

BÙI HẢI
DƯƠNG ĐỨC HỒNG
HÀ MẠNH THƯ

THIẾT BỊ TRAO ĐỔI NHIỆT

EBOOKBKMT.COM
Tìm kiếm tài liệu miễn phí



THU VIỆN ĐẠI HỌC THUY SƠN



1000004982

*Chào mừng bạn đã đến với
thư viện của chúng tôi*

Xin vui lòng:

- Không xé sách
- Không gạch, viết, vẽ lên sách

PGS. TS. BÙI HẢI - TS. DƯƠNG ĐỨC HỒNG - TS. HÀ MẠNH THU

THIỆT BỊ TRAO ĐỔI NHIỆT

(Tái bản lần thứ nhất, có bổ sung và sửa chữa)



4982



NHÀ XUẤT BẢN KHOA HỌC VÀ KỸ THUẬT

HÀ NỘI - 2001

LỜI NÓI ĐẦU

Giáo trình "Thiết bị trao đổi nhiệt" này được biên soạn theo chương trình đào tạo kỹ sư ngành máy lạnh - thiết bị nhiệt và ngành thiết bị năng lượng nhiệt của Trường Đại học Bách khoa Hà Nội.

Giáo trình giới thiệu các thiết bị trao đổi nhiệt thường gặp trong thiết bị lạnh như bình ngưng tụ, bình bay hơi, trong thiết bị điều hoà nhiệt độ như tháp làm lạnh không khí bằng phun nước lạnh, trong thiết bị sấy như calorife hơi nước, trong thiết bị nhiệt độ cao của lò công nghiệp, trong thiết bị hoá chất như nồi cô đặc, nồi chưng cất... Ngoài ra, giáo trình còn giới thiệu một số thiết bị trao đổi nhiệt kiểu mới như thiết bị ống nhiệt, thiết bị sử dụng năng lượng mặt trời. Cùng với việc mô tả thiết bị, nêu phương pháp tính toán, trong giáo trình còn đưa ra những ví dụ tính toán cụ thể cho từng trường hợp, giới thiệu phương pháp tính toán sức bền và nêu lên những điều kiện vận hành an toàn thiết bị trao đổi nhiệt.

Giáo trình dùng làm tài liệu cho sinh viên hệ kỹ sư ngành máy lạnh - thiết bị nhiệt và ngành thiết bị năng lượng nhiệt, cho sinh viên ngành luyện kim, hoá chất... Hơn nữa, cuốn sách cũng bổ ích cho kỹ sư, cán bộ kỹ thuật của các ngành có liên quan.

Giáo trình do PGS. TS Bùi Hải chủ biên và được phân công như sau: Chương I, mục 2.1, 2.2, 2.3, 2.4, 2.5 (chương II), mục 3.1 (chương III), chương IV, chương V, chương VI và mục 7.1 (chương VII) do PGS, TS Bùi Hải biên soạn. Mục 2.7 chương II, mục 3.2 chương III, mục 7.2 (chương VII) và chương IX do TS Dương Đức Hồng biên soạn. Mục 2.6, 2.8 (chương II), mục 4.5 (chương IV) và chương VIII do TS. Hà Mạnh Thư biên soạn.

Cuốn sách được hoàn thành với sự cố gắng của các tác giả thuộc Bộ môn Máy lạnh và Thiết bị nhiệt Trường Đại học Bách khoa Hà Nội. Tuy nhiên, cuốn sách sẽ không tránh khỏi những sai sót, chúng tôi mong nhận được sự quan tâm góp ý của bạn đọc.

Các tác giả

Khái niệm chung về thiết bị trao đổi nhiệt

1.1. PHÂN LOẠI THIẾT BỊ TRAO ĐỔI NHIỆT

Trong đời sống sinh hoạt hay trong công nghiệp, chúng ta luôn gặp yêu cầu cần đốt nóng hay làm nguội một chất lỏng, chất khí hoặc chất rắn nào đó, thiết bị nhằm thực hiện yêu cầu này được gọi là thiết bị trao đổi nhiệt. Chất lỏng hay chất khí tham gia quá trình trao đổi nhiệt được gọi là chất mang nhiệt hay môi chất. Số lượng môi chất tham gia vào quá trình trao đổi nhiệt của thiết bị thường là hai nhưng cũng có thể nhiều hơn.

Do tính đa dạng của việc cần đốt nóng hay làm nguội môi chất, nên thiết bị trao đổi nhiệt có nhiều loại mà một số cách phân loại chúng sẽ được trình bày dưới đây.

1.1.1. Phân loại theo chiều chuyển động của môi chất

Tùy theo chiều chuyển động của môi chất trong thiết bị, ta chia thiết bị trao đổi nhiệt ra làm: loại cùng chiều (môi chất cùng vào và cùng ra khỏi thiết bị ở cùng một phía); loại ngược chiều (môi chất vào và ra khỏi thiết bị khác phía, bên trong thiết bị môi chất chuyển động ngược chiều); loại cắt nhau (môi chất này chuyển động cắt ngang môi chất kia gián tiếp qua vách rắn ngăn cách); loại hỗn hợp (có phần thiết bị các môi chất chuyển động cùng chiều, có phần thiết bị các môi chất chuyển động ngược chiều...).

1.1.2. Phân loại theo công dụng của thiết bị

Tùy theo mục đích sử dụng thiết bị, ta có các thiết bị trao đổi nhiệt khác nhau sau: bình ngưng (dàn ngưng), bình bốc hơi (dàn bốc hơi), thiết bị cô đặc, thiết bị tinh cất, ...

1.1.3. Phân loại theo sự hoạt động của môi chất

Các môi chất trong thiết bị hoạt động (trao đổi nhiệt) có thể là liên tục

hoặc theo chu kỳ, cho nên ta có thiết bị trao đổi nhiệt hoạt động liên tục, ví dụ bình ngưng, thiết bị đốt nóng không khí bằng khói, bình bốc hơi... hoặc thiết bị trao đổi nhiệt hoạt động theo chu kỳ, ví dụ tháp sấy không khí lò cao, thiết bị đun nóng nước - tích nhiệt chu kỳ, bộ sấy không khí hồi nhiệt của nhà máy nhiệt điện ...

1.1.4. Phân loại theo nguyên lý làm việc của thiết bị

Tùy theo nguyên lý hoạt động của thiết bị ta có các loại sau đây:

1. Thiết bị trao đổi nhiệt vách ngăn, hoạt động liên tục

Ở đây dòng môi chất nóng truyền nhiệt liên tục cho dòng môi chất lạnh qua bề mặt vách ngăn (hình 1-1a). Tùy theo hình dạng của vách ngăn ta có: thiết bị kiểu tấm (hình 1-3), bề mặt ngăn cách truyền nhiệt là những tấm phẳng; thiết bị kiểu ống bề mặt truyền nhiệt là các ống, thực tế chúng ta thường gặp loại thiết bị này. Ví dụ, bình ngưng, bình bốc hơi, bộ quá nhiệt, bộ sấy không khí, calorife trong thiết bị sấy, dàn bốc hơi của thiết bị cô đặc, chưng cất...

2. Thiết bị trao đổi nhiệt vách ngăn, hoạt động theo chu kỳ

Ở đây dòng môi chất nóng truyền nhiệt cho môi chất lạnh không chuyển động qua vách ngăn (các ống), không liên tục mà theo chu kỳ. Nhiệt trao đổi giữa hai môi chất giảm dần theo thời gian. Ví dụ, bình đun nóng nước - tích nhiệt (hình 1-1b).

3. Thiết bị trao đổi nhiệt kiểu hồi nhiệt

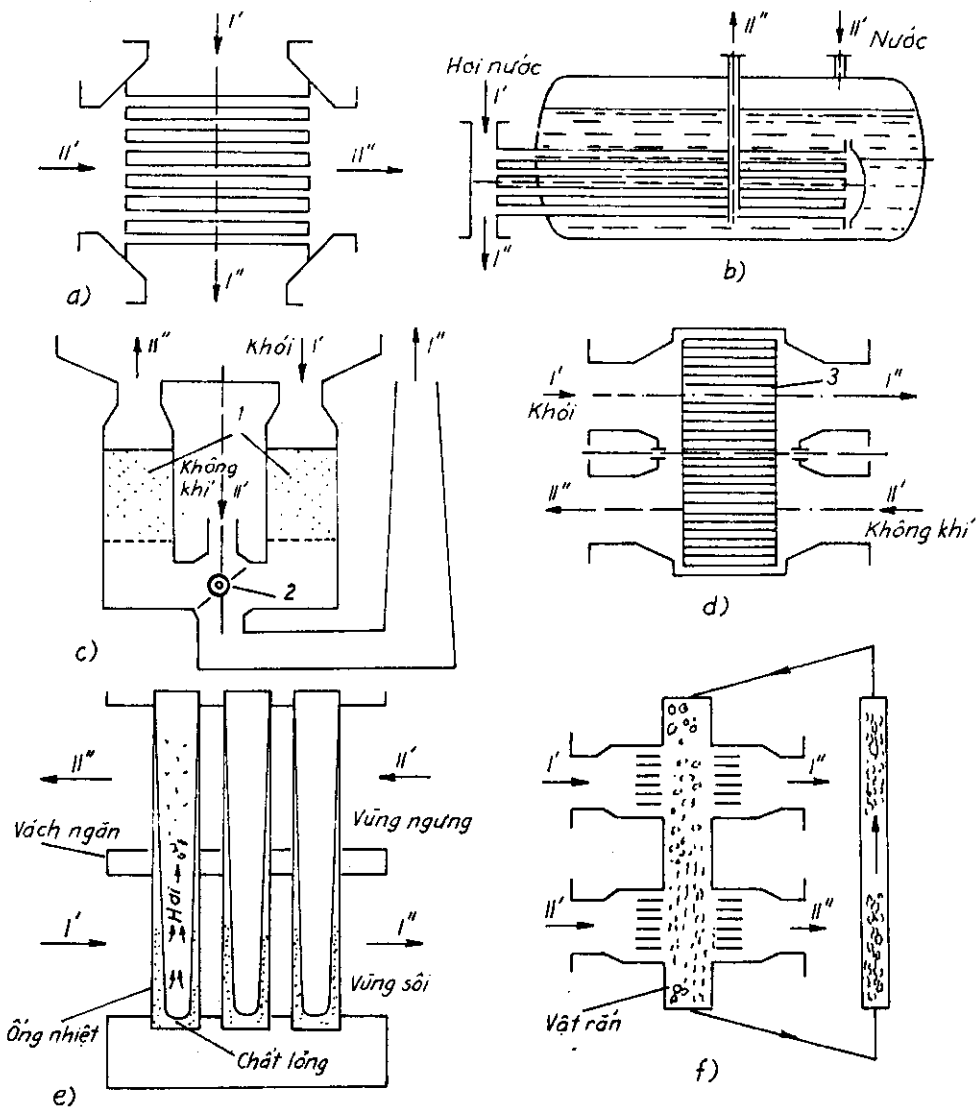
Ở đây nhiệt từ dòng môi chất nóng truyền cho dòng môi chất lạnh qua vật thu nhiệt. Giai đoạn đầu dòng môi chất nóng nhả nhiệt đốt nóng vật thu nhiệt, giai đoạn sau vật thu nhiệt nhả nhiệt cho dòng môi chất lạnh. Tùy theo sự chuyển động của vật thu nhiệt ta có: thiết bị hồi nhiệt hoạt động theo chu kỳ (tháp sấy gió nóng cho các lò cao, hình 1-1c), vật thu nhiệt không chuyển động; khi vật thu nhiệt chuyển động ta có thiết bị hồi nhiệt hoạt động liên tục, ví dụ bộ sấy không khí hồi nhiệt trong nhà máy nhiệt điện, hình 1-1d.

4. Thiết bị trao đổi nhiệt kiểu ống nhiệt

Ở đây dòng môi chất nóng tỏa nhiệt đốt nóng môi chất lạnh lỏng trong ống, sau đó chất lỏng nhả nhiệt cho môi chất lạnh. Nếu chất lỏng trong ống không có sự chuyển pha, thiết bị gọi là xiphông nhiệt; nếu chất lỏng trong ống có sự chuyển pha (sôi và ngưng), thiết bị được gọi là ống nhiệt (hình 1-1e).

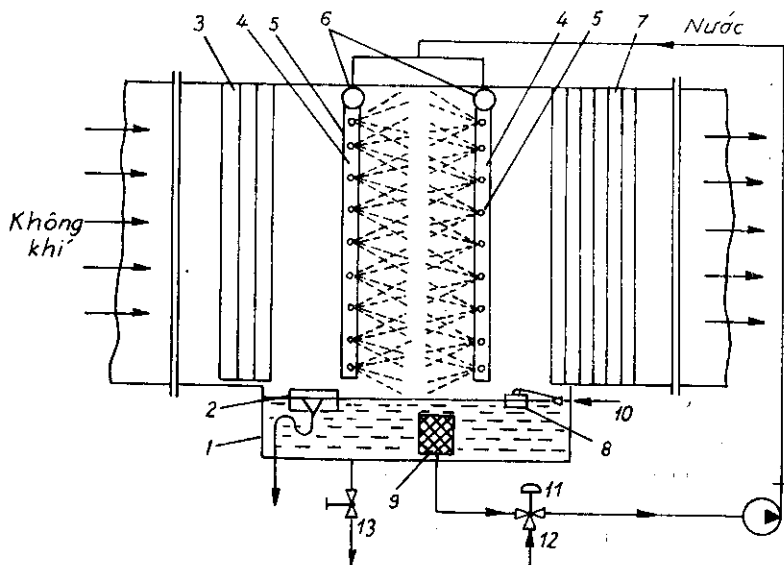
5. Thiết bị trao đổi nhiệt kiểu tiếp xúc

Ở đây dòng khí nóng khi tiếp xúc trực tiếp với các hạt chất rắn sẽ truyền



Hình 1-1. Một số ví dụ về thiết bị trao đổi nhiệt

- a. Thiết bị trao đổi nhiệt vách ngăn hoạt động liên tục: I' môi chất nóng vào ra; II' môi chất lạnh vào và ra; b. Thiết bị trao đổi nhiệt vách ngăn hoạt động theo chu kỳ (bình đốt nóng nước - tích nhiệt); c. Thiết bị trao đổi nhiệt hồi nhiệt, hoạt động theo chu kỳ (tháp sấy gió nóng lò cao: 1- vật tích nhiệt, 2- lá chắn đổi dòng); d. Thiết bị trao đổi nhiệt hồi nhiệt, hoạt động liên tục (bộ sấy không khí hồi nhiệt, 3- vật tích nhiệt quay tròn); e. Thiết bị trao đổi nhiệt ống nhiệt; f. Thiết bị trao đổi nhiệt tiếp xúc chất rắn.



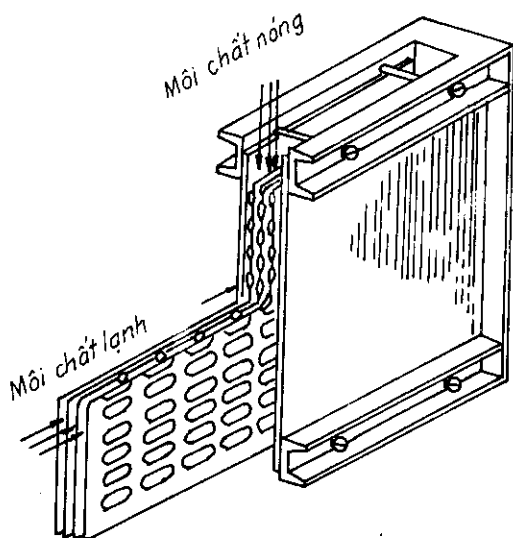
Hình 1-2. Thiết bị trao đổi nhiệt hỗn hợp:

1. Bể nước; 2. Xả tràn; 3 và 7. Tấm chắn nước; 4. Cọc phun; 5. Vòi phun; 6. Ống góp;
8. Van; 9. Phin; 10. Nước bổ sung; 11. Van 3 chiều; 12. Nước lạnh; 13. Van xả cặn.

hiệt cho các hạt này, sau đó các hạt này lại nhả nhiệt cho dòng khí lạnh khi tiếp xúc trực tiếp với nhau (hình 1-1f), bề mặt trao đổi nhiệt là bề mặt các hạt chất rắn.

6. Thiết bị trao đổi nhiệt hỗn hợp

Ở đây các dòng môi chất nóng và lạnh tiếp xúc trực tiếp với nhau và truyền nhiệt cho nhau không qua bề mặt vách ngăn. Ví dụ, buồng điều hòa không khí (điều chỉnh nhiệt độ và độ ẩm của không khí) của hệ thống điều hòa nhiệt độ trung tâm (hình 1-2). Khi không khí thổi qua các giọt nước lạnh được phun ra từ vòi phun, không khí nhả nhiệt cho nước và được làm lạnh.



Hình 1-3. Thiết bị trao đổi nhiệt bề mặt ngăn cách hoạt động liên tục kiểu tấm

1.2. YÊU CẦU ĐỐI VỚI THIẾT BỊ TRAO ĐỔI NHIỆT

1.2.1. Yêu cầu chính

Một thiết bị trao đổi nhiệt tốt về mặt thiết kế cũng như vận hành cần đáp ứng được những yêu cầu sau đây:

- Hệ số truyền nhiệt có giá trị càng lớn càng tốt. Bởi vì với cùng một lượng nhiệt cần trao đổi, nếu hệ số truyền nhiệt lớn, thiết bị sẽ có diện tích nhỏ.

- Trở kháng thủy lực đối với dòng môi chất nóng và lạnh càng nhỏ càng tốt. Bởi vì với trở kháng thủy lực nhỏ, công suất của bơm hoặc quạt cần cho sự chuyển động của môi chất sẽ nhỏ (ít tiêu tốn điện năng).

Yêu cầu hệ số truyền nhiệt lớn và trở kháng thủy lực nhỏ của thiết bị trao đổi nhiệt đối với một đại lượng vật lý nào đó của hai dòng môi chất (ví dụ tốc độ) thường dẫn tới mâu thuẫn. Ví dụ, khi tăng tốc độ dẫn tới hệ số truyền nhiệt tăng nhưng ngược lại cũng dẫn tới trở kháng thủy lực tăng, do đó việc chọn tốc độ phải dựa vào điều kiện tối ưu, nghĩa là bảo đảm hệ số truyền nhiệt lớn nhưng trở kháng thủy lực không lớn.

- Bề mặt trao đổi nhiệt của thiết bị phải làm sao để ít bị bám bẩn, dễ dàng làm sạch và dễ dàng sửa chữa. Khi vận hành thiết bị, dòng môi chất có thể gây bám bẩn bề mặt (do bụi hoặc do sự lắng đọng các chất cặn) làm chiều dày bề mặt tăng, hơn nữa hệ số dẫn nhiệt của lớp bám bẩn thường có giá trị rất nhỏ so với hệ số dẫn nhiệt của bề mặt nên nhiệt trở của bề mặt tăng, dẫn đến lượng nhiệt truyền qua sẽ giảm đi đáng kể. Bởi vậy sau một thời gian vận hành, bề mặt thiết bị phải được làm sạch.

- Bảo đảm ngăn cách các dòng môi chất nóng và lạnh tốt để tránh hiện tượng hai dòng môi chất bị hòa trộn vào nhau. Đây là yêu cầu của tất cả thiết bị trao đổi nhiệt trừ thiết bị trao đổi nhiệt hỗn hợp. Ví dụ trong quá trình sấy, nếu trong thiết bị trao đổi nhiệt dòng không khí bị hòa lẫn dòng khói sẽ làm ảnh hưởng không tốt tới chất lượng sản phẩm sấy ... Về mặt này, thiết bị kiểu ống bảo đảm tốt nhất cho việc ngăn cách các dòng môi chất.

- Thiết bị phải bảo đảm an toàn khi vận hành, có tuổi thọ cao, có kết cấu đơn giản để dễ dàng lắp đặt, vận hành và bảo dưỡng.

1.2.2. Chọn đường chuyển động cho dòng môi chất

Với thiết bị trao đổi nhiệt bề mặt ngăn cách kiểu ống, vấn đề đặt ra là chọn môi chất nào đi bên trong ống, môi chất nào đi bên ngoài ống. Khi đã

chọn môi chất nào đó đi bên ngoài thì nên để môi chất này chảy dọc theo ống hay cắt ngang ống, đó là những vấn đề ta sẽ nghiên cứu sau đây.

1. Chất đi bên trong ống, chất đi bên ngoài ống

- Do đặc điểm cấu tạo, thường tiết diện cắt ngang đường chuyển động của môi chất đi trong ống nhỏ hơn của chất đi ngoài ống. Vậy nên để môi chất nào có lưu lượng thể tích nhỏ đi trong ống còn môi chất có lưu lượng thể tích lớn đi bên ngoài ống. Điều này bảo đảm tốc độ của các dòng môi chất ít sai khác nhau và sức cản thủy lực không lớn.

- Mặt khác, từ phương trình tiêu chuẩn đối lưu cưỡng bức $Nu = c.Re^n$, khi phân tích ta nhận thấy, hệ số tỏa nhiệt α tỉ lệ nghịch với đường kính ống và độ nhớt. Như đã biết, muốn tăng hệ số truyền nhiệt ta phải tăng hệ số tỏa nhiệt nào có trị số bé. Do đặc điểm cấu tạo, tiết diện ngoài ống lớn hơn (nghĩa là đường kính tương đương ngoài ống lớn hơn) nên α sẽ nhỏ hơn. Vậy nên để cho môi chất nào có độ nhớt nhỏ đi bên ngoài ống, nhằm tăng α của nó vốn có trị số nhỏ.

- Chất dễ gây nhiều bẩn cho bề mặt ống nên để đi trong ống, vì làm sạch bề mặt trong ống dễ hơn.

- Chất nào gây ăn mòn bề mặt nhiều hơn nên để đi trong ống, bởi vì các ống dễ chế tạo và giá thành nhỏ hơn là vỏ thiết bị. Làm như vậy là để bảo vệ vỏ thiết bị.

- Chất nào có áp suất lớn nên để đi trong ống, để tránh phải tăng chiều dày vỏ thiết bị, vì vỏ dày khó chế tạo và giá thành cao.

- Với thiết bị trao đổi nhiệt nhằm mục đích đốt nóng một môi chất nào đó, nên để môi chất có nhiệt độ cao đi trong ống (để giảm tổn thất nhiệt ra môi trường). Ngược lại, với thiết bị chỉ nhằm tỏa nhiệt (như bình ngưng), nên để môi chất nào có nhiệt độ cao đi bên ngoài ống để tự nó tỏa nhiệt một phần ra môi trường xung quanh qua vỏ thiết bị.

2. Chất đi bên ngoài ống chuyển động dọc ống hay cắt ngang

Qua các kết quả tính toán cũng như thực nghiệm, người ta nhận thấy hệ số tỏa nhiệt khi dòng cắt ngang ống α_n luôn lớn hơn hệ số tỏa nhiệt khi dòng dọc ống α_d . Do đó, về mặt truyền nhiệt nên để cho môi chất cắt ngang ống. Tuy nhiên, trở kháng thủy lực của dòng cắt ngang Δp_n lại lớn hơn trở kháng thủy lực của dòng dọc ống Δp_d . Qua tính toán tối ưu người ta đi đến kết quả sau:

- khi $\frac{Nu}{Pr} < 61$: nên để dòng chảy dọc ống;
- khi $\frac{Nu}{Pr} > 61$: nên để dòng chảy cắt ngang các ống.

Riêng đối với chất khí, nếu Re nằm trong khoảng $4 \cdot 10^3$ đến $4 \cdot 10^4$, nên để dòng chảy cắt ngang ống.

3. Tốc độ chuyển động của dòng môi chất

Như đã nói, khi tốc độ của dòng môi chất tăng làm tăng hệ số tỏa nhiệt đối lưu và hệ số truyền nhiệt tăng (điều này có lợi). Tuy nhiên, tốc độ tăng dẫn đến trở kháng thủy lực tăng và công suất tiêu hao của bơm hoặc quạt cũng tăng theo (điều này không có lợi). Vì vậy, việc chọn tốc độ phải dựa vào bài toán tối ưu, nghĩa là làm sao để hệ số truyền nhiệt có giá trị tương đối lớn nhưng trở kháng thủy lực không cao. Đối với dòng chất lỏng hoặc khí chảy rối, qua bài toán tối ưu nên chọn tốc độ có trị số như ở bảng sau:

Môi chất	Tốc độ w , m/s
Chất lỏng nhớt	≤ 1
Chất lỏng ít nhớt và nước	$1 \div 3$
Khí có nhiều bụi	$6 \div 10$
Khí sạch	$12 \div 16$
Hơi bão hòa	$30 \div 50$
Hơi quá nhiệt	$50 \div 75$

1.2.3. Hệ số năng lượng và thông số kết cấu

1. Hệ số năng lượng

Tổng quát, trong một thiết bị trao đổi nhiệt muốn dòng môi chất nóng và lạnh chuyển động ta phải dùng tới bơm hoặc quạt (tiêu tốn năng lượng, ví dụ điện năng ...). Vậy để đánh giá hiệu quả của một bề mặt trao đổi nhiệt người ta đưa ra đại lượng gọi là hệ số năng lượng. Hệ số năng lượng E_o là lượng nhiệt truyền qua $1 m^2$ diện tích bề mặt thiết bị trong 1 giây với độ chênh lệch nhiệt độ giữa hai môi chất $\Delta t = 1^\circ C$ và năng lượng tiêu hao ứng với $1 m^2$ diện tích bề mặt:

$$E_o = \frac{k}{N_{01} + N_{02}} \quad (1-1)$$

ở đây:

k - hệ số truyền nhiệt của thiết bị, $W/m^2 \cdot ^\circ K$

N_{01}, N_{02} - năng lượng tiêu hao ứng với $1 m^2$ bề mặt, W/m^2 ,

$$N_{01} = \frac{N_1}{F_1} = \frac{\Delta P_1 \cdot V_1}{F_1} \quad (1-2)$$

$$N_{02} = \frac{N_2}{F_2} = \frac{\Delta P_2 \cdot V_2}{F_2} \quad (1-3)$$

ở đây:

N_1, N_2 - công suất bơm hoặc quạt cho dòng môi chất nóng, lạnh, W

$\Delta P_1, \Delta P_2$ - trở kháng thủy lực của dòng môi chất nóng, lạnh, N/m^2

V_1, V_2 - lưu lượng thể tích của dòng môi chất nóng, lạnh, m^3/s

F_1, F_2 - diện tích bề mặt về phía dòng môi chất nóng, lạnh, m^2 .

Từ định nghĩa trên chúng ta thấy, thiết bị trao đổi nhiệt nào có hệ số năng lượng E_0 càng lớn càng tốt, bởi vì lượng nhiệt truyền đi nhiều nhưng tiêu hao năng lượng ít.

Khi cần đánh giá hoặc so sánh từng bề mặt, người ta định nghĩa hệ số năng lượng bằng biểu thức sau:

$$E_0 = \frac{\alpha}{N_0} = \frac{\alpha}{N/F} \quad (1-4)$$

ở đây:

α - hệ số tỏa nhiệt đối lưu, W/m^2

N - công suất bơm hoặc quạt dùng cho môi chất, W

F - diện tích bề mặt trao đổi nhiệt, m^2 .

Vậy bề mặt truyền nhiệt đối lưu nào có hệ số năng lượng E_0 càng lớn càng tốt.

2. Thông số kết cấu

Một trong những yếu tố để đánh giá và so sánh các thiết bị trao đổi nhiệt với nhau là thông số kết cấu: độ gọn, suất tiêu hao kim loại, giá thành, điều kiện sản xuất, lắp ráp và vận hành.

- Độ gọn: độ gọn ký hiệu g , là diện tích bề mặt trao đổi nhiệt của thiết bị F (m^2) ứng với một đơn vị thể tích V (m^3) của thiết bị. Ta có:

$$g = \frac{F}{V} \quad (1-5)$$

Thiết bị trao đổi nhiệt nào có độ gọn càng lớn càng tốt, bởi vì diện tích trao đổi nhiệt của thiết bị lớn nhưng chiếm ít không gian.

Ví dụ, với các thiết bị kiểu ống, độ gọn $g = 40 \div 150$, nhưng với thiết bị ống có cánh, độ gọn lên tới vài trăm.

Độ gọn của từng bề mặt trao đổi nhiệt F_i, F_j cũng được định nghĩa bằng biểu thức (1-5). Khi so sánh hai bề mặt tỏa nhiệt đối lưu có cùng dòng nhiệt Q và độ chênh nhiệt độ $\Delta t = 1^\circ\text{C}$, ta có:

$$\alpha_i F_i \Delta t_i = \alpha_j F_j \Delta t_j \quad \text{với} \quad \Delta t_i = \Delta t_j = 1^\circ\text{C}$$

$$\alpha_i F_i = \alpha_j F_j$$

$$\frac{F_i}{F_j} = \frac{\alpha_j}{\alpha_i} = \frac{1}{\frac{\alpha_j}{\alpha_i}} = \frac{1}{x_i} ; \quad (x_i = \frac{\alpha_i}{\alpha_j})$$

Từ (1-5), ta có:

$$V_i = \frac{F_i}{g_i} ; \quad V_j = \frac{F_j}{g_j}$$

$$\frac{V_i}{V_j} = \frac{F_i}{F_j} \cdot \frac{g_j}{g_i} = \frac{g_j}{g_i} \cdot \frac{1}{x_i} \quad (1-6)$$

Công thức (1-6) cho thấy, muốn thể tích của mặt i nhỏ hơn thể tích của mặt j , ($V_i < V_j$) thì độ gọn của mặt i phải lớn hơn độ gọn mặt j , tức là $g_i > g_j$ và hệ số tỏa nhiệt của mặt i phải lớn hơn mặt j , tức là $\alpha_i > \alpha_j$ hay $x_i > 1$.

- Suất tiêu hao kim loại: suất tiêu hao kim loại là khối lượng G của thiết bị ứng với 1 m^2 diện tích bề mặt trao đổi nhiệt của thiết bị:

$$b = \frac{G}{F} \quad (1-7)$$

Thiết bị trao đổi nhiệt nào có suất tiêu hao kim loại càng nhỏ càng tốt.

Suất tiêu hao kim loại của bề mặt trao đổi nhiệt i, j cũng được định nghĩa bằng biểu thức (1-7). Khi so sánh hai bề mặt tỏa nhiệt đối lưu có cùng dòng nhiệt Q và độ chênh nhiệt độ $\Delta t_i = \Delta t_j = 1^\circ\text{C}$ ta có:

$$\frac{G_i}{G_j} = \frac{F_i b_i}{F_j b_j} = \frac{1}{x_i} \cdot \frac{b_i}{b_j} \quad (1-8)$$

1.3. HIỆU SUẤT THIẾT BỊ TRAO ĐỔI NHIỆT

1.3.1. Hiệu suất tổn thất nhiệt

Hiệu suất tổn thất nhiệt của thiết bị trao đổi nhiệt là đại lượng tính đến hiệu quả sử dụng nhiệt về mặt tổn thất nhiệt từ thiết bị ra môi trường xung quanh. Để nâng cao hiệu suất tổn thất nhiệt, nghĩa là giảm tổn thất nhiệt, trong những trường hợp cần thiết ta phải bọc cách nhiệt thiết bị, ví dụ bọc cách nhiệt các bình bốc hơi làm lạnh nước hoặc dung dịch muối, bình trung gian...

Hiệu suất tổn thất nhiệt ký hiệu η_t được định nghĩa như sau:

- Với thiết bị nhằm mục đích đốt nóng một môi chất nào đó, ví dụ đốt nóng không khí bằng khói..., ta có:

$$\eta_t = \frac{Q_2}{|Q_1|} = \frac{|Q_1| - Q_1}{|Q_1|} = 1 - \frac{Q_1}{|Q_1|} = 1 - \omega_t \quad (1-9)$$

Q_2 - nhiệt môi chất cần được đốt nóng (không khí) nhận;

Q_1 - nhiệt môi chất nóng (khói) tỏa ra:

$$|Q_1| = Q_2 + Q_1$$

Q_1 - nhiệt từ thiết bị tỏa ra môi trường.

ω_t - tổn thất nhiệt tương đối ra môi trường:

$$\omega_t = \frac{Q_1}{|Q_1|}$$

- Với thiết bị nhằm làm lạnh một môi chất nào đó, ví dụ bình bốc hơi làm lạnh nước hoặc dung dịch muối..., ta có:

$$\eta_t = \frac{|Q_2|}{Q_1} = \frac{Q_1 - |Q_1|}{Q_1} = 1 - \frac{|Q_1|}{Q_1} = 1 - \omega_t \quad (1-9a)$$

Q_2 - nhiệt môi chất cần làm lạnh (dung dịch muối...) tỏa ra;

Q_1 - nhiệt môi chất lạnh (amôniac, frêon...) nhận :

$$Q_1 = |Q_2| + |Q_1|$$

Q_1 - nhiệt môi trường truyền cho môi chất lạnh hoặc cho môi chất cần làm lạnh qua vỏ thiết bị.

