T	W	q_1	η_t
Ví dụ 11-1 (lý thuyết)	169,0	434,3	265,3	719,1	36,9%
Ví dụ 11-2 (thực)	211,2	363,7	152,5	676,9	22,5%

Từ sự so sánh này chúng ta nhận thấy rất rõ là do sự không thuận nghịch sẽ dẫn đến công sinh ra của tuabin bị giảm và ngược lại công tiêu hao của máy nén tăng lên, do đó công của chu trình sẽ giảm rất nhanh khi hiệu suất của máy nén và tuabin thấp. Vì vậy chế tạo được loại máy nén và tuabin có hiệu suất cao là vấn đề vô cùng quan trọng đối với sự phát triển hệ thống thiết bị tuabin khí.

Chúng ta nhận thấy rằng trong chu trình lý tưởng khoảng 39% công sinh ra của tuabin là sử dụng cho máy nén và 61% là để phát công suất. Nhưng trong chu trình thực 11-2 chúng ta thấy 58% công sinh ra của tuabin là tiêu hao cho máy nén khí, chỉ còn 42% là phát công suất.

§ 11.4. CHU TRÌNH TUABIN KHÍ CÓ HỒI NHIỆT

Thông thường nhiệt độ khí thải của tuabin khí còn rất cao so với nhiệt độ môi trường, nếu thải trực tiếp sẽ rất lãng phí, đồng thời tăng độ ô nhiễm môi trường xung quanh. Một trong những biện pháp nâng cao hiệu suất nhiệt của thiết bị tuabin khí là sử dụng nhiệt lượng thải này một phần để sấy nóng không khí trước khi cung cấp vào buồng đốt, chu trình như thế được gọi là chu trình hồi nhiệt của tuabin khí. Chu trình tuabin khí loại hở có hồi nhiệt được thể hiện trên hình 11-8.



Hình 11-8. Sơ đồ nguyên lý tuabin khí có hồi nhiệt

A- Máy nén khí; B- Thiết bị hồi nhiệt; C- Buồng đốt; D- Tuabin khí

Trên hình 11-8b biểu thị chu trình hồi nhiệt lý tưởng trên đồ thị T-s của tuabin khí. Từ chu trình 1-2-x-3-4-y-1, nhiệt độ ra của khí thải tuabin ở trạng thái 4 cao hơn nhiệt độ ra của không khí ở máy nén (trạng thái 2), do đó nhiệt có thể truyền từ khí thải tuabin đến khí nén có áp suất cao ra khỏi máy nén. Nếu sử dụng thiết bị trao đổi nhiệt lưu động ngược chiều, trong điều kiện lý tưởng có thể sấy nóng không khí có áp suất cao trước khi vào buồng đốt đạt đến nhiệt độ T_x bằng nhiệt độ khí thải ra khỏi tuabin T_4 . Như vậy nhiệt lượng cần thiết của nguồn nóng (do đốt nhiên liệu trong buồng đốt) chỉ để nâng cao nhiệt độ từ T_x đến T_3 , và lượng nhiệt truyền này được thể hiện bằng diện tích x-3-d-b-x. Diện tích y-1-a-c-y biểu thị nhiệt lượng thải.

Nếu nâng cao tỷ số áp suất nén như chu trình 1-2'-3'-4-1 thì trong trường hợp này chúng ta thấy nhiệt độ ra của khí nén sau máy nén bằng nhiệt độ khí thải sau tuabin do đó

không thể áp dụng hồi nhiệt.

Hiệu suất của chu trình hồi nhiệt lý tưởng được tính như sau:

$$\eta_{th} = \frac{W}{q_1} = \frac{W_T - W_C}{q_1}$$

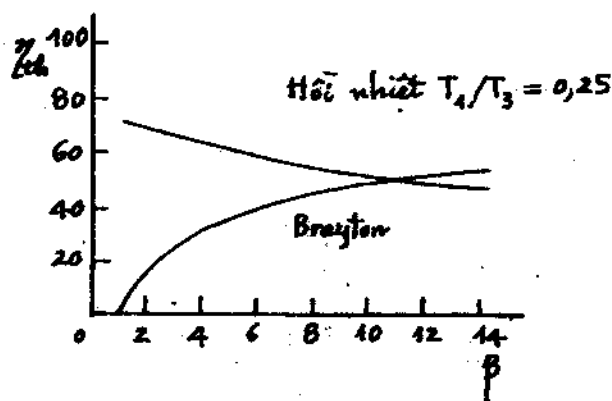
$$q_1 = c_p(T_3 - T_x)$$

$$W_T = c_p(T_3 - T_4) = (i_3 - i_4) = \Delta i$$

Nhưng trong chu trình hồi nhiệt lý tưởng $T_4 = T_x$ do đó $q_1 = W_T$, do vậy

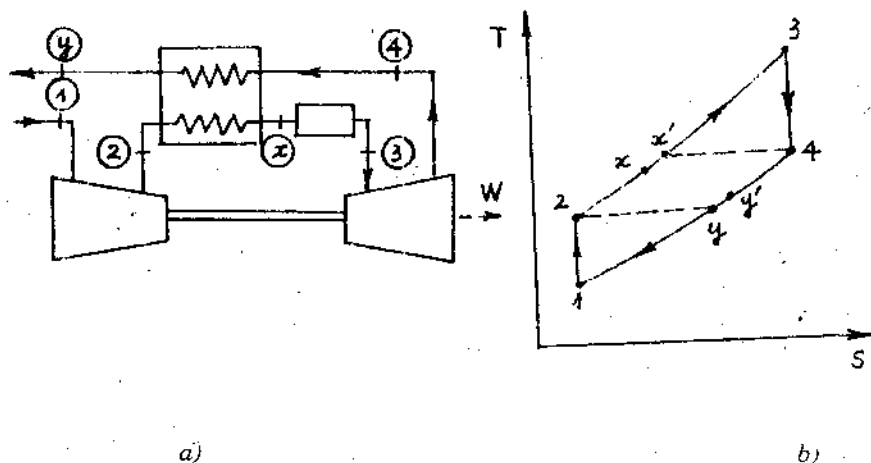
$$\begin{aligned} \eta_{th} &= \frac{W_T - W_C}{q_1} = \frac{W_T - W_C}{W_T} = 1 - \frac{W_C}{W_T} \\ &= 1 - \frac{c_p(T_2 - T_1)}{c_p(T_3 - T_4)} = 1 - \frac{T_1(T_2/T_1 - 1)}{T_3(1 - T_4/T_3)} \\ &= 1 - \frac{[(P_2/P_1)^{k-1/k} - 1] T_1}{[1 - (P_1/P_2)^{k-1/k}] T_3} \\ \eta_{th} &= 1 - \frac{T_1}{T_3} \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{k-1/k} \end{aligned} \quad (11-4)$$

Từ (11-4) chúng ta nhận thấy hiệu suất nhiệt của chu trình hồi nhiệt lý tưởng không chỉ phụ thuộc vào tỷ số tăng áp mà còn phụ thuộc vào tỷ số giữa nhiệt độ cực tiểu và cực đại của chu trình. Quan hệ này được thể hiện trên đồ thị hình 11-9 ứng với $\frac{T_1}{T_3} = 0,25$.



Hình 11-9

Trong thiết bị hồi nhiệt lý tưởng xem nhiệt độ ra của khí thải sau tuabin T_4 bằng nhiệt độ khí đưa vào buồng đốt T_x (hình 11-10b), trên thực tế không thể đạt được vì trong thiết bị hồi nhiệt giữa chất lỏng nóng và chất lỏng lạnh có độ chênh nhiệt độ, vì vậy nhiệt độ khí vào buồng đốt thực T_x sẽ thấp hơn T_x .



Hình 11-10.

Hiệu suất hồi nhiệt được xác định:

$$\eta_{hn} = \frac{i_x - i_2}{i_{x'} - i_2} \quad (11-5)$$

Nếu xem nhiệt dung riêng là hằng số thì biểu thức (11-5) có thể viết lại dưới dạng sau:

$$\eta_{hn} = \frac{T_x - T_2}{T_{x'} - T_2} \quad (11-6)$$

Từ đây chúng ta có thể nhận thấy, muốn có hiệu suất cao phải sử dụng thiết bị hồi nhiệt có diện tích truyền nhiệt lớn điều này sẽ dẫn đến tăng tổn thất áp suất và chi phí vật tư. Do đó khi thiết kế cần phải có sự xem xét toàn diện để chọn các thông số hợp lý cho chu trình.

Ví dụ 11-3. Nếu sử dụng chu trình hồi nhiệt lý tưởng với các thông số như ví dụ 11-1. Hãy xác định hiệu suất của chu trình hồi nhiệt này.

Giải

Với chu trình hồi nhiệt lý tưởng: $T_x = T_4 = 740,4^\circ\text{K}$

$$\begin{aligned} q_1 &= i_3 - i_x = c_p(T_3 - T_x) \\ &= 1,0035(1173,2 - 740,4) = 434,3 \text{ kJ/kg} \\ W &= 265,3 \text{ kJ/kg (từ ví dụ 11-1)} \end{aligned}$$

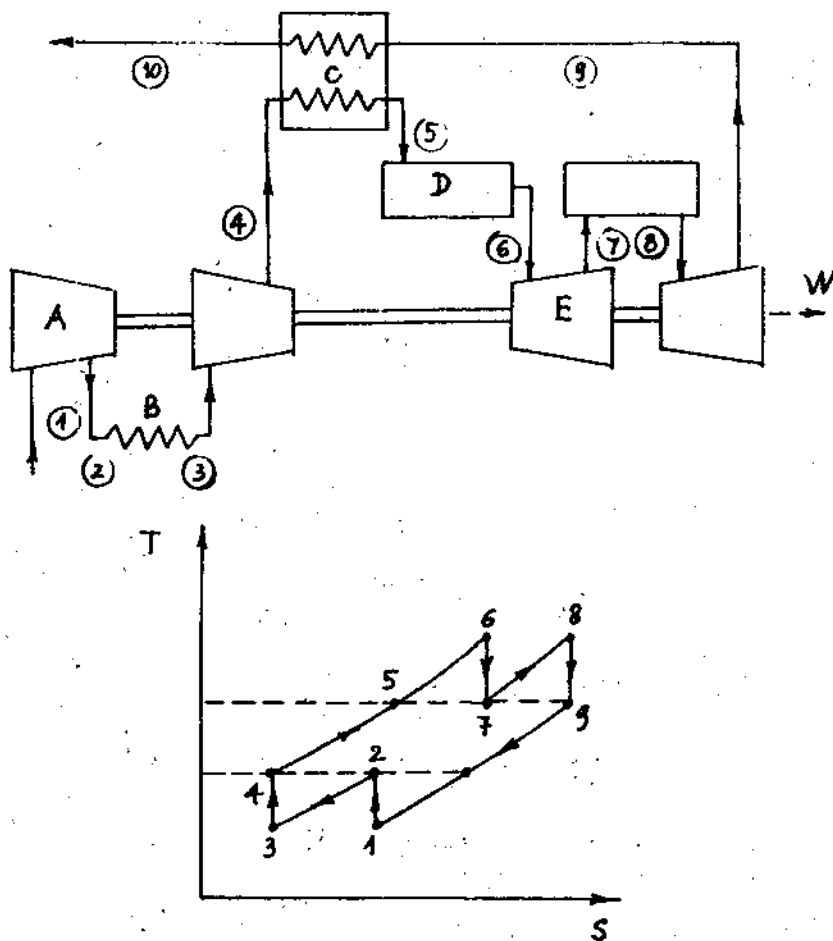
Do đó

$$\eta_{th} = \frac{W}{q_1} = \frac{265,3}{434,3} = 61,1\%$$

§ 11.5. CHU TRÌNH TUABIN KHÍ HỒI NHIỆT CÓ LÀM LẠNH TRUNG GIAN VÀ ĐỐT NHIÊN LIỆU PHÂN CẤP

Để nâng cao hiệu suất nhiệt của chu trình tuabin khí hồi nhiệt hiện nay thường sử dụng thêm một số biện pháp như: máy nén sử dụng nhiều cấp có làm lạnh trung gian và phương pháp nhiên liệu cháy phân cấp có quá trình giãn nở đoạn nhiệt của sản phẩm cháy không phải một lần kết thúc mà chia ra làm nhiều cấp thực hiện dần, cứ sau mỗi lần giãn nở, sản

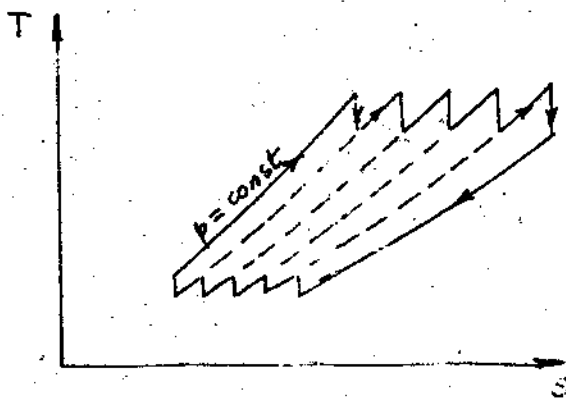
phẩm cháy lại đi qua buồng đốt khác để nhận nhiệt. Sơ đồ nguyên lý được thể hiện trên hình 11-11



Hình 11-11. Chu trình lý tưởng tuabin khí có hồi nhiệt, làm lạnh trung gian và nhiên liệu cháy phân cấp.

A- Máy nén khí; B- Bộ phận làm lạnh trung gian; C- Thiết bị hồi nhiệt; D- Buồng đốt; E- Tuabin khí

Nếu số cấp nén tăng lên rất nhiều và quá trình giãn nở và đốt phân cấp cũng vậy thì hiệu suất chu trình càng tăng gần với chu trình hồi nhiệt lý tưởng (Ericsson cycle), ví dụ như trên đồ thị T-s hình 11-12. Trên thực tế số cấp thường chỉ giới hạn trong khoảng hai đến ba cấp.

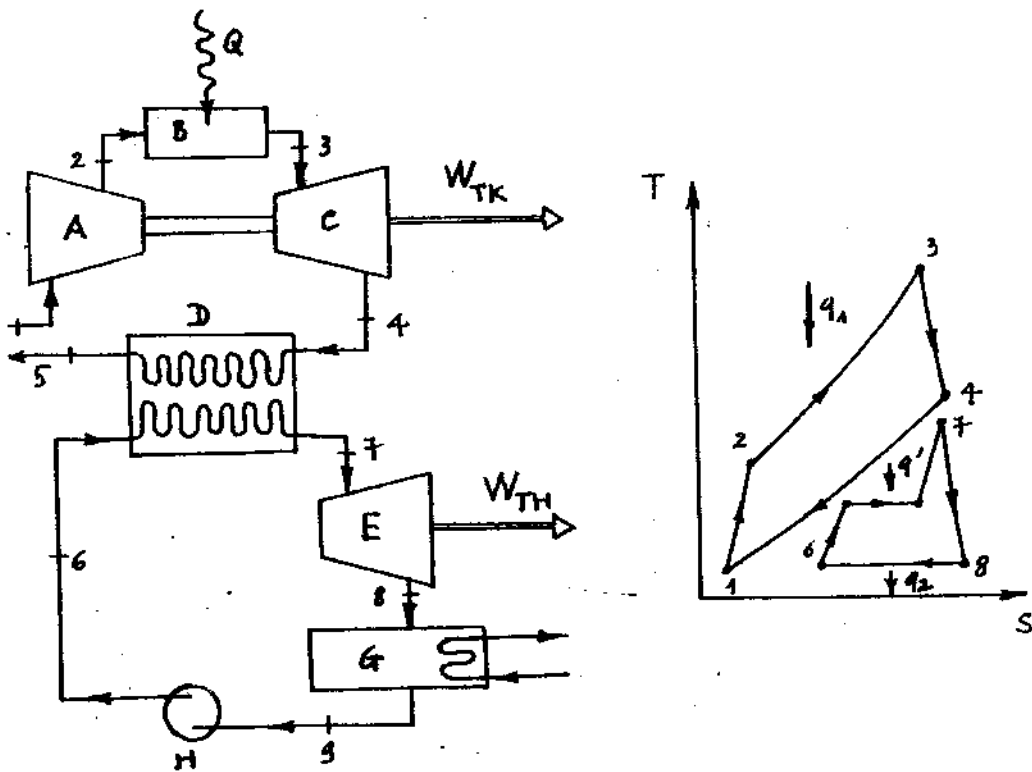


Hình 11-12

§ 11.6. CHU TRÌNH HỖN HỢP KHÍ-HƠI (COMBINED GAS TURBINE-VAPOR POWER CYCLE)

Đối với hệ thống nguồn điện quốc gia, việc nâng cao hiệu suất nhiệt của các nhà máy phát điện là rất quan trọng vì hàng năm có thể tiết kiệm một lượng nhiên liệu rất lớn cho nhà nước và giảm mức độ ô nhiễm của môi trường. Trong chương 10 đã đề cập đến các biện pháp nâng cao hiệu suất sử dụng nhiệt của các nhà máy nhiệt điện. Ngày nay do sự phát triển của công nghệ mới, độ tin cậy và tuổi thọ của tuabin khí được nâng cao nên nhà máy điện chạy theo chu trình khí-hơi (Combined cycle) đang được phát triển mạnh vì có những ưu điểm đặc biệt của nó.

Trong chương 10 đã đề cập đến chu trình ghép kim loại lỏng- Hơi nước, những đặc điểm sử dụng năng lượng nhiệt của chu trình này và nó đã cho hiệu suất rất cao so với các chu trình khác, tuy nhiên loại chu trình này cho tới ngày nay không được ưa chuộng lắm vì mức độ an toàn, giá cả đầu tư, khả năng ô nhiễm môi trường ... Do khắc phục được một số nhược điểm của chu trình ghép nên chu trình khí-hơi (một dạng của chu trình ghép) đang ngày càng sử dụng phổ biến. Sơ đồ nguyên lý chu trình hỗn hợp khí-hơi không có tái đốt nhiên liệu thể hiện trên hình 11-13.



Hình 11-13. Sơ đồ nguyên lý chu trình hỗn hợp khí-hơi.
A- Máy nén khí; B- Buồng đốt; C- Tuabin khí; D- Lò hơi thu hồi nhiệt; E- Tuabin hơi;
G- Bình ngưng hơi; H- Bơm cấp nước

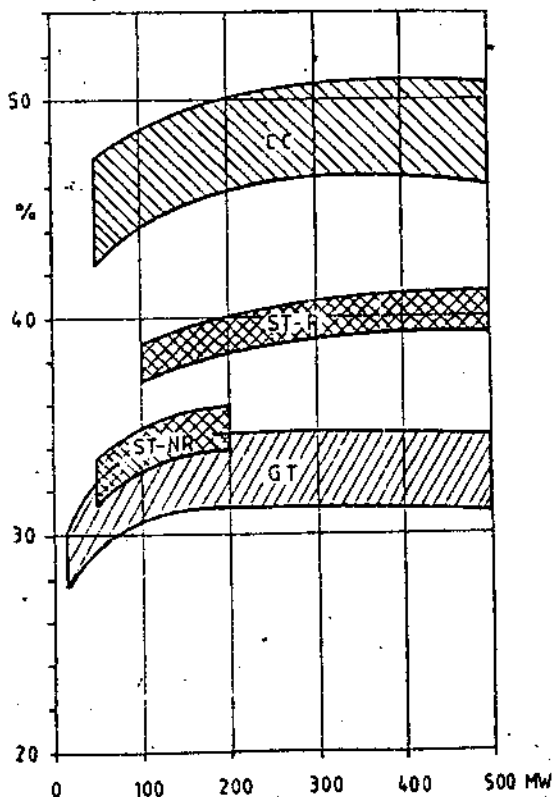
Trên quan điểm nhiệt động lực học thì chu trình hỗn hợp khí-hơi có nhiều ưu điểm so với các chu trình chỉ chạy đơn thuần khí hoặc hơi nước. Chu trình hỗn hợp khí-hơi không tái đốt nhiên liệu có một số ưu điểm sau:

a) Hiệu suất cao, thường tồn tại trên 50%, trên hình 11-13 thể hiện hiệu suất nhiệt của

một số chủng loại nhà máy điện phụ thuộc công suất nhà máy.

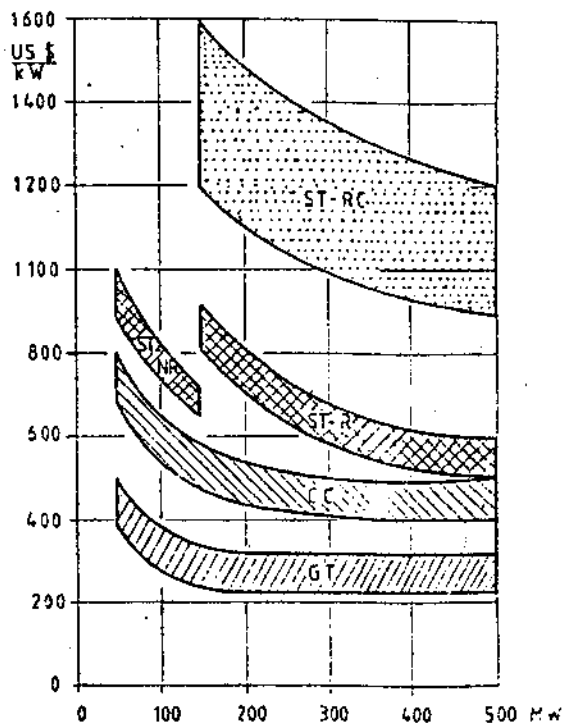
b) Giá tiền đầu tư thấp: Vì 2/3 công suất phát của nhà máy là do tuabin khí và chỉ 1/3 là do phần hơi nước nên giá tiền đầu tư sẽ thấp hơn khoảng 30% so với nhà máy nhiệt điện có cùng công suất (đồ thị hình 11-14).

c) Lượng nước yêu cầu thấp hơn: Nhà máy nhiệt điện đơn thuần đòi hỏi một lượng nước giải nhiệt bình ngưng rất lớn, còn trong nhà máy điện hỗn hợp khí hơi một phần lớn công suất được phát do tuabin khí nên phần nhiệt điện khai thác phía sau yêu cầu nước ít hơn, thường chỉ chiếm lượng nước khoảng 40 đến 50% so với nhà máy nhiệt điện cùng công suất.



Hình 11-14. Hiệu suất nhiệt các loại nhà máy điện phụ thuộc công suất nhà máy

CC- Nhà máy điện chạy theo chu trình hỗn hợp Khí-Hơi.
ST-R- Nhà máy điện tuabin hơi chạy theo chu trình quá nhiệt trung gian.
ST-NR- Nhà máy điện tuabin hơi không có quá nhiệt trung gian.
GT- Nhà máy điện tuabin khí



Hình 11-15. Chi phí đầu tư cho một đơn vị công suất nguồn của các loại nhà máy điện phụ thuộc công suất nhà máy.

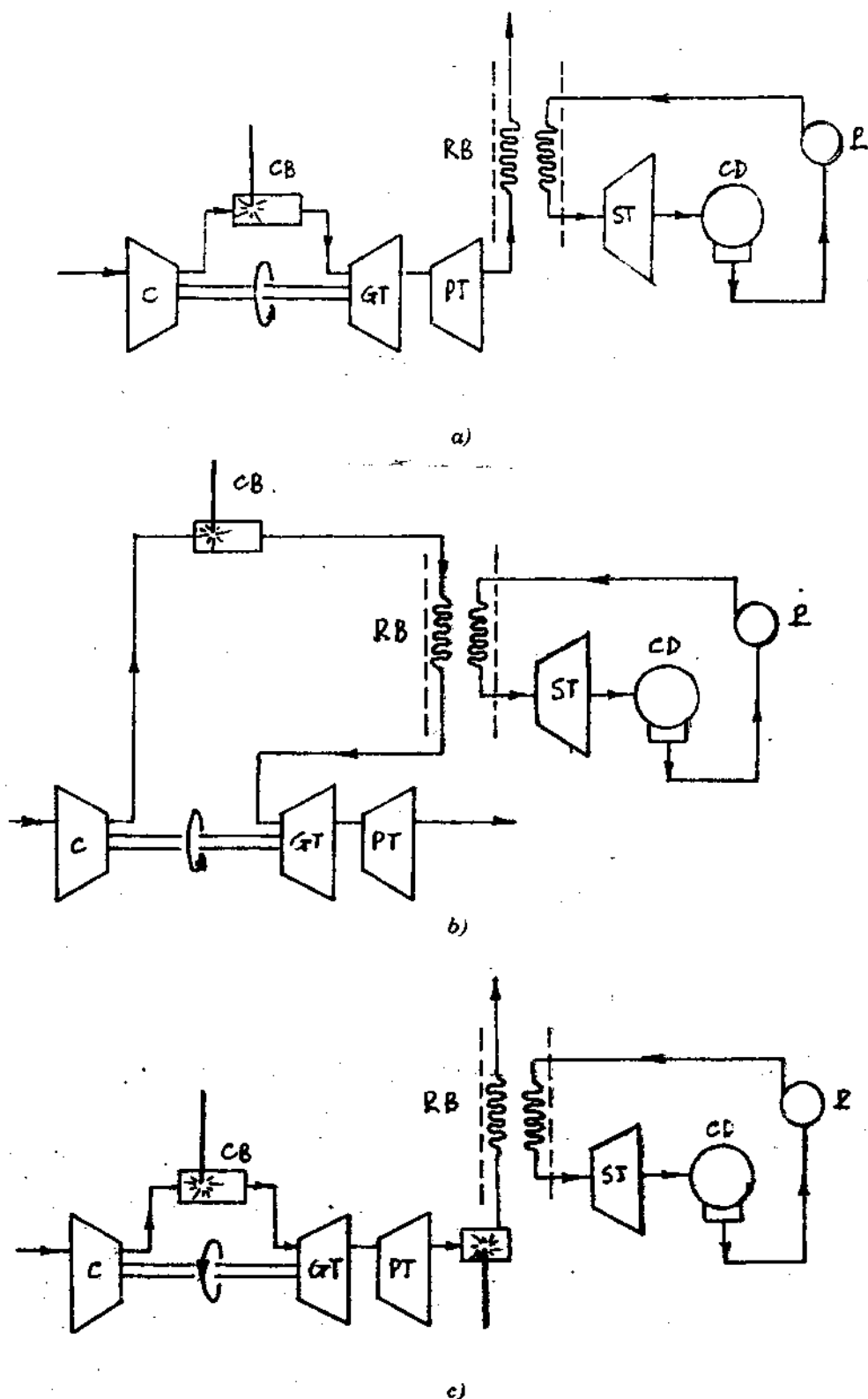
ST-RC- Nhà máy điện tuabin hơi có quá nhiệt trung gian, đốt than.
ST-R- Nhà máy điện tuabin hơi có quá nhiệt trung gian, đốt dầu (hoặc khí)
ST-NR- Nhà máy điện tuabin hơi đốt dầu (hoặc khí), không có quá nhiệt trung gian.
CC- Nhà máy điện chạy theo chu trình hỗn hợp Khí-Hơi.
GT- Nhà máy điện tuabin Khí.

d) Vận hành linh hoạt.

e) Có thể lắp đặt theo từng pha nên khai thác nhà máy sớm - Thông thường xây dựng nhà máy nhiệt điện tốn thời gian khá dài, nhưng nhà máy chạy chu trình hỗn hợp có thể lắp pha 1 là tuabin khí, sau khoảng 1 năm là có thể sản xuất điện (sản xuất khoảng 2/3 công suất), phần chu trình hơi nước tiếp tục xây dựng để khai thác tiếp theo.

g) Chi phí cho đội ngũ cán bộ vận hành ít vì nhà máy có mức độ tự động hóa cao.

h) Mức độ ảnh hưởng môi trường thấp.



Hình 11-16. Một số sơ đồ chu trình hỗn hợp khí hơi thường sử dụng ở các nhà máy phát điện.

C- Máy nén khí (Compressor)

CB- Buồng đốt nhiên liệu (Combustion chamber); GT- Tuabin khí quay máy nén (gas generator Turbine)

PT- Tuabin khí phát công suất (Power Turbine); RB- Lò hơi thu hồi nhiệt thải (Recovery boiler)

ST- Tuabin hơi (Steam Turbine); CD- Bình ngưng (Condenser); P- Bơm nước cấp (feed pump)

Do có nhiều ưu điểm nên hiện nay nhà máy điện chạy theo chu trình hỗn hợp khí-hơi ngày càng phát triển phổ biến. Một sơ đồ nhiệt động của loại nhà máy điện loại này được thể hiện trên hình 11-16.

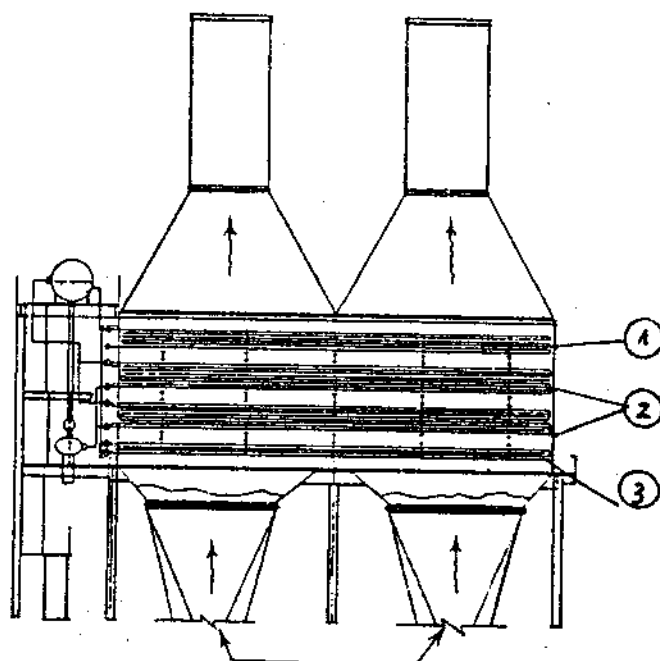
Nhà máy điện hỗn hợp khí-hơi thường sử dụng phối hợp một hoặc hai tuabin khí với lò thu hồi nhiệt, có thể có đốt phụ trước lò hơi thu hồi nhiệt hoặc không

Sơ đồ hình 11-16a buồng đốt đặt trước tuabin khí, lò hơi thu hồi nhiệt chỉ thu hồi nhiệt thải phục vụ cho chu trình hơi nước phía sau - Sơ đồ này cho phép chỉ khai thác phần hơi áp suất không cao lắm.

Sơ đồ hình 11-16b, buồng đốt đặt trước lò hơi thu hồi nhiệt nên phần hơi có thể sử dụng ở áp suất và nhiệt độ cao.

Sơ đồ hình 11-16c, sơ đồ này có thêm buồng đốt phụ giữa tuabin khí và lò hơi, khi có đốt phụ lò hơi thu hồi nhiệt thường khai thác ở giải nhiệt độ $800 \text{ đến } 1500^\circ\text{F}$ ($427 \div 816^\circ\text{C}$).

Tùy theo đặc điểm của quá trình khai thác, nguồn nhiên liệu... mà có thể chọn sơ đồ này hoặc sơ đồ khác.



Hình 11-17. Cấu trúc lò hơi thu hồi nhiệt của nhà máy phát điện chu trình hỗn hợp khí-hơi.
1- Bộ hâm nước; 2- Bộ sinh hơi 3- Bộ quá nhiệt

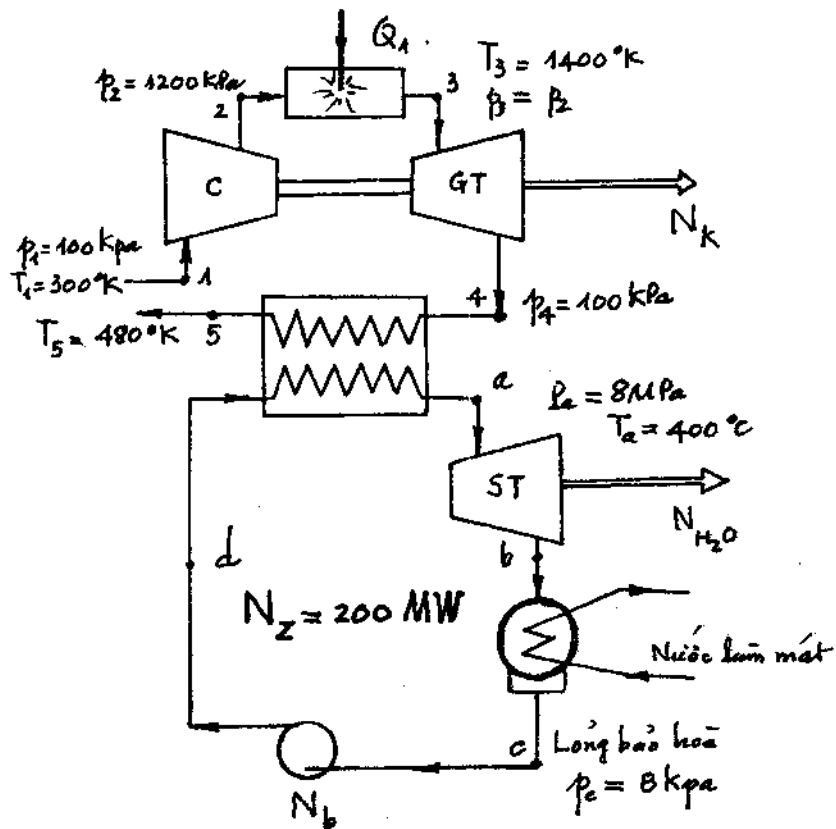
Ví dụ 11-4. Một nhà máy phát điện hoạt động theo chu trình hỗn hợp khí-hơi (combined cycle), các thông số cần thiết cho trên hình vẽ. Công suất phát $N_{\Sigma} = 200\text{MW}$.

Xác định:

- Công sinh ra của chu trình tuabin khí
- Công sinh ra của chu trình tuabin hơi
- Hiệu suất nhiệt của chu trình tuabin khí, hiệu suất nhiệt của chu trình tuabin hơi,

hiệu suất nhiệt của chu trình hỗn hợp.

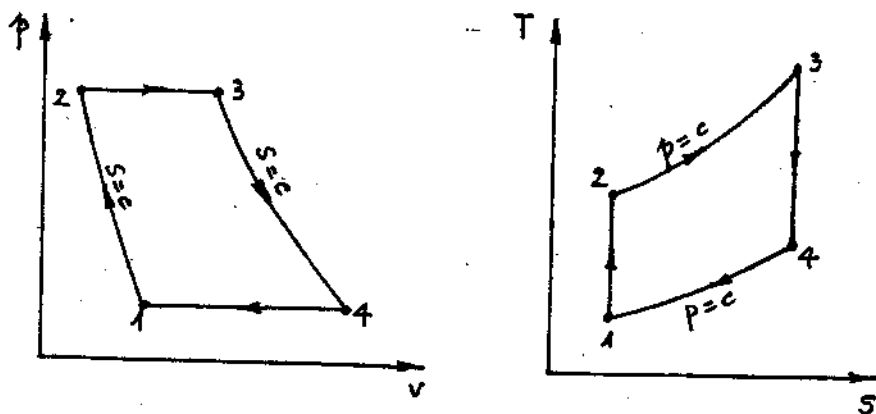
Khi tính toán môi chất khí đốt xem như không khí



Giải

1) Chu trình tuabin khí:

Thông số tại các điểm đặc trưng:



Điểm 1: $p_1 = 100 \text{ KPa} = 1 \text{ bar}$; $T_1 = 300^\circ\text{K}$

$$p_1 v_1 = RT_1 \rightarrow v_1 = \frac{RT_1}{p_1} = \frac{287 \times 300}{1 \cdot 10^5} = 0,86 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Điểm 2: $p_2 = 1200 \text{ kPa} = 12 \text{ bar}$

$$p_1 v_1^k = p_2 v_2^k \rightarrow v_2 = v_1 \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{1/k} = v_1 \left(\frac{1}{12} \right)^{1/1.4}$$

$$v_2 = v_1 (0,083)^{0,714} = 0,169 v_1 = 0,145 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$T_2 = \frac{p_2 v_2}{R} = \frac{(12 \cdot 10^5) \times 0,145}{287} = 606,3^\circ \text{K}$$

Điểm 3: $T_3 = 1400^\circ \text{K}$; $p_3 = p_2 = 12 \text{ bar}$

$$v_3 = \frac{RT_3}{p_3} = \frac{287 \times 1400}{12 \cdot 10^5} = 0,3348 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Điểm 4: $p_4 = 100 \text{ kPa} = 1 \text{ bar}$.

$$p_4 v_4^k = p_3 v_3^k \rightarrow v_4 = v_3 \left(\frac{p_3}{p_4} \right)^{1/k} = v_3 (12)^{0,714}$$

$$v_4 = 5,895 v_3 = 1,973 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$T_4 = \frac{p_4 v_4}{R} = \frac{(1 \cdot 10^5) \times 1,973}{287} = 687,8^\circ \text{K}$$

Điểm 5: $p_5 = p_4 = 1 \text{ bar}$; $T_5 = 480^\circ \text{K}$.

Công tiêu hao của máy nén:

$$\begin{aligned} W_{mn} &= \frac{k}{k-1} R(T_1 - T_2) = \frac{1,4}{1,4-1} \times 287(300 - 606) \\ &= -307,4 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

Công sinh ra của tuabin khí:

$$W_{TK} = \frac{k}{k-1} R(T_3 - T_4) = 715,6 \text{ kJ/kg}$$

Công của chu trình khí thực hiện:

$$W_K = W_{TK} - |W_{mn}| = 715,6 - 307,4 = 408 \text{ kJ/kg}$$

Nhiệt cấp vào của chu trình:

$$q_1 = c_p(T_3 - T_2) = 1 \times (1400 - 606) = 794 \text{ kJ/kg}$$

Nhiệt thải của chu trình:

$$|q_2| = c_p(T_4 - T_1) = 1 \times (687,8 - 300) = 387 \text{ kJ/kg}$$

Hiệu suất nhiệt của chu trình khí:

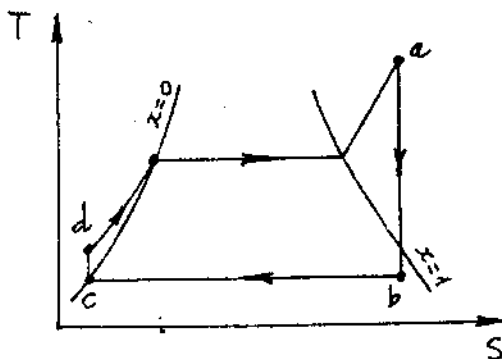
$$\eta_{tk} = 1 - \frac{|q_2|}{q_1} = 1 - \frac{387}{794} \approx 51,2\%$$

2) Chu trình hơi nước khai thác phần nhiệt lượng thải của chu trình khí phía trước:

Điểm a: $T_a = 400^\circ\text{C}$; $p_a = 80\text{ bar}$

Tra bảng hơi nước quá nhiệt ta tìm được các thông số nhiệt động như sau:

$$i_a = 3135\text{ kJ/kg}; v_a = 0,0348\text{ m}^3/\text{kg}; s_a = 6,358\text{ kJ/kg độ}.$$



Điểm b: $s_b = s_a = 6,358\text{ kJ/kg độ}$.

$$p_b = 8\text{ kPa} = 0,08\text{ bar}$$

Tra bảng nước sôi và hơi bão hòa khô tìm được:

$$i' = 173,9\text{ kJ/kg}; i'' = 2576\text{ kJ/kg}; r = 2402\text{ kJ/kg}$$

$$s' = 0,5927\text{ kJ/kg độ}; s'' = 8,227\text{ kJ/kg độ}$$

$$x_b = \frac{s_b - s'}{s'' - s'} = \frac{6,358 - 0,5927}{8,227 - 0,5927} = 0,755$$

$$i_b = i' + rx_b = 173,9 + 2402 \times 0,755 = 1987,4\text{ kJ/kg}.$$

Điểm c: $i_c = i' = 173,9\text{ kJ/kg}$

$$s_c = s' = 0,5927\text{ kJ/kg độ}$$

Điểm d: $s_d = s_c = 0,5927\text{ kJ/kg độ}$.

Vì nước là chất lỏng không chịu nén nên công tiêu hao của bơm cấp được tính:

$$W_p = v(p_d - p_c) = 0,001(80 - 0,08)10^5 = 7992\text{ J/kg}$$

$$= 7,992\text{ kJ/kg}$$

Công sinh ra của tuabin hơi:

$$W_{TH} = i_a - i_b = 3135 - 1987 = 1148\text{ kJ/kg}$$

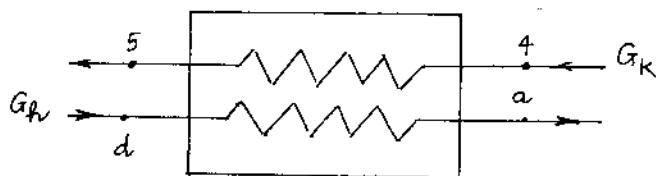
Công của chu trình hơi nước:

$$W_h = W_{TH} - W_p = 1148 - 8 = 1140\text{ kJ/kg}$$

Nhiệt thải của chu trình hơi nước:

$$q_{2H} = i_b - i_c = 1987 - 174 = 1813\text{ kJ/kg}.$$

Chúng ta cần phải tìm tỷ lệ lưu lượng giữa hơi G_h và khí G_k trong thiết bị hồi nhiệt.



Để giải quyết vấn đề này cần phải viết phương trình cân bằng năng lượng cho lò hơi thu hồi nhiệt.

Nếu xét ứng với $G_h = 1$ kg hơi thì phương trình có dạng:

$$G_k c_{pk}(T_4 - T_5) = G_h(i_a - i_d) = 1 \times (i_a - i_d)$$

$$\frac{G_k}{G_h} = \frac{i_a - i_d}{c_{pk}(T_4 - T_5)} = \frac{3135 - 182}{1 \times (687,5 - 480)} = 14,23$$

$$\frac{G_h}{G_k} = 0,0702.$$

Vì xem khí cháy tương tự không khí nên $c_{pk} \approx 1$ kJ/kg độ

3) Chu trình hỗn hợp khí hơi:

Trong chu trình hỗn hợp, phần hơi phía sau là để tận dụng nhiệt thải của chu trình khí, do đó công sinh ra của chu trình hỗn hợp:

$$\begin{aligned} N_z &= G_K \times W_{TK} + G_h \times W_{TH} = G_K \left(W_{TK} + \frac{G_h}{G_K} \times W_{TH} \right) \\ &= G_K(408,28 + 0,0702 \times 1140) = 488 G_K \end{aligned}$$

Nhà máy điện có công suất phát là $N_z = 200$ MW do đó:

$$N_z = 200 \text{ MW} = 200 \cdot 10^6 \text{ J/s} = 2 \cdot 10^5 \text{ kW}$$

$$G_K = \frac{2 \cdot 10^5}{488} = 409,8 \text{ kg/s}$$

$$G_h = 0,0702 \times 409,8 = 28,8 \text{ kg/s} = 103,56 \text{ T/h}$$

Như vậy năng suất lò hơi thu hồi nhiệt khoảng 103,6 Tấn hơi/giờ.

Công suất phát của phần tuabin hơi:

$$N_{TH} = 28,8 \times 1140 = 32.832 \text{ kW}$$

Công suất phát của tuabin khí:

$$N_{TK} = 409,8 \times 408 = 167.198 \text{ kW}$$

Nhiệt cấp vào cho chu trình hỗn hợp qua buồng đốt:

$$Q_{1\Sigma} = G_K \times q_1 = 409,8 \times 794 = 325.381 \text{ kW}$$

Hiệu suất nhiệt của chu trình hỗn hợp:

$$\eta_{t\Sigma} = \frac{N_\Sigma}{Q_{1\Sigma}} = \frac{200.000}{325.381} = 0,626 = 62,6\%$$

4) Nếu nhà máy điện cũng phát với công suất $N_\Sigma = 200 \text{ MW}$ nhưng chỉ chạy theo chu trình cơ bản của thiết bị động lực hơi nước với thông số $p_a = 8 \text{ MPa}$, $T_a = 400^\circ\text{C}$ và áp suất ngưng tụ là $p_b = 8 \text{ KPa}$ thì hiệu suất nhiệt của chu trình là bao nhiêu, lượng hơi cần thiết của lò.

Với các thông số của chu trình hơi loại này đã tính ở mục 2) chúng ta có:

$$W_H = W_{TH} - W_p = 1140 \text{ kJ/kg.}$$

Nhiệt lượng cấp cho lò hơi trong chu trình Renkin sẽ là:

$$q_{1R} = i_a - i_d = 3135 - 174 = 2961 \text{ kJ/kg}$$

Hiệu suất nhiệt của chu trình Renkin:

$$\eta_{tR} = \frac{W_H}{q_{1R}} = \frac{1140}{2961} = 0,385 (= 38,5\%)$$

Lượng hơi mà lò hơi cần cung cấp là:

$$\begin{aligned} G_{hR} &= \frac{N_\Sigma}{W_H} = \frac{200.000}{1140} = 175,4 \text{ kg/s} \\ &= 631,6 \text{ T/h.} \end{aligned}$$

§ 11.7. CHU TRÌNH ĐỘNG CƠ PHẢN LỰC

11.6.1. Tính chất cơ bản của động cơ phản lực

Động cơ phản lực là loại động cơ biến hóa năng của nhiên liệu thành động năng và đẩy động cơ về phía trước theo nguyên tắc phản lực. Sau đại chiến thế giới lần thứ hai động cơ phản lực được sử dụng rất rộng rãi trong ngành hàng không và tên lửa. So với động cơ đốt trong công suất lớn thì động cơ phản lực có 1 số ưu điểm sau:

1) Máy bay dân dụng dùng động cơ đốt trong (máy bay cánh quạt) thường sử dụng nhiên liệu là xăng loại tốt, suất tiêu hao nhiên liệu khoảng 0,4 kg/mã lực đẩy, còn động cơ phản lực thì khoảng 0,07 kg/mã lực đẩy, nghĩa là chỉ bằng 1/6 lần.

2) Có thể bay với tốc độ cao, máy bay cánh quạt sử dụng động cơ đốt trong chỉ bay với tốc độ dưới 750 km/h, nhưng máy bay dùng động cơ phản lực có thể đạt 1000 ÷ 3000 km/h hoặc cao hơn.

3) Kết cấu động cơ và bảo trì tương đối đơn giản.

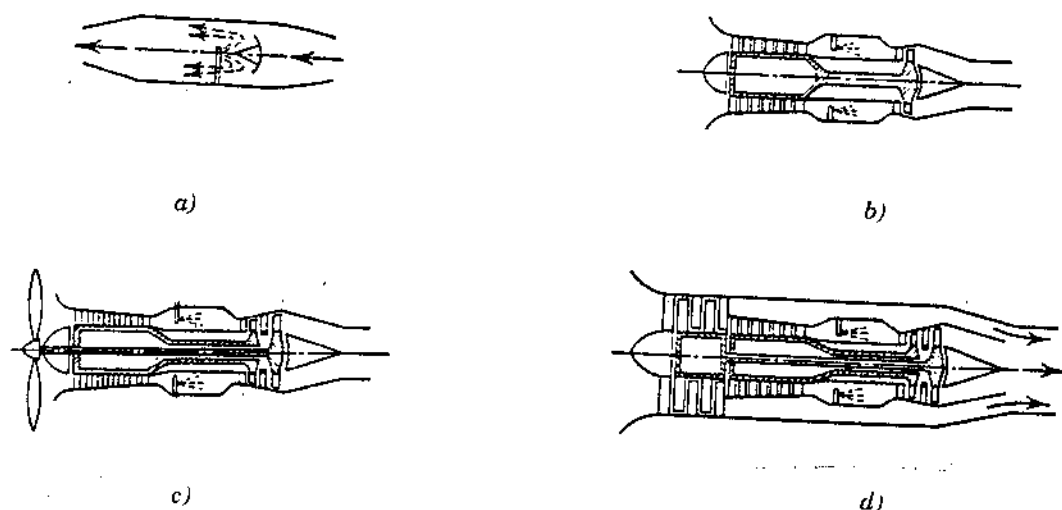
4) Đối với động cơ phản lực chất lượng nhiên liệu yêu cầu thấp hơn.

Nhược điểm chủ yếu của động cơ phản lực là khi bay với tốc độ chậm không kinh tế.

Động cơ phản lực có thể phân loại thành 2 nhóm chính:

a) Động cơ phản lực không có máy nén: Động cơ phản lực trực lưu hoặc động cơ phản lực thẳng dòng (Ram-jet engine).

b) Động cơ phản lực có máy nén: Trong động cơ phản lực loại này có thêm máy nén để tăng áp và động cơ tuabin khí để tạo nguồn động lực quay máy nén - Tùy theo yêu cầu sử dụng và kết cấu nên có nhiều chủng loại khác nhau thể hiện trên hình 11-18.



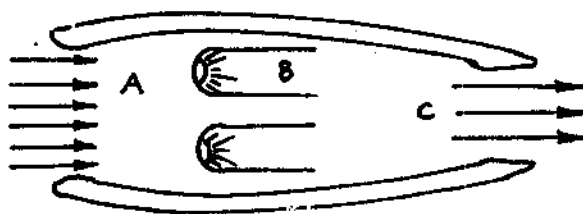
Hình 11-18. Các dạng động cơ máy bay phản lực

- a) Động cơ phản lực thẳng dòng (Ram-jet engine); b) Động cơ phản lực có máy nén (Turojet)
c) Động cơ phản lực cánh quạt (Turboprop engine);
d) Động cơ phản lực có dòng by pass (Turbofan engine)

11.6.2. Chu trình động cơ phản lực trực lưu (Ram-jet engine)

Đặc điểm của động cơ này là kết cấu rất đơn giản về cấu trúc, nó có 3 bộ phận chính là:

- A- Ống tăng áp
- B- Buồng đốt
- C- Ống tăng tốc.