ω_t - tổn thất nhiệt tương đối ra môi trường:

$$\omega_t = \frac{|Q_1|}{Q_1}$$

Chúng ta nhận thấy công thức (1-9) và (1-9a) thực chất giống nhau nếu ta qui ước nhiệt ở đây chỉ mang dấu dương. Trong trường hợp này, muốn

nâng cao hiệu suất η_t phải giảm tổn thất nhiệt tương đối ω_t , có nghĩa phải bọc cách nhiệt thiết bị.

Chú ý rằng trong thiết bị ngưng tụ, nhiệt độ hơi ngưng lớn hơn nhiệt độ của môi trường xung quanh, ta có:

$$Q_1 = Q_2 + Q_3$$

Q_1 - nhiệt hơi ngưng tỏa ra;

Q_2 - nhiệt môi chất làm mát nhận;

Q_3 - nhiệt môi trường xung quanh nhận từ vỏ thiết bị.

Vì ở đây nhiệt Q_1 là nhiệt hữu ích nên không cần bọc cách nhiệt bình ngưng và không có khái niệm hiệu suất tổn thất nhiệt hoặc hiệu suất excecgi mà ta nghiên cứu dưới đây.

1.3.2. Hiệu suất excecgi

Hiệu suất excecgi η_c của thiết bị trao đổi nhiệt là đại lượng kể đến hiệu quả sử dụng excecgi của thiết bị. Tùy theo mục đích sử dụng của thiết bị trao đổi nhiệt mà ta có các định nghĩa sau:

- Đối với thiết bị trao đổi nhiệt nhằm mục đích đốt nóng một môi chất nào đó (calorife, bộ sấy không khí...) có nhiệt độ môi chất lớn hơn nhiệt độ môi trường xung quanh T_0 , ta có:

$$\eta_c = \frac{e_r}{e_v} = \frac{e_{q2}}{e_{q1}} = \frac{q_2 \left(1 - \frac{T_0}{T_2}\right)}{q_1 \left(1 - \frac{T_0}{T_1}\right)}$$

$$\eta_c = \eta_t \frac{\left(1 - \frac{T_0}{T_2}\right)}{\left(1 - \frac{T_0}{T_1}\right)} \quad (1-10)$$

ở đây:

e_r - excecgi hữu ích lấy ra;

e_{q2} - excecgi của nhiệt lượng q_2 mà môi chất được đốt nóng nhận;

e_v - excecgi đem vào;

e_{q1} - excecgi của nhiệt lượng q_1 do môi chất nóng tỏa ra;

T_2 - nhiệt độ trung bình của môi chất được đốt nóng;

T_1 - nhiệt độ trung bình của môi chất nóng.

Khi bỏ qua tổn thất nhiệt ra môi trường, $\eta_t = 1$, ta có:

$$\eta_c \approx \frac{(1 - \frac{T_o}{T_2})}{(1 - \frac{T_o}{T_1})} \quad (1-11)$$

Từ (1-10) hoặc (1-11) ta thấy, ở nhiệt độ trung bình của môi chất nóng T_1 không đổi, hiệu suất execgi tăng lên khi hiệu suất tổn thất nhiệt η_t tăng và nhiệt độ môi chất được đốt nóng T_2 tăng.

- Đối với thiết bị trao đổi nhiệt nhằm mục đích làm lạnh môi chất nào đó (bình bốc hơi, bình trung gian của máy lạnh), có nhiệt độ môi chất nhỏ hơn nhiệt độ môi trường T_o , ta có:

$$\eta_c = \frac{e_r}{e_v} = \frac{e_{qv}}{e_{qml}} = \frac{q_v | (1 - \frac{T_o}{T_v}) |}{q_{ml} | (1 - \frac{T_o}{T_{ml}}) |}$$

$$\eta_c = \eta_t \frac{(\frac{T_o}{T_v} - 1)}{(\frac{T_o}{T_{ml}} - 1)} \quad (1-12)$$

ở đây:

e_{qv} - execgi của vật (môi chất) được làm lạnh với nhiệt độ của vật được làm lạnh q_v ;

e_{qml} - execgi của môi chất lạnh (amôniac, frêôn...) với nhiệt lượng q_{ml} của môi chất lạnh;

T_v - nhiệt độ trung bình của vật cần làm lạnh;

T_{ml} - nhiệt độ trung bình của môi chất lạnh.

Khi bỏ qua tổn thất nhiệt ra môi trường, nghĩa là hiệu suất tổn thất nhiệt $\eta_t = 1$, ta có:

$$\eta_c \approx \frac{(\frac{T_o}{T_v} - 1)}{(\frac{T_o}{T_{ml}} - 1)} \quad (1-13)$$

Từ (1-12) và (1-13) ta thấy, ở nhiệt độ môi chất lạnh T_{ml} không đổi, hiệu suất exegeri của thiết bị tăng lên khi hiệu suất tổn thất nhiệt η_t tăng và nhiệt độ của vật cần làm lạnh T_v giảm.

1.3.3. Hiệu suất thiết bị trao đổi nhiệt

1. Biểu thức tổng quát

Hiệu suất thiết bị trao đổi nhiệt ký hiệu η được xác định bằng biểu thức:

$$\eta = \frac{Q}{Q_{\max}} \quad (1-14)$$

ở đây:

Q - lượng nhiệt mà môi chất nóng (nguồn nóng) truyền cho môi chất lạnh (nguồn lạnh) ở điều kiện thực tế đã cho;

$Q_{\max}$ - lượng nhiệt lớn nhất mà môi chất nóng (nguồn nóng) truyền cho môi chất lạnh (nguồn lạnh) ở điều kiện lý tưởng.

Điều kiện lý tưởng ở đây là điều kiện thiết bị trao đổi nhiệt có các môi chất chuyển động ngược chiều và có diện tích bề mặt trao đổi nhiệt vô cùng lớn, $F = \infty$.

Trong thiết bị trao đổi nhiệt ngược chiều và có diện tích bề mặt vô cùng lớn, $F \rightarrow \infty$, ta có:

- Với $W_2 = G_2 C_{p2} < W_1 = G_1 C_{p1}$ (hình 1-4), $F \rightarrow \infty$ thì $t''_2 = t'_1$ và $\delta t_{2\max} = t'_1 - t'_2$. Ta có:

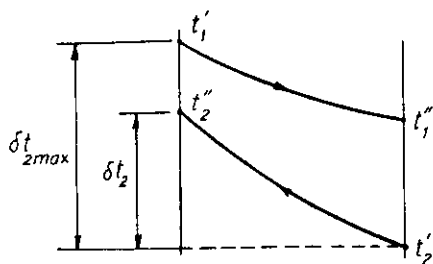
$$Q_{\max} = W_2 \cdot \delta t_{2\max} = W_2(t'_1 - t'_2) \quad (a)$$

- Với $W_1 < W_2$ (hình 1-5), $F \rightarrow \infty$ thì $t''_1 = t'_2$ và $\delta t_{1\max} = t'_1 - t'_2$. Ta có:

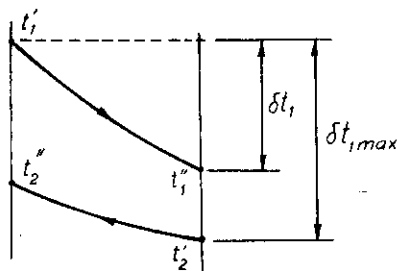
$$Q_{\max} = W_1 \cdot \delta t_{1\max} = W_1(t'_1 - t'_2) \quad (b)$$

Từ (a) và (b) ta có thể viết biểu thức tổng quát để tính $Q_{\max}$:

$$Q_{\max} = W_{\min} \cdot \delta t_{\max} = W_{\min}(t'_1 - t'_2) \quad (1-15)$$



Hình 1-4



Hình 1-5.

Ở đây $W_{\min}$ là giá trị nhỏ trong hai giá trị W_1, W_2 .

Để xác định nhiệt lượng trao đổi Q ở điều kiện thực tế trong (1-14) của thiết bị trao đổi nhiệt, có thể suy ra từ phương trình cân bằng nhiệt khi bỏ qua tổn thất nhiệt:

$$Q = W_1 \cdot \Delta t_1 = W_2 \Delta t_2$$

$$Q = W_1(t'_1 - t''_1) = W_2(t''_2 - t'_2) \quad (1-16)$$

Khi thay (1-15), (1-16) vào (1-14) ta có biểu thức tính hiệu suất thiết bị trao đổi nhiệt:

- khi $W_1 < W_2$:

$$\eta = \frac{W_1 \cdot \Delta t_1}{W_1 \cdot \Delta t_{\max}} = \frac{\Delta t_1}{\Delta t_{\max}} = \frac{t'_1 - t''_1}{t'_1 - t'_2} \quad (1-17)$$

- khi $W_1 > W_2$:

$$\eta = \frac{W_2 \cdot \Delta t_2}{W_2 \cdot \Delta t_{\max}} = \frac{\Delta t_2}{\Delta t_{\max}} = \frac{t''_2 - t'_2}{t'_1 - t'_2} \quad (1-18)$$

Lượng nhiệt trao đổi Q ở điều kiện thực tế của thiết bị trao đổi nhiệt còn có thể được xác định từ phương trình truyền nhiệt sau:

$$Q = k \cdot F \cdot \Delta t_{\text{tb}} \quad (1-19)$$

Khi thế (1-19), (1-15) vào (1-14), ta có:

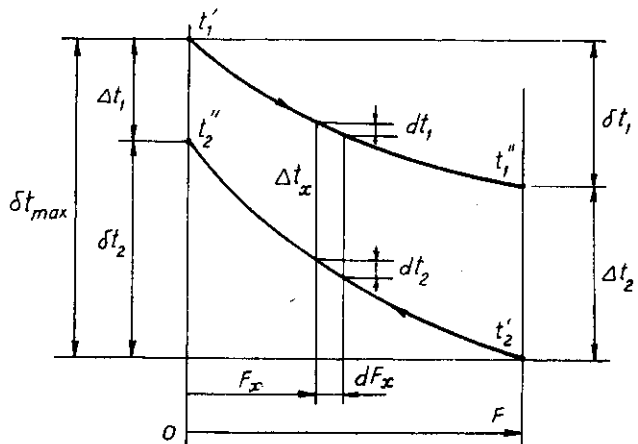
$$\eta = \frac{Q}{Q_{\max}} = \frac{kF \Delta t_{\text{tb}}}{W_{\min} \cdot \Delta t_{\max}} = \text{NTU} \cdot \frac{\Delta t_{\text{tb}}}{\Delta t_{\max}} = f(\text{NTU}, \frac{W_{\min}}{W_{\max}}) \quad (1-20)$$

Ở đây $\text{NTU} = \frac{kF}{W_{\min}}$

gọi là số đơn vị chuyển nhiệt, là đại lượng không thứ nguyên. Sau này người ta thấy rằng, hiệu suất thiết bị trao đổi nhiệt chỉ phụ thuộc vào NTU và tỷ số $\frac{W_{\min}}{W_{\max}}$.

số $\frac{W_{\min}}{W_{\max}}$.

2. Biểu thức cụ thể của từng trường hợp



Hình 1-6. Trao đổi nhiệt dòng ngược chiều

a. Hiệu suất thiết bị trao đổi nhiệt dòng ngược chiều

Giả thiết $W_2 < W_1$, nghĩa là $W_2 = W_{\min}$. Với phân tố bề mặt dF_x ta có phương trình cân bằng nhiệt sau:

$$dQ = -W_1 dt_1 = -W_2 dt_2 \quad (a)$$

Vì ở đây theo chiều $0 \rightarrow F$, $dt_1 < 0$; $dt_2 < 0$ nên trong phương trình (a) có dấu (-).

Từ (a) ta có:

$$dt_1 = - \frac{dQ}{W_1} \quad (b)$$

$$dt_2 = - \frac{dQ}{W_2} \quad (c)$$

Khi trừ (b) cho (c), ta có:

$$\begin{aligned} dt_1 - dt_2 &= -dQ \left(\frac{1}{W_1} - \frac{1}{W_2} \right) \\ d(t_1 - t_2) &= -dQ \left(\frac{1}{W_1} - \frac{1}{W_2} \right) \\ dQ &= \frac{d(\Delta t_x)}{\frac{1}{W_1} - \frac{1}{W_2}} \end{aligned} \quad (1-21)$$

Mặt khác ta có phương trình truyền nhiệt đối với phân tố dF_x :

$$dQ = k \cdot dF_x \cdot \Delta t_x \quad (1-22)$$

Từ (1-21) và (1-22), ta có:

$$\begin{aligned} \frac{d(\Delta t_x)}{\frac{1}{W_2} - \frac{1}{W_1}} &= k \cdot dF_x \cdot \Delta t_x \\ \frac{d(\Delta t_x)}{\Delta t_x} &= k \left(\frac{1}{W_2} - \frac{1}{W_1} \right) dF_x \\ \int_{\Delta t_1}^{\Delta t_2} \frac{d(\Delta t_x)}{\Delta t_x} &= k \left(\frac{1}{W_2} - \frac{1}{W_1} \right) \int_0^F dF_x \\ \ln \frac{\Delta t_2}{\Delta t_1} &= k \left(\frac{1}{W_2} - \frac{1}{W_1} \right) F = \frac{kF}{W_2} \left(1 - \frac{W_2}{W_1} \right) \end{aligned}$$



$$\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2} = - \frac{kF}{W_2} \left(1 - \frac{W_2}{W_1} \right)$$

$$\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2} = e^{-\frac{kF}{W_2} \left(1 - \frac{W_2}{W_1} \right)} \quad (1-23)$$

Theo hình 1-6, ta có:

$$\Delta t_1 = \delta t_{\max} - \delta t_2 \quad (1-24)$$

$$\Delta t_2 = \delta t_{\max} - \delta t_1 \quad (d)$$

Mặt khác từ phương trình cân bằng nhiệt $W_1 \delta t_1 = W_2 \delta t_2$ suy ra:

$$\delta t_1 = \frac{W_2}{W_1} \delta t_2 \quad (e)$$

Thế (e) vào (d), ta có:

$$\Delta t_2 = \delta t_{\max} - \frac{W_2}{W_1} \delta t_2 \quad (1-25)$$

Lấy (1-24), (1-25) thế vào (1-23), ta có:

$$\frac{\delta t_{\max} - \delta t_2}{\delta t_{\max} - \delta t_2 \frac{W_2}{W_1}} = e^{-\frac{kF}{W_2} \left(1 - \frac{W_2}{W_1} \right)}$$

$$\frac{1 - \frac{\delta t_2}{\delta t_{\max}}}{1 - \frac{W_2}{W_1} \cdot \frac{\delta t_2}{\delta t_{\max}}} = e^{-\frac{kF}{W_2} \left(1 - \frac{W_2}{W_1} \right)}$$

Khi $W_2 < W_1$ theo (1-18) $\eta = \frac{\delta t_2}{\delta t_{\max}}$. Vậy ta có:

$$\frac{1 - \eta}{1 - \frac{W_2}{W_1} \eta} = e^{-\frac{kF}{W_2} \left(1 - \frac{W_2}{W_1} \right)}$$

Giải phương trình trên với $W_2 = W_{\min}$; $W_1 = W_{\max}$; $NTU = \frac{kF}{W_{\min}}$, cuối cùng ta nhận được biểu thức hiệu suất thiết bị trao đổi nhiệt phụ thuộc vào NTU

và $R = \frac{W_{\min}}{W_{\max}}$ như sau.

$$\eta = \frac{1 - e^{-NTU(1-R)}}{1 - R \cdot e^{-NTU(1-R)}} \quad (1-26)$$

Trường hợp $W_1 < W_2$, lý luận tương tự ta cũng nhận được kết quả như phương trình (1-26).

Chúng ta xét hai trường hợp giới hạn:

- khi $R = 0$, $W_{\max}$ có giá trị rất lớn, ví dụ môi chất chuyển pha như sôi, hoặc với thiết bị lỏng-khí. Từ (1-26) ta suy ra:

$$\eta = 1 - e^{-NTU} \quad (1-27)$$

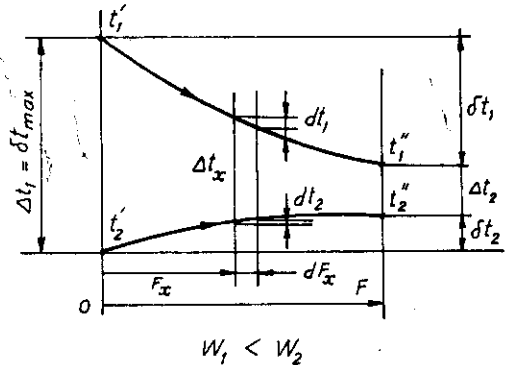
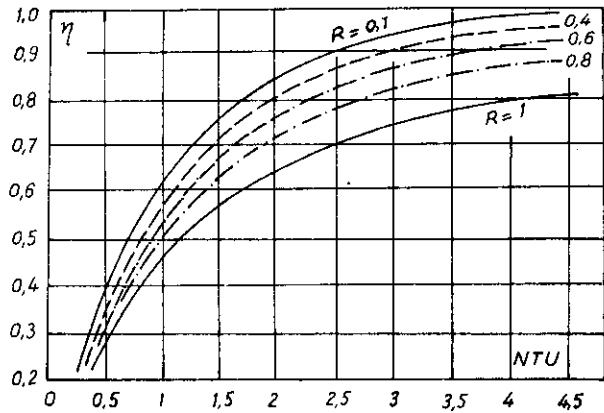
Hình 1-7. Sự phụ thuộc hiệu suất thiết bị trao đổi nhiệt ngược chiều vào R và NTU

- khi $R = 1$ với thiết bị lỏng-lỏng, khí-khí có độ chênh nhiệt độ như nhau, $\delta t_1 = \delta t_2$. Từ (1-26) lấy lim η , ta có:

$$\eta = \frac{NTU}{1 + NTU} \quad (1-28)$$

Hình 1-7 trình bày hiệu suất thiết bị trao đổi nhiệt ngược chiều η phụ thuộc vào

$R = \frac{W_{\min}}{W_{\max}}$ và NTU theo quan hệ (1-26).



b. Hiệu suất thiết bị trao đổi nhiệt dòng cùng chiều

Xét trường hợp $W_1 < W_2$.

Theo biểu thức tổng quát (1-17) ta có:

$$\eta = \frac{W_1 \delta t_1}{W_1 \delta t_{\max}} = \frac{W_1 \delta t_1}{W_1 \Delta t_1} = \frac{\delta t_1}{\Delta t_1} \quad (a)$$

Chú ý rằng, theo định nghĩa $Q_{\max}$ luôn là lượng nhiệt lớn nhất trong thiết bị ngược chiều và có diện tích lớn vô cùng, nghĩa là $\delta t_{\max} = t'_1 - t'_2$ và ở đây $\delta t_{\max} = \Delta t_1$.

Ta chứng minh hoàn toàn giống như đối với dòng ngược chiều. Theo phương trình cân bằng nhiệt đối với dF_x :

$$dQ = W_1 dt_1 = W_2 dt_2$$

$$dt_1 = - \frac{dQ}{W_1} \quad (b)$$

$$dt_2 = \frac{dQ}{W_2} \quad (c)$$

Lấy (b) trừ (c), ta có:

$$d(t_1 - t_2) = -\frac{dQ}{W_1} - \frac{dQ}{W_2}$$

$$d(\Delta t_x) = -dQ\left(\frac{1}{W_1} + \frac{1}{W_2}\right) = -m dQ$$

Ở đây $m = \frac{1}{W_1} + \frac{1}{W_2}$. Từ đó ta có:

$$dQ = \frac{-d(\Delta t_x)}{m} \quad (d)$$

Mặt khác từ phương trình truyền nhiệt đối với dF_x :

$$dQ = k.dF_x.\Delta t_x \quad (e)$$

Từ (d), (e) ta có:

$$\int_{\Delta t_1}^{\Delta t_2} \frac{d(\Delta t_x)}{\Delta t_x} = - km \int_0^F dF_x$$

$$\ln \frac{\Delta t_2}{\Delta t_1} = - kmF$$

$$\frac{\Delta t_2}{\Delta t_1} = e^{-kmF} \quad (1-29)$$

Theo hình 1-8, ta có:

$$\Delta t_1 = \Delta t_2 + \delta t_1 + \delta t_2 \quad (f)$$

$$\Delta t_2 = \Delta t_1 - \delta t_1 - \delta t_2$$

Từ phương trình cân bằng nhiệt $W_1 \delta t_1 = W_2 \delta t_2$, suy ra:

$$\delta t_2 = \frac{W_1}{W_2} \delta t_1$$

Từ đó:

$$\Delta t_2 = \Delta t_1 - \delta t_1 \frac{W_1}{W_2} \delta t_1 = \Delta t_1 - \delta t_1 \left(1 + \frac{W_1}{W_2}\right) \quad (h)$$

Lấy (f) và (h) thế vào (1-29), ta có:

$$\frac{\Delta t_1 - \delta t_1 \left(1 + \frac{W_1}{W_2}\right)}{\Delta t_1} = e^{-kmF}$$

$$1 - \frac{\delta t_1}{\Delta t_1} \left(1 + \frac{W_1}{W_2}\right) = e^{-kmF}$$

Sau khi thế vào (a), ta có:

$$1 - \eta \left(1 + \frac{W_1}{W_2}\right) = e^{-kmF}$$

Cuối cùng sau biến đổi ta có:

$$\eta = \frac{1 - e^{-NTU(1+R)}}{1+R} \quad (1-30)$$

Ở đây $R = \frac{W_1}{W_2} = \frac{W_{\min}}{W_{\max}}$, $NTU = \frac{kF}{W_{\min}}$.

Trường hợp $W_2 < W_1$ ta cũng tìm được biểu thức (1-30).

Trường hợp giới hạn của (1-30):

- khi $R = 0$:

$$\eta = 1 - e^{-NTU} \quad (1-31)$$

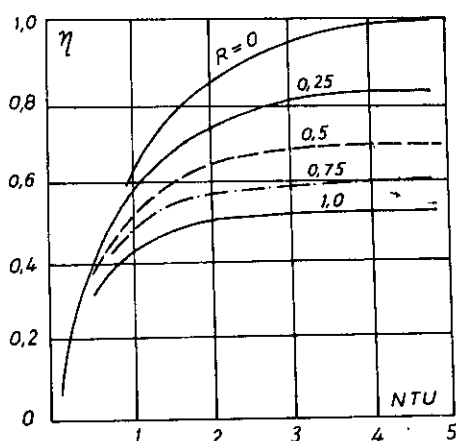
- khi $R = 1$:

$$\eta = \frac{1 - e^{-2NTU}}{2} \quad (1-32)$$

Hình 1-9 trình bày hiệu suất thiết bị trao đổi nhiệt cùng chiều η phụ thuộc vào R và NTU theo quan hệ (1-30).

c. Hiệu suất thiết bị trao đổi nhiệt có dòng chuyển động phức tạp

- Đối với thiết bị trao đổi nhiệt



Hình 1-9. Hiệu suất thiết bị trao đổi nhiệt cùng chiều phụ thuộc vào R và NTU

ống vỏ, dòng chuyển động trong ống có hai hành trình, dòng chuyển động ngoài ống có một hành trình, nghĩa là sẽ có đoạn cùng chiều và sẽ có đoạn ngược chiều thể hiện trên hình 1-10a, hiệu suất thiết bị trao đổi nhiệt phụ thuộc vào R và NTU được thể hiện trên hình 1-10b và theo công thức dưới đây:

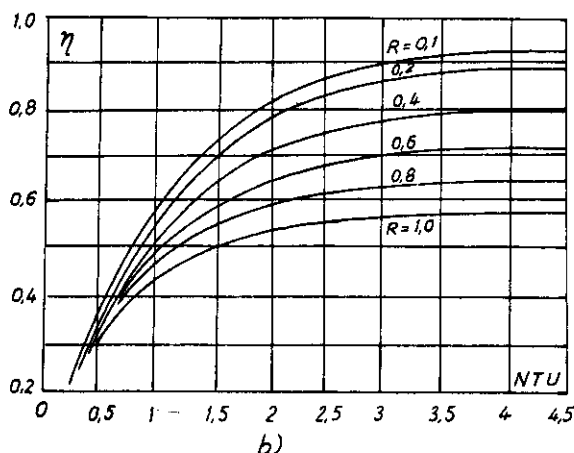
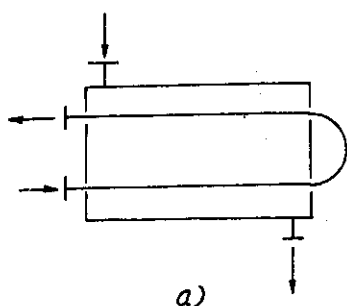
$$\eta = \frac{2}{1+R + \sqrt{1+R^2} \operatorname{Cth} \left[NTU \frac{\sqrt{1+R^2}}{2} \right]} \quad (1-33)$$

Với $R = \frac{W_1}{W_2} = \frac{W_{\min}}{W_{\max}}$, $NTU = \frac{kF}{W_{\min}}$.

- Đối với thiết bị trao đổi nhiệt có dòng môi chất cắt nhau, vì nhiệt độ môi chất thay đổi theo cả hai chiều (chiều ngang và chiều dọc) của thiết bị, nên việc tính hiệu suất rất phức tạp và phụ thuộc vào số lần cắt nhau cũng như mức độ xáo trộn của môi chất qua mỗi lần cắt nhau. Ở đây môi chất chuyển động trong ống nhỏ là dòng không bị xáo trộn, còn dòng môi chất cắt ngang bên ngoài ống là dòng bị xáo trộn. Khi ký hiệu W_k cho dòng không bị xáo trộn, W_x cho dòng bị xáo trộn. Nếu $W_{\max} = W_k$; $W_{\min} = W_x$ và $R = \frac{W_{\min}}{W_{\max}}$, người ta đã chứng minh được công thức sau :

$$\eta = 1 - e^{-\gamma R} \quad (1-34)$$

$$\gamma = 1 - e^{-NTU/R} \quad (1-35)$$



Hình 1-10. Hiệu suất trao đổi nhiệt dòng chuyển động phức tạp phụ thuộc vào R và NTU

a. Sơ đồ chuyển động; b. Hiệu suất thiết bị

Nếu $W_{\max} = W_x$; $W_{\min} = W_k$, ta có:

$$\eta = \frac{1}{R}(1 - e^{-\gamma R}) \quad (1-36)$$

$$\gamma = 1 - e^{-NTU} \quad (1-37)$$

Khi $R = 0$, các công thức (1-34) và (1-36) trở nên:

$$\eta = 1 - e^{-NTU} \quad (1-38)$$

Chúng ta nhận thấy các công thức (1-27), (1-31), (1-38) giống nhau. Điều

này có nghĩa là khi $R = \frac{W_{\min}}{W_{\max}} \rightarrow 0$ (ví dụ khi một trong hai môi chất có sự chuyển pha), hiệu suất thiết bị trao đổi nhiệt không phụ thuộc vào sơ đồ chuyển động của môi chất.

Khi so sánh cùng giá trị NTU và R với $R \neq 0$ chúng ta thấy, hiệu suất của sơ đồ ngược chiều lớn hơn hiệu suất của sơ đồ cắt nhau, hiệu suất của sơ đồ cắt nhau lớn hơn hiệu suất của sơ đồ cùng chiều. Trong cùng sơ đồ cắt nhau, nếu số lần cắt nhau tăng thì hiệu suất thiết bị trao đổi nhiệt tăng.

1.4. MÔI CHẤT SỬ DỤNG TRONG THIẾT BỊ TRAO ĐỔI NHIỆT

Môi chất sử dụng trong thiết bị trao đổi nhiệt được phân loại theo mục đích sử dụng, nhiệt độ sử dụng và trạng thái của môi chất.

Theo mục đích sử dụng ta có: môi chất đốt nóng, môi chất làm mát, môi chất lạnh (sử dụng trong máy lạnh ...), môi chất tải lạnh (nước, dung dịch muối ...), môi chất để sấy (không khí ...), môi chất trung gian (hạt chất rắn trong thiết bị tiếp xúc...).

Theo trạng thái môi chất ta có: môi chất dạng một pha (lỏng hoặc khí), môi chất dạng hai pha (lỏng và hơi ...). Môi chất dạng một pha có thể là các khí, hơi không ngưng, hỗn hợp khí và hơi không ngưng, chất lỏng hoặc hỗn hợp chất lỏng không bốc hơi hoặc bay hơi ở áp suất làm việc, chất rắn (các hạt). Môi chất dạng hai pha gồm chất lỏng bốc hơi hoặc bay hơi (quá trình hóa hơi), hơi ngưng tụ (quá trình ngưng), chất lỏng đông đặc (quá trình đông đặc), chất rắn nóng chảy (quá trình nóng chảy), chất rắn thăng hoa (quá trình thăng hoa) ..., nghĩa là khi môi chất thực hiện sự chuyển pha.

Theo nhiệt độ sử dụng ta có: môi chất nhiệt độ cao, môi chất nhiệt độ trung bình, môi chất nhiệt độ thấp, môi chất nhiệt độ rất thấp. Một trong những môi chất nhiệt độ cao hay sử dụng là khói hoặc khí lò, nhiệt độ sử dụng của chúng tới 1500°C. Các chất lỏng có nhiệt độ sôi ở áp suất khí quyển $t_s > 200^\circ\text{C}$ cũng là môi chất nhiệt độ cao như dầu máy biến áp... Môi chất

hiệt độ trung bình thường sử dụng gồm: hơi nước, nước, không khí. Hơi nước được sử dụng đến 650°C , nước đến 375°C , không khí đến 100°C . Môi chất nhiệt độ thấp là chất lỏng có nhiệt độ sôi ở áp suất khí quyển $t_s \leq 0^{\circ}\text{C}$, ví dụ môi chất lạnh. Môi chất nhiệt độ rất thấp được sử dụng trong kỹ thuật lạnh sâu là các khí chịu nén như oxy, hydro, nitơ, không khí, nhiệt độ sử dụng của chúng nhỏ hơn -150°C .

Một môi chất sử dụng trong thiết bị trao đổi nhiệt đòi hỏi có:

- nhiệt độ sôi cao ở áp suất khí quyển.
- nhiệt độ đông đặc thấp ở áp suất khí quyển.
- độ nhớt nhỏ, nhiệt dung riêng và nhiệt hóa hơi lớn.
- ít độc, ít ăn mòn kim loại, không bốc cháy và phát nổ, giá thành không cao.

Chất khí so với chất lỏng thường có khối lượng riêng nhỏ, hệ số tỏa nhiệt nhỏ, lưu lượng thể tích đòi hỏi lớn nên tiêu tốn năng lượng để chuyển động lớn hơn so với chất lỏng. Vì vậy khối chỉ dùng cho khoảng cách không quá vài trăm mét, hơi không quá vài kilômét còn nước có thể từ vài chục đến hàng trăm kilômét.

Bảng 1-1. Điều kiện sử dụng môi chất

Môi chất	Nhiệt độ, $^{\circ}\text{C}$	Áp suất tuyệt đối, bar
H_2	đến -275	đến 10
N_2 , O_2 , không khí	đến -210	đến 200
Mêtan	từ -160 đến -100	đến 40
Etan, etylen, frêon	từ -150 đến -70	đến 40
Frêon 12, 22, NH_3 , O_2 , CO_2	từ -70 đến 0	đến 15
Nước muối CaCl_2	từ -50 đến 0	đến 1
Frêon 11, 21, 113, 114	từ -10 đến 0	đến 3
Không khí khô	từ -70 đến 100	từ 1 đến 10
Dầu	từ 0 đến 215	đến 1
Nước	từ 0 đến 374	từ 1 đến 225
Hơi nước	từ 0 đến 650	từ 1 đến 300
Hỗn hợp diphenyl	từ 260 đến 350	từ 1 đến 6
Thủy ngân	từ 350 đến 500	từ 1 đến 9
Hỗn hợp muối (40% NaNO_2 , 7% NaNO_3 , 53% KNO_3)	từ 150 đến 530	đến 1
Khói	từ 450 đến 1000	đến 1
Chất rắn (gạch samôt, ...)	đến 1500	đến 1
Plasma nhiệt độ thấp	đến 3500	đến 1

Để tránh bào mòn bề mặt trao đổi nhiệt, tốc độ khí chứa bụi không để vượt quá $10 \div 12 \text{ m/s}$.