Tốc độ của động cơ có thể lớn hơn hoặc nhỏ hơn tốc độ âm thanh tùy theo cấu tạo.

Nguyên lý hoạt động của động cơ như sau:

Khi động cơ bay về phía trước với tốc độ ω_0 , dòng khí được nén nhờ ống tăng áp A sau đó được thổi vào buồng đốt B, ở đây xảy ra phản ứng nhiên liệu hoạt động và quá trình cháy được thực hiện. Sản phẩm cháy ở buồng đốt B có áp suất cao được xả qua ống tăng tốc C, dòng khí ra khỏi ống tăng tốc có tốc độ ω rất lớn tạo nên phản lực đẩy động cơ bay về phía trước với tốc độ ω_0 .

Hình 11-19.

Chu trình lý tưởng của loại động cơ này được biểu diễn trên đồ thị T-s hình 11-20b

1-2 Quá trình nén đoạn nhiệt không khí trong ống tăng áp A.

2-3 Quá trình cháy đẳng áp của nhiên liệu trong buồng đốt B.

3-4 Quá trình giãn nở đoạn nhiệt của sản phẩm cháy trong ống tăng tốc C.

4-1 Quá trình thải nhiệt ra môi trường

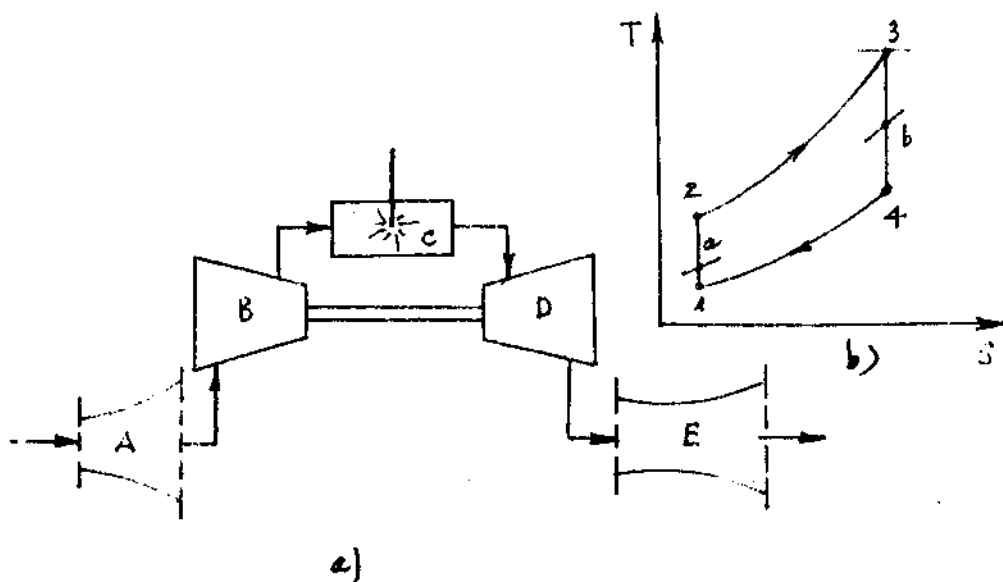
Chu trình này giống chu trình tuabin khí cấp nhiệt đẳng áp, do đó công thức tính hiệu suất sẽ là:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\beta^{(k-1)/k}} \quad (11-7)$$

Từ công thức (11-7) chúng ta nhận xét thấy hiệu suất nhiệt tăng khi β tăng, điều đó có nghĩa là không khí càng tăng áp suất qua ống tăng áp A (tức vận tốc bay càng nhanh) thì hiệu suất nhiệt và tính kinh tế càng tăng. Ví dụ khi tốc độ bay $800 \div 1000 \text{ km/h}$, tỷ số nén thấp (vì vận tốc thấp), hiệu suất chỉ khoảng $3 \div 4\%$. Ngoài ra máy bay dùng động cơ phản lực thẳng dòng cần phải có thiết bị riêng để khởi động (tạo tốc độ ban đầu).

11.6.3. Chu trình động cơ phản lực có máy nén (turbo-jet engine)

Hiện nay động cơ phản lực có máy nén được sử dụng phổ biến trong ngành hàng không. Trong động cơ phản lực thẳng dòng tỷ số tăng áp β thấp (do chỉ dùng ống tăng áp) dẫn đến hiệu suất thấp, suất tiêu hao nhiên liệu cao, phức tạp khi khởi động... Để khắc phục nhược điểm trên người ta đặt thêm 1 máy nén tiếp sau phần ống tăng áp, đồng thời đặt thêm một tuabin khí đồng trục với máy nén giữa buồng đốt và ống tăng tốc để làm nguồn động lực quay máy nén khí. Sơ đồ nguyên lý động cơ phản lực trực lưu có máy nén được thể hiện trên hình 11-20a và đồ thị T-s thể hiện trên hình 11-20b.



Hình 11-20

A- Ống tăng áp; B- Máy nén khí; C- Buồng đốt; D- Tuabin khí; E- Ống tăng tốc.

1-2. Quá trình nén khí trong ống tăng áp (1-a) và trong máy nén (a-2).

2-3. Quá trình cháy đẳng áp của nhiên liệu trong buồng đốt.

3-4. Quá trình giãn nở qua tuabin khí (3-b) để cung cấp động lực cho máy nén và phần

còn lại sẽ giãn nở đoạn nhiệt qua ống tăng tốc (b-4) để tạo phản lực.

Chu trình hoàn toàn giống chu trình động cơ phản lực thẳng dòng (trực lưu) có điều khác là tỷ số tăng áp β cao hơn.

Hiệu suất nhiệt của chu trình:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\beta^{(k-1)/k}}$$

Do tỷ số tăng áp β được tăng cao hơn nên hiệu suất nhiệt của chu trình động cơ phản lực có máy nén sẽ tăng lên, đồng thời có thể tự khởi động và khắc phục một số nhược điểm của động cơ phản lực thẳng dòng vì vậy nó được sử dụng phổ biến trong ngành hàng không hiện nay.

Ví dụ 11-5.

Chu trình tuabin khí cấp nhiệt đẳng áp có các thông số sau:

Thông số ban đầu: $p_1 = 1 \text{ bar}$; $T_1 = 300^\circ \text{K}$.

$$\text{Tỷ số tăng áp: } \beta = \frac{p_2}{p_1} = 10$$

Số mũ đoạn nhiệt: $k = 1,4$

Nhiệt độ cực đại chu trình: $T_3 = 1000^\circ \text{K}$.

Chất môi giới xem như không khí, Nhiệt dung riêng xem là hằng số. Xác định thông số tại các điểm đặc trưng, công nén, công giãn nở, công có ích của chu trình, nhiệt lượng cấp vào, nhiệt lượng thải ra, hiệu suất nhiệt của chu trình.

Giải

Sơ đồ nguyên lý thể hiện trên hình 11-20.

Thông số điểm 1: $p_1 = 1 \text{ bar}$; $T_1 = 300^\circ \text{K}$.

$$v_1 = \frac{RT_1}{p_1} = \frac{287 \times 300}{1 \cdot 10^5} = 0,86 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Thông số điểm 2:

$$\frac{p_2}{p_1} = \beta = 10 \rightarrow p_2 = \beta \times p_1 = 10 \times 1 = 10 \text{ bar}$$

Quá trình 1-2 là quá trình nén đoạn nhiệt lý tưởng nên:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{k-1/k} \rightarrow T_2 = 300 \times 10^{0,286} = 580^\circ \text{K}$$

$$v_2 = \frac{RT_2}{p_2} = \frac{287 \times 580}{10 \cdot 10^5} = 0,1665 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Thông số điểm 3: $p_3 = p_2 = 10 \text{ bar}$; $T_3 = 1000^\circ \text{K}$

$$v_3 = \frac{RT_3}{p_3} = \frac{287 \times 1000}{10 \cdot 10^5} = 0,287 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Thống số điểm 4: $p_4 = p_1 = 1 \text{ bar}$

3-4 là quá trình giãn nở đoạn nhiệt, ta có:

$$\frac{v_4}{v_3} = \left(\frac{p_3}{p_4} \right)^{1/k} \rightarrow v_4 = 0,287 \times 10^{0,714} = 1,488 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$T_4 = \frac{p_4 v_4}{R} = \frac{10^5 \times 1,488}{287} = 518^\circ\text{K}.$$

Công nén:

$$\begin{aligned} |W_1| &= p_1(v_4 - v_1) + \frac{1}{k-1} (p_2 v_2 - p_1 v_1) \\ &= 10^5 (1,488 - 0,86) + \frac{10^5}{0,4} (10 \times 0,1665 - 0,86) \\ &= 263.500 \text{ J/kg} = 263,5 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

Công giãn nở:

$$\begin{aligned} W_2 &= p_2(v_3 - v_2) + \frac{1}{k-1} (p_3 v_3 - p_1 v_4) \\ &= 10 \times 10^5 (0,287 - 0,1665) + \frac{10^5}{0,4} (10 \times 0,287 - 1,488) \\ &= 466.500 \text{ J/kg} = 466,5 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

Công có ích:

$$W = W_2 - |W_1| = 466,5 - 263,5 = 203 \text{ kJ/kg}$$

Nhiệt lượng cấp vào q_1 : $q_1 = c_p(T_3 - T_2)$

$$c_p = \frac{c_{\mu p}}{\mu} = \frac{29,3}{28,9} = 1,01 \text{ kJ/kg độ}.$$

$$q_1 = 1,01(1000 - 580) = 424,2 \text{ kJ/kg}$$

Nhiệt lượng thải q_2 : $|q_2| = c_p(T_4 - T_1) = 1,01(518 - 300)$

$$= 220 \text{ kJ/kg}$$

Nhiệt sử dụng có ích:

$$q = q_1 - |q_2| = W = 424 - 220 = 204 \text{ kJ/kg}$$

Hiệu suất nhiệt của chu trình:

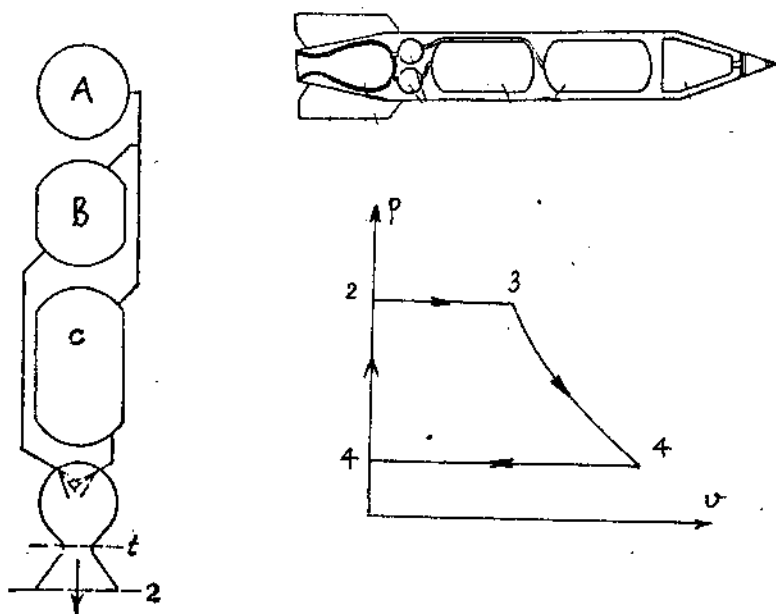
$$\eta_t = \frac{W}{q_1} = \frac{203}{424} = 0,482 \text{ (48,2\%)}$$

Hoặc

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\beta^{(k-1)/k}} = 1 - \frac{1}{10^{0,286}} = 0,482 \text{ (48,2\%)}$$

11.6.4. Chu trình động cơ phản lực tên lửa

Các động cơ phản lực sử dụng oxy lỏng thường được sử dụng trong 1 số động cơ đặc biệt và động cơ tên lửa, sơ đồ nguyên lý thể hiện trên hình 11-21.



Hình 11-21.

A- Bình chứa khí N₂ nén; B- Bình chứa nhiên liệu lỏng; C- Bình chứa O₂ lỏng.

Khác với động cơ phản lực dùng không khí, động cơ này có bình chứa oxy lỏng mang theo thiết bị bay chứ không dùng oxy trong khí quyển để đốt cháy nhiên liệu.

Nguyên lý hoạt động như sau: Nhiên liệu và oxy được đưa vào buồng đốt nhờ bơm và vòi phun, trong buồng đốt nhiên liệu được cháy ở áp suất không đổi, nhiệt độ khí cháy tăng nhanh. Sản phẩm cháy từ buồng đốt chảy qua ống tăng tốc (quá trình giãn nở đoạn nhiệt của sản phẩm cháy từ áp suất của buồng đốt đến áp suất môi trường), tốc độ dòng khí phụt vào môi trường rất lớn tạo nên phản lực đẩy thiết bị bay về phía trước.

Các quá trình của chu trình như sau:

- 1-2 Nén chất lỏng
- 2-3 Cháy đẳng áp (cấp nhiệt $p = \text{const}$)
- 3-4 Giãn nở đoạn nhiệt trong ống tăng tốc
- 4-1 Thải nhiệt ra môi trường.

Hiệu suất nhiệt của chu trình:

$$\eta_t = \frac{W}{q_1}$$

Vì quá trình nén chất lỏng thể tích thay đổi rất ít ($v_2 \approx v_1$) nên công nén bằng:

$$W_n = i_2 - i_1 = v_1(p_2 - p_1)$$

Công có ích của chu trình (biểu diễn bằng diện tích 1234):

$$W = (i_3 - i_4) - v_1(p_2 - p_1)$$

Nhiệt lượng cấp vào:

$$q_1 = i_3 - i_2 = (i_3 - i_1) - (i_2 - i_1)$$

$$\eta_t = \frac{i_3 - i_1 - v_1(p_2 - p_1)}{i_3 - i_1 - v_1(p_2 - p_1)}$$

Thông thường công tiêu hao để nén chất lỏng rất nhỏ so với công sinh ra của chu trình nên gần đúng có thể bỏ qua, lúc ấy hiệu suất nhiệt của chu trình có thể tính:

$$\eta_t = \frac{i_3 - i_4}{i_3 - i_1}$$

Chúng ta có thể tính hiệu suất này bằng cách khác như sau:

Theo định luật 1 viết cho hệ hở thì

$$dq = di + d \frac{\omega^2}{2}$$

$$dq = di - vdp = di - dW$$

Vì quá trình 3-4 là quá trình đoạn nhiệt do đó:

$$W = i_3 - i_4 = \frac{1}{2} (\omega_4^2 - \omega_3^2)$$

Thông thường tốc độ sản phẩm cháy ra khỏi buồng đốt ω_3 nhỏ, nên có thể tính gần đúng

$$\eta_t = \frac{W}{q_1} = \frac{\omega_4^2}{2q_1}$$

Áp suất trong buồng đốt của động cơ phản lực dùng oxy lỏng đạt khoảng 20 ÷ 25 bar, còn tốc độ ra của dòng khí sau ống tăng tốc ω_4 vào khoảng 2100 ÷ 2500 m/s.



Chương 12

CHU TRÌNH MÁY LẠNH VÀ BƠM NHIỆT

§ 12.1. KHÁI NIỆM

Như đã nói trong phần 1.2.3, máy làm lạnh và bơm nhiệt đều thuộc loại *chu trình nhiệt động ngược chiều*. Ở các chu trình này, hệ thống cần được cung cấp công từ bên ngoài để vận chuyển nhiệt lượng từ môi trường có nhiệt độ thấp hơn đến môi trường có nhiệt độ cao hơn. Trong trường hợp của máy làm lạnh, nhiệt lượng sẽ được vận chuyển theo chiều ngược từ môi trường có nhiệt độ nhỏ hơn môi trường xung quanh đến môi trường xung quanh. Trong khi đó, ở các bơm nhiệt, nhiệt lượng sẽ được vận chuyển từ môi trường xung quanh đến môi trường có nhiệt độ cao hơn môi trường xung quanh.

Để đánh giá hiệu quả của máy làm lạnh người ta sử dụng hệ số làm lạnh ϵ (công thức 1.6). Đối với máy lạnh có sử dụng máy nén hơi, thông thường $\epsilon > 1$. Trong trường hợp máy lạnh thuộc loại hấp thụ và loại éjecteur, người ta dùng hệ số sử dụng nhiệt ξ , rõ ràng hiệu quả của các loại máy này không cao. Trong khi đó, hiệu quả của bơm nhiệt được đánh giá bằng hệ số làm nóng φ (công thức 1.5), ta thấy φ nhất định phải lớn hơn 1. Nói chung, về mặt trị số, khi các hệ số ϵ , ξ và φ càng lớn thì hệ thống càng hiệu quả. Tuy nhiên, như đã trình bày ở phần 3.3.2, các giá trị đã nói không thể tiến đến vô cùng, điều này đã được khẳng định bởi phát biểu Clausius. Giới hạn của ϵ và φ chính là các giá trị tương ứng của chu trình Carnot ngược chiều trong điều kiện có cùng nhiệt độ nguồn nóng và nguồn lạnh. Lý do cơ bản làm cho giá trị ϵ và φ của các chu trình nhiệt động ngược chiều thực tế luôn luôn nhỏ hơn các giá trị ϵ và φ của chu trình Carnot ngược chiều - khi có cùng nhiệt độ nguồn nóng và nguồn lạnh - là tính không thuận nghịch của các quá trình tạo nên chu trình. Trong đó, đáng kể nhất là tính không thuận nghịch của các quá trình trao đổi nhiệt giữa chất môi giới với nguồn nóng và nguồn lạnh.

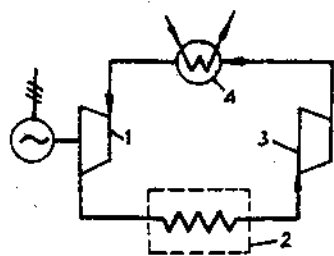
Đối với máy làm lạnh, ngoài hệ số làm lạnh ϵ người ta còn đánh giá mức độ sinh lạnh của một hệ thống máy lạnh nào đó bằng năng suất lạnh. Ta hiểu năng suất lạnh của một hệ thống máy lạnh là lượng nhiệt mà hệ thống có thể nhận vào từ môi trường cần làm lạnh trong một đơn vị thời gian. Đơn vị của năng suất lạnh có thể là kJ/h, kcal/h, Btu/h hay kW.

Thông thường chất môi giới trong các hệ thống máy lạnh là một trong số những chất thuần khiết mà ta đã trình bày ở chương 5. Tuy nhiên, trong một vài trường hợp, người ta có thể sử dụng không khí hoặc các chất khí khác làm chất môi giới trong các hệ thống máy lạnh. Ta gọi chất môi giới trong máy làm lạnh là tác nhân lạnh.

§ 12.2. HỆ THỐNG MÁY LẠNH SỬ DỤNG KHÔNG KHÍ LÀM TÁC NHÂN LẠNH

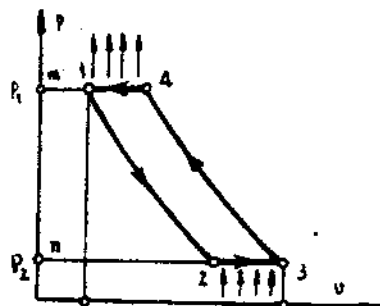
Trong trường hợp sử dụng không khí làm tác nhân lạnh, nhất định trong hệ thống phải có thiết bị giãn nở để hạ áp suất và nhiệt độ của không khí trước khi đưa nó vào không gian cần làm lạnh hay buồng làm lạnh. Ở trường hợp này, không thể dùng van tiết lưu vì nhiệt độ không khí hầu như không thay đổi khi qua quá trình tiết lưu.

Thiết bị làm lạnh sử dụng không khí làm tác nhân lạnh là một trong những loại máy lạnh đầu tiên được đưa vào sử dụng. Hình 12.1 biểu diễn sơ đồ nguyên lý của loại máy lạnh này, hình 12.2 thể hiện các quá trình thay đổi trạng thái của không khí trên đồ thị p-v.



Hình 12.1

- 1- Thiết bị giãn nở; 3- Máy nén không khí;
2- Buồng làm lạnh; 4- Buồng giải nhiệt



Hình 12.2

Các quá trình ở hình 12.2 lần lượt có ý nghĩa sau:

- Quá trình 1-2: là quá trình giãn nở đoạn nhiệt trong thiết bị giãn nở 1, áp suất của không khí giảm từ p_1 xuống p_2 còn nhiệt độ giảm từ T_1 xuống T_2
- Quá trình 2-3: là quá trình không khí nhận nhiệt từ không gian cần làm lạnh, quá trình diễn ra ở điều kiện đẳng áp, nhiệt độ tăng từ T_2 đến T_3 .
- Quá trình 3-4: là quá trình nén không khí đoạn nhiệt diễn ra trong máy nén 3, áp suất và nhiệt độ của không khí tăng lên.
- Quá trình 4-1: là quá trình mà không khí nhả nhiệt ở buồng giải nhiệt 4, quá trình diễn ra ở điều kiện đẳng áp, nhiệt độ giảm từ T_4 xuống T_1 .

Trên đồ thị p-v ở hình 12.2, công cần phải cung cấp cho máy nén 3 được biểu diễn bằng diện tích n34m, còn công nhận được từ thiết bị giãn nở 1 được biểu diễn bằng diện tích m12n. Hiệu số của 2 diện tích này chính là công tiêu thụ thật sự của chu trình và được biểu diễn bằng diện tích 12341.

Từ công thức (1.6), hệ số làm lạnh của chu trình được xác định như sau:

$$\varepsilon = \frac{Q_2}{|Q_1| - Q_2}$$

Nếu xem nhiệt dung riêng của không khí là hằng số và gọi $\dot{G}$ là lưu lượng khối lượng của không khí đi qua từng thiết bị trong hệ thống, ta có:

$$Q_2 = \dot{G} \cdot c_p \cdot (T_3 - T_2) \quad (12.1)$$

$$|Q_1| = \dot{G} \cdot c_p \cdot (T_4 - T_1) \quad (12.2)$$

Do đó:

$$\varepsilon = \frac{T_3 - T_2}{(T_4 - T_1) - (T_3 - T_2)}$$

$$\varepsilon = \frac{1}{\left(\frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2}\right) - 1} \quad (12.3)$$

Từ đặc điểm đoạn nhiệt của quá trình 1-2 và 3-4, theo công thức (2.68c), ta có:

$$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{k-1}{k}} \quad \text{và} \quad \frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{p_4}{p_3}\right)^{\frac{k-1}{k}}$$

Do $p_1 = p_4$ và $p_2 = p_3$, suy ra:

$$\frac{T_1}{T_2} = \frac{T_4}{T_3}$$

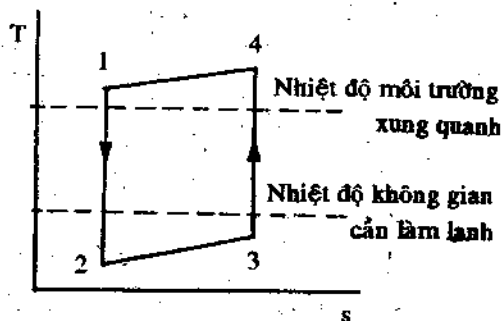
Từ đó:
$$\frac{T_4}{T_3} = \frac{T_1}{T_2} = \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2}$$

Thay kết quả này vào (12.3) ta được:

$$\varepsilon = \frac{1}{\frac{T_1}{T_2} - 1} = \frac{T_2}{T_1 - T_2} \quad (12.4)$$

Cần lưu ý, về mặt hình thức, biểu thức (12.4) và (3.2) có dạng giống nhau. Tuy nhiên, có sự khác biệt rất lớn giữa các ký hiệu T_1 và T_2 trong (12.4) và (3.2). Ở biểu thức (12.4), T_1 và T_2 biểu diễn nhiệt độ của không khí ứng với trạng thái 1 và trạng thái 2. Trong khi đó, do biểu thức (3.2) trình bày cách xác định hệ số làm lạnh của chu trình Carnot ngược chiều, các ký hiệu T_1 và T_2 biểu diễn nhiệt độ của nguồn nóng và nguồn lạnh tương ứng. Ngoài ra, vì các quá trình trao đổi nhiệt giữa chất môi giới và nguồn nhiệt trong chu trình Carnot diễn ra ở điều kiện thuận nghịch, cho nên T_1 và T_2 cũng được coi là nhiệt độ của chất môi giới ứng với các quá trình trao đổi nhiệt đó.

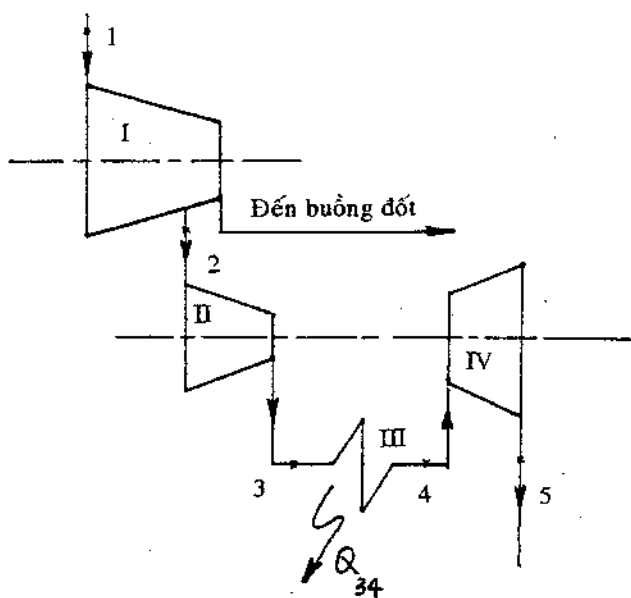
Hình 12.3 trình bày đồ thị T-s của hệ thống máy lạnh sử dụng không khí làm tác nhân lạnh đang khảo sát. Ta thấy, do quá trình nhả nhiệt 4-1 diễn ra với sự thay đổi nhiệt độ, cho nên T_1 phải lớn hơn nhiệt độ môi trường xung quanh. Tương tự, T_3 phải nhỏ hơn một ít so với nhiệt độ của không gian cần làm lạnh. Chính vì vậy, hiệu quả làm lạnh của loại



Hình 12.3

máy lạnh này không cao. Ngoài ra, vì hệ số tỏa nhiệt đối lưu của không khí khá nhỏ cho nên kích thước của các thiết bị trao đổi nhiệt khá lớn. Hiện nay, người ta không còn sử dụng máy làm lạnh với tác nhân lạnh là không khí. Tuy vậy, ở một số trường hợp, ví dụ hệ thống điều hòa không khí trên máy bay, việc sử dụng không khí làm chất môi giới vẫn còn tỏ ra thích hợp.

Hình 12.4 trình bày sơ đồ nguyên lý của hệ thống làm mát không khí trong khoang máy bay và hình 12.5 biểu diễn đồ thị T-s tương ứng. Trong trường hợp này, chất môi giới là không khí. Ta thấy không khí ngoài trời có trạng thái 1 được đưa vào máy nén không khí I. Đây là máy nén nằm trong thành phần động cơ phản



Hình 12.4

lực của máy bay nhằm cung cấp không khí cho quá trình đốt cháy nhiên liệu. Người ta trích một phần không khí nén ở trạng thái 2 để đưa vào nén tiếp ở máy nén II thuộc hệ thống làm lạnh. Sau khi ra khỏi máy nén II, không khí nhả nhiệt ở bộ trao đổi nhiệt III và biến đổi trạng thái từ 3 sang 4, sau đó được đưa vào thiết bị giãn nở IV để giảm áp suất và nhiệt độ. Từ thiết bị giãn nở IV, không khí ở trạng thái 5 có áp suất khoảng bằng áp suất bên trong khoang máy bay và nhiệt độ thấp được đưa thẳng vào khoang máy bay để làm mát.

Sơ đồ ở hình 12.4 thuộc loại hệ thống hở. Thông thường máy nén II và turbine giãn nở IV được nối đồng trục nhằm tận dụng công do turbine IV sinh ra để kéo máy nén. Ưu điểm của hệ thống này là đơn giản và gọn nhẹ. Tuy nhiên, hiệu quả của hệ thống không cao và cần có hệ thống phụ để sử dụng khi máy bay đậu ở mặt đất.

Ví dụ 12.1:

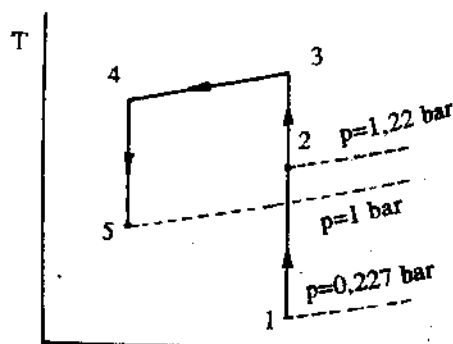
Một hệ thống làm mát không khí cho khoang máy bay hành khách có sơ đồ như mô tả ở hình 12.4. Cho biết nhiệt độ và áp suất khí quyển ở bên ngoài máy bay lần lượt là 217°K và $0,227\text{ bar}$. Sau khi được nén một phần bởi máy nén của động cơ phản lực, áp suất không khí được nâng lên đến $1,22\text{ bar}$ và đi tiếp vào máy nén của hệ thống lạnh. Giả sử các quá trình có liên quan đều diễn ra ở điều kiện lý tưởng. Tính nhiệt độ và áp suất của không khí khi đi vào và đi ra khỏi bộ trao đổi nhiệt III. Cho biết áp suất và nhiệt độ của không khí khi đi ra khỏi turbine giãn nở IV (để đi vào khoang máy bay) là 1 bar và 280°K .

Giải:

Khảo sát đồ thị T-s ở hình 12.5, nhiệt độ T_2 được xác định như sau:

$$T_2 = T_1 \cdot \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}}$$

Trong đó, số mũ đoạn nhiệt $k = 1,4$. Như vậy:



Hình 12.5

$$T_2 = 217 \cdot \left(\frac{1,22}{0,227} \right)^{\frac{0,4}{1,4}} = 350,85^\circ\text{K}$$

Trong ví dụ này, trạng thái 3 và 4 chưa được xác định rõ. Để xác định được trạng thái 3 và 4, cần lưu ý là ở điều kiện lý tưởng công do turbine IV sinh ra đủ để kéo máy nén II.

Ta có:

$$W_{45} = -W_{23}$$

$$\text{Từ công thức (2.43): } W_{45} = i_4 - i_5$$

$$\text{Từ công thức (2.44): } W_{23} = i_2 - i_3$$

Đối với trường hợp không khí, từ (2.9b), ta có thể xem $\Delta i = c_p \cdot \Delta T$

Khảo sát quá trình giãn nở đoạn nhiệt 4-5 trong turbine IV, ta có:

$$T_4 = T_5 \cdot \left(\frac{p_4}{p_5} \right)^{0,4/1,4}$$

Tương tự, ứng với quá trình nén đoạn nhiệt 2-3, ta có:

$$T_3 = T_2 \cdot \left(\frac{p_3}{p_2} \right)^{0,4/1,4}$$

Do quá trình nhả nhiệt 3-4 diễn ra ở điều kiện đẳng áp nên ta có $p_3 = p_4 = p$. Từ các điều đã nói ở trên, ta thiết lập được các phương trình sau:

$$W_{45} = c_p(T_4 - T_5) = c_p \cdot T_5 \left[\left(\frac{p}{p_5} \right)^{0,4/1,4} - 1 \right]$$

$$W_{23} = c_p(T_2 - T_3) = c_p \cdot T_2 \left[1 - \left(\frac{p}{p_2} \right)^{0,4/1,4} \right]$$

Từ đó:

$$c_p \cdot T_5 \left[\left(\frac{p}{p_5} \right)^{0,4/1,4} - 1 \right] = c_p \cdot T_2 \left[\left(\frac{p}{p_2} \right)^{0,4/1,4} - 1 \right]$$

Giải phương trình trên bằng phương pháp lặp, ta được kết quả sau:

$$p = p_3 = p_4 = 3,06 \text{ bar}$$

$$\text{Như vậy: } T_3 = 350,85 \cdot \left(\frac{3,06}{1,22} \right)^{0,4/1,4} = 456,27^\circ\text{K}$$

$$T_4 = 280 \cdot \left(\frac{3,06}{1} \right)^{0,4/1,4} = 385,42^\circ\text{K}$$

Ví dụ 12.2:

Thiết bị làm lạnh bằng không khí như hình 12.1 có năng suất $Q_0 = 200.000 \text{ kJ/h}$. Cho biết không khí khi vào máy nén có áp suất $p_1 = 1 \text{ bar}$, $t_1 = -10^\circ\text{C}$. Sau khi nén áp suất không khí là $p_2 = 5 \text{ bar}$, nhiệt độ không khí đi vào thiết bị giãn nở là $t_3 = 20^\circ\text{C}$. Xác định công suất lý thuyết của máy phát cần cho thiết bị lạnh đó; hệ số làm lạnh và lượng nhiệt truyền cho nước ở buồng giải nhiệt.

Giải

Quá trình nén 1-2 là đoạn nhiệt, ta có:

$$T_2 = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} = (273 - 10) \cdot 5^{0,2857} = 416^\circ\text{K}$$

Quá trình giãn nở 3-4 trong thiết bị giãn nở cũng được xem là đoạn nhiệt, do đó:

$$\frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} = 5^{0,2857} = 1,583$$

Suy ra:
$$T_4 = \frac{T_3}{1,583} = \frac{273 + 20}{1,583} = 185,09^\circ\text{K}$$

Công cần cung cấp cho máy nén:

$$W_{mn} = c_p(T_2 - T_1) = \frac{29,1}{29} (416 - 263) = 153,52 \text{ kJ/kg}$$

Công do thiết bị giãn nở sinh ra:

$$W_{gn} = c_p(T_3 - T_4) = \frac{29,1}{29} (293 - 185,09) = 108,28 \text{ kJ/kg}$$

Công thật sự cần cung cấp cho chu trình là:

$$W = W_{mn} - W_{gn} = 45,24 \text{ kJ/kg}$$

$$q_0 = c_p(T_1 - T_4) = \frac{29,1}{29} (263 - 185,09) = 78,178 \text{ kJ/kg}$$

Lưu lượng không khí cần thiết:

$$\dot{G} = \frac{Q_0}{q_0} = \frac{200000}{3600 \cdot 78,178} = 0,71063 \text{ kg/s}$$

Công suất lý thuyết của máy phát:

$$P = \dot{G} \cdot W = 0,71063 \cdot 45,24 = 32,15 \text{ kW}$$

Hệ số làm lạnh:

$$\varepsilon = \frac{q_0}{W} = \frac{78,178}{45,24} = 1,728$$

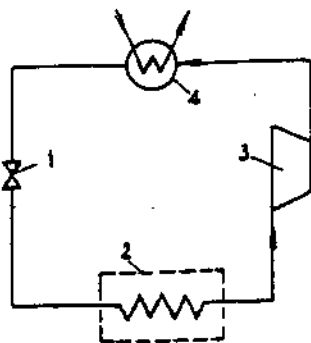
Lượng nhiệt truyền cho nước ở buồng giải nhiệt:

$$q = q_0 + W = 78,178 + 45,24 = 123,418 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{Q} = \dot{G} \cdot q = 0,71063 \cdot 123,418 = 87,7 \text{ kW}$$

§ 12.3. CHU TRÌNH THIẾT BỊ LÀM LẠNH BẰNG HƠI

12.3.1. Nguyên lý hoạt động của máy lạnh 1 cấp nén



Hình 12.6

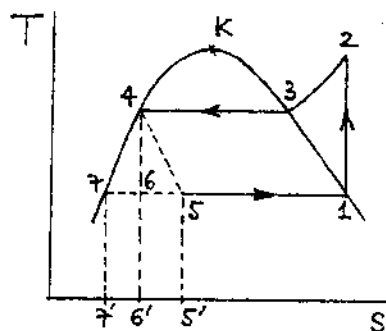
Đây là hệ thống máy lạnh được sử dụng rộng rãi nhất hiện nay. Hình 12.6 trình bày sơ đồ nguyên lý của hệ thống. Về cơ bản, hệ thống bao gồm 4 bộ phận chính: van tiết lưu 1, dàn bay hơi 2 (hay bình bốc hơi, dàn lạnh), máy nén 3, dàn ngưng tụ 4 (hay bình ngưng tụ, dàn nóng). Nguyên tắc hoạt động của hệ thống như sau: tác nhân lạnh sau khi ra khỏi bình ngưng ở trạng thái 4 được đưa vào van tiết lưu để giảm áp suất, nhiệt độ và ra khỏi van ở trạng thái 5 (xem đồ thị T-s ở hình 12.7), sau đó nó được đưa vào bình bốc hơi để nhận nhiệt và biến đổi đến trạng thái 1, hơi ở trạng thái 1 được hút vào máy nén và được nén lên đến

trạng thái 2, quá trình ngưng tụ ở bình ngưng sẽ làm hơi biến đổi trạng thái từ 2 đến 4, và chu trình cứ như thế lặp đi lặp lại.

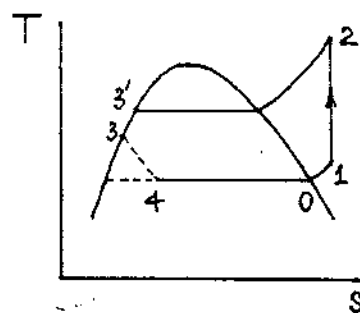
Trạng thái hơi trước khi đi vào máy nén ở hình 12.7 là bão hòa khô. Đây là trạng thái vận hành hợp lý nhất khi sơ đồ có dạng như mô tả ở hình 12.6. Tuy nhiên, do chế độ vận hành có khả năng không hoàn toàn ổn định, điểm 1 có thể bị dịch chuyển. Nếu điểm 1 lùi về vùng hơi bão hòa ẩm, máy nén có thể hút lẫn lỏng, đây là điều cần phải tránh. Để bảo đảm máy nén không hút lẫn lỏng, người ta tìm cách làm cho hơi khi đi vào máy nén có trạng thái quá nhiệt như mô tả ở đồ thị T-s hình 12.8. Việc quá nhiệt

hơi từ 0 đến 1 (hình 12.8) có thể được thực hiện bằng nhiều cách khác nhau, trong đó phương pháp hồi nhiệt thường được sử dụng nhất.

Trong các hệ thống máy lạnh có sử dụng máy nén hơi, người ta không dùng thiết bị giãn nở mà thay vào đó là van tiết lưu. Có nhiều lý do để thực hiện sự thay thế này. Tuy nhiên, ở trường hợp lý tưởng, sự giảm áp suất qua thiết bị giãn nở không làm cho entropi bị biến đổi, trong khi đó entropi của tác nhân khi đi qua van tiết lưu luôn luôn tăng lên. Chính đây là nguyên nhân làm năng suất lạnh bị giảm bớt. Khảo sát đồ thị T-s ở hình 12.7, nếu thực hiện sự giảm áp suất bằng thiết bị giãn nở thì quá trình tương ứng là 4-6, còn nếu giảm áp bằng van tiết lưu thì quá trình tương ứng là 4-5. Ta thấy việc thay thế thiết bị giãn nở bằng van tiết lưu đã làm năng suất lạnh giảm đi một lượng tương ứng với diện tích 55'6'65.



Hình 12.7



Hình 12.8

Công cần cấp cho chu trình được tính như sau:

$$|W_{kt}| = i_2 - i_1$$

Nhiệt lượng mà tác nhân lạnh nhận được khi đi qua bình bốc hơi có giá trị là:

$$q_2 = i_1 - i_5$$

Như vậy, hệ số làm lạnh của chu trình ứng với đồ thị T-s ở hình 12.7 là:

$$\varepsilon = \frac{q_2}{|W_{kt}|} = \frac{i_1 - i_5}{i_2 - i_1} \quad (12.5a)$$

Cần lưu ý, entanpi của chất môi giới khí vào và ra khỏi van tiết lưu có giá trị không đổi, theo (6.36) thì $i_4 = i_5$, do đó:

$$\varepsilon = \frac{i_1 - i_4}{i_2 - i_1} \quad (12.5b)$$

12.3.2. Tác nhân lạnh

Trong các hệ thống máy lạnh có sử dụng máy nén hơi, tác nhân lạnh là những chất thuần khiết có đặc tính nhiệt động và tính chất lý hóa thích hợp. Cụ thể, các tác nhân lạnh cần phải thỏa mãn càng nhiều càng tốt những chỉ tiêu được nêu ra dưới đây:

- Không dễ cháy, không dễ nổ, không gây ảnh hưởng xấu đến sức khỏe của con người.
- Không ăn mòn kim loại và các vật liệu khác có trong hệ thống máy lạnh, có tính bền vững hóa học trong phạm vi áp suất và nhiệt độ làm việc.
- Nên có mùi hoặc màu sắc thích hợp để dễ phát hiện khi bị rò rỉ, không nên dẫn điện để có thể sử dụng trong máy nén loại kín và nửa kín.
- Có khả năng tan trong nước để tránh hiện tượng đóng băng gây tắc nghẽn hệ thống.
- Nên có khả năng hòa tan dầu bôi trơn ở mức độ hợp lý.
- Rẻ tiền, dễ kiếm, vận chuyển và bảo quản dễ dàng.
- Áp suất tương ứng với nhiệt độ môi trường xung quanh không quá cao để không gây khó khăn, tốn kém khi thiết kế các thiết bị có liên quan của hệ thống.
- Áp suất tương ứng với quá trình sôi trong thiết bị bay hơi không nên nhỏ quá.
- Năng suất lạnh riêng thể tích càng lớn càng tốt, vì như thế thiết bị trong hệ thống sẽ gọn nhẹ. Ẩn nhiệt hóa hơi lớn sẽ làm cho khối lượng tác nhân lạnh trong hệ thống giảm bớt. Độ nhớt động học nên nhỏ để giảm bớt tổn thất áp suất trên đường ống và ở các van.
- Hệ số dẫn nhiệt và hệ số tỏa nhiệt đối lưu càng lớn càng tốt.
- Nhiệt dung riêng ở thể lỏng nên có giá trị nhỏ để giảm lượng nhiệt cần thiết khi cần thực hiện quá trình quá lạnh sau khi ngưng tụ.
- Nhiệt độ đông đặc phải thấp hơn nhiệt độ bay hơi đáng kể và nhiệt độ tới hạn phải cách khá xa nhiệt độ ngưng tụ.

Rõ ràng, không thể có bất kỳ một loại tác nhân lạnh nào có khả năng đáp ứng đầy đủ các chỉ tiêu đã nêu. Tùy từng trường hợp sử dụng cụ thể mà ta phải phân tích để lựa chọn loại tác nhân lạnh thích hợp.

Trong phạm vi kỹ thuật lạnh nói chung, có thể bắt gặp khá nhiều loại tác nhân lạnh. Tuy nhiên, trong phần này chúng ta không có ý định đề cập đến tất cả các loại tác nhân lạnh mà chỉ đề cập đến những loại hiện nay vẫn còn đang được sử dụng trong thực tế.

1. Fréon 11

Fréon 11 có công thức hóa học là CCl_3F , ký hiệu thương mại là R-11. Ở điều kiện áp suất khí quyển tiêu chuẩn, nhiệt độ sôi của R-11 là $23,7^\circ\text{C}$.

Fréon 11 thích hợp cho các bơm nhiệt và thiết bị điều tiết không khí, đặc biệt thích hợp cho các máy nén kiểu turbine.

Về mặt hóa học, fréon 11 có tính bền vững không cao, nó hoàn toàn không hòa tan trong nước nhưng có khả năng hòa tan dầu. Ưu điểm của fréon 11 là không ăn mòn kim loại.

2. Fréon 12

Fréon 12 có công thức hóa học là CCl_2F_2 , ký hiệu thương mại là R-12. Ở điều kiện áp suất khí quyển tiêu chuẩn, nhiệt độ sôi của R-12 là $-29,8^\circ\text{C}$.

Các ưu điểm của fréon 12 là:

- Không gây cháy nổ cho nên được coi là loại tác nhân lạnh an toàn.
- Không độc hại đối với cơ thể con người.
- Không ăn mòn kim loại và không dẫn điện.
- Nhiệt độ cuối tâm nén thấp.
- Dễ kiểm, vận hành và bảo quản dễ dàng.

Nhược điểm của fréon 12 là:

- Năng suất lạnh riêng khối lượng tương đối bé, do đó khối lượng tác nhân lạnh nạp vào hệ thống hơi nhiều. Fréon 12 chỉ thích hợp cho các hệ thống có năng suất lạnh nhỏ và rất nhỏ.

- Năng suất lạnh riêng thể tích bé, do đó hệ thống làm việc với fréon 12 thường cồng kềnh hơn.

- Tính chất trao đổi nhiệt kém. Do hệ số tỏa nhiệt khi sôi và khi ngưng khá bé cho nên nếu cho fréon 12 trao đổi nhiệt với nước thì thường người ta làm cánh về phía fréon 12.

- Độ nhớt động học cao cho nên tổn thất áp suất trên đường ống tương đối lớn.
- Hoàn toàn không hòa tan trong nước.
- Có khả năng rò rỉ lớn, tuy nhiên do fréon 12 có tính hòa tan dầu rất cao cho nên ở những chỗ bị rò rỉ thường xuất hiện vết dầu, chính vì vậy mà ta dễ có khả năng phát hiện.
- Mặc dù fréon 12 được coi là không độc hại, tuy nhiên nếu nhiệt độ môi trường khá cao (ví dụ gần bếp điện hoặc lò sưởi) thì fréon 12 có thể bị phân hủy và xuất hiện những khí rất độc.

3. Fréon 22

Fréon 22 có công thức hóa học là CHClF_2 , ký hiệu thương mại là R-22. Ở điều kiện áp suất khí quyển tiêu chuẩn, nhiệt độ sôi của R-22 là $-40,8^\circ\text{C}$.

Các ưu điểm của fréon 22 là:

- Năng suất lạnh riêng thể tích lớn hơn 1,6 lần so với freon 12, do đó có thể nạp freon 22 vào máy nén sử dụng freon 12 để gia tăng năng suất lạnh nếu công suất động cơ và độ bền máy nén cho phép.

- Khả năng trao đổi nhiệt lớn hơn 1,3 lần so với freon 12.

- Mức độ hòa tan với nước cao hơn khoảng 5 lần so với freon 12, do đó giảm bớt nguy cơ bị tắc ẩm.

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

- Không ăn mòn kim loại, không độc hại.

Một vài nhược điểm của freon 22:

- Tính hòa tan dầu rất hạn chế do đó gây khó khăn cho việc bôi trơn. Trong khoảng từ -20°C đến -40°C thì xem như hoàn toàn không hòa tan dầu, vì vậy tránh hoạt động ở vùng nhiệt độ này.

- Có khả năng dẫn điện ở thể lỏng cho nên tuyệt đối không cho lỏng bị kéo về máy nén loại kín và nửa kín. Các tính chất về điện của freon 22 bị giảm nhanh khi có ẩm và bẩn, các sự cố về điện ở loại máy nén kín dùng freon 22 nhiều hơn so với dùng freon 12.

- Có khả năng làm trương phồng một số chất hữu cơ như cao su, ... Nhược điểm này giống nhược điểm của freon 12, do đó cần sử dụng các loại chất dẻo và cao su đặc biệt để làm kín.

- Giá cả tương đối đắt.

Freon 22 là loại tác nhân lạnh thường được sử dụng trong các hệ thống điều hòa không khí. Có thể dùng bảng hoặc đồ thị để tra các số liệu cần thiết, tuy nhiên để thuận tiện cho các tính toán trên máy tính người ta đã nghiên cứu và trình bày các quan hệ nói trên thành dạng đa thức.

Các công thức dưới đây được công bố bởi ASHRAE, với tác nhân lạnh là R-22 và nhiệt độ trong khoảng từ 20°F đến 120°F :

- Trường hợp trạng thái của tác nhân là lỏng sôi (có độ khô $x = 0$) ứng với nhiệt độ bão hòa T_s :

$$i = a_1 + a_2 \cdot T_s + a_3 \cdot T_s^2 + a_4 \cdot T_s^3 \quad (12.6)$$

- Trường hợp trạng thái của tác nhân lạnh là hơi bão hòa khô (độ khô $x = 1$) ứng với nhiệt độ bão hòa T_s :

$$i = b_1 + b_2 \cdot T_s + b_3 \cdot T_s^2 + b_4 \cdot T_s^3 \quad (12.7)$$

Trong các công thức (12.6) và (12.7), đơn vị của entanpi i là Btu/lb và của nhiệt độ T_s là $^{\circ}\text{F}$. Các hệ số a_i và b_i có giá trị như sau:

$$a_1 = 10,409$$

$$b_1 = 104,465$$

$$a_2 = 0,26851$$

$$b_2 = 0,098445$$

$$a_3 = 1,4794 \cdot 10^{-4}$$

$$b_3 = -0,0001226$$

$$a_4 = 5,3429 \cdot 10^{-7}$$

$$b_4 = -9,861 \cdot 10^{-7}$$

Khi cần tính toán sự thay đổi entanpi trong một quá trình có entropi không đổi

($s = \text{const}$), có thể sử dụng công thức sau:

$$i_2 - i_1 = c_1 + c_2(T_{s2} - T_{s1}) + c_3(T_{s2} - T_{s1})^2 + c_4(T_{s2} - T_{s1})^3 \quad (12.8)$$

Trong trường hợp này, đơn vị của entanpi và nhiệt độ giống với các trường hợp trên, trong đó T_{s1} và T_{s2} là nhiệt độ bão hòa tương ứng với áp suất tại trạng thái đầu 1 và trạng thái cuối 2. Giá trị của hệ số c_i như sau:

$$c_1 = -0,18165$$

$$c_3 = -0,0012405$$

$$c_2 = 0,21502$$

$$c_4 = 8,1982 \cdot 10^{-6}$$

4. Fréon 500

Fréon 500 có công thức hóa học là (CCl_2F_2) (CH_3CHF_2), ký hiệu thương mại là R-500. Ở điều kiện áp suất khí quyển tiêu chuẩn, nhiệt độ sôi của R-500 là $-33,3^\circ\text{C}$.

R-500 là một hỗn hợp đồng sôi giữa R-12 và R-100. Với cùng một máy nén như nhau thì R-500 cho năng suất lạnh, và tương ứng là công suất kéo, lớn hơn 18% so với R-12.

5. Fréon 502

Fréon 502 có công thức hóa học là (CClF_2) (CHClF_2), ký hiệu thương mại là R-502. Ở điều kiện áp suất khí quyển tiêu chuẩn, nhiệt độ sôi của R-502 là $-45,6^\circ\text{C}$.

R-502 là một hỗn hợp đồng sôi giữa R-22 và R-115. Đầu tiên R-502 được phát triển để sử dụng trong các hệ thống lạnh một cấp dùng để trữ đông, sau đó người ta sử dụng R-502 ngay cả trong hệ thống điều hòa không khí với máy nén thuộc loại piston.

Năng suất lạnh riêng thể tích của fréon 502 tăng khoảng 20% so với fréon 22, nhiệt độ cuối tầm nén giảm xuống, các tính chất về điện tốt hơn, khả năng làm mát mô tơ trong các loại máy nén kín có cao hơn.

Cần lưu ý rằng, ở điều kiện áp suất khí quyển tiêu chuẩn, nếu nhiệt độ sôi của các chất không chênh lệch nhau quá 10°C thì đều có thể trộn lẫn lại theo một tỉ lệ thích hợp để tạo nên hỗn hợp đồng sôi. Tuy nhiên, không phải hỗn hợp đồng sôi nào cũng đều có tính chất tốt hơn các tính chất tương ứng của từng thành phần. Người ta đã nghiên cứu nhiều trường hợp và nhận thấy fréon 502 có nhiều ưu điểm hơn cả, kể đến mới là fréon 500.

6. NH_3

Ammonia là khí không màu, mùi rất hôi, có khả năng gây độc hại và khó thở nếu hít phải. So với các loại fréon đã nêu ở trên, năng suất lạnh đơn vị của ammonia lớn hơn nhiều. Người ta thường sử dụng ammonia cho những hệ thống lạnh có năng suất lạnh thuộc loại trung bình và lớn. Ammonia rất ít ăn mòn kim loại đen, nhưng có tính ăn mòn với kim loại màu như kẽm, đồng và hợp kim của đồng. Do ammonia và nước có tính hòa tan ở bất kỳ tỉ lệ nào nên hệ thống lạnh sử dụng ammonia làm tác nhân lạnh không bao giờ bị hiện tượng tắc ẩm.

Trong những năm gần đây, vấn đề bảo vệ môi trường được nhiều quốc gia trên thế giới quan tâm. Trên cơ sở các nghiên cứu, các nhà khoa học đã khẳng định một số tác nhân lạnh thuộc họ fréon trong các hệ thống máy lạnh là một trong những nguyên nhân làm hủy hoại tầng ozone trong bầu khí quyển và tham gia vào việc làm nóng dần quả đất. Chính vì vậy, trong lãnh vực tác nhân lạnh, đã và đang có những nghiên cứu nhằm sản xuất các loại tác nhân lạnh mới bảo đảm được các yêu cầu về môi trường. Đã có nhiều kết quả đáng khích

lệ trong vấn đề này, hiện tại có một số trường hợp người ta đã sử dụng các loại tác nhân lạnh mới trong hệ thống máy lạnh. Tuy nhiên, do mức độ tác động đến môi trường có khác nhau, người ta chỉ yêu cầu ngưng sử dụng các loại như R-11, R-12, R-502. Tác nhân R-22 được coi như loại tác nhân lạnh giữ vai trò quá độ, được cho phép tiếp tục sử dụng đến khoảng năm 2020. Các tác nhân lạnh mới được đưa vào sử dụng gồm có: R-32, R-123, R-124, R-125, R-134a, R-141b, R-408A (Forane FX10), ...

Ví dụ 12.3:

Chu trình máy lạnh có máy nén hơi được thể hiện ở hình 12.7. Cho biết tác nhân lạnh là R-22, các thông số khác lần lượt có giá trị là: $p_4 = 16 \text{ bar}$, $t_1 = -15^\circ\text{C}$, lưu lượng tác nhân đi qua máy nén là $0,25 \text{ kg/s}$. Xác định:

- Hệ số làm lạnh của chu trình
- Công lý thuyết cần cung cấp cho máy nén
- Nhiệt lượng nhận vào ở bình bốc hơi và nhiệt lượng nhả ra ở bình ngưng

Giải:

Tra bảng hơi bão hòa của R-22, ứng với $t_1 = -15^\circ\text{C}$ ta có:

$$i_1 = 698,38 \text{ kJ/kg} \quad (x = x' + x(i'' - i'))$$

$$s_1 = 1,771 \text{ kJ/kg.độ}$$

Tương tự, tra bảng ứng với áp suất 16 bar, ta có:

$$i_4 = 551,2 \text{ kJ/kg}$$

Do 2 là hơi quá nhiệt, với $p_2 = 16 \text{ bar}$ và $s_2 = s_1 = 1,771 \text{ kJ/kg.độ}$, tra bảng hơi quá nhiệt của R-22 ta được:

$$i_2 = 741,129 \text{ kJ/kg}$$

- Hệ số làm lạnh của chu trình được xác định theo công thức (12.5b)

$$\varepsilon = \frac{i_1 - i_4}{i_2 - i_1} = \frac{698,38 - 551,2}{741,129 - 698,38}$$

$$\varepsilon = 3,4428$$

- Công lý thuyết cần cung cấp cho máy nén:

$$W = \dot{G}(i_2 - i_1) = 0,25 \cdot (741,129 - 698,38)$$

$$= 10,687 \text{ kW}$$

- Nhiệt lượng nhận vào ở bình bốc hơi trong 1s:

$$Q_2 = \dot{G}(i_1 - i_4) = 0,25 \cdot (698,38 - 551,2)$$

$$= 36,795 \text{ kW}$$

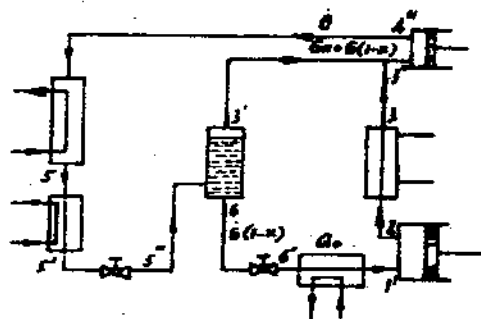
Nhiệt lượng nhả ra ở bình ngưng trong 1s:

$$|Q_1| = \dot{G}(i_2 - i_4) = 0,25 \cdot (741,129 - 551,2)$$

$$= 47,482 \text{ kW}$$

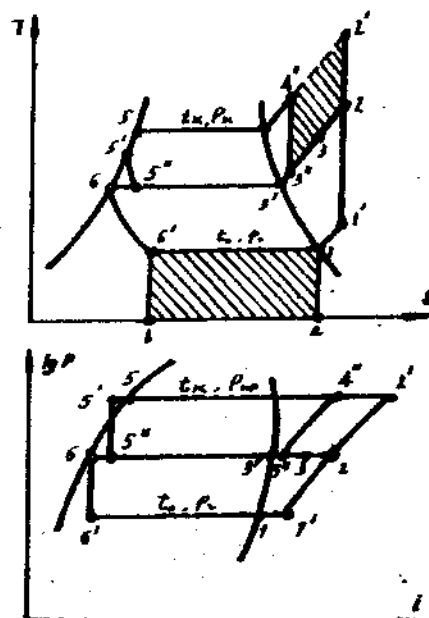
12.3.3. Máy lạnh nhiều cấp

Trong thực tế, do yêu cầu làm lạnh ở nhiệt độ thấp, ví dụ như các hệ thống lạnh dùng để cấp đông thịt và cá, áp suất của tác nhân ứng với quá trình sôi ở bình bốc hơi giảm xuống khá thấp. Điều này làm gia tăng tỉ số nén và do đó làm giảm hiệu quả của các máy nén loại thể tích, đặc biệt là máy nén loại piston. Để khắc phục nhược điểm này, người ta sử dụng máy nén nhiều cấp mà thực tế chỉ cần 2 cấp là đủ. Hình 12.9 biểu diễn sơ đồ nguyên lý của một trong số những loại máy lạnh có 2 cấp nén.



Hình 12.9. Sơ đồ máy lạnh 2 cấp nén làm mát trung gian không hoàn toàn

Trên hình 12.9, hơi sau khi được nén trong xilanh cao áp ở trạng thái 4'' được cho qua bình ngưng với lưu lượng $\dot{G}$ và ra khỏi bình ngưng với trạng thái 5, sau đó tiếp tục qua bình quá lạnh và vào van tiết lưu với trạng thái 5'. Từ van tiết lưu, hơi ở trạng thái 5'' được cho vào bình trung gian. Nếu gọi x là độ khô của hơi ứng với trạng thái 5'', lúc đó lượng lỏng đi về bình bốc hơi sẽ có trạng thái 6 với lưu lượng là $\dot{G}(1-x)$, còn lượng hơi bão hòa khô ở trạng thái 3' sẽ đi từ bình trung gian về xilanh cao áp với lưu lượng $\dot{G}x$. Lỏng ở trạng thái 6 sau khi qua van tiết lưu sẽ có trạng thái 6', ở bình bốc hơi nó sẽ nhận nhiệt và đi vào xilanh hạ áp với trạng thái 1'. Từ xilanh hạ áp hơi ở trạng thái 2 sẽ được cho qua bộ giải nhiệt để tiến đến trạng thái 3. Tại đầu vào của xilanh cao áp sẽ xảy ra sự hòa trộn giữa hơi ở trạng thái 3 và hơi ở trạng thái 3', hỗn hợp hình thành sẽ có trạng thái 3'' và đi vào xilanh cao áp với lưu lượng là $\dot{G}$. So với chu trình lạnh 1 cấp nén làm việc ở các điều kiện tương tự thì ở chu trình nói trên ta đã tiết kiệm được một lượng công tương ứng với diện tích 23''4'2'. Hình 12.10 biểu diễn chu trình nói trên theo đồ thị T-s và lgp-i.

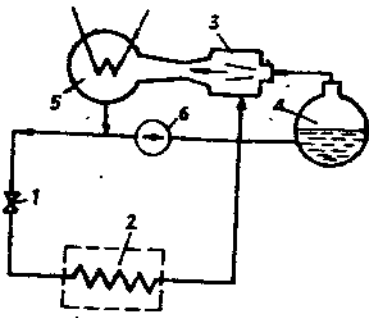


Hình 12.10

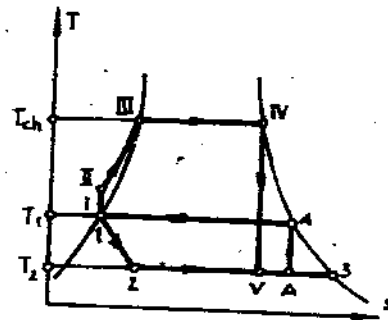
12.3.4. Chu trình thiết bị làm lạnh kiểu éjecteur

Trong chu trình loại này người ta thường dùng hơi nước làm chất môi giới và thay máy nén ở hình 12.6 bằng éjecteur hơi, như vậy trong trường hợp này năng lượng cần cấp vào để thực hiện chu trình sẽ ở dạng nhiệt năng.

Sơ đồ nguyên lý của loại máy lạnh này được trình bày trên hình 12.11 và đồ thị T-s được biểu diễn trên hình 12.12. Hơi nước từ bình ngưng 5 (trên đồ thị T-s ứng với điểm 1) sẽ được chia làm 2 nhánh, một phần nhỏ sẽ được bơm 6 đưa ngược về lò hơi 4, còn phần lớn hơn sẽ được cho qua van tiết lưu 1 để tiến hành quá trình tiết lưu 1-2, hơi nước sau khi ra khỏi bình bốc hơi 2 sẽ có trạng thái bão hòa khô 3 và được đưa vào buồng hỗn hợp 3 của éjecteur, tại đây hơi ở trạng thái 3 sẽ hỗn hợp với hơi ở trạng thái V (do sự giãn nở của hơi bão hòa khô ở trạng thái IV từ lò hơi đi qua ống phun của éjecteur, trên đồ thị T-s trạng



Hình 12.11



Hình 12.12

thái của hỗn hợp hơi sau khi hòa trộn được biểu diễn bằng điểm A. Hỗn hợp hơi ở trạng thái A khi đi qua ống tăng áp của éjecteur sẽ được nén đến trạng thái 4 và được đưa vào bình ngưng 5 để tiếp tục thực hiện chu trình.

Trên đồ thị T-s ở hình 12.12:

1-2: Quá trình tiết lưu một phần lượng nước để đưa vào bình bốc hơi, áp suất hơi nước giảm từ p_1 xuống p_2 ;

2-3: Quá trình sôi trong bình bốc hơi;

A-4: Quá trình nén hỗn hợp hơi (do sự hòa trộn của hơi 3 và hơi V trong buồng hỗn hợp) trong ống tăng áp của éjecteur

4-1: Quá trình ngưng tụ của hơi nước diễn ra trong bình ngưng;

I-II: Quá trình bơm một phần lượng nước vào lò hơi;

II-III: Quá trình hâm nóng nước đến nhiệt độ sôi trong lò hơi;

III-IV: Quá trình hóa hơi đẳng áp trong lò hơi;

IV-V: Quá trình giãn nở đoạn nhiệt của hơi nước khi từ lò hơi đi qua ống phun của éjecteur.

Như đã nói ở trên, ngoại trừ công phải cấp cho bơm 6 hoạt động (thông thường rất bé và có thể coi điểm I trùng với điểm II), năng lượng cung cấp để thực hiện chu trình có dạng nhiệt năng, do đó để đánh giá hiệu quả của chu trình người ta sử dụng hệ số ξ và gọi là hệ số sử dụng nhiệt:

$$\xi = \frac{q_2}{q_{lh}} \quad (12.9)$$

Ở đây: q_2 - nhiệt lượng do hơi nước nhận được ở bình bốc hơi;
 q_{lh} - nhiệt lượng cấp vào lò hơi.

Ta có:

$$\xi = \frac{i_3 - i_2}{g(i_{IV} - i_I)} \quad (12.10)$$

Với g là tỉ số giữa lượng nước đi qua bơm 6 so với lượng nước đi vào van tiết lưu 1.

Thông thường nhiệt độ sôi ở bình bốc hơi khoảng 3 đến 10 °C (tương ứng với áp suất khoảng 0,7 đến 1,2 kPa) và nhiệt độ ngưng tụ khoảng trên dưới 40°C (áp suất khoảng 4,2 đến 7,4 kPa).

Đứng trên quan điểm nhiệt động thì chu trình máy lạnh éjecteur không hoàn hảo bằng chu trình máy lạnh có máy nén. Tuy nhiên, do tính đơn giản, do không có chi tiết chuyển động (ngoại trừ bơm 6), nên máy lạnh éjecteur có thể được sử dụng ở những nơi có sẵn nguồn hơi nước có áp suất và nhiệt độ thấp.

12.3.5. Chu trình máy lạnh kiểu hấp thụ

Cũng như máy lạnh éjecteur, năng lượng tiêu hao cho sự hoạt động của máy lạnh hấp thụ có dạng nhiệt năng.

Máy lạnh kiểu hấp thụ được chia làm hai loại: loại gián đoạn và loại liên tục. Chất môi giới được dùng trong máy lạnh hấp thụ là dung dịch 2 thành phần có nhiệt độ sôi khác nhau khi ở cùng điều kiện áp suất, một thành phần giữ vai trò của tác nhân lạnh còn thành phần kia là chất hấp thụ.

Nói chung, có rất nhiều loại dung dịch có thể được dùng trong máy lạnh hấp thụ. Tuy nhiên phổ biến nhất là 2 loại dung dịch sau:

- Dung dịch nước- NH_3 : thường được dùng khi cần làm lạnh thấp hơn 0°C.

- Dung dịch LiBr-nước: thường được dùng khi nhiệt độ lạnh yêu cầu lớn hơn 0°C.

Hình 12.13 trình bày sơ đồ nguyên lý của máy lạnh hấp thụ loại liên tục với chất môi giới là dung dịch nước-ammonia.

Để giải thích sự hoạt động của sơ đồ 12.13, cần phải đề cập đến khái niệm nồng độ dung dịch c .

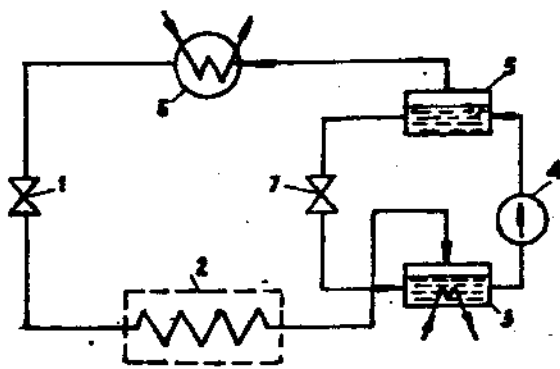
Gọi: G_a - lượng ammonia có trong dung dịch;

G_n - lượng nước có trong dung dịch.

Ta có:

$$c = \frac{G_a}{G_a + G_n}$$

Trong trường hợp này ammonia là tác nhân lạnh, còn nước là chất hấp thụ. Trên hình 12.13 dung dịch no (có giá trị c lớn) trong bình phát sinh 5 được gia nhiệt, do NH_3 có nhiệt độ sôi nhỏ hơn so với nước nên nó bốc hơi và đi vào bình ngưng 6, lỏng NH_3 từ bình ngưng 6 được dẫn qua van tiết lưu 1 để đi vào bình bốc hơi 2, ở đây nó sẽ nhận nhiệt từ môi trường cần làm lạnh và đi về bình hấp thụ 3. Từ bình phát sinh 5, dung dịch đối (có c nhỏ vì một lượng xác định NH_3 đã bốc hơi) được cho qua van tiết lưu 7 để đưa vào bình hấp thụ 3. Tại bình 3 sẽ diễn ra quá trình hấp thụ ammonia vào dung dịch đối nói trên để tạo nên



Hình 12.13

dung dịch no, sau đó dung dịch no được bơm 4 đưa trở về bình phát sinh 5 để tiếp tục chu trình mới. Do quá trình hấp thụ ammonia vào nước là quá trình phát nhiệt cho nên cần phải giải nhiệt ở bình hấp thụ 3.

Hệ số sử dụng nhiệt của chu trình máy lạnh hấp thụ được xác định như sau:

$$\xi = \frac{q_2}{q_{ps}} \quad (12.11)$$

Trong đó: q_2 - nhiệt lượng ammonia nhận được trong thiết bị bốc hơi;

q_{ps} - nhiệt lượng cung cấp ở bình phát sinh.

Từ sơ đồ hình 12.13, có thể thấy rằng tổ hợp gồm các thiết bị phát sinh 5, bình hấp thụ 3 và bơm dung dịch 4 làm nhiệm vụ của máy nén hơi 3 ở hình 12.6.

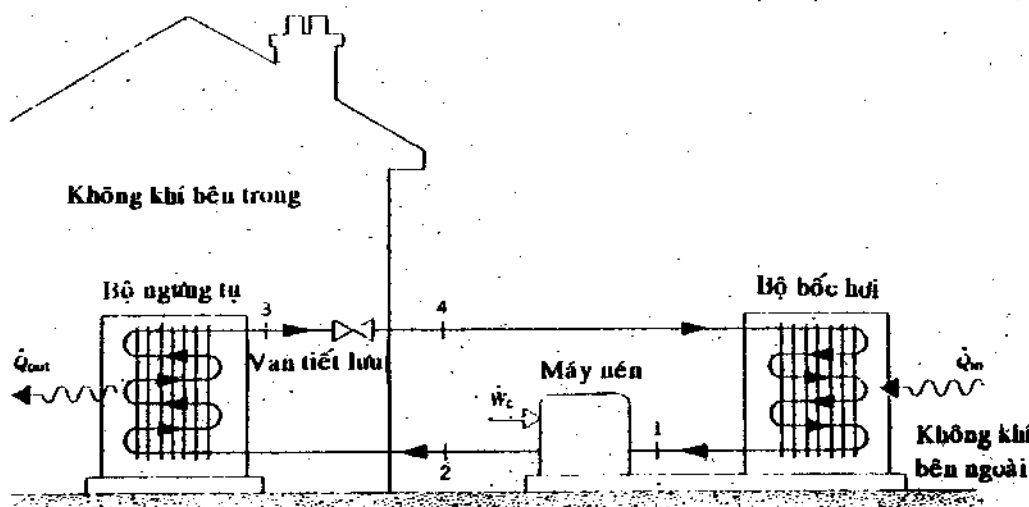
Nói chung hiệu quả của máy lạnh hấp thụ tương đối thấp, thiết bị cồng kềnh và tỉ lệ tiêu hao kim loại tương đối cao, cho nên nếu so với chu trình máy lạnh có máy nén hơi thì máy lạnh hấp thụ ít phổ biến hơn. Tuy nhiên, trong những trường hợp có nguồn nhiệt thứ cấp nhiệt thế thấp, việc sử dụng máy lạnh hấp thụ sẽ đưa đến một hiệu quả nhất định nào đó.

§ 12.4. BƠM NHIỆT

Bơm nhiệt thường được sử dụng ở các xứ lạnh nhằm cung cấp nhiệt cho các tòa nhà vào mùa đông. Ngoài ra, có khi người ta sử dụng bơm nhiệt để đáp ứng một số yêu cầu kỹ thuật nào đó trong phạm vi công nghiệp.

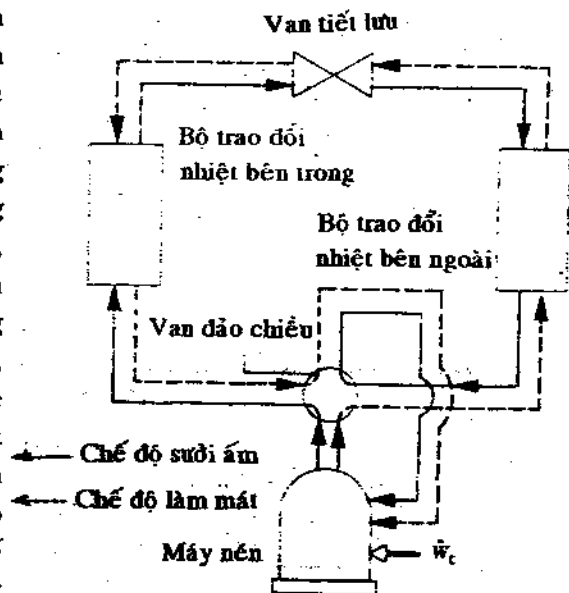
Để cấp nhiệt cho các tòa nhà, thông thường người ta sử dụng các bơm nhiệt có sơ đồ tương tự như chu trình máy lạnh có sử dụng máy nén hơi. Trong phạm vi công nghiệp, để tận dụng nhiệt thải hoặc nước nóng từ các quá trình sản xuất, người ta thường dùng bơm nhiệt theo kiểu hấp thụ. Hiện nay, bơm nhiệt hoạt động theo nguyên tắc của máy lạnh hấp thụ cũng đang được nghiên cứu để ứng dụng trong phạm vi sưởi ấm.

Hình 12.14 mô tả một hệ thống bơm nhiệt dùng để sưởi ấm. Về mặt thành phần, ta



Hình 12.14

thấy bơm nhiệt ở hình 12.14 có đầy đủ các bộ phận cơ bản của một hệ thống lạnh có máy nén hơi. Cần lưu ý, do mục đích của bơm nhiệt và máy làm lạnh có khác nhau, người ta đặt dàn lạnh ở ngoài trời còn dàn nóng đặt ở trong không gian cần sưởi ấm. Thông thường, ở trường hợp này nguồn lạnh của hệ thống có thể là không khí ở ngoài trời hoặc nước sông, nước hồ. Tuy nhiên, phổ biến nhất vẫn là loại bơm nhiệt có dàn lạnh không khí. Ở những địa phương có khí hậu mùa đông và mùa hè khác nhau nhiều, bơm nhiệt được thiết kế sao cho có thể thay đổi được nhiệm vụ. Cụ thể, sơ đồ ở hình 12.15 trình bày một loại bơm nhiệt có trang bị van đảo chiều. Vào mùa đông, hệ thống hoạt động ở chế độ bơm nhiệt. Vào mùa hè, người ta dùng van đảo chiều để chuyển chế độ hoạt động của hệ thống từ bơm nhiệt sang máy làm lạnh. Ở trường hợp này, dàn lạnh và dàn nóng lần lượt thay đổi chức năng, dàn lạnh trở thành dàn nóng và dàn nóng trở thành dàn lạnh. Có thể nhìn thấy loại sơ đồ này ở một số máy điều hòa không khí có chức năng kép (Refrigerator and Heat pump).



Hình 12.15

Như đã nói, để đánh giá hiệu quả hoạt động của bơm nhiệt người ta dùng hệ số làm nóng φ . Gọi Q_2 , $|Q_1|$ và $|W_{kt}|$ là nhiệt lượng mà hệ thống nhận vào, nhiệt lượng do hệ thống cấp cho không gian cần làm nóng và công tiêu thụ bởi máy nén, ta có:

$$\varphi = \frac{|Q_1|}{|W_{kt}|} = \frac{|Q_1|}{|Q_1| - Q_2} \quad (12.12)$$

Ví dụ 12.4:

Một bơm nhiệt dùng máy nén hơi với tác nhân lạnh là R-134a có đồ thị T-s như hình 12.7. Cho biết tác nhân ở trạng thái bão hòa khô đi ra khỏi dàn lạnh có áp suất là 2,4 bar và đi vào dàn nóng có áp suất là 7 bar, năng suất của dàn nóng là 15 kW, nhiệt độ không khí ở ngoài trời và ở trong không gian cần sưởi ấm lần lượt là 2°C và 20°C. Xác định:

- Hệ số làm nóng của chu trình
- Hệ số làm nóng của chu trình thuận nghịch tương ứng
- Công suất lý thuyết cấp cho máy nén

Giải:

Sử dụng bảng hơi bão hòa và hơi quá nhiệt của R-134a, ta tra được:

- Ứng với áp suất 2,4 bar ta có $i_1 = 244,09$ kJ/kg, $s_1 = 0,9222$ kJ/kg · K.

- Ứng với áp suất 7 bar, entropi $s_2 = s_1 = 0,9222$ kJ/kg · K và nội suy, ta có $i_2 = 266,142$ kJ/kg

- Ứng với áp suất 7 bar và trạng thái của tác nhân là lỏng sôi ta có $i_4 = 86,78$ kJ/kg

a/ Hệ số làm nóng của chu trình được tính theo công thức (12.12):

$$\varphi = \frac{|Q_1|}{|W_{kt}|} = \frac{i_2 - i_4}{i_2 - i_1} = \frac{266,142 - 86,78}{266,142 - 244,09} = 8,13$$

b/ Gọi φ' là hệ số làm nóng của chu trình thuận nghịch có nguồn nóng và nguồn lạnh tương ứng, theo các kết quả nhận được từ mục 3.5.1 ta có:

$$\varphi' = \frac{T_1}{T_1 - T_2}$$

Trong đó T_1 và T_2 lần lượt là nhiệt độ của nguồn nóng và nguồn lạnh tính theo °K, như vậy:

$$\varphi' = \frac{20 + 273}{(20 + 273) - (2 + 273)} = 16,27$$

Nhận xét, ta thấy rõ ràng $\varphi' > \varphi$

c/ Gọi P là công suất lý thuyết cấp cho máy nén và $\dot{G}$ là lưu lượng khối lượng của tác nhân lạnh đi qua máy nén, ta có:

$$\dot{G} = \frac{15}{i_2 - i_4} = \frac{15}{266,142 - 86,78} = 0,08363 \text{ kg/s}$$

Từ đó:

$$P = \dot{G}(i_2 - i_1) = 0,08363 \cdot (266,142 - 244,09) = 1,844 \text{ kW}$$

§ 12.5. CÁC ỨNG DỤNG CỦA KỸ THUẬT LẠNH

12.5.1. Các ứng dụng thông thường

Kỹ thuật lạnh được ứng dụng rộng rãi ở khắp mọi nơi. Trong phạm vi thông thường, người ta lắp đặt và sử dụng máy làm lạnh trong những trường hợp sau:

- Tủ lạnh và máy điều hòa không khí trong phạm vi gia đình
- Hệ thống điều hòa không khí loại tập trung cho những nhà hàng, khách sạn, cao ốc văn phòng, bệnh viện, trường học, hội trường, rạp hát, phân xưởng, ...
- Tủ trữ đông dùng để bảo quản các loại thực phẩm
- Tủ trưng bày một số loại thực phẩm như bánh, bơ, sữa, thịt, ... ở các cửa hàng.
- Nhà máy đông lạnh
- Nhà máy sản xuất nước đá
- Xe tải lạnh
- Các hệ thống lạnh và điều hòa không khí trên các phương tiện vận chuyển như: ô tô, xe lửa, tàu thủy, máy bay, ...

Nói chung, các hệ thống và thiết bị lạnh của những trường hợp đã nêu về cơ bản được thực hiện tương tự sơ đồ mô tả ở hình 12.6 và 12.9. Ngoại trừ trường hợp đông lạnh, các

hệ thống lạnh của những trường hợp còn lại đều sử dụng máy nén một cấp. Máy nén thông thường là loại piston. Tuy nhiên, trong vòng vài năm trở lại đây, người ta đã ứng dụng ngày càng nhiều hơn những loại máy nén khác vào các hệ thống lạnh thông thường. Ta có thể bắt gặp trong các hệ thống lạnh thông thường những loại máy nén khác như xoắn ốc, trục vít, rotor, li tâm. Trong những hệ thống lạnh đã nói, tác nhân lạnh thông thường là các loại freon. Ở một số trường hợp, ví dụ như nhà máy nước đá hoặc nhà máy đông lạnh, do năng suất lạnh lớn nên để giảm chi phí đầu tư người ta có xu hướng sử dụng NH_3 . Trong những năm gần đây, việc sử dụng một số loại freon truyền thống đã dần dần bị hạn chế và đi đến cấm hẳn. Người ta đã phát hiện một số loại freon dùng trong các hệ thống lạnh là một trong số những nguyên nhân gây ra hiệu ứng nhà kính làm nóng dần trái đất và làm suy giảm tầng ozone trên bầu khí quyển. Việc thay thế các loại freon có gây ảnh hưởng tiêu cực đến môi trường được tiến hành từng bước. Trước mắt, cấm hẳn việc sản xuất và chế tạo các thiết bị lạnh có sử dụng các loại freon như R11, R12, R13, ... Các thiết bị lạnh sử dụng tác nhân R22 được cho phép tiếp tục sử dụng đến khoảng năm 2020 và tác nhân R-123 được phép sử dụng đến năm 2030. Từng bước sử dụng các tác nhân lạnh mới như R134a, R404A, ...

Sở dĩ các hệ thống lạnh đã nêu chỉ cần dùng máy nén 1 cấp vì nhiệt độ sôi yêu cầu của tác nhân lạnh trong bình bốc hơi không quá thấp, từ đó tỉ số nén của máy nén không quá cao. Trong trường hợp cấp đông thịt, tôm, cá, ..., do nhiệt độ yêu cầu của buồng cấp đông rất thấp, nhiệt độ sôi của tác nhân lạnh trong bình bốc hơi bắt buộc phải giảm theo. Chính điều này làm hạ thấp áp suất của tác nhân lạnh ở đầu hút của máy nén và do đó làm gia tăng tỉ số nén của hệ thống. Để hạn chế khả năng giảm hiệu suất của máy nén do tỉ số nén gia tăng, thông thường ở những trường hợp này người ta ứng dụng máy nén 2 cấp.

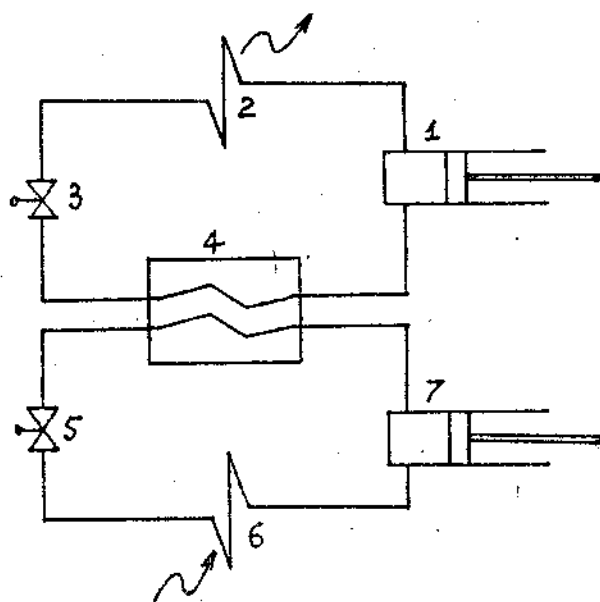
12.5.2. Một số ứng dụng khác

Ngoài những ứng dụng thông thường đã trình bày ở trên, kỹ thuật lạnh còn được ứng dụng cho một số trường hợp đặc biệt khác. Ở những trường hợp này, sơ đồ cụ thể có hơi khác với sơ đồ nguyên tắc đã nêu ở hình 12.6.

1. Máy lạnh Cascade

Ta hiểu máy lạnh Cascade là loại máy lạnh ghép theo tầng, thường được dùng ở những nơi có yêu cầu nhiệt độ rất thấp. Ví dụ, trong lĩnh vực y tế, để trữ máu và những chế phẩm có liên quan, người ta cần môi trường có nhiệt độ thấp hơn -70°C . Ở trường hợp này, việc sử dụng máy lạnh Cascade rất là thích hợp.

Hình 12.16 trình bày sơ đồ nguyên tắc của máy lạnh Cascade. Từ sơ đồ, ta thấy hệ thống bao gồm 2 máy lạnh ghép với nhau. Máy lạnh tầng trên gồm có máy nén 1, bình ngưng 2, van tiết lưu 3 và bình bốc



Hình 12.16

hơi 4. Máy lạnh tầng dưới gồm bình ngưng 4, van tiết lưu 5, bình bốc hơi 6 và máy nén 7. Như vậy, ta thấy thiết bị số 4 vừa làm nhiệm vụ bình bốc hơi của tầng trên, vừa giữ nhiệm vụ bình ngưng của tầng dưới. Ta gọi thiết bị số 4 là bình bốc hơi-ngưng tụ. Ở thiết bị này, tất nhiên nhiệt độ sôi của tác nhân lạnh ở tầng trên phải hơi nhỏ hơn nhiệt độ ngưng tụ của tác nhân lạnh ở tầng dưới. Thông thường máy lạnh tầng dưới là máy lạnh 1 cấp nén. Trong khi đó máy lạnh tầng trên có thể là loại nén 1 cấp hoặc 2 cấp, điều này hoàn toàn phụ thuộc vào nhiệt độ cần làm lạnh.

Do nhiệt độ không gian cần làm lạnh có trị số rất thấp, nói chung người ta không sử dụng cùng một loại tác nhân lạnh cho cả 2 tầng. Để làm giảm độ chân không ở bình bốc hơi 6 và để tránh ảnh hưởng của nhiệt độ đóng băng, người ta có xu hướng chọn tác nhân lạnh ở tầng dưới có áp suất bão hòa khá cao so với các loại tác nhân lạnh khác khi ở cùng nhiệt độ. Trong các hệ thống máy lạnh Cascade hiện có, thông thường tác nhân lạnh ở tầng trên là R22, còn tác nhân lạnh ở tầng dưới là R13, R23, propane, ...

2. Sản xuất đá khô

Như đã đề cập sơ bộ trong mục §5.4, đá khô là thuật ngữ dùng để chỉ CO_2 rắn ở điều kiện áp suất khí quyển. Do áp suất của CO_2 ở điểm 3 thể có giá trị lớn hơn nhiều so với áp suất khí quyển, cho nên ở điều kiện áp suất khí quyển CO_2 rắn có thể biến đổi thẳng từ pha rắn sang pha hơi mà không qua trung gian của pha lỏng. Ta gọi *quá trình biến đổi pha từ rắn sang hơi là quá trình thăng hoa*. Bảng 12.1 trình bày một vài số liệu nhiệt động có liên quan của CO_2 để tham khảo.

Bảng 12.1

Áp suất tại điểm 3 thể, kPa	501,467
Nhiệt độ tại điểm 3 thể, °C	- 56,61
Nhiệt độ biến đổi từ pha rắn sang pha hơi ở áp suất khí quyển, °C	- 78,33
Ẩn nhiệt của quá trình thăng hoa ở áp suất khí quyển, kJ/kg	572,198

Từ bảng 12.1, ta thấy trong điều kiện áp suất khí quyển CO_2 rắn biến đổi sang pha hơi ở nhiệt độ khá thấp. Chính vì vậy người ta nghĩ đến việc sản xuất CO_2 rắn để dùng bảo quản các sản phẩm dễ bị hư hỏng trong quá trình vận chuyển. Tuy nhiên, do việc sản xuất đá khô khá tốn kém, cho đến nay người ta còn giới hạn việc sản xuất và sử dụng đá khô. Nói chung, thông thường đá khô có thể được dùng để bảo quản các loại thực phẩm cao cấp chưa qua khâu đông lạnh.

Về nguyên tắc, sơ đồ sản xuất CO_2 rắn có nét tương tự như hệ thống lạnh mô tả ở hình 12.6. Trong trường hợp này chất môi giới của hệ thống là CO_2 , hệ thống không hoàn toàn kín như hệ thống lạnh thông thường. Ở đầu ra của máy nén, áp suất của CO_2 được nâng lên đến giá trị khá cao, vào khoảng 68 kgf/cm^2 . Sau đó khí CO_2 được đưa vào bình ngưng giải nhiệt bằng nước để thực hiện quá trình ngưng tụ. Từ bình ngưng, lỏng CO_2 được cho đi qua van tiết lưu để giảm áp suất đến giá trị khoảng bằng áp suất khí quyển và đi vào buồng chứa CO_2 rắn. Như vậy, so với sơ đồ ở hình 12.6, trong trường hợp này buồng chứa CO_2 rắn được thay vào vị trí của dàn bay hơi 2. Ở buồng chứa CO_2 rắn, ta thấy một bộ phận CO_2

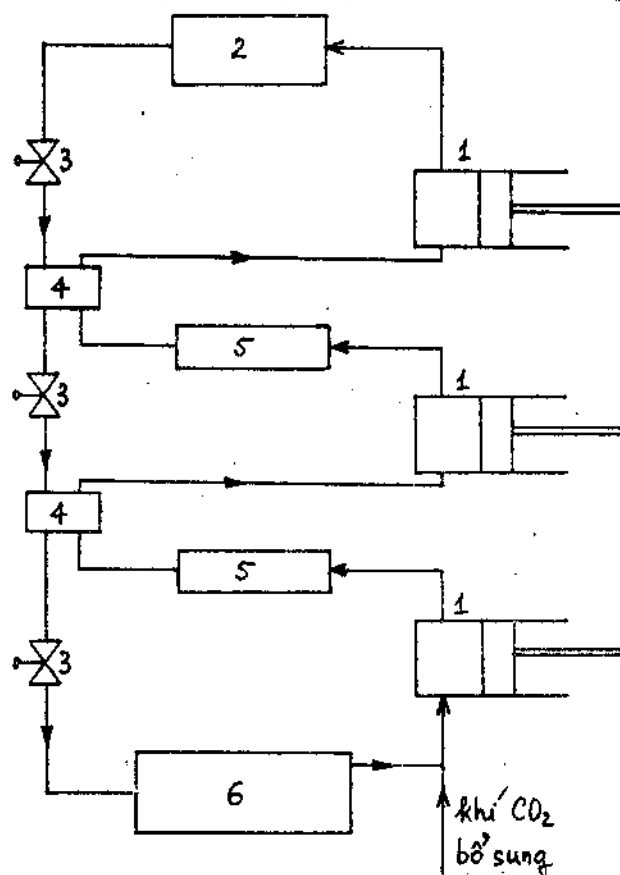
sau khi đi qua van tiết lưu đã hóa rắn nhưng là dạng rắn xốp (còn gọi là tuyết CO_2), bộ phận còn lại vẫn còn ở dạng hơi và được hút trở về máy nén. Do một phần CO_2 đã biến thành dạng rắn xốp sau van tiết lưu nên ta cần phải cung cấp bổ sung khí CO_2 ở đầu hút máy nén. Chính vì vậy hệ thống này không hoàn toàn kín như đã nói. Để tạo CO_2 rắn, người ta lấy tuyết CO_2 nén lại bằng các biện pháp cơ học theo các hình dạng đã định trước. Do tỉ số áp suất giữa bình ngưng và buồng chứa CO_2 rắn khá cao nên *máy nén dùng trong hệ thống này phải là máy nén nhiều cấp*. Nhược điểm của sơ đồ sản xuất CO_2 rắn mà ta đang mô tả là mức tiêu hao năng lượng khá cao. Người ta thấy, bình quân phải tiêu tốn khoảng 335 kWh mới sản xuất được 1 tấn CO_2 rắn.

Để giải quyết nhược điểm đã nói, người ta áp dụng một số biện pháp cải tiến sau:

- Giải nhiệt trung gian sau mỗi cấp nén bằng nước.
- Giải nhiệt trung gian bằng bình trung gian.
- Nâng áp suất ở buồng chứa CO_2 rắn cao hơn áp suất khí quyển.
- Dùng máy lạnh phụ (dạng Cascade) để duy trì nhiệt độ ngưng tụ trong bình ngưng CO_2 khoảng chừng -17°C .

Các kết quả thực tế cho thấy, khi áp dụng phối hợp các biện pháp đã nêu, mức tiêu hao năng lượng có khả năng ít hơn 148 kWh/tấn CO_2 rắn.

Hình 12.17 trình bày sơ đồ sản xuất CO_2 rắn với 3 cấp nén, sau mỗi cấp nén có giải nhiệt trung gian bằng nước và bằng bình trung gian, áp suất ở buồng chứa CO_2 rắn là áp suất khí quyển, bình ngưng CO_2 được duy trì ở nhiệt độ -17°C nhờ vào một máy lạnh phụ.



Hình 12.17. Hệ thống sản xuất đá khô
1. Máy nén; 2. Bình ngưng; 3. Van tiết lưu;
4. Bình trung gian; 5. Giải nhiệt bằng nước;
6. Buồng chứa đá khô

3. Tách ẩm và sấy lạnh

Trong thực tế, do môi trường không khí xung quanh ở một số nơi có độ ẩm ướt khá cao, người ta cần thực hiện kỹ thuật tách ẩm để làm cho không khí trong nhà hay trong một không gian chọn lọc nào đó có độ ẩm đạt đến giá trị yêu cầu. Ở những trường hợp này, người ta sẽ sử dụng máy lạnh và xử lý không khí theo các bước tuần tự sau:

- Cho không khí ngoài trời đi qua dàn lạnh của máy lạnh. Nhiệt độ bề mặt bên ngoài của dàn lạnh cần phải nhỏ hơn nhiệt độ đọng sương tương ứng với không khí đi vào ở một

mức độ nào đó tùy theo yêu cầu tách ẩm. Ở giai đoạn này, một bộ phận hơi nước có trong không khí sẽ bị tách ra và do đó độ chứa hơi của không khí sẽ hạ xuống. Trong trường hợp thực tế, độ ẩm tương đối của không khí ngay sau khi ra khỏi dàn lạnh không thể đạt đến giá trị 100% mà chỉ gần 100%.

- Không khí sau khi ra khỏi dàn lạnh được cho đi qua dàn nóng của máy lạnh (có thể dùng thêm điện trở phụ). Ta thấy độ chứa hơi của không khí không thay đổi nhưng nhiệt độ không khí được làm tăng đến giá trị yêu cầu. Chính nhờ quá trình này mà độ ẩm tương đối của không khí hạ xuống, hay nói cách khác, không khí khô hơn.

Có thể ứng dụng quá trình xử lý không khí vừa nêu vào kỹ thuật sấy. Ta biết, có những đối tượng sấy không thích hợp cho phương pháp sấy nóng, ví dụ như các loại rau, quả, củ, ... Ở những trường hợp này, nếu dùng không khí nóng (khoảng $60^{\circ}\text{C} + 70^{\circ}\text{C}$) để sấy thì các đối tượng sấy nói trên bị biến chất và mất đi những mùi vị đặc trưng cần thiết. Chính vì vậy, cần phải xử lý không khí sao cho ở điều kiện bằng hay hơi lớn hơn nhiệt độ môi trường xung quanh, không khí có độ ẩm nhỏ ở mức thích hợp cho quá trình sấy. *Ta gọi quá trình sấy như vậy là sấy lạnh.* Việc xử lý không khí trước khi đưa vào buồng sấy về cơ bản được thực hiện theo các bước đã trình bày ở trên.



ĐƠN VỊ VÀ CÁCH CHUYỂN ĐỔI ĐƠN VỊ

1. Gia tốc:

$$\begin{aligned} 1 \text{ ft/s}^2 &= 0,3048 \text{ m/s}^2 \\ 1 \text{ m/s}^2 &= 3,2835 \text{ ft/s}^2 \end{aligned}$$

2. Lưu lượng thể tích:

$$\begin{aligned} 1 \text{ cfm} &= 4,71947 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s} = 1,699 \text{ m}^3/\text{h} \\ 1 \text{ m}^3/\text{h} &= 0,588578 \text{ cfm} \end{aligned}$$

3. Diện tích:

$$\begin{aligned} 1 \text{ m}^2 &= 10,7639 \text{ ft}^2 = 1550 \text{ in}^2 \\ 1 \text{ are} &= 100 \text{ m}^2 \\ 1 \text{ hectare} &= 10^4 \text{ m}^2 \\ 1 \text{ ft}^2 &= 929 \text{ cm}^2 \\ 1 \text{ in}^2 &= 645,16 \text{ mm}^2 \end{aligned}$$

4. Chiều dài:

$$\begin{aligned} 1 \text{ in} &= 25,4 \text{ mm} \\ 1 \text{ ft} &= 304,8 \text{ mm} \\ 1 \text{ yard} &= 0,9144 \text{ m} \\ 1 \text{ mile} &= 1,609344 \text{ km} = 5280 \text{ ft} \\ 1 \text{ m} &= 3,2808 \text{ ft} \end{aligned}$$

5. Thể tích:

$$\begin{aligned} 1 \text{ gal(US)} &= 3,7854 \text{ lít} = 0,13368 \text{ ft}^3 \\ 1 \text{ in}^3 &= 16,387 \text{ cm}^3 \\ 1 \text{ ft}^3 &= 0,0283168 \text{ m}^3 \\ 1 \text{ m}^3 &= 35,3147 \text{ ft}^3 \\ 1 \text{ cm}^3 &= 0,061024 \text{ in}^3 \end{aligned}$$

6. Khối lượng:

$$\begin{aligned} 1 \text{ oz} &= 28,3495 \text{ g} \\ 1 \text{ lb} &= 0,45359237 \text{ kg} = 16 \text{ oz} \\ 1 \text{ quintal} &= 100 \text{ kg} \\ 1 \text{ ton} &= 1016,05 \text{ kg} \end{aligned}$$

1 kg	=	2,2046 lb
1 g	=	15,432 grains

7. Khối lượng riêng:

1 lb/in ³	=	27,68 g/cm ³
1 lb/ft ³	=	16,019 kg/m ³
1 kg/m ³	=	0,06243 lb/ft ³

Khối lượng riêng của không khí khô tại 21°C là 1,2 kg/m³

Khối lượng riêng của không khí ẩm tại 21°C và $\varphi = 50\%$ là 1,184 kg/m³.