Khối của quá trình cháy vì có chứa hơi nước, CO_2 , SO_2 , N_2 nên ở nhiệt độ thấp hơi nước có thể ngưng tụ và cùng với khí khác tạo nên axit ăn mòn kim loại. Vậy nhiệt độ của khối phải bảo đảm lớn hơn $125^\circ\text{C} \div 135^\circ\text{C}$ để tránh hơi nước ngưng tụ.

Khi sử dụng không khí ẩm, nhiệt độ bề mặt trao đổi nhiệt phải bằng hoặc lớn hơn 0°C để tránh hiện tượng hơi nước ngưng tụ rồi đóng băng trên bề mặt, làm giảm khả năng truyền nhiệt của bề mặt hoặc làm tắc đường chuyển động của không khí khi qua khe.

Bảng 1-2. Tốc độ môi chất chuyển động trong ống hoặc kênh

Môi chất	Tốc độ, m/s
Chất lỏng ít nhớt (nước, ...)	$0.5 \div 3$
Chất lỏng nhớt (dầu, dung dịch muối)	$0.2 \div 1$
Khí có bụi ở áp suất khí quyển	$6 \div 10$
Khí không có bụi ở áp suất khí quyển	$12 \div 16$
Khí ở áp suất lớn hơn áp suất khí quyển	$15 \div 30$
Hơi bão hòa	$30 \div 50$
Hơi quá nhiệt	$30 \div 75$

Bảng 1-3. Giá trị định hướng hệ số tỏa nhiệt đối lưu

Quá trình	α , $\text{W/m}^2\text{.}^\circ\text{K}$
<i>Đốt nóng hoặc làm nguội</i>	
Khí	$1 \div 60$
Hơi quá nhiệt	$20 \div 120$
Dầu	$60 \div 1700$
Nước	$200 \div 10.000$
<i>Sôi</i>	
Chất lỏng hữu cơ	$600 \div 10.000$
Nước	$6.000 \div 50.000$
<i>Ngưng màng</i>	
Hơi nước	$5.000 \div 20.000$
Hơi chất hữu cơ	$600 \div 2.500$

Khoảng nhiệt độ và áp suất sử dụng tốt nhất đối với một số môi chất cho trong bảng 1-1, tốc độ tốt nhất cần chọn khi sử dụng một số môi chất cho trong bảng 1-2. Hệ số tỏa nhiệt đối lưu của một số môi chất sử dụng trong thiết bị trao đổi nhiệt cho trong bảng 1-3. Các tính chất vật lí của một số môi chất lạnh phụ thuộc vào nhiệt độ được thể hiện bằng đồ thị cho ở phần Phụ lục.

Thiết bị trao đổi nhiệt vách ngăn hoạt động liên tục

2.1. TÍNH NHIỆT VÀ TRỞ KHÁNG THUỶ LỰC

2.1.1. Tính nhiệt

Người ta chia bài toán tính nhiệt thành hai loại: bài toán thiết kế (bài toán thuận) và bài toán kiểm tra (bài toán ngược).

Bài toán thiết kế xác định diện tích bề mặt truyền nhiệt để chế tạo thiết bị theo yêu cầu của khách hàng.

Bài toán kiểm tra dựa trên cơ sở thiết bị đã có sẵn, kiểm tra lại một số thông số, ví dụ xác định nhiệt độ ra của môi chất và công suất nhiệt của thiết bị.

1. Bài toán thiết kế

a. Phương pháp thử nhất

Để xác định diện tích bề mặt truyền nhiệt ta dựa vào hai phương trình: phương trình cân bằng nhiệt và phương trình truyền nhiệt.

Từ phương trình truyền nhiệt:

$$Q = k.F.\Delta t \quad (2-1)$$

$$F = \frac{Q}{k\Delta t} \quad (2-2)$$

ở đây:

k - hệ số truyền nhiệt, $W/m^2.^{\circ}K$.

Δt - độ chênh nhiệt độ trung bình giữa hai môi chất.

Lượng nhiệt truyền Q được xác định nhờ phương trình cân bằng nhiệt:

$$Q = Q_2 = \eta_1 Q_1 \quad (2-3)$$

ở đây:

Q_1 - nhiệt do môi chất nóng nhả ra;

Q_2 - nhiệt do môi chất lạnh nhận được;

η_1 - hiệu suất tổn thất nhiệt của thiết bị.

Khi môi chất (chất lỏng hoặc chất khí) không có chuyển pha, ta có:

$$\begin{aligned} Q_1 &= G_1 C_1 (t'_1 - t''_1) \\ Q_2 &= G_2 C_2 (t''_2 - t'_2) \end{aligned} \quad (2-4)$$

ở đây:

G_1, G_2 - lưu lượng của môi chất 1 và 2;

C_1, C_2 - nhiệt dung riêng của các môi chất;

t'_1, t'_2 - nhiệt độ các môi chất khi vào thiết bị;

t''_1, t''_2 - nhiệt độ các môi chất khi ra khỏi thiết bị.

Khi môi chất có sự chuyển pha (sôi hoặc ngưng), ta có:

$$\begin{aligned} Q_1 &= G_1 (i'_1 - i''_1) \\ Q_2 &= G_2 (i''_2 - i'_2) \end{aligned} \quad (2-5)$$

ở đây:

i'_1, i'_2 - entanpi của các môi chất khi vào thiết bị;

i''_1, i''_2 - entanpi của các môi chất khi ra khỏi thiết bị.

Nếu là vách phẳng, hệ số truyền nhiệt k được xác định:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad (2-6)$$

ở đây:

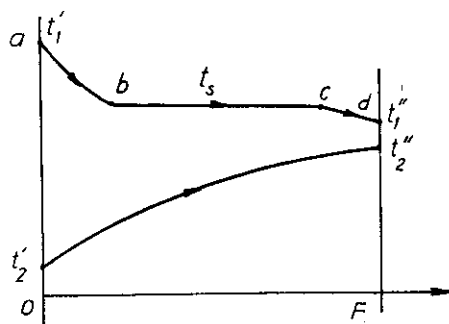
α_1, α_2 - hệ số tỏa nhiệt đối lưu, tổng quát phải kể đến ảnh hưởng của bức xạ và sự bám bẩn bề mặt vách;

δ - chiều dày vách;

λ - hệ số dẫn nhiệt của vách.

Với các ống có chiều dày mỏng $d_2/d_1 \leq 1,4$, quá trình truyền nhiệt qua vách trụ có thể coi là truyền nhiệt qua vách phẳng và hệ số truyền nhiệt k được xác định theo công thức (2-6). Ở đây chiều dày vách trụ:

$$\delta = 0,5(d_2 - d_1)$$



Hình 2-1.

d_1, d_2 - đường kính trong và ngoài của ống hình trụ, m .

Với vách trụ có chiều dày lớn: $d_2/d_1 > 1,4$, hệ số truyền nhiệt k được xác định theo công thức:

$$k = \frac{1}{d_{tb} \left(\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 d_2} \right)} \quad (2-7)$$

Khi $\alpha_1 > \alpha_2$ ta lấy $d_{tb} = d_2$; khi $\alpha_1 < \alpha_2$ ta lấy $d_{tb} = d_1$; khi $\alpha_1 = \alpha_2$ ta lấy $d_{tb} = 0,5(d_1 + d_2)$.

Khi trong thiết bị trao đổi nhiệt có sự bám bẩn tại bề mặt mà khi tính toán α_1, α_2 ta không tính đến thì hệ số truyền nhiệt k được xác định như sau:

$$k = k_0 \varphi \quad (2-8)$$

k_0 - hệ số truyền nhiệt khi không bám bẩn;

φ - hệ số kể đến ảnh hưởng của bám bẩn.

Với đa số các thiết bị, giá trị của φ nằm trong khoảng $0,65 \div 0,85$. Với thiết bị bám bẩn quá nhiều, ta lấy $\varphi = 0,4 \div 0,5$.

Độ chênh nhiệt độ trung bình giữa hai môi chất khi không có chuyển pha và khi một trong hai môi chất có chuyển pha (sôi hoặc ngưng) với thiết bị cùng chiều và ngược chiều được xác định như sau:

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} \quad (2-9)$$

$\Delta t_1, \Delta t_2$ - hiệu nhiệt độ giữa hai môi chất khi vào và khi ra khỏi thiết bị.

Khi hai môi chất đều có sự chuyển pha, môi chất 1 thực hiện ngưng ở nhiệt độ t_{s1} , môi chất 2 thực hiện sôi ở nhiệt độ t_{s2} , độ chênh nhiệt độ trung bình được tính như sau:

$$\Delta t = t_{s1} - t_{s2} \quad (2-10)$$

Khi $\frac{\Delta t_{\max}}{\Delta t_{\min}} \leq 1,8$, với $\Delta t_{\max}, \Delta t_{\min}$ là giá trị lớn và nhỏ trong hai giá trị

$\Delta t_1, \Delta t_2$, ta có thể tính độ chênh nhiệt độ theo trung bình số học:

$$\Delta t = 0,5 (\Delta t_1 + \Delta t_2) \quad (2-11)$$

Nếu môi chất 1 khi vào là hơi quá nhiệt ở nhiệt độ t'_1 , ngưng tụ ở nhiệt độ t_s , chất lỏng ngưng khi ra bị quá lạnh ở nhiệt độ t''_1 như trên hình 2-1.

Muốn tính chính xác độ chênh nhiệt độ Δt phải tính riêng từng đoạn $a-b$, $b-c$, $c-d$.

Tuy nhiên, việc xác định các điểm b , c khá khó khăn, hơn nữa, thực nghiệm cho thấy ảnh hưởng của đoạn $a-b$, $c-d$ là nhỏ và có thể bỏ qua. Vậy ở đây ta xem như nhiệt độ môi chất 1 vào và ra đều ở nhiệt độ t_s do vậy:

$$\Delta t_1 = t_s - t'_2$$

$$\Delta t_2 = t_s - t''_2$$

Trường hợp hai dòng môi chất cắt nhau hoặc theo sơ đồ phức tạp thì độ chênh nhiệt độ trung bình giữa hai môi chất được tính như nhau:

$$\Delta t = \Delta t_{ng} \cdot \varepsilon_{\Delta t} \quad (2-12)$$

ở đây:

Δt_{ng} - độ chênh nhiệt độ của dòng ngược chiều tính theo (2-9);

$\varepsilon_{\Delta t}$ - hệ số hiệu chỉnh xác định từ đồ thị phụ thuộc vào giá trị P , R (xem đồ thị phần Phụ lục) với:

$$P = \frac{t''_2 - t'_2}{t'_1 - t'_2} = \frac{\Delta t_2}{\Delta t_{\max}} \quad (2-13)$$

$$R = \frac{t'_1 - t''_1}{t''_2 - t'_2} = \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2} \quad (2-14)$$

Khi tính toán các hệ số tỏa nhiệt đối lưu α_1 , α_2 , ta phải kể đến ảnh hưởng của bức xạ khí (nếu môi chất là chất khí từ ba nguyên tử trở lên như khối, CO_2 , H_2O ...). Tuy nhiên, thực tế tính toán cho thấy, nếu nhiệt độ của khí $t_k < 400^\circ\text{C}$ thì ảnh hưởng bức xạ nhỏ, có thể bỏ qua. Ngoài ra phải tính tới ảnh hưởng của hiện tượng môi chất bám bẩn (bụi, chất lắng đọng ...) trên bề mặt truyền nhiệt làm giảm khả năng truyền nhiệt.

Tổng quát ta có thể viết:

$$\alpha = \alpha_d + \alpha_b \quad (2-15)$$

$$\alpha_d = \varphi \cdot \alpha'_d \quad (2-16)$$

ở đây:

α_d - hệ số tỏa nhiệt đối lưu;

α_b - hệ số tỏa nhiệt khi kể đến ảnh hưởng của bức xạ chất khí;

α'_d - hệ số tỏa nhiệt đối lưu khi không có hiện tượng bám bẩn bề mặt;

φ - hệ số kể đến ảnh hưởng của bám bẩn.

Khi môi chất chuyển động trong ống, hệ số tỏa nhiệt đối lưu α'_d (không kể tới bám bẩn và bức xạ) được xác định theo chế độ dòng chảy.

Ở chế độ chảy tầng: $Re \leq 2.10^3$, ta có:

$$Nu_f = 0,15.Re_f^{0,33}.Pr_f^{0,43}(Gr_f.Pr_f)^{0,1}.A.\varepsilon_1.\varepsilon_R \quad (2-17)$$

Ở chế độ chảy rối: $Re \geq 1.10^4$, ta có:

$$Nu_f = 0,021.Re_f^{0,8}.Pr_f^{0,43}.A.\varepsilon_1.\varepsilon_R \quad (2-18)$$

Các công thức trên dùng cho môi chất là chất lỏng, chất khí (không kể kim loại lỏng) chuyển động trong ống tròn hoặc không tròn.

Với ống tròn kích thước xác định là đường kính trong d_1 , với ống không tròn kích thước xác định là đường kính tương đương:

$$d_{cf} = \frac{4f}{U} \quad (2-19)$$

ở đây:

f - tiết diện của kênh, m^2

U - chu vi ướt, m .

Nhiệt độ xác định là nhiệt độ trung bình của môi chất t_f .

Hệ số A kể đến ảnh hưởng của chiều dòng nhiệt:

$$A = \left(\frac{Pr_f}{Pr_w}\right)^{0,25} \quad (2-20)$$

Pr_f, Pr_w - tiêu chuẩn Prandtl xác định theo nhiệt độ môi chất t_f và bề mặt trong t_w của ống. $A \approx 1$ khi $t_f \approx t_w$.

Hệ số ε_1 kể đến ảnh hưởng chiều dài của ống, nếu ống có chiều dài l đường kính trong d_1 , ta có:

$$\begin{aligned} \varepsilon_1 &= 1 & \text{khi } l &\geq 50d_1 \\ \varepsilon_1 &= 1 + \frac{2d_1}{l} & \text{khi } l &< 50d_1; \end{aligned} \quad (2-21)$$

Hệ số ε_R kể đến ảnh hưởng khi ống uốn cong. Nếu ống thẳng (hoặc đoạn ống thẳng) $\varepsilon_R = 1$, nếu toàn bộ ống bị uốn cong (hoặc một đoạn nào đó uốn cong thì chỉ đoạn này mới có $\varepsilon_R > 1$, còn phần ống thẳng vẫn có $\varepsilon_R = 1$), ta có:

$$\varepsilon_R = 1 + 1,77 \frac{d_1}{R} \quad (2-22)$$

R - bán kính chỗ ống uốn cong.

Công thức (2-22) thực tế dùng cho thiết bị ống xoắn ruột gà.

Với chất lỏng khi chảy rối ($A \approx 1$), $Re > 1.10^4$; $Pr = 0,5 \div 2,5$; $l > d_1$ ta có thể dùng công thức:

$$Nu_f = 0,023.Re_f^{0,8}.Pr_f^{0,43}.\epsilon_1.\epsilon_R \quad (2-23)$$

Trường hợp môi chất chuyển động trong ống đứng, khi môi chất được làm lạnh (nhiệt độ giảm) chuyển động từ dưới lên trên và khi môi chất bị đốt nóng (nhiệt độ tăng) chuyển động từ trên xuống, hệ số tỏa nhiệt trung bình có thể xác định theo công thức:

$$Nu_f = 0,037.Re_f^{0,75}.Pr_f^{0,4} \left(\frac{\mu_w}{\mu_f} \right)^n \quad (2-24)$$

$n = -0,11$ cho trường hợp môi chất bị đốt nóng, $n = -0,25$ cho trường hợp môi chất bị làm lạnh;

μ_w, μ_f - độ nhớt động lực của môi chất ở nhiệt độ vách t_w và nhiệt độ chất lỏng t_f .

Trường hợp khi môi chất sôi bên trong ống, theo S.N.Sorin để tính hệ số tỏa nhiệt, ta có thể dùng công thức sôi bọt của chất lỏng trên bề mặt vật rắn khi không chuyển động như sau:

$$\alpha = A_0.q^{0,7} \quad (2-24a)$$

ở đây:

q - mật độ dòng nhiệt, $kcal/m^2.h$

A_0 - hệ số phụ thuộc vào nhiệt độ sôi của môi chất được xác định từ đồ thị hình 2-2.

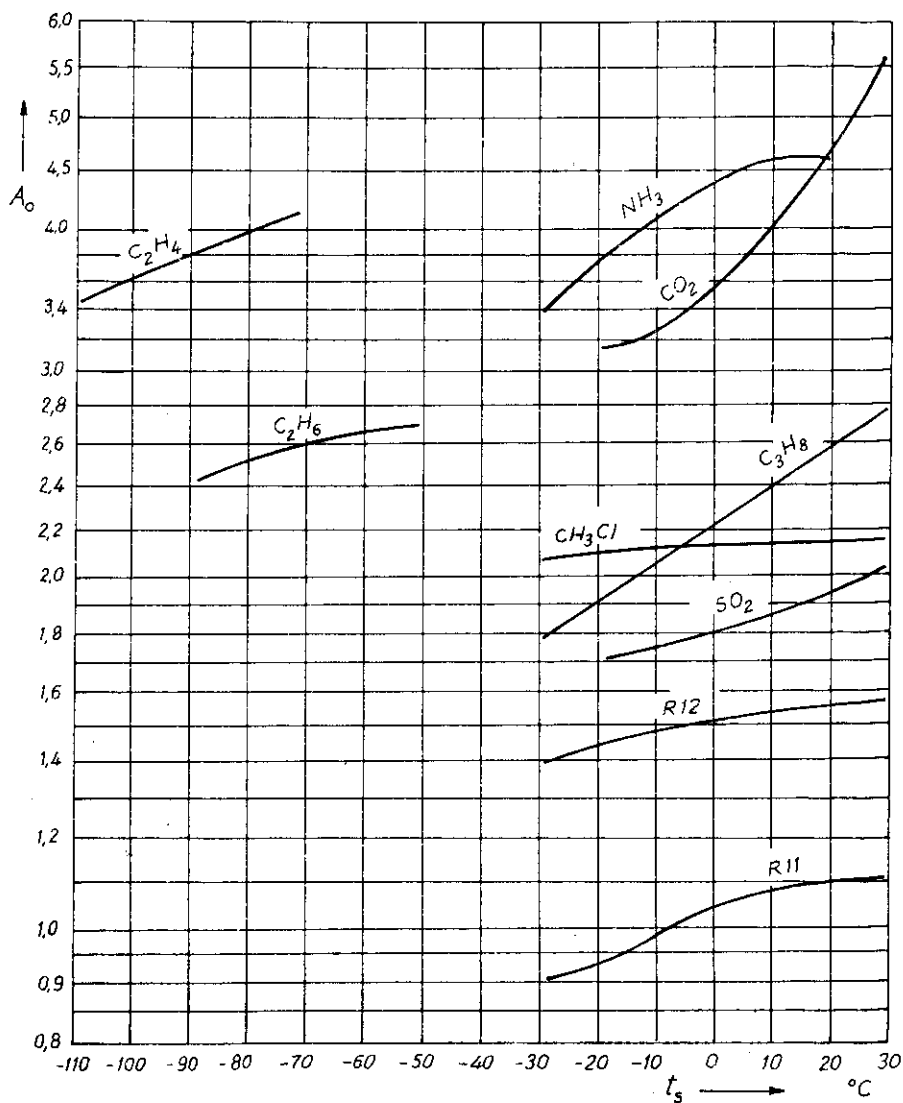
Thực nghiệm cho thấy giá trị hệ số tỏa nhiệt khi sôi của R22 lớn hơn 20 ÷ 30% so với R12 và giá trị tính toán lý thuyết A_0 từ hình 2-2 của frêon thường nhỏ hơn khá nhiều giá trị đo bằng thực nghiệm.

Trường hợp môi chất chảy cắt ngang bên ngoài chùm ống, hệ số tỏa nhiệt đối lưu α'_d của toàn bộ chùm ống được tính như sau:

$$\alpha'_d = \frac{\alpha_I + \alpha_{II} + \alpha_{III}(z - 2)}{z} \quad (2-25)$$

ở đây:

α_I - hệ số tỏa nhiệt của hàng ống thứ nhất, với chùm ống so le và song song $\alpha_I = 0,6\alpha_{III}$;



Hình 2-2. Đồ thị xác định hệ số A_0 theo nhiệt độ sôi của môi chất

α_{II} - hệ số tỏa nhiệt của hàng ống thứ hai, với chùm ống so le $\alpha_{II} = 0,7\alpha_{III}$, với chùm ống song song $\alpha_{II} = 0,9\alpha_{III}$;

α_{III} - hệ số tỏa nhiệt của hàng ống thứ ba;

z - số hàng ống.

Khi số hàng ống lớn ($z \geq 10$) hoặc khi chưa biết được số hàng ống, ta có thể tính thử hệ số tỏa nhiệt của chùm ống theo công thức:

$$\alpha'_d = \alpha_{III} \quad (2-26)$$

Ở đây hệ số tỏa nhiệt trung bình của các ống trong hàng ống từ hàng thứ ba trở đi α_{III} được xác định như sau:

- với chùm ống so le:

$$Nu_f = 0,41 Re_f^{0,6} \cdot Pr_f^{0,33} \cdot A \cdot \epsilon_s \quad (2-27)$$

- với chùm ống song song:

$$Nu_f = 0,26 Re_f^{0,65} \cdot Pr_f^{0,33} \cdot A \cdot \epsilon_s \quad (2-28)$$

Ở đây A vẫn là hệ số kể đến ảnh hưởng của chiều dòng nhiệt tính theo (2-20).

ϵ_s - hệ số kể đến ảnh hưởng của bước ống:

Với chùm ống so le:

$$\begin{aligned} \epsilon_s &= 1,12 && \text{khi } s_1/s_2 \geq 2 \\ \epsilon_s &= \left(\frac{s_1}{s_2} \right)^{1/6} && \text{khi } s_1/s_2 < 2 \end{aligned} \quad (2-29)$$

Với chùm ống song song:

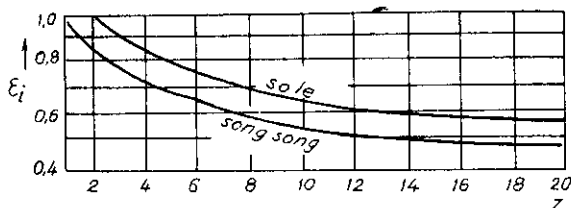
$$\epsilon_s = \left(\frac{s_2}{d_2} \right)^{0,15} \quad (2-30)$$

Ở đây: s_1 - bước ngang của ống;

s_2 - bước dọc của ống;

d_2 - đường kính ngoài của ống.

Trong các công thức trên, kích thước xác định là đường kính ngoài d_2 của ống, tốc độ của môi chất lấy tại các khe hẹp giữa các ống, tiêu chuẩn $Re = 10^3 + 10^5$.



Hình 2-3. Hệ số ϵ_i kể đến ảnh hưởng số hàng ống

Khi môi chất ngưng bên ngoài chùm ống so le hoặc song song nằm ngang, hệ số tỏa nhiệt của chùm ống được tính theo công thức:

$$\alpha = 1,2 \cdot \alpha_N \cdot \epsilon_i \quad (2-31)$$

α_N - hệ số tỏa nhiệt khi ngưng, theo công thức lý thuyết của Nusselt, ta có:

$$\alpha_N = 0,728 \frac{(\lambda^3 \cdot \rho^2 \cdot g \cdot r)^{0,25}}{(\mu \cdot \Delta t \cdot d)^{0,25}} \quad (2-31a)$$

Trong đó các thông số vật lý λ , ρ , μ , r là của chất lỏng có thể tính theo nhiệt độ hơi ngưng tụ t_s :

$$\Delta t = t_s - t_w$$

t_w - nhiệt độ của bề mặt vách ngoài ống;

$d = d_2$ - đường kính ngoài của ống;

g - gia tốc trọng trường,

Hệ số 1,2 trong công thức (2-31) kể đến trong thực tế hệ số tỏa nhiệt khi ngưng tăng 20% so với ngưng tính theo công thức Nusselt α_N .

ϵ_i - hệ số kể đến ảnh hưởng của số hàng ống, có thể được xác định theo đồ thị hình 2-3 hoặc theo công thức sau :

$$\epsilon_i = z^{-1/6} \quad (2-32)$$

z - số hàng ống.

Khi môi chất ngưng bên ngoài các ống thẳng đứng, thực nghiệm cho thấy có thể tính hệ số tỏa nhiệt theo công thức lý thuyết của Nusselt nhưng tăng thêm 20% do tạo sóng trên bề mặt làm giảm chiều dày lớp chất lỏng ngưng:

$$\alpha = 1,2 \cdot \alpha_N = 1,13 \frac{(\lambda^3 \cdot \rho^2 \cdot g \cdot r)^{0,25}}{(\mu \cdot \Delta t \cdot H)^{0,25}} \quad (2-33)$$

Tương tự như trong (2-31a) các thông số vật lý của chất lỏng lấy theo nhiệt độ ngưng t_s :

$$\Delta t = t_s - t_w$$

H - chiều cao ống, m

Công thức (2-34) đúng cho trường hợp lớp chất lỏng ngưng chảy tầng, nghĩa là với $Z \leq 2300$. Ở đây Z được định nghĩa bằng biểu thức:

$$Z = \Delta t \cdot H \cdot \left(\frac{g}{\gamma^2} \right)^{1/3} \cdot \frac{\lambda}{r \cdot \rho \cdot \gamma} \quad (2-34)$$

Khi có chảy rối xảy ra ở phần dưới của ống, nghĩa là với $Z > 2300$, hệ số tỏa nhiệt khi ngưng theo toàn bộ chiều cao ống được tính như sau:

$$\alpha = \frac{Re}{\Delta t \cdot H \cdot B} \quad (2-35)$$

$$Re = [253 + 0,069 \left(\frac{Pr}{Pr_w} \right)^{0,25} \cdot Pr^{0,5} \cdot (Z - 2300)]^{4/3} \quad (2-35a)$$

$$B = \frac{4}{r \cdot \rho \cdot \gamma} \quad (2-35b)$$

b. Phương pháp thứ hai

Để xác định diện tích bề mặt trao đổi nhiệt F , người ta có thể sử dụng các đồ thị về hiệu suất thiết bị trao đổi nhiệt đã nêu ở trên.

Ta biết rằng từ định nghĩa $NTU = \frac{k.F}{W_{\min}}$, ta có:

$$F = \frac{NTU \cdot W_{\min}}{k} \quad (2-36)$$

Sau khi xác định được hiệu suất thiết bị trao đổi nhiệt η và tỷ số $\frac{W_{\min}}{W_{\max}}$, từ đồ thị hiệu suất thiết bị trao đổi nhiệt xác định được giá trị NTU. Từ đó khi biết hệ số truyền nhiệt k và $W_{\min}$, theo (2-36) ta xác định được diện tích thiết bị.

2. Bài toán kiểm tra

Khi cần kiểm tra chế độ làm việc của thiết bị sau một thời gian làm việc ta cần xác định lượng nhiệt Q , nhiệt độ ra của môi chất t_1'', t_2'' khi biết nhiệt độ vào thiết bị của môi chất t_1', t_2' , hệ số truyền nhiệt k , W_1, W_2 và diện tích bề mặt F .

a. Phương pháp thứ nhất

Với thiết bị cùng chiều ta có:

$$t_1'' = t_1' - \Delta t_1 \cdot \pi \quad (2-37)$$

$$\pi = \frac{1 - e^{-\frac{kF}{W_1} \left(1 + \frac{W_1}{W_2}\right)}}{1 + \frac{W_1}{W_2}} \quad (2-38)$$

$$t_2'' = t_2' + \Delta t_1 \cdot \frac{W_1}{W_2} \pi \quad (2-39)$$

$$Q = W_1(t_1' - t_1'') = W_2(t_2'' - t_2') \quad (2-40)$$

$$\Delta t_1 = t_1' - t_2' \quad (2-41)$$

Với thiết bị ngược chiều ta có:

$$t_1'' = t_1' - (t_1' - t_2') Z \quad (2-42)$$

$$t_2'' = t_2' + (t_1' - t_2') \frac{W_1}{W_2} Z \quad (2-43)$$

$$Q = W_1(t_1' - t_1'') = W_2(t_2'' - t_2') \quad (2-44)$$

$$Z = \frac{1 - e^{-\frac{kF}{W_1} \left(1 + \frac{W_1}{W_2}\right)}}{1 - \frac{W_1}{W_2} e^{-\frac{kF}{W_1} \left(1 + \frac{W_1}{W_2}\right)}} \quad (2-45)$$

Các hàm π , Z có thể được xác định từ bảng hoặc đồ thị theo $\frac{W_1}{W_2}$ và $\frac{kF}{W_1}$, còn trong các công thức trên $W_1 = G_1 \cdot C_{p1}$, $W_2 = G_2 \cdot C_{p2}$, với:
 G_1, G_2 - lưu lượng môi chất, kg/s
 C_{p1}, C_{p2} - nhiệt dung riêng của môi chất, $J/kg \cdot ^\circ C$.

b. Phương pháp thứ hai

Từ biểu thức định nghĩa hiệu suất thiết bị trao đổi nhiệt:

$$\eta = \frac{Q}{Q_{\max}} = \frac{Q}{W_{\min}(t'_1 - t'_2)}$$

ta có:

$$Q = \eta \cdot W_{\min}(t'_1 - t'_2) \quad (2-46)$$

Vậy từ giá trị $W_{\min}$, k , F đã cho ta tính $NTU = \frac{kF}{W_{\min}}$ rồi từ đồ thị hiệu suất thiết bị trao đổi nhiệt $\eta = f(NTU, W_{\min}, W_{\max})$ ta xác định được η . Từ đó tính được Q theo (2-46) và nhiệt độ của các môi chất khi ra khỏi thiết bị:

$$t''_1 = t'_1 - \frac{Q}{W_1} \quad (2-47)$$

$$t''_2 = t'_2 - \frac{Q}{W_2} \quad (2-48)$$

2.1.2. Tính trở kháng thủy lực

Tổn thất áp suất trong thiết bị trao đổi nhiệt được xác định bằng công thức:

$$\Delta p = \Delta p_m + \Delta p_c + \Delta p_g + \Delta p_o \quad (2-49)$$

Δp_m - trở kháng ma sát;

Δp_c - trở kháng cục bộ;

Δp_g - trở kháng gia tốc;

Δp_o - trở kháng trọng trường.

1. Trở kháng ma sát Δp_m

a. Dòng chảy bên trong ống hoặc kênh

Với dòng chảy đẳng nhiệt ($T = \text{const}$) hoặc không đẳng nhiệt ($T \neq \text{const}$) bên trong ống hoặc kênh, trở kháng ma sát được xác định bằng công thức:

$$\Delta p_m = \xi \frac{1}{d} \rho \frac{\omega^2}{2} \quad (2-50)$$

ở đây:

d - đường kính trong của ống, nếu ống không tròn ta dùng đường kính tương đương d_{eq} ;

l - chiều dài của ống hoặc kênh;

ρ - khối lượng riêng tính theo nhiệt độ trung bình của môi chất, kg/m^3

ω - tốc độ trung bình của môi chất chảy trong ống, m/s

ξ - hệ số ma sát được xác định theo các công thức sau:

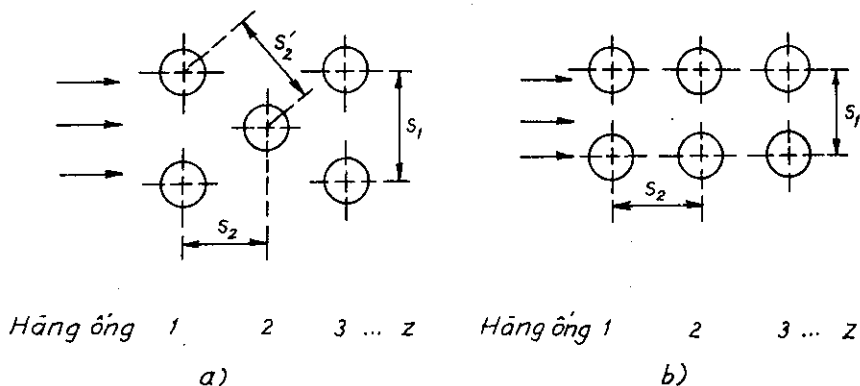
- khi dòng môi chất chảy tầng, $Re_f \leq 2.10^3$:

$$\xi = \frac{64}{Re_f} \varphi \quad (2-51)$$

Re_f là tiêu chuẩn Reynold tính theo nhiệt độ trung bình của môi chất t_f ;

$\varphi = 1$ nếu là ống tròn, $\varphi = 1,5$ nếu ống không tròn.

- khi dòng môi chất chảy rối, $Re_f > 1.10^4$:



Hình 2-4. Bố trí ống.
a. Bố trí so le; b. Bố trí song song

$$\xi = \frac{1}{(1,82 \cdot \log Re_f - 1,64)^2} \quad (2-52)$$

b. Dòng chảy cắt ngang bên ngoài ống

Khi dòng môi chất chảy cắt ngang bên ngoài chùm ống, trở kháng ma sát của môi chất (kể cả trở kháng cục bộ từ hàng ống này tới hàng ống kia) được tính theo công thức:

$$\Delta p_m = Eu \cdot \rho \cdot \omega^2 \quad (2-53)$$

Eu - tiêu chuẩn Euler được xác định như sau:

- Với chùm ống bố trí so le:

$$\text{- khi } \frac{1 - d/s'_2}{s_1/d - 1} \leq 0,53 \quad Eu = 1,4(z + 1) \cdot Re_f^{-0,25} \quad (2-54)$$

$$\text{- khi } \frac{1 - d/s'_2}{s_1/d - 1} > 0,53 \quad Eu = 1,93(z + 1) \sqrt{\frac{1 - d/s'_2}{s_1/d - 1}} \cdot Re_f^{-0,25} \quad (2-55)$$

Trong các công thức trên:

ρ - khối lượng riêng của môi chất ứng với nhiệt độ trung bình;

ω - tốc độ của môi chất tại khe hẹp;

z - số hàng ống;

s_1 - bước ống ngang;

s_2 - bước ống dọc;

s'_2 - bước ống chéo;

d - đường kính ngoài của ống;

Re_f - tiêu chuẩn Reynold.

- Với chùm ống bố trí song song:

$$\text{- khi } \frac{s_2/d - 0,8}{s_1/d - 1} \leq 1 \quad Eu = 0,265 \left(\frac{s_2/d - 0,8}{s_1/d - 1} \right)^{2,5} \cdot z \cdot Re_f^m \quad (2-56)$$

$$\text{- khi } \frac{s_2/d - 0,8}{s_1/d - 1} > 1 \quad Eu = 0,265 \left(\frac{s_2/d - 0,8}{s_1/d - 1} \right)^2 \cdot z \cdot Re_f^m \quad (2-57)$$

$$\text{- với } s_2/d \geq 1,24 \quad m = 0,88 \left(\frac{s_1/d - 1}{s_2/d - 1} \right)^{0,138} - 1 \quad (2-58)$$

$$\text{- với } s_2/d < 1,24 \quad m = 0,88 \left(\frac{s_2/d}{1,24} \right)^{0,7} \left(\frac{s_1/d - 1}{s_2/d - 1} - 0,1 \right)^{0,138} - 1 \quad (2-59)$$

2. Trở kháng cục bộ Δp_c

Trở kháng cục bộ được xác định bằng công thức:

$$\Delta p_c = \zeta \cdot \rho \frac{\omega^2}{2} \quad (2-60)$$

ở đây:

ρ - khối lượng riêng của môi chất, kg/m^3 .

ω - tốc độ môi chất, m/s

ζ - hệ số trở kháng cục bộ toàn bộ: $\zeta = \sum \zeta_i$

ζ_i - hệ số trở kháng cục bộ được xác định bằng thực nghiệm.

Một vài giá trị cụ thể của ζ được cho dưới đây:

- khi dòng chảy qua van thẳng: $\zeta_i = 5 + 6,3$
- khi dòng chảy qua van cong: $\zeta_i = 3,2 + 5,3$
- khi dòng chảy qua van nghiêng: $\zeta_i = 2,5$
- khi dòng chảy đi vào, đi ra khỏi buồng: $\zeta_i = 1,5$
- khi dòng chảy quay 180° từ bộ phận này sang bộ phận khác: $\zeta_i = 2,5$
- khi dòng chảy giữa các ống chuyển từ bộ phận này sang bộ phận khác: $\zeta_i = 2,5$
- khi dòng chảy quay 180° trong ống chữ U: $\zeta_i = 0,5$
- khi dòng chảy qua đoạn ống uốn cong: $\zeta_i = 0,5$

3. Trở kháng gia tốc Δp_g

Trở kháng gia tốc do sự tăng tốc của dòng chảy gây nên được tính theo công thức:

$$\Delta p_g = \rho_2 \cdot \omega_2^2 - \rho_1 \cdot \omega_1^2 \quad (2-61)$$

ở đây:

ρ_1, ρ_2 - khối lượng riêng của môi chất khi vào và ra khỏi thiết bị, kg/m^3 .

ω_1, ω_2 - tốc độ của môi chất khi vào và ra thiết bị, m/s .

Thực tế cho thấy, với chất lỏng giọt, trở kháng gia tốc có giá trị rất nhỏ so với các thành phần khác nên thường không tính tới.

4. Trở kháng trọng trường Δp_0

Trong hệ thống hở, khi môi chất tiếp xúc với khí quyển, trở kháng trọng trường được tính theo công thức sau:

$$\Delta p_0 = \pm g \cdot h (\rho - \rho_0) \quad (2-62)$$

ở đây:

g - gia tốc trọng trường, $g = 9,81 \text{ m/s}^2$

h - chiều cao giữa tiết diện vào và ra của thiết bị, m

ρ - khối lượng riêng trung bình của môi chất, kg/m^3

ρ_0 - khối lượng riêng của khí quyển, kg/m^3 .

Dấu "+" dùng khi dòng chảy từ dưới lên; dấu "-" dùng khi dòng chảy từ trên xuống.

Với hệ thống kín thì $\Delta p_0 = 0$.

Sau khi tính được toàn bộ trở kháng thủy lực Δp , công suất của bơm hoặc quạt lúc này được xác định bằng công thức sau:

$$N = \frac{V \cdot \Delta p}{\eta} = \frac{G \cdot \Delta p}{\rho \cdot \eta} \quad (2-63)$$

V - lưu lượng thể tích của môi chất, m^3/s

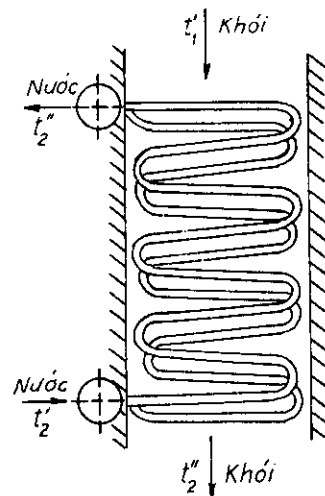
G - lưu lượng khối lượng của môi chất, kg/s

ρ - khối lượng riêng trung bình của môi chất, kg/m^3

η - hiệu suất của bơm hoặc quạt.

2.2. THIẾT BỊ TRAO ĐỔI NHIỆT KIỂU ỐNG TRON

Sau đây ta nghiên cứu thiết bị trao đổi nhiệt vách ngăn, chùm ống được xếp so le hoặc song song, trong đó một môi chất chuyển động bên trong các ống, môi chất khác chuyển động cắt ngang bên ngoài chùm ống. Ví dụ, thiết bị đun nóng nước (bộ hâm nước), thiết bị đốt nóng hơi nước (bộ quá nhiệt), thiết bị đốt nóng không khí (bộ sấy không khí) bằng khói từ quá trình cháy nhiên liệu (than) trong các nhà máy nhiệt điện...



Hình 2-5. Thiết bị đun nóng nước

2.2.1. Thiết bị đun nóng nước

Ví dụ bộ hâm nóng nước trong nhà máy nhiệt điện (hình 2-5). Ở đây nước cần được đun nóng đi trong các ống trơn từ dưới lên trên, khói từ quá trình đốt cháy nhiên liệu đi từ trên xuống dưới cát ngang bên ngoài các ống (các ống thường được xếp so le). Ở đây bố trí khói đi bên ngoài ống vì dễ làm sạch bề mặt bên ngoài các ống khi bụi từ khói bám vào.

Tổng số ống uốn khúc n được xác định khi biết lưu lượng G_2 của nước:

$$G_2 = n \frac{\pi d_1^2}{4} \rho_2 \omega_2$$
$$n = \frac{4 G_2}{\pi d_1^2 \rho_2 \omega_2} \quad (2-64)$$

ở đây:

d_1 - đường kính trong của ống, m

ρ_2 - khối lượng riêng của nước, kg/m^3

ω_2 - tốc độ của nước trong ống, m/s .

Chiều dài của một ống uốn khúc l_1 được xác định khi biết toàn bộ diện tích bề mặt trao đổi nhiệt F của thiết bị (diện tích bề mặt ngoài các ống). Ta có:

$$F = n \cdot l_1 \cdot z \cdot d_2$$
$$l_1 = \frac{F}{n z d_2} \quad (2-65)$$

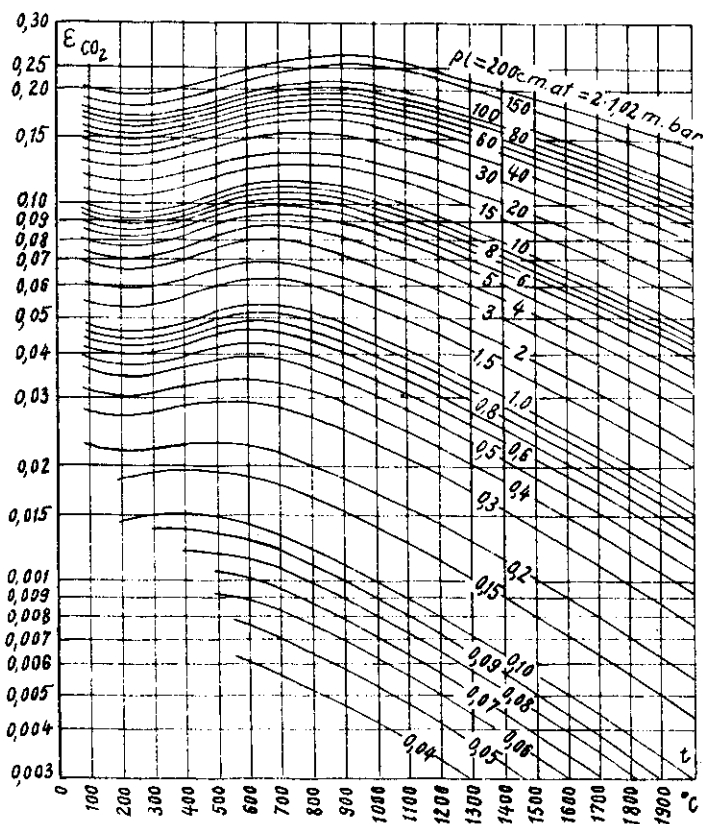
d_2 - đường kính ngoài của ống, m .

z - số hàng ống, $z = 2m$ (nếu xếp ống so le), $z = m$ (nếu xếp ống song song);

m - số lần ống uốn khúc.

Diện tích bề mặt trao đổi nhiệt được xác định từ phương trình (2-2) và khi ký hiệu nhiệt của khói Q_1 , của nước Q_2 , nhiệt tổn thất ra môi trường Q_t và hiệu suất tổn thất nhiệt của thiết bị η_1 , ta có:

$$F = \frac{Q}{k \cdot \Delta t}$$
$$Q_1 = Q_2 + Q_t$$
$$Q = Q_2 = \eta_1 \cdot Q_1$$



Hình 2-8. Biểu đồ xác định độ đen của CO₂

Ở đây độ chênh nhiệt độ trung bình Δt có thể lấy gần đúng như khi thiết bị ngược chiều và được xác định theo (2-9). Hệ số truyền nhiệt k có thể tính như đối với vách phẳng theo (2-6) khi $d_2/d_1 \leq 1,4$:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}$$

δ - chiều dày của vách, $\delta = 0,5 (d_2 - d_1)$;

λ - hệ số dẫn nhiệt của vách ống;

α_1 - hệ số tỏa nhiệt của khối vào bề mặt ngoài ống, $W/m^2 \cdot ^\circ K$

α_2 - hệ số tỏa nhiệt của nước vào bề mặt trong ống, $W/m^2 \cdot ^\circ K$

Hệ số tỏa nhiệt của khối α_1 ở đây phải kể đến ảnh hưởng bức xạ của khối:

$$\alpha_1 = \alpha_{1d} + \alpha_{1b} \quad (2-66)$$

α_{1d} - hệ số tỏa nhiệt đối lưu của khối,

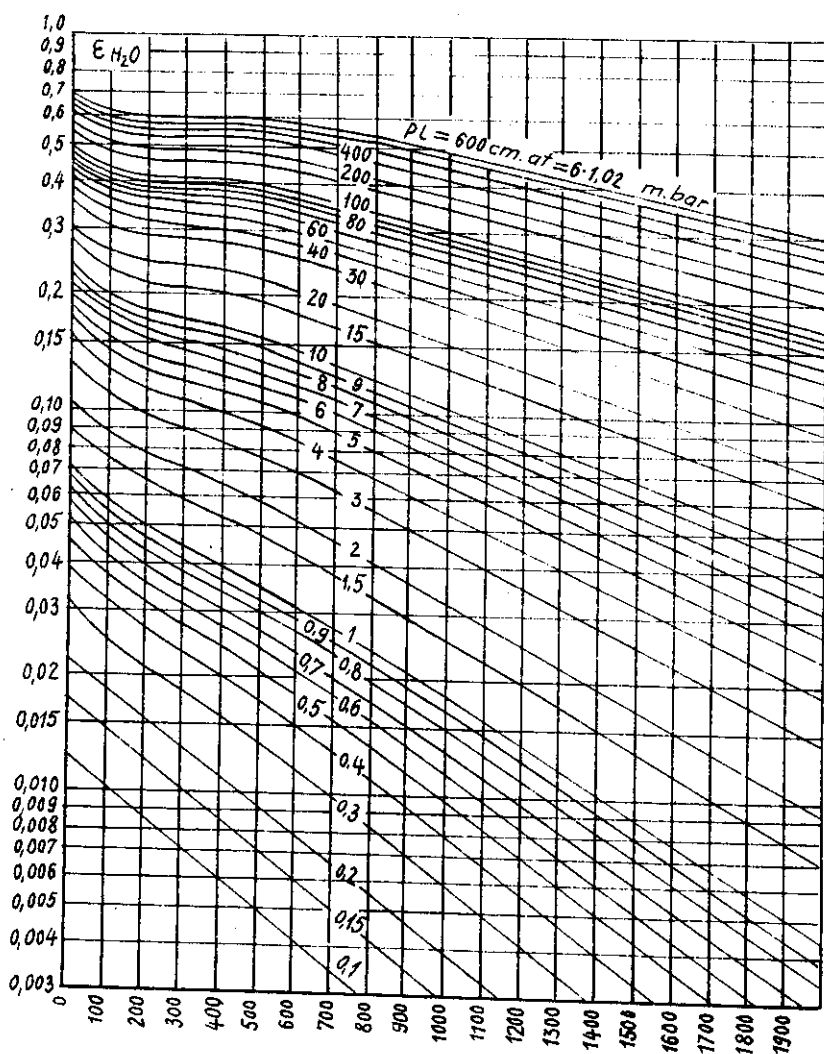
α_{1b} - hệ số tỏa nhiệt bức xạ của khối.

Hệ số tỏa nhiệt đối lưu α_{ld} tổng quát phải kể đến ảnh hưởng của sự bám bẩn bề mặt ngoài của ống, nên ta có:

$$\alpha_{ld} = \varphi \cdot \alpha'_l$$

Với khối bám bẩn trên bề mặt ngoài của ống, có thể chọn $\varphi = 0,8$. Hệ số tỏa nhiệt đối lưu của toàn bộ chùm ống α'_l được xác định theo (2-25) khi biết số hàng ống hoặc tính gần đúng theo (2-26) khi bỏ qua ảnh hưởng của số hàng ống, trong đó hệ số tỏa nhiệt α_{ll} của hàng ống thứ 3 được xác định theo phương trình tiêu chuẩn (2-27) hoặc (2-28).

Hệ số tỏa nhiệt bức xạ α_{lb} được xác định như sau:



Hình 2-7. Giản đồ xác định độ đen của H_2O

$$\alpha_{lh} = \frac{q_h}{t_k - t_w} \quad (2-67)$$

$$q_h = C_h \left[\left(\frac{T_k}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_w}{100} \right)^4 \right] \quad (2-68)$$

$$C_h = \frac{C_0}{\frac{1}{\varepsilon_k} + \frac{1}{\varepsilon_w} - 1} \quad (2-69)$$

ở đây:

T_k - nhiệt độ trung bình của khối;

T_w - nhiệt độ trung bình bề mặt ngoài ống;

ε_k - độ đen của khối;

ε_w - độ đen của bề mặt ống.

C_0 - hệ số bức xạ của vật đen tuyệt đối, $C_0 = 5,67$.

Độ đen của khối tính theo nhiệt độ trung bình của khối nếu $t_k > t_w$ hoặc tính theo nhiệt độ của vách ống nếu $t_k < t_w$ và được xác định bằng công thức:

$$\varepsilon_k = \varepsilon_{CO_2} + \beta \cdot \varepsilon_{H_2O} \quad (2-70)$$

Ở đây độ đen ε_{CO_2} của khí CO_2 và ε_{H_2O} của nước được xác định theo đồ thị ở hình 2-6 và hình 2-7 phụ thuộc vào nhiệt độ của khí t_k , tích số giữa phân áp suất p_i của khí và chiều dài trung bình của tia bức xạ l .

Chiều dài trung bình của tia bức xạ được tính theo công thức:

$$l = 1,08 \cdot d_2 \left(\frac{s_1 \cdot s_2}{d_2^2} - 0,785 \right) \quad (2-71)$$

trong đó:

d_2 - đường kính ngoài của ống, *cm*

s_1, s_2 - bước ống ngang và bước ống dọc, *cm*

Phân áp suất p_i của khí trong khối được xác định theo thành phần thể tích r_i và áp suất p của khối:

$$p_i = r_i p$$

β - hệ số hiệu chỉnh trong công thức (2-70) kể đến sự phụ thuộc vào phân áp suất p_{H_2O} trong khối, ở đây thông thường ta bỏ qua ảnh hưởng này ($\beta = 1$).

Hệ số tỏa nhiệt α_2 của nước trong ống được xác định theo (2-17) khi chảy tầng và theo (2-18) khi chảy rối. Ở đây không kể đến ảnh hưởng của

bức xạ (vì là chất lỏng) và ảnh hưởng của bám bẩn bề mặt (vì nước sạch).

Để tính trở kháng thủy lực chúng ta sử dụng công thức (2-49) trong đó với nước chảy trong ống tính theo (2-50), với khối chuyển động cát ngang bên ngoài chùm ống tính theo (2-53). Công của bơm hoặc quạt tính theo (2-63).

Ví dụ 2.1

Bộ hâm nước trong nhà máy nhiệt điện có các số liệu sau: lưu lượng nước $G_2 = 230 \text{ T/h}$, nhiệt độ nước vào $t'_2 = 160^\circ\text{C}$, nhiệt độ nước ra $t''_2 = 300^\circ\text{C}$. Nước chảy trong ống thép có hệ số dẫn nhiệt $\lambda = 22 \text{ W/m.}^\circ\text{K}$, đường kính ống $d_1/d_2 = 44/51 \text{ mm}$, tốc độ trung bình của nước chảy trong ống (chọn lần đầu) $\omega_2 = 0,6 \text{ m/s}$. Khối có thành phần thể tích 13% CO_2 , 11% H_2O , chuyển động cát ngang qua chùm ống so le với tốc độ tại tiết diện hẹp (chọn lần đầu) $\omega_1 \approx 13 \text{ m/s}$, với lưu lượng $G_1 = 500 \text{ T/h}$ ở nhiệt độ vào $t'_1 = 800^\circ\text{C}$. Các bước ống $s_1 = 2,1.d_2$; $s_2 = 2.d_2$. Xác định diện tích toàn bộ F của thiết bị, số ống uốn khúc n , chiều dài của một ống uốn khúc l_1 , hiệu suất trao đổi nhiệt η của thiết bị.

Giải

Nhiệt độ trung bình của nước:

$$t_2 = 0,5(t'_2 + t''_2) = 0,5(160 + 300) = 230^\circ\text{C}$$

Ở nhiệt độ này ta có các thông số vật lý của nước như sau:

$$\rho_2 = 827 \text{ kg/m}^3; \quad C_{p2} = 4,68 \text{ kJ/kg.dộ}; \quad \lambda_2 = 0,637 \text{ W/m.}^\circ\text{K};$$

$$\gamma_2 = 0,145 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}; \quad \text{Pr}_1 = 0,88.$$

Lượng nhiệt nước nhận:

$$Q = G_2 \cdot C_{p2}(t''_2 - t'_2) = \frac{230 \cdot 10^3}{3600} 4,68(300 - 160)$$

$$Q = 4,2 \cdot 10^4 \text{ kW}$$

Tiêu chuẩn Re của nước:

$$\text{Re}_f = \frac{\omega_2 \cdot d_1}{\gamma_2} = \frac{0,6 \times 0,044}{0,145 \cdot 10^{-6}} = 1,82 \cdot 10^5$$

$\text{Re}_f = 1,82 \cdot 10^5 > 10^4$, như vậy nước chảy rối trong ống và hệ số tỏa nhiệt α_2 được xác định theo (2-18):

$$\text{Nu}_f = 0,021 \cdot \text{Re}_f^{0,8} \cdot \text{Pr}_f^{0,43} \cdot A \cdot \epsilon_1 \cdot \epsilon_k$$

Do hệ số tỏa nhiệt α_2 của nước lớn hơn α_1 của khối rất nhiều nên nhiệt

độ của vách ống bên trong t_w hầu như bằng nhiệt độ của nước, $t_2 \approx t_w$ và có thể coi $A = \left(\frac{Pr_f}{Pr_w}\right)^{0,25} \approx 1$.

Chiều dài ống l_1 chắc chắn sẽ lớn hơn $50d_1$, vậy ta có $\varepsilon_1 = 1$. Vì phần ống uốn cong nhỏ so với chiều dài ống nên ta bỏ qua ảnh hưởng ống uốn cong, $\varepsilon_r \approx 1$. Vậy:

$$Nu_f = 0,021 (1,82 \cdot 10^5)^{0,8} (0,88)^{0,43} = 314$$

$$\alpha_2 = Nu_f \frac{\lambda_2}{d_1} = 314 \frac{0,637}{0,044} = 4550 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{K}$$

Từ bảng nhiệt dung riêng của khối ta thấy ở 800°C , $C_p = 1,264$; ở 700°C , $C_p = 1,239$. Ở lần thử đầu ta chọn $C_p = 1,25 \text{ kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C}$, khi đó nhiệt độ khối ra khỏi thiết bị t_1' khi bỏ qua tổn thất nhiệt:

$$t_1'' = t_1' - \frac{Q}{G_1 C_{p1}} = 800 - \frac{4,2 \cdot 10^4 \cdot 3600}{500 \cdot 10^3 \cdot 1,25} = 558^\circ\text{C}$$

Nhiệt độ trung bình t_1 của khối bằng:

$$t_1 = 0,5 (t_1' + t_1'') = 0,5 (800 + 558) = 679^\circ\text{C}$$

Với $t_1 = 679^\circ\text{C}$ tra bảng nhiệt dung riêng của khối $C_{p1} = 1,234 \text{ kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C}$ và khi tính lại nhiệt độ ra của khối:

$$t_1'' = 800 - \frac{4,2 \cdot 10^4 \cdot 3600}{500 \cdot 10^3 \cdot 1,234} = 554^\circ\text{C}$$

Và nhiệt độ trung bình của khối $t_1 = 0,5 (800 + 554) = 677^\circ\text{C}$. Ở nhiệt độ này nhiệt dung riêng của khối hầu như vẫn như cũ. $C_{p1} = 1,234 \text{ kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C}$, vậy ta không cần phải tính lại nữa.

Kết quả từ nhiệt độ trung bình của khối $t_1 = 677^\circ\text{C}$, tra bảng ta được:

$$\rho_1 = 0,373 \text{ kg/m}^3; \quad \lambda_1 = 0,0808 \text{ W/m} \cdot ^\circ\text{K};$$

$$\gamma_1 = 108 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}; \quad Pr_f = 0,61.$$

Tiêu chuẩn Reynold của khối:

$$Re_f = \frac{\omega_1 \cdot d_2}{\gamma_1} = \frac{13 \times 0,051}{108 \cdot 10^{-6}} = 6130$$

Vì chưa biết số hàng ống nên hệ số tỏa nhiệt đối lưu của chùm ống coi bằng hệ số tỏa nhiệt của hàng ống thứ 3: $\alpha'_{11} = \alpha_{111}$ và khi ống xếp so le theo (2-27):

$$Nu_{11} = 0,41 \cdot Re_f^{0,6} \cdot Pr_f^{0,33} \cdot A \cdot \varepsilon_s$$

Với $s_1/s_2 = 1,05$ nên $\epsilon_s = (s_1/s_2)^{1/6} = 1,05^{1/6} \approx 1$.

Vì tiêu chuẩn Pr của khối ít thay đổi theo nhiệt độ nên $A \approx 1$ và ta có:

$$Nu_{fl} = 0,41 \cdot (6130)^{0,6} \cdot (0,61)^{0,33} = 64,3$$

$$\alpha_1 = Nu_{fl} \frac{\lambda_1}{d_2} = 64,3 \frac{0,0808}{0,051} = 102 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{K}$$

Khi kể đến sự bám bụi của khối tới bề mặt ngoài của ống, hệ số tỏa nhiệt đối lưu của khối bằng:

$$\alpha_{ld} = \varphi \cdot \alpha'_1 = 0,8 \cdot \alpha'_1 = 0,8 \times 102 = 81,6 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{K}$$

Hệ số tỏa nhiệt của khối và bề mặt ngoài ống α_1 :

$$\alpha_1 = \alpha_{ld} + \alpha_{lb}$$

Để xác định ảnh hưởng của bức xạ khối tới bề mặt α_{lb} , ta phải tính chiều dài trung bình của tia bức xạ theo công thức (2-71):

$$l = 1,08 \cdot d_2 \left(\frac{s_1 \cdot s_2}{d_2^2} - 0,785 \right)$$

$$l = 1,08 \times 5,1 \left(\frac{2 \times 2,1}{5,1^2} - 0,785 \right) = 18,8 \text{ cm}$$

Phân áp suất của CO_2 và H_2O khi coi áp suất của khối $p = 1 \text{ at}$.

$$p_{\text{CO}_2} = 0,13 \times 1 = 0,13 \text{ at}$$

$$p_{\text{H}_2\text{O}} = 0,11 \times 1 = 0,11 \text{ at}$$

$$p_{\text{CO}_2} \cdot l = 0,13 \times 18,8 = 2,45 \text{ cm} \cdot \text{at}$$

$$p_{\text{H}_2\text{O}} \cdot l = 0,11 \times 18,8 = 2,07 \text{ cm} \cdot \text{at}$$

Từ đó với nhiệt độ khối $t_1 = t_{\text{CO}_2} = t_{\text{H}_2\text{O}} = 677^\circ\text{C}$ và theo các đồ thị ở hình 2-6, 2-7 ta có $\epsilon_{\text{CO}_2} = 0,074$, $\epsilon_{\text{H}_2\text{O}} = 0,046$.

Độ đen của khối khi coi $\beta = 1$ bằng:

$$\epsilon_k = \epsilon_{\text{CO}_2} + \beta \epsilon_{\text{H}_2\text{O}} = 0,074 + 0,046 = 0,12$$

Để tìm nhiệt độ bề mặt ống t_w , ta có thể giả thiết như sau:

Bỏ qua nhiệt trở dẫn nhiệt của vách, nên nhiệt độ bề mặt bên ngoài ống bằng bên trong. Gọi độ chênh nhiệt độ của khối với nhiệt độ bề mặt ngoài là θt_1 và giữa nước với bề mặt trong là θt_2 , ta có:

$$\alpha_1 \cdot \theta t_1 = \alpha_2 \cdot \theta t_2 \text{ hay } \theta t_2 = \frac{\alpha_1}{\alpha_2} \theta t_1$$

Với $\theta t_1 = t_1 - t_2 = 677 - 230 = 447^\circ\text{C}$ và $\alpha_1 = \alpha_{ld} = 81,6 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{K}$, ta có:

$$\delta t_2 = \frac{81,6}{4550} \cdot 447 = 8^{\circ}\text{C}$$

$$t_w = t_2 + \delta t_2 = 230 + 8 = 238^{\circ}\text{C}$$

Ở nhiệt độ này với vật liệu là thép bị oxy hóa ta tra được $\epsilon_w = 0,79$ và hệ số bức xạ của hệ thống C_h bằng:

$$C_h = \frac{C_0}{\frac{1}{\epsilon_k} + \frac{1}{\epsilon_w} - 1} = \frac{5,67}{\frac{1}{0,12} + \frac{1}{0,79} - 1} = 0,66$$

Nhiệt bức xạ của khối:

$$q_b = C_h \left[\left(\frac{T_k}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_w}{100} \right)^4 \right]$$

$$q_b = 0,66 \left[\frac{(677 + 273)^4}{100^4} - \frac{(238 + 273)^4}{100^4} \right] = 4926 \text{ W/m}^2$$

Hệ số tỏa nhiệt bức xạ của khối α_{lb} bằng:

$$\alpha_{lb} = \frac{q_b}{t_k - t_w} = \frac{4926}{677 - 238} = 11,22 \text{ W/m}^2 \cdot ^{\circ}\text{K}$$

Hệ số tỏa nhiệt của khối với bề mặt ngoài ống:

$$\alpha_l = \alpha_{ld} + \alpha_{lb} = 81,6 + 11,22 = 92,82 \text{ W/m}^2 \cdot ^{\circ}\text{K}$$

Ảnh hưởng của bức xạ ở đây chiếm 12%.

Hệ số truyền nhiệt khi $d_1/d_2 = 51/44 = 1,16 < 1,4$ có thể tính như vách phẳng và bằng:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_l} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{92,82} + \frac{0,0035}{22} + \frac{1}{4550}}$$

$$k = 89,67 \text{ W/m}^2 \cdot ^{\circ}\text{K}$$

Độ chênh nhiệt độ trung bình khi coi như chuyển động ngược chiều:

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{(800 - 300) - (554 - 160)}{\ln \frac{800 - 300}{554 - 160}}$$

$$\Delta t = 445^{\circ}\text{C}.$$

Ta kiểm tra lại việc tính gần đúng nhiệt độ bề mặt t_w :

$$q = k \cdot \Delta t = 89,67 \times 445 = 39903 \text{ W/m}^2.$$

$$\Delta t_2 = \frac{q}{\alpha_2} = \frac{39903}{4550} = 8,77^\circ\text{C}$$

$$t_w = t_2 + \Delta t_2 = 230 + 8,77 = 238,77^\circ\text{C}.$$

Kết quả này khá phù hợp với việc tính gần đúng $t_w = 238^\circ\text{C}$ nên ta không phải tính lại α_{1b} .

Tổng diện tích bề mặt truyền nhiệt của các ống:

$$F = \frac{Q}{k \cdot \Delta t} = \frac{4,2 \cdot 10^4 \cdot 10^3}{89,67 \times 445} = 1053 \text{ m}^2$$

Số ống uốn khúc n:

$$n = \frac{4G_2}{\pi \cdot d_1^2 \cdot \rho_2 \cdot \omega_2} = \frac{4 \times 230 \cdot 10^3}{3,14 \times 0,044^2 \times 827 \times 0,6 \times 3600} = 84,72$$

Chọn $n = 85$ ống, từ đó tính lại tốc độ nước ω_2 :

$$\omega_2 = \frac{4G_2}{n \cdot \pi \cdot d_1^2 \cdot \rho_2} = 0,598 \text{ m/s}$$

Vì $\omega_2 = 0,598 \text{ m/s} \approx 0,6 \text{ m/s}$ nên (như giả thiết ban đầu) ta không phải tính lại α_2 do tốc độ thay đổi nữa.