8. Áp suất:

1 psi	=	6,89476 kPa = 6894,76 N/m ²
1 in Hg	=	3,38639 kPa
1 in H ₂ O	=	0,24908 kPa
1 ft H ₂ O	=	2,98896 kPa
1 tonf/in ²	=	15,4443 MPa
1 bar	=	10 ⁵ N/m ² = 10 ⁵ Pa
1 at	=	0,9807 bar = 735,5 mmHg = 10 mH ₂ O
1 kgf/cm ²	=	1 at = 98,0665 kPa = 10 ⁴ mmAq
1 mmHg	=	1 torr = 133,322 Pa
1 mmH ₂ O	=	9,80665 Pa
1 mmAq	=	1 kgf/m ² = 9,807 N/m ²

9. Công suất, năng suất:

1 HP	=	0,7457 kW
1 W	=	1 J/s = 3,4118 Btu/h
1 tấn lạnh	=	12000 Btu/h = 3,5169 kW

10. Nhiệt độ:

°F	=	1,8°C + 32
°C	=	$\frac{5}{9} (°F - 32)$
°K	=	°C + 273,15
°R	=	1,8°K

11. Thời gian:

1 phút	=	60 s
1 giờ	=	3600 s
1 ngày	=	86400 s
1 tuần	=	0,6048 Ms
1 năm	=	31,536 Ms

12. Năng lượng:

1 kWh	=	3600 kJ	= 3412 Btu
1 kcal	=	4,187 kJ	
1 Btu	=	1,05506 kJ	= 0,25198 kcal
1 cal	=	3,968 Btu	
1 ft.lbf	=	1,35582 J	
1 Therm	=	105,506 MJ	
1 kJ	=	1 kW . s	

13. Entanpi:

1 Btu/lb	=	2,326 kJ/kg
1 kcal/kg	=	4,187 kJ/kg

14. Lực:

1 lbf	=	4,44822 N
1 tonf	=	9,964 kN
1 kip	=	4,44822 kN
1 kgf	=	1 kp = 9,80665 N

15. Hệ số truyền nhiệt:

1 Btu/h.ft ² . °F	=	5,67826 W/m ² . °K
1 kcal/h.m ² . °C	=	1,163 W/m ² . °K

16. Độ chứa hơi:

1 grain/lb	=	0,1428 g/kg
1 g/kg	=	7 grain/lb

17. Nhiệt dung riêng:

1 Btu/lb . °F	=	4,1868 kJ/kg . °K

18. Tốc độ:

1 fps	=	0,3048 m/s
1 fpm	=	0,00508 m/s
1 m/s	=	196,85 fpm

19. Các thừa số thập phân (decimal Multipliers):

Tera	T	=	10^{12}
Giga	G	=	10^9
Mega	M	=	10^6
Kilo	k	=	10^3
Hecto	h	=	10^2
Deca	da	=	10
Deci	d	=	10^{-1}
Centi	c	=	10^{-2}
Mili	m	=	10^{-3}
Micro	μ	=	10^{-6}
Nano	n	=	10^{-9}
Pico	p	=	10^{-12}
Femto	f	=	10^{-15}
Atto	a	=	10^{-18}

PHỤ LỤC 1

Bảng 1. Nhiệt dung riêng của ôxy

Nhiệt độ	Nhiệt dung riêng mol kJ/kmol.độ				Nhiệt dung riêng khối lượng kJ/kg.độ		Nhiệt dung riêng thể tích kJ/m ³ .độ	
	μ_{cp}	μ_{cv}	μ_{cpb}	μ_{cvb}	c_{ptb}	c_{vib}	c_{ptb}	c_{vib}
0	29,274	20,959	29,274	20,959	0,9148	0,6548	1,3059	0,9349
100	29,877	21,562	29,538	21,223	0,9232	0,6632	1,3176	0,9466
200	30,815	22,500	29,931	21,616	0,9353	0,6753	1,3352	0,9642
300	31,832	23,517	30,400	22,085	0,9500	0,6900	1,3561	0,9852
400	32,758	24,443	30,878	22,563	0,9651	0,7051	1,3775	1,0065
500	33,549	25,234	31,334	23,019	0,9793	0,7193	1,3980	1,0270
600	34,202	25,887	31,761	23,446	0,9927	0,7327	1,4168	1,0459
700	34,746	26,431	32,150	23,835	1,0018	0,7448	1,4344	1,0634
800	35,203	26,888	32,502	24,187	1,0157	0,7557	1,4499	1,0789
900	35,584	27,269	32,825	24,510	1,0258	0,7658	1,4645	1,0936
1000	35,914	27,599	33,118	24,803	1,0350	0,7750	1,4775	1,1066
1100	36,216	27,901	33,386	25,071	1,0434	0,7834	1,4892	1,1183
1200	36,488	28,173	33,633	25,318	1,0509	0,7913	1,5005	1,1296
1300	36,752	28,437	33,863	25,548	1,0580	0,7984	1,5106	1,1396
1400	36,999	28,684	34,076	25,761	1,0647	0,8051	1,5202	1,1493
1500	37,242	28,927	34,282	25,967	1,0714	0,8114	1,5294	1,1585
1600	37,480	29,165	34,474	26,159	1,0773	0,8173	1,5378	1,1669
1700	37,715	29,400	34,658	26,343	1,0831	0,8231	1,5462	1,1752
1800	37,945	29,630	34,834	26,519	1,0886	0,8286	1,5541	1,1832
1900	38,175	29,860	35,006	26,691	1,0940	0,8340	1,5617	1,1907
2000	38,406	30,091	35,169	26,854	1,0990	0,8390	1,5692	1,1978
2100	38,636	30,321	35,328	27,013	1,1041	0,8441	1,5759	1,2050
2200	38,858	30,543	35,483	27,168	1,1087	0,8491	1,5830	1,2121
2300	39,080	30,765	35,634	27,319	1,1137	0,8537	1,5897	1,2188
2400	39,293	30,978	35,785	27,470	1,1183	0,8583	1,5964	1,2255
2500	39,502	31,187	35,927	27,612	1,1229	0,8629	1,6027	1,2318
2600	39,708	31,393	36,069	27,754	1,1271	0,8675	1,6090	1,2380
2700	39,909	31,594	36,207	27,892	1,1313	0,8717	1,6153	1,2443

Bảng 2. Nhiệt dung riêng của nước

Nhiệt độ	Nhiệt dung riêng mol kJ/kmol.độ				Nhiệt dung riêng khối lượng kJ/kg.độ		Nhiệt dung riêng thể tích kJ/m ³ .độ	
t°C	μ_{cp}	μ_{cv}	μ_{cpb}	μ_{cvb}	c_{pib}	c_{vib}	c_{pib}	c_{vib}
0	29,115	20,80	29,115	20,800	1,0392	0,7423	1,2987	0,9278
100	29,199	20,884	29,144	20,829	1,0440	0,7427	1,3004	0,9295
200	29,471	21,156	29,228	20,913	1,0434	0,7465	1,3038	0,9328
300	29,952	21,637	20,383	21,068	1,0488	0,7519	1,3109	0,9399
400	30,576	22,261	29,601	21,286	1,0567	0,7599	1,3205	0,9496
500	31,250	22,935	29,864	21,549	1,0660	0,7691	1,3322	0,9613
600	31,920	23,605	30,149	21,834	1,0760	0,7782	1,3452	0,9743
700	32,540	24,225	30,451	22,136	1,0869	0,7900	1,3586	0,9877
800	33,101	24,786	30,748	22,433	1,0974	0,8005	1,3716	1,0006
900	33,599	25,284	31,037	22,722	1,1076	0,8110	1,3845	1,0136
1000	34,039	25,724	31,313	22,998	1,1179	0,8210	1,3971	1,0178
1100	34,424	26,109	31,577	23,262	1,1271	0,8302	1,4089	1,0379
1200	34,773	26,448	31,828	23,513	1,1359	0,8395	1,4202	1,0492
1300	35,070	26,745	32,067	23,752	1,1447	0,8478	1,4306	1,0597
1400	35,330	27,005	32,293	23,978	1,1526	0,8558	1,4407	1,0697
1500	35,556	27,231	32,502	24,187	1,1602	0,8633	1,4499	1,0789
1600	35,757	27,432	32,699	24,384	1,1673	0,8704	1,4587	1,0877
1700	35,937	27,612	32,883	24,568	1,1736	0,8771	1,4671	1,0961
1800	36,100	27,775	33,055	24,740	1,1798	0,8830	1,4746	1,1036
1900	36,247	27,922	33,218	24,903	1,1857	0,8889	1,4821	1,1112
2000	36,377	28,052	33,373	25,058	1,1911	0,8943	1,4888	1,1179
2100	36,494	28,169	33,520	25,205	1,1966	0,8997	1,4955	1,1246
2200	36,603	28,278	33,668	25,343	1,2012	0,9048	1,5018	1,1304
2300	36,703	28,378	33,787	25,472	1,2058	0,9094	1,5072	1,1363
2400	36,795	28,470	33,909	25,594	1,2104	0,9136	1,5127	1,1417
2500	36,879	28,554	34,022	25,707	1,2142	0,9177	1,5177	1,1468

Bảng 3. Nhiệt dung riêng của khí CO

Nhiệt độ	Nhiệt dung riêng mol, kJ/kmol.độ				Nhiệt dung riêng khối lượng kJ/kg.độ		Nhiệt dung riêng thể tích kJ/m ³ .độ	
	μ_{cp}	μ_{cv}	μ_{cptb}	μ_{cvtb}	c_{ptb}	c_{vtb}	c_{ptb}	c_{vtb}
0	29,123	20,808	29,123	20,808	1,0396	0,7427	1,2992	0,9282
100	29,262	20,947	29,178	20,863	1,0417	0,7448	1,3017	0,9307
200	29,647	21,332	29,303	20,988	1,0463	0,7494	1,3071	0,9362
300	30,254	21,939	29,517	21,202	1,0538	0,7570	1,3167	0,9458
400	30,974	22,659	29,789	21,474	1,0634	0,7666	1,3289	0,9579
500	31,707	23,392	30,099	21,784	1,0748	0,7775	1,3427	0,9718
600	32,402	24,087	30,425	22,110	1,0861	0,7892	1,3574	0,9864
700	33,025	24,710	30,752	22,437	1,0978	0,8009	1,3720	1,0011
800	33,574	25,259	31,070	22,755	1,1091	0,8122	1,3862	1,0153
900	34,055	25,740	31,376	23,061	1,1200	0,8231	1,3996	1,0287
1000	34,470	26,155	31,665	23,350	1,1304	0,8336	1,4126	1,0417
1100	34,826	26,511	31,937	23,622	1,1401	0,8432	1,4248	1,0538
1200	35,140	26,825	32,192	23,877	1,1493	0,8566	1,4361	1,0651
1300	35,412	27,097	32,427	24,112	1,1577	0,8608	1,4465	1,0756
1400	35,646	27,331	32,653	24,338	1,1656	0,8688	1,4566	1,0856
1500	35,856	27,541	32,858	24,543	1,1731	0,8763	1,4658	1,0948
1600	36,040	27,725	33,051	24,736	1,1798	0,8830	1,4746	1,1036
1700	36,203	27,888	33,231	24,916	1,1865	0,8893	1,4825	1,1116
1800	36,350	28,035	33,402	25,087	1,1924	0,8956	1,4901	1,1191
1900	36,480	28,165	33,561	25,246	1,1983	0,9014	1,4972	1,1262
2000	36,597	28,282	33,708	25,393	1,2033	0,9064	1,5039	1,1329
2100	36,706	28,391	33,850	25,535	1,2083	0,9115	1,5102	1,1392
2200	36,802	28,487	33,980	25,665	1,2129	0,9161	1,5160	1,1451
2300	36,894	28,579	34,106	25,791	1,2175	0,9207	1,5215	1,1505
2400	36,978	28,663	34,223	25,908	1,2217	0,9249	1,5269	1,1560
2500	37,053	28,738	34,336	26,021	1,2259	0,9291	1,5320	1,1610

Bảng 4. Nhiệt dung riêng của hydro (H_2)

Nhiệt độ		Nhiệt dung riêng mol, kJ/kmol.độ				Nhiệt dung riêng khối lượng kJ/kg.độ		Nhiệt dung riêng thể tích kJ/m ³ .độ	
t°C	μ_{cp}	μ_{cv}	μ_{cpb}	μ_{cvb}	c_{pb}	c_{vb}	C'_{pb}	C'_{vb}	
0	28,617	20,302	28,617	20,302	14,195	10,071	1,2766	0,9056	
100	29,128	20,813	28,935	20,620	14,353	10,228	1,2908	0,9198	
200	29,241	20,926	29,073	20,758	14,421	10,297	1,2971	0,9261	
300	29,299	20,984	29,123	20,808	14,446	10,322	1,2992	0,9282	
400	29,396	21,081	29,186	20,871	14,477	10,353	1,3021	0,9311	
500	29,559	21,244	29,249	20,934	14,509	10,384	1,3050	0,9341	
600	29,793	21,487	29,316	21,001	14,542	10,417	1,3080	0,9370	
700	30,099	21,748	29,408	21,093	14,587	10,463	1,3121	0,9412	
800	30,472	22,157	29,517	21,202	14,641	10,517	1,3167	0,9458	
900	30,869	22,554	29,647	21,332	14,706	10,581	1,3226	0,9516	
1000	31,284	22,969	29,789	21,474	14,776	10,652	1,3289	0,9579	
1100	31,723	23,408	29,944	21,629	14,853	10,727	1,3360	0,9650	
1200	32,155	23,840	30,107	21,792	14,934	10,809	1,3431	0,9722	
1300	32,590	24,275	30,288	21,973	15,023	10,899	1,3511	0,9801	
1400	33,000	24,685	30,467	22,152	15,113	10,988	1,3591	0,9881	
1500	33,394	25,079	30,647	22,322	15,202	11,077	1,3674	0,9964	
1600	33,762	25,447	30,832	22,517	15,294	11,169	1,3754	1,0044	
1700	34,114	25,799	31,012	22,697	15,383	11,268	1,3833	1,0124	
1800	34,445	26,130	31,192	22,877	15,472	11,347	1,3917	1,0207	
1900	34,763	26,448	31,372	23,057	15,561	11,437	1,3996	1,0287	
2000	35,056	26,741	31,548	23,233	15,649	11,524	1,4076	1,0366	
2100	35,332	27,017	31,723	23,408	15,736	11,611	1,4151	1,0442	
2200	35,605	27,290	31,891	23,576	15,819	11,694	1,4227	1,0517	
2300	35,852	27,537	32,058	23,743	15,902	11,798	1,4302	1,0593	
2400	36,090	27,775	32,222	23,907	15,983	11,858	1,4373	1,0664	
2500	36,316	28,001	32,385	24,070	16,064	11,937	1,4449	1,0739	
2600	36,530	28,215	32,540	24,225	16,141	12,016	1,4516	1,0806	
2700	36,731	28,416	32,691	24,376	16,215	12,091	1,4583	1,0873	

PHỤ LỤC 2

Bảng 1. Nước và hơi nước bão hòa (theo nhiệt độ)

t °C	p bar	v' m ³ /kg	v'' m ³ /kg	ρ'' kg/m ³	i' kJ/kg	i'' kJ/kg	r kJ/kg	S' kJ/kg.độ	S'' kJ/kg.độ
0,01	0,006108	0,0010002	206,3	0,004847	0	2501	2501	0	9,1544
5	0,008719	0,0010001	147,2	0,006793	21,05	2510	2489	0,0762	9,0241
10	0,012277	0,0010004	106,42	0,009398	42,04	2519	2477	0,1510	8,8994
15	0,017041	0,0010010	77,97	0,01282	62,97	2528	2465	0,2244	8,7806
20	0,02337	0,0010018	57,84	0,01729	83,90	2537	2454	0,2964	8,6665
25	0,03166	0,0010030	43,40	0,02304	104,81	2547	2442	0,3672	8,5570
30	0,04241	0,0010044	32,93	0,03037	125,71	2556	2430	0,4366	8,4523
35	0,05622	0,0010061	25,24	0,03962	146,60	2565	2418	0,5049	8,3519
40	0,07375	0,0010079	19,55	0,05115	167,50	2574	2406	0,5723	8,2559
45	0,09584	0,0010099	15,28	0,06544	188,40	2582	2394	0,6384	8,1638
50	0,12335	0,0010121	12,04	0,08306	209,3	2592	2383	0,7038	8,0753
55	0,15740	0,0010145	9,578	0,1044	230,2	2600	2370	0,7679	7,9901
60	0,19917	0,0010171	7,678	0,1302	251,1	2609	2358	0,8311	7,9084
65	0,2501	0,0010199	6,201	0,1613	272,1	2617	2345	0,8934	7,8297
70	0,3117	0,0010228	5,045	0,1982	293,0	2626	2333	0,9549	7,7544
75	0,3855	0,0010258	4,133	0,2420	314,0	2635	2321	1,0157	7,6815
80	0,4736	0,0010290	3,408	0,2934	334,9	2643	2308	1,0753	7,6116
85	0,5781	0,0010324	2,828	0,3536	355,9	2651	2295	1,1342	7,5438
90	0,7011	0,0010359	2,361	0,4235	377,0	2659	2282	1,1925	7,4787
95	0,8451	0,0010396	1,982	0,5045	398,0	2668	2270	1,2502	7,4155
100	1,0132	0,0010435	1,673	0,5977	419,1	2676	2257	1,3071	7,3547
105	1,2079	0,0010474	1,419	0,7047	440,2	2683	2243	1,3632	7,2959
110	1,4326	0,0010515	1,210	0,8264	461,3	2691	2230	1,4184	7,2387
115	1,6905	0,0010559	1,036	0,9652	482,5	2698	2216	1,4733	7,1832
120	1,9854	0,0010603	0,8917	1,121	503,7	2706	2202	1,5277	7,1298
125	2,3208	0,0010649	0,7704	1,298	525,0	2713	2188	1,5814	7,0777

Tiếp bảng 1

t °C	p bar	v m ³ /kg	v'' m ³ /kg	ρ'' kg/m ³	i' kJ/kg	i'' kJ/kg	r kJ/kg	S' kJ/kg.độ	S'' kJ/kg.độ
130	2,7011	0,0010697	0,6683	1,496	546,3	2721	2174	1,6345	7,0272
135	3,130	0,0010747	0,5820	1,718	567,5	2727	2159	1,6869	6,9781
140	3,614	0,0010798	0,5087	1,966	589,0	2734	2145	1,7392	6,9304
145	4,155	0,0010851	0,4461	2,242	610,5	2740	2130	1,7907	6,8839
150	4,760	0,0010906	0,3926	2,547	632,2	2746	2114	1,8418	6,8383
155	5,433	0,0010962	0,3466	2,885	653,9	2753	2099	1,8924	6,7940
160	6,180	0,0011021	0,3068	3,258	675,5	2758	2082	1,9427	6,7508
165	7,008	0,0011081	0,2725	3,670	697,3	2763	2066	1,9924	6,7081
170	7,920	0,0011144	0,2426	4,122	719,2	2769	2050	2,0417	6,6666
175	8,925	0,0011208	0,2166	4,617	741,1	2773	2032	2,0909	6,6256
180	10,027	0,0011275	0,1939	5,157	763,1	2778	2015	2,1395	6,5858
185	11,234	0,0011344	0,1739	5,750	785,2	2782	1997	2,1876	6,5465
190	12,553	0,0011415	0,1564	6,394	807,5	2786	1979	2,2357	6,5074
195	13,989	0,0011489	0,1409	7,097	829,9	2790	1960	2,2834	6,4694
200	15,551	0,0011565	0,1272	7,862	852,4	2793	1941	2,3308	6,4318
205	17,245	0,0011644	0,1151	8,688	875,0	2796	1921	2,3777	6,3945
210	19,080	0,0011726	0,1043	9,588	897,7	2798	1900	2,4246	6,3577
215	21,062	0,0011812	0,09465	10,56	920,7	2800	1879	2,4715	6,3212
220	23,201	0,0011900	0,08606	11,62	943,7	2802	1858	2,5179	6,2849
225	25,504	0,0011992	0,07837	12,76	966,9	2802	1835	2,5640	6,2488
230	27,979	0,0012087	0,07147	13,99	990,4	2803	1813	2,6101	6,2133
235	30,635	0,0012187	0,06527	15,32	1013,9	2804	1790	2,6561	6,1780
240	33,480	0,0012291	0,05967	16,76	1037,5	2803	1766	2,7021	6,1425
245	36,524	0,0012399	0,05462	18,30	1061,6	2803	1741	2,7478	6,1073
250	39,776	0,0012512	0,05006	19,98	1085,7	2801	1715	2,7934	6,0721
255	43,25	0,0012631	0,04591	21,78	1110,2	2799	1689	2,8394	6,0366

Tiếp bảng 1

t °C	p bar	v' m ³ /kg	v'' m ³ /kg	ρ'' kg/m ³	i' kJ/kg	i'' kJ/kg	r kJ/kg	S' kJ/kg.độ	S'' kJ/kg.độ
260	46,94	0,0012755	0,04215	23,72	1135,1	2796	1661	2,8851	6,0013
265	50,87	0,0012886	0,03872	25,83	1160,2	2794	1634	2,9307	5,9657
270	55,05	0,0013023	0,03560	28,09	1185,3	2790	1605	2,9764	5,9297
275	59,49	0,0013168	0,03274	30,53	1210,7	2785	1574,2	3,0223	5,8938
280	64,91	0,0013321	0,03013	33,19	1236,9	2780	1542,9	3,0681	5,8573
285	69,18	0,0013483	0,02774	36,05	1263,1	2773	1510,2	3,1146	5,8205
290	74,45	0,0013655	0,02554	39,15	1290,0	2766	1476,3	3,1611	5,7827
295	80,02	0,0013839	0,02351	42,53	1317,2	2758	1441,0	3,2079	5,7443
300	85,92	0,0014036	0,02164	46,21	1344,9	2749	1404,2	3,2548	5,7049
305	92,14	0,001425	0,01992	50,20	1373,1	2739	1365,6	3,3026	5,6647
310	98,70	0,001447	0,01832	54,58	1402,1	2727	1325,2	3,3508	5,6233
315	105,61	0,001472	0,01683	59,42	1431,7	2714	1282,3	3,3996	5,5802
320	112,90	0,001499	0,01545	64,72	1462,1	2700	1237,8	3,4495	5,5353
325	120,57	0,001529	0,01417	70,57	1493,6	2684	1190,3	3,5002	5,4891
330	128,56	0,001562	0,01297	77,10	1526,1	2666	1139,6	3,5522	5,4412
335	137,14	0,001599	0,01184	84,46	1559,8	2646	1085,7	3,6056	5,3905
340	146,08	0,001639	0,01078	92,76	1594,7	2622	1027,0	3,6605	5,3361
345	155,48	0,001686	0,009771	102,34	1639	2595	963,5	3,7184	5,2769
350	165,37	0,001741	0,008803	113,6	1671	2565	893,5	3,7786	5,2117
355	175,77	0,001807	0,007869	127,1	1714	2527	813,0	3,8439	5,1385
360	186,74	0,001894	0,006943	144,0	1762	2481	719,3	3,9162	5,0530
365	198,30	0,00202	0,00599	166,8	1817	2421	603,5	4,0009	4,9463
370	210,53	0,00222	0,00493	203	1893	2331	438,4	4,1137	4,7951
374	220,87	0,00280	0,00347	288	2031,9	2147	114,7	4,3258	4,5029

Bảng 2. Nước và hơi nước bão hòa (theo áp suất)

p bar	t °C	v' m ³ /kg	v'' m ³ /kg	ρ'' kg/m ³	i' kJ/kg	i'' kJ/kg	r kJ/kg	S' kJ/kg.độ	S'' kJ/kg.độ
0,010	6,92	0,0010001	129,9	0,00770	29,32	2513	2484	0,1054	8,975
0,015	13,038	0,0010007	87,90	0,01138	54,75	2525	2470	0,1958	8,827
0,020	17,514	0,0010014	66,97	0,01493	73,52	2533	2459	0,2609	8,722
0,025	21,094	0,0010021	54,24	0,01843	88,50	2539	2451	0,3124	8,642
0,030	24,097	0,0010028	45,66	0,02190	101,04	2545	2444	0,3546	8,576
0,035	26,692	0,0010035	39,48	0,02533	111,86	2550	2438	0,3908	8,521
0,040	28,979	0,0010041	34,81	0,02873	121,42	2554	2433	0,4225	8,473
0,045	31,033	0,0010047	31,13	0,03211	130,00	2557	2427	0,4507	8,431
0,050	32,88	0,0010053	28,19	0,03547	137,83	2561	2423	0,4761	8,393
0,060	36,18	0,0010064	23,74	0,04212	151,50	2567	2415	0,5207	8,328
0,070	39,03	0,0010075	20,53	0,04871	163,43	2572	2409	0,5591	8,274
0,080	41,54	0,0010085	18,10	0,05525	173,9	2576	2402	0,5927	8,227
0,090	43,79	0,0010094	16,20	0,06172	183,3	2580	2397	0,6225	8,186
0,10	45,84	0,0010103	14,68	0,06812	191,9	2584	2392	0,6492	8,149
0,11	47,72	0,0010111	13,40	0,07462	199,7	2588	2388	0,6740	8,116
0,12	49,45	0,0010119	12,35	0,08097	207,0	2591	2384	0,6966	8,085
0,13	51,07	0,0010126	11,64	0,08726	213,8	2594	2380	0,7174	8,057
0,14	52,58	0,0010133	10,89	0,09354	220,1	2596	2376	0,7368	8,031
0,15	54,00	0,0010140	10,02	0,09980	226,1	2599	2373	0,7550	8,007
0,20	60,08	0,0010171	7,647	0,1308	251,4	2609	2358	0,8321	7,907
0,25	64,99	0,0010199	6,202	0,1612	272,0	2618	2346	0,8934	7,830
0,30	69,12	0,0010222	5,226	0,1913	289,3	2625	2336	0,9441	7,769
0,40	75,88	0,0010264	3,994	0,2504	317,7	2636	2318	1,0261	7,670
0,50	81,35	0,0010299	3,239	0,3087	340,6	2645	2304	1,0910	7,593
0,6	85,95	0,0010330	2,732	0,3661	360,0	2653	2293	1,1453	7,531
0,7	89,97	0,0010359	2,364	0,4230	376,8	2660	2283	1,1918	7,479
0,8	93,52	0,0010385	2,087	0,4792	391,8	2665	2273	1,2330	7,434
0,9	96,72	0,0010409	1,869	0,5350	405,3	2670	2265	1,2696	7,394
1,00	99,64	0,0010432	1,694	0,5903	417,4	2675	2258	1,3026	7,360
1,1	102,32	0,0010452	1,550	0,6453	428,9	2679	2250	1,3327	7,328
1,2	104,81	0,0010472	1,429	0,6999	439,4	2683	2244	1,3606	7,298

Tiếp bảng 2

p bar	t °C	v' m ³ /kg	v'' m ³ /kg	ρ'' kg/m ³	i' kJ/kg	i'' kJ/kg	r kJ/kg	S' kJ/kg.độ	S'' kJ/kg.độ
1,3	107,14	0,0010492	1,325	0,7545	449,2	2687	2238	1,3866	7,271
1,4	109,33	0,0010510	1,236	0,8080	458,5	2690	2232	1,4109	7,246
1,5	111,38	0,0010527	1,159	0,8627	467,2	2693	2226	1,4336	7,223
1,6	113,32	0,0010543	1,091	0,9164	475,4	2696	2221	1,4550	7,202
1,7	115,17	0,0010559	1,031	0,9699	483,2	2699	2216	1,4752	7,182
1,8	116,94	0,0010575	0,9773	1,023	490,7	2702	2211	1,4943	7,163
1,9	118,62	0,0010591	0,9290	1,076	497,9	2704	2206	1,5126	7,145
2,0	120,23	0,0010605	0,8854	1,129	504,8	2707	2202	1,5302	7,127
2,1	121,78	0,0010619	0,8459	1,182	511,4	2709	2198	1,5470	7,111
2,2	123,27	0,0010633	0,8098	1,235	517,8	2711	2193	1,5630	7,096
2,3	124,71	0,0010646	0,7768	1,287	524,0	2713	2189	1,5783	7,081
2,4	126,09	0,0010659	0,7465	1,340	529,8	2715	2185	1,5929	7,067
2,5	127,43	0,0010672	0,7185	1,392	535,4	2717	2182	1,6071	7,053
2,6	128,73	0,0010685	0,6925	1,444	540,9	2719	2178	1,621	7,040
2,7	129,98	0,0010697	0,6684	1,496	546,2	2721	2175	1,634	7,027
2,8	131,20	0,0010709	0,6461	1,548	551,4	2722	2171	1,647	7,015
2,9	132,39	0,0010721	0,6253	1,599	556,5	2724	2167	1,660	7,003
3,0	133,54	0,0010733	0,6057	1,651	561,4	2725	2164	1,672	6,922
3,1	134,66	0,0010744	0,5873	1,703	566,3	2727	2161	1,683	6,981
3,2	135,75	0,0010754	0,5701	1,754	571,1	2728	2157	1,695	6,971
3,3	136,82	0,0010765	0,5539	1,805	575,7	2703	2154	1,706	6,961
3,4	137,66	0,0010776	0,5386	1,857	580,2	2731	2151	1,717	6,951
3,5	138,88	0,0010786	0,5241	1,908	584,5	2732	2148	1,728	6,941
3,6	139,87	0,0010797	0,5104	1,959	588,7	2734	2145	1,738	6,932
3,7	140,84	0,0010807	0,4975	2,010	592,8	2735	2142	1,748	6,923
3,8	141,79	0,0010817	0,4852	2,061	596,8	2736	2139	1,758	6,914
3,9	142,71	0,0010827	0,4735	2,112	600,8	2737	2136	1,768	6,905
4,0	143,62	0,0010836	0,4624	2,163	604,7	2738	2133	1,777	6,897
4,1	144,51	0,0010845	0,4518	2,213	608,5	2740	2131	1,786	6,889
4,2	145,39	0,0010855	0,4416	2,264	612,3	2741	2129	1,795	6,881
4,3	146,25	0,0010865	0,4319	2,315	616,1	2742	2126	1,804	6,873

Tiếp bảng 2

p bar	t °C	v' m ³ /kg	v'' m ³ /kg	ρ'' kg/m ³	i' kJ/kg	i'' kJ/kg	r kJ/kg	S' kJ/kg.độ	S'' kJ/kg.độ
4,4	147,09	0,0010874	0,4227	2,366	619,8	2743	2123	1,812	6,865
4,5	147,92	0,0010883	0,4139	2,416	623,4	2744	2121	1,821	6,857
5,0	151,84	0,0010927	0,3747	2,669	640,1	2749	2109	1,860	6,822
6,0	158,84	0,0011007	0,3156	3,169	670,5	2757	2086	1,931	6,761
7,0	164,96	0,0011081	0,2728	3,666	697,2	2764	2067	1,992	6,709
8,0	170,42	0,0011149	0,2403	4,161	720,9	2769	2048	2,046	6,663
9,0	175,35	0,0011213	0,2149	4,654	742,8	2774	2031	2,094	6,623
10	179,88	0,0011273	0,1946	5,139	762,4	2778	2015	2,136	6,587
11	184,05	0,0011331	0,1775	5,634	781,1	2781	2000	2,179	6,554
12	187,95	0,0011385	0,1633	6,124	798,3	2785	1987	2,216	6,523
13	191,60	0,0011438	0,1512	6,614	814,5	2787	1973	2,251	6,495
14	195,04	0,0011490	0,1408	7,103	830,0	2790	1960	2,284	6,469
15	198,28	0,0011539	0,1317	7,593	844,6	2792	1947	2,314	6,445
16	201,36	0,0011586	0,1238	8,080	858,3	2793	1935	2,344	6,422
17	204,30	0,0011632	0,1167	8,569	871,6	2795	1923	2,371	6,400
18	207,10	0,0011678	0,1104	9,058	884,4	2796	1912	2,397	6,379
19	209,78	0,0011722	0,1047	9,549	896,6	2798	1901	2,422	6,359
20	212,37	0,0011766	0,09958	10,041	908,5	2799	1891	2,447	6,340
21	214,84	0,0011809	0,09492	10,54	919,8	2800	1880	2,470	6,322
22	217,24	0,0011851	0,09068	11,03	930,9	2801	1870	2,492	6,305
23	219,55	0,0011892	0,08679	11,52	941,5	2801	1860	2,514	6,288
24	221,77	0,0011932	0,08324	12,01	951,8	2802	1850	2,534	6,272
25	223,93	0,0011972	0,07993	12,51	961,8	2802	1840	2,554	6,256
26	226,03	0,0012012	0,07688	13,01	971,7	2803	1831	2,573	6,242
27	228,06	0,0012050	0,07406	13,50	981,3	2803	1822	2,592	6,227
28	230,04	0,0012088	0,07141	14,00	990,4	2803	1813	2,611	6,213
29	231,96	0,0012126	0,06895	14,50	999,4	2803	1804	2,628	6,199
30	233,83	0,0012163	0,06665	15,00	1008,3	2804	1796	2,646	6,186
32	237,44	0,0012238	0,06246	16,01	1025,3	2803	1778	2,679	6,161
34	240,88	0,0012310	0,05875	17,02	1041,9	2803	1761	2,710	6,137
36	244,16	0,0012380	0,05543	18,04	1057,5	2802	1745	2,740	6,113

Tiếp bảng 2

p bar	t °C	v' m ³ /kg	v'' m ³ /kg	ρ'' kg/m ³	i' kJ/kg	i'' kJ/kg	r kJ/kg	S' kJ/kg.độ	S'' kJ/kg.độ
38	247,31	0,0012450	0,05246	19,06	1072,7	2802	1729	2,769	6,091
40	250,33	0,0012520	0,04977	20,09	1087,5	2801	1713	2,796	6,069
42	253,24	0,0012588	0,04732	21,13	1101,7	2800	1698	2,823	6,049
44	256,05	0,0012656	0,04508	22,18	1115,3	2798	1683	2,849	6,029
46	258,75	0,0012724	0,04305	23,23	1128,8	2797	1668	2,874	6,010
48	261,37	0,0012790	0,04118	24,29	1141,8	2796	1654	2,898	5,991
50	263,91	0,0012857	0,03944	25,35	1154,4	2794	1640	2,921	5,973
55	269,94	0,0013021	0,03564	28,06	1184,9	2790	1604,6	2,976	5,930
60	275,56	0,0013185	0,03243	30,84	1213,9	2785	1570,8	3,027	5,890
65	280,83	0,0013347	0,02973	33,64	1241,3	2779	1537,5	3,076	5,851
70	285,80	0,0013510	0,02737	36,54	1267,4	2772	1504,9	3,122	5,814
75	290,50	0,0013673	0,02532	39,49	1292,7	2766	1472,8	3,166	5,779
80	294,98	0,0013838	0,02352	42,52	1317,0	2758	1441,1	3,208	5,745
85	299,24	0,0014005	0,02192	45,62	1340,8	2751	1409,8	3,248	5,711
90	303,22	0,0014174	0,02048	48,83	1363,7	2743	1379,3	3,287	5,678
95	307,22	0,0014345	0,01919	52,11	1385,9	2734	1348,4	3,324	5,646
100	310,96	0,0014521	0,01803	55,46	1407,7	2725	1317,0	3,360	5,615
110	318,04	0,001489	0,01598	62,58	1450,2	2705	1255,4	3,430	5,553
120	324,63	0,001527	0,01426	70,13	1491,1	2685	1193,5	3,496	5,492
130	330,81	0,001567	0,01277	78,30	1531,5	2662	1130,8	3,561	5,432
140	336,63	0,001611	0,01149	87,03	1570,8	2638	1066,9	3,623	5,372
150	342,11	0,001658	0,01035	99,62	1610	2611	1001,1	3,684	5,310
160	347,32	0,001710	0,009318	107,3	1650	2582	932,0	3,746	5,247
170	352,26	0,001768	0,008382	119,3	1690	2548	858,3	3,807	5,177
180	356,96	0,001837	0,007504	133,2	1732	2510	778,2	3,871	5,107
190	361,44	0,001921	0,00668	149,7	1776	2466	690	3,938	5,027
200	365,71	0,00204	0,00585	170,9	1827	2410	583	4,015	4,928
210	369,79	0,00221	0,00498	200,7	1888	2336	448	4,108	4,803
220	373,7	0,00273	0,00367	272,5	2016	2168	152	4,303	4,591

Bảng 3. Nước chưa sôi và hơi quá nhiệt

p bar	tC	20	40	60	80	100	120	140	160	180
0.04	v	0.0010018	36.12	38.45	40.75	43.07	45.39	47.69	50.01	52.31
	i	83.7	2574	2612	2650	2688	2726	2764	2803	2841
	s	0.2964	8.537	8.651	8.762	8.867	8.966	9.060	9.150	9.238
0.08	v	0.0010018	0.0010079	19.19	20.34	21.50	22.66	23.82	24.97	26.13
	i	83.7	167.5	2612	2650	2688	2726	2764	2802	2841
	s	0.2964	0.5715	8.331	8.441	8.546	8.645	8.740	8.830	8.917
0.10	v	0.0010018	0.0010079	15.35	16.27	17.20	18.13	19.06	19.98	20.90
	i	83.7	167.5	2611	2649	2688	2726	2764	2802	2841
	s	0.2964	0.5715	8.227	8.337	8.442	8.542	8.636	8.727	8.814
0.12	v	0.0010018	0.0010079	12.78	13.55	14.33	15.10	15.87	16.64	17.42
	i	83.7	167.5	2611	2649	2687	2725	2764	2802	2841
	s	0.2964	0.5715	8.143	8.253	8.358	8.457	8.552	8.643	8.730
0.14	v	0.0010018	0.0010079	10.95	11.61	12.27	12.94	13.60	14.26	14.92
	i	83.7	167.5	2611	2649	2687	2725	2763	2802	2840
	s	0.2964	0.5715	8.071	8.181	8.287	8.386	8.481	8.572	8.659
0.16	v	0.0010018	0.0010079	9.573	10.160	10.740	11.320	11.899	12.478	13.057
	i	83.7	167.5	2610	2649	2687	2725	2763	2802	2840
	s	0.2964	0.5715	8.009	8.120	8.225	8.324	8.419	8.510	8.597
0.20	v	0.0010018	0.0010079	0.0010171	8.119	8.584	9.049	9.513	9.977	10.441
	i	83.7	167.5	251.1	2648	2687	2725	2763	2801	2840
	s	0.2964	0.5715	0.8307	8.015	8.120	8.220	8.315	8.406	8.493
0.30	v	0.0010018	0.0010079	0.0010171	5.400	5.713	6.025	6.335	6.645	6.955
	i	83.7	167.5	251.1	2646	2685	2724	2762	2801	2839
	s	0.2964	0.5715	0.8307	7.825	7.931	8.031	8.126	8.217	8.304
1.0	v	0.0010018	0.0010079	0.0010171	0.0010289	1.695	1.795	1.889	1.984	2.078
	i	83.7	167.5	251.1	334.9	2676	2717	2757	2796	2835
	s	0.2964	0.5715	0.8307	1.0748	7.361	7.465	7.562	7.654	7.743

Bảng 3. Nước chưa sôi và hơi quá nhiệt (tiếp theo)

200	220	240	260	280	300	350	400	450	500	600
54.63	56.93	59.24	61.56	63.87	66.18	71.96	77.73	85.31	89.28	100.84
2880	2918	2958	2997	3037	3077	3177	3280	3384	3490	3707
9.321	9.402	9.479	9.554	9.627	9.698	9.866	10.024	10.174	10.317	10.585
27.29	28.44	29.60	30.75	31.90	33.06	35.94	38.84	41.72	44.61	50.38
2880	2918	2957	2997	3037	3077	3177	3280	3384	3490	3707
9.000	9.081	9.159	9.234	9.306	9.377	9.546	9.704	9.854	9.997	10.265
21.83	22.76	23.68	24.60	25.53	26.46	28.76	31.08	33.39	35.70	40.32
2879	2918	2957	2997	3037	3077	3177	3280	3384	3490	3707
8.897	8.978	9.056	9.131	9.203	9.274	9.443	9.601	9.751	9.895	10.162
18.19	18.96	19.73	20.50	21.27	22.04	23.96	25.89	27.82	29.74	33.60
2879	2918	2957	2996	3036	3077	3177	3280	3384	3490	3707
8.813	8.894	8.972	9.047	9.119	9.190	9.359	9.517	9.667	9.810	10.78
15.58	16.24	16.90	17.56	18.22	18.88	20.53	22.18	23.83	25.49	28.79
2879	2918	2957	2997	3037	3077	3177	3280	3384	3490	3707
8.742	8.823	8.900	8.975	9.048	9.119	9.288	9.446	9.596	9.739	10.007
13.635	14.213	14.790	15.367	15.943	16.52	17.96	19.41	20.85	22.29	25.18
2879	2918	2957	2997	3037	3077	3177	3280	3384	3490	3707
8.680	8.761	8.838	8.913	8.986	9.057	9.226	9.384	9.534	9.678	9.945
10.905	11.369	11.832	12.295	12.758	13.220	14.376	15.530	16.68	17.82	20.15
2879	2918	2957	2996	3036	3077	3177	3280	3384	3490	3707
8.576	8.657	8.735	8.810	8.883	8.954	9.123	9.281	9.431	9.575	9.842
7.246	7.573	7.882	8.191	8.500	8.809	9.580	10.351	11.121	11.891	13.430
2878	2917	2956	2996	3036	3076	3177	3280	3384	3490	3707
8.388	8.469	8.547	8.622	8.695	8.766	8.935	9.093	9.244	9.388	9.655
2.172	2.266	2.359	2.452	2.545	2.638	2.871	3.102	3.334	3.565	4.028
2875	2914	2954	2993	3033	3074	3175	3278	3382	3488	3706
7.828	7.910	7.988	8.064	8.139	8.211	8.381	8.541	8.690	8.833	9.097

Bảng 3. Nước chưa sôi và hơi quá nhiệt (tt)

p bar	tC	20	40	60	80	100	120	140	160	180
1,2	v	0,0010018	0,0010079	0,0010171	0,0010289	0,0010434	1,491	1,572	1,650	1,729
	i	83,9	167,5	251,1	334,9	419,0	2715	2755	2795	2834
	s	0,2964	0,5715	0,8307	1,0748	1,3067	7,376	7,475	7,568	7,657
6,0	v	0,0010015	0,0010076	0,0010168	0,0010287	0,0010432	0,0010601	0,0010797	0,3167	0,3348
	i	84,3	167,9	251,5	335,2	419,1	503,7	589,1	2759	2805
	s	0,2964	0,5716	0,8302	1,0744	1,3062	1,5265	1,738	6,767	6,869
8,0	v	0,0010015	0,0010076	0,0010167	0,0010286	0,0010431	0,0010600	0,0010795	0,0011020	0,2473
	i	84,5	168,1	251,7	335,3	419,2	503,8	589,1	6,753	2792
	s	0,2962	0,5714	0,8300	1,0742	1,3060	1,5263	1,737	1,941	6,715
10	v	0,0010014	0,0010075	0,0010166	0,0010285	0,0010430	0,0010598	0,0010794	0,0011018	0,1949
	i	84,7	168,3	251,8	335,4	419,3	503,9	589,2	675,4	2778
	s	0,2960	0,5712	0,8298	1,0740	1,3058	1,5261	1,737	1,941	6,588
12	v	0,0010013	0,0010074	0,0010165	0,0010284	0,0010429	0,0010597	0,0010793	0,0011016	0,1645
	i	84,9	168,5	251,9	335,5	419,4	504,0	589,3	675,5	2770
	s	0,2959	0,5711	0,8297	1,0738	1,3056	1,5259	1,737	1,940	6,534
14	v	0,0010012	0,0010073	0,0010164	0,0010282	0,0010427	0,0010596	0,0010792	0,0011015	0,0011271
	i	85,1	168,7	252,1	335,7	419,6	504,2	589,5	675,7	763,2
	s	0,2958	0,5710	0,8296	1,0736	1,3054	1,5257	1,736	1,940	2,137
16	v	0,0010011	0,0010072	0,0010163	0,0010282	0,0010426	0,0010595	0,0010790	0,0011013	0,0011270
	i	85,3	168,8	252,2	335,8	419,7	504,3	589,6	675,7	763,2
	s	0,2958	0,5710	0,8296	1,0735	1,3052	1,5256	1,736	1,940	2,137
18	v	0,0010010	0,0010071	0,0010162	0,0010281	0,0010425	0,0010594	0,0010789	0,0011012	0,0011268
	i	85,5	169,0	252,4	336,0	419,9	504,5	589,8	675,8	763,2
	s	0,2957	0,5709	0,8295	1,0733	1,3050	1,5254	1,736	1,939	2,136
20	v	0,0010009	0,0010070	0,0010161	0,0010280	0,0010424	0,0010593	0,0010788	0,0011011	0,0011267
	i	85,7	169,2	252,6	336,2	420,1	504,7	589,9	675,9	763,2
	s	0,2957	0,5708	0,8294	1,0731	1,3048	1,5252	1,736	1,939	2,136

Bảng 3. Nước chưa sôi và hơi quá nhiệt (tt)

200	220	240	260	280	300	350	400	450	500	600
1,807	1,886	1,964	2,042	2,120	2,197	0,391	2,584	2,777	2,970	3,357
2874	2913	2953	2993	3033	3073	3174	3278	3382	3488	3705
7,742	7,824	7,903	7,979	8,053	8,126	8,296	8,456	8,606	8,749	9,013
0,3520	0,3688	0,3855	0,4019	0,4181	0,4342	0,4741	0,5136	0,5528	0,5919	0,6697
2849	2891	2933	2975	3017	3059	3164	3270	3376	3483	3701
6,963	7,051	7,135	7,215	7,292	7,366	7,541	7,704	7,857	8,001	8,266
0,2609	0,2739	0,2867	0,2993	0,3118	0,3240	0,3542	0,3842	0,4137	0,4432	0,5018
2839	2883	2926	2969	3011	3054	3160	3267	3373	3481	3699
6,814	6,905	6,991	7,073	7,151	7,226	7,404	7,568	7,722	7,866	8,132
0,2060	0,2169	0,2274	0,2377	0,2478	0,2578	0,2822	0,3065	0,3303	0,3539	0,4010
2827	2874	2918	2962	3005	3058	3156	3263	3370	3479	3698
6,692	6,788	6,877	6,961	7,040	7,116	7,296	7,461	7,615	7,761	8,027
0,1693	0,1788	0,1879	0,1967	0,2054	0,2139	0,2343	0,2547	0,2747	0,2944	0,3339
2816	2865	2911	2955	2999	3042	3151	3260	3364	3477	3696
6,588	6,688	6,780	6,866	6,947	7,025	7,206	7,373	7,529	7,674	7,942
0,1429	0,1515	0,1596	0,1673	0,1748	0,1823	0,2001	0,2176	0,2349	0,2520	0,2858
2803	2855	2902	2948	2992	3036	3147	3256	3365	3474	3694
6,497	6,602	6,697	6,784	6,867	6,945	7,130	7,299	7,455	7,601	7,870
0,0011565	0,1309	0,1382	0,1452	0,1519	0,1585	0,1743	0,1899	0,2051	0,2201	0,2499
852,4	2844	2893	2940	2986	3030	3142	3253	3363	3472	3693
2,329	6,524	6,622	6,711	6,796	6,877	7,063	7,233	7,390	7,537	7,806
0,0011562	0,1149	0,1216	0,1280	0,1341	0,1401	0,1545	0,1683	0,1819	0,1953	0,2219
852,4	2833	2884	2932	2979	3025	3138	3249	3360	3470	3691
2,328	6,452	6,554	6,646	6,732	6,814	7,003	7,175	7,333	7,480	7,750
0,0011561	0,1021	1,084	0,1143	0,1200	0,1255	0,1384	0,1511	0,1634	0,1755	0,1995
852,4	2821	2875	2924	2972	3019	3134	3246	3357	3468	3690
2,328	6,385	6,491	6,585	6,674	6,757	6,949	7,122	7,282	7,429	7,701

Bảng 3. Nước chưa sôi và hơi quá nhiệt (tt)

p bar	tC	20	40	60	80	100	120	140	160	180
30	v	0.0010004	0.0010065	0.0010157	0.0010275	0.0010419	0.0010587	0.0010782	0.0011004	0.0011258
	i	86.7	170.1	253.5	337.0	420.9	505.4	590.6	676.4	763.7
	s	0.2956	0.5707	0.8290	1.0726	1.3038	1.5244	1.735	1.938	2.134
80	v	0.000983	0.0010043	0.0010134	0.0010254	0.0010398	0.0010564	0.0010754	0.0010972	0.0011220
	i	91.3	174.6	257.8	341.2	424.9	509.1	593.4	679.6	766.7
	s	0.2943	0.5686	0.8260	1.0689	1.2996	1.5198	1.730	1.931	2.126
90	v	0.0009978	0.0010038	0.0010129	0.0010249	0.0010393	0.0010559	0.0010749	0.0010966	0.0011213
	i	92.3	175.5	258.7	342.1	425.7	509.8	594.6	680.3	767.4
	s	0.2941	0.5681	0.8253	1.0682	1.2988	1.5189	1.729	1.930	2.125
100	v	0.0009975	0.0010031	0.0010125	0.0010245	0.0010386	0.0010552	0.0010741	0.0010956	0.0011201
	i	93.2	176.9	259.6	342.9	426.5	510.5	595.3	681.0	768.0
	s	0.2939	0.5674	0.8247	1.0676	1.2982	1.5182	1.728	1.929	2.123
120	v	0.0009965	0.0010024	0.0010116	0.0010236	0.0010379	0.0010544	0.0010732	0.0010946	0.0011189
	i	95.1	178.2	261.4	344.6	428.1	512.0	596.7	682.4	769.1
	s	0.2935	0.5668	0.8236	1.0662	1.2967	1.5165	1.727	1.927	2.121
130	v	0.0009961	0.0010020	0.0010112	0.0010231	0.0010573	0.0010538	0.0010725	0.0010939	0.0011182
	i	96.0	179.0	262.2	345.4	428.9	512.7	597.4	683.0	769.7
	s	0.2931	0.5664	0.8230	1.0655	1.2959	1.5156	1.726	1.926	2.119
140	v	0.0009957	0.0010016	0.0010108	0.0010226	0.0010368	0.0010533	0.0010719	0.0010932	0.0011174
	i	96.9	179.9	263.0	346.2	429.6	513.1	598.0	683.6	770.2
	s	0.2930	0.5660	0.8224	1.0648	1.2951	1.5148	1.724	1.925	2.118
160	v	0.0009948	0.0010007	0.0010099	0.0010217	0.0010359	0.0010522	0.0010707	0.0010918	0.0011157
	i	98.9	181.7	264.7	347.9	431.2	524.9	599.4	684.9	771.3
	s	0.2925	0.5653	0.8212	1.0634	1.2937	1.5131	1.722	1.922	2.116
240	v	0.0009912	0.0009973	0.0010065	0.0010182	0.0010320	0.0010479	0.0010660	0.0010864	0.0011095
	i	106.4	188.8	271.5	254.3	437.2	520.8	604.6	689.9	775.7
	s	0.2911	0.5625	0.8169	1.0582	1.2881	1.5062	1.715	1.915	2.108
300	v	0.0009886	0.0009949	0.0010041	0.0010156	0.0010293	0.0010450	0.0010626	0.0010825	0.0011050
	i	112.0	194.1	276.5	359.1	441.9	525.1	609.0	693.6	779.1
	s	0.2902	0.5603	0.8140	1.0545	1.2834	1.5024	1.709	1.908	2.100

Bảng 3. Nước chưa sôi và hơi quá nhiệt (tt)