Chiều dài của một ống uốn khúc:

$$l_1 = \frac{F}{n \cdot \pi \cdot d_{12}} = \frac{1053}{85 \times 3,14 \times 0,051} = 77,36 \text{ m}$$

Hiệu suất thiết bị trao đổi nhiệt khi $W_1 = G_1 C_{p1} < W_2 = G_2 C_{p2}$:

$$\eta = \frac{t'_1 - t''_1}{t'_1 - t'_2} = \frac{800 - 554}{800 - 160} = 0,384 = 38,4\%$$

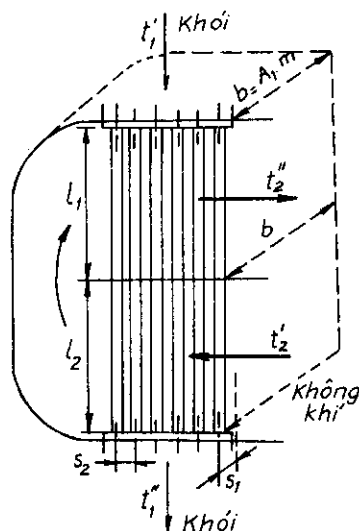
2.2.2. Thiết bị đốt nóng không khí bằng khói

Người ta có thể dùng khói (sản phẩm cháy nhiên liệu than, dầu, khí đốt ...) để đốt nóng không khí, ví dụ bộ sấy không khí kiểu ống trong nhà máy nhiệt điện (nhằm đốt nóng không khí trước khi đưa vào buồng đốt của lò hơi) hoặc calorife để đốt nóng không khí trong thiết bị sấy.

Vì hệ số tỏa nhiệt đối lưu của khói và không khí gần bằng nhau (khi nhiệt

độ và tốc độ của khối và không khí không sai khác nhau nhiều) nên thiết bị thường gồm các ống trơn, vì nếu làm cánh phải làm cánh cả phía ngoài lẫn phía trong ống mới có hiệu quả (làm cánh mặt trong ống khó và phức tạp).

Trong thiết bị đốt nóng không khí bằng khối, khối cho đi bên trong các ống (vì khối chứa bụi bẩn và việc làm sạch bề mặt bên trong ống dễ hơn), còn không khí cất ngang bên ngoài chùm ống (không khí sạch nên không bám bẩn trên bề mặt ngoài các ống). Chùm ống thường được bố trí so le. Các ống thường được đặt đứng trong đó khối đi trong ống từ trên xuống dưới (bộ sấy không khí trong nhà máy nhiệt điện) hoặc từ dưới lên trên (calorife của thiết bị sấy).



Hình 2-8. Bộ sấy không khí trong nhà máy nhiệt điện

Hình 2-8 trình bày bộ sấy không khí trong nhà máy nhiệt điện.

Tổng số ống n được xác định khi biết lưu lượng khối G_1 chuyển động trong các ống:

$$G_1 = n \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} \omega_1 \cdot \rho_1$$

$$n = \frac{4G_1}{\pi \cdot d_1^2 \cdot \omega_1 \cdot \rho_1} \quad (2-72)$$

Chiều dài của mỗi ống l được xác định theo hình 2-8:

$$l = 2l_1$$

$$l_1 = \frac{F}{2n \cdot \pi \cdot d_1} \quad (2-73)$$

Vì đường kính ống nhỏ, chiều dày ống cũng nhỏ nên ta có thể coi diện tích mặt trong ống F_1 bằng diện tích mặt ngoài ống F_2 và bằng diện tích bề mặt truyền nhiệt F , ($F_1 \approx F_2 \approx F$).

Trong các công thức trên:

d_1 - đường kính trong của ống, m

ω_1 - tốc độ khối trong ống, m/s

ρ_1 - khối lượng riêng của khối, kg/m^3

Gọi số ống trong một hàng ống là m , tổng tiết diện mà không khí đi qua là S_2 , ta có:

$$\begin{aligned} S_2 &= \frac{G_2}{\rho_2 \cdot \omega_2} \\ S_2 &= l_1 \cdot b - m \cdot d_2 \cdot l_1 \\ S_2 &= l_1 \cdot m \cdot s_1 - m \cdot d_2 \cdot l_1 \\ S_2 &= l_1 \cdot m \cdot (s_1 - d_2) \\ m &= \frac{S_2}{l_1 (s_1 - d_2)} = \frac{G_2}{\rho_2 \omega_2 l_1 (s_1 - d_2)} \end{aligned} \quad (2-74)$$

ở đây:

G_2 - lưu lượng không khí
 ω_2 - tốc độ không khí qua khe hẹp giữa các ống

ρ_2 - khối lượng riêng của không khí

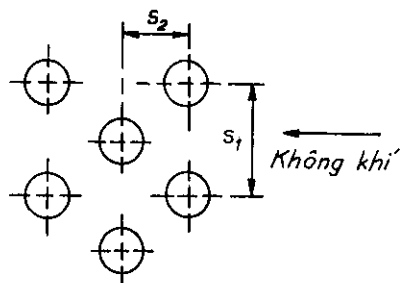
s_1 - bước ống ngang, m

d_2 - đường kính ngoài của ống, m

Số hàng ống z trong công thức:

$$n = m \cdot z$$

$$z = \frac{n}{m}$$



$z = 3, 2, 1$ (hàng ống)
 Hình 2-9. Bố trí ống so le

(2-75)

Tổng diện tích bề mặt các ống F được xác định từ phương trình truyền nhiệt, và khi ký hiệu nhiệt của khối Q_1 , của không khí Q_2 , ta có:

$$F = \frac{Q}{k \cdot \Delta t}$$

$$Q_1 = Q_2 + Q_t$$

$$Q = Q_1 = \frac{Q_2}{\eta_t}$$

Độ chênh nhiệt độ trung bình Δt được xác định như sau:

$$\Delta t = \varepsilon_{\Delta t} \cdot \Delta t_{ng}$$

Δt_{ng} - độ chênh nhiệt độ trung bình của thiết bị ngược chiều;

$\varepsilon_{\Delta t}$ - hệ số được xác định từ đồ thị ở Phụ lục theo P và R :

$$P = \frac{t_2'' - t_2'}{t_1' - t_2'} ; \quad R = \frac{t_1' - t_1''}{t_2'' - t_2'}$$

Hệ số truyền nhiệt k ở đây có thể tính theo vách phẳng với chiều dày vách $\delta = 0,5(d_2 - d_1)$ khi $d_2/d_1 \leq 1,4$:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}$$

α_1 - hệ số tỏa nhiệt của khối trong ống;

α_2 - hệ số tỏa nhiệt của không khí cắt ngang chùm ống.

$$\alpha_1' = \alpha_{1d} + \alpha_{1b}$$

Thực tế tính toán cho thấy, khi nhiệt độ của khối $t_1 \geq 400^\circ\text{C}$, để tính α_1 phải kể đến ảnh hưởng bức xạ của khối α_{1b} , còn nếu nhiệt độ khối $t_1 < 400^\circ\text{C}$ ta có thể bỏ qua ảnh hưởng bức xạ của khối. Để tính α_{1b} ta vẫn sử dụng công thức (2-67), (2-68), (2-69), (2-70) và chiều dài trung bình của tia bức xạ được tính bằng công thức $l = 0,9d_1$ khi coi chiều dài của ống là vô cùng lớn.

Vì khối chuyển động trong ống đứng nên bám bụi ít, có thể bỏ qua ảnh hưởng bám bụi và ta có:

$$\alpha_{1d} = \varphi \cdot \alpha_1' = \alpha_1'$$

Hệ số tỏa nhiệt đối lưu của khối chuyển động trong ống α_1' được tính theo (2-17) khi dòng chảy tầng hoặc theo (2-18) khi dòng chảy rối.

Hệ số tỏa nhiệt α_2 của không khí chảy ngang qua chùm ống so le khi chưa biết số hàng ống hoặc khi số hàng ống lớn ta tính theo (2-26) và (2-27).

Ở đây, vì không khí sạch nên không có ảnh hưởng của bám bụi và coi không khí là khí 2 nguyên tử nên không có bức xạ. Trở kháng thủy lực của khối tính theo (2-49) và (2-50), của không khí tính theo (2-49) và (2-53).

Ví dụ 2.2

Bộ sấy không khí cho nhà máy nhiệt điện kiểu ống hai bước $l = 2l_1$ (hình 2-8) có các số liệu sau: không khí chuyển động cắt ngang ống với lưu lượng $G_2 = 21,5 \text{ kg/s}$, nhiệt độ vào $t_2' = 30^\circ\text{C}$, nhiệt độ ra $t_2'' = 260^\circ\text{C}$, tốc độ tại khe hẹp $\omega_2 = 8 \text{ m/s}$. Khối chuyển động trong ống có thành phần thể tích 13% CO_2 , 11% H_2O với lưu lượng $G_1 = 19,6 \text{ kg/s}$, tốc độ $\omega_1 = 14 \text{ m/s}$, nhiệt độ vào $t_1' = 380^\circ\text{C}$. Các ống bằng thép có hệ số dẫn nhiệt $\lambda = 46,5 \text{ W/m}^\circ\text{K}$, đường kính ống $d_2/d_1 = 53/50 \text{ mm}$, ống xếp so le với $s_1 = s_2 = 1,3d_2$.

Xác định tổng diện tích các ống F , chiều dài l của mỗi ống, tổng số ống n , số ống trong mỗi hàng ống m , số hàng ống z , hiệu suất thiết bị trao đổi nhiệt η , hiệu suất excecgi của thiết bị η_e , nếu biết nhiệt độ của môi trường $t_0 = 27^\circ\text{C}$.

Giải

Nhiệt độ trung bình của không khí :

$$t_2 = 0,5(t_2' + t_2'') = 0,5(30 + 260) = 145^\circ\text{C}$$

Ở nhiệt độ này không khí có các thông số vật lý sau:

$$\rho_2 = 0,844 \text{ kg/m}^3; C_{p2} = 1,01 \text{ kJ/kg.độ } \lambda_2 = 3,52 \cdot 10^{-2} \text{ W/m.}^\circ\text{K};$$

$$\gamma_2 = 28,3 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}, \text{Pr}_2 = 0,684.$$

Lượng nhiệt không khí nhận Q_2 :

$$Q_2 = G_2 \cdot C_{p2}(t_2'' - t_2') = 21,5 \times 1,01 (260 - 30) = 5000 \text{ kW}$$

Khi bỏ qua tổn thất nhiệt ra môi trường ($\eta_1 = 100\%$) thì nhiệt không khí nhận bằng nhiệt khối nhả ra Q_1 và bằng nhiệt truyền qua vách ống $Q = Q_1 = Q_2$.

Để tìm nhiệt độ t_1'' của khối ra, ta có:

$$t_1'' = t_1' - \frac{Q_1}{G_1 \cdot C_{p1}} \quad (a)$$

Muốn biết C_{p1} phải biết nhiệt độ trung bình t_1 của khối. Ta nhận thấy giá trị $W = G \cdot C_p$ của khối và không khí tương đương với nhau nên hiệu nhiệt độ của khối cũng gần bằng của không khí, vậy ta chọn $t_1' - t_1'' = t_2'' - t_2' = 260 - 30 = 230^\circ\text{C}$ và $t_1'' = 380 - 230 = 150^\circ\text{C}$, từ đó nhiệt độ trung bình của khối $t_1 = 0,5(380 + 50) = 265^\circ\text{C}$. Ở nhiệt độ đó tra bảng ta có $C_{p1} = 1,11 \text{ kJ/kg.độ}$, thay vào (a) ta có:

$$t_1'' = 380 - \frac{5000}{19,6 \times 1,11} = 150^\circ\text{C}$$

Kết quả $t_1'' = 150^\circ\text{C}$ hoàn toàn phù hợp với việc chọn ban đầu t_1'' để xác định C_{p1} . Vậy ta không phải tính lại, kết quả nhiệt độ ra của khối $t_1'' = 150^\circ\text{C}$, nhiệt độ trung bình của khối $t_1 = 265^\circ\text{C}$ và các thông số vật lý của khối ứng với nhiệt độ trung bình này:

$$\rho_1 = 0,622 \text{ kg/m}^3; C_{p1} = 1,11 \text{ kJ/kg.độ}; \lambda_1 = 0,0454 \text{ W/m.}^\circ\text{K}$$

$$\gamma_1 = 41,2 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}; \text{Pr}_1 = 0,66.$$

Từ đó:

$$\text{Re}_f = \frac{\omega_1 \cdot d_1}{\gamma_1} = \frac{14 \times 0,05}{41,2 \cdot 10^{-6}} = 1,7 \cdot 10^4$$

Vì ở đây $\text{Re} > 1 \cdot 10^4$ nên khối chảy rối trong ống, theo (2-18) ta có:

$$\text{Nu}_f = 0,021 \cdot \text{Re}_f^{0,8} \cdot \text{Pr}_f^{0,43} \cdot A \cdot \varepsilon_1 \cdot \varepsilon_R \quad (b)$$

Do ống không uốn cong $\varepsilon_R = 1$, tiêu chuẩn Pr của khối ít thay đổi theo nhiệt độ $A \approx 1$, giả thiết chiều dài ống thỏa mãn $l \geq 50d_1$ ta có $\varepsilon_1 = 1$. Vậy từ (b) ta có:

$$Nu_f = 0,021 (1,7 \cdot 10^4)^{0,8} (0,66)^{0,43} = 43,5$$

Hệ số tỏa nhiệt đối lưu α'_1 :

$$\alpha'_1 = Nu_f \frac{\lambda_1}{d_1} = 43,5 \frac{0,0454}{0,05} = 39,5 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{K}.$$

Vì khối chuyển động trong ống đứng nên ít bám bụi: $\rho = 1$ và $\alpha_{1d} = \varphi \cdot \alpha'_1 = \alpha'_1 = 39,5 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{K}$. Nhiệt độ của khối $t'_1 = 380^\circ\text{C} < 400^\circ\text{C}$ nên có thể bỏ qua bức xạ của khối $\alpha_{1b} = 0$. Vậy hệ số tỏa nhiệt của khối tới bề mặt trong ống:

$$\alpha_1 = \alpha_{1d} = 39,5 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{K}.$$

Đối với không khí ta có:

$$Re_f = \frac{\omega_2 \cdot d_2}{\gamma_2} = \frac{8 \times 0,053}{28,3 \cdot 10^{-6}} = 1,5 \cdot 10^4$$

Ở đây thỏa mãn điều kiện $Re = 10^3 \div 10^5$, ống xếp so le theo (2-27), ta có:

$$Nu_f = 0,41 \cdot Re_f^{0,6} \cdot Pr_f^{0,33} \cdot A \cdot \varepsilon_1 \quad (c)$$

Vì $s_1 = s_2$ nên $s_1/s_2 = 1$, theo (2-29) $\varepsilon_1 = 1$, và tiêu chuẩn Pr của không khí ít thay đổi theo nhiệt độ, ta coi $A \approx 1$. Vậy từ (c):

$$Nu_f = 0,41 \cdot (1,5 \cdot 10^4)^{0,6} \cdot (0,684)^{0,33} = 115$$

Khi coi số hàng ống lớn (bỏ qua ảnh hưởng của hàng ống đầu và thứ hai), hệ số tỏa nhiệt đối lưu trung bình α_{2d} của không khí tới toàn bộ các ống bằng:

$$\alpha_{2d} = Nu_f \frac{\lambda_2}{d_2} = 115 \frac{0,0352}{0,053} = 76,2 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{K}$$

Vì không khí không có bức xạ và sạch, nên hệ số tỏa nhiệt của không khí $\alpha_2 = \alpha_{2d} = 76,2 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{K}$

Hệ số truyền nhiệt tính theo vách phẳng vì $d_2/d_1 < 1,4$ và ta có:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{39,5} + \frac{1,5 \cdot 10^{-3}}{46,5} + \frac{1}{76,2}}$$

$$k = 26 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{K}.$$

Độ chênh nhiệt độ trung bình Δt :

$$\Delta t = \varepsilon_{\Delta t} \cdot \Delta t_{ng}$$

Ở đây $\Delta t_1 = t'_1 - t''_2 = 380 - 260 = 120^\circ\text{C}$; $\Delta t_2 = t''_1 - t'_2 = 150 - 30 = 120^\circ\text{C}$. Vì $\Delta t_1 = \Delta t_2$ nên Δt_{ng} được tính theo trung bình cộng:

$$\Delta t_{ng} = t_1 - t_2 = \frac{t'_1 + t''_1}{2} - \frac{t'_2 + t''_2}{2}$$

$$\Delta t_{ng} = \frac{380 + 150}{2} - \frac{260 + 30}{2} = 265 - 145 = 120^\circ\text{C}$$

$$P = \frac{t''_2 - t'_2}{t'_1 - t'_2} = \frac{260 - 30}{380 - 30} = 0,658$$

$$R = \frac{t'_1 - t''_1}{t''_2 - t'_2} = \frac{380 - 150}{260 - 30} = 1,0$$

Từ đồ thị ở phần Phụ lục theo P và R và ta tra được $\varepsilon_{\Delta t} = 0,88$, vậy:

$$\Delta t = 0,88 \times 120 = 105,5^\circ\text{C}$$

Tổng diện tích bề mặt truyền nhiệt:

$$F = \frac{Q}{k \cdot \Delta t} = \frac{5 \cdot 10^6}{26 \times 105,5} = 1830 \text{ m}^2$$

Tổng số ống theo (2-72), ta có:

$$n = \frac{4 \cdot G_1}{\pi d_1^2 \cdot \omega_1 \cdot \rho_1} = \frac{4 \times 19,6}{3,14 \times 0,05^2 \cdot 14 \times 0,622} = 1080$$

Chiều dài mỗi ống theo (2-73):

$$l = 2 \cdot l_1 = 2 \cdot \frac{F}{2 \cdot \pi \cdot d_1 \cdot n} = \frac{F}{\pi d_1 \cdot n} = \frac{1830}{3,14 \times 0,05 \times 1080} = 10,8 \text{ m}$$

$l_1 = 5,4 \text{ m}$, thỏa mãn điều kiện $l_1 > 50 d_1$.

Số ống trong mỗi hàng ống m, theo (2-74):

$$m = \frac{G_2}{\omega_2 \cdot \rho_2 \cdot l_1 (s_1 - d_1)} = \frac{21,5}{0,844 \times 8 \times 5,4 \times (1,3 d_2 - d_2)} = 38$$

Số hàng ống z theo (2-75):

$$z = \frac{n}{m} = \frac{1080}{38} = 28,4 \approx 29$$

Thực tế khi ta làm tròn số hàng ống và lấy $z = 29$, nghĩa là tổng số ống

bây giờ là $n' = 38 \times 29 = 1102$ lớn hơn số ống tính toán $n = 1080$, do đó tốc độ khối trong ống sẽ nhỏ đi. Từ (2-72) với $n' = 1102$ tính được $\omega'_1 = 13,73 \text{ m/s} < \omega_1 = 14 \text{ m/s}$. Muốn chính xác ta phải tính lại giá trị α_1 theo α'_1 , tuy nhiên sự sai khác ở đây nhỏ, chúng ta có thể bỏ qua và không phải tính lại.

Kết quả tính toán số hàng ống $z = 29$ là lớn nên phù hợp với giả thiết tính α_{2d} và không phải tính lại α_{2d} . Nếu số hàng ống có giá trị nhỏ ($z < 10$) thì với kết quả z tính được ta phải tính lại α_{2d} theo giá trị z .

$$\text{Ta có:} \quad W_1 = G_1 \cdot C_{p1} = 19,6 \times 1,11 = 21,756$$

$$W_2 = G_2 \cdot C_{p2} = 21,5 \times 1,01 = 21,715$$

Vì $W_2 < W_1$, nên hiệu suất thiết bị trao đổi nhiệt bằng:

$$\eta = \frac{\delta t_2}{\delta t_{\max}} = \frac{t''_2 - t'_2}{t'_1 - t'_2} = \frac{260 - 30}{380 - 30} = 0,658 = 65,8\%$$

Hiệu suất execgi η_c khi bỏ qua tổn thất nhiệt của thiết bị tới môi trường ($\eta_t = 1$) và $t_o = 27^\circ\text{C} = 300^\circ\text{K}$, được tính như sau :

$$\eta_c = \frac{T_1 (T_2 - T_0)}{T_2 (T_1 - T_0)}$$

$$T_1 = \frac{t'_1 + t''_1}{2} + 273 = 265 + 273 = 538^\circ\text{K}$$

$$T_2 = \frac{t'_2 + t''_2}{2} + 273 = 145 + 273 = 418^\circ\text{K}$$

$$\eta_c = \frac{538 (418 - 300)}{418 (538 - 300)} = 0,638 = 63,8\%.$$

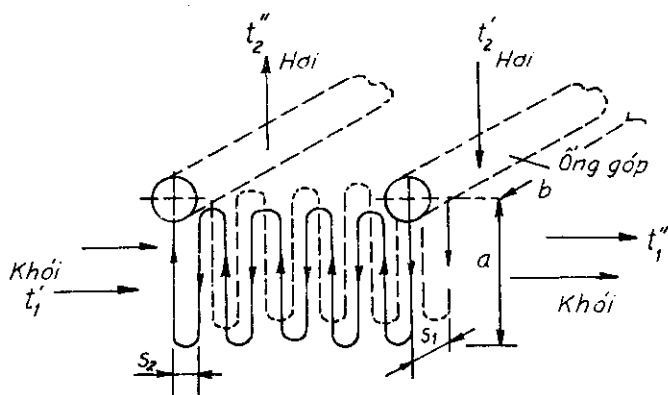
2.2.3. Thiết bị đốt nóng hơi nước bằng khói

Thực tế nhiều khi cần cung cấp nhiệt để tăng nhiệt độ của hơi nước ở áp suất không đổi. Ví dụ đốt nóng hơi nước bão hòa khô thành hơi quá nhiệt ở $p = \text{const}$ trong bộ quá nhiệt của lò hơi, đốt nóng hơi nước sau khi ra khỏi phần cao áp của tuabin hơi ở $p = \text{const}$ trong bộ quá nhiệt trung gian của lò hơi nhà máy nhiệt điện ... Sau đây ta chỉ giới thiệu thiết bị đốt nóng hơi bằng khói (sản phẩm của quá trình đốt cháy nhiên liệu như than, dầu, khí ...).

Cấu tạo của bộ quá nhiệt hoặc bộ quá nhiệt trung gian được thể hiện trên hình 2-10.

Ở đây hơi nước đi vào ống góp rồi đi bên trong dàn ống uốn cong thường

được xếp song song, sau đó từ ống góp đi ra khỏi thiết bị. Khối chuyển động trong kênh và cắt ngang bên ngoài các ống. Khối và hơi được bố trí đi ngược chiều nhau, khối được cho đi bên ngoài các ống uốn cong, vì ta có thể dễ làm sạch bề mặt bên ngoài ống.



Hình 2-10. Cấu tạo bộ quá nhiệt

Khi gọi số phần tử ống uốn khúc là n , chiều dài của một phần tử ống uốn cong là l_1 , tổng diện tích truyền nhiệt F (diện tích bề mặt các phần tử ống uốn khúc), ta có các quan hệ sau:

$$n = \frac{4 \cdot G_2}{\pi \cdot d_1^2 \cdot \omega_2 \cdot \rho_2} \quad (2-76)$$

$$F = \pi \cdot d_2 \cdot n \cdot l_1$$

$$l_1 = \frac{F}{\pi \cdot d_2 \cdot n} \quad (2-77)$$

Khi gọi chiều cao của tiết diện kênh mà khối đi qua là a , chiều rộng kênh là b , số hàng ống là z , chiều dài kênh c , ta có quan hệ sau:

$$l_1 \approx a \cdot z \text{ hay } z \approx \frac{l_1}{a} \quad (2-78a)$$

$$b \approx (n - 1)s_1 + s_1 = n \cdot s_1 \quad (2-78b)$$

$$c = (z - 1)s_2 \quad (2-78c)$$

Diện tích bề mặt truyền nhiệt được xác định từ phương trình truyền nhiệt và khi ký hiệu Q_1 - nhiệt của khối, Q_2 - nhiệt của hơi nước, Q - nhiệt truyền

từ khối tới hơi nước, ta có:

$$F = \frac{Q}{k \cdot \Delta t}$$

$$Q_1 = Q_2 + Q_i \quad ; \quad \eta_1 = Q_2/Q_1$$

$$Q = Q_2 = \eta_1 \cdot Q_1$$

Với sơ đồ chuyển động như ở hình 2-10, ta có thể coi khối và hơi nước chuyển động ngược chiều và độ chênh nhiệt độ trung bình Δt được tính theo kiểu ngược chiều.

Hệ số truyền nhiệt k khi $d_2/d_1 \leq 1,4$ cũng có thể được tính như vách phẳng với chiều dày vách $\delta = 0,5 (d_2 - d_1)$, trong đó:

d_1 - đường kính trong,

d_2 - đường kính ngoài của ống.

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}$$

α_1 - hệ số tỏa nhiệt của khối chuyển động cắt ngang bên ngoài chùm ống bố trí song song;

α_2 - hệ số tỏa nhiệt của hơi nước chuyển động trong ống;

λ - hệ số dẫn nhiệt của vách ống.

Ta có:

$$\alpha_1 = \alpha_{1d} + \alpha_{1b}$$

α_{1d} - hệ số tỏa nhiệt đối lưu;

α_{1b} - hệ số tỏa nhiệt kể đến ảnh hưởng bức xạ của khối tới bề mặt ngoài ống.

$$\alpha_{1d} = \varphi \cdot \alpha'_1$$

Ở đây ta có thể lấy hệ số bám bẩn của khối $\varphi = 0,8$;

α'_1 - hệ số tỏa nhiệt đối lưu của toàn bộ chùm ống. Nếu số chùm ống lớn ta có thể coi: $\alpha'_1 = \alpha_{III}$ - hệ số tỏa nhiệt của hàng ống thứ 3 trở đi được xác định theo (2-28).

α_2 - hệ số tỏa nhiệt của hơi nước chuyển động trong ống được tính theo (2-17) khi chảy tầng hoặc (2-18) khi chảy rối. Ở đây hơi nước sạch nên không có bám bẩn ($\varphi = 1$) và có thể bỏ qua ảnh hưởng bức xạ của hơi nước tới bề mặt bên trong ống nếu nhiệt độ hơi không lớn.

Trở lực của hơi chuyển động trong ống tính theo (2-49), (2-50), (2-60),

của khối chuyển động cắt ngang bên ngoài chùm ống song song tính theo (2-49) và (2-56).

Ví dụ 2.3

Bộ quá nhiệt của lò hơi có các thông số sau: lượng hơi $G_2 = 230 \text{ T/h}$ ở áp suất $p = 9,8 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2$; hơi đi vào là hơi bão hòa khô, nhiệt độ của hơi quá nhiệt khi ra khỏi bộ quá nhiệt $t''_2 = 510^\circ\text{C}$, tốc độ của hơi trong ống $\omega_2 = 17 \text{ m/s}$. Các ống bằng thép với $\lambda = 22 \text{ W/m}^\circ\text{K}$, $d_2/d_1 = 32/28 \text{ mm}$, được xếp song song với $s_1 = 2,3d_2$, $s_2 = 3d_2$. Khối có thành phần thể tích 13% CO_2 , 11% H_2O với lưu lượng $G_1 = 500 \text{ T/h}$, nhiệt độ vào $t'_1 = 1100^\circ\text{C}$, tốc độ khối tại khe hẹp $\omega_1 = 14 \text{ m/s}$. Xác định tổng diện tích bề mặt truyền nhiệt F , số phần tử uốn khúc n , chiều dài l , ống uốn khúc l_1 , số hàng ống z , trở kháng thủy lực của khối khi đi qua chùm ống.

Giải

Từ bảng hơi nước bão hòa ở $p = 9,8 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2 = 98 \text{ bar}$, ta tìm được nhiệt độ hơi bão hòa $t_s = t'_2 = 309,5^\circ\text{C}$ và entanpi $i'_2 = 2728 \text{ kJ/kg}$. Từ bảng hơi nước quá nhiệt với $p = 98 \text{ bar}$ và $t''_2 = 510^\circ\text{C}$ ta tìm được entanpi của hơi khi ra khỏi bộ quá nhiệt $i_2 = 3401 \text{ kJ/kg}$. Vậy lượng nhiệt mà hơi nhận được từ khối bằng:

$$Q_2 = G_2(i_2 - i'_2) = \frac{230 \cdot 10^3}{3600} (3401 - 2728) = 4,3 \cdot 10^4 \text{ kW}$$

Nhiệt độ trung bình t_2 của hơi :

$$t_2 = 0,5(t'_2 + t''_2) = 0,5(309,5 + 510) = 410^\circ\text{C}$$

Từ nhiệt độ này tra bảng thông số vật lý của hơi nước trên đường bão hòa ta có:

$$\rho_2 = 36,5 \text{ kg/m}^3 ; \lambda_2 = 0,0708 \text{ W/m}^\circ\text{K};$$

$$\gamma_2 = 0,704 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}; \text{Pr}_2 = 1,09.$$

Tiêu chuẩn Re_f của dòng hơi:

$$\text{Re}_f = \frac{\omega_2 \cdot d_1}{\gamma_2} = \frac{17 \times 0,028}{0,704 \cdot 10^{-6}} = 6,77 \cdot 10^5 > 2 \cdot 10^4$$

Vậy dòng hơi chuyển động rối trong ống, theo (2-18) ta có phương trình tiêu chuẩn:

$$\text{Nu}_f = 0,021 \cdot \text{Re}_f^{0,8} \cdot \text{Pr}_f^{0,43} \cdot A \cdot \varepsilon_1 \cdot \varepsilon_R$$

Ở đây ta có thể bỏ qua ảnh hưởng của chiều dòng nhiệt, $A \approx 1$, vì trong

toàn bộ chiều dài của ống chỉ có từng đoạn nhỏ uốn cong nên ta bỏ qua ảnh hưởng ống uốn cong, $\epsilon_R = 1$, khi giả thiết chiều dài một phần tử ống thỏa mãn $l_1 > 50d_1$, ta có $\epsilon_1 = 1$. Vậy ta có:

$$Nu_f = 0,021 \cdot (6,77 \cdot 10^5)^{0,8} \cdot (1,09)^{0,43} = 1000$$

Hệ số tỏa nhiệt α_2 của hơi tới bề mặt bên trong ống khi bỏ qua ảnh hưởng bức xạ của hơi (vì nhiệt độ không lớn) và hơi sạch không có bám bẩn:

$$\alpha_2 = Nu_f \frac{\lambda_2}{d_1} = 1000 \frac{0,0708}{0,028} = 2530 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{K}$$

Nhiệt độ của khối ra khỏi bộ quá nhiệt khi bỏ qua tổn thất nhiệt tới môi trường bên ngoài tường lò được tính như sau:

$$Q_1 = Q_2 = Q$$

$$Q_1 = G_1 \cdot C_{p1} (t'_1 - t''_1)$$

$$t''_1 = t'_1 - \frac{Q_1}{G_1 \cdot C_{p1}}$$

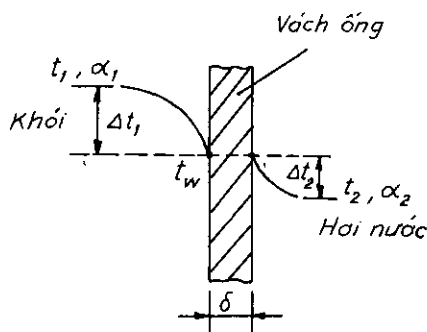
Ở đây muốn biết C_{p1} phải biết t''_1 để tìm nhiệt độ trung bình của khối $t_1 = 0,5(t'_1 + t''_1)$ và tra bảng nhiệt dung riêng của khối. Để tính thử, vì hai phía là hơi và khí nên có thể giả thiết $W_1 = G_1 \cdot C_{p1} = W_2 = G_2 \cdot C_{p2}$, từ đó $\dot{m}t_1 = \dot{m}t_2 = t''_2 - t'_2 = 510 - 309 = 201^\circ\text{C}$ và $t''_1 = t'_1 - \dot{m}t_1 = 1100 - 201 = 899^\circ\text{C}$. Từ đó với $t'_1 = 0,5(1100 + 899) = 999^\circ\text{C}$, tra bảng của khối ta có $C_{p1} \approx 1,3 \text{ kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C}$. Vậy khi đó nhiệt độ ra của khối bằng:

$$t''_1 = 1100 - \frac{4,3 \cdot 10^4 \cdot 3600}{500 \cdot 10^3 \cdot 1,3} = 863^\circ\text{C}$$

$$t_1 = 0,5(t'_1 + t''_1) = 0,5(1100 + 863) = 982^\circ\text{C}$$

Ở nhiệt độ $t_1 = 982^\circ\text{C}$, tra bảng nhiệt dung riêng của khối ta có $C_{p1} \approx 1,3 \text{ kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C}$. Chúng ta nhận thấy giá trị $C_{p1} = 1,3$ đúng với giá trị ta giả thiết tính ở trên, vậy ta không phải tính lại t''_1 .

Kết quả nhiệt độ khối ra $t''_1 = 863^\circ\text{C}$, nhiệt độ trung bình của khối $t_1 = 982^\circ\text{C}$,



Hình 2-11.

từ đó ta có các thông số vật lý của khối (xem bảng ở phần Phụ lục) như sau:

$$\rho_1 = 0,28 \text{ kg/m}^3, \lambda_1 = 0,1075 \text{ W/m}^\circ\text{K};$$

$$\gamma_1 = 170 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}, \text{Pr}_1 = 0,58$$

Tiêu chuẩn Re của khối cắt ngang chùm ống song song:

$$\text{Re} = \frac{\omega_1 d_2}{\gamma_1} = \frac{14 \cdot 0,032}{170 \cdot 10^{-6}} = 2640 = 2,64 \cdot 10^3$$

Ở đây thỏa mãn điều kiện $\text{Re} = 10^3 \div 10^5$, vậy với chùm ống song song theo (2-28) ta có:

$$\text{Nu}_f = 0,26 \cdot \text{Re}_f^{0,65} \cdot \text{Pr}_f^{0,33} \cdot A \cdot \epsilon_s$$

Vì tiêu chuẩn Pr của khối ít thay đổi theo nhiệt độ nên coi $A = 1$.

Hệ số ϵ_s theo (2-30) ta có:

$$\epsilon_s = (s_2/d_2)^{-0,15} = (3)^{-0,15} = 0,85$$

và:
$$\text{Nu}_f = 0,26 (2640)^{0,65} (0,68)^{0,33} \cdot 0,85 = 31$$

Vì chưa biết số hàng ống z nên ta có thể giả thiết số hàng ống lớn và hệ số tỏa nhiệt đối lưu của khối tới chùm ống α'_1 bằng hệ số tỏa nhiệt đối lưu của hàng ống thứ 3 trở đi:

$$\alpha'_1 = \text{Nu}_f \frac{\lambda_1}{d_2} = 31 \frac{0,1075}{0,032} = 104 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{K}$$

Khi chọn hệ số bán bán bề mặt ngoài của ống do khối đi qua $\varphi = 0,8$, hệ số tỏa nhiệt đối lưu sẽ là:

$$\alpha_{1d} = \varphi \cdot \alpha'_1 = 0,8 \times 104 = 83 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{K}$$

Vì nhiệt độ của khối lớn nên ta phải tính tới ảnh hưởng bức xạ của khối α_{1b} .

Theo (2-71) chiều dài trung bình của tia bức xạ l:

$$l = 1,08 \cdot d_2 \left(\frac{s_1 - s_2}{d_2^2} - 0,785 \right) = 1,08 \times 3,2(2,3 \times 3 - 0,785) = 21,2 \text{ cm}$$

Phân áp suất của CO_2 và H_2O trong khối khi coi áp suất khối $p = 1 \text{ at}$:

$$p_{\text{CO}_2} = r_{\text{CO}_2} \cdot p = 0,13 \times 1 = 0,13 \text{ at}$$

$$p_{\text{H}_2\text{O}} = r_{\text{H}_2\text{O}} \cdot p = 0,11 \times 1 = 0,11 \text{ at}$$

$$p_{\text{CO}_2} \cdot l = 0,13 \times 21,2 = 2,76 \text{ at} \cdot \text{cm}$$

$$p_{\text{H}_2\text{O}} \cdot l = 0,11 \times 21,2 = 2,33 \text{ at} \cdot \text{cm}$$

Từ đồ thị ở hình 2-6 và 2-7 theo nhiệt độ của khối $t_1 = 982^\circ\text{C}$ và $p_{\text{CO}_2} \cdot l = 2,76 \text{ at} \cdot \text{cm}$ ta có $\epsilon_{\text{CO}_2} = 0,066$ và $p_{\text{H}_2\text{O}} \cdot l = 2,33 \text{ at} \cdot \text{cm}$ ta có $\epsilon_{\text{H}_2\text{O}} = 0,04$.

Vậy độ đen của khối khí coi $\beta = 1$:

$$\varepsilon_k = \varepsilon_{CO_2} + \beta \cdot \varepsilon_{H_2O} = 0,066 + 0,04 = 0,106.$$

Theo (2-69) và (2-67), hệ số bức xạ hệ thống C_h và hệ số tỏa nhiệt α_{lb} tính như sau:

$$C_h = \frac{C_0}{\frac{1}{\varepsilon_k} + \frac{1}{\varepsilon_w} - 1}$$

$$\alpha_{lb} = \frac{q_b}{t_k - t_w}$$

Xác định nhiệt độ bề mặt bên ngoài của vách ống t_w , ta có thể tính gần đúng như sau: coi nhiệt độ bề mặt trong và ngoài của ống như nhau và bằng t_w (hình 2-11), vì ở đây ống bằng thép và rất mỏng $\delta = 2 \text{ mm}$, coi $\alpha_1 = \alpha_{ld} + \alpha_{lb} \approx \alpha_{ld} = 83 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{K}$, còn $\alpha_2 = 2530 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{K}$. Vậy khi coi là vách phẳng, chúng ta có:

$$q = \alpha_1 \cdot \Delta t_1 = \alpha_2 \cdot \Delta t_2$$

$$\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2} = \frac{\alpha_2}{\alpha_1} = \frac{2530}{83} = 30 \quad (a)$$

$$\Delta t_1 + \Delta t_2 = t_1 - t_2 = 982 - 553 = 429^\circ\text{C} \quad (b)$$

Từ (a) và (b) ta tìm được $\Delta t_1 = 553^\circ\text{C}$ và ta có:

$$\Delta t_1 = t_1 - t_w = 553^\circ\text{C}$$

$$t_w = t_1 - \Delta t_1 = 982 - 553 = 429^\circ\text{C}.$$

Từ nhiệt độ này đối với thép bị oxy hóa, độ đen bề mặt của ống $\varepsilon_w = 0,8$ và ta có:

$$C_h = \frac{5,67}{\frac{1}{0,106} + \frac{1}{0,8} - 1} = 0,586$$

Theo (2-68) ta có:

$$q_b = C_h \left[\left(\frac{T_k}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_w}{100} \right)^4 \right]$$

$$q_b = 0,586 \left[\frac{(982 + 273)^4}{100^4} - \frac{(429 + 273)^4}{100^4} \right] = 13114 \text{ W/m}^2$$

$$\alpha_{lb} = \frac{q_b}{t_k - t_w} = \frac{13114}{982 - 429} = 23,7 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{K}$$

Vậy hệ số tỏa nhiệt của khối tới vách ngoài ống bằng:

$$\alpha_1 = \alpha_{1d} + \alpha_{1b} = 83 + 23,7 = 106,7 \text{ W/m}^2.\text{°K}$$

Chúng ta thấy ảnh hưởng của bức xạ α_{1b} so với toàn bộ hệ số tỏa nhiệt α_1 chiếm tới 22%.

Hệ số truyền nhiệt của khối qua vách ống với $d_1/d_2 < 1,4$ (coi là vách phẳng với $\delta = 0,5(d_2 - d_1) = 0,5(32 - 28) = 2 \text{ mm} = 0,002 \text{ m}$) tới hơi nước bằng:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{106,7} + \frac{0,002}{22} + \frac{1}{2530}}$$

$$k = 101 \text{ W/m}^2.\text{°K}$$

Độ chênh nhiệt độ trung bình khi coi là chuyển động ngược chiều:

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}}$$

$$\Delta t_1 = t'_1 - t''_2 = 1100 - 510 = 590^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_2 = t''_1 - t'_2 = 863 - 309,5 = 554^\circ\text{C}$$

$$\Delta t = \frac{590 - 554}{\ln \frac{590}{554}} = 571^\circ\text{C}$$

Kiểm tra lại việc tính gần đúng nhiệt độ bề mặt ngoài của vách ống để tính ảnh hưởng của bức xạ $t_w = 429^\circ\text{C}$ như sau:

$$q = k \cdot \Delta t = 101,571 = 57671 \text{ W/m}^2.$$

$$q = \alpha_1 \cdot \Delta t_1; \Delta t_1 = \frac{q}{\alpha_1} = \frac{5767}{106,7} = 540$$

$$t_w = t_1 - \Delta t_1 = 982 - 540 = 442^\circ\text{C}$$

Với $t_w = 442^\circ\text{C}$, tính lại ta được $q_b = 13005 \text{ W/m}^2$ và $\alpha_{1b} = 24 \text{ W/m}^2.\text{°K}$. Chúng ta thấy α_{1b} không sai khác là bao so với giá trị cũ $\alpha_{1b} = 23,7 \text{ W/m}^2.\text{°K}$. Vậy ta không phải tính lại hệ số truyền nhiệt k và diện tích bề mặt truyền nhiệt bằng:

$$F = \frac{Q}{k \cdot \Delta t} = \frac{4,3 \cdot 10^7}{101 \times 571} = 746 \text{ m}^2$$

Số phần tử ống uốn khúc n theo (2-76) :

$$n = \frac{4G_2}{\rho_2 \cdot \omega_2 \cdot \pi d_1^2} = \frac{4 \times 230 \cdot 10^3}{36,5 \times 3,14 \times 0,028^2 \times 17.3600} = 167,3$$

$$n \approx 167$$

Ở đây ta chỉ bớt đi có 0,3 phần tử ống trong 167,3 nên không phải tính lại ω_2 và α_2 nữa.

Chiều dài của một phần tử ống uốn khúc, theo (2-77):

$$l_1 = \frac{F}{\pi d_2 \cdot n} = \frac{746}{3,14 \times 0,032 \times 167} = 44,5 \text{ m}$$

Nếu chọn chiều cao kênh $a = 2 \text{ m}$, số hàng ống z theo (2-78) là:

$$z \approx \frac{l_1}{a} = \frac{44,5}{2} \approx 22$$

và chiều rộng của kênh b :

$$b \approx n \cdot s_1 = 167 \times 2,3 \cdot d_2 = 167 \times 2,3 \cdot 0,032 = 12,3 \text{ m}$$

Kết quả số hàng ống $z = 22$ rất lớn, hoàn toàn phù hợp khi bỏ qua ảnh hưởng của hàng ống thứ 1 và thứ 2 khi tính α'_1 .

Chiều dài c của kênh khối:

$$c = (z - 1) s_2 = (22 - 1) 3d_2 = 21 \times 3 \times 0,032 = 2,016 \text{ m}$$

Khi dòng môi chất chảy cắt ngang chùm ống, trở kháng thủy lực (ma sát và cục bộ) được tính theo (2-53):

$$\Delta p_m = E u \cdot \rho \cdot \omega^2$$

Với khối ở nhiệt độ trung bình $t_1 = 982^\circ\text{C}$, ta có $\rho = 0,28 \text{ kg/m}^3$ và ở tốc độ $\omega = 14 \text{ m/s}$ ta đã tính được $Re_f = 2.64 \cdot 10^3$.

Ở đây với chùm ống song song:

$$\frac{s_2/d_2 - 0,8}{s_1/d_2 - 1} = \frac{3 - 0,8}{2,3 - 1} = 1,69 > 1$$

Vậy theo (2-57), ta có:

$$Eu = 0,265 \cdot \frac{(s_2/d_2 - 0,8)^2}{(s_1/d_2 - 1)^2} \cdot z \cdot Re_f^m$$

Với $s_2/d_2 = 3 > 1,24$ theo (2-58) ta có:

$$m = 0,88 \left(\frac{s_1/d_2 - 1}{s_2/d_2 - 1} - 0,1 \right)^{0,138} - 1 = -0,19$$

$$Eu = 0,265 \times 1,69^2 \times 22 \times (2,64 \cdot 10^3)^{0,19} = 3,73$$

Trở kháng của dòng khối khí qua chùm ống:

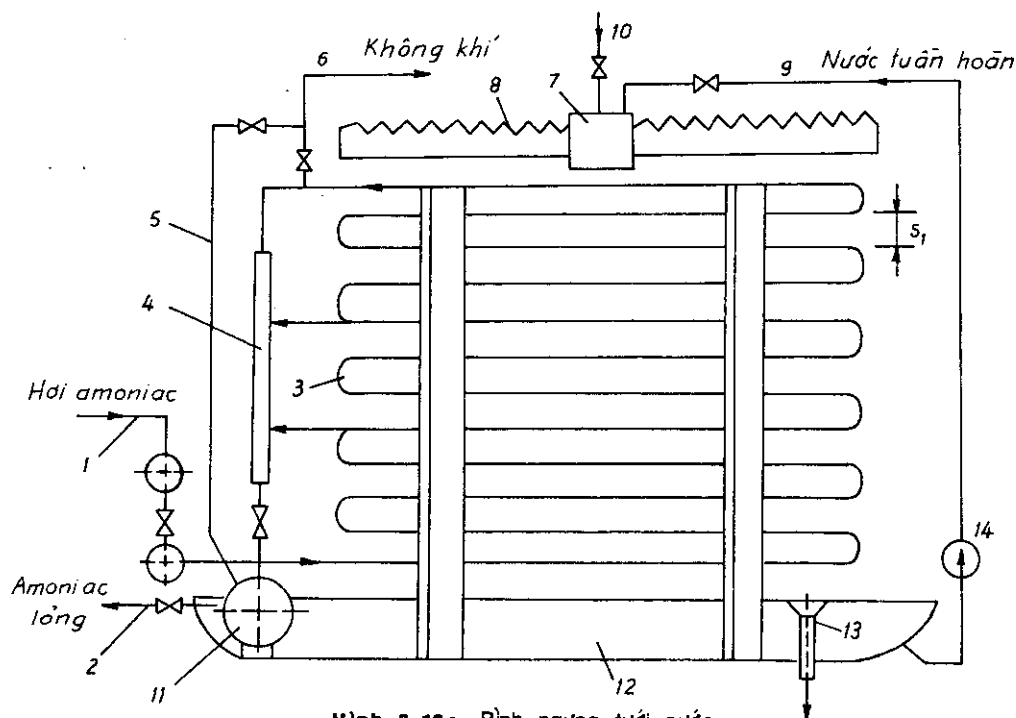
$$\Delta p_m = 3,73 \times 0,28 \times 14^2 = 205 \text{ N/m}^2.$$

2.2.4. Thiết bị trao đổi nhiệt kiểu tưới chất lỏng

1. Thiết bị ngưng tụ làm mát bằng tưới nước

Trong máy lạnh có nhiều loại bình ngưng khác nhau để thực hiện quá trình ngưng tụ hơi. Một trong những bình ngưng loại này là bình ngưng làm mát bằng tưới nước. Thiết bị gồm nhiều cụm ống (từ 2 đến 6 cụm) đặt thẳng đứng, các cụm ống nối với nhau bằng ống góp. Mỗi cụm ống là một ống xoắn không cánh, nằm ngang tạo ra nhiều hàng ống (hình 2-12a).

Hơi môi chất lạnh để ngưng tụ thường được đi trong ống từ dưới lên trên, truyền nhiệt qua vách ống cho nước làm mát chảy từ trên xuống ở mặt ngoài ống. Hơi sau khi nhả nhiệt sẽ ngưng tụ thành chất lỏng và chảy ra ngoài, nước làm mát khi nhận nhiệt của hơi sẽ nóng lên và một phần bị bay hơi nên để tăng cường quá trình truyền nhiệt bình ngưng loại này cần được đặt ở nơi

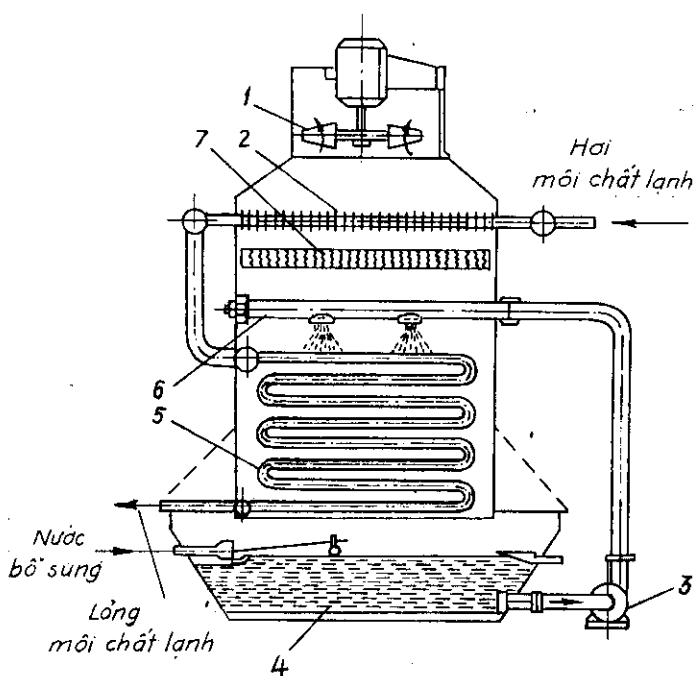


Hình 2-12a. Bình ngưng tưới nước

1. Ống dẫn hơi vào; 2. Chất lỏng ngưng lấy ra; 3. Cụm ống ngang; 4. Ống tách lỏng trung gian; 5. Ống cân bằng áp suất; 6. Ống dẫn tới bình khí; 7. Thùng phân phối nước tưới; 8. Máng tưới nước; 9. Ống dẫn nước làm mát tuần hoàn; 10. Ống nước tưới bổ sung; 11. Bình chứa lỏng ngưng; 12. Bể chứa nước làm lạnh; 13. Phễu xả tràn; 14. Bơm tưới nước.

thoáng gió để không khí cùng hơi nước dễ dàng thoát ra ngoài và nhiệt độ nước làm mát giảm, nước được bơm 14 đưa trở lại. Vì ở đây nước ít bay hơi nên nhiệt độ nước giảm ít. Trong quá trình hoạt động, cần bổ sung thêm một lượng nước làm mát nhất định cho thiết bị. Cấu tạo thiết bị đơn giản và nước làm mát không cần sạch, tuy nhiên lượng nước làm mát cần khá lớn.

Để giảm lượng nước làm mát và tăng cường quá trình truyền nhiệt giữa nước và không khí (để nhiệt độ nước làm mát giảm nhiều) của bình ngưng kiểu tưới, người ta sử dụng bình ngưng kiểu tưới - bay hơi (hình 2-12b). Khác với bình ngưng tưới là không khí ở đây chuyển động cưỡng bức nhờ quạt gió nên hơi nước toả ra nhanh chóng được không khí đưa ra ngoài.



Hình 2-12b. Bình ngưng tưới nước - bay hơi.

1. Quạt gió; 2. Ống có cánh làm mát hơi; 3. Bơm tưới nước;
4. Thùng chứa nước tưới; 5. Cụm ống ngưng tụ; 6. Ống có vòi phun nước; 7. Tấm chắn nước.

giảm nhiều) của bình ngưng kiểu tưới, người ta sử dụng bình ngưng kiểu tưới - bay hơi (hình 2-12b). Khác với bình ngưng tưới là không khí ở đây chuyển động cưỡng bức nhờ quạt gió nên hơi nước toả ra nhanh chóng được không khí đưa ra ngoài.

Khi ký hiệu tổng số ống n (đoạn ống thẳng nằm ngang có chiều dài l), ta có:

$$n = \frac{F}{\pi \cdot d_{tb} \cdot l} \quad (2-79)$$

$d_{tb} = 0,5(d_1 + d_2)$, đường kính trung bình của ống.

Gọi số cụm ống N , số ống (đoạn ống thẳng) trong một cụm ống m , ta có:

$$n = N \cdot m; \quad m = n/N$$

Gọi s_2 bước ống dọc (khoảng cách giữa các đoạn ống thẳng trong một cụm ống), s_1 bước ống ngang (khoảng cách các ống giữa hai cụm ống), khi đó chiều cao cụm ống H và chiều rộng cụm ống b bằng:

$$H = s_2 \cdot m; \quad b \approx s_1 \cdot N$$

Tổng diện tích các ống được xác định từ phương trình truyền nhiệt:

$$F = Q/(k \cdot \Delta t)$$

Δt - độ chênh nhiệt độ trung bình;

k - hệ số truyền nhiệt, $W/m^2 \cdot ^\circ K$;

Q - nhiệt trao đổi W .

Nhiệt trao đổi Q được xác định từ phương trình cân bằng nhiệt:

$$Q_1 = Q_2 = Q$$

Q_1 - nhiệt do hơi ngưng tụ nhả ra:

$$Q_1 = G_1 (i - i')$$

G_1 - lượng hơi ngưng tụ, kg/s

i - entanpi của hơi khi vào thiết bị (thường là hơi quá nhiệt), J/kg

i' - entanpi của lỏng ngưng, J/kg

Q_2 - nhiệt nước nhận của hơi ngưng để đốt nóng nước (nhiệt độ tăng) và một phần làm bay hơi.

Độ chênh nhiệt độ trung bình Δt có thể tính như sau:

$$\Delta t = t_k - t_n$$

t_k - nhiệt độ ngưng tụ ở áp suất ngưng;

t_n - nhiệt độ trung bình của nước làm mát.

Hệ số truyền nhiệt k khi đường kính ống thỏa mãn $d_2/d_1 \leq 1,4$, có thể tính theo vách phẳng:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{\delta_c}{\lambda_c} + \frac{1}{\alpha_2}}$$

α_1 - hệ số tỏa nhiệt khi ngưng hơi trong ống nằm ngang được tính như các phần trên. Ví dụ, với amôniac theo (2-142).

δ - chiều dày vách ống, $\delta = 0,5(d_2 - d_1)$

λ - hệ số dẫn nhiệt của vách ống, $W/m \cdot ^\circ K$

δ_c - chiều dày lớp cặn bám vào bề mặt ngoài ống, m

λ_c - hệ số dẫn nhiệt của lớp cặn bám, $W/m \cdot ^\circ K$

α_2 - hệ số tỏa nhiệt đối lưu của nước làm mát, $W/m^2 \cdot ^\circ K$

Để xác định α_2 ta có thể sử dụng các công thức thực nghiệm sau cho bình ngưng tưới:

- khi bước ống $s_1 = (2 \div 1,7) \cdot d_2$:

$$\alpha_2 = 3740 \cdot H_w^{0,4}$$

(2-79)

- khi bước ống $s_1 = 1,3.d_2$

$$\alpha_2 = 5700.H_w^{0.56} \quad (2-79b)$$

Các công thức trên sử dụng khi $H_w = 820 \div 960 \text{ kg/m.h}$ và cần lưu ý chuyển đổi đơn vị của H_w thành kg/m.s .

Mật độ tưới trên bề mặt được xác định bằng công thức:

$$H_w = \frac{G}{2.l.N} \quad (2-79c)$$

l - chiều dài đoạn ống thẳng nằm ngang, m

G - lưu lượng nước tưới, kg/s

N - số cụm ống được tưới đồng thời.

Ví dụ 2.4a

Bình ngưng amôniac kiểu tưới: nhiệt độ hơi ngưng bên trong ống tỏa ra $Q_k = 50.000 \text{ kcal/h}$ ở nhiệt độ ngưng tụ $t_k = 30^\circ\text{C}$. Các ống bằng thép, đường kính $d_2/d_1 = 57/50 \text{ mm}$, hệ số dẫn nhiệt $\lambda = 50 \text{ W/m.}^\circ\text{K}$, bước ống $s_1 = s_2 = s = 2.d_2$, chiều dài đoạn ống thẳng nằm ngang $l = 2 \text{ m}$. Nước làm mát được tưới đều trên bề mặt ngoài ống với mật độ tưới $H_w = 900 \text{ kg/m.h}$, có nhiệt độ vào thiết bị $t'_n = 23,5^\circ\text{C}$. Xác định tổng diện tích các ống F , tổng số ống n , số ống trong mỗi cụm ống m khi chọn số cụm ống $N = 4$.

Giải

Khi giả thiết toàn bộ nhiệt do hơi ngưng tỏa ra để đốt nóng nước, ta có:

$$\Delta t_n = \frac{Q_k}{G_n \cdot C_n}$$

Từ biểu thức (2-79c) khi biết H_w ta có thể tìm được lưu lượng nước tưới G_n như sau:

$$G_n = H_w \cdot 2.l.N = 900 \times 2 \times 2 \times 4 = 14.400 \text{ kg/h} = 4 \text{ kg/s}$$

Khi lấy nhiệt dung riêng của nước $C_n = 4,18 \text{ kJ/kg.}^\circ\text{C}$ và $Q_k = 50.000 \text{ kcal/h} \approx 58,06 \text{ kW}$, ta có:

$$\Delta t_n = \frac{58,06}{4 \times 4,18} = 3,5^\circ\text{C} = t''_n - t'_n$$

$$t''_n = t'_n + \Delta t_n = 23,5 + 3,5 = 27^\circ\text{C}$$

Nhiệt độ trung bình của nước:

$$t_n = 5,0(t'_n + t''_n) = 0,5(23,5 + 27) = 25,25^\circ\text{C}$$

Độ chênh nhiệt độ Δt :

$$\Delta t = t_k - t_n = 30 - 25,25 = 4,75^\circ\text{C}$$

Ở đây $s = 2.d_2$ vậy theo (2-79a) hệ số tỏa nhiệt của nước tưới trên mặt ngoài ống α_2 với $H_w = 900 \text{ kg/m.h} = 0,25 \text{ kg/m.s}$:

$$\alpha_2 = 3740 H_w^{0.4} = 3740.(0,25)^{0.4} = 2148 \text{ W/m}^2.\text{K}$$

Hệ số tỏa nhiệt α_1 khi ngưng amôniac trong ống trơn nằm ngang có thể tính theo (2-142):

$$\alpha_1 = 1820.\Delta t_1^{-0.167}.d_1^{-0.25}$$

Đầu tiên để chọn $\Delta t_1 = t_k - t_{w1}$, ta nhận thấy toàn bộ độ chênh nhiệt độ:

$$\Delta t = 4,75^\circ\text{C} = \Delta t_1 + \Delta t_w + \Delta t_2$$

Khi không kể đến lớp cặn bẩn thì $\Delta t_w = t_{w1} - t_{w2}$ có giá trị rất nhỏ, $\Delta t_2 = t_{w2} - t_n$ có giá trị lớn hơn Δt_1 vì hệ số tỏa nhiệt của nước α_2 bé hơn của hơi amôniac ngưng α_1 . Vậy đầu tiên thử chọn $\Delta t_1 = 1^\circ\text{C}$ và ta có:

$$\alpha_1 = 1820 \times 1 \times 0,050^{-0.25} = 3849 \text{ kcal/m}^2.\text{h.}^\circ\text{K}$$

$$\alpha_1 = 4469 \text{ W/m}^2.\text{K}$$

Ở đây vì $d_2/d_1 = 57/50 = 1,14 < 1,4$, nên hệ số truyền nhiệt được tính theo vách phẳng với $\delta = 0,5(d_2 - d_1) = 0,5(57 - 50) = 3,5 \text{ mm}$ và khi bỏ qua sự bám bẩn ta có:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{4469} + \frac{0,0035}{50} + \frac{1}{2148}} = 1316 \text{ W/m}^2.\text{K}$$

$$q = k\Delta t = 1316 \times 4,75 = 6251 \text{ W/m}^2$$

$$\Delta t_1 = q/\alpha_1 = 6251/4469 = 1,4^\circ\text{C}.$$

Chúng ta nhận thấy giá trị ta chọn lần đầu $\Delta t_1 = 1^\circ\text{C}$ còn khác so với giá trị tính được $\Delta t_1 = 1,4^\circ\text{C}$. Vậy ta chọn lại $\Delta t_1 = 1,5^\circ\text{C}$. Từ đó tính được $\alpha_1 = 4176 \text{ W/m}^2.\text{K}$ và $k = 1287 \text{ W/m}^2.\text{K}$, $q = 6113 \text{ W/m}^2$ và $\Delta t_1 = 1,46^\circ\text{C}$. Lúc này ta nhận thấy giá trị chọn $\Delta t_1 = 1,5^\circ\text{C}$ so với giá trị tính được $\Delta t_1 = 1,46^\circ\text{C}$ là khá phù hợp, vậy ta không phải tính lại nữa. Kết quả $k = 1287 \text{ W/m}^2.\text{K}$, $\alpha_1 = 4176 \text{ W/m}^2.\text{K}$.

Tổng diện tích bề mặt các ống:

$$F = \frac{Q}{k.\Delta t} = \frac{58060}{1287 \times 4,75} = 9,5 \text{ m}^2$$

Tổng số ống theo (2-79) với $d_{th} = 0,5(57 + 50) = 53,5 \text{ mm}$:

$$n = \frac{F}{\pi.d_{th}.l} = \frac{9,5}{3,14 \times 0,0535 \times 2} = 28,3 \approx 29 \text{ ống}$$

Khi chọn số cụm ống $N = 4$, số đoạn ống nằm ngang trong một cụm ống sẽ là:

$$m = n/N = 29/4 = 7,25 \approx 8, \text{ vậy số ống thực } 8 \times 4 = 32 \text{ ống.}$$

Khi kể đến bám bẩn mặt ngoài ống, hệ số truyền nhiệt $k_p = \varphi \cdot k = 0,65 \cdot 1287 = 836 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ (hệ số bám bẩn $\varphi = 0,65$). Diện tích lúc này:

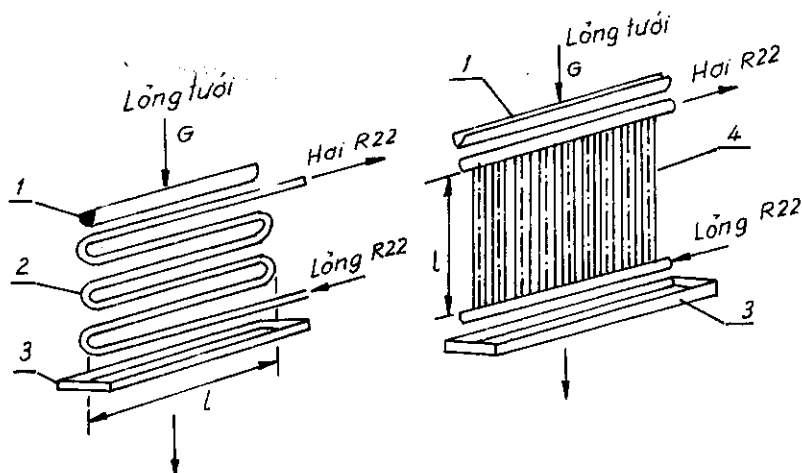
$$F = Q/(k_p \cdot \Delta t) = 58060/(836 \cdot 4,75) = 14,6 \text{ m}^2$$

$$n = 14,6/(3,14 \cdot 0,0535 \cdot 2) = 43,5 \approx 44 \text{ ống; } m = n/N = 44/4 = 11$$

2. Thiết bị bay hơi làm lạnh chất lỏng kiểu tưới

Trong máy lạnh có nhiều loại bình bay hơi khác nhau để làm lạnh một chất lỏng khác. Một trong những bình bay hơi này là bình bay hơi kiểu tưới chất lỏng (ví dụ để làm lạnh nước, làm lạnh dịch bia trong công nghiệp bia, làm lạnh váng sữa trong công nghiệp sữa, ...). Cấu tạo thiết bị kiểu ống xoắn nằm ngang hoặc kiểu ống đứng chỉ ra trên hình 2-12c.

Nguyên lý hoạt động của bình bay hơi kiểu tưới chất lỏng như sau: môi chất lạnh ở thể lỏng (ví dụ R22, ...) sau khi qua ống góp đi từ dưới lên trên trong ống xoắn nằm ngang hoặc trong các ống đứng, nhận nhiệt của chất lỏng cần làm lạnh (nước, dịch bia, ...) được tưới từ trên xuống bên ngoài các ống. Môi chất lạnh sẽ sôi bên trong các ống biến thành hơi rồi qua ống góp



Hình 2-12c. Thiết bị bay hơi làm lạnh chất lỏng kiểu tưới
1. Máng tưới chất lỏng cần làm lạnh; 2. Cụm ống xoắn nằm ngang;
3. Máng hứng chất lỏng lạnh; 4. Cụm ống đứng

trên và đi ra ngoài. Mặt khác, chất lỏng cần làm lạnh sau khi nhả nhiệt giảm nhiệt độ chảy vào máng hứng rồi đưa ra ngoài. Bình bay hơi thường gồm nhiều cụm ống nằm ngang hoặc thẳng đứng.

Thông thường toàn bộ thiết bị được bọc trong vỏ bọc kim loại có cách nhiệt để tránh tổn thất nhiệt và tránh bụi bẩn. Trong thiết bị bay hơi, vì môi chất lạnh đi bên trong ống nên không xảy ra hiện tượng đóng băng trong ống làm tắc, vỡ ống.

Khi ký hiệu tổng số ống n (các ống nằm ngang trong thiết bị ống xoắn, các ống đứng trong thiết bị ống đứng), ta có:

$$n = \frac{F}{\pi d_{tb}.l}$$

ở đây:

F - tổng diện tích của các ống, m^2

$d_{tb} = 0,5(d_1 + d_2)$ - đường kính trung bình của các ống, m

d_1 - đường kính trong, m

d_2 - đường kính ngoài, m

l - chiều dài đoạn ống xoắn nằm ngang hoặc chiều dài một ống đứng m .