200	220	240	260	280	300	350	400	450	500	600
0,0011551	0,0011891	0,06826	0,07294	0,07720	0,08119	0,09051	0,09929	0,1078	0,1161	0,1325
852,6	943,5	2823	2882	2937	2988	3111	3229	3343	3456	3682
2,326	2,514	6,225	6,337	6,438	6,530	6,735	6,916	7,080	7,231	7,506
0,0011504	0,0011833	0,001221	0,0012689	0,0013257	0,0249	0,03003	0,03438	0,03821	0,04177	0,04844
855,0	945,1	1037,9	1134,4	1235,4	2784	2985	3135	3270	3397	3640
2,317	2,504	2,688	2,873	3,059	5,788	6,126	6,358	6,552	6,722	7,019
0,0011496	0,0011822	0,0012207	0,0012669	0,0013246	0,0014016	0,02586	0,03001	0,03354	0,03680	0,04285
855,5	945,2	1038,1	1134,2	1234,9	1344,3	2954	3114	3254	3386	3631
2,316	2,502	2,686	2,870	3,056	3,249	6,033	6,280	6,481	6,656	6,957
0,0011482	0,0011805	0,0012185	0,0012650	0,0013217	0,0013970	0,02247	0,02646	0,02979	0,03281	0,03837
856,0	945,8	1038,3	1134,1	1234,5	1342,2	2920	3093	3239	3372	3621
2,314	2,500	2,684	2,868	3,053	3,244	5,940	6,207	6,416	6,596	6,901
0,0011622	0,0011788	0,0012164	0,0012612	0,0013164	0,0013886	0,01726	0,02113	0,02414	0,02681	0,03163
901,5	946,6	1038,7	1133,9	1233,7	1340,0	2844	3049	3206	3347	3603
2,404	2,497	2,680	2,863	3,046	3,235	5,755	6,071	6,298	6,487	6,803
0,0011458	0,0011777	0,0012150	0,0012593	0,0013137	0,0013847	0,01514	0,01905	0,02197	0,02450	0,02903
857,4	946,9	1038,9	1133,8	1233,3	1339,0	2799	3026	3189	3334	3294
2,309	2,495	2,678	2,860	3,043	3,230	5,657	6,006	6,243	6,438	6,758
0,0011448	0,0011766	0,0012136	0,0012575	0,0013111	0,0013808	0,01325	0,01726	0,02010	0,02252	0,02683
857,9	947,3	1039,1	1133,8	1232,9	1338,0	2750	3000	3172	3321	3585
2,308	2,493	2,676	2,858	3,040	3,226	5,550	5,942	6,190	6,390	6,716
0,0011430	0,0011744	0,0012109	0,0012539	0,0013061	0,0013735	0,00978	0,01429	0,01704	0,01930	0,02322
858,8	948,0	1039,5	1133,7	1232,2	1336,2	2612	2945	3137	3294	3567
2,305	2,489	2,672	2,853	3,035	3,218	5,302	5,816	6,090	6,303	6,640
0,0011357	0,0011658	0,0012004	0,0012404	0,0012883	0,0013475	0,001612	0,00676	0,00977	0,01174	0,01478
862,6	950,9	1041,3	1134,0	1230,3	1331,2	1625	2638	2971	3174	3493
2,295	2,477	2,657	2,835	3,011	3,190	3,684	5,236	5,723	5,999	6,394
0,0011305	0,0011597	0,0011931	0,0012315	0,0012764	0,0013311	0,001556	0,001283	0,00672	0,00869	0,01144
865,4	953,3	1042,9	1134,7	1229,0	1329,0	1608	2155	2816	3073	3434
2,287	2,468	2,647	2,822	2,996	3,171	3,640	4,476	5,446	5,799	6,242

Chú thích : Đơn vị của thể tích riêng, entanpi và entropi trong bảng này lần lượt là m^3/kg , kJ/kg và $\text{kJ/kg} \cdot ^\circ\text{K}$

PHỤ LỤC 3

Bảng 1. Các tính chất nhiệt động của NH₃ ở trạng thái bão hòa (theo áp suất)

P at	t °C	V l/kg	V ^l m ³ /kg	ρ^l kg/l	ρ^v kg/m ³	i kcal/kg	i ^l kcal/kg	i ^v kcal/kg	S ^l $\frac{\text{kcal}}{\text{kg.độ}}$	S ^v $\frac{\text{kcal}}{\text{kg.độ}}$
0,45	-48,7	1,4277	2,4443	0,7004	0,4091	47,49	385,26	337,77	0,7889	2,2941
0,50	-46,88	1,4321	2,2152	0,6983	0,4514	49,42	386,00	336,58	0,7975	2,2853
0,55	-45,20	1,4362	2,0266	0,6963	0,4934	51,20	386,67	335,47	0,8053	2,2773
0,60	-43,65	1,4401	1,8684	0,6944	0,5352	52,84	387,28	334,44	0,8124	2,2700
0,65	-42,19	1,4438	1,7339	0,6926	0,5767	54,38	387,85	333,47	0,8193	2,2634
0,70	-40,83	1,4472	1,6180	0,6910	0,6180	55,83	338,38	332,55	0,8254	2,2572
0,75	-39,54	1,4505	1,5170	0,6894	0,6592	57,20	388,98	331,68	0,8313	2,2514
0,80	-38,32	1,4536	1,4283	0,6879	0,7001	58,50	389,35	330,85	0,8368	2,2460
0,85	-37,17	1,4566	1,3496	0,6865	0,7410	59,73	389,79	330,06	0,8420	2,2410
0,90	-36,06	1,4595	1,2795	0,6852	0,7816	60,90	390,20	329,30	0,8470	2,2362
0,95	-35,01	1,4623	1,2164	0,6839	0,8221	62,03	390,60	328,57	0,8517	2,2317
1,00	-34,00	1,4649	1,1595	0,6826	0,8624	63,10	390,97	327,87	0,8563	2,2275
1,05	-33,03	1,4675	1,1078	0,6814	0,9027	64,14	391,33	327,19	0,8605	2,2234
1,1	-32,09	1,4700	1,0007	0,6803	0,9128	65,14	391,67	326,53	0,8648	2,2196
1,2	-30,32	1,4748	0,9779	0,6781	1,023	67,04	392,32	325,28	0,8726	2,2124
1,3	-28,67	1,4793	0,9073	0,6760	1,102	68,81	392,90	324,09	0,8798	2,2057
1,4	-27,12	1,4836	0,8465	0,6710	1,181	70,48	393,45	322,97	0,8866	2,1996
1,5	-25,65	1,4877	0,7936	0,6722	1,260	72,06	393,96	321,90	0,8930	2,1939
1,6	-24,26	1,4916	0,7470	0,6704	1,339	73,55	394,44	320,89	0,8990	2,1885
1,7	-22,93	1,4953	0,7058	0,6687	1,417	74,98	394,89	319,91	0,9047	2,1835
1,8	-21,67	1,4989	0,6690	0,6671	1,495	76,34	395,31	318,97	0,9102	2,1786
1,9	-20,47	1,5024	0,6359	0,6656	1,573	77,64	395,71	318,07	0,9153	2,1743
2,0	-19,31	1,5058	0,6060	0,6641	1,650	78,90	396,09	317,19	0,9202	2,1700

Bảng 1 (tiếp theo)

P at _a	t °C	v' l/kg	v'' m ³ /kg	ρ' kg/l	ρ'' kg/m ³	i' kcal/kg	i'' kcal/kg	r kcal/kg	S' kcal kg.độ	S'' kcal kg.độ
2,1	-18,20	1,5090	0,5789	0,6627	1,727	80,10	396,45	316,35	0,9249	2,1660
2,2	-17,13	1,5122	0,5542	0,6613	1,804	81,26	396,79	315,53	0,9294	2,1621
2,3	-16,09	1,5152	0,5315	0,6600	1,881	82,39	397,12	314,74	0,9338	2,1584
2,4	-15,10	1,5182	0,5107	0,6587	1,958	83,47	397,43	313,96	0,9380	2,1549
2,5	-14,13	1,5211	0,4915	0,6574	2,035	84,51	397,73	313,22	0,9420	2,1515
2,6	-13,19	1,5240	0,4737	0,6562	2,111	85,53	398,02	312,49	0,9460	2,1483
2,7	-12,29	1,5267	0,4571	0,6550	2,188	86,52	398,29	311,77	0,9497	2,1451
2,8	-11,41	1,5294	0,4417	0,6539	2,264	87,47	398,55	311,08	0,9534	2,1421
2,9	-10,55	1,5321	0,4274	0,6527	2,340	88,42	398,81	310,39	0,9570	2,1392
3,0	-9,72	1,5346	0,4140	0,6516	2,415	89,32	399,05	309,73	0,9603	2,1363
3,1	-8,91	1,5372	0,4013	0,6505	2,492	90,21	399,29	309,08	0,9637	2,1336
3,2	-8,11	1,5397	0,3895	0,6495	2,567	91,08	399,52	308,44	0,9670	2,1310
3,3	-7,34	1,5421	0,3784	0,6485	2,643	91,93	399,74	307,81	0,9702	2,1284
3,4	-6,59	1,5445	0,3679	0,6475	2,718	92,75	399,95	307,20	0,9732	2,1259
3,5	-5,85	1,5469	0,3579	0,6465	2,794	93,55	400,15	306,60	0,9763	2,1235
3,6	-5,13	1,5492	0,3485	0,6455	2,869	94,34	400,35	306,01	0,9793	2,1212
3,7	-4,43	1,5514	0,3396	0,6446	2,975	95,11	400,54	305,43	0,9821	2,1189
3,8	-3,74	1,5573	0,3311	0,6436	3,020	95,87	400,73	304,86	0,9848	2,1166
3,9	-3,06	1,5559	0,3231	0,6427	3,095	96,62	400,91	304,29	0,9877	2,1145
4,0	-2,4	1,5580	0,3154	0,6418	3,171	97,35	401,09	303,74	0,9904	2,1124
4,1	-1,75	1,5602	0,3082	0,6409	3,245	98,06	401,26	303,20	0,9929	2,1103
4,2	-1,11	1,5623	0,3012	0,6401	3,320	98,77	401,43	302,66	0,9955	2,1083
4,3	-0,49	1,5644	0,2946	0,6392	3,394	99,46	401,59	302,13	0,9979	2,1062
4,4	0,13	1,5664	0,2882	0,6384	3,470	100,14	401,75	301,61	1,0005	2,1044
4,5	0,73	1,5685	0,2821	0,6376	3,545	100,81	401,90	301,09	1,0029	2,1025

Bảng 1 (tiếp theo)

P at	t °C	V l/kg	V ⁰ m ³ /kg	p ⁰ kg/l	p ⁰ kg/m ³	t ⁰ kcal/kg	t ⁰ kcal/kg	t ⁰ kcal/kg	S ⁰ kcal kg độ	S ⁰ kcal kg độ
4,6	1,32	1,5704	0,2763	0,6368	3,619	101,47	402,05	300,58	1,0058	2,1006
4,7	1,91	1,5724	0,2707	0,6360	3,694	102,11	402,20	300,09	1,0076	2,0988
4,8	2,48	1,5744	0,2653	0,6352	3,769	102,73	402,33	299,60	1,0100	2,0971
4,9	3,04	1,5763	0,2602	0,6344	3,843	103,36	402,47	299,11	1,0121	2,0953
5,0	3,60	1,5782	0,2552	0,6336	3,918	103,99	402,61	298,62	1,0144	2,0936
5,2	4,69	1,5820	0,2459	0,6321	4,052	105,19	402,87	297,68	1,0188	2,0904
5,4	5,74	1,5857	0,2372	0,6307	4,216	106,36	403,02	396,76	1,0229	2,0872
5,6	6,76	1,5892	0,2291	0,6292	4,365	107,50	403,35	295,85	1,0270	2,0841
5,8	7,76	1,5928	0,2216	0,6278	4,513	108,61	403,58	294,97	1,0308	2,0811
6,0	8,73	1,5962	0,2145	0,6265	4,662	109,70	403,80	294,10	1,0348	2,0783
6,2	9,67	1,5996	0,2079	0,6251	4,810	110,75	404,00	293,25	1,0384	2,0755
6,4	10,59	1,6030	0,2017	0,6238	4,958	111,78	404,20	292,42	1,0420	2,0728
6,6	11,49	1,6063	0,1958	0,6226	5,107	112,79	404,39	291,60	1,0456	2,0702
6,8	12,37	1,6095	0,1903	0,6213	5,255	113,77	404,57	290,80	1,0490	2,0677
7,0	13,23	1,6127	0,1850	0,6201	5,405	114,74	404,75	290,01	1,0523	2,0652
7,2	14,07	1,6158	0,1801	0,6189	5,552	115,69	404,92	289,23	1,0556	2,0628
7,4	14,89	1,6189	0,1754	0,6177	5,701	116,62	405,08	288,46	1,0589	2,0605
7,6	15,70	1,6220	0,1710	0,6165	5,858	117,52	405,24	287,72	1,0619	2,0582
7,8	16,49	1,6250	0,1668	0,6158	5,995	118,41	405,39	286,98	1,0650	2,0560
8,0	17,26	1,6280	0,1627	0,6143	6,146	119,30	405,54	286,24	1,0680	2,0538
8,2	18,02	1,6309	0,1589	0,6132	6,293	120,17	405,68	285,51	1,0710	2,0517
8,4	18,76	1,6338	0,1552	0,6121	6,443	121,00	405,81	284,81	1,0739	2,0497
8,6	19,50	1,6367	0,1517	0,6110	6,592	121,84	405,95	284,11	1,0767	2,0477
8,8	20,21	1,6395	0,1484	0,6099	6,739	122,66	406,07	283,41	1,0794	2,0457

Bảng 1 (tiếp theo)

p at	t °C	v' l/kg	v'' m ³ /kg	p' kg/l	p'' kg/m ³	i' kcal/kg	i'' kcal/kg	r kcal/kg	S' kcal kg.độ	S'' kcal kg.độ
9,0	20,92	1,6423	0,1452	0,6089	6,887	123,45	406,19	282,74	1,0821	2,0437
9,2	21,61	1,6451	0,1421	0,6079	7,037	124,24	406,30	282,06	1,0847	2,0418
9,4	22,30	1,6478	0,1392	0,6069	7,184	125,03	406,42	281,39	1,0874	2,0400
9,6	22,97	1,6505	0,1364	0,6059	7,331	125,80	406,53	280,73	1,0900	2,0382
9,8	23,63	1,6532	0,1337	0,6047	7,479	126,55	406,64	280,09	1,0925	2,0364
10,0	24,28	1,6559	0,1311	0,6039	7,628	127,28	406,74	279,46	1,0950	2,0347
10,5	25,86	1,6624	0,1250	0,6015	8,000	129,11	406,98	277,87	1,1009	2,0304
11,0	27,39	1,6689	0,1194	0,5992	8,375	130,87	407,20	276,33	1,1068	2,0264
11,5	28,87	1,6752	0,1144	0,5970	8,741	132,57	407,41	274,84	1,1124	2,0228
12,0	30,30	1,6813	0,1097	0,5948	9,116	134,22	407,60	273,38	1,1177	2,0189
12,5	31,68	1,6874	0,1054	0,5926	9,488	135,84	407,77	271,93	1,1231	2,0153
13,0	33,02	1,6933	0,1014	0,5906	9,862	137,39	407,93	270,54	1,1280	2,0118
13,5	34,32	1,6992	0,0977	0,5885	10,24	138,91	408,07	269,16	1,1330	2,0085
14,0	35,60	1,7050	0,0942	0,5865	10,62	140,39	408,21	267,82	1,1377	2,0053
14,5	36,82	1,7107	0,0910	0,5846	10,99	141,84	408,32	266,48	1,1423	2,0021
15,0	38,03	1,7163	0,0860	0,5826	11,36	143,22	408,43	265,21	1,1467	1,9991
15,5	39,20	1,7219	0,0851	0,5808	11,75	144,62	408,53	263,91	1,1511	1,9962
16,0	40,34	1,7273	0,0825	0,5789	12,12	145,94	408,61	262,67	1,1553	1,9933
16,5	41,46	1,7328	0,0800	0,5771	12,50	147,27	408,69	261,42	1,1594	1,9905
17,0	42,55	1,7381	0,0770	0,5753	12,89	148,57	408,75	260,18	1,1635	1,9878
17,5	43,62	1,7435	0,0754	0,5736	13,26	149,82	408,81	258,99	1,1674	1,9851
18,0	44,66	1,7487	0,0733	0,5719	13,64	151,06	408,85	257,79	1,1712	1,9825
18,5	45,68	1,7539	0,0713	0,5702	14,03	152,28	408,89	256,61	1,1749	1,9799
19,0	46,68	1,7591	0,0694	0,5685	14,41	153,48	408,91	255,43	1,1786	1,9774
19,5	47,67	1,7642	0,0676	0,5668	14,79	154,70	408,94	254,24	1,1824	1,9750
20,0	48,63	1,7693	0,0658	0,5652	15,20	155,82	408,94	253,12	1,1859	1,9726

Bảng 2. Các tính chất nhiệt động của NH₃ ở trạng thái bão hòa. (theo nhiệt độ)

t °C	p at	v' l/kg	v'' m ³ /kg	p' kg/l	p'' kg/m ³	i' kcal/kg	i'' kcal/kg	r kcal/kg	S' kcal kg độ	S'' kcal kg độ
-70	0,1114	1,3788	9,009	0,7253	0,1110	25,9	375,7	349,8	0,6878	2,4101
-68	0,1287	1,3832	7,870	0,7230	0,1271	27,9	376,6	348,7	0,6975	2,3976
-66	0,1485	1,3876	6,882	0,7207	0,1453	29,9	377,4	347,5	0,7074	2,3853
-64	0,1706	1,3920	6,044	0,7184	0,1655	32,0	378,3	346,3	0,7173	2,3734
-62	0,1954	1,3965	5,324	0,7161	0,1878	34,0	379,1	345,1	0,7270	2,3618
-58	0,2543	1,4056	4,161	0,7114	0,2403	38,1	380,8	342,7	0,7461	2,3393
-56	0,2889	1,4103	3,693	0,7091	0,2708	40,2	381,7	341,5	0,7555	2,3285
-54	0,3277	1,4150	3,288	0,7067	0,3041	42,2	382,5	340,3	0,7648	2,3180
-52	0,3697	1,4197	2,933	0,7044	0,3409	44,2	383,3	339,1	0,7741	2,3078
-50	0,4168	1,4245	2,623	0,7020	0,3812	46,3	384,1	337,8	0,7882	2,2978
-48	0,4686	1,4293	2,351	0,6996	0,425	48,4	384,9	336,6	0,7931	2,2808
-46	0,5256	1,4342	2,112	0,6972	0,473	50,4	385,7	335,3	0,8021	2,2785
-44	0,5882	1,4392	1,901	0,6948	0,526	52,5	386,5	334,0	0,8112	2,2692
-42	0,6568	1,4442	1,715	0,6924	0,583	54,6	387,3	332,7	0,8203	2,2600
-40	0,7318	1,4493	1,550	0,6900	0,645	56,8	388,1	331,3	0,8295	2,2510
-39	0,7719	1,4519	1,4752	0,6888	0,678	57,82	388,49	330,67	0,8340	2,2465
-38	0,8137	1,4545	1,4045	0,6875	0,712	58,86	388,88	329,99	0,8385	2,2421
-37	0,8573	1,4571	1,3377	0,6863	0,748	59,94	389,27	329,31	0,8430	2,2378
-36	0,9028	1,4597	1,2746	0,6851	0,785	61,01	389,65	328,63	0,8475	2,2336
-35	0,9503	1,4623	1,2151	0,6839	0,823	62,08	390,03	327,95	0,8520	2,2294
-34	0,9999	1,4649	1,1589	0,6826	0,863	63,15	390,41	327,26	0,8565	2,2252
-33	1,0515	1,4676	1,1058	0,6814	0,905	64,21	390,79	326,75	0,8610	2,2211
-32	1,1052	1,4703	1,0555	0,6801	0,948	65,28	391,17	325,88	0,8654	2,2170
-31	1,1610	1,4730	1,0088	0,6789	0,992	66,35	391,54	325,19	0,8698	2,2130

Bảng 2 (tiếp theo)

t °C	p at	v' l/kg	v'' m ³ /kg	ρ' kg/l	ρ'' kg/m ³	i' kcal/kg	i'' kcal/kg	r kcal/kg	S' kcal kg độ	S'' kcal kg độ
-30	1,2190	1,4757	0,9630	0,6777	1,038	67,42	391,91	324,49	0,8742	2,2090
-29	1,279	1,4784	0,9204	0,6784	1,086	68,49	392,28	323,79	0,8786	2,2050
-28	1,342	1,4811	0,8801	0,6752	1,136	69,56	392,64	323,08	0,8880	2,2011
-27	1,407	1,4839	0,8418	0,6739	1,188	70,63	393,00	322,37	0,8874	2,1972
-26	1,475	1,4867	0,8056	0,6726	1,242	71,71	393,36	321,66	0,8917	2,1934
-25	1,546	1,4895	0,7712	0,6714	1,297	72,78	393,72	320,94	0,8960	2,1869
-24	1,619	1,4923	0,7386	0,6701	1,354	73,86	394,07	320,22	0,9003	2,1858
-23	1,695	1,4951	0,7076	0,6688	1,413	74,93	394,42	319,49	0,9046	2,1821
-22	1,774	1,4980	0,6782	0,6676	1,474	76,01	394,77	318,77	0,9089	2,1784
-21	1,856	1,5008	0,6502	0,6663	1,538	77,06	395,12	318,03	0,9132	2,1747
-20	1,940	1,5037	0,6236	0,6650	1,604	78,17	395,46	317,29	0,9175	2,1710
-19	2,027	1,5066	0,5983	0,6637	1,672	79,25	395,80	316,55	0,9217	2,1674
-18	2,117	1,5096	0,5742	0,6624	1,742	80,33	396,13	315,80	0,9259	2,1638
-17	2,211	1,5125	0,5513	0,6611	1,814	81,41	396,46	315,05	0,9301	2,1602
-16	2,309	1,5155	0,5295	0,6598	1,889	82,50	396,79	314,29	0,9343	2,1567
-15	2,410	1,5185	0,5087	0,6585	1,966	83,59	397,12	313,53	0,9385	2,1532
-14	2,514	1,5215	0,4889	0,6572	2,046	84,68	397,44	312,76	0,9427	2,1498
-13	2,621	1,5245	0,4700	0,6559	2,128	85,76	397,75	311,99	0,9469	2,1464
-12	2,732	1,5276	0,4520	0,6546	2,213	86,85	398,06	311,21	0,9511	2,1430
-11	2,847	1,5307	0,4348	0,6533	2,300	87,94	398,37	310,43	0,9552	2,1396
-10	2,966	1,5338	0,4184	0,6520	2,390	89,03	398,67	309,64	0,9593	2,1362
-9	3,089	1,5369	0,4028	0,6507	2,483	90,12	398,97	308,85	0,9634	2,1329
-8	3,216	1,5400	0,3878	0,6493	2,579	91,21	399,27	308,06	0,9675	2,1296
-7	3,347	1,5432	0,3735	0,6480	2,678	92,30	399,56	307,25	0,9716	2,1263
-6	3,481	1,5464	0,3599	0,6467	2,779	93,40	399,85	306,45	0,9757	2,1231
-5	3,619	1,5496	0,3469	0,6453	2,883	94,50	400,14	305,64	0,9798	2,1199
-4	3,761	1,5528	0,3344	0,6440	2,991	95,59	400,42	304,83	0,9839	2,1176
-3	3,908	1,5561	0,3225	0,6426	3,102	96,69	400,70	304,01	0,9880	2,1135

Bảng 2 (tiếp theo)

t ^o C	P at	V l/kg	V ^{''} m ³ /kg	ρ ['] kg/l	ρ ^{''} kg/m ³	i ['] kcal/kg	i ^{''} kcal/kg	r kcal/kg	S ['] kcal kg,dó	S ^{''} kcal kg,dó
-2	4,064	1,5594	0,3111	0,6413	3,216	97,79	400,98	303,19	0,9920	2,1103
-1	4,217	1,5627	0,3002	0,6399	3,332	98,89	401,25	302,36	0,9960	2,1072
0	4,379	1,5660	0,2897	0,6386	3,452	100,00	401,52	301,52	1,0000	2,1041
1	4,545	1,5694	0,2797	0,6372	3,576	101,10	401,78	300,68	1,0040	2,1010
2	4,716	1,5727	0,2700	0,6358	3,703	102,21	402,04	299,84	1,0080	2,0979
3	4,892	1,5761	0,2608	0,6345	3,834	103,32	402,30	298,99	1,0120	2,0949
4	5,073	1,5769	0,2520	0,6331	3,969	104,43	402,55	298,13	1,0160	2,0919
5	5,259	1,5831	0,2435	0,6317	4,108	105,54	402,80	297,26	1,0200	2,0889
6	5,450	1,5866	0,2353	0,6303	4,250	106,65	403,04	296,39	1,0240	2,0859
7	5,647	1,5901	0,2275	0,6289	4,396	107,76	403,27	295,51	1,0280	2,0829
8	5,849	1,5936	0,2200	0,6275	4,546	108,87	403,50	294,63	1,0319	2,0799
9	6,057	1,5972	0,2128	0,6261	4,700	109,99	403,73	293,74	1,0258	2,0770
10	6,271	1,6008	0,2056	0,6247	4,859	111,11	403,95	292,84	1,0397	2,0741
11	6,490	1,6045	0,1992	0,6233	5,022	112,23	404,17	291,94	1,0436	2,0712
12	6,715	1,6081	0,1927	0,6218	5,189	113,35	404,38	291,03	1,0475	2,0683
13	6,946	1,6118	0,1866	0,6204	5,361	114,47	404,59	290,12	1,0514	2,0654
14	7,183	1,6156	0,1806	0,6190	5,537	115,59	404,79	289,20	1,0553	2,0625
15	7,427	1,6193	0,1749	0,6175	5,718	116,72	404,99	288,27	1,0592	2,0596
16	7,677	1,6231	0,1694	0,6161	5,904	117,85	405,19	287,34	1,0631	2,0570
17	7,933	1,6270	0,1642	0,6146	6,094	118,89	405,38	286,40	1,0670	2,0542
18	8,196	1,6308	0,1591	0,6132	6,289	120,11	405,57	285,46	1,0709	2,0514
19	8,465	1,6347	0,1542	0,6117	6,489	121,24	405,75	284,51	1,0747	2,0486
20	8,741	1,6386	0,1494	0,6103	6,694	122,38	405,93	283,55	1,0785	2,0459
21	9,024	1,6426	0,1449	0,6080	6,904	123,52	406,10	282,58	1,0824	2,0432
22	9,314	1,6466	0,1405	0,6073	7,119	124,66	406,27	281,61	1,0862	2,0403
23	9,611	1,6507	0,1363	0,6058	7,339	125,80	406,43	280,63	1,0900	2,0378
24	9,915	1,6546	0,1322	0,6043	7,564	126,94	406,59	279,65	1,0938	2,0351
25	10,225	1,6588	0,1293	0,6028	7,795	128,09	406,75	278,66	1,0976	2,0324
26	10,544	1,6630	0,1245	0,6013	8,031	129,24	406,89	277,66	1,1014	2,0297
27	10,870	1,6672	0,1209	0,5998	8,273	130,39	407,03	276,65	1,1052	2,0270
28	11,204	1,6714	0,1174	0,5983	8,521	131,54	407,17	275,64	1,1090	2,0243
29	11,546	1,6757	0,1140	0,5968	8,775	132,60	407,30	274,62	1,1128	2,0217

Bảng 2 (tiếp theo)

t °C	P at	V l/kg	V' m ³ /kg	ρ kg/l	ρ' kg/m ³	i kcal/kg	i' kcal/kg	r kcal/kg	S' kcal kg.dó	S'' kcal kg.dó
30	11,895	1,6800	0,1107	0,5952	9,034	133,84	407,43	273,59	1,1165	2,0191
31	12,252	1,6844	0,1075	0,5937	9,300	135,00	407,55	272,55	1,1203	2,0165
32	12,617	1,6888	-0,1045	4,5921	9,573	136,16	407,67	271,50	1,1241	2,0139
33	12,991	1,6932	0,1015	0,5906	9,852	137,32	407,78	270,45	1,1278	2,0113
34	13,374	1,6977	0,0986	0,5890	10,183	138,48	407,88	269,39	1,1315	2,0087
35	13,765	1,7023	0,0959	0,5875	10,431	139,65	407,97	268,32	1,1352	2,0061
36	14,165	1,7069	0,0932	0,5859	10,731	140,82	408,06	267,24	1,1390	2,0035
37	14,573	1,7115	0,0906	0,5843	11,038	141,90	408,15	266,15	1,1427	2,0009
38	14,990	1,7162	0,0881	0,5827	11,356	143,16	408,23	265,06	1,1464	1,9984
39	15,415	1,7209	0,0857	0,5811	11,675	144,34	408,30	263,96	1,1501	1,9958
40	15,850	1,7257	0,0833	0,5795	12,005	145,52	408,37	262,85	1,1538	1,9933
41	16,294	1,7305	0,0810	0,5779	12,34	146,70	408,43	261,73	1,1575	1,9908
42	16,747	1,7351	0,0788	0,5762	12,69	147,88	408,49	260,60	1,1612	1,9882
43	17,210	1,7404	0,0767	0,5746	13,04	149,06	408,54	259,47	1,1619	1,9857
44	17,682	1,7454	0,0746	0,5729	13,40	150,24	408,58	258,33	1,1686	1,9832
45	18,165	1,7504	0,0726	0,5713	13,77	151,43	408,61	257,18	1,1722	1,9807
46	18,658	1,7555	0,0707	0,5696	14,15	152,06	408,64	256,02	1,1759	1,9781
47	19,161	1,7607	0,0688	0,5680	14,54	153,81	408,66	254,85	1,1796	1,9756
48	19,673	1,7659	0,0670	0,5663	14,94	155,00	408,68	253,67	1,1832	1,9731
49	20,195	1,7712	0,0652	0,5646	15,34	156,20	408,70	252,48	1,1868	1,9706
50	20,727	1,7775	0,0635	0,5628	15,75	157,38	408,72	251,34	1,1905	1,9683
52	21,83	1,788	0,0602	0,5591	16,59	159,8	408,7	248,9	1,1982	1,9638
54	22,97	1,800	0,0572	0,5554	17,47	162,2	408,8	246,6	1,2056	1,9590
56	24,15	1,812	0,0543	0,5516	18,39	164,6	408,8	244,2	1,2130	1,9542
58	25,37	1,825	0,0515	0,5478	19,35	167,1	408,7	241,6	1,2205	1,9497
60	26,66	1,838	0,0489	0,5440	20,35	169,6	408,6	238,0	1,2280	1,9445
62	27,98	1,851	0,0464	0,5402	21,41	172,2	408,5	236,3	1,2354	1,9396
64	29,36	1,864	0,0441	0,5364	22,53	174,8	408,3	233,5	1,2428	1,9347
66	30,77	1,877	0,0420	0,5326	23,73	177,4	408,0	230,6	1,2502	1,9297
68	32,25	1,891	0,0399	0,5288	25,01	180,0	407,7	227,7	1,2576	1,9247
70	33,77	1,905	0,0379	0,5248	26,36	182,7	407,3	224,6	1,2630	1,9196

Bảng 3. Các tính chất nhiệt động của hơi quá nhiệt NH₃

t °C	v m ³ /kg	i kcal/kg	s kcal/kg độ	t °C	v m ³ /kg	i kcal/kg	s kcal/kg độ
$p = 0,5 \text{ at}$				$p = 0,7 \text{ at}$			
-46,86	2,2152	386,00	2,2853	-40,83	1,6180	388,38	2,572
-45	2,2353	387,00	2,2897	-40	1,6244	388,84	2,2591
-40	2,2882	389,64	2,3012	-35	1,6628	391,53	2,2705
-35	2,3406	392,24	2,3122	-30	1,7007	394,18	2,2815
-30	2,3928	394,81	2,3229	-25	1,7384	396,80	2,2922
-25	2,4446	397,37	2,3333	-20	1,7758	399,39	2,3026
-20	2,4962	399,91	2,3435	-15	1,8130	401,97	2,3126
-15	2,5476	402,45	2,3524	-10	1,8501	404,53	2,3225
-10	2,5988	404,97	2,3631	-5	1,8870	407,09	2,3321
-5	2,6499	407,99	2,3726	0	1,9237	409,64	2,3415
0	2,7008	410,02	2,3819	5	1,9604	412,19	2,3508
5	2,7517	412,54	2,3910	10	1,9969	414,73	2,3599
10	2,8024	415,06	2,4000	15	2,0334	417,28	2,3688
15	2,8531	417,59	2,4089	20	2,0698	419,83	2,3776
20	2,9037	420,12	2,4176	25	2,1061	422,38	2,3862
25	2,9543	422,66	2,4262	30	2,1424	424,94	2,3947
30	3,0048	425,20	2,4346	35	2,1786	427,50	2,4031
35	3,0552	427,75	2,4430	40	2,2148	430,07	2,4113
40	3,1056	430,30	2,4512	45	2,2509	432,64	2,4195
45	3,1560	432,86	2,4593	50	2,2870	435,22	2,4275
50	3,2063	435,43	2,4673	55	2,3231	437,81	2,4355
55	3,2566	438,01	2,4752	60	2,3591	440,40	2,4433
60	3,3069	440,59	2,4830	65	2,3952	443,01	2,4511
65	3,3571	443,19	2,4908	70	2,4311	445,62	2,4588
70	3,4073	445,79	2,4984	75	2,4671	448,24	2,4663
75	3,4575	448,40	2,5060	80	2,5030	450,87	2,4738
80	3,5077	451,03	2,5135	85	2,5390	453,50	2,4813
85	3,5578	453,66	2,5209	90	2,5749	456,15	2,4886
90	3,6079	456,30	2,5282	95	2,6107	458,81	2,4959
95	3,6580	458,95	2,5354	100	2,6466	461,47	2,5031
100	3,7081	461,61	2,5426	105	2,6825	464,15	2,5102

Bảng 3 (tiếp theo)

t °C	v m^3/kg	i kcal/kg	s $\frac{\text{kcal}}{\text{kg}\cdot\text{độ}}$	t °C	v m^3/kg	i kcal/kg	s $\frac{\text{kcal}}{\text{kg}\cdot\text{độ}}$
-34,00	1,1595	390,97	2,2275	-25,65	0,7936	393,6	2,1939
-30	1,1614	393,18	2,2367	-25	0,7960	394,34	2,1954
-25	1,2086	395,90	2,2477	-20	0,8147	397,17	2,2087
-20	1,2354	398,58	2,2584	-15	0,8331	399,96	2,2176
-15	1,2620	401,23	2,2688	-10	0,8513	402,69	2,2281
-10	1,2884	403,86	2,2798	-5	0,8694	405,40	2,2383
-5	1,3147	408,47	2,2888	0	0,8872	408,08	2,2482
0	1,3408	409,07	2,2983	5	0,9050	410,74	2,2578
5	1,3688	411,65	2,3077	10	0,9226	413,35	2,2673
10	1,3927	414,24	2,3169	15	0,9402	416,02	2,2765
15	1,4185	416,82	2,3259	20	0,9576	418,65	2,2855
20	1,4443	419,39	2,3348	25	0,9750	421,27	2,2944
25	1,4699	421,97	2,3435	30	0,9924	423,89	2,3031
30	1,4956	424,55	2,3521	35	1,0097	426,51	2,3117
35	1,5211	427,13	2,3605	40	1,0269	429,13	2,3201
40	1,5466	429,72	2,3698	45	1,0441	431,75	2,3284
45	1,5721	432,31	2,3771	50	1,0612	434,38	2,3366
50	1,5976	434,91	2,3862	55	1,0783	437,00	2,3447
55	1,6230	437,51	2,3932	60	1,0954	439,63	2,3526
60	1,6483	440,12	2,4011	65	1,1125	442,27	2,3605
65	1,6737	442,73	2,4088	70	1,1295	444,92	2,3683
70	1,6990	445,35	2,4166	75	1,1465	447,56	2,3759
75	1,7243	447,99	2,4242	80	1,1634	450,22	2,3835
80	1,7495	450,62	2,4317	85	1,1804	452,88	2,3910
85	1,7748	453,27	2,4395	90	1,1973	455,56	2,3987
90	1,8000	455,93	3,4465	95	1,2142	458,23	2,4054
95	1,8252	458,59	2,4538	100	1,2311	460,92	2,4130
100	1,8504	461,27	2,4610	105	1,2480	463,62	2,4202
105	1,8756	463,95	2,4681	110	1,2649	466,32	2,4273
110	1,9008	466,64	2,4752	115	1,2818	469,04	2,4343
115	1,9259	469,34	2,4822	120	1,2986	471,76	2,4413

Bảng 3 (tiếp theo)

t °C	V m^3/kg	i kcal/kg	S $\frac{kcal}{kg \cdot độ}$	t °C	V m^3/kg	i kcal/kg	S $\frac{kcal}{kg \cdot độ}$
-19,31	0,6060	396,09	2,1700	-14,13	0,4915	397,73	2,1515
-15	0,6149	398,61	2,1799	-10	0,5011	400,20	2,1610
-10	0,6326	401,48	2,1909	-5	0,5127	403,13	2,1720
-5	0,6465	404,29	2,2014	0	0,5240	406,00	2,1826
0	0,6603	407,06	2,2117	5	0,5352	408,83	2,1929
5	0,6740	409,80	2,2216	10	0,5463	411,62	2,2028
10	0,6875	412,51	2,2313	15	0,5573	414,38	2,2125
15	0,7009	415,21	2,2407	20	0,5681	417,11	2,2219
20	0,7143	417,89	2,2500	25	0,5789	419,83	2,2311
25	0,7275	420,26	2,2590	30	0,5897	422,54	2,2401
30	0,7407	423,22	2,2679	35	0,6003	425,24	2,2489
35	0,7539	425,88	2,2766	40	0,6109	427,93	2,2576
40	0,7670	428,53	2,2851	45	0,6215	430,61	2,2661
45	0,7800	431,19	2,2935	50	0,6320	433,30	2,2745
50	0,7930	433,84	2,3018	55	0,6425	435,98	2,2827
55	0,8060	436,49	2,3099	60	0,6530	438,66	2,2908
60	0,8189	439,15	2,3180	65	0,6634	441,34	2,2988
65	0,8318	441,81	2,3259	70	0,6738	444,03	2,3067
70	0,8447	444,47	2,3337	75	0,6841	446,72	2,3145
75	0,8575	447,14	2,3414	80	0,6945	449,41	2,3221
80	0,8703	449,82	2,3491	85	0,7048	452,10	2,3297
85	0,8832	452,50	2,3566	90	0,7151	454,81	2,3372
90	0,8959	455,18	2,3640	95	0,7254	457,52	2,3446
95	0,9087	457,88	2,3714	100	0,7356	460,23	2,3520
100	0,9215	460,58	2,3787	105	0,7459	462,95	2,3592
105	0,9342	463,29	2,3859	110	0,7561	465,68	2,3664
110	0,9469	466,00	2,3931	115	0,7663	468,42	2,3735
115	0,9596	468,73	2,4001	120	0,7765	471,17	2,3805
120	0,9723	471,46	2,4071	125	0,7867	473,92	2,3875
125	0,9850	474,21	2,4141	130	0,7969	476,68	2,3944
130	0,9977	476,96	2,4209	135	0,8071	479,45	2,4012

Bảng 3 (tiếp theo)

t °C	v m ³ /kg	i kcal/kg	S kcal kg.độ	t °C	v m ³ /kg	i kcal/kg	S kcal kg.độ
-9,72	0,4140	399,05	2,1363	-5,85	0,3579	400,15	2,1235
-5	0,4233	401,93	2,1472	-5	0,3594	400,96	2,1255
0	0,4331	404,91	2,1582	0	0,3680	403,78	2,1369
5	0,4427	407,83	2,1688	5	0,3765	406,80	2,1479
10	0,4521	410,69	2,1790	10	0,3848	409,75	2,1584
15	0,4615	413,52	2,1889	15	0,3930	412,65	2,1686
20	0,4707	416,32	2,1985	20	0,4010	415,51	2,1784
25	0,4798	419,10	2,2079	25	0,4090	418,34	2,1880
30	0,4889	421,85	2,2171	30	0,4169	421,15	2,1973
35	0,4979	424,59	2,2260	35	0,4248	423,93	2,2064
40	0,5069	427,32	2,2348	40	0,4326	426,70	2,2153
45	0,5158	430,04	2,2434	45	0,4403	429,45	2,2241
50	0,5247	432,75	2,2519	50	0,4480	432,20	2,2326
55	0,5335	435,46	2,2602	55	0,4556	434,93	2,2410
60	0,5423	438,17	2,2684	60	0,4632	437,67	2,2493
65	0,5511	440,87	2,2765	65	0,4708	440,40	2,2574
70	0,5598	443,58	2,2844	70	0,4784	443,13	2,2654
75	0,5685	446,29	2,2923	75	0,4859	445,86	2,2733
80	0,5772	449,00	2,3000	80	0,4934	448,59	2,2811
85	0,5858	451,71	2,3076	85	0,5009	451,32	2,2888
90	0,5945	454,43	2,3152	90	0,5083	454,05	2,2964
95	0,6031	457,16	2,3226	95	0,5157	456,79	2,3039
100	0,6117	459,88	2,3300	100	0,5232	459,54	2,3113
105	0,6203	462,62	2,3373	105	0,5306	462,29	2,3186
110	0,6289	465,36	2,3445	110	0,5379	465,04	2,3259
115	0,6374	468,11	2,3516	115	0,5463	467,80	2,3330
120	0,6460	470,87	2,3587	120	0,5527	470,57	2,3401
125	0,6545	473,63	2,3656	125	0,5600	473,34	2,3471
130	0,6630	476,40	2,3726	130	0,5674	476,13	2,3541
135	0,6715	479,18	2,3794	135	0,5747	478,92	2,3609
140	0,6800	481,97	2,3862	140	0,5820	481,71	2,3678

Bảng 3 (tiếp theo)

t °C	v m^3/kg	i kcal/kg	S $\frac{kcal}{kg \cdot ^\circ C}$	t °C	v m^3/kg	i kcal/kg	S $\frac{kcal}{kg \cdot ^\circ C}$
-2,40	0,3154	401,09	2,1124	0,73	0,2821	401,90	2,1025
0	0,3192	402,62	2,1180	5	0,2880	404,65	2,1125
5	0,3268	405,74	2,1293	10	0,2948	407,79	2,1236
10	0,3342	408,78	2,1401	15	0,3015	410,85	2,1344
15	0,3415	411,76	2,1506	20	0,3080	413,85	2,1447
20	0,3487	414,69	2,1607	25	0,3145	416,80	2,1547
25	0,3559	417,58	2,1704	30	0,3208	419,71	2,1643
30	0,3629	420,43	2,1800	35	0,3271	422,58	2,1737
35	0,3699	423,26	2,1892	40	0,3334	425,43	2,1829
40	0,3768	426,07	2,1982	45	0,3395	428,26	2,1919
45	0,3836	428,86	2,2071	50	0,3457	431,07	2,2007
50	0,3904	431,64	2,2157	55	0,3517	433,87	2,2093
55	0,3972	434,41	2,2242	60	0,3578	436,65	2,2177
60	0,4039	437,17	2,2326	65	0,3638	439,44	2,2260
65	0,4106	439,92	2,2408	70	0,3697	442,22	2,2341
70	0,4173	442,67	2,2489	75	0,3757	444,99	2,2421
75	0,4239	445,42	2,2569	80	0,3816	447,76	2,2500
80	0,4305	448,17	2,2647	85	0,3875	450,52	2,2578
85	0,4371	450,92	2,2724	90	0,3934	453,29	2,2655
90	0,4437	453,67	2,2800	95	0,3992	456,06	2,2731
95	0,4502	456,43	2,2876	100	0,4051	458,84	2,2806
100	0,4567	459,10	2,2950	105	0,4109	461,61	2,2880
105	0,4633	461,95	2,3024	110	0,4167	464,39	2,2953
110	0,4698	464,72	2,3096	115	0,4225	467,18	2,3025
115	0,4762	467,49	2,3168	120	0,4283	469,97	2,3096
120	0,4827	470,27	2,3239	125	0,4340	472,76	2,3167
125	0,4892	473,05	2,3310	130	0,4398	475,57	2,3237
130	0,4956	475,85	2,3380	135	0,4455	478,38	2,3306
135	0,5021	478,65	2,3449	140	0,4513	481,19	2,3375
140	0,5085	481,45	2,3517	145	0,4570	484,02	2,3443
145	0,5149	484,27	2,3585	150	0,4627	486,85	2,3510

Bảng 3 (tiếp theo)

t °C	v m ³ /kg	i kcal/kg	S kcal kg.dó	t °C	v m ³ /kg	i kcal/kg	S kcal kg.dó
p = 5 at							
3,6	0,2552	402,61	2,0936	8,73	0,2145	403,80	2,0783
5	0,2570	403,53	2,0970	10	0,2159	404,66	2,0813
10	0,2633	406,77	2,1085	15	0,2213	407,99	2,0930
15	0,2694	409,92	2,1195	20	0,2265	411,22	2,1041
20	0,2755	412,99	2,1301	25	0,2316	414,37	2,1148
25	0,2814	416,00	2,1403	30	0,2366	417,46	2,1250
30	0,2872	418,97	2,1502	35	0,2416	420,49	2,1350
35	0,2929	421,89	2,1597	40	0,2464	423,48	2,1446
40	0,2986	424,79	2,1691	45	0,2513	426,43	2,1539
45	0,3042	427,66	2,1781	50	0,2561	429,35	2,1630
50	0,3098	430,50	2,1870	55	0,2607	432,24	2,1719
55	0,3153	433,33	2,1957	60	0,2654	435,12	2,1806
60	0,3208	436,15	2,2042	65	0,2700	437,98	2,1892
65	0,3263	438,96	2,2126	70	0,2746	440,83	2,1975
70	0,3317	441,76	2,2208	75	0,2792	443,66	2,2057
75	0,3371	444,55	2,2289	80	0,2837	446,50	2,2138
80	0,3425	447,34	2,2369	85	0,2883	449,32	2,2217
85	0,3478	450,13	2,2447	90	0,2928	452,14	2,2296
90	0,3531	452,91	2,2524	95	0,2972	454,96	2,2373
95	0,3584	455,70	2,2600	100	0,3017	457,78	2,2449
100	0,3637	458,49	2,2676	105	0,3061	460,60	2,2524
105	0,3690	461,28	2,2750	110	0,3105	463,42	2,2598
110	0,3742	464,07	2,2833	115	0,3150	466,24	2,2671
115	0,3795	466,87	2,2896	120	0,3194	469,06	2,2743
120	0,3847	469,67	2,2968	125	0,3237	471,89	2,2815
125	0,3899	472,47	2,3039	130	0,3281	474,72	2,2886
130	0,3981	475,29	2,3109	135	0,3325	477,56	2,2956
135	0,4003	478,11	2,3178	140	0,3368	480,41	2,3025
140	0,4055	480,93	2,3248	145	0,3412	483,25	2,3094
145	0,4107	483,76	2,3315	150	0,3455	486,11	2,3165
150	0,4158	486,60	2,3383	155	0,3498	488,97	2,3229

Bảng 3 (tiếp theo)

t °C	V m^3/kg	i kcal/kg	S kcal/ kg độ	t °C	V m^3/kg	i kcal/kg	S kcal/ kg độ
$p = 7 \text{ at}$				$p = 8 \text{ at}$			
13,23	0,1850	404,75	2,0652	17,26	0,1627	405,54	2,0538
15	0,1867	405,99	2,0695	20	0,1651	407,49	2,0605
20	0,1914	409,39	2,0812	25	0,1692	410,95	2,0722
25	0,1960	412,69	2,0924	30	0,1733	414,30	2,0834
30	0,2005	415,90	2,1031	35	0,1772	417,56	2,0941
35	0,2048	419,05	2,1134	40	0,1811	420,75	2,1043
40	0,2091	422,13	2,1233	45	0,1849	423,18	2,1143
45	0,2134	425,17	2,1329	50	0,1887	426,96	2,1239
50	0,2176	428,17	2,1423	55	0,1924	430,00	2,1332
55	0,2217	431,13	2,1514	60	0,1960	433,01	2,1423
60	0,2258	434,07	2,1603	65	0,1996	435,98	2,1511
65	0,2298	436,99	2,1690	70	0,2032	438,99	2,1598
70	0,2338	439,89	2,1775	75	0,2067	441,87	2,1683
75	0,2378	442,77	2,1858	80	0,2103	444,78	2,1766
80	0,2418	445,64	2,1940	85	0,2137	447,69	2,1848
85	0,2457	448,51	2,2021	90	0,2172	450,58	2,1928
90	0,2496	451,37	2,2100	95	0,2207	453,47	2,2007
95	0,2535	454,22	2,2178	100	0,2241	456,35	2,2085
100	0,2573	457,07	2,2255	105	0,2275	459,23	2,2161
105	0,2612	459,91	2,2331	110	0,2309	462,10	2,2237
110	0,2650	462,76	2,2405	115	0,2342	464,98	2,2312
115	0,2688	465,61	2,2479	120	0,2376	467,85	2,2385
120	0,2726	468,46	2,2552	125	0,2409	470,72	2,2458
125	0,2764	471,31	2,2624	130	0,2443	473,60	2,2529
130	0,2802	474,16	2,2696	135	0,2476	476,47	2,2600
135	0,2840	477,20	2,2766	140	0,2509	479,35	2,2671
140	0,2877	479,88	2,2836	145	0,2542	482,24	2,2740
145	0,2915	482,75	2,2905	150	0,2575	485,13	2,2809
150	0,2952	485,62	2,2973	155	0,2608	488,02	2,2877
155	0,2990	488,50	2,3041	160	0,2641	490,92	2,2944
160	0,3027	491,38	2,3108	165	0,2674	493,83	2,3011