Gọi số cụm ống N , số ống trong một cụm ống m (với loại ống xoắn là số đoạn ống nằm ngang), ta có:

$$n = m.N$$

Tổng diện tích các ống được xác định từ phương trình truyền nhiệt:

$$F = \frac{Q}{k.\Delta t}$$

k - hệ số truyền nhiệt, $W/m^2.K$

Δt - độ chênh nhiệt độ trung bình, K

Q - nhiệt trao đổi được xác định từ phương trình cân bằng nhiệt, khi bỏ qua nhiệt qua vỏ cách nhiệt của thiết bị ta có:

$$Q = Q_1 = Q_2$$

Q_1 - nhiệt môi chất lạnh nhận:

$$Q_1 = G_1 (i'' - i)$$

G_1 - lưu lượng môi chất lạnh, kg/s

i'' - entanpi của hơi môi chất lạnh đi ra (thường là hơi bão hòa khô), J/kg

i - entanpi của chất lỏng lạnh đi vào bình bay hơi, J/kg

Q_2 - nhiệt chất lỏng cần làm lạnh nhả ra khi bỏ qua sự bay hơi :

$$Q_2 = G_2 \cdot C_{p2}(t'_n - t''_n)$$

G_2 - lưu lượng chất lỏng tưới, kg/s

Độ chênh nhiệt độ trung bình có thể tính theo:

$$\Delta t = t_n - t_s$$

t_n - nhiệt độ trung bình của chất lỏng cần làm lạnh;

t_s - nhiệt độ sôi của môi chất lạnh trong ống.

Hệ số truyền nhiệt khi tính theo vách phẳng ($d_2/d_1 \leq 1,4$):

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{\delta_c}{\lambda_c} + \frac{1}{\alpha_2}}$$

α_1 - hệ số tỏa nhiệt khi sôi môi chất lạnh trong ống,

δ - chiều dày ống;

λ - hệ số dẫn nhiệt của vách ống, m

δ_c - chiều dày lớp cặn, m

λ_c - hệ số dẫn nhiệt của lớp cặn bên ngoài ống,

α_2 - hệ số tỏa nhiệt của chất lỏng tưới (nước, dịch bia, ...).

Hệ số tỏa nhiệt α_2 của chất lỏng tưới được xác định theo công thức thực nghiệm sau:

- với $400 < Re < 800$:

$$Nu = 0,00112 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,344} \quad (2-80a)$$

- với $Re > 800$:

$$Nu = 0,0066 \cdot Re^{14/15} \cdot Pr^{0,344} \quad (2-80b)$$

Nhiệt độ xác định là nhiệt độ trung bình của chất lỏng tưới. Tiêu chuẩn Nu và Re được xác định như sau:

$$Re = \frac{G_2}{B \cdot \rho \cdot v}$$

G_2 - lưu lượng chất lỏng tưới;

B - bề ngang tưới, m ;

ρ - khối lượng riêng chất lỏng tưới;

v - độ nhớt động học chất lỏng tưới.

Bề ngang tưới được xác định như sau:

- với ống xoắn nằm ngang:

$$B = 2l.N$$

- với ống đứng: $B = \pi d_2 \cdot n$
- l - chiều dài đoạn ống nằm ngang;
- N - số cụm ống;
- d_2 - đường kính ngoài ống;
- n - tổng số ống.

$$Nu = \frac{\alpha \cdot \delta}{\lambda}$$

$\alpha = \alpha_2$ - hệ số tỏa nhiệt của chất lỏng tới cần xác định.

λ - hệ số dẫn nhiệt của chất lỏng tưới, $W/m \cdot ^\circ K$

δ - chiều dày lớp chất lỏng tưới trên bề mặt ống được xác định như sau:

- với $Re \leq 400$:

$$\delta = \frac{(3\gamma^2)^{1/3}}{g^{1/3}} Re^{1/3} \quad (2-80c)$$

- với $Re > 400$:

$$\delta = 0,302 \frac{(3\gamma^2)^{1/3}}{g^{1/3}} Re^{0,4} \quad (2-80d)$$

g - gia tốc trọng trường, $g = 9,81 \text{ m/s}^2$.

Ví dụ 2.4b

Bình bay hơi kiểu tưới, môi chất lạnh R22 sôi trong ống xoắn nằm ngang ở nhiệt độ $t_s = 0^\circ C$. Ống thép đường kính $d_2/d_1 = 50/46 \text{ mm}$, $\lambda = 50 \text{ W/m} \cdot ^\circ K$, chiều dài đoạn ống nằm ngang $l = 1,5 \text{ m}$, bước ống $s = 2d_2$, thiết bị gồm 4 cụm ống ($N = 4$). Chất lỏng tưới cần làm lạnh là nước với lưu lượng $G_2 = 9,4 \text{ kg/s}$ ở nhiệt độ vào $t'_n = 12^\circ C$, nhiệt độ ra $t''_n = 8^\circ C$. Xác định tổng diện tích các ống F, tổng số đoạn ống nằm ngang n, số ống nằm ngang trong một cụm ống m, chiều cao và chiều sâu của bình bay hơi.

Giải

Nhiệt độ trung bình của nước cần làm lạnh:

$$t_n = 0,5(t'_n + t''_n) = 0,5(12 + 8) = 10^\circ C$$

Lượng nhiệt trao đổi qua vách ống của thiết bị (khi bỏ qua nhiệt truyền qua vỏ cách nhiệt và sự bay hơi của nước):

$$Q = Q_2 = G_2 \cdot C_{p2}(t'_n - t''_n)$$

$$Q = 9,4 \times 4,191 \times (12 - 8) = 157,6 \text{ kW}$$

Các thông số vật lý của nước ở $t_n = 10^\circ\text{C}$:

$$C_p = 4,191 \text{ kJ/kg}^\circ\text{K}; \quad \lambda = 0,574 \text{ W/m}^\circ\text{C};$$

$$\gamma = 1,306 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}; \quad \rho = 1000 \text{ kg/m}^3; \quad \text{Pr} = 9,52$$

Độ chênh nhiệt độ trung bình:

$$\Delta t = t_n - t_s = 10 - 0 = 10^\circ\text{C}$$

Bề ngang tưới:

$$B = 2.1.N = 2.1.5.4 = 12 \text{ m}$$

Tiêu chuẩn Re:

$$\text{Re} = \frac{G_2}{B \cdot \rho \cdot \gamma} = \frac{9,4}{12 \times 1000 \times 1,306 \cdot 10^{-6}} = 600$$

Chiều dày lớp nước tưới trên bề mặt các ống với $\text{Re} > 400$:

$$\delta = 0,302 \left(\frac{3\gamma^2}{g} \right)^{1/3} \cdot \text{Re}^{0,4}$$

$$\delta = 0,302 \frac{(3 \times 1,306^2 \cdot 10^{-12})^{1/3}}{9,81^{1/3}} 600^{0,4} = 0,0002 \text{ m}$$

Tiêu chuẩn Nu với $\text{Re} < 800$ theo (2-80a):

$$\text{Nu} = 0,00112 \text{Re}^{0,8} \text{Pr}^{0,344}$$

$$\text{Nu} = 0,00112(600)^{0,8} (9,52)^{0,344} = 0,41$$

Hệ số tỏa nhiệt α_2 của nước tưới :

$$\alpha_2 = \frac{\text{Nu} \cdot \lambda}{\delta} = \frac{0,41 \times 0,574}{0,0002} = 1177 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{K}$$

Hệ số tỏa nhiệt khi R22 sôi trong ống theo (2-24a):

$$\alpha_1 = A_0 \cdot q^{0,7} \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h}^\circ\text{K}$$

Theo đồ thị ở hình 2-2a ở $t_s = 0^\circ\text{C}$ với R12 ta có: $A_0 = 1,5$, với R22 ta lấy $A_0 = 1,2 \times 1,5 = 1,8$ (tăng 20% so với R12). Vậy ta có:

$$\alpha_1 = 1,8q^{0,7}$$

Giả thiết nhiệt độ vách trong và ngoài của ống như nhau:

$t_{w1} = t_{w2} = t_w$ và $\Delta t_1 = t_w - t_s$; $\Delta t = \Delta t_1 + \Delta t_2 = 10^\circ\text{C}$, ta có:

$$q = \alpha_1 \cdot \Delta t_1 = \alpha_2 \cdot \Delta t_2;$$

$$\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2} = \frac{\alpha_2}{\alpha_1}$$

Đầu tiên giả sử $\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2} = \frac{\alpha_2}{\alpha_1} = 1$ từ đó $\Delta t_1 = \Delta t_2 = \frac{\Delta t}{2} = 5^\circ\text{C}$ và hệ số tỏa nhiệt α_1 bằng:

$$\alpha_1 = 1,8q^{0,7} = 1,8(5\alpha_1)^{0,7}$$

$$\alpha_1 = (5,55)^{1/3} = 302,5 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{K} = 351 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{K}$$

$\frac{\alpha_2}{\alpha_1} = \frac{1177}{351} = 3,55$ sai khác nhiều với số đã chọn. Vậy ta chọn lần thứ hai:

Vậy ta chọn lần thứ hai :

$$\frac{\alpha_2}{\alpha_1} = 1,85 = \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}. \text{ Vậy } \Delta t_1 = 1,85\Delta t_2 = 1,85(\Delta \tau - \Delta t_1)$$

$$\Delta t_1 = 1,85(10 - \Delta t_1). \text{ Từ đó tìm được } \Delta t_1 = 6,5^\circ\text{C} \text{ và}$$

$$\alpha_1 = 1,8(6,5\alpha_1)^{0,7} = 559 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{K} = 649 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{K}$$

$$\frac{\alpha_2}{\alpha_1} = 1,81 \approx 1,85 \text{ nên ta không phải tính lại.}$$

Ở đây $d_2/d_1 = 50/46 = 1,09 < 1,4$ nên hệ số truyền nhiệt tính theo vách phẳng và vì nước sạch không có bám bẩn, ta có:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{649} + \frac{0,002}{50} + \frac{1}{1177}}$$

$$k = 412 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{K}$$

$$q = k \cdot \Delta t = 412 \times 10 = 4120 \text{ W/m}^2.$$

$$\Delta t_1 = \frac{q}{\alpha_1} = \frac{4120}{649} = 6,35^\circ\text{C}, \text{ phù hợp với việc chọn lần cuối } \Delta t_1 = 6,5^\circ\text{C},$$

do vậy không phải tính lại α_1 .

Diện tích bề mặt các ống F:

$$F = \frac{Q}{k \cdot \Delta t} = \frac{157,6 \cdot 10^3}{4120} = 38,25 \text{ m}^2$$

Tổng số đoạn ống nằm ngang:

$$n = \frac{F}{\pi d_{tb} \cdot l} = \frac{38,25}{3,14 \times 0,048 \times 1,5} = 169 \text{ ống}$$

Số ống trong một cụm ống:

$$m = n/N = 169/4 = 42 \text{ ống}$$

Chiều cao của thiết bị :

$$H \approx m.s = 42 \times 0,1 = 4,2 \text{ m.}$$

Chiều sâu của thiết bị:

$$b \approx N.s = 4 \times 0,1 = 0,4 \text{ m.}$$

Chiều rộng của thiết bị:

$$a \approx l = 1,5 \text{ m.}$$

2.3. THIẾT BỊ TRAO ĐỔI NHIỆT KIỂU ỐNG BỌC ỐNG

Cấu tạo thiết bị thể hiện trên hình 2-13a. Ống ngoài có đường kính trong D bao bọc ống trong có đường kính d_2/d_1 . Ống trong có thể chỉ gồm một ống hoặc nhiều ống (hình 2-13b). Ống trong có thể là ống trơn hoặc có cánh dọc theo chiều dài ống ở bên ngoài (hình 2-14a). Các ống ngoài được nối tiếp với nhau bằng đoạn ống nối, còn các ống trong được nối tiếp bằng đoạn ống uốn cong. Chuyển động môi chất thường được bố trí ngược chiều, trong đó một môi chất đi bên trong ống nhỏ, một môi chất đi trong không gian giữa hai ống.

Người ta sử dụng thiết bị loại này vào nhiều mục đích khác nhau:

- Ngưng tụ hơi môi chất lạnh (bình ngưng kiểu ống bọc ống): nước lạnh chảy bên trong ống nhỏ còn hơi môi chất lạnh nhà nhiệt cho nước ngưng tụ bên ngoài ống nhỏ.

- Làm quá lạnh môi chất lạnh ở thể lỏng (bình quá lạnh amôniac lỏng): nước lạnh chảy trong ống nhỏ còn amôniac lỏng chảy giữa các ống.

- Đốt nóng nước: nước để đốt nóng chảy trong ống nhỏ, còn nước được đốt nóng chảy giữa các ống.

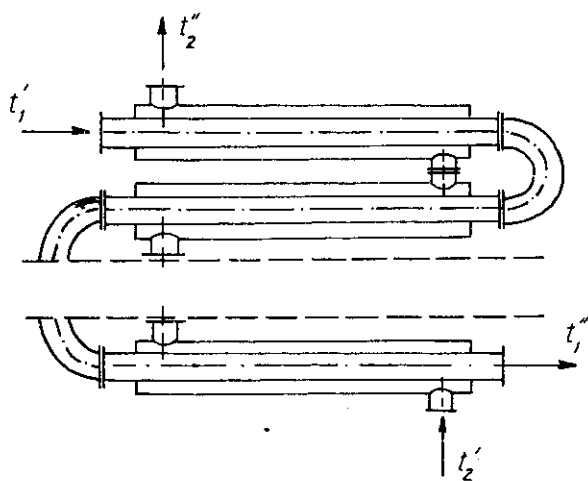
- Làm mát dầu: nước lạnh chảy trong các ống nhỏ, thường được làm cánh bên ngoài, dầu cần làm mát chảy giữa các ống.

Dưới đây sẽ trình bày phương pháp tính toán cho thiết bị ống bọc ống khi ống trong là các ống trơn.

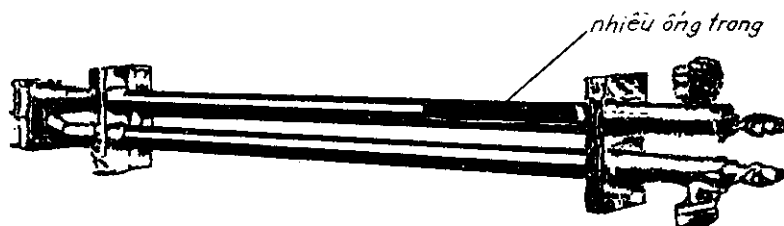
Gọi n - số ống nhỏ, N - số đoạn ống nhỏ nằm ngang không bị uốn cong, l - chiều dài đoạn ống nhỏ nằm ngang, F_1 - diện tích bề mặt trong của một ống nhỏ, F_2 - diện tích mặt ngoài của một ống nhỏ, F - tổng diện tích truyền nhiệt của thiết bị, ta có:

$$F_1 \approx F_2 \approx F$$

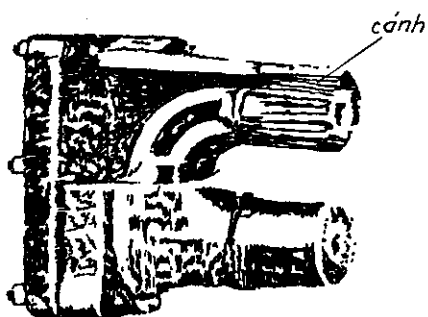
$$F = \pi d_1 . l . n . N$$



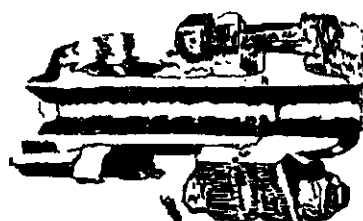
Hình 2-13a. Thiết bị ống bọc ống



Hình 2-13b. Thiết bị nhiều ống bên trong



Hình 2-14a. Thiết bị ống bên trong có cánh



Hình 2-14b. Ghép ống ngoài

$$N = \frac{F}{\pi d_1 \cdot l \cdot n} \quad (2-81)$$

Ngoài ra, khi ký hiệu chỉ số "1" cho môi chất chảy trong ống nhỏ, ta có:

$$n = \frac{4 \cdot G_1}{\omega_1 \rho_1 \pi d_1^2}$$

Diện tích truyền nhiệt (diện tích bề mặt các ống nhỏ) được xác định từ phương trình truyền nhiệt:

$$F = \frac{Q}{k \cdot \Delta t}$$

Khi ký hiệu dòng chảy trong ống nhỏ "1", dòng chảy giữa các ống "2", với thiết bị để đốt nóng nước, Q_1 là nhiệt tỏa ra từ bề mặt ngoài thiết bị vào môi trường xung quanh, nếu nhiệt độ bề mặt lớn hơn nhiệt độ môi trường thì khi cần phải bọc cách nhiệt thiết bị. Ta có:

$$\begin{aligned} Q_1 &= Q_2 + Q_t \\ \eta_1 &= \frac{Q_2}{Q_1} \\ Q &= Q_1 = \frac{Q_2}{\eta_1} \end{aligned}$$

η_1 - hiệu suất tổn thất nhiệt của thiết bị.

Với thiết bị làm bình ngưng, bình quá lạnh chất lỏng hoặc bình làm mát dầu, ta có:

$$\begin{aligned} Q_2 &= Q_1 + Q_t \\ \eta_1 &= \frac{Q_1}{Q_2} \\ Q &= Q_1 = \eta_1 \cdot Q_2 \end{aligned}$$

Thông thường nhiệt độ của hơi ngưng, của chất lỏng ngưng quá lạnh, của dầu cần làm mát lớn hơn của không khí xung quanh, nhiệt $Q_t > 0$ và là nhiệt hữu ích nên ở đây không bọc cách nhiệt thiết bị.

Trong các trường hợp trên khi ta bỏ qua nhiệt Q_t (vì nhỏ so với Q_1 , Q_2) có nghĩa coi $\eta_1 = 100\%$, ta có:

$$Q_1 = Q_2 = Q$$

Khi coi là vách phẳng ($d_2/d_1 \leq 1,4$) với chiều dày $\delta = 0,5(d_2 - d_1)$ với hệ số dẫn nhiệt λ thì hệ số truyền nhiệt k được xác định như sau:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}$$

α_1 - hệ số tỏa nhiệt của dòng môi chất chảy bên trong ống nhỏ được tính theo (2-17) hoặc (2-18).

α_2 - hệ số tỏa nhiệt của dòng môi chất chảy giữa ống nhỏ và ống lớn bọc ngoài. Khi dòng chảy rối và thiết bị gồm một ống nhỏ không có cánh, α_2 được tính theo:

$$Nu_f = 0,017.Re_f^{0.8}.Pr_f^{0.4} \left(\frac{D}{d_2} \right)^{0.18}.A \quad (2-82)$$

ở đây:

$A = \left(\frac{Pr_f}{Pr_w} \right)^{0.25}$ là hệ số kể đến ảnh hưởng chiều dòng nhiệt; kích thước xác định là đường kính tương đương $d_e = D - d_2$ (D - đường kính trong của ống lớn, d_2 - đường kính ngoài của ống nhỏ).

Công thức trên dùng cho $\frac{D}{d_2} = 1,2 \div 1,4$; $\frac{1}{d_e} = 50 \div 460$; $Pr_f = 0,7 \div 100$

Khi thiết bị gồm n ống nhỏ không có cánh, α_2 được xác định theo Nu'_f :

$$Nu'_f = Nu_f \left(\frac{s_1.s_2}{d_2} \right)^{0.18} \quad (2-83)$$

Ở đây Nu_f tính như (2-82) với đường kính tương đương bằng:

$$d_e = \frac{D^2 - n.d_2^2}{n.d_2 + D} \quad (2-84)$$

Độ chênh nhiệt độ trung bình:

$$\Delta t = \epsilon_{\Delta t} . \Delta t_{ng}$$

Δt_{ng} - đối với sơ đồ ngược chiều;

$\epsilon_{\Delta t}$ - hệ số hiệu chỉnh xác định từ đồ thị theo P và R . Với thiết bị như ở hình 2-13a, có thể lấy $\epsilon_{\Delta t} = 1$.

Trở kháng thủy lực của môi chất chảy trong ống nhỏ tính theo (2-49), trong đó trở kháng ma sát tính theo (2-50), (2-51) hoặc (2-52). Trở kháng thủy lực của môi chất chảy dọc giữa ống to và ống nhỏ tính như với dòng chảy trong ống với đường kính tương đương d_e hoặc hệ số trở kháng ma sát tính theo công thức sau :

- với một ống nhỏ bên trong:

$$\xi = 0,348.Re^{-0.25} \quad (2-85)$$

- với nhiều ống nhỏ bên trong:

$$\xi = (0,316 \frac{s}{d_2} - 0,176).Re^{-0.2} \quad (2-86)$$

trong đó: s - bước ống;

d_2 - đường kính ngoài của ống nhỏ;

$$Re = \frac{\omega \cdot d_c}{\gamma} \quad \text{- tiêu chuẩn dòng dạng.}$$

Ví dụ 2.5

Thiết bị trao đổi nhiệt kiểu ống bọc ống để đun nóng nước: Nước nóng để cấp nhiệt chảy trong ống thép nhỏ có hệ số dẫn nhiệt $\lambda = 45 \text{ W/m.}^\circ\text{K}$, $d_2/d_1 = 35/32 \text{ mm}$, nhiệt độ vào $t'_1 = 95^\circ\text{C}$, lưu lượng $G_1 = 2130 \text{ kg/h}$. Nước lạnh cần được đun nóng chuyển động giữa ống nhỏ và ống to có $D = 48 \text{ mm}$, nhiệt độ vào $t'_2 = 15^\circ\text{C}$, nhiệt độ ra $t''_2 = 45^\circ\text{C}$ với lưu lượng $G_2 = 3200 \text{ kg/h}$. Biết chiều dài của đoạn ống nhỏ nằm ngang $l = 1,9 \text{ m}$. Xác định diện tích truyền nhiệt F của thiết bị, số đoạn ống thẳng N , hiệu suất thiết bị trao đổi nhiệt η , trở kháng ma sát Δp_m của nước lạnh chảy giữa hai ống.

Giải

Khi bỏ qua tổn thất nhiệt ($\eta_1 = 100\%$), ta có $Q = Q_1 = Q_2$. Vậy:

$$Q = G_2 \cdot C_{p2}(t''_2 - t'_2) = \frac{3200}{3600} 4,18(45 - 15) = 111 \text{ kW}$$

Nhiệt dung riêng của nước ở $t_2 = 30^\circ\text{C}$ là $C_{p2} = 4,18 \text{ kJ/kg.}^\circ\text{K}$.

Nhiệt độ của nước để đốt nóng t''_1 với giả thiết nhiệt độ nước nóng $t_1 = 70^\circ\text{C}$ và có nhiệt dung riêng $C_{p1} = 4,19 \text{ kJ/kg.}^\circ\text{C}$:

$$t''_1 = t'_1 - \frac{Q}{G_1 \cdot C_{p1}} = 95 - \frac{111 \times 3600}{2130 \times 4,19} = 50^\circ\text{C}$$

Từ đó nhiệt độ trung bình t_1 của nước để đốt nóng:

$$t_1 = 0,5(t'_1 + t''_1) = 0,5(95 + 50) = 72,5^\circ\text{C}$$

Ở đây ta không phải tính lại t''_1 vì với $t_1 = 72,5^\circ\text{C}$ tra bảng $C_{p1} = 4,19 \text{ kJ/kg.}^\circ\text{C}$, với $t_1 = 72,5^\circ\text{C}$ tra bảng các thông số của nước trên đường bão hòa, ta có:

$$\rho_1 = 976 \text{ kg/m}^3; \gamma_1 = 0,403 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}; \lambda_1 = 0,67 \text{ W/m.}^\circ\text{K}; Pr_1 = 2,47.$$

Với nhiệt độ trung bình của nước lạnh cần đun nóng $t_2 = 30^\circ\text{C}$, từ bảng

các thông số vật lý của nước trên đường bão hòa ta có:

$$\rho_2 = 996 \text{ kg/m}^3; \gamma_2 = 0,805 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}; \lambda_2 = 0,618 \text{ W/m} \cdot ^\circ\text{K}; \text{Pr}_2 = 5,42.$$

Từ đó tốc độ của nước nóng chảy trong ống nhỏ theo (2-81) khi $n = 1$ được tính bằng:

$$\omega_1 = \frac{4 \cdot G_1}{\rho_1 \cdot \pi d_1^2} = \frac{4 \times 2130}{976 \times 3,14 \times (0,032)^2 \cdot 3600} = 0,755 \text{ m/s}$$

Tốc độ nước lạnh chảy giữa ống to và ống nhỏ:

$$G_2 = \rho \cdot \omega_2 \cdot \pi \frac{(D^2 - d_2^2)}{4}$$

$$\omega_2 = \frac{4 \cdot G_2}{\rho_2 \cdot \pi (D^2 - d_2^2)} = \frac{4 \times 3200}{996 \times 3,14 \times (0,048^2 - 0,035^2) \cdot 3600} = 1,06 \text{ m/s}$$

Tiêu chuẩn Re của nước nóng:

$$\text{Re}_1 = \frac{\omega_1 \cdot d_1}{\gamma_1} = \frac{0,755 \times 0,032}{0,404 \cdot 10^{-6}} = 6 \cdot 10^4 > 1 \cdot 10^4$$

Vậy nước nóng chảy rối trong ống, theo (2-18) ta có:

$$\text{Nu}_f = 0,021 \cdot \text{Re}_f^{0,8} \cdot \text{Pr}_f^{0,43} \cdot A \cdot \varepsilon_1 \cdot \varepsilon_R$$

Ở đây $\varepsilon_1 = 1$ vì thỏa mãn điều kiện $1 > 50 \cdot d_1$, $\varepsilon_R = 1$ vì trong đoạn ống uốn cong không thực hiện trao đổi nhiệt. Muốn tính A phải biết nhiệt độ bề mặt trong của vách t_{w1} . Vì vách bằng kim loại và mỏng nên giả thiết $t_{w1} = t_{w2} = t_w$, ta nhận thấy ở hai phía vách ống đều là chất lỏng nên để thử ta chọn nhiệt độ vách t_w bằng:

$$t_w = 0,5(t_1 + t_2) = 0,5(72,5 + 30) = 51,2^\circ\text{C}$$

Ở nhiệt độ này $\text{Pr}_w = 3,5$. Vậy ta có:

$$\text{Nu}_f = 0,021 \cdot (6 \cdot 10^4)^{0,8} \cdot (2,47)^{0,43} \left(\frac{2,47}{3,5}\right)^{0,25} = 188$$

Hệ số tỏa nhiệt đối lưu α_1 của dòng nước nóng chảy trong ống với bề mặt trong của ống, xem nước sạch không có bám bẩn và vì là chất lỏng không có ảnh hưởng của bức xạ nên:

$$\alpha_1 = \text{Nu}_f \frac{\lambda_1}{d_1} = 188 \frac{0,670}{0,032} = 3940 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{K}$$

Tiêu chuẩn Re của dòng nước lạnh cần đun nóng chảy giữa hai ống với đường kính tương đương $d_e = D - d_2 = 48 - 35 = 13 \text{ mm}$ được tính như sau:

$$\text{Re}_2 = \frac{\omega_2 \cdot d_e}{\gamma_2} = \frac{1,06 \times 0,013}{0,805 \cdot 10^{-6}} = 1,71 \cdot 10^4 > 1 \cdot 10^4$$

Vậy nước lạnh cũng chảy rối và theo (2-82), ta có:

$$Nu_f = 0,017.Re_f^{0,8}.Pr_f^{0,4} \left(\frac{D}{d_2} \right)^{0,18}.A$$

$$A = \left(\frac{Pr_f}{Pr_w} \right)^{0,25} = \left(\frac{5,42}{3,5} \right)^{0,25} = 1,12$$

$$Nu_f = 0,017.(1,71.10^4)^{0,8}.(5,42)^{0,4}.\left(\frac{48}{35}\right)^{0,18}.1,12 = 95$$

Hệ số tỏa nhiệt α_2 của nước lạnh cần đốt nóng chảy giữa hai ống (không có bám bẩn):

$$\alpha_2 = Nu_f \frac{\lambda_2}{d_e} = 95 \frac{0,618}{0,013} = 4500 \text{ W/m}^2.\text{°K}$$

Ở đây $d_2/d_1 = 35/32 = 1,094 < 1,4$ vậy có thể coi vách trụ là vách phẳng và hệ số truyền nhiệt k với $\delta = 0,5(35 - 32) = 1,5 \text{ mm}$ là:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{3940} + \frac{0,0015}{45} + \frac{1}{4500}} = 1970 \text{ W/m}^2.\text{°K}$$

Nếu thiết bị bố trí như trên hình 2-13a, có thể coi $\varepsilon_{\Delta t} = 1$, vậy độ chênh nhiệt độ trung bình $\Delta t = \Delta t_{ng}$, vì:

$$\Delta t_1 = t'_1 - t''_2 = 95 - 45 = 50^\circ\text{C},$$

$$\Delta t_2 = t''_1 - t'_2 = 50 - 15 = 35^\circ\text{C}, \text{ và } \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2} = 1,43 < 1,8 \text{ nên } \Delta t \text{ có thể tính theo trung bình cộng:}$$

$$\Delta t_1 = t_1 - t_2 = 72,5 - 30 = 42,5^\circ\text{C},$$

Tổng diện tích bề mặt truyền nhiệt của các ống:

$$F = \frac{Q}{k.\Delta t} = \frac{111.10^3}{1970 \times 42,5} = 1,33 \text{ m}^2$$

Số đoạn ống thẳng N theo (2-81) khi $n = 1$:

$$N = \frac{F}{\pi.d_1.l.n} = \frac{1,33}{3,14 \times 0,032 \times 1,9} = 6,97 \approx 7$$

Bây giờ chúng ta phải kiểm tra cách tính gần đúng nhiệt độ t_{w1} , t_{w2} để tìm Pr_{w1} , Pr_{w2} . Ta có:

$$q = k.\Delta t = 1970 \times 42,5 = 8,37.10^4 \text{ W/m}^2$$

$$t_{w1} = t_1 - \frac{q}{\alpha_1} = 72,5 - \frac{83700}{3940} = 51,3^\circ\text{C}$$

$$t_{w2} = t_2 + \frac{q}{\alpha_2} = 30 + \frac{83700}{4500} = 48,6^\circ\text{C}$$

Ở các nhiệt độ đó đối với nước ta có $Pr_{w1} = 3,47$; $Pr_{w2} = 3,65$ và hệ số A cho từng dòng chảy như sau :

$$A = \left(\frac{Pr_{f1}}{Pr_{w1}}\right)^{0,25} = \left(\frac{2,47}{3,47}\right)^{0,25} = 0,915 \text{ (phần trên với cách chọn nhiệt độ vách ta tính được } A = 0,92).$$

$$A = \left(\frac{Pr_{f2}}{Pr_{w2}}\right)^{0,25} = \left(\frac{5,42}{3,65}\right)^{0,25} = 1,10 \text{ (phần trên với cách chọn nhiệt độ vách ta tính được } A = 1,12).$$

Vậy cách tính gần đúng A ở trên là khá chính xác và ta không phải tính lại nữa. Kết quả $F = 1,33 \text{ m}^2$; $N = 7$.