Bảng 3 (tiếp theo)

t °C	v m ³ /kg	i kcal/kg	S kcal/kg.độ	t °C	v m ³ /kg	i kcal/kg	S kcal/kg.độ
p = 9 at				p = 10 at			
20	0,1452	406,19	2,0437	24,28	0,1311	406,74	2,0347
25	0,1484	409,15	2,0537	25	0,1316	407,28	2,0365
30	0,1521	412,65	2,0654	30	0,1351	410,94	2,0487
35	0,1557	416,04	2,0765	35	0,1385	414,47	2,0602
40	0,1593	419,34	2,0871	40	0,1418	417,90	2,0712
45	0,1628	422,57	2,0973	45	0,1450	421,23	2,0818
50	0,1662	425,74	2,1072	50	0,1482	424,49	2,0920
55	0,1696	428,85	2,1168	55	0,1513	427,68	2,1018
60	0,1729	431,93	2,1261	60	0,1543	430,83	2,1113
65	0,1761	434,96	2,1351	65	0,1573	433,93	2,1205
70	0,1794	437,97	2,1440	70	0,1603	436,99	2,1296
75	0,1826	440,95	2,1526	75	0,1632	440,03	2,1383
80	0,1857	443,92	2,1611	80	0,1661	443,04	2,1469
85	0,1889	446,86	2,1693	85	0,1690	446,03	2,1553
90	0,1920	449,80	2,1775	90	0,1718	449,00	2,1636
95	0,1951	452,72	2,1855	95	0,1747	451,96	2,1716
100	0,1982	455,63	2,1933	100	0,1775	454,91	2,1796
105	0,2012	458,54	2,2011	105	0,1803	457,84	2,1874
110	0,2043	461,44	2,2087	110	0,1830	460,77	2,1951
115	0,2073	464,34	2,2162	115	0,1858	463,70	2,2027
120	0,2103	467,24	2,2236	120	0,1885	466,62	2,2102
125	0,2133	470,13	2,2309	125	0,1912	469,54	2,2176
130	0,2163	473,03	2,2382	130	0,1940	472,46	2,2249
135	0,2193	475,93	2,2453	135	0,1967	475,38	2,2320
140	0,2223	478,83	2,2524	140	0,1993	478,30	2,2392
145	0,2252	481,73	2,2594	145	0,2020	481,22	2,2462
150	0,2282	484,63	2,2663	150	0,2047	484,14	2,2531
155	0,2311	487,54	2,2731	155	0,2074	487,07	2,2600
160	0,2341	490,46	2,2799	160	0,2100	490,00	2,2668
165	0,2370	493,38	2,2866	165	0,2127	492,93	2,2736
170	0,2399	496,31	2,2932	170	0,2153	495,87	2,2802

Bảng 3 (tiếp theo)

t °C	v m^3/kg	i kcal/kg	S $\frac{kcal}{kg \cdot độ}$	t °C	v m^3/kg	i kcal/kg	S $\frac{kcal}{kg \cdot độ}$
27,39	0,1194	407,20	2,0264	30,3	0,1097	407,60	2,0188
30	0,1212	409,18	2,0330	35	0,1125	411,20	2,0306
35	0,1244	412,86	2,0450	40	0,1155	414,89	2,0425
40	0,1275	416,41	2,0564	45	0,1183	418,45	2,0538
45	0,1305	419,86	2,0674	50	0,1211	421,91	2,0646
50	0,1334	423,21	2,0778	55	0,1238	425,28	2,0749
55	0,1363	426,49	2,0879	60	0,1265	428,58	2,0849
60	0,1391	429,71	2,0976	65	0,1291	431,82	2,0945
65	0,1419	432,88	2,1071	70	0,1317	435,00	2,1039
70	0,1447	436,01	2,1163	75	0,1342	438,15	2,1130
75	0,1474	439,09	2,1252	80	0,1367	441,26	2,1219
80	0,1501	442,15	2,1339	85	0,1391	444,34	2,1306
85	0,1527	445,19	2,1425	90	0,1416	447,39	2,1390
90	0,1553	448,20	2,1508	95	0,1440	450,43	2,1473
95	0,1579	451,20	2,1590	100	0,1464	453,40	2,1554
100	0,1605	454,18	2,1670	105	0,1488	456,44	2,1634
105	0,1631	457,15	2,1749	110	0,1511	459,43	2,1713
110	0,1656	460,11	2,1827	115	0,1535	462,41	2,1790
115	0,1681	463,06	2,1904	120	0,1558	465,38	2,1864
120	0,1707	466,00	2,1979	125	0,1581	468,35	2,1941
125	0,1732	468,95	2,2054	130	0,1604	471,31	2,2015
130	0,1756	471,89	2,2127	135	0,1627	474,27	2,2088
135	0,1781	474,83	2,2200	140	0,1650	477,23	2,2160
140	0,1806	477,75	2,2271	145	0,1672	480,19	2,2231
145	0,1830	480,70	2,2342	150	0,1695	483,15	2,2302
150	0,1855	483,64	2,2412	155	0,1717	486,10	2,2371
155	0,1879	486,59	2,2481	160	0,1740	489,07	2,2440
160	0,1904	489,53	2,2549	165	0,1762	492,03	2,2508
165	0,1928	492,48	2,2617	170	0,1784	495,00	2,2575
170	0,1952	495,43	2,2684	175	0,1807	497,97	2,2642
175	0,1976	498,39	2,2750	180	0,1829	500,95	2,2708

Bảng 3 (tiếp theo)

t °C	v m^3/kg	i kcal/kg	S $\frac{\text{kcal}}{\text{kg.dộ}}$	t °C	v m^3/kg	i kcal/kg	S $\frac{\text{kcal}}{\text{kg.dộ}}$
33,02	0,1014	407,93	2,0118	35,60	0,0942	408,21	2,0053
35	0,1025	409,49	2,0169	40	0,0966	411,71	2,0165
40	0,1053	413,32	2,0292	45	0,0992	415,53	2,0286
45	0,1080	417,01	2,0409	50	0,1017	419,21	2,0401
50	0,1107	420,58	2,0520	55	0,1042	422,78	2,0511
55	0,1132	424,07	2,0627	60	0,1066	426,25	2,0616
60	0,1158	427,42	2,0729	65	0,1089	429,64	2,0717
65	0,1182	430,74	2,0828	70	0,1112	432,96	2,0814
70	0,1206	433,99	2,0923	75	0,1134	436,22	2,0909
75	0,1230	437,19	2,1016	80	0,1156	439,44	2,1000
80	0,1253	440,35	2,1106	85	0,1178	442,01	2,1090
85	0,1277	443,48	2,1194	90	0,1200	445,76	2,1177
90	0,1299	446,58	2,1180	95	0,1221	448,87	2,1262
95	0,1322	449,65	2,1364	100	0,1242	451,96	2,1345
100	0,1344	452,70	2,1446	105	0,1263	455,02	2,1427
105	0,1366	455,74	2,1527	110	0,1283	458,08	2,1507
110	0,1388	458,76	2,1607	115	0,1304	461,11	2,1586
115	0,1410	461,76	2,1685	120	0,1324	464,14	2,1663
120	0,1432	464,76	2,1761	125	0,1344	467,15	2,1740
125	0,1453	467,75	2,1837	130	0,1364	470,16	2,1815
130	0,1475	470,74	2,1911	135	0,1384	473,16	2,1889
135	0,1496	473,72	2,1985	140	0,1404	476,16	2,1962
140	0,1517	476,70	2,2057	145	0,1424	479,15	2,2034
145	0,1538	479,67	2,2129	150	0,1443	482,15	2,2105
150	0,1559	482,65	2,2200	155	0,1463	485,14	2,2175
155	0,1580	485,62	2,2270	160	0,1482	488,13	2,2245
160	0,1601	488,60	2,2339	165	0,1502	491,13	2,2313
165	0,1622	491,58	2,2407	170	0,1521	494,12	2,2381
170	0,1643	494,56	2,2475	175	0,1540	497,12	2,2449
175	0,1663	497,54	2,2541	180	0,1559	500,12	2,2515
180	0,1684	500,53	2,2608	185	0,1579	503,13	2,2581

Bảng 4. Các tính chất nhiệt động của R12 ở trạng thái bão hòa

t °C	p bar	v' l/kg	v'' l/kg	t' KJ/kg	t'' KJ/kg	t' KJ/kg.K	S' KJ/kg.K	S'' KJ/kg.K
-100	0,011660	0,5960	10198,0	44,382	241,76	197,36	1,3684	2,5083
-95	0,018517	0,6007	6603,0	49,573	244,00	194,43	1,3979	2,4893
-90	0,028500	0,6055	4408,0	54,626	246,26	191,64	1,4259	2,4722
-85	0,042639	0,6103	3024,0	59,550	248,55	189,00	1,4524	2,4569
-80	0,062183	0,6153	2126,0	64,358	250,87	186,51	1,4776	2,4432
-75	0,088607	0,6204	1528,0	69,059	253,20	184,14	1,5016	2,4309
-70	0,12363	0,6256	1121,0	73,666	255,55	181,88	1,5246	2,4199
-65	0,16922	0,6309	837,3	78,190	257,91	179,72	1,5466	2,4100
-60	0,22761	0,6364	635,9	82,644	260,28	177,64	1,5677	2,4011
-55	0,30129	0,6420	490,2	87,040	262,66	175,62	1,5881	2,3931
-50	0,39302	0,6478	383,1	91,391	265,05	173,66	1,6078	2,3860
-49	0,41379	0,6489	365,2	92,257	265,53	173,27	1,6116	2,3846
-48	0,43543	0,6501	348,4	93,121	266,00	172,88	1,6155	2,3833
-47	0,45796	0,6513	332,5	93,984	266,48	172,50	1,6193	2,3820
-46	0,48141	0,6525	317,4	94,847	266,96	172,11	1,6231	2,3808
-45	0,50581	0,6537	303,2	95,708	267,43	171,73	1,6269	2,3796
-44	0,53118	0,6549	289,7	96,569	267,91	171,34	1,6306	2,3784
-43	0,55755	0,6561	277,0	97,429	268,39	170,96	1,6344	2,3772
-42	0,58495	0,6573	264,9	98,288	268,87	170,58	1,6381	2,3760
-41	0,61341	0,6586	253,5	99,146	269,34	170,20	1,6418	2,3749
-40	0,64296	0,6598	242,7	100,00	269,82	169,81	1,6455	2,3738
-39	0,67361	0,6610	232,4	100,86	270,29	169,43	1,6491	2,3727
-38	0,70541	0,6623	222,7	101,72	270,77	169,05	1,6528	2,3717
-37	0,73839	0,6635	213,4	102,58	271,24	168,67	1,6564	2,3706
-36	0,77257	0,6648	204,6	103,43	271,72	168,28	1,6600	2,3696

Bảng 4 (tiếp theo)

t °C	p bar	v' l/kg	v'' l/kg	i' kJ/kg	i'' kJ/kg	r kJ/kg	S' kJ/kg.K	S'' kJ/kg.K
-35	0,80798	0,6661	196,3	104,29	272,19	167,90	1,6636	2,3686
-34	0,84466	0,6674	188,3	105,15	272,67	167,52	1,6672	2,3677
-33	0,88264	0,6686	180,8	106,01	273,14	167,14	1,6708	2,3667
-32	0,92195	0,6699	173,6	106,86	273,62	166,75	1,6743	2,3658
-31	0,96261	0,6712	166,8	107,72	274,09	166,37	1,6778	2,3649
-30	1,0047	0,6726	160,3	108,58	274,56	165,98	1,6814	2,3640
-29	1,0482	0,6739	154,1	109,44	275,03	165,59	1,6849	2,3631
-28	1,0931	0,6752	148,2	110,30	275,50	165,20	1,6884	2,3623
-27	1,1395	0,6765	142,5	111,16	275,97	164,81	1,6919	2,3613
-26	1,1875	0,6779	137,2	112,02	276,44	164,42	1,6954	2,3606
-25	1,2370	0,6793	132,0	112,88	276,91	164,03	1,6988	2,3598
-24	1,2882	0,6806	127,1	113,75	277,38	163,63	1,7023	2,3591
-23	1,3409	0,6820	122,5	114,61	277,85	163,24	1,7057	2,3583
-22	1,3953	0,6834	118,0	115,48	278,32	162,84	1,7092	2,3575
-21	1,4515	0,6848	113,7	116,34	278,78	162,44	1,7126	2,3568
-20	1,5093	0,6862	109,7	117,21	279,25	162,04	1,7160	2,3561
-19	1,5689	0,6876	105,8	118,08	279,71	161,63	1,7194	2,3554
-18	1,6304	0,6890	102,0	118,95	280,17	161,23	1,7228	2,3547
-17	1,6937	0,6905	98,45	119,82	280,64	160,82	1,7262	2,3540
-16	1,7588	0,6919	95,03	120,69	281,10	160,40	1,7296	2,3534
-15	1,8259	0,6934	91,75	121,57	281,56	159,99	1,7330	2,3527
-14	1,8950	0,6948	88,61	122,45	282,02	159,57	1,7364	2,3521
-13	1,9660	0,6963	85,60	123,33	282,48	159,15	1,7397	2,3515
-12	2,0391	0,6978	82,71	124,21	282,94	158,73	1,7431	2,3509
-11	2,1142	0,6993	79,95	125,09	283,69	158,30	1,7464	2,3503
-10	2,1915	0,7008	77,29	125,97	283,85	157,87	1,7498	2,3497
-9	2,2709	0,7023	74,74	126,86	284,30	157,44	1,7531	2,3492
-8	2,3525	0,7039	72,30	127,75	284,75	157,01	1,7565	2,3486
-7	2,4363	0,7054	69,95	128,64	285,21	156,57	1,7598	2,3481
-6	2,5224	0,7070	67,69	129,53	285,66	156,12	1,7631	2,3475

Bảng 4 (tiếp theo)

1	P	V'	V''	i'	i''	t'	S'	S''
°C	bar	l/kg	l/kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg.K	kJ/kg.K
-5	2,6108	0,7086	65,52	130,43	286,10	155,68	1,7664	2,3470
-4	2,7016	0,7102	63,44	131,33	286,55	155,23	1,7698	2,3465
-3	2,7947	0,7118	61,44	132,23	287,00	154,77	1,7731	2,3460
-2	2,8903	0,7134	59,51	133,13	287,44	154,31	1,7764	2,3455
-1	2,9883	0,7150	57,65	134,03	287,89	153,85	1,7797	2,3450
0	3,0889	0,7166	55,87	134,94	288,33	153,39	1,7830	2,3445
1	3,1920	0,7183	54,15	135,85	288,77	152,92	1,7863	2,3441
2	3,2977	0,7200	52,50	136,77	289,21	152,44	1,7896	2,3436
3	3,4060	0,7216	50,91	137,68	289,64	151,96	1,7929	2,3432
4	3,5170	0,7233	49,37	138,60	290,08	151,48	1,7962	2,3427
5	3,6307	0,7251	47,89	139,52	290,51	150,99	1,7995	2,3423
6	3,7472	0,7268	46,47	140,45	290,94	150,50	1,8028	2,3419
7	3,8664	0,7285	45,09	141,38	291,37	150,00	1,8060	2,3415
8	3,9886	0,7303	43,77	142,31	291,80	149,50	1,8093	2,3411
9	4,1136	0,7321	42,49	143,24	292,23	148,99	1,8126	2,3407
10	4,2415	0,7339	41,26	144,18	292,65	148,47	1,8159	2,3403
11	4,3724	0,7357	40,07	145,12	293,07	147,96	1,8192	2,3399
12	4,5063	0,7375	38,92	146,06	293,49	147,43	1,8225	2,3395
13	4,6432	0,7394	37,81	147,01	293,91	146,90	1,8257	2,3391
14	4,7833	0,7412	36,74	147,96	294,33	146,37	1,8290	2,3387
15	4,9265	0,7431	35,70	148,91	294,74	145,83	1,8323	2,3384
16	5,0728	0,7450	34,70	149,87	295,15	145,29	1,8356	2,3380
17	5,2224	0,7469	33,73	150,83	295,56	144,74	1,8388	2,3377
18	5,3753	0,7489	32,80	151,79	295,97	144,18	1,8421	2,3373
19	5,5315	0,7508	31,89	152,76	296,38	143,62	1,8454	2,3370

Bảng 4 (tiếp theo)

t °C	p bar	v' l/kg	v'' l/kg	i' kJ/kg	i'' kJ/kg	r kJ/kg	S' kJ/kg.K	S'' kJ/kg.K
20	5,6910	0,7528	31,02	153,73	296,78	143,05	1,8487	2,3366
21	5,8540	0,7548	30,17	154,70	297,18	142,47	1,8519	2,3363
22	6,0204	0,7568	29,35	156,68	297,57	141,89	1,8552	2,3360
23	6,1902	0,7589	28,56	156,66	297,97	141,30	1,8585	2,3356
24	6,3636	0,7610	27,79	157,65	298,36	140,71	1,8618	2,3353
25	6,5406	0,7631	27,05	158,64	298,75	140,11	1,8651	2,3350
26	6,7212	0,7652	26,33	159,63	299,14	139,50	1,8683	2,3347
27	6,9054	0,7673	25,63	160,63	299,52	138,89	1,8716	2,3344
28	7,0934	0,7695	24,96	161,63	299,90	138,27	0,8749	2,3340
29	7,2851	0,7717	24,30	162,64	300,28	137,64	1,8782	2,3337
30	7,4806	0,7739	23,67	163,64	300,65	137,01	1,8815	2,3334
31	7,6800	0,7761	23,05	164,66	301,02	136,37	1,8848	2,3331
32	7,8832	0,7784	22,45	165,67	301,39	135,72	1,8880	2,3328
33	8,0904	0,7807	21,87	166,70	301,76	135,06	1,8913	2,3325
34	8,3051	0,7830	21,31	167,72	302,12	134,40	1,8946	2,3322
25	8,5167	0,7854	20,77	168,75	302,48	133,72	1,8979	2,3319
36	8,7359	0,7878	20,24	169,79	302,83	133,04	1,9012	2,3316
37	8,9592	0,7902	19,72	170,82	303,18	132,36	1,9045	2,3312
38	9,1867	0,7927	19,22	171,87	303,53	131,66	1,9078	2,3309
39	9,4184	0,7951	18,74	172,91	303,87	130,95	1,9111	2,3306
40	9,6544	0,7977	18,27	173,97	304,21	130,24	1,9144	2,3303
41	9,8946	0,8002	17,81	175,02	304,54	129,52	1,9177	2,3300
42	10,139	0,8028	17,36	176,09	304,87	128,78	1,9210	2,3297
43	10,388	0,8054	16,93	177,15	305,20	128,04	1,9243	2,3294
44	10,642	0,8081	16,51	178,22	305,52	127,29	1,9277	2,3290
45	10,899	0,8108	16,10	179,30	305,83	126,53	1,9310	2,3287
46	11,162	0,8136	15,70	180,38	306,14	125,76	1,9343	2,3284
47	11,429	0,8163	15,31	181,47	306,45	124,98	1,9377	2,3288
48	11,700	0,8192	14,94	182,57	306,75	124,18	1,9410	2,3277
49	11,977	0,8220	14,57	183,66	307,04	123,38	1,9443	2,3273

Bảng 4 (tiếp theo)

t	P	V	V''	I'	I''	I'	S'	S''
C	bar	l/kg	l/kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg.K	kJ/kg.K
50	12,258	0,8250	14,21	184,77	307,33	122,56	1,9477	2,3270
51	12,543	0,8279	13,86	185,88	307,62	121,74	1,9511	2,3266
52	12,834	0,8310	13,52	187,00	307,89	120,90	1,9544	2,3202
53	13,129	0,8340	13,19	188,12	308,16	120,04	1,9578	2,3259
54	13,430	0,8371	12,87	189,25	308,43	119,18	1,9612	2,3255
55	13,735	0,8403	12,25	190,39	308,69	118,30	1,9646	2,3251
56	14,045	0,8435	12,24	191,54	308,94	117,40	1,9680	2,3247
57	14,361	0,8469	11,94	192,69	309,18	116,49	1,9714	2,3242
58	14,681	0,8502	11,65	193,85	309,41	115,56	1,9748	2,3238
59	15,007	1,8536	11,36	195,02	309,64	114,62	1,9783	2,3234
60	15,338	0,8571	11,08	196,20	309,85	113,65	1,9817	2,3229
61	15,674	0,8606	10,81	197,38	310,06	112,68	1,9852	2,3224
62	16,016	0,8642	10,54	198,58	310,26	111,68	1,9887	2,3219
63	16,363	0,8679	10,28	199,79	310,45	110,66	1,9922	2,3214
64	16,715	0,8717	10,03	201,10	310,62	109,62	1,9957	2,3209
65	17,073	0,8755	9,776	202,24	310,79	108,55	1,9993	2,3203
66	17,437	0,8794	9,530	203,48	310,94	107,46	2,0029	2,3197
67	17,086	0,8834	9,289	204,74	311,08	106,34	2,0065	2,3192
68	18,180	0,8875	9,053	206,01	311,20	105,19	2,0101	2,3184
69	18,561	0,8917	8,820	207,29	311,31	104,01	2,0138	2,3178
70	18,947	0,8900	8,592	208,60	311,40	102,80	2,0175	2,3170
71	19,339	0,9004	8,368	209,92	311,47	101,55	2,0212	2,3163
72	19,783	0,9049	8,146	211,26	311,52	100,25	2,0250	2,3155
73	20,142	0,9095	7,928	212,63	311,54	98,91	2,0289	2,3146
74	20,552	0,9112	7,712	214,02	311,54	97,52	2,0328	2,3137
75	20,968	0,9190	7,499	215,45	311,22	96,07	2,0367	2,3127

Bảng 5. Các tính chất nhiệt động của hơi quá nhiệt R12.

t °C	v l/kg	i kJ/kg	S kJ/kg.K	v l/kg	i kJ/kg	S kJ/kg.K	v l/kg	i kJ/kg	S kJ/kg.K	v l/kg	i kJ/kg	S kJ/kg.K
	p = 0,2276 bar (t = -60°C)			p = 0,3013 bar (t = -55°C)			p = 0,3930 bar (t = -50°C)			p = 0,5058 bar (t = -45°C)		
-60	635,9	260,28	2,4011									
-55	651,4	262,85	2,4130	490,2	262,66	2,3931						
-50	666,9	265,44	2,4248	502,0	265,27	2,4049	383,1	265,05	2,3860			
-45	682,3	268,07	2,4364	513,8	267,90	2,4166	392,2	267,69	2,3977	303,2	267,43	2,3796
-40	697,8	270,72	2,4479	525,5	270,56	2,4281	401,3	270,36	2,4093	310,3	270,12	2,3912
-35	713,3	273,40	2,4593	537,2	273,25	2,4396	410,4	273,06	2,4207	317,4	272,83	2,4027
-30	728,6	276,12	2,4706	548,9	275,97	2,4509	419,4	275,79	2,4321	324,5	275,57	2,4141
-25	743,9	278,86	2,4817	560,6	278,72	2,4620	428,4	278,55	2,4433	331,6	278,34	2,4253
-20	759,3	281,63	2,4928	572,3	281,50	2,4731	437,4	281,33	2,4544	338,6	281,13	2,4365
-15	774,6	284,43	2,5037	583,9	284,30	2,4841	446,4	284,14	2,4654	345,7	283,95	2,4475
-10	790,0	287,25	2,5146	595,6	287,13	2,4950	455,4	286,98	2,4763	352,7	286,79	2,4584
0	820,6	292,99	2,5359	618,8	292,88	2,5164	473,3	292,74	2,4977	366,7	292,56	2,4800
10	851,1	298,83	2,5569	642,0	298,72	2,5374	491,1	298,60	2,5188	380,7	298,44	2,5011
20	881,7	304,77	2,5776	665,1	304,68	2,5581	509,0	304,56	2,5395	394,6	304,41	2,5218
30	912,2	310,81	2,5978	688,2	310,73	2,5784	526,8	310,62	2,5598	408,5	310,48	2,5422

Bảng 5 (tiếp theo)

t °C	v l/kg	i kJ/kg	S kJ/kg.K	v l/kg	i kJ/kg	S kJ/kg.K	v l/kg	i kJ/kg	S kJ/kg.K	v l/kg	i kJ/kg	S kJ/kg.K
-40	$p = 0,6430 \text{ bar } (t = -40^\circ\text{C})$			$p = 0,8080 \text{ bar } (t = -35^\circ\text{C})$			$p = 1,0047 \text{ bar } (t = -30^\circ\text{C})$			$p = 1,2370 \text{ bar } (t = -25^\circ\text{C})$		
-35	242,7	269,82	2,3738	196,3	272,19	2,3686	160,3	274,56	2,3640	132,0	276,91	2,3598
-30	248,2	272,54	2,3854	200,8	274,96	2,3801	164,0	277,37	2,3754	135,1	279,77	2,3712
-25	251,0	275,30	2,3968	205,4	277,76	2,3915	167,7	280,21	2,3868			
-20	259,6	278,07	2,4081	209,9	280,58	2,4028						
-15	265,2	280,88	2,4193									
-10	270,8	283,71	2,4304	214,4	283,42	2,4139	171,4	283,07	2,3980	138,1	282,65	2,3825
-5	276,4	286,57	2,4413	218,9	286,29	2,4249	175,0	285,95	2,4090	141,2	285,55	2,3936
0	281,9	289,45	2,4522	223,4	289,18	2,4358	178,7	288,86	2,4200	144,2	288,48	2,4047
5	287,5	292,35	2,4629	227,8	292,10	2,4466	182,3	291,79	2,4308	147,1	291,43	2,4156
10	293,0	295,29	2,4736	232,3	295,04	2,4572	185,9	294,75	2,4415	150,1	294,40	2,4263
15	298,6	298,24	2,4841	236,7	298,01	2,4678	189,5	297,73	2,4521	153,1	297,39	2,4370
20	309,6	304,23	2,5049	245,5	304,02	2,4887	196,7	303,76	2,4731	159,0	303,45	2,4580
30	320,6	310,32	2,5253	254,4	310,11	2,5091	203,8	309,87	2,4936	164,9	309,59	2,4786
40	331,5	316,49	2,5453	263,1	316,30	2,5292	211,0	316,08	2,5137	170,7	315,82	2,4988
50	342,5	322,76	2,5650	271,9	322,58	2,5489	218,0	322,38	2,5335	176,5	322,13	2,5187
-20	$p = 1,5093 \text{ bar } (t = -20^\circ\text{C})$			$p = 1,8259 \text{ bar } (t = -15^\circ\text{C})$			$p = 2,1915 \text{ bar } (t = -10^\circ\text{C})$			$p = 2,6108 \text{ bar } (t = -5^\circ\text{C})$		
-15	109,7	279,25	2,3561	91,75	281,56	2,3527	77,29	283,85	2,3497	65,52	286,10	2,3470
-10	112,2	282,15	2,3675	93,88	284,51	2,3641	79,10	286,85	2,3610	67,07	289,16	2,3583
-5	114,7	285,08	2,3787	96,00	287,49	2,3753						
0	117,2	288,03	2,3898	98,11	290,48	2,3863	80,90	289,87	2,3722			
	119,7	290,99	2,4007									

Bảng 5 (tiếp theo)

t °C	v l/kg	i kJ/kg	S kJ/kg.K	v l/kg	i kJ/kg	S kJ/kg.K	v l/kg	i kJ/kg	S kJ/kg.K	v l/kg	i kJ/kg	S kJ/kg.K
5	122,2	293,98	2,4116	100,20	293,49	2,3972	82,68	292,91	2,3832	68,61	292,24	2,3694
10	124,7	296,99	2,4223	102,30	296,52	2,4081	84,45	295,97	2,3941	70,13	295,32	2,3804
15	127,1	300,03	2,4329	104,30	299,58	2,4187	86,20	299,05	2,4049	71,64	298,43	2,3913
20	129,6	303,08	2,4434	106,40	302,65	2,4293	87,94	302,14	2,4155	73,13	301,55	2,4020
25	132,0	306,15	2,4538	108,40	305,74	2,4398	89,68	305,25	2,4261	74,62	304,69	2,4127
30	134,4	309,25	2,4641	110,50	308,85	2,4501	91,40	308,38	2,4365	76,09	307,84	2,4232
40	139,3	315,50	2,4844	114,50	315,13	2,4705	98,22	321,10	2,4771	81,91	320,63	2,4640
60	148,9	328,25	2,5239	122,50	327,94	2,5101	101,60	327,56	2,4968	84,78	327,13	2,4838
70	153,6	334,75	2,5431	126,50	334,45	2,5291	104,90	334,10	2,5161	87,62	333,70	2,5033
p = 3,0889 bar (t = 0°C)												
0	55,87	288,33	2,3445									
5	57,21	291,44	2,3558	47,89	290,51	2,3423						
10	58,53	294,57	2,3670	49,06	293,68	2,3536	41,26	292,65	2,3403	35,70	294,74	2,3384
15	59,84	297,71	2,3780	50,21	296,87	2,3647	42,28	295,89	2,3516	36,61	298,04	2,3497
20	61,14	300,86	2,3888	51,35	300,06	2,3757	43,29	299,13	2,3627	37,50	301,35	2,3600
25	62,43	304,03	2,3995	52,48	303,26	2,3866	44,29	302,37	2,3737	38,38	304,65	2,3719
30	63,70	307,21	2,4101	53,59	306,48	2,3973	45,27	305,63	2,3846	39,25	307,97	2,3827
35	64,97	310,41	2,4206	54,69	309,71	2,4078	46,25	308,90	2,3952	40,10	311,29	2,3934
40	66,23	313,62	2,4309	55,79	312,95	2,4183	47,21	312,18	2,4058	40,94	314,61	2,4040
45	67,48	316,85	2,4411	56,88	316,21	2,4286	48,16	315,47	2,4162	41,79	317,95	2,4144
50	68,72	320,10	2,4513	57,95	319,48	2,4388	49,11	318,77	2,4265	43,44	324,66	2,4318
60	71,18	326,64	2,4712	60,09	326,07	2,4589	50,98	325,41	2,4468	45,06	331,41	2,4548
70	73,62	333,24	2,4907	62,20	332,71	2,4785	52,82	332,11	2,4666	46,66	338,21	2,4743
80	76,04	339,91	2,5099	64,29	339,42	2,4978	54,64	338,86	2,4859			
90	78,44	346,65	2,5287	66,36	346,19	2,5167	56,44	345,66	2,5049	48,24	345,06	2,4935
p = 4,2415 bar (t = 10°C)												
p = 4,9265 bar (t = 15°C)												

Bảng 5 (tiếp theo)

t °C	v l/kg	i kJ/kg	S kJ/kg.K	v l/kg	i kJ/kg	S kJ/kg.K	v l/kg	i kJ/kg	S kJ/kg.K	v l/kg	i kJ/kg	S kJ/kg.K
20	31,02	296,78	2,3366	p = 5,6910 bar (t = 20°C)			p = 6,5406 bar (t = 25°C)			p = 7,4806 bar (t = 30°C)		
25	31,83	300,15	2,3480	27,05	298,75	2,3350	23,67	300,65	2,3334	20,77	302,48	2,3319
30	32,62	303,52	2,3592	27,78	302,20	2,3465	24,33	304,18	2,3450	21,37	306,10	2,3435
35	33,40	305,89	2,3703	28,49	305,64	2,3577	24,97	307,70	2,3563			
40	34,17	310,26	2,3811	29,19	309,07	2,3688						
45	34,93	313,63	2,3918	29,88	312,51	2,3797	25,60	311,20	2,3674	21,96	309,69	2,3549
50	35,08	317,02	2,4024	30,56	315,94	2,3904	26,22	314,71	2,3783	22,53	313,28	2,3661
55	36,42	320,41	2,4128	31,22	319,38	2,4009	26,83	318,20	2,3890	23,10	316,85	2,3771
60	37,15	323,80	2,4230	31,88	322,82	2,4113	27,43	321,70	2,3996	23,65	320,41	2,3878
65	37,88	327,21	2,4332	32,53	326,27	2,4216	28,02	325,20	2,4100	24,19	323,97	2,3985
70	38,60	330,62	2,4432	33,18	329,72	2,4317	28,60	328,70	2,4203	24,72	327,58	2,4089
80	40,01	337,48	2,4629	34,44	336,65	2,4517	29,75	335,71	2,4405	25,76	334,65	2,4293
90	41,41	344,39	2,4822	35,69	343,62	2,4711	30,86	342,75	2,4677	26,77	341,77	2,4495
100	42,79	351,33	2,5011	36,91	350,62	2,4901	31,96	349,82	2,4793	27,76	348,91	2,4686
110	44,15	358,33	2,5196	38,12	357,66	2,5087	33,04	356,91	2,4981	28,73	356,07	2,4876
40	p = 9,654 bar (t = 40°C)			p = 10,899 bar (t = 45°C)			p = 12,258 bar (t = 50°C)			p = 13,735 bar (t = 55°C)		
45	18,27	304,21	2,3303	16,10	305,83	2,3287	14,21	307,33	2,3270			
50	18,82	307,93	2,3421	16,62	309,67	2,3407	14,70	311,30	2,3392	12,55	308,69	2,3251
55	19,37	311,62	2,3536	17,12	313,46	2,3523	15,17	315,21	2,3510	13,02	312,80	2,3375
60	19,89	315,28	2,3649	17,61	317,22	2,3637	15,62	319,07	2,3625	13,46	316,84	2,3496
65	20,40	318,93	2,3759	18,08	320,95	2,3748	16,05	322,89	2,3737	13,88	320,82	2,3612
70	20,90	322,57	2,3867	18,54	324,66	2,3857	16,48	326,69	2,3847	14,29	324,75	2,3726
75	21,40	326,20	2,3974	18,99	328,36	2,3964						
	21,88	329,82	2,4079									

Bảng 5 (tiếp theo)

t °C	v l/kg	i kJ/kg	S kJ/kg.K	v l/kg	i kJ/kg	S kJ/kg.K	v l/kg	i kJ/kg	S kJ/kg.K	v l/kg	i kJ/kg	S kJ/kg.K
80	22,35	333,43	2,4182	19,43	332,05	2,4069	16,89	330,47	2,3955	14,68	328,64	2,3837
85	22,82	337,05	2,4283	19,86	335,73	2,4173	17,30	334,23	2,4060	15,07	332,50	2,3946
90	23,28	340,66	2,4381	20,28	339,40	2,4274	17,69	337,97	2,4164	15,44	336,34	2,4052
100	24,18	347,89	2,4580	21,11	346,74	2,4474	18,46	345,43	2,4367	16,16	343,96	2,4259
110	25,06	355,13	2,4771	21,92	354,07	2,4668	19,21	352,87	2,4564	16,86	351,53	2,4459
120	25,93	362,39	2,4958	22,71	361,41	2,4857	19,93	360,31	2,4755	17,53	359,07	2,4654
130	26,78	369,67	2,5141	23,48	368,75	2,5041	20,61	367,74	2,4942	18,18	366,60	2,4843
p = 15,338 bar (t = 60°C)												
60	11,08	309,85	2,3229	p = 17,073 bar (t = 65°C)								
65	11,53	314,16	2,3357	9,78	310,79	2,3203	p = 18,947 bar (t = 70°C)					
70	11,96	318,35	2,3480	10,22	315,33	2,3336	8,59	311,40	2,3170	p = 20,968 bar (t = 75°C)		
75	12,36	322,46	2,3599	10,63	319,71	2,3463	9,04	316,25	2,3311	7,499	311,52	2,3127
80	12,74	326,51	2,3715	11,01	323,98	2,3586	9,44	320,88	2,3413	7,964	316,85	2,3279
85	13,11	330,50	2,3827	11,37	328,16	2,3702	9,81	325,33	2,3568	8,371	321,80	2,3418
90	13,47	334,46	2,3937	11,72	332,27	2,3816	10,16	329,67	2,3688	8,740	326,50	2,3548
95	13,82	338,38	2,4014	12,06	336,33	2,3927	10,50	333,92	2,3805	9,081	331,03	2,3672
100	14,15	342,28	2,4149	12,39	340,34	2,4036	10,81	338,10	2,3917	9,403	335,44	2,3791
105	14,48	346,15	2,4252	12,70	344,32	2,4142	11,12	342,22	2,4027	9,707	339,75	2,3906
110	14,81	350,01	2,4353	13,01	348,28	2,4245	11,42	346,29	2,4134	9,999	343,99	2,4017
120	15,44	357,68	2,4551	13,60	356,12	2,4447	11,99	354,34	2,4311	10,55	352,30	2,4232
130	16,04	365,32	2,4743	14,17	363,89	2,4643	12,53	362,28	2,4541	11,07	360,46	2,4436
140	16,63	372,91	2,4930	14,72	371,63	2,4832	13,05	370,16	2,4734	11,56	368,50	2,4634
150	17,21	380,55	2,5112	15,26	379,33	2,5017	13,55	377,98	2,4921	12,04	376,47	2,4824

Bảng 6. Các tính chất nhiệt động của R22 ở trạng thái bão hòa

t °C	p bar	$v', 10^3$ m^3/kg	$v'', 10^3$ m^3/kg	h' kJ/kg	h'' kJ/kg	h' kJ/kg	s' kJ/kg $^{\circ}K$	s'' kJ/kg $^{\circ}K$
-105	0,0122	0,6378	13210	383,74	656,00	272,26	0,4667	2,0858
-104	0,0135	0,6387	12030	384,81	656,48	271,67	0,4730	2,0791
-103	0,0149	0,6395	10960	385,88	656,96	271,08	0,4792	2,0724
-102	0,1064	0,6404	10000	386,96	657,44	270,48	0,4855	2,0659
-101	0,0181	0,6412	9137	388,04	657,93	269,89	0,4917	2,0595
-100	0,0199	0,6421	8359	389,11	658,41	269,29	0,4979	2,0532
-99	0,0218	0,6430	7658	390,19	658,89	268,70	0,5041	2,0470
-98	0,0239	0,6438	7023	391,27	659,36	268,10	0,5103	2,0410
-97	0,0262	0,6447	6449	392,34	659,86	267,51	0,5104	2,0350
-96	0,0286	0,6456	5929	393,42	660,34	266,92	0,5225	2,0292
-95	0,0313	0,6465	5457	394,50	660,83	266,32	0,5285	2,0235
-94	0,0341	0,6474	5029	395,58	661,31	265,73	0,5345	2,0178
-93	0,0372	0,6483	4639	396,66	661,80	265,14	0,5405	2,0123
-92	0,0405	0,6492	4284	397,74	662,29	264,55	0,5465	2,0068
-91	0,0440	0,6502	3961	398,82	662,77	263,95	0,5524	2,0015
-90	0,0478	0,6511	3665	399,90	663,26	263,36	0,5583	1,9963
-89	0,0519	0,6520	3396	400,98	663,75	262,77	0,5642	1,9911
-88	0,0563	0,6530	3149	402,06	664,24	262,18	0,5700	1,9860
-87	0,0609	0,6539	2923	403,14	664,73	261,59	0,5758	1,9810
-86	0,0659	0,6549	2716	404,22	665,22	260,99	0,5816	1,9761
-85	0,0712	0,6558	2526	405,30	665,70	260,40	0,5873	1,9714
-84	0,0768	0,6568	2352	406,39	666,19	259,81	0,5931	1,9666
-83	0,0829	0,6578	2191	407,47	666,68	259,21	0,5988	1,9620
-82	0,0893	0,6588	2013	408,55	667,17	258,62	0,6044	1,9574
-81	0,0961	0,6598	1907	409,63	667,66	258,03	0,6100	1,9529
-80	0,1034	0,6608	1782	410,72	668,15	257,43	0,6157	1,9485
-79	0,1111	0,6618	1666	411,80	668,64	256,84	0,6213	1,9442
-78	0,1193	0,6628	1550	412,89	669,13	256,24	0,6280	1,9399
-77	0,1280	0,6639	1460	413,97	669,62	255,65	0,6324	1,9357
-76	0,1372	0,6649	1360	415,06	670,11	255,05	0,6379	1,9316
-75	0,1472	0,6659	1284	416,14	670,60	254,46	0,6434	1,9276
-74	0,1572	0,6670	1206	417,23	671,09	253,86	0,6489	1,9236
-73	0,1681	0,6681	1133	418,32	671,58	253,26	0,6543	1,9197

Bảng 6 (tiếp theo)

t °C	p bar	$v' \cdot 10^3$ m ³ /kg	$v'' \cdot 10^3$ m ³ /kg	i kJ/kg	i'' kJ/kg	r kJ/kg	S' kJ/kg·K	S'' kJ/kg·K
-72	0,1796	0,6691	1063	419,41	672,07	252,66	0,6597	1,9158
-71	0,1917	0,6702	1002	420,50	672,55	252,60	0,6651	1,9120
-70	0,2045	0,6713	943,5	421,58	673,04	251,46	0,6705	1,9083
-69	0,2180	0,6724	889,0	422,67	673,53	250,86	0,6758	1,9046
-68	0,2322	0,6735	838,2	423,76	674,02	250,26	0,6811	1,9010
-67	0,2471	0,6746	790,9	424,85	674,51	249,66	0,6864	1,8975
-66	0,2629	0,6757	746,7	425,93	674,99	249,06	0,6917	1,8940
-65	0,2794	0,6769	705,5	427,02	675,48	248,46	0,6969	1,8906
-64	0,2968	0,6780	667,0	428,11	675,96	247,85	0,7021	1,8887
-63	0,3150	0,6792	630,9	429,20	676,45	247,25	0,7078	1,8884
-62	0,3341	0,6803	597,2	430,30	676,93	246,64	0,7125	1,8806
-61	0,3541	0,6815	565,7	431,39	677,42	246,03	0,7177	1,8774
-60	0,3752	0,6827	536,1	432,48	677,90	245,42	0,7228	1,8742
-59	0,3972	0,6839	508,4	433,57	678,38	244,81	0,7279	1,8711
-58	0,4202	0,6851	482,4	434,66	678,87	244,20	0,7330	1,8680
-57	0,4443	0,6863	457,9	435,76	679,35	243,59	0,7380	1,8650
-56	0,4695	0,6876	435,0	436,86	679,83	242,98	0,7431	1,8620
-55	0,4958	0,6888	413,4	437,95	680,31	242,36	0,7481	1,8591
-54	0,5234	0,6901	393,2	439,04	680,79	241,75	0,7531	1,8562
-53	0,5521	0,6913	374,1	440,14	681,26	241,13	0,7581	1,8534
-52	0,5821	0,6926	356,1	441,24	681,74	240,51	0,7630	1,8506
-51	0,6134	0,6939	339,1	442,33	682,22	239,89	0,7680	1,8478
-50	0,6459	0,6952	323,2	443,43	682,69	239,26	0,7729	1,8451
-49	0,6799	0,6965	308,1	444,53	683,17	238,64	0,7778	1,8424
-48	0,7152	0,6978	293,9	445,63	683,64	238,01	0,7827	1,8398
-47	0,7520	0,6992	280,4	446,73	684,11	237,39	0,7875	1,8372
-46	0,7903	0,7005	267,7	447,83	684,58	236,76	0,7924	1,8347
-45	0,8302	0,7019	255,7	448,93	685,06	236,13	0,7972	1,8321
-44	0,8715	0,7033	244,4	450,03	685,52	235,49	0,8020	1,8297
-43	0,9145	0,7047	233,6	451,14	685,99	234,85	0,8068	1,8272
-42	0,9592	0,7061	223,5	452,24	686,45	234,21	0,8116	1,8248
-41	1,006	0,7075	213,8	453,35	686,92	233,57	0,8164	1,8225
-40	1,054	0,7089	204,7	454,46	687,38	232,92	0,8211	1,8220

Bảng 6 (tiếp theo)

t °C	P bar	$v' \cdot 10^3$ m ³ /kg	$v'' \cdot 10^3$ m ³ /kg	i' kJ/kg	i'' kJ/kg	i kJ/kg	S' kJ/kg·K	S'' kJ/kg·K
-39	1,104	0,7103	196,0	455,57	687,84	232,27	0,8258	1,8178
-38	1,155	0,7118	187,8	456,68	688,30	231,62	0,8305	1,8155
-37	1,209	0,7132	180,0	457,78	688,76	230,97	0,8352	1,8138
-36	1,265	0,7147	172,6	458,90	689,21	230,31	0,8399	1,8111
-35	1,322	0,7162	165,2	460,02	689,67	229,65	0,8448	1,8089
-34	1,382	0,7177	158,8	461,137	690,12	228,99	0,8492	1,8068
-33	1,443	0,7192	152,5	462,25	690,58	228,33	0,8539	1,8047
-32	1,507	0,7208	146,4	463,37	691,03	227,66	0,8585	1,8026
-31	1,573	0,7223	140,6	464,48	691,47	226,99	0,8631	1,8005
-30	1,641	0,7239	135,1	465,60	691,92	226,32	0,8677	1,7985
-29	1,712	0,7255	129,9	466,72	692,37	225,65	0,8723	1,7965
-28	1,784	0,7271	124,9	467,84	692,81	224,97	0,8768	1,7946
-27	1,860	0,7287	120,2	468,96	693,25	224,29	0,8814	1,7925
-26	1,937	0,7303	115,6	470,09	693,69	223,60	0,8859	1,7906
-25	2,017	0,7319	111,3	471,22	694,13	222,91	0,8904	1,7887
-24	2,100	0,7336	107,2	472,35	694,56	222,22	0,8949	1,7868
-23	2,185	0,7353	103,2	473,48	695,00	221,52	0,8994	1,7850
-22	2,273	0,7369	99,45	474,61	695,43	220,82	0,9039	1,7832
-21	2,363	0,7387	95,85	475,75	695,86	220,11	0,9084	1,7814
-20	2,456	0,7404	92,41	476,88	696,28	219,40	0,9129	1,7798
-19	2,552	0,7421	89,11	478,02	696,71	218,69	0,9173	1,7778
-18	2,651	0,7439	85,96	478,16	697,13	217,97	0,9218	1,7761
-17	2,753	0,7457	82,94	480,30	697,55	217,25	0,9262	1,7744
-16	2,858	0,7475	80,05	481,45	697,97	216,52	0,9306	1,7727
-15	2,966	0,7493	77,29	482,59	698,38	215,79	0,9350	1,7710
-14	3,076	0,7511	74,64	483,73	698,79	215,06	0,9394	1,7693
-13	3,190	0,7530	72,10	484,88	699,20	214,32	0,9438	1,7677
-12	3,308	0,7548	69,66	486,03	699,61	213,58	0,9482	1,7660
-11	3,428	0,7567	67,32	487,19	700,02	212,83	0,9526	1,7644
-10	3,552	0,7586	65,08	488,34	700,42	212,08	0,9569	1,7629
-9	3,679	0,7605	62,93	489,50	700,82	211,32	0,9613	1,7618
-8	3,809	0,7624	60,86	490,65	701,21	210,56	0,9656	1,7597
-7	3,943	0,7644	58,88	491,82	701,61	209,79	0,9699	1,7583

Bảng 6 (tiếp theo)

t, °C	p, bar	$v \cdot 10^3$ m ³ /kg	$v' \cdot 10^3$ m ³ /kg	i, kJ/kg	i', kJ/kg	r, kJ/kg	S', kJ/kg·K	S'', kJ/kg·K
-6	4,081	0,7664	0,7664	492,08	702,00	209,02	0,9742	1,7567
-5	4,222	0,7684	0,7684	494,15	702,39	208,24	0,9786	1,7552
-4	4,367	0,7704	0,7704	495,31	702,77	207,46	0,9829	1,7537
-3	4,515	0,7724	0,7724	496,48	703,15	206,67	0,9872	1,7522
-2	4,667	0,7741	0,7741	497,65	703,53	205,88	0,9914	1,7507
-1	4,823	0,7765	0,7765	498,83	703,91	205,08	0,9957	1,7403
0	4,983	0,7786	0,7786	500,00	704,28	204,28	1,0000	1,7479
1	5,147	0,7807	0,7807	501,18	704,65	203,47	1,0042	1,7461
2	5,315	0,7828	0,7828	502,66	705,01	202,65	1,0085	1,7460
3	5,487	0,7849	0,7849	503,55	705,38	201,83	1,0127	1,7436
4	5,663	0,7871	0,7871	504,73	705,73	201,00	1,0170	1,7422
5	5,844	0,7893	0,7893	505,92	706,09	200,17	1,0212	1,7409
6	6,028	0,7915	0,7915	507,11	706,44	199,33	1,0254	1,7395
7	6,217	0,7937	0,7937	508,30	706,79	198,49	1,0296	1,7382
8	6,411	0,7960	0,7960	509,49	707,13	197,64	1,0338	1,7368
9	6,608	0,7982	0,7982	510,09	707,47	196,78	1,0380	1,7355
10	6,811	0,8005	0,8005	511,89	707,81	195,92	1,0422	1,7341
11	7,018	0,8028	0,8028	513,09	708,14	195,05	1,0464	1,7328
12	7,229	0,8052	0,8052	514,30	708,47	194,17	1,0506	1,7315
13	7,445	0,8075	0,8075	516,11	708,79	193,28	1,0548	1,7302
14	7,667	0,8099	0,8099	516,72	709,11	192,39	1,0589	1,7289
15	7,892	0,8123	0,8123	517,94	709,43	191,49	1,0631	1,7276
16	8,123	0,8147	0,8147	519,16	709,74	190,58	1,0673	1,7264
17	8,359	0,8171	0,8171	520,38	710,05	189,67	1,0714	1,7251
18	8,600	0,8196	0,8196	521,60	710,35	188,75	1,0755	1,7238
19	8,846	0,8221	0,8221	522,88	710,65	187,82	1,0796	1,7226
20	9,097	0,8246	0,8246	524,05	710,94	186,89	1,0838	1,7213
21	9,353	0,8271	0,8271	525,28	711,23	185,95	1,0879	1,7200
22	9,615	0,8297	0,8297	526,51	711,51	185,00	1,0920	1,7188
23	9,882	0,8323	0,8323	527,74	711,78	184,04	1,0961	1,7175
24	10,154	0,8350	0,8350	528,99	712,06	183,07	1,1002	1,7163
25	10,432	0,8376	0,8376	530,23	712,32	182,09	1,1044	1,7151
26	10,716	0,8403	0,8403	531,46	712,58	181,10	1,1084	1,7138
27	11,005	0,8430	0,8430	532,74	712,84	180,10	1,1125	1,7126

Bảng 6 (tiếp theo)

t °C	P bar	v [*] ·10 ³ m ³ /kg	v ^{**} ·10 ³ m ³ /kg	i [*] kJ/kg	i ^{**} kJ/kg	i [*] kJ/kg	S [*] kJ/kg·K	S ^{**} kJ/kg·K
28	11,300	0,8458	20,80	533,99	713,09	179,10	1,1166	1,7113
29	11,601	0,8486	20,24	535,24	713,33	178,09	1,1207	1,7101
30	11,908	0,8515	19,70	536,51	713,57	177,06	1,1248	1,7089
31	12,221	0,8543	19,17	537,78	713,80	176,02	1,1289	1,7076
32	12,539	0,8573	18,67	539,05	714,03	174,98	1,1330	1,7064
33	12,864	0,8603	18,17	540,32	714,25	173,93	1,1371	1,7051
34	13,196	0,8634	17,69	541,60	714,46	172,86	1,1411	1,7039
35	13,532	0,8665	17,23	542,88	714,66	171,78	1,1452	1,7027
36	13,876	0,8696	16,78	544,17	714,86	170,69	1,1493	1,7015
37	14,226	0,8727	16,34	545,46	715,05	169,59	1,1534	1,7001
38	14,582	0,8761	15,91	546,76	715,24	168,48	1,1574	1,6989
39	14,945	0,8794	15,50	548,05	715,41	167,36	1,1615	1,6976
40	15,315	0,8829	15,10	549,36	715,58	166,22	1,1656	1,6964
41	15,691	0,8864	14,70	550,67	715,74	165,07	1,1697	1,6951
42	16,074	0,8900	14,32	551,98	715,89	163,91	1,1737	1,6938
43	16,464	0,8936	13,95	553,31	716,04	162,73	1,1778	1,6925
44	16,862	0,8974	13,59	554,63	716,17	161,54	1,1819	1,6912
45	17,266	0,9011	13,24	555,97	716,30	160,33	1,1860	1,6899
46	17,677	0,9050	12,90	557,31	716,42	159,11	1,1901	1,6886
47	18,095	0,9089	12,57	558,65	716,52	157,87	1,1941	1,6872
48	18,521	0,9130	12,25	560,01	716,62	156,61	1,1982	1,6850
49	18,954	0,9170	11,93	561,38	716,71	155,33	1,2024	1,6832
50	19,395	0,9213	11,63	562,75	716,78	154,03	1,2065	1,6818
51	19,843	0,9256	11,33	564,13	716,85	152,72	1,2107	1,6804
52	20,299	0,9300	11,04	565,52	716,90	151,38	1,2148	1,6790
53	20,763	0,9345	10,76	566,93	716,95	150,02	1,2190	1,6775
54	21,235	0,9392	10,48	568,33	716,98	148,65	1,2231	1,6761
55	21,714	0,9439	10,21	569,74	717,00	147,26	1,2273	1,6746
56	22,202	0,9488	9,946	571,17	717,01	146,84	1,2315	1,6731
57	22,698	0,9537	9,690	572,59	716,99	145,40	1,2357	1,6715
58	23,202	0,9588	9,439	574,03	716,97	143,94	1,2399	1,6699
59	23,715	0,9640	9,195	575,48	716,93	143,45	1,2441	1,6684
60	24,236	0,9693	8,956	576,94	716,88	139,94	1,2483	1,6684

Bảng 6 (tiếp theo)

t °C	p bar	$v \cdot 10^3$ m^3/kg	$v'' \cdot 10^3$ m^3/kg	i' kJ/kg	i'' kJ/kg	r kJ/kg	S' kJ/kg ^{°K}	S'' kJ/kg ^{°K}
61	24,765	0,9746	8,723	578,41	716,81	138,40	1,2526	1,6668
62	25,30	0,9804	8,495	579,90	716,73	136,83	1,2569	1,6652
63	25,85	0,9861	8,272	581,39	716,62	135,23	1,2612	1,6635
64	26,41	0,9921	8,054	582,91	716,50	133,59	1,2656	1,6618
65	26,97	0,9980	7,841	584,44	716,36	131,92	1,2699	1,6600
66	27,55	1,004	7,633	585,99	716,20	130,21	1,2743	1,6583
67	28,13	1,011	7,429	587,56	716,02	128,46	1,2788	1,6564
68	28,72	1,017	7,229	589,14	715,82	126,68	1,2833	1,6546
69	29,32	1,024	7,033	590,72	715,59	124,86	1,2877	1,6526
70	29,94	1,031	6,842	592,34	715,34	123,00	1,2922	1,6506
71	30,56	1,037	6,654	593,96	715,06	121,10	1,2968	1,6486
72	31,19	1,046	6,469	595,61	714,76	119,15	1,3014	1,6466
73	31,83	1,053	6,288	597,27	714,42	117,15	1,3060	1,6444
74	32,48	1,062	6,111	598,96	714,05	115,09	1,3107	1,6422
75	33,15	1,070	5,936	600,68	713,65	112,97	1,3154	1,6399
76	33,82	1,079	5,764	602,42	713,22	110,8	1,3201	1,6375
77	34,50	1,087	5,595	604,17	712,74	108,57	1,3249	1,6350
78	35,20	1,097	5,429	605,94	712,22	106,28	1,3298	1,6325
79	35,90	1,107	5,265	607,74	711,66	103,92	1,3347	1,6298
80	36,62	1,118	5,104	609,57	711,05	101,48	1,3396	1,6270
81	37,35	1,130	4,944	611,44	710,38	98,94	1,3447	1,6241
82	38,08	1,141	4,785	613,35	709,65	96,30	1,3499	1,6210
83	38,84	1,153	4,629	615,31	708,85	93,54	1,3552	1,6178
84	39,60	1,167	4,474	617,34	707,98	90,64	1,3606	1,6144
85	40,37	1,182	4,319	619,45	707,04	87,59	1,3661	1,6107
86	41,16	1,198	4,166	621,61	705,8	84,37	1,3720	1,6069
87	41,96	1,215	4,01	623,0	704,8	81,0	1,378	1,603
88	42,77	1,234	3,86	626,2	703,5	77,3	1,384	1,598
89	43,59	1,255	3,70	628,7	702,1	73,4	1,390	1,593
90	44,43	1,278	3,54	631,1	700,4	69,3	1,397	1,588
92	46,14	1,341	3,21	637,0	696,4	59,4	1,413	1,575
94	47,91	1,448	2,83	644,6	600,3	45,7	1,433	1,557
96,13	49,86	1,95		667,3		0		1,493

Bảng 7. Các tính chất nhiệt động của hơi quá nhiệt R22.

t °C	$v \cdot 10^3$ m ³ /kg	i kJ/kg	s kJ/kg K	$v \cdot 10^3$ m ³ /kg	i kJ/kg	s kJ/kg K
p = 0,02 bar (t = -99,93°C)						
1	8309	658,44	2,0528	3517	663,53	1,9935
-90	8789	663,44	2,0809			
-80	9272	668,59	2,1083	3701	668,43	2,0195
-70	9754	673,87	2,1349	3895	673,74	2,0463
-60	10240	679,27	2,1608	4089	679,16	2,0724
-50	10720	684,80	2,1861	4282	684,70	2,0978
-40	11200	690,46	2,2109	4475	690,37	2,1226
-30	11680	696,23	2,2352	4668	696,16	2,1489
-20	12160	702,13	2,2590	4861	702,07	2,1707
-10	12640	708,15	2,2823	5054	708,10	2,1941
0	13130	714,30	2,3052	5247	714,24	2,2170
10	13610	720,56	2,3277	5440	720,51	2,2395
20	14090	726,94	2,3499	5633	726,90	2,2617
30	14570	733,44	2,3717	5825	733,40	2,2835
40	15050	740,06	2,3931	6018	740,02	2,3050
50	15530	746,79	2,4143	6210	746,75	2,3261
60	16010	753,64	2,4352	6403	753,60	2,3470
70	16400	760,59	2,4557	6595	760,55	2,3676
80	16970	767,65	2,4760	6788	767,62	2,3879
90	17460	774,82	2,4960	6980	774,79	2,4079
100	17940	782,10	2,5158	7173	782,07	2,4277
110	18420	789,49	2,5354	7365	789,46	2,4472
120	18900	796,98	2,5547	7558	796,95	2,4665

Bảng 7 (tiếp theo)

t °C	$v \cdot 10^3$ m^3/kg	i kJ/kg	s kJ/kg·K	$v \cdot 10^3$ m^3/kg	i kJ/kg	s kJ/kg·K
130	19380	804,75	2,5738	7760	804,55	2,4856
140	19860	812,26	2,5926	7942	812,24	2,5044
150	20340	820,05	2,6112	8135	820,03	2,5231
160	20820	827,93	2,6296	8327	827,92	2,5415
170	21300	835,91	2,6478	8520	835,90	2,5597
180	21780	843,98	2,6658	8712	843,97	2,5777
190	22260	852,15	2,6836	8904	852,13	2,5955
200	22740	860,40	2,7013	9097	860,38	2,6132
210	23230	868,73	2,7187	9289	868,72	2,6306
220	23710	877,15	2,7360	9482	877,14	2,6478
230	24190	885,65	2,7630	9684	885,64	2,6619
240	24670	894,23	2,7699	9886	894,22	2,6818
250	25150	902,89	2,7866	10008	902,88	2,6985
$p = 0,1 \text{ bar } (t = -60,47^\circ\text{C})$						
t	1839	667,82	1,9506	963,3	672,87	1,9096
-60	1844	668,17	1,9518			
-70	1842	673,51	1,9786	965	673,06	1,9105
-60	2030	678,97	2,0050	1015	678,58	1,9371
-50	2137	681,51	2,0306	1064	684,21	1,9628
-40	2234	690,23	2,0555	1113	698,94	1,9879
-30	2331	696,03	2,0799	1182	695,78	2,0125
-20	2428	701,95	2,1037	1210	701,73	2,0365
-10	2524	707,99	2,1271	1259	707,79	2,0599
$p = 0,2 \text{ bar } (t = -70,35^\circ\text{C})$						

Bảng 7 (tiếp theo)

t °C	$v10^3$ m ³ /kg	i kJ/kg	s kJ/kg·K	$v10^3$ m ³ /kg	i kJ/kg	s kJ/kg·K
0	2621	714,15	2,1501	1308	713,97	2,0829
10	2718	720,43	2,1727	1356	720,26	2,1056
20	2814	726,82	2,1949	1405	726,67	2,1279
30	2911	733,33	2,2167	1453	733,19	2,1408
40	3007	739,95	2,2382	1502	739,83	2,1713
50	3103	746,69	2,2594	1550	746,58	2,1925
60	3200	753,54	2,2802	1598	753,43	2,2134
70	3296	760,50	2,3008	1647	760,40	2,2340
80	3393	767,57	2,3211	1695	767,48	2,2543
90	3489	774,75	2,3412	1743	774,66	2,2743
100	3585	782,03	2,3610	1791	781,95	2,2942
110	3681	789,42	2,3805	1840	789,34	2,3138
120	3778	796,92	2,3998	1889	796,84	2,3331
130	3874	804,52	2,4189	1936	804,44	2,3521
140	3970		2,4377	1984	812,14	2,3709
150	4067	820,00	2,4564	2032	819,93	2,3896
160	4163	827,89	2,4748	2081	827,82	2,4081
170	4259	835,87	2,4930	2129	835,81	2,4263
180	4355	843,94	2,5110	2177	843,89	2,4443
190	4452	852,10	2,5288	2225	852,05	2,4621
200	4548	860,36	2,5465	2273	860,30	2,4797
210	4644	868,70	2,5640	2321	868,64	2,4972
220	4740	877,12	2,5812	2370	877,07	2,5145

Bảng 7 (tiếp theo)

t °C	$v \cdot 10^3$ m^3/kg	i kJ/kg	s kJ/kg·K	$v \cdot 10^3$ m^3/kg	i kJ/kg	s kJ/kg·K
230	4836	885,62	2,5982	2418	885,58	2,5315
240	4933	894,20	2,6151	2466	894,16	2,5484
250	5029	902,86	2,6318	2514	902,82	2,5651
t		$p = 0,3 \text{ bar } (t = -63,82^\circ\text{C})$			$p = 0,5 \text{ bar } (t = -54,85^\circ\text{C})$	
-60	660,2	676,05	1,8866	410,3	680,38	1,8586
-50	673,0	678,20	1,8967			
-40	706,3	683,87	1,9227	420,2	683,19	1,8914
-30	739,3	689,65	1,9481	440,0	689,06	1,8971
-20	772,2	695,51	1,9727	460,5	695,00	1,9221
-10	805,0	701,50	1,9968	480,5	701,04	1,9464
0	837,6	707,59	2,0204	500,3	707,18	1,9702
10	870,2	713,79	2,0435	520,0	713,42	1,9935
20	902,7	720,10	2,0662	539,7	719,77	2,0163
30	935,1	726,52	2,0885	559,3	726,22	2,0387
40	967,5	733,06	2,1104	578,9	732,78	2,0607
50	999,9	739,70	2,1320	598,4	739,45	2,0823
60	1032	746,45	2,1533	617,9	746,23	2,1036
70	1064	753,32	2,1742	637,5	753,11	2,1246
80	1097	760,30	2,1948	656,9	760,10	2,1453
90	1129	767,38	2,2151	676,3	767,19	2,1657
100	1161	774,57	2,2352	695,7	774,39	2,1858
110	1193	781,87	2,2550	715,1	781,70	2,2056
	1226	789,27	2,2746	734,5	789,11	2,2251

Bảng 7 (tiếp theo)

t °C	$v \cdot 10^3$ m^3/kg	i kJ/kg	s kJ/kg·K	$v \cdot 10^3$ m^3/kg	i kJ/kg	s kJ/kg·K
120	1256	796,77	2,2939	753,8	796,62	2,2445
130	1290	804,37	2,3130	773,2	804,23	2,2636
140	1322	812,07	2,3319	792,6	811,94	2,2825
150	1354	819,87	2,3505	811,9	819,74	2,3012
160	1387	827,76	2,3690	831,2	827,64	2,3197
170	1419	835,75	2,3872	850,5	835,64	2,3379
180	1451	843,83	2,4052	869,9	843,72	2,3559
190	1483	852,00	2,4230	889,2	851,90	2,3737
200	1515	860,26	2,4406	908,5	860,16	2,3914
210	1547	868,60	2,4581	927,8	868,50	2,4089
220	1579	877,02	2,4754	947,1	876,93	2,4261
230	1611	885,53	2,4925	966,4	885,44	2,4432
240	1644	894,12	2,5094	985,7	894,03	2,4601
250	1676	902,78	2,5261	1005,0	902,70	2,4769
$p = 0,7 \text{ bar } (t = -48,43^\circ\text{C})$						
1	298,8	683,44	1,8409	214,9	686,86	1,8227
-40	312,3	688,46	1,8629	216,1	687,54	1,8257
-30	326,9	694,48	1,8881	226,6	693,66	1,8514
-20	341,3	700,58	1,9127	237,0	699,86	1,8764
-10	355,7	706,77	1,9367	247,2	706,14	1,9007
0	369,9	713,05	1,9602	257,4	712,49	1,9243
10	384,1	719,43	1,9831	267,4	718,93	1,9475
20	398,3	725,92	2,0056	277,5	725,46	1,9702

Bảng 7 (tiếp theo)

t °C	$v10^3$ m^3/kg	i kJ/kg	S kJ/kg·K	$v10^3$ m^3/kg	i kJ/kg	S kJ/kg·K
30	412,3	732,50	2,0277	287,4	732,08	1,9924
40	426,4	739,19	2,0493	297,3	738,81	2,0142
50	440,4	745,98	2,0707	307,2	745,63	2,0356
60	454,4	752,88	2,0918	317,1	752,55	2,0568
70	468,3	759,98	2,1125	326,9	759,69	2,0776
80	482,3	767,00	2,1329	336,7	766,72	2,0980
90	496,2	774,22	2,1531	346,5	773,95	2,1182
100	510,1	781,53	2,1729	356,3	781,28	2,1382
110	524,1	788,95	2,1925	366,1	788,72	2,1578
120	538,6	796,47	2,2119	375,8	796,25	2,1772
130	551,7	804,09	2,2311	385,6	803,88	2,1964
140	565,6	811,81	2,2500	395,3	811,61	2,2153
150	579,4	819,52	2,2686	405,1	819,43	2,2340
160	593,2	827,52	2,2871	414,8	827,34	2,2525
170	607,1	835,52	2,3054	424,5	835,35	2,2708
180	620,9	843,81	2,3234	434,2	843,45	2,2889
190	634,7	851,79	2,3413	443,9	851,63	2,3067
200	648,5	860,06	2,3589	453,6	859,90	2,3243
210	662,4	868,41	2,3764	463,3	868,26	2,3418
220	676,2	876,84	2,3937	473,0	876,70	2,3592
230	690,0	885,35	2,4107	482,6	885,22	2,3763
240	703,8	893,94	2,4277	492,3	893,82	2,3932
250	717,5	902,61	2,4444	502,0	902,49	2,4099

Bảng 7 (tiếp theo)

t °C	$v \cdot 10^3$ m^3/kg	i kJ/kg	s kJ/kg K	$v \cdot 10^3$ m^3/kg	i kJ/kg	s kJ/kg K
$p = 1,5 \text{ bar } (t = -32,11^\circ\text{C})$						
-30	147,0	690,98	1,8028	112,9	694,83	1,7923
-20	148,6	692,32	1,8083			
-10	155,8	698,68	1,8339	115,1	697,44	1,8028
0	162,8	705,08	1,8588	120,6	703,9	1,8281
10	169,8	711,54	1,8829	125,9	710,57	1,8526
20	176,7	718,07	1,9063	131,2	717,20	1,8765
30	183,5	724,66	1,9292	136,4	723,89	1,8997
40	190,2	731,38	1,9517	141,6	730,65	1,9224
50	196,9	738,16	1,9738	146,8	737,30	1,9446
60	203,7	745,04	1,9954	151,9	744,43	1,9664
70	210,3	752,01	2,0166	156,9	751,45	1,9878
80	216,9	759,07	2,0375	162,0	758,56	2,0088
90	223,6	766,24	2,0581	167,0	765,76	2,0295
100	230,2	773,50	2,0784	172,0	773,05	2,0498
110	236,7	780,86	2,0984	176,9	780,44	2,0699
120	243,3	788,32	2,1181	181,9	787,92	2,0897
130	249,9	795,88	2,1376	186,8	795,50	2,1092
140	256,4	803,53	2,1568	191,8	803,17	2,1285
150	262,9	811,27	2,1758	196,7	810,94	2,1475
160	269,4	819,11	2,1945	201,6	818,79	2,1663
170	276,0	827,04	2,2130	206,5	826,73	2,1849
180	282,5	835,06	2,2313	211,4	834,77	2,2032
	289,0	843,17	2,2494	216,3	842,90	2,2213
$p = 2 \text{ bar } (t = -24,00^\circ\text{C})$						

Bảng 7 (tiếp theo)

t °C	$v10^3$ m^3/kg	i kJ/kg	s kJ/kg·K	$v10^3$ m^3/kg	i kJ/kg	s kJ/kg·K
190	295,5	851,37	2,2673	221,2	851,11	2,2392
200	301,9	859,65	2,2850	226,1	859,40	2,2570
210	308,4	868,02	2,3025	231,0	867,78	2,2745
220	314,9	876,47	2,3198	235,9	876,24	2,2918
230	321,4	885,00	2,3369	240,8	884,78	2,3089
240	327,9	893,60	2,3539	245,6	893,39	2,3259
250	334,3	902,28	2,3707	250,5	902,08	2,3427
$p = 2,5 \text{ bar } (t = -19,54^\circ\text{C})$						
t	90,98	696,48	1,7788	76,44	698,51	1,7705
-10	95,21	702,87	1,8035	78,27	701,72	1,7828
0	99,64	709,58	1,8285	82,07	708,57	1,8083
10	104,0	716,31	1,8526	85,79	715,41	1,8329
20	108,3	723,09	1,8763	89,43	722,28	1,8567
30	112,5	729,93	1,8992	93,01	729,20	1,8799
40	116,6	736,84	1,9216	96,55	736,17	1,9026
50	120,8	743,82	1,9435	100,0	743,21	1,9247
60	124,9	750,89	1,9651	103,5	750,32	1,9464
70	128,9	758,04	1,9863	106,9	757,51	1,9678
80	133,0	765,27	2,0070	110,4	764,78	1,9885
90	137,0	772,60	2,0275	113,8	772,14	2,0091
100	141,1	780,02	2,0476	117,1	779,59	2,0293
110	145,1	787,52	2,0675	120,5	787,12	2,0492
120	149,0	795,12	2,0871	123,8	794,75	2,0689
130	153,0	802,82	2,1064	127,2	802,46	2,0883
$p = 3 \text{ bar } (t = 14,69^\circ\text{C})$						

Bảng 7 (tiếp theo)

t °C	v_{10^3} m^3/kg	i kJ/kg	s kJ/kg·K	v_{10^3} m^3/kg	i kJ/kg	s kJ/kg·K
140	157,0	810,60	2,1250	130,5	810,26	2,1074
150	160,9	818,47	2,1443	133,8	818,15	2,1262
160	164,9	826,43	2,1629	137,1	826,13	2,1449
170	168,8	834,48	2,1813	140,4	834,19	2,1633
180	172,8	842,64	2,1994	143,7	842,34	2,1814
190	176,7	850,84	2,2174	147,0	850,58	2,1994
200	180,6	859,15	2,2351	150,3	858,89	2,2172
210	184,6	867,54	2,2527	153,6	867,29	2,2348
220	188,5	876,00	2,2700	156,9	875,77	2,2521
230	192,4	884,55	2,2872	160,1	884,33	2,2693
240	196,3	893,17	2,3041	163,4	892,96	2,2863
250	200,2	901,87	2,3209	166,7	901,66	2,3031
$p = 3,5 \text{ bar } (t = -10,41^\circ\text{C})$						
1	66,00	700,25	1,7635	58,08	701,77	1,7576
-10	66,14	700,54	1,7646	-	-	-
0	69,51	707,52	1,7907	60,07	706,46	1,7749
10	72,78	714,49	1,8157	63,01	713,54	1,8004
20	75,97	721,45	1,8399	65,87	720,61	1,8250
30	79,11	728,45	1,8633	68,67	727,69	1,8487
40	82,19	735,39	1,8862	71,42	734,80	1,8717
50	85,23	742,28	1,9085	74,12	741,95	1,8942
60	88,24	749,75	1,9303	76,78	749,17	1,9162
70	91,22	756,98	1,9517	79,43	756,44	1,9378
$p = 4 \text{ bar } (t = -6,58^\circ\text{C})$						

Bảng 7 (tiếp theo)

t °C	$v \cdot 10^3$ m ³ /kg	i kJ/kg	S kJ/kg·K	$v \cdot 10^3$ m ³ /kg	i kJ/kg	S kJ/kg·K
80	94,18	764,29	1,9727	82,05	763,79	1,9589
90	97,12	771,68	1,9934	84,64	771,22	1,9796
100	100,0	779,15	2,0137	87,22	778,73	2,0000
110	102,9	786,72	2,0337	89,78	786,31	2,0201
120	105,8	794,37	2,0534	92,33	793,98	2,0398
130	108,7	802,10	2,0728	94,87	801,78	2,0593
140	111,6	809,92	2,0919	97,40	809,88	2,0785
150	114,4	817,83	2,1108	99,91	817,51	2,0975
160	117,3	825,82	2,1295	102,4	825,52	2,1162
170	120,1	833,90	2,1480	104,9	833,61	2,1346
180	123,0	842,06	2,1662	107,4	844,79	2,1529
190	125,8	850,31	2,1842	109,9	850,05	2,1709
200	128,6	858,64	2,2020	112,4	858,39	2,1887
210	131,5	867,05	2,2196	114,9	866,81	2,2063
220	134,3	875,54	2,2369	117,4	875,31	2,2236
230	137,1	884,10	2,2541	119,8	883,88	2,2410
240	139,9	892,74	2,2711	122,3	892,53	2,2583
250	142,7	901,46	2,2880	124,8	901,25	2,2746
p = 5 bar (t = *** 0°C)						
t	46,83	704,32	1,7477	p = 6 bar (t = 5,15 °C)		
10	49,29	711,59	1,7739	39,21	706,34	1,7367
20	51,70	718,87	1,7912	40,10	709,55	1,7510
				42,23	717,08	1,7711

Bảng 7 (tiếp theo)

t C	$v \cdot 10^3$ m ³ /kg	i kJ/kg	S kJ/kg·K	$v \cdot 10^3$ m ³ /kg	i kJ/kg	S kJ/kg·K
30	54,04	726,13	1,8235	44,26	724,53	1,8021
40	56,32	733,39	1,8470	46,23	731,94	1,8262
50	58,56	740,67	1,8699	48,16	739,36	1,8495
60	60,75	747,99	1,8922	50,04	746,79	1,8721
70	62,91	755,36	1,9140	51,89	754,26	1,8942
80	65,07	762,79	1,9354	53,72	761,77	1,9158
90	67,17	770,29	1,9563	55,52	769,34	1,9369
100	69,27	777,86	1,9769	57,30	776,97	1,9576
110	71,35	785,51	1,9971	59,07	784,67	1,9780
120	73,42	793,23	2,0170	60,82	792,44	1,9980
130	75,48	801,02	2,0366	62,56	800,29	2,0177
140	77,53	808,90	2,0559	64,28	808,21	2,0371
150	79,57	816,86	2,0749	66,00	816,20	2,0563
160	81,60	824,90	2,0937	67,71	824,28	2,0751
170	83,62	833,02	2,1122	69,42	832,44	2,0937
180	85,64	841,22	2,1305	71,11	840,67	2,1121
190	87,65	849,51	2,1486	72,80	848,98	2,1303
200	89,65	857,86	2,1665	74,49	857,37	2,1482
210	91,65	866,32	2,1842	76,17	865,83	2,1659
220	93,65	874,84	2,2016	77,84	874,37	2,1834
230	95,64	883,43	2,2188	79,51	882,98	2,2006
240	97,63	892,10	2,2359	81,18	891,67	2,2177
250	99,61	900,84	2,2528	82,85	900,42	2,2346
t	33,70	p = 7 bar (t = 10,92°C)		29,51	p = 8 bar (t = 15,47°C)	
		708,11	1,7329		709,58	1,7270

Bảng 7 (tiếp theo)

t °C	$v10^3$ m ³ /kg	i kJ/kg	S kJ/kg.K	$v10^3$ m ³ /kg	i kJ/kg	S kJ/kg.K
20	35,43	715,19	1,7575	30,31	713,22	1,7396
30	37,26	722,86	1,7832	31,97	721,13	1,8661
40	39,02	730,45	1,8078	33,59	728,90	1,7914
50	40,72	738,01	1,8316	35,13	736,63	1,8156
60	42,38	745,56	1,8546	36,63	744,32	1,8390
70	44,01	753,13	1,8770	38,10	751,99	1,8617
80	45,61	760,73	1,8988	39,53	759,68	1,8838
90	47,19	768,30	1,9202	40,94	767,40	1,9054
100	48,75	776,08	1,9411	42,33	775,17	1,9265
110	50,29	783,84	1,9616	43,70	782,99	1,9472
120	51,81	791,66	1,9818	45,05	790,87	1,9675
130	53,32	799,55	2,0016	46,39	798,81	1,9874
140	54,82	807,51	2,0211	47,72	806,61	2,0070
150	56,31	815,55	2,0403	49,04	814,88	2,0263
160	57,79	823,66	2,0593	50,36	823,03	2,0453
170	59,27	831,84	2,0780	51,66	831,25	2,0641
180	60,74	840,11	2,0964	52,96	839,54	2,0826
190	62,20	848,45	2,1146	54,25	847,90	2,1009
200	63,66	856,56	2,1326	55,53	856,34	2,1198
210	65,11	865,34	2,1503	56,81	864,85	2,1367
220	66,55	873,90	2,1676	58,09	873,43	2,1743
230	68,00	882,53	2,1852	59,36	882,06	2,1716
240	69,44	891,24	2,2023	60,63	890,80	2,1888
250	70,87	900,01	2,2192	61,89	899,59	2,2058

Bảng 7 (tiếp theo)

t °C	$v10^3$ m^3/kg	i kJ/kg	s $kJ/kg.K$	$v10^3$ m^3/kg	i kJ/kg	s $kJ/kg.K$
	$p = 9 \text{ bar } (t = 19,62^\circ\text{C})$				$p = 10 \text{ bar } (t = 23,44^\circ\text{C})$	
t	26,23	710,83	1,7218	23,57	711,90	1,7170
20	26,29	711,15	1,7229	-	-	-
30	27,86	719,33	1,7503	24,55	717,44	1,7355
40	29,35	727,32	1,7762	25,95	725,67	1,7622
50	30,78	735,20	1,8010	27,28	733,74	1,7875
60	32,16	743,02	1,8249	28,56	741,71	1,8118
70	33,60	750,82	1,8480	29,80	749,62	1,8352
80	34,80	758,61	1,8703	31,00	757,52	1,8579
90	36,07	766,42	1,8921	32,18	765,41	1,8800
100	37,33	774,26	1,9134	33,33	773,33	1,9015
110	38,57	782,14	1,9342	34,47	781,27	1,9225
120	39,79	790,07	1,9546	35,59	789,26	1,9431
130	41,00	798,06	1,9747	36,69	797,30	1,9633
140	42,20	806,11	1,9945	37,78	805,40	1,9831
150	43,39	814,22	2,0139	38,87	813,55	2,0026
160	44,57	822,40	2,0330	39,94	821,77	2,0218
170	45,74	830,65	2,0518	41,00	830,05	2,0407
180	46,90	838,97	2,0704	42,06	838,40	2,0593
190	48,06	847,37	2,0887	43,11	846,82	2,0777
200	49,21	855,83	2,1068	44,16	855,31	2,0958
210	50,36	864,36	2,1246	45,20	863,87	2,1137
220	51,50	872,96	2,1422	46,23	872,49	2,1314
230	52,64	881,63	2,1596	47,26	881,18	2,1489

Bảng 7 (tiếp theo)

t °C	$v \cdot 10^3$ m^3/kg	i kJ/kg	s kJ/kg.K	$v \cdot 10^3$ m^3/kg	i kJ/kg	s kJ/kg.K
240	53,77	890,37	2,1768	48,29	889,94	2,1661
250	54,90	899,18	2,1938	49,31	898,76	2,1631
t		$p = 12 \text{ bar } (t = 30,30^\circ\text{C})$			$p = 14 \text{ bar } (t = 36,37^\circ\text{C})$	
40	19,54	713,64	1,7085	16,62	714,94	1,7010
50	20,80	722,17	1,7362	17,06	718,34	1,7119
60	22,01	730,66	1,7629	18,20	727,36	1,7404
70	23,15	738,97	1,7882	19,26	736,07	1,7668
80	24,24	747,15	1,8124	20,26	744,57	1,7919
90	25,30	755,27	1,8357	21,21	752,94	1,8159
100	26,33	763,36	1,8583	22,13	761,23	1,8391
110	27,33	771,43	1,8802	23,03	769,48	1,8615
120	28,31	779,52	1,9016	23,90	777,72	1,8833
130	29,27	787,63	1,9225	24,75	785,96	1,9046
140	30,22	793,77	1,9430	25,59	794,22	1,9253
150	31,15	803,96	1,9630	26,42	802,51	1,9456
160	32,07	812,20	1,9827	27,23	810,83	1,9655
170	32,98	820,50	2,0021	28,03	819,20	1,9851
180	33,89	828,85	2,0211	28,82	827,62	2,0043
190	34,79	837,26	2,0399	29,60	836,10	2,0232
200	35,68	845,73	2,0584	30,38	844,64	2,0418
210	36,57	854,27	2,0767	31,15	853,23	2,0602
220	37,45	862,87	2,0949	31,92	861,88	2,0783
230	38,33	871,54	2,1124	32,68	870,59	2,0961
	39,20	880,72	2,1299	33,44	879,36	2,1137

Bảng 7 (tiếp theo)

t °C	$v \cdot 10^3$ m ³ /kg	i kJ/kg	s kJ/kg.K	$v \cdot 10^3$ m ³ /kg	i kJ/kg	s kJ/kg.K
240	40,07	889,07	2,1473	34,19	888,20	2,1311
250	40,93	897,93	2,1647	34,94	897,09	2,1483
$p = 16 \text{ bar } (t = 41,81^\circ\text{C})$						
1	14,40	715,87	1,6910	12,65	716,50	1,6875
50	15,30	723,78	1,7189	13,89	729,65	1,7278
60	16,31	732,97	1,7469	14,88	738,96	1,7553
70	17,25	741,84	1,7731	15,72	747,95	1,7812
80	18,13	750,50	1,7980	16,52	756,75	1,8058
90	18,98	759,03	1,8218	17,28	765,41	1,8293
100	19,80	767,47	1,8447	18,01	773,98	1,8520
110	20,59	775,87	1,8669	18,72	782,50	1,8739
120	21,36	784,25	1,8888	19,41	791,01	1,8952
130	22,12	792,63	1,9096	20,09	799,52	1,9161
140	22,86	801,02	1,9301	20,75	808,04	1,9365
150	23,58	809,44	1,9503	21,40	816,58	1,9565
160	24,30	817,90	1,9700	22,04	825,15	1,9760
170	25,01	826,40	1,9894	22,68	833,76	1,9952
180	25,71	834,94	1,0085	23,31	842,41	2,0141
190	26,40	843,53	2,0272	23,93	851,11	2,0327
200	27,09	852,18	2,0457	24,54	859,87	2,0510
210	27,77	860,88	2,0639	25,15	868,67	2,0691
220	28,45	869,64	2,0818	25,76	877,53	2,0869
230	29,12	878,45	2,0995	26,36	886,44	2,1044
240	29,79	882,32	2,1170	26,96	895,41	2,1217
250	30,451	886,25	2,1342			

Bảng 7 (tiếp theo)

t °C	$v \cdot 10^3$ m^3/kg	i kJ/kg	s kJ/kg.K	$v \cdot 10^3$ m^3/kg	i kJ/kg	s kJ/kg.K
t		$p = 20 \text{ bar } (t = 51,35^\circ\text{C})$			$p = 22 \text{ bar } (t = 55,59^\circ\text{C})$	
60	11,23	716,87	1,6813	10,05	717,00	1,6752
70	12,08	726,03	1,7091	10,49	722,01	1,6903
80	12,97	735,89	1,7383	11,38	732,58	1,7216
90	13,78	745,28	1,7653	12,17	742,44	1,7500
100	14,54	754,37	1,7907	12,90	751,88	1,7763
110	15,26	763,26	1,8148	13,59	761,05	1,8011
120	15,94	772,03	1,8380	14,24	770,03	1,8249
130	16,60	780,72	1,8604	14,86	778,89	1,8478
140	17,24	789,37	1,8821	15,46	788,68	1,8699
150	17,87	797,99	1,9033	16,05	796,43	1,8913
160	18,48	806,61	1,9239	16,62	805,16	1,9122
170	19,08	815,24	1,9440	17,18	813,89	1,9326
180	19,67	823,89	1,9638	17,73	822,63	1,9525
190	20,25	832,57	1,9832	18,27	831,38	1,9720
200	20,83	841,29	2,0022	18,80	841,16	1,9912
210	21,40	850,05	2,0209	19,33	848,98	2,0100
220	21,96	858,86	2,0393	19,85	857,84	2,0285
230	22,52	867,71	2,0574	20,36	866,74	2,0468
240	23,07	876,61	2,0753	20,88	875,69	2,0648
250	23,62	885,57	2,0929	21,38	884,68	2,0825
	24,16	894,57	2,1103	21,88	893,73	2,0999

Bảng 7 (tiếp theo)

t °C	$v10^3$ m^3/kg	i kJ/kg	s kJ/kg.K	$v10^3$ m^3/kg	i kJ/kg	s kJ/kg.K
		$p = 24 \text{ bar } (t = 59,55^\circ\text{C})$			$p = 27 \text{ bar } (t = 65,05^\circ\text{C})$	
1	9,06	716,90	1,6691	7,831	716,36	1,6600
60	9,11	717,46	1,6708			
70	10,02	728,98	1,7048	8,304	722,82	1,6789
80	10,82	739,42	1,7349	9,122	734,46	1,7124
90	11,53	749,27	1,7624	9,831	745,09	1,7421
100	12,19	758,74	1,7881	10,47	755,10	1,7693
110	12,81	767,96	1,8125	11,06	764,73	1,7946
120	13,41	777,02	1,8358	11,63	774,11	1,8189
130	13,98	785,97	1,8583	12,17	783,32	1,8420
140	14,51	794,85	1,8801	12,68	792,41	1,8643
150	15,08	803,69	1,9012	13,18	801,44	1,8859
160	15,60	812,52	1,9218	13,66	810,43	1,9069
170	16,11	821,34	1,9420	14,13	819,39	1,9273
180	16,62	830,17	1,9620	14,59	828,34	1,9473
190	17,12	839,02	1,9810	15,05	837,29	1,9669
200	17,61	847,90	2,0000	15,49	846,27	1,9861
210	18,09	856,81	2,0186	15,93	855,27	2,0049
220	18,57	865,76	2,0369	16,67	864,30	2,0234
230	19,04	874,76	2,0550	16,79	873,37	2,0416
240	19,51	883,80	2,0728	17,22	882,47	2,0595
250	19,97	892,88	2,0903	17,64	891,61	2,0771

Bảng 7 (tiếp theo)

t °C	$v \cdot 10^3$ m^3/kg	i kJ/kg	s kJ/kg.K	$v \cdot 10^3$ m^3/kg	i kJ/kg	s kJ/kg.K
p = 30 bar (t = 70,10°C)						
t	6,822	715,31	1,6505	p = 35 bar (t = 77,72°C)	712,38	1,6332
80	7,715	728,84	1,6893		716,61	1,6452
90	8,443	740,51	1,7219		731,59	1,6871
100	9,080	751,21	1,7510		743,98	1,7207
110	9,659	761,33	1,778		755,18	1,7504
120	10,20	771,08	1,8029		765,70	1,7775
130	10,71	780,58	1,8268		775,79	1,8028
140	11,19	789,92	1,8487		785,59	1,8268
150	11,66	799,15	1,8717		795,19	1,8498
160	12,11	808,30	1,8931		804,65	1,8719
170	12,55	817,40	1,9139		814,02	1,8933
180	12,98	826,48	1,9341		823,33	1,9141
190	13,40	835,55	1,9539		832,60	1,9343
200	13,81	844,63	1,9733		841,85	1,9541
210	14,21	853,72	1,9923		851,10	1,9734
220	14,61	862,83	2,0101		860,35	1,9923
230	15,01	871,96	2,0294		869,61	2,0109
240	15,40	881,13	2,0474		878,89	2,0292
250	15,78	890,33	2,0651		882,20	2,0472

Bảng 7 (tiếp theo)

t °C	$v \cdot 10^3$ m^3/kg	i kJ/kg	s kJ/kg.K	$v \cdot 10^3$ m^3/kg	i kJ/kg	s kJ/kg.K
1	4,394	705,50	1,6112	3,433	699,21	1,5841
90	5,024	719,70	1,6464			
100	5,800	735,41	1,6891	4,572	724,47	1,6528
110	6,403	748,28	1,7231	5,254	748,28	1,6617
120	6,921	759,84	1,7529	5,794	753,38	1,7284
130	7,387	770,67	1,7801	6,260	765,15	1,7580
140	7,818	781,02	1,8055	6,680	776,19	1,7850
150	8,223	791,06	1,8295	7,068	786,74	1,8103
160	8,607	800,88	1,8524	7,433	796,97	1,8342
170	8,975	810,55	1,8745	7,780	806,97	1,8570
180	9,331	820,11	1,8958	8,113	816,81	1,8789
190	9,676	829,60	1,9165	8,434	826,53	1,9001
200	10,01	839,04	1,9367	8,745	836,17	1,9207
210	10,34	848,45	1,9564	9,047	845,76	1,9408
220	10,66	857,85	1,9756	9,343	855,31	1,9604
230	10,98	867,24	1,9945	9,633	864,85	1,9795
240	11,29	876,64	2,0130	9,917	874,38	1,9983
250	11,59	886,05	2,0312	10,20	883,90	2,0167
p = 40 bar (t = 84,52°C)						
100	3,365	707,51	1,6020			
110	4,275	730,58	1,6631	3,378	717,79	1,6248
120	4,864	746,06	1,7030	4,068	737,61	1,6759
130	5,342	759,16	1,7360	4,575	752,57	1,7135
140	5,760	771,05	1,7651	4,999	765,56	1,7453
150	6,139	782,22	1,7918	5,374	777,47	1,7738
p = 50 bar						
100	3,365	707,51	1,6020			
110	4,275	730,58	1,6631	3,378	717,79	1,6248
120	4,864	746,06	1,7030	4,068	737,61	1,6759
130	5,342	759,16	1,7360	4,575	752,57	1,7135
140	5,760	771,05	1,7651	4,999	765,56	1,7453
150	6,139	782,22	1,7918	5,374	777,47	1,7738
p = 45 bar (t = 90,67°C)						
100	3,365	707,51	1,6020			
110	4,275	730,58	1,6631	3,378	717,79	1,6248
120	4,864	746,06	1,7030	4,068	737,61	1,6759
130	5,342	759,16	1,7360	4,575	752,57	1,7135
140	5,760	771,05	1,7651	4,999	765,56	1,7453
150	6,139	782,22	1,7918	5,374	777,47	1,7738

Bảng 7 (tiếp theo)

t °C	$v10^3$ m^3/kg	i kJ/kg	S kJ/kg.K	$v10^3$ m^3/kg	i kJ/kg	S kJ/kg.K
160	6,491	792,92	1,8168	5,717	788,71	1,8001
170	6,823	803,29	1,8405	6,037	798,50	1,8248
180	7,138	813,43	1,8631	6,339	809,98	1,8482
190	7,440	823,41	1,8849	6,626	820,24	1,8705
200	7,731	833,27	1,9060	6,902	830,33	1,8920
210	8,014	843,05	1,9264	7,169	840,30	1,9129
220	8,290	852,77	1,9463	7,428	850,19	1,9332
230	8,559	862,45	1,9657	7,680	860,03	1,9529
240	8,822	872,10	1,9847	7,926	869,82	1,9721
250	9,080	881,74	2,0034	8,167	879,58	1,9910
p = 63 bar						
110	2,461	698,18	1,5698	1,691	672,89	1,5011
120	3,364	727,52	1,6455	2,721	715,04	1,6099
130	3,918	745,26	1,6910	3,343	737,03	1,6652
140	4,355	759,66	1,7254	3,802	753,30	1,7051
150	4,731	772,47	1,7560	4,183	767,19	1,7383
160	5,069	784,33	1,7837	4,519	779,78	1,7677
170	5,380	795,60	1,8094	4,824	791,57	1,7946
180	5,672	806,44	1,8336	5,107	802,83	1,8197
190	5,948	817,00	1,8567	5,373	813,71	1,8438
200	6,211	827,34	1,8788	5,626	824,32	1,8661
210	6,465	837,53	1,9001	5,869	834,73	1,8879
220	6,711	847,60	1,9207	6,103	844,99	1,9089
230	6,949	857,59	1,9407	6,330	855,14	1,9293
240	7,181	867,52	1,9603	6,550	865,22	1,9491
250	7,408	877,41	1,9794	6,765	875,24	1,9685

PHỤ LỤC 3

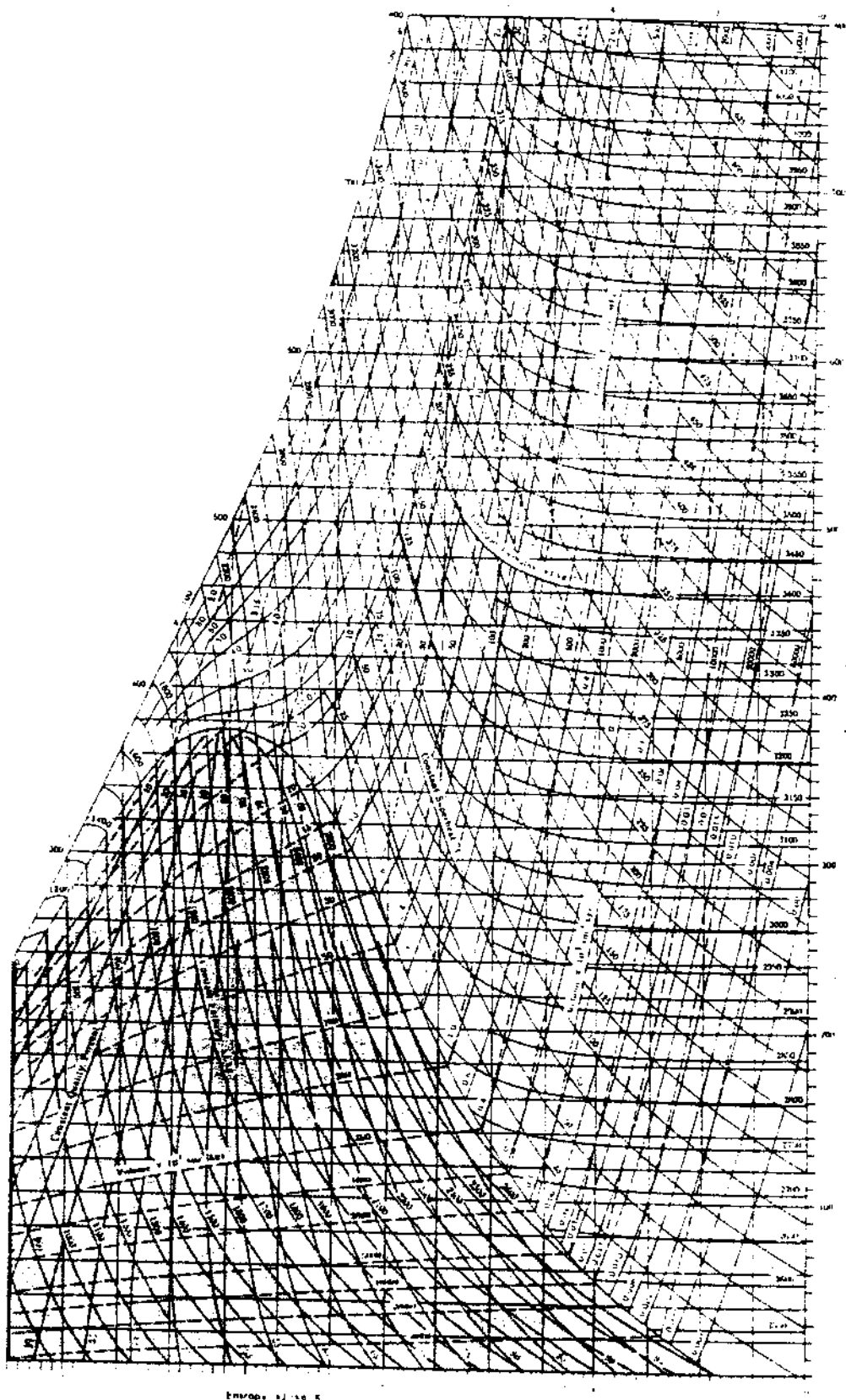
Bảng 8. Các tính chất nhiệt động của R134a ở trạng thái bão hòa

t°C	p MPa	v', l/kg	v'', l/kg	i'; kJ/kg	i'' kJ/kg	r kJ/kg	s' kJ/kg . K	s'' kJ/kg . K
(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)
-40	0,0516	0,7055	356,927	450,0	672,9	222,9	0,8030	1,7590
-38	0,0572	0,7084	324,060	452,3	674,1	221,8	0,8131	1,7562
-36	0,0633	0,7113	294,751	454,7	675,4	220,7	0,8231	1,7536
-34	0,0699	0,7142	268,563	457,1	676,6	219,5	0,8331	1,7511
-32	0,0770	0,7172	245,118	459,5	677,9	218,4	0,8431	1,7487
-30	0,0847	0,7202	224,087	461,9	679,1	217,2	0,8530	1,7464
-28	0,0930	0,7233	205,188	461,4	680,4	216,0	0,8630	1,7441
-26	0,1020	0,7265	188,172	466,8	681,6	214,8	0,8729	1,7420
-24	0,1116	0,7296	172,827	469,3	682,8	213,6	0,8828	1,7400
-22	0,1219	0,7328	158,963	471,7	684,1	212,3	0,8927	1,7381
-20	0,1330	0,7361	146,417	474,2	685,3	211,1	0,9026	1,7363
-18	0,1448	0,7395	135,045	476,8	686,5	209,8	0,9124	1,7345
-16	0,1575	0,7428	124,721	479,3	687,7	208,5	0,9222	1,7328
-14	0,1710	0,7428	115,333	481,8	688,9	207,1	0,9320	1,7313
-12	0,1854	0,7498	106,783	484,4	690,1	205,8	0,9418	1,7297
-10	0,2007	0,7533	98,986	486,9	691,3	204,4	0,9115	1,7283
-8	0,2170	0,7569	91,865	489,5	692,5	203,0	0,9613	1,7283
-6	0,2344	0,7606	85,352	492,1	693,7	201,6	0,9710	1,7269
-4	0,2527	0,7644	79,387	494,7	694,9	200,2	0,9807	1,7243
-2	0,2722	0,7682	73,916	497,4	696,1	198,7	0,9904	1,7232
0	0,2928	0,7721	68,892	500,0	697,2	197,2	1,0000	1,7220
2	0,3146	0,7760	64,273	502,7	698,4	195,2	1,0096	1,7209
4	0,3376	0,7801	60,020	505,3	699,5	194,2	1,0192	1,7199
6	0,3619	0,7842	56,100	508,0	700,7	192,6	1,0288	1,7189
8	0,3876	0,7884	52,482	510,7	701,8	191,1	1,0384	1,7180
10	0,4145	0,7927	49,139	513,4	702,9	189,5	1,0479	1,7171
12	0,4429	0,7971	46,047	516,2	704,0	187,8	1,0575	1,7163
14	0,4728	0,8016	43,183	518,9	705,1	186,2	1,0670	1,7154
16	0,5042	0,8062	40,529	521,7	706,2	184,5	1,0765	1,7147
18	0,5371	0,8109	38,065	524,5	707,3	182,8	1,0860	1,7139

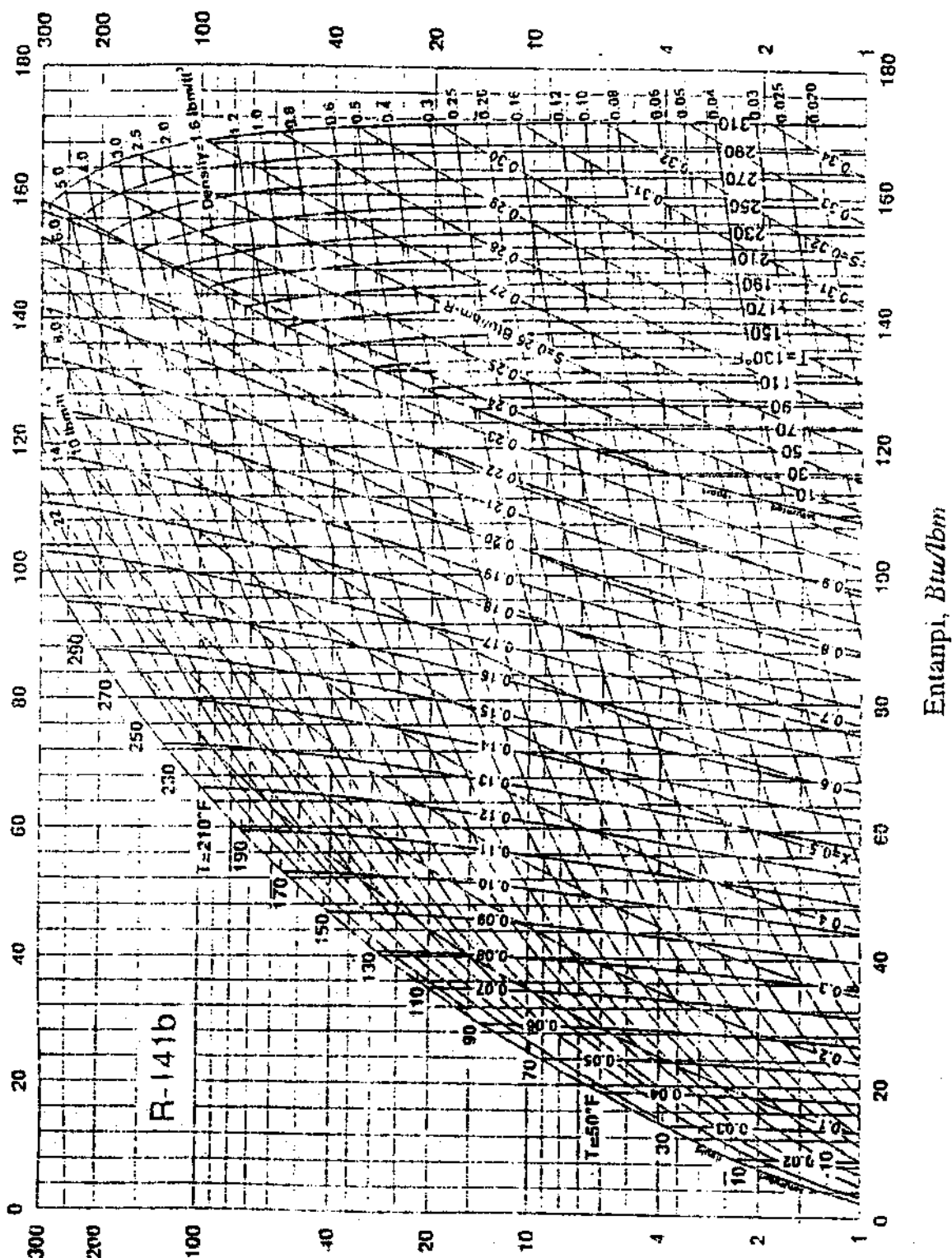
Bảng 8 (tiếp theo)

(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)
20	0,5716	0,8157	35,775	527,2	708,3	181,1	1,0954	1,7132
22	0,6078	0,8207	33,646	530,1	709,4	179,3	1,1049	1,7125
24	0,6457	0,8257	31,663	532,9	710,4	177,6	1,1144	1,7119
26	0,6853	0,8309	29,816	535,7	711,5	175,7	1,1238	1,7112
28	0,7267	0,8362	28,092	538,6	712,5	173,9	1,1332	1,7106
30	0,7701	0,8473	26,483	541,5	713,5	172,0	1,1426	1,7100
32	0,8153	0,8473	24,978	544,4	714,5	170,1	1,1520	1,7094
34	0,8625	0,8530	23,571	547,3	715,4	168,1	1,1614	1,7089
36	0,9117	0,8590	22,253	550,2	716,4	166,2	1,1708	1,7089
38	0,9630	0,8651	21,017	553,2	717,3	164,1	1,1802	1,7077
40	1,0164	0,8714	19,858	556,2	718,2	162,1	1,1896	1,7071
42	1,0720	0,8780	18,769	559,2	719,1	159,9	1,1990	1,7066
44	1,1299	0,8847	17,745	562,2	720,0	157,8	1,2084	1,7060
46	1,1901	0,8917	16,782	555,2	720,8	155,6	1,2179	1,7054
48	1,2526	0,8989	15,876	568,3	721,7	153,3	1,2273	1,7048
50	1,3176	0,9064	15,021	571,4	722,5	151,0	1,2367	1,7041
52	1,3851	0,9112	14,214	574,6	723,2	148,7	1,2462	1,7034
54	1,4552	0,9223	13,453	577,7	724,0	146,2	1,2557	1,7027
56	1,5278	0,9308	12,733	580,9	724,7	143,8	1,2652	1,7020
58	1,6032	0,9396	12,052	584,1	725,3	141,2	1,2748	1,7012
60	1,6813	0,9488	11,407	587,4	726,0	138,6	1,2844	1,7003
62	1,7623	0,9585	10,795	590,7	726,0	135,9	1,2940	1,6994
64	1,8462	0,9687	10,214	594,0	727,1	130,1	1,3037	1,6984
66	1,9331	0,9794	9,662	597,0	727,6	130,2	1,3135	1,6973
68	2,0231	0,9907	9,138	600,8	728,0	127,2	1,3233	1,6961
70	2,1162	1,0027	8,637	604,3	728,4	124,1	1,3332	1,6948
72	2,2126	1,0155	8,160	607,9	728,7	120,9	1,3432	1,6933
74	2,3123	1,0291	7,705	611,5	729,0	117,5	1,3533	1,6917
76	2,4154	1,0437	7,268	615,1	729,1	114,0	1,3635	1,6899
78	2,5221	1,0595	6,850	618,9	729,2	110,3	1,3739	1,6879
80	2,6324	1,0766	6,448	622,7	729,1	106,4	1,3844	1,6857

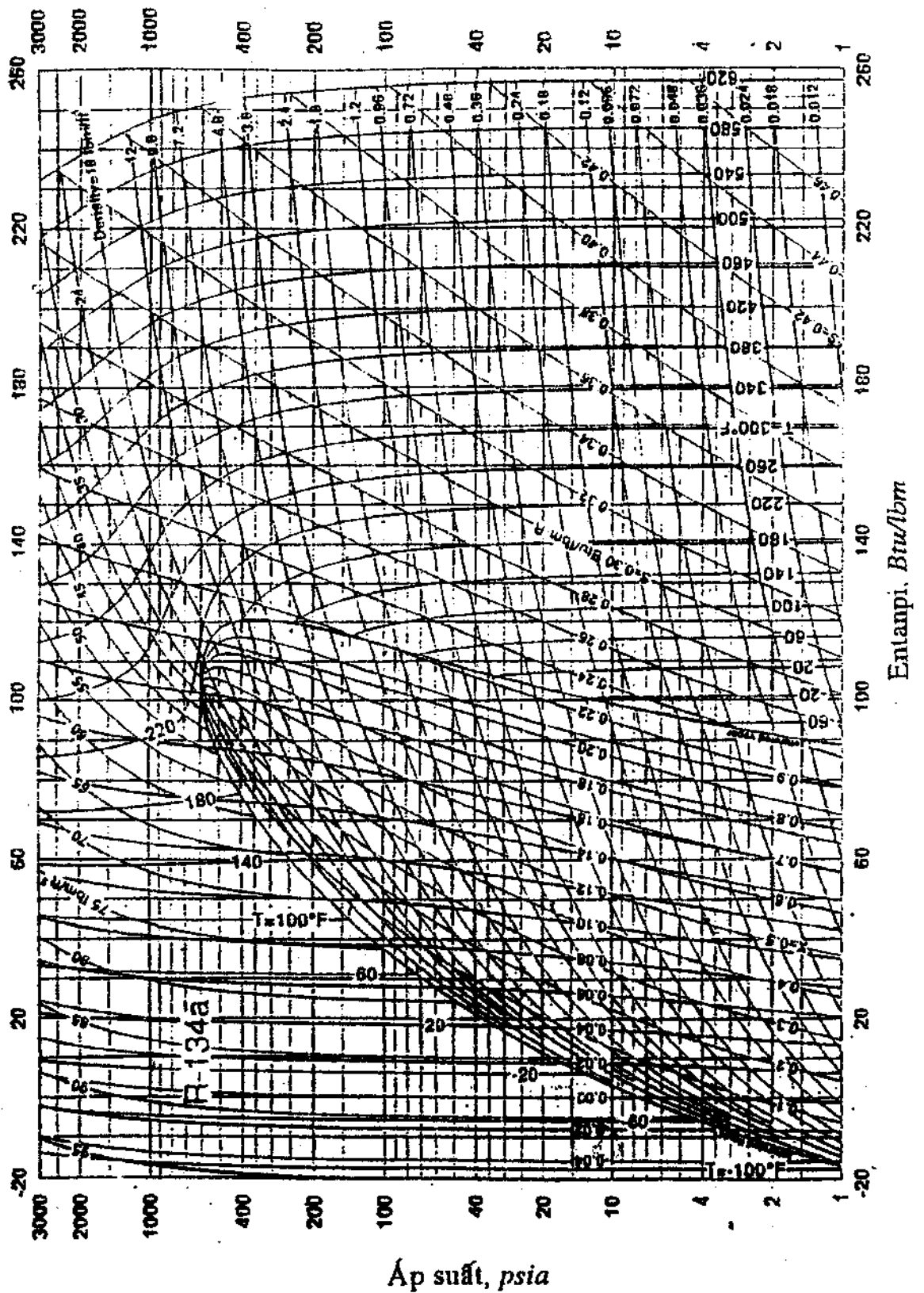
PHỤ LỤC 4. Đồ thị T-s của nước và hơi nước $T(^{\circ}\text{C})$, $s(\text{kJ/kg} \cdot ^{\circ}\text{K})$



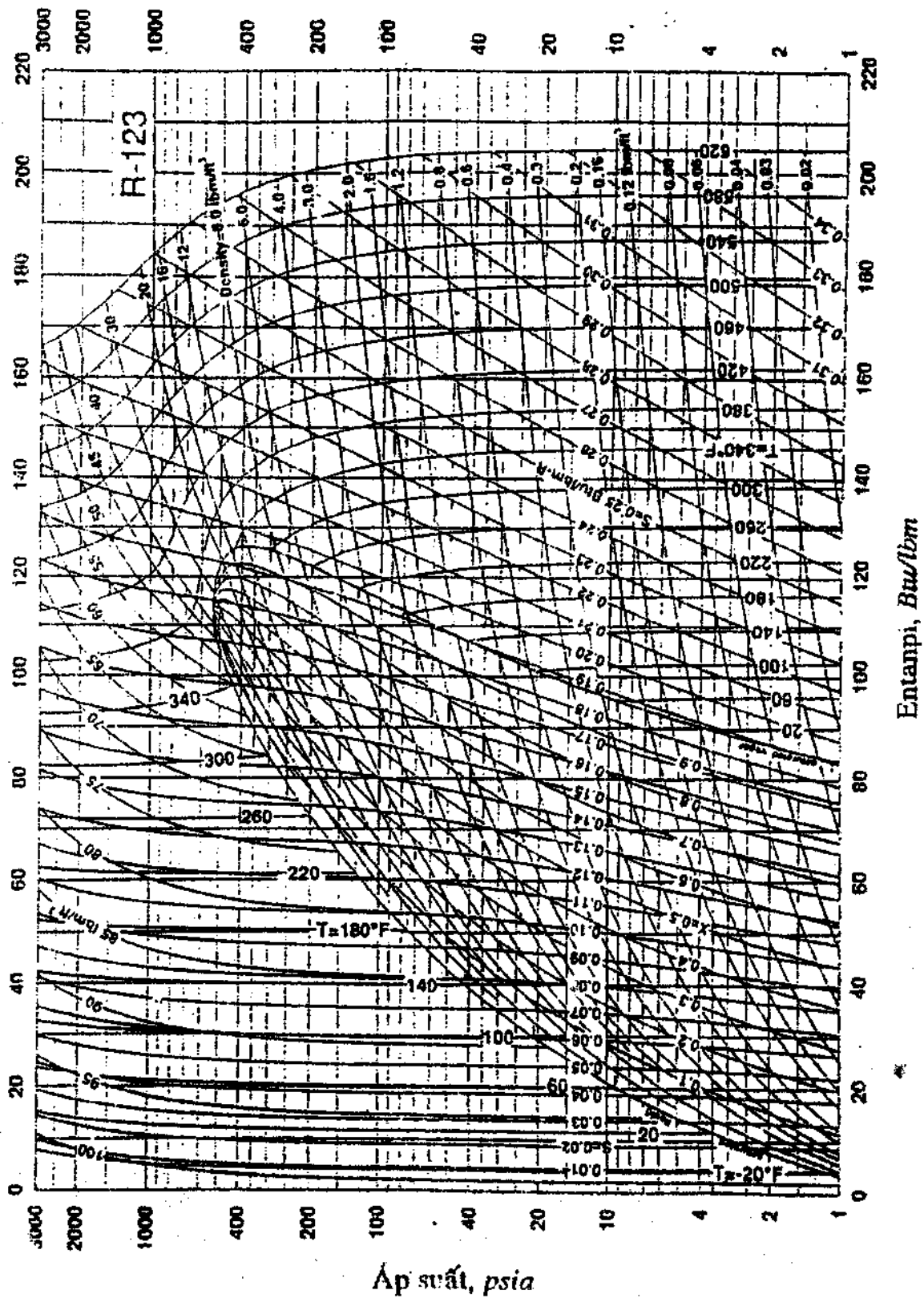
PHỤ LỤC 5. Đồ thị log p-i của R-141b



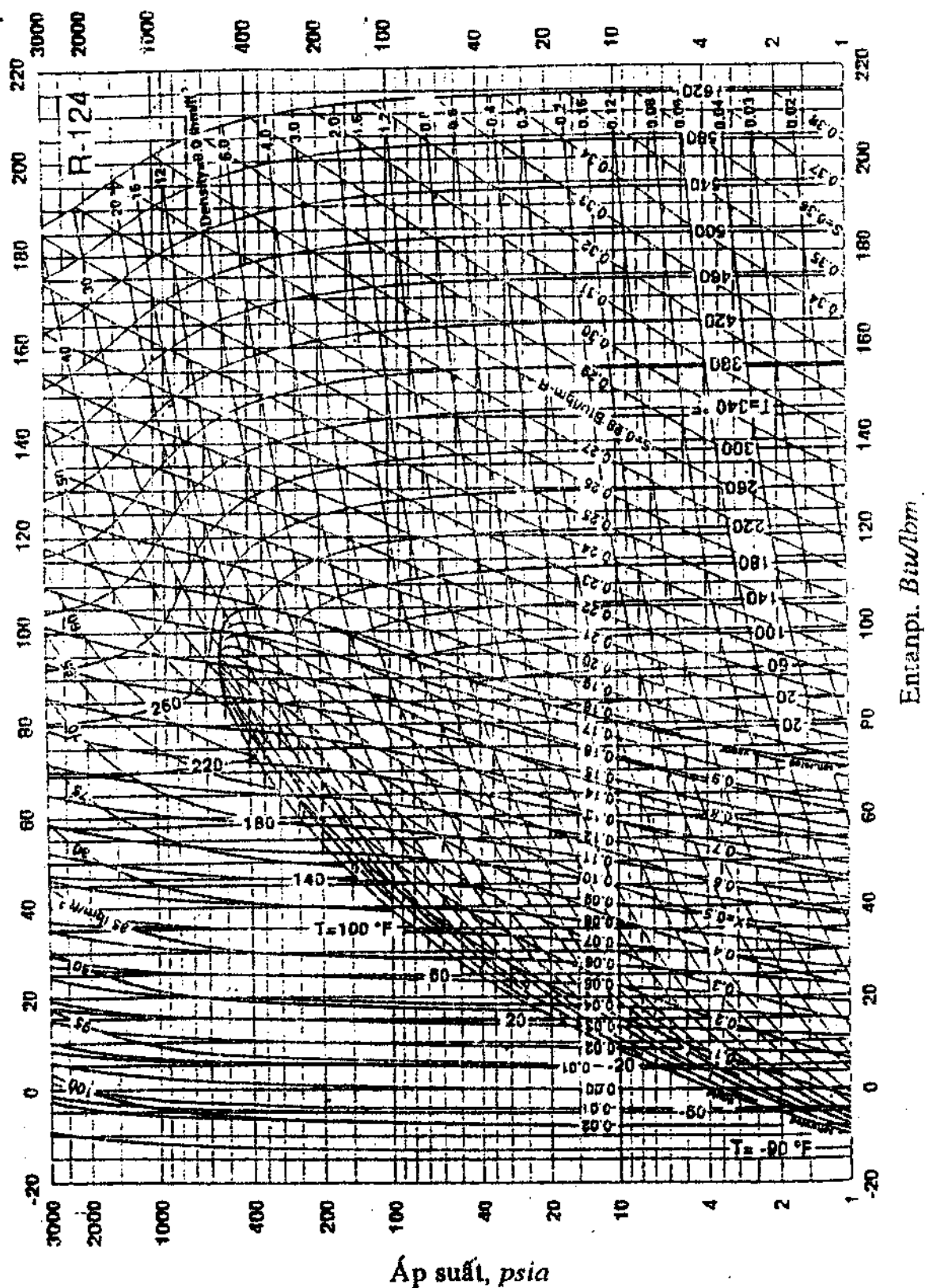
PHỤ LỤC 5. Đồ thị log p-i của R-134a



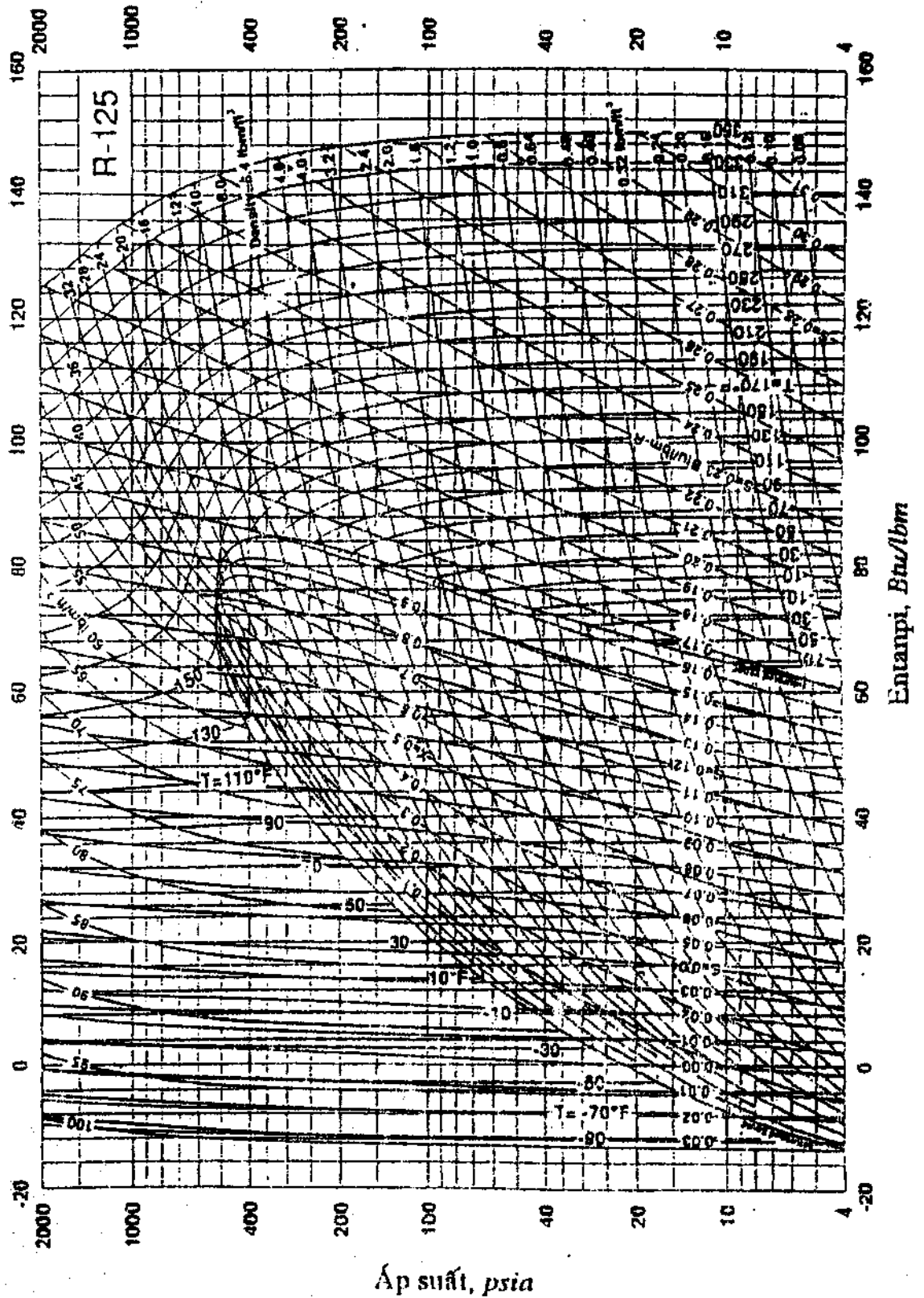
PHỤ LỤC 5. Đồ thị log p-i của R-123



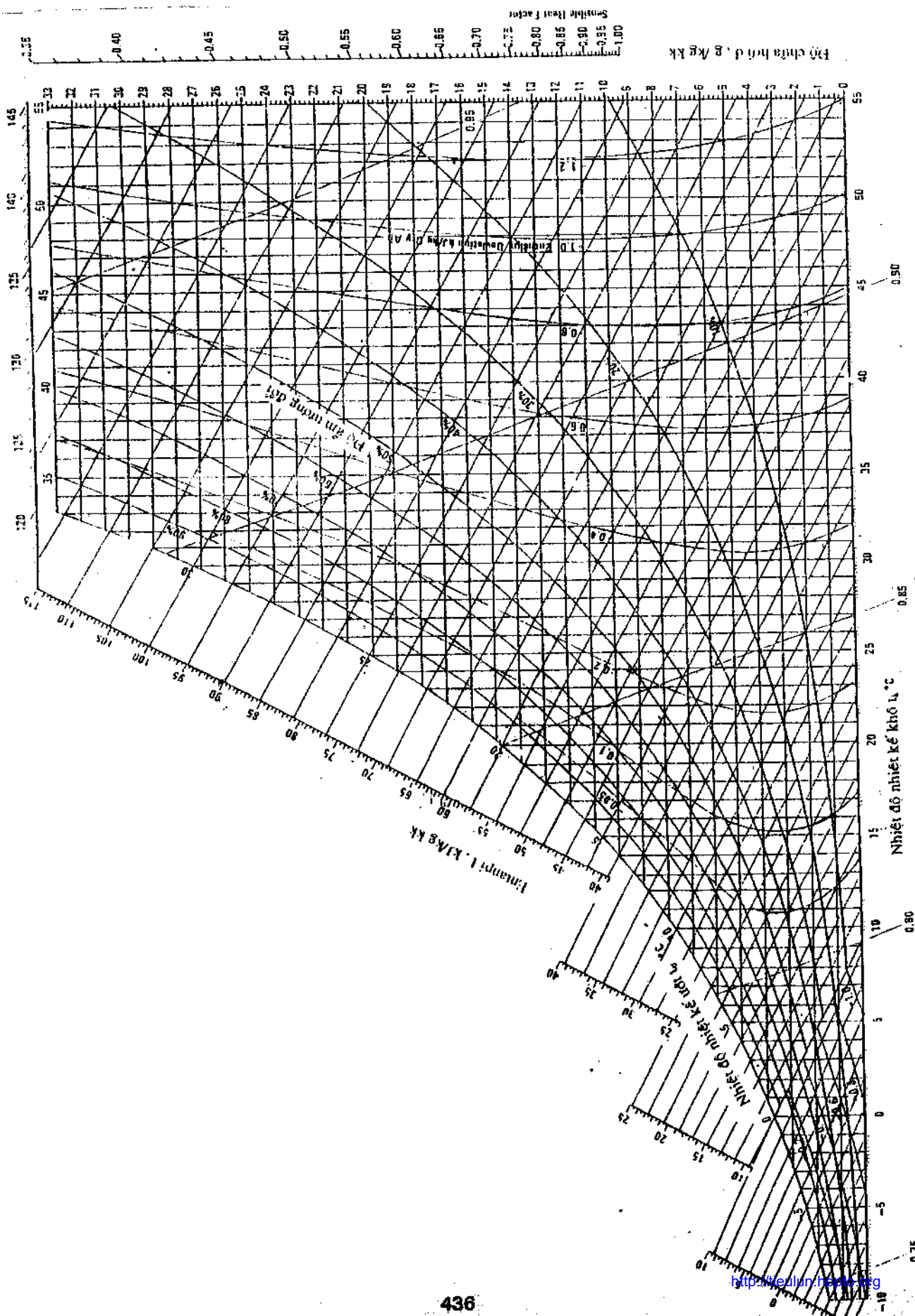
PHỤ LỤC 5. Đồ thị log-p của R-124



PHỤ LỤC 5. Đồ thị logp-i của R-125

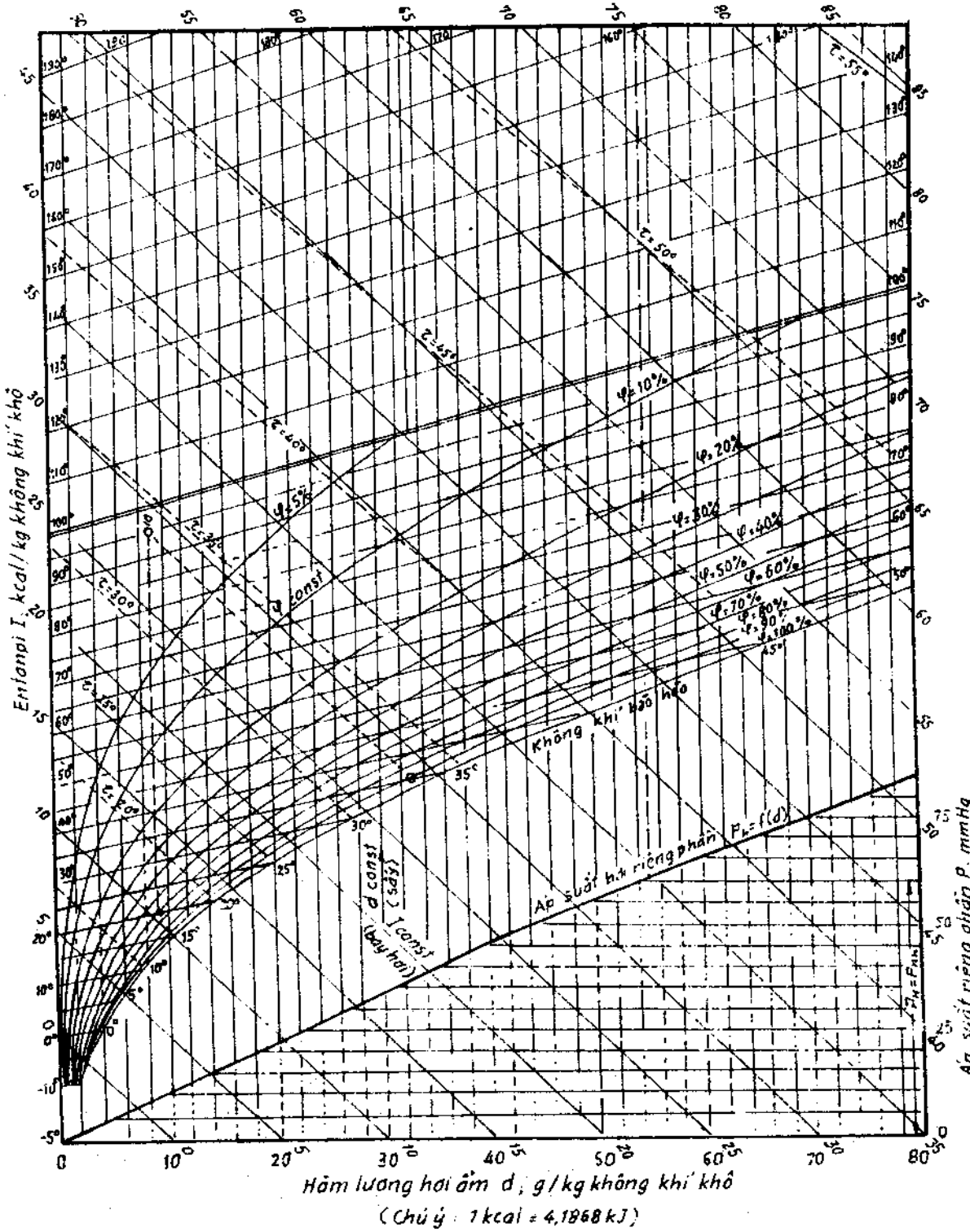


PHỤ LỤC 6. Đồ thị t-d của không khí ẩm



Thế tích riêng của không khí . m³/kgk

PHỤ LỤC 6. Đồ thị I-d của không khí ẩm



TÀI LIỆU THAM KHẢO

- 1/ Kenneth Wark JR.
Advanced Thermodynamics for Engineers, 1995
- 2/ William L. Haberman, James E.A. John.
Engineering thermodynamics with heat transfer.
Allyn and Bacon-Boston 1992
- 3/ Gordon. Van Wylen, Richard E. Sonntag.
Fundamentals of classical thermodynamics.
John Wiley & Sons-New York 1978.
- 4/ Michael J. Moran, Howard N. Shapiro.
Fundamentals of engineering thermodynamics.
John Wiley & Sons, Inc-New York 1992.
- 5/ Peter E. Liley.
SCHAUM'S Solved problems series.
2000 Solved problems in Mechanical engineering thermodynamics.
Mc Graw-Hill book company-New York 1989
- 6/ William W. Bathie
Fundamental of gas Turbines
John Wiley & Sons, Inc-New York 1984
- 7/ G.F.C.Rogers, Y.R.Mayhew
Engineering thermodynamics Work and heat transfer
Longman Inc-New York 1980
- 8/ Rolf Kehlhofer.
Combined-Cycle gas & Steam turbine power plans
The Fairmont Press, Inc-Indian 1991.
- 9/ Jan F. Kreider, Ari Rabl
Heating and Cooling of Building.
Design for efficiency.
Mc Graw-Hill International editions-Singapore 1994
- 10/ Michel Feidt
Thermodynamique et optimisation énergétique des systèmes et procédé, 1987
- 11/ Glen E. Myers
Engineering Thermodynamics, 1989
- 12/ Elias P. Gyftopoulos, Gian Paolo Beretta
Thermodynamics: Foundations and applications, 1991

- 13/ Roy J. Dossat.
Principles of Refrigeration.
Toppan company, Ltd - Tokyo 1961
- 14/ Shan K. Wang.
Handbook of air conditioning and refrigeration
Mc Graw-Hill, Inc - New York 1993
- 15/ Carrier air conditioning company.
Handbook of air conditioning system design
Mc Graw-Hill, Inc - New York 1965
- 16/ American society of heating, refrigerating and air conditioning engineers, Inc.
ASHRAE HANBOOK
1985 Fundamental volume
1986 Refrigeration volume
1987 HVAC system and applications
1988 Equipment volume.
- 17/ VuKalovich, M.P., Novikov, N.I.
Engineering thermodynamics.
Energy Publishers, Moscow 1972
- 18/ Kirilin, V.A., Sychev, V.V., Sheidlin, L.E.
Engineering thermodynamics
Mir Publishers, Moscow 1977
- 19/ V.V. Nashchokin
Engineering thermodynamics and heat transfer
Mir Publishers, Moscow 1977
- 20/ A.C. Astriajemsky.
Engineering thermodynamics.
Energy publishers, Leningrad 1960
- 21/ V.M. Cherkassky.
"Pump-Fans-Compressors."
Mir Publishers, Moscow 1985
- 22/ O.M. Rabinovich.
"Các bài tập chọn lọc về nhiệt kỹ thuật"
Nhà xuất bản chế tạo máy - Moscow 1969
- 23/ B.A. DrujKol.
"Các bài tập chọn lọc về nhiệt động học kỹ thuật và truyền nhiệt" Nhà xb Đại học-Moscow
1968
- 24/ B.A. Kirilin.
"Các bài tập chọn lọc nhiệt động học kỹ thuật"
Nhà xb năng lượng - Moscow 1957
- 25/ Bộ môn Nhiệt kỹ thuật Đại học Đồng tế, Thượng Hải - TQ
"Nhiệt động lực học kỹ thuật"
Công nghiệp xuất bản xã - Bắc Kinh 1964.

- 26/ Lư sĩ Huân
"Kỹ thuật máy lạnh & điều tiết không khí"
Thượng hải Khoa học phổ cập xuất bản xã - 1992
- 27/ Hoàng Đình Tín - Lê Chi Hiệp.
"Nhiệt động lực học kỹ thuật"
Đại học Bách Khoa Tp HCM - 1993
- 28/ Trần Thanh Kỳ.
"Máy lạnh"
Nhà xuất bản giáo dục - Tp HCM 1994
- 29/ Lê Chi Hiệp
"Kỹ thuật điều hòa không khí"
Nhà xuất bản khoa học & kỹ thuật, 1996
- 30/ Hoàng Đình Tín - Bùi Hải
"Bài tập nhiệt động lực học & Truyền nhiệt"
Nhà xuất bản giáo dục-Tp HCM 1996.
- 31/ Nguyễn Đức Lợi - Phạm Văn Tùy - Đinh Văn Thuận.
"Kỹ thuật lạnh ứng dụng"
Nhà xuất bản giáo dục - Hà Nội 1995.
- 32/ Bùi Hải - Trần Thế Sơn.
"Kỹ thuật nhiệt"
Đại học Bách Khoa Hà Nội - 1993.
- 

MỤC LỤC

Chương 1	MỘT SỐ KHÁI NIỆM CƠ BẢN VÀ PHƯƠNG TRÌNH TRẠNG THÁI CỦA VẬT CHẤT Ở THỂ KHÍ	5
§1.1.	CÁC VẤN ĐỀ CHUNG	5
§1.2.	MỘT SỐ KHÁI NIỆM VÀ ĐỊNH NGHĨA	6
1.2.1.	Hệ thống nhiệt động	6
1.2.2.	Nguồn nhiệt	7
1.2.3.	Động cơ nhiệt, bơm nhiệt và máy làm lạnh	7
1.2.4.	Chất môi giới	10
1.2.5.	Trạng thái và trạng thái cân bằng	11
1.2.6.	Quá trình thuận nghịch và không thuận nghịch	11
1.2.7.	Pha và các chất thuần khiết	12
§1.3.	VÀI NÉT VỀ THUYẾT ĐỘNG HỌC PHÂN TỬ CỦA CHẤT KHÍ	12
1.3.1.	Mô hình của Joule	12
1.3.2.	Mô hình cải tiến của Clausius	14
§1.4.	THÔNG SỐ TRẠNG THÁI	15
1.4.1.	Nhiệt độ	15
1.4.2.	Áp suất	17
1.4.3.	Thể tích riêng và khối lượng riêng	19
1.4.4.	Nội năng	20
1.4.5.	Entanpi	22
1.4.6.	Entrôpi	22
§1.5.	PHƯƠNG TRÌNH TRẠNG THÁI CỦA VẬT CHẤT Ở THỂ KHÍ	24
1.5.1.	Phương trình trạng thái của khí lý tưởng	25
1.5.2.	Phương trình trạng thái của khí thực	26
§1.6.	HỆ SỐ NÉN VÀ GIÁN ĐỒ BIỂU DIỄN HỆ SỐ NÉN	28
§1.7.	HỖN HỢP KHÍ LÝ TƯỢNG	34
1.7.1.	Định luật Gibbs-Dalton	34
1.7.2.	Định luật Amagat	35
1.7.3.	Cách biểu diễn thành phần của hỗn hợp	36
1.7.4.	Xác định một số đại lượng đặc trưng của hỗn hợp	37
Chương 2	ĐỊNH LUẬT NHIỆT ĐỘNG THỨ NHẤT VÀ CÁC QUÁ TRÌNH NHIỆT ĐỘNG CƠ BẢN CỦA KHÍ LÝ TƯỢNG	42
§2.1.	CÔNG	42

2.1.1. Công giãn nở hay công nén trong hệ thống kín	43
2.1.2. Công trong hệ thống hở	45
§2.2. NHIỆT LƯỢNG	48
2.2.1. Tính nhiệt lượng theo sự thay đổi entropi	48
2.2.2. Tính nhiệt lượng theo sự thay đổi nhiệt độ	49
§2.3. ĐỊNH LUẬT NHIỆT ĐỘNG THỨ NHẤT VIẾT CHO HỆ KÍN	56
§2.4. ĐỊNH LUẬT NHIỆT ĐỘNG THỨ NHẤT VIẾT CHO HỆ HỖ	61
2.4.1. Nguyên tắc bảo toàn khối lượng	61
2.4.2. Cân bằng năng lượng trong hệ thống hở	62
2.4.3. Ứng dụng phương trình năng lượng của hệ thống hở cho một số trường hợp điển hình	64
§2.5. CÁC DẠNG PHƯƠNG TRÌNH LIÊN QUAN ĐẾN TÍCH SỐ T.DS	67
§2.6. MỘT SỐ QUÁ TRÌNH NHIỆT ĐỘNG CƠ BẢN CỦA KHÍ LÝ TƯỞNG	71
2.6.1. Phương trình biểu diễn quá trình	72
2.6.2. Thiết lập mối quan hệ giữa các thông số trạng thái cơ bản ở điểm đầu và điểm cuối	75
2.6.3. Xác định lượng biến đổi của nội năng, entanpi và entropi	76
2.6.4. Tính công và nhiệt lượng trao đổi giữa chất môi giới và môi trường	78
Chương 3 ĐỊNH LUẬT NHIỆT ĐỘNG THỨ HAI	85
§3.1. KHÁI NIỆM	85
§3.2. CHU TRÌNH NHIỆT ĐỘNG	86
3.2.1. Chu trình thuận chiều	86
3.2.2. Chu trình ngược chiều	87
§3.3. CÁC PHÁT BIỂU CƠ BẢN CỦA ĐỊNH LUẬT NHIỆT ĐỘNG THỨ HAI	87
3.3.1. Phát biểu Kelvin- Planck	88
3.3.2. Phát biểu Clausius	88
§3.4. QUÁ TRÌNH THUẬN NGHỊCH VÀ KHÔNG THUẬN NGHỊCH	89
§3.5. CHU TRÌNH VÀ ĐỊNH LÝ CARNOT	92
3.5.1. Chu trình Carnot	92
3.5.2. Định lý Carnot	95
§3.6. CÁC HỆ QUẢ CỦA ĐỊNH LUẬT NHIỆT ĐỘNG THỨ HAI	96
3.6.1. Hệ quả thứ nhất	96
3.6.2. Hệ quả thứ hai	97
3.6.3. Hệ quả thứ ba	97
3.6.4. Hệ quả thứ tư	99

3.6.5. Hệ quả thứ năm	100
§3.7. THANG NHIỆT ĐỘ NHIỆT ĐỘNG HỌC	102
§3.8. ENTRÔPI	104
3.8.1. Nguyên lý gia tăng entropi	104
3.8.2. Đồ thị T-s	107
3.8.3. Sự cân bằng entropi trong hệ nhiệt động kín	108
3.8.4. Sự cân bằng entropi trong hệ nhiệt động hở	110
3.8.5. Các quá trình đẳng entropi và hiệu suất đẳng entropi	115
§3.9. CÔNG KỸ THUẬT ỨNG VỚI QUÁ TRÌNH CÓ TÍNH THUẬN NGHỊCH	118
Chương 4 EXERGY	121
§4.1. TỔNG QUÁT	121
§4.2. KHÁI NIỆM VỀ EXERGY	122
§4.3. EXERGY TRONG HỆ THỐNG KÍN	122
4.3.1. Biểu thức xác định exergy	122
4.3.2. Cân bằng exergy	124
§4.4. EXERGY TRONG HỆ THỐNG HỖ	128
4.4.1. Lượng truyền exergy đi cùng với công lưu động	128
4.4.2. Exergy của dòng chất môi giới	130
4.4.3. Cân bằng exergy	131
§4.5. HIỆU SUẤT XÉT THEO ĐỊNH LUẬT NHIỆT ĐỘNG THỨ HAI	134
4.5.1. Khái niệm	134
4.5.2. Các trường hợp minh họa	138
4.5.3. Nhận xét	140
Chương 5 CHẤT THUẦN KHIẾT	144
§5.1. TỔNG QUÁT	144
§5.2. QUÁ TRÌNH HÓA HƠI ĐẲNG ÁP	144
§5.3. GIẢN ĐỒ KHỐI BIỂU DIỄN QUAN HỆ P-V-T CỦA CÁC CHẤT THUẦN KHIẾT	150
§5.4. QUÁ TRÌNH NÓNG CHÁY VÀ QUÁ TRÌNH THĂNG HOA	150
§5.5. CÁCH XÁC ĐỊNH CÁC THÔNG SỐ TRẠNG THÁI CỦA CHẤT THUẦN KHIẾT	151
5.5.1. Bảng nước và hơi nước	152
5.5.2. Các loại đồ thị của hơi nước	154
5.5.3. Các phương tiện khác	154
§5.6. CÁC QUÁ TRÌNH NHIỆT ĐỘNG CƠ BẢN	155

5.6.1. Quá trình đẳng tích	155
5.6.2. Quá trình đẳng áp	156
5.6.3. Quá trình đẳng nhiệt	157
5.6.4. Quá trình đoạn nhiệt	157
Chương 6 MỘT SỐ QUÁ TRÌNH ĐẶC BIỆT CỦA KHÍ VÀ HƠI	161
§6.1. QUÁ TRÌNH LƯU ĐỘNG	161
6.1.1. Khái niệm	161
6.1.2. Một số quan hệ cơ bản của dòng lưu động	162
6.1.3. Ống tăng tốc	166
6.1.4. Lưu động có ma sát	173
§6.2. QUÁ TRÌNH TIẾT LƯU	174
§6.3. QUÁ TRÌNH HỖN HỢP KHÍ VÀ HƠI	176
6.3.1. Hỗn hợp trong thể tích không đổi	176
6.3.2. Hỗn hợp theo dòng	179
6.3.3. Nạp vào thể tích cố định	181
Chương 7 KHÔNG KHÍ ẤM	184
§7.1. KHÁI NIỆM CƠ BẢN	184
7.1.1. Không khí khô và không khí ẩm	184
7.1.2. Các loại không khí ẩm	184
§7.2. CÁC THÔNG SỐ ĐẶC TRƯNG CỦA KHÔNG KHÍ ẤM	186
7.2.1. Độ ẩm tuyệt đối	186
7.2.2. Độ ẩm tương đối	186
7.2.3. Độ chứa hơi (đôi khi còn là dung ẩm)	187
7.2.4. Entanpi của không khí ẩm	187
§7.3. QUÁ TRÌNH BẢO HÒA ĐOẠN NHIỆT VÀ NHIỆT ĐỘ NHIỆT KẾ ƯỚT	188
7.3.1. Quá trình bảo hòa đoạn nhiệt	188
7.3.2. Nhiệt độ nhiệt kế ướt	191
7.3.3. Ẩm kế (psychrometer hoặc Hydrometer)	192
§7.4. ĐỒ THỊ KHÔNG KHÍ ẤM (PSYCHROMETRIC CHART)	195
7.4.1. Đồ thị t-d	196
7.4.2. Đồ thị I-d	198
§7.5. CÁC QUÁ TRÌNH NHIỆT ĐỘNG CƠ BẢN VÀ ỨNG DỤNG	199
7.5.1. Quá trình gia nhiệt và làm lạnh không khí	199
7.5.2. Quá trình bốc hơi, tăng ẩm	204

7-5-3. Hỗn hợp của các dòng không khí	208
7-5-4. Quá trình sấy	211
7.5.5. Quá trình điều tiết không khí:	218
7.5.6. Tháp giải nhiệt (cooling tower):	220
Chương 8 QUÁ TRÌNH NÉN KHÍ VÀ HƠI	227
§8-1. KHÁI NIỆM CHUNG	227
§8.2. MÁY NÉN PISTON	230
8.2.1. những quá trình cơ bản của máy nén piston 1 cấp	230
8.2.2. Công tiêu hao của máy nén	231
8.2.3. Tác hại của dung tích thừa	233
8.2.4. Máy nén nhiều cấp	234
§8.3. MÁY NÉN TUABIN:	242
§8-4. CÔNG SUẤT TIÊU HAO CỦA MÁY NÉN VÀ HIỆU SUẤT	243
§8.5. MÁY NÉN KIỂU PHUN	247
Chương 9 CHU TRÌNH THIẾT BỊ ĐỘNG LỰC HƠI NƯỚC	250
§9.1. KHÁI NIỆM CHUNG:	250
§9.2. CHU TRÌNH CƠ BẢN CỦA THIẾT BỊ ĐỘNG LỰC HƠI NƯỚC (RENKINE CYCLE)	254
§9.3. ẢNH HƯỞNG CỦA CÁC THÔNG SỐ HƠI ĐẾN HIỆU SUẤT NHIỆT CỦA CHU TRÌNH:	256
9.3.1. Ảnh hưởng của áp suất hơi vào tuabin p_1	256
9.3.2. Ảnh hưởng của nhiệt độ hơi vào tuabin t_1	257
9.3.3. Ảnh hưởng của hơi ra khỏi tuabin p_2	257
§9.4. NGUYÊN LÝ KHÔNG THUẬN NGHỊCH VÀ CÁC TỔN THẤT	263
§9.5. CHU TRÌNH QUÁ NHIỆT TRUNG GIAN	266
§9.6. CHU TRÌNH HỒI NHIỆT	269
§9.7. CHU TRÌNH GHEP	280
§9.8. CHU TRÌNH CẤP NHIỆT CẤP ĐIỆN:	284
Chương 10 CHU TRÌNH ĐỘNG CƠ ĐỐT TRONG	286
§10.1 KHÁI NIỆM CHUNG	286
§10.2. CHU TRÌNH CẤP NHIỆT ĐẲNG TÍCH (AIR-STANDARD OTTO CYCLE)	287
§10.3. CHU TRÌNH CẤP NHIỆT ĐẲNG ÁP (AIR-STANDARD DIESEL CYCLE)	291

§10.4. CHU TRÌNH CẤP NHIỆT HỖN HỢP (AIR-STANDARD DUAL CYCLE)	293
§10.5. ĐỘNG CƠ ĐỐT TRONG 2 THÌ	301
Chương 11 CHU TRÌNH TUABIN KHÍ VÀ ĐỘNG CƠ PHẢN LỰC	303
§11.1. KHÁI NIỆM CHUNG	303
§11.2. CHU TRÌNH TUABIN KHÍ CẤP NHIỆT ĐẲNG ÁP	305
§11.3. NGUYÊN LÝ KHÔNG THUẬN NGHỊCH VÀ CÁC TỶ SỐ	308
§11.4. CHU TRÌNH TUABIN KHÍ CÓ HỒI NHIỆT	312
§11.5. CHU TRÌNH TUABIN KHÍ HỒI NHIỆT CÓ LÀM LẠNH TRUNG GIAN VÀ ĐỐT NHIÊN LIỆU PHÂN CẤP	314
§11.6. CHU TRÌNH HỖN HỢP KHÍ-HƠI (COMBINED GAS TURBINE-VAPOR POWER CYCLE):	316
§11.7. CHU TRÌNH ĐỘNG CƠ PHẢN LỰC	324
11.6.1. Tính chất cơ bản của động cơ phản lực	324
11.6.2. Chu trình động cơ phản lực trực lưu (Ram-jet engine)	325
11.6.3. Chu trình động cơ phản lực có máy nén (turbo-jet engine)	326
11.6.4. Chu trình động cơ phản lực tên lửa	329
Chương 12 CHU TRÌNH MÁY LẠNH VÀ BƠM NHIỆT	331
§12.1. KHÁI NIỆM	331
§12.2. HỆ THỐNG MÁY LẠNH SỬ DỤNG KHÔNG KHÍ LÀM TÁC NHÂN LẠNH	332
§12.3. CHU TRÌNH THIẾT BỊ LÀM LẠNH BẰNG HƠI	337
12.3.1. Nguyên lý hoạt động của máy lạnh 1 cấp nén	337
12.3.2. Tác nhân lạnh	338
12.3.3. Máy lạnh nhiều cấp	343
12.3.4. Chu trình thiết bị làm lạnh kiểu éjecteur	343
12.3.5. Chu trình máy lạnh kiểu hấp thụ	345
§12.4. BƠM NHIỆT	346
§12.5. CÁC ỨNG DỤNG CỦA KỸ THUẬT LẠNH	348
12.5.1. Các ứng dụng thông thường	348
12.5.2. Một số ứng dụng khác	349
ĐƠN VỊ VÀ CÁCH CHUYỂN ĐỔI ĐƠN VỊ	353
PHỤ LỤC	357
TÀI LIỆU THAM KHẢO	438
MỤC LỤC	441