Để tính hiệu suất thiết bị trao đổi nhiệt η , ta nhận thấy:

$$W_1 = G_1.C_{p1} = 2130 \times 4,18 < W_2 = G_2.C_{p2} = 3200 \times 4,19, \text{ vậy ta có:}$$

$$\eta = \frac{\delta t_1}{\delta t_{\max}} = \frac{t'_1 - t''_1}{t'_1 - t'_2} = \frac{95 - 50}{95 - 15} = 56\%$$

Với dòng chảy giữa hai ống, $Re = 1,71.10^4 > 1.10^4$ nên dòng nước lạnh chảy rối. Vậy theo (2-50) ta có:

$$\Delta p_m = \xi \cdot \frac{L}{d} \rho \frac{\omega^2}{2}$$

$$L = N.l = 7 \times 1,9 = 13,3 \text{ m}$$

$$d = d_c = 13 \text{ mm} = 0,013 \text{ m}$$

$$\rho = 996 \text{ kg/m}^3; \omega = 1,06 \text{ m/s}$$

Hệ số trở kháng ma sát có thể tính theo (2-52):

$$\xi = \frac{1}{(1,82 \cdot \log 17100 - 1,64)^2} = 0,027$$

hoặc tính theo (2-85):

$$\xi = 0,348 \cdot Re^{-0,25} = 0,348(17100)^{-0,25} = 0,0304$$

Nếu lấy $\xi = 0,0304$ thì trở kháng ma sát bằng:

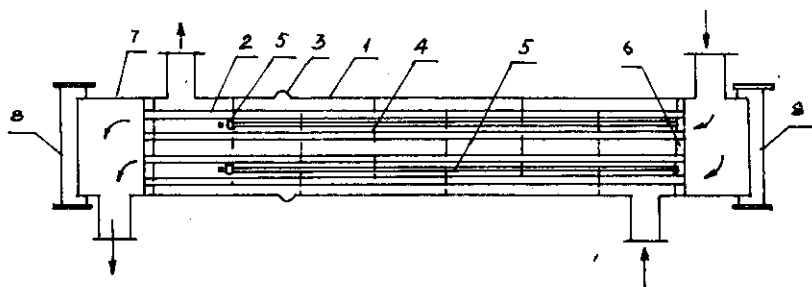
$$\Delta p_m = 0,0304 \frac{13,3}{0,013} 996 \frac{1,06^2}{2} = 17400 \text{ N/m}^2$$

2.4. THIẾT BỊ TRAO ĐỔI NHIỆT KIỂU ỐNG VỎ

Cấu tạo thiết bị trao đổi nhiệt kiểu ống vỏ được trình bày trên hình 2-15. Thiết bị gồm vỏ bằng kim loại dày bên trong chứa nhiều ống nhỏ. Các ống nhỏ thường là ống nhẵn hoặc là ống có cánh gắn theo chu vi bên ngoài ống, ống nhỏ có thể là ống thẳng (hình 2-15) hoặc hình chữ U (hình 2-16) được gắn vào mặt sàng bằng phương pháp hàn hoặc núc ống (hình 2-20).

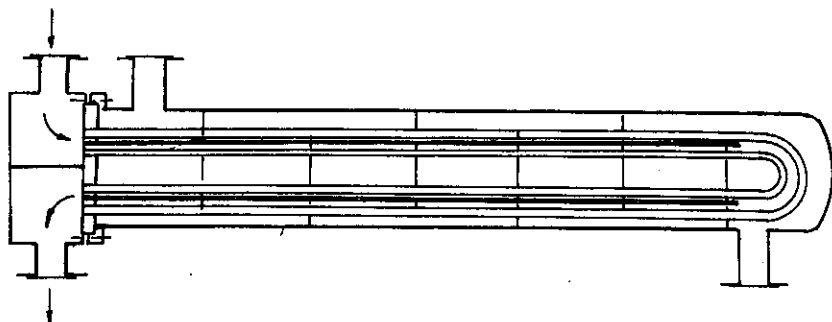
Một môi chất cho đi trong các ống nhỏ, môi chất khác đi trong không gian giữa các ống và chuyển động dọc theo các ống nếu không có tấm chắn, hoặc chuyển động cắt ngang và dọc theo các ống khi có các tấm chắn để tăng cường quá trình trao đổi nhiệt và chống rung động cho các ống. Hình 2-17 trình bày cấu tạo tấm chắn.

Với dòng môi chất chảy trong ống, khi gọi quãng đường đi của môi chất từ đầu này đến đầu kia của thiết bị là hành trình, thiết bị có thể có 1 hành



Hình 2-15. Thiết bị ống thẳng một hành trình

1. Vỏ; 2. Chùm ống; 3. Nếp bịt; 4. Tấm chắn; 5. Vít cố định tấm chắn;
6. Mặt sàng (tấm lắp ống); 7. Buồng phân phối môi chất đi trong ống; 8. Nắp



Hình 2-16. Thiết bị ống chữ U

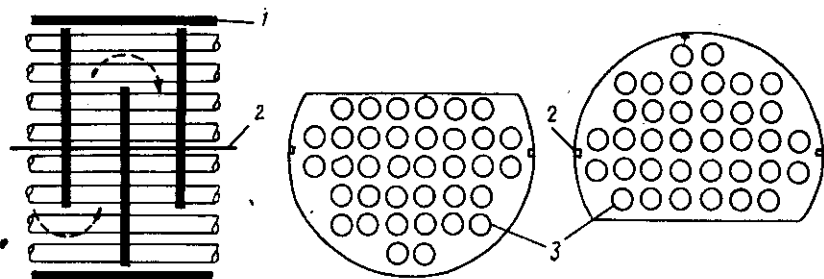
trình (hình 2-15), 2 hàng trình (hình 2-18) hoặc 4, 6, 8... hàng trình. Số hàng trình tăng sẽ làm tăng tốc độ của dòng môi chất chảy trong ống khi lưu lượng không đổi.

Để chống sự giãn nở vì nhiệt, người ta có thể tạo ra nếp bù trên vỏ (hình 2-15) hoặc sử dụng ống hình chữ U (hình 2-16) hay dùng thiết bị có ngăn dưới di động (hình 2-19).

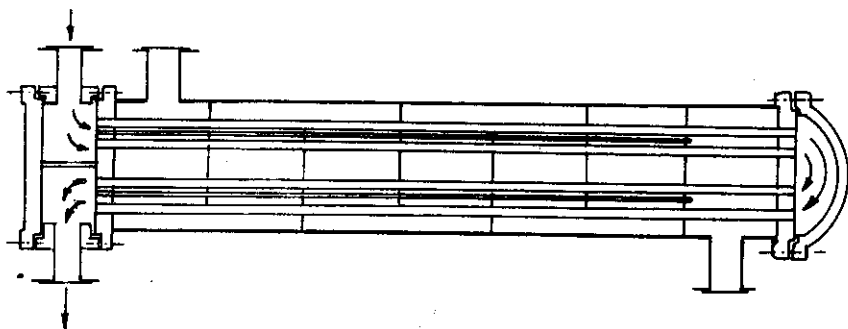
Vị trí đặt thiết bị có thể nằm ngang (vững chắc nhưng chiếm nhiều không gian) hoặc thẳng đứng (kém vững chắc nhưng chiếm ít không gian). Khi thiết bị đặt nằm ngang, chất lỏng chiếm đầy ống và chuyển động trong ống. Khi thiết bị đặt thẳng đứng, chất lỏng không chiếm đầy ống mà được phân bố tạo ra lớp màng mỏng xung quanh bề mặt trong của ống và chảy từ trên xuống.

Thiết bị kiểu ống vỏ được sử dụng cho nhiều mục đích khác nhau:

- *Làm bình ngưng tụ hơi môi chất*, ví dụ bình ngưng hơi nước trong nhà máy nhiệt điện hoặc bình ngưng môi chất lạnh của máy lạnh. Trong các bình ngưng, hơi được ngưng tụ bên ngoài ống, còn nước làm mát chảy trong ống.

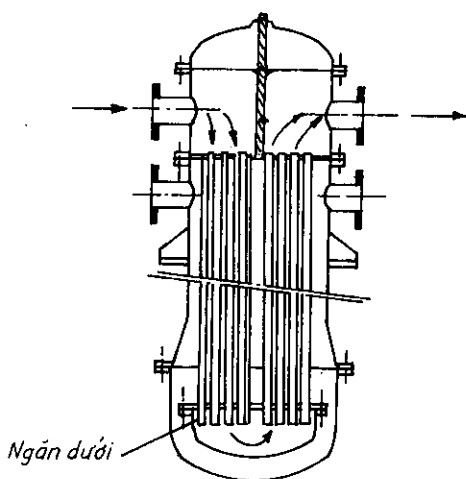


Hình 2-17. Tấm chắn
1 Vỏ; 2. Tấm làm chặt; 3. Lỗ cho ống



Hình 2-18. Thiết bị ống thẳng hai hàng trình

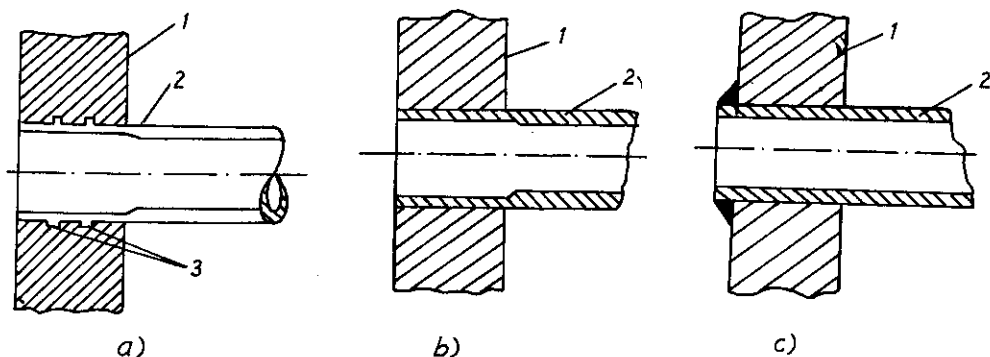
. Bình ngưng hơi nước của nhà máy nhiệt điện được đặt nằm ngang, bình ngưng hơi môi chất lạnh có thể nằm ngang hoặc thẳng đứng. Khi ngưng hơi frêon trong máy lạnh, các ống nhỏ bằng đồng thường được làm cánh tại bề mặt ngoài vì hệ số tỏa nhiệt khi ngưng hơi frêon nhỏ hơn so với hệ số tỏa nhiệt của nước chảy trong ống.



Hình 2-19. Thiết bị có ngăn dưới di động

- Làm bình bốc hơi trong máy lạnh. Có hai loại tùy theo chất lỏng bốc hơi bên ngoài ống hoặc bên trong ống. Khi cho chất lỏng của môi chất lạnh (amôniac, frêon, ...) sôi bên ngoài ống, nếu là amôniac thì ống bằng thép không có cánh còn nếu là frêon thì tương tự như bình ngưng, ống bằng đồng và có cánh ở mặt ngoài; nước hoặc dung dịch muối được làm lạnh chảy bên trong ống, cần lưu ý nguy cơ vỡ ống nếu chất lỏng bị đóng băng. Khi cho môi chất lạnh sôi bên trong ống (không có nguy cơ đóng băng gây vỡ ống) thì các ống đều không có cánh, nước hoặc dung dịch muối chuyển động bên ngoài ống và ở đây có các tấm chắn để tăng chuyển động của chất lỏng.

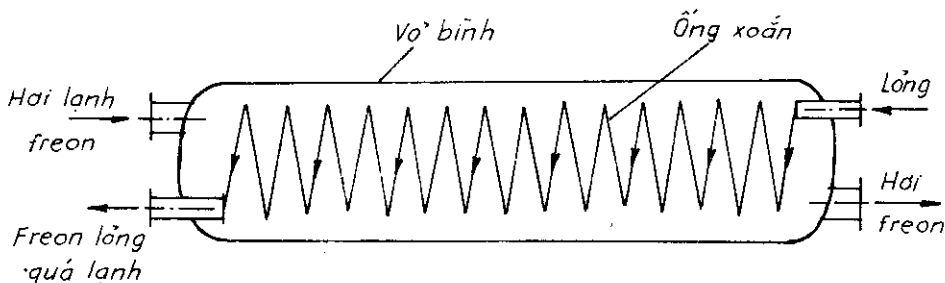
Trong loại bình bốc hơi thực hiện sôi chất lỏng lạnh bên ngoài ống, nếu cho chất lỏng lạnh đi từ dưới lên, lúc này các ống ngập trong chất lỏng lạnh (bình bốc hơi ống vỏ kiểu ngập), còn khi tưới chất lỏng lạnh từ trên xuống



Hình 2-20. a. Nút ống có gờ; b. Nút ống trơn; c. Hàn ống
1. Mặt sàng; 2. Vách ống; 3. Gờ.

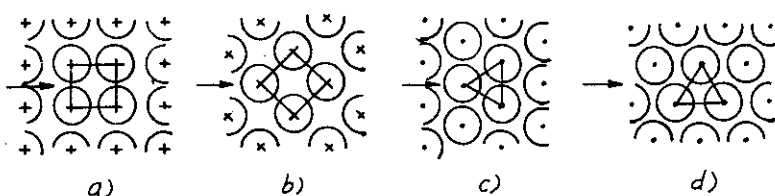
(bình bốc hơi ống vỏ kiểu tưới), ở bề mặt ngoài các ống chỉ tạo ra một màng mỏng chất lỏng lạnh nên hệ số tỏa nhiệt khi sôi sẽ lớn hơn.

- *Làm bình làm mát dầu.* Ở đây nước lạnh chảy bên trong các ống, dầu cần làm mát chảy bên ngoài các ống.



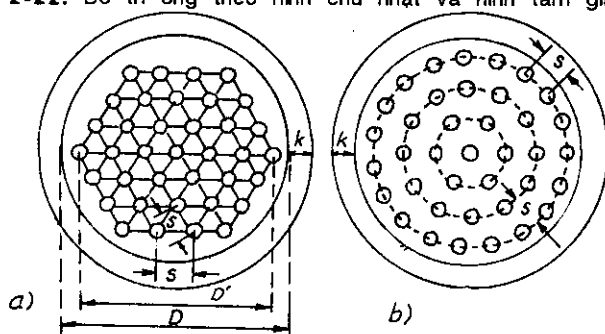
Hình 2-21. Bình quá lạnh (hồi nhiệt)

Bình quá lạnh (hay hồi nhiệt) chất lỏng ngưng Freon của máy lạnh cũng có thể xếp vào loại thiết bị ống vỏ (hình 2-21). Ở



Hình 2-22. Bố trí ống theo hình chữ nhật và hình tam giác đều

ở đây có khác là các ống thuộc loại uốn xoắn, lỏng ngưng (Freon) cần giảm nhiệt độ đi bên trong ống xoắn còn hơi Freon lạnh (từ bình bốc hơi) đi bên ngoài các ống xoắn. Ống xoắn có thể được làm cánh bên ngoài.



Hình 2-23. Bố trí ống theo hình lục giác đều và đường tròn đồng tâm

Có nhiều cách bố trí ống trên mặt sàng (tấm lắp ống). Thông dụng là bố trí hình chữ nhật (hình 2-22a, b) và hình tam giác đều (hình 2-22c, d). Ngoài ra ống còn được bố trí theo hình tròn đồng tâm (hình 2-23b) và hình lục giác đều (hình 2-23a).

Khi ống được bố trí theo hình chữ nhật, gọi s_1, s_2 là các cạnh hình chữ nhật, d_2 là đường kính ngoài của ống, đường kính tương đương khi môi chất chảy dọc bên ngoài các ống được xác định như sau:

$$d_{td} = \frac{4s_1s_2}{\pi d_2} - d_2 \quad (2-87)$$

Khi ống được bố trí theo tam giác đều với cạnh tam giác là s , đường kính tương đương lúc này sẽ bằng:

$$d_{td} = \frac{4.0,86.s^2}{\pi d_2} - d_2 \quad (2-88)$$

Khi bố trí ống theo hình lục giác đều, tổng số ống n được xác định theo công thức sau:

$$n = 1 + 3.m(1 + m) \quad (2-89)$$

m - số lục giác đều.

Từ đó số lục giác đều m bằng:

$$m = \frac{\sqrt{12.n - 3} - 3}{6} \quad (2-90)$$

Khi xếp ống theo đường tròn đồng tâm, số ống n được xác định như sau:

$$n = 1 + \pi.i(1 + i) \quad (2-91)$$

i - số đường tròn đồng tâm.

Khoảng cách giữa các ống:

$$s = (1,2 \div 1,4).d_2$$

Đường kính trong của vỏ D được xác định như sau:

- với thiết bị một hành trình:

$$D = 1,1.s.\sqrt{n} \quad (2-92)$$

- với thiết bị nhiều hành trình:

$$D = 1,1.s.\sqrt{\frac{n}{\eta}} \quad (2-93)$$

$\eta = 0,6 \div 0,8$ là hệ số điền đầy ống của mặt sàng.

Ngoài ra (xem hình 2-23) ta có đẳng thức:

$$D = D' + d_2 + 2.k$$

Thường chọn $k \geq 6 \text{ mm}$. (hình 2-23).

Với thiết bị ống xoắn, tổng chiều dài l (m) của ống được xác định như sau:

$$l = \frac{F}{\pi \cdot d_{tb}} \quad (2-95)$$

ở đây:

F - tổng diện tích bề mặt truyền nhiệt, m^2

$d_{tb} = 0,5(d_1 + d_2)$ là đường kính trung bình của ống, m

Chiều dài l_1 của một vòng xoắn:

$$l_1 \approx \pi \cdot D \quad (2-96)$$

D - đường kính vòng xoắn của ống.

Số vòng xoắn n :

$$n = \frac{l}{l_1} \quad (2-97)$$

Với thiết bị ống vỏ gồm các ống trơn không cánh, khi ký hiệu chỉ số "1" cho môi chất đi bên trong ống; m - số ống trong một hành trình; N - số hành trình; n - tổng số ống của một thiết bị; l - chiều dài (hoặc chiều cao) của ống trong một hành trình, ta có:

$$m = \frac{4 \cdot G_1}{\rho_1 \cdot \omega_1 \cdot \pi \cdot d_1^2} \quad (2-98)$$

$$n = m \cdot N \quad (2-99)$$

$$l = \frac{F}{n \cdot \pi d_{tb}} \quad (2-100)$$

Diện tích bề mặt truyền nhiệt F được xác định từ phương trình truyền nhiệt:

$$F = \frac{Q}{k \cdot \Delta t} \quad (a)$$

Khi bỏ qua nhiệt trao đổi giữa bề mặt ngoài của vỏ bình với môi trường xung quanh, $Q_1 = 0$, ta có:

$$Q = Q_1 = Q_2$$

Q_1 - nhiệt của dòng môi chất chảy trong ống;

Q_2 - nhiệt của dòng môi chất chảy bên ngoài ống.

Khi $d_2/d_1 < 1,4$ có thể tính hệ số truyền nhiệt như vách phẳng với chiều dày $\delta = 0,5(d_2 - d_1)$ và hệ số dẫn nhiệt λ , ta có:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad (b)$$

α_1 - hệ số tỏa nhiệt giữa môi chất chảy trong ống và bề mặt trong của ống, $W/m^2 \cdot ^\circ K$.

α_2 - hệ số tỏa nhiệt của môi chất bên ngoài ống, $W/m^2 \cdot ^\circ K$

Như đã nói, khi môi chất là chất lỏng hoặc chất khí (một pha), α_1 được xác định theo các biểu thức (2-17), (2-18), (2-23), (2-24).

Khi môi chất sôi bên trong ống, theo S.N. Sorin và A.C. Cykomel, hệ số tỏa nhiệt α_1 có thể tính theo công thức sôi bọt (ở chế độ sôi phát triển) của chất lỏng khi không chuyển động trên bề mặt vật rắn:

- Với nước:

$$\alpha = 3 \cdot q^{0.7} \cdot p^{0.75} \quad (2-101)$$

q - mật độ dòng nhiệt, $kcal/h \cdot m^2$;

p - áp suất, at .

Với các môi chất khác, α_1 được tính theo công thức (2-24a) và đồ thị ở hình 2-2.

Đối với frêon tính α_1 theo đồ thị hình 2-2 cho giá trị nhỏ khá nhiều so với thực nghiệm, bởi vậy để tính chính xác hơn α_1 cho frêon ta dùng các quan hệ sau:

- Với frêon R12 khi sôi trong ống trơn nằm ngang ở chế độ sôi phát triển:

$$\alpha = 0,0235 (G \cdot q)^{0.5} \cdot d_1^{-1} \quad (2-105)$$

G - lưu lượng môi chất sôi, kg/h

q - mật độ dòng nhiệt, $kcal/h \cdot m^2$;

d_1 - đường kính trong của ống, m

Khi sôi trong ống có cánh nằm ngang, α được xác định theo đồ thị ở hình 2-24.

- Với frêon R22

Theo thực nghiệm người ta thấy giá trị hệ số tỏa nhiệt khi sôi R22 thường lớn hơn khoảng $20 \div 30\%$ so với sôi R12. Vậy ta có thể tính gần đúng α_1 của R22 như sau:

$$\alpha_{R22} = (1,2 \div 1,3) \alpha_{R12} \quad (2-105a)$$

Khi môi chất là chất lỏng hoặc chất khí (một pha) chảy dọc theo bề mặt ngoài của thiết bị không có tấm chắn, hệ số tỏa nhiệt α_2 được xác định theo (2-17), (2-18) hoặc (2-23) với đường kính tương đương d_{td} tính theo (2-87) hoặc (2-88) nhưng nhân thêm vào đó hệ số hiệu chỉnh ϵ_s :

$$\epsilon_s = \left(\frac{s_1 \cdot s_2}{d_2^2} \right)^{0,18} \quad (2-106)$$

Khi môi chất sôi bên ngoài ống, để tính α_2 , với nước ta dùng công thức (2-101), với các môi chất khác ta dùng công thức (2-24a) và đồ thị ở hình 2-2a. Riêng đối với frêon chính xác hơn dùng các quan hệ sau:

- với frêon R12 sôi bên ngoài ống nằm ngang:

- với $q = 600 \div 1500 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h}$:

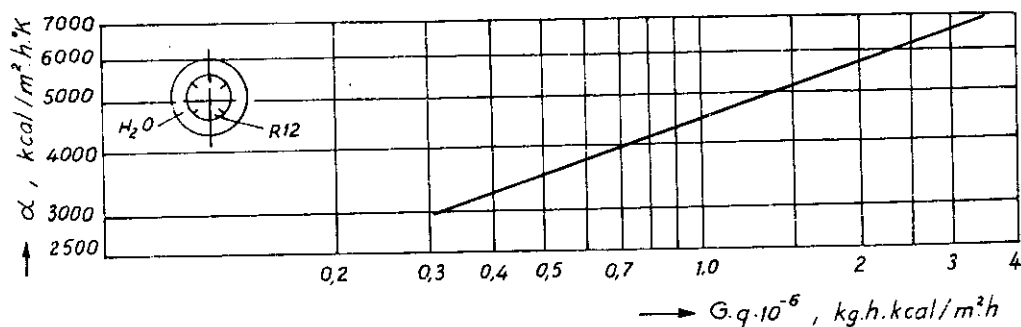
$$\alpha = 66 \cdot q^{0,25} \quad (2-107)$$

- với $q = 1500 \div 15.000 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h}$, ta có:

$$\alpha = 5 \cdot q^{0,6} \quad (2-108)$$

Khi sôi bên ngoài ống với $q = 2500 \div 11000 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h}$ ta có:

$$\alpha = 3,4 \cdot q^{0,7} \quad (2-109)$$



Hình 2-24.

- Với frêon R22 ta có thể dùng quan hệ (2-105a) để tính khi sôi bên ngoài ống.

Trường hợp môi chất ngưng tụ bên ngoài chùm ống trơn, hệ số tỏa nhiệt α_2 được xác định theo (2-31), (2-33) hoặc (2-35). Khi môi chất ngưng tụ bên ngoài chùm ống có cánh ngăn (bình ngưng frêon) nằm ngang, theo D. Kern và A. Klaus, thực nghiệm cũng như lý thuyết cho thấy, hệ số tỏa nhiệt của ống có cánh α_{2c} tăng 1,3 đến 1,5 lần α_2 so với ống trơn có cùng đường kính:

$$\alpha_{2c} \approx (1,3 \div 1,5) \alpha_2 \quad (2-110)$$

Khi tính chính xác, công thức trên có dạng:

$$\alpha_{2c} = \left(\frac{L}{L_i} \right)^{1/3} \alpha_2 \quad (2-111)$$

L - chiều dài ống trơn;

L_c - chu vi tiết diện ngang của ống có cánh.

Cũng theo tác giả trên, hệ số tỏa nhiệt khi ngưng bên ngoài ống có cánh

đặt đứng có giá trị giống như ống có cánh nằm ngang.

Sau khi tính được α_1, α_2 ta tính được hệ số truyền nhiệt k theo quan hệ (b) nói trên.

Độ chênh nhiệt độ trung bình Δt trong quan hệ (a) nói trên được xác định như sau:

$$\Delta t = \varepsilon_{\Delta t} \cdot \Delta t_{ng}$$

Δt_{ng} - độ chênh nhiệt độ trung bình của sơ đồ ngược chiều;

$\varepsilon_{\Delta t}$ - hệ số hiệu chỉnh tùy theo sơ đồ cụ thể, tra ở phần Phụ lục.

Ví dụ 2.6

Bình ngưng hơi frêon R12 kiểu ống vỏ nằm ngang, biết lượng nhiệt do hơi khi ngưng tỏa ra $Q_k = 41,8 \text{ kW}$ ở nhiệt độ ngưng tụ $t_k = 30^\circ\text{C}$. Hơi ngưng bên ngoài các ống không có cánh với đường kính $d_2/d_1 = 14/12 \text{ mm}$, ống bằng đồng có $\lambda = 100 \text{ W/m}^\circ\text{K}$, bước ống $s = 1,3 \cdot d_2$. Nước làm mát bình ngưng chảy trong ống với tốc độ $w_1 = 1,5 \text{ m/s}$, nhiệt độ nước vào $t'_1 = 20^\circ\text{C}$, nhiệt độ nước ra $t''_1 = 26^\circ\text{C}$, nhiệt tỏa ra môi trường $Q_t = 2\%Q_k$, số hành trình $N = 2$. Xác định diện tích bề mặt ống F , tổng số ống n , số ống trong một hành trình m , chiều dài ống thẳng l , đường kính trong của vỏ thiết bị D .

Giải

Cân bằng nhiệt bình ngưng với nhiệt do nước làm mát nhận Q_n :

$$Q_k = Q_n + Q_t$$

$$Q_n = Q_k - Q_t = 98\%Q_k = 0,98Q_k$$

$$Q_n = 0,98 \times 41,8 = 40,964 \text{ kW}$$

Lưu lượng nước làm mát G_n :

$$G_n = \frac{Q_n}{C_n \cdot \Delta t_n} = \frac{40,964}{4,18(26 - 20)} = 1,633 \text{ kg/s}$$

Nhiệt độ trung bình t_l của nước :

$$t_l = 0,5(26 + 20) = 23^\circ\text{C}$$

Từ nhiệt độ 23°C tra bảng các thông số vật lý của nước trên đường bão hòa ta có:

$$C_n = 4,18 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C} ; \quad \rho_1 = 998 \text{ kg/m}^3;$$

$$\gamma_1 = 1 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s} ; \quad \lambda_1 = 0,6 \text{ W/m}^\circ\text{K}; \quad \text{Pr}_1 = 7$$

Tiêu chuẩn Re của nước:

$$Re_f = \frac{\omega_1 \cdot d_1}{\gamma_1} = \frac{1,5 \times 1,2 \times 10^2}{1 \cdot 10^{-6}} = 1,8 \cdot 10^4 > 1 \cdot 10^4$$

Như vậy nước chảy rối trong ống. Theo (2-18) khi giả thiết $l > 50 \cdot d_2$, ta có:

$$Nu_f = 0,021 \cdot Re_f^{0,8} \cdot Pr_f^{0,43} \cdot A$$

Vì ở đây một môi chất có nhiệt độ không đổi (nhiệt độ ngưng tụ $t_k = \text{const}$) nên sơ đồ cùng chiều và ngược chiều như nhau.

Vậy độ chênh nhiệt độ trung bình Δt bằng:

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{(t_s - t'_1) - (t_s - t''_1)}{\ln \frac{t_s - t'_1}{t_s - t''_1}}$$

$$\Delta t = \frac{(30 - 20) - (30 - 26)}{\ln \frac{10}{4}} = 6,55^\circ\text{C}$$

Vì $A = \left(\frac{Pr_f}{Pr_w}\right)^{0,25}$, muốn tìm Pr_w phải biết nhiệt độ bề mặt trong ống t_{w1} .

Ta có thể chọn nhiệt độ t_{w1} như sau (sau này sẽ kiểm tra lại việc chọn này):

$$t_{w1} = t_k - \frac{\Delta t}{2} = 30 - \frac{6,55}{2} \approx 27^\circ\text{C}$$

Tra bảng nước ta có $Pr_w = 5,5$ và tính được:

$$A = (7/5,5)^{0,25} = 1,06$$

$$Nu_f = 0,021 (18000)^{0,8} \cdot 7^{0,43} \cdot 1,06 = 130$$

Hệ số tỏa nhiệt α_1 của nước:

$$\alpha_1 = Nu_f \frac{\lambda_1}{d_1} = 130 \frac{0,6}{0,012} = 6500 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{K}$$

Để xác định hệ số tỏa nhiệt khi ngưng hơi R12 bên ngoài ống nằm ngang, ta dùng công thức (2-31):

$$\alpha_2 = 1,2 \alpha_N \cdot \epsilon_i$$

Theo (2-31a), ta có:

$$\alpha_N = 0,728 \frac{(\lambda^3 \cdot \rho^2 \cdot g \cdot r)^{0,25}}{(\mu \cdot \Delta t \cdot d)^{0,25}}$$

Với nhiệt độ $t_k = 30^\circ\text{C}$, tra bảng các thông số vật lý của chất lỏng R12 ta có:

$$\rho = 1293 \text{ kg/m}^3; \quad r = 1,384 \cdot 10^4 \text{ J/kg};$$

$$\lambda = 0,067 \text{ W/m}^\circ\text{K}; \quad \mu = 2,6 \cdot 10^{-4} \text{ N.s/m}^2.$$

Ở đây ta chọn $t_{w2} = t_{w1} = 27^\circ\text{C}$; $\Delta t = t_k - t_{w2} = 30 - 27 = 3^\circ\text{C}$, vậy:

$$\alpha_N = \frac{(0,067^3 \times 1293^2 \times 9,81 \times 1,384 \cdot 10^5)^{0,25}}{(2,6 \cdot 10^{-4} \times 3 \times 0,014)^{0,25}} \cdot 0,728 = 2047 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{K}$$

Số ống trong một hàng trình m theo (2-98):

$$m = \frac{4G_1}{\pi \cdot d_1^2 \cdot \rho_1 \cdot \omega_1} = \frac{4 \times 1,633}{3,14 \times 0,012^2 \times 998 \times 1,5} = 9,65 \approx 10$$

Tổng số ống theo (2-99):

$$n = m \cdot N = 10 \times 2 = 20 \text{ ống}$$

Với tổng số ống $n = 20$ ta có thể chọn số hàng ống $z = 6$ và hệ số ε_i theo (2-32) bằng:

$$\varepsilon_i = z^{-1/6} = 6^{-1/6} = 0,742$$

Hệ số tỏa nhiệt khi ngưng hơi R12 bên ngoài chùm ống:

$$\alpha_2 = 1,2 \alpha_N \cdot \varepsilon_i = 1,2 \times 2047 \times 0,742 = 1823 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{K}$$

Ở đây $\frac{d_2}{d_1} = \frac{14}{12} = 1,17 < 1,4$. Vậy ta có thể dùng công thức cho vách phẳng để tính hệ số truyền nhiệt với chiều dày $\delta = 0,5$ ($d_2 - d_1$) = 0,5 (14 - 12) = 1 mm như sau:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{6500} + \frac{0,001}{100} + \frac{1}{1823}} = 1404 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{K}$$

Tổng diện tích bề mặt ống:

$$F = \frac{Q_n}{k \cdot \Delta t} = \frac{40,964 \cdot 10^3}{1404 \times 6,55} = 4,45 \text{ m}^2$$

Chiều dài l của ống theo (2-100), với $d_{tb} = 0,5(12 + 14) = 13 \text{ mm}$, ta có:

$$l = \frac{F}{n \cdot \pi \cdot d_{tb}} = \frac{4,45}{20 \times 3,14 \times 0,013} = 5,45 \text{ m}$$

Kiểm tra lại việc chọn nhiệt độ bề mặt ống:

$$t_{w1} = t_s - \frac{q}{\alpha_1} = t_s - k \cdot \frac{\Delta t}{\alpha_1} = 30 - 1404 \cdot \frac{6,55}{6500} = 28,6^\circ\text{C}$$

$$k_b = \varphi \cdot k = 0,65 \cdot 1404 = 913 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{K}$$

Diện tích bề mặt các ống:

$$F = Q_n / (k_b \cdot \Delta t) = 40,964 \cdot 10^3 / (913 \cdot 6,55) = 6,85 \text{ m}^2$$

Nếu vẫn chọn $N = 2$ thì chiều dài l sẽ quá lớn. Vậy chọn chiều dài ống $l = 2,76 \text{ m}$, tổng số ống lúc này n :

$$n = F / (l \cdot \pi \cdot d_{tb}) = 6,85 / (2,76 \cdot 3,14 \cdot 0,013) = 60 \text{ ống}$$

Để đảm bảo $\omega_1 = 1,45 \text{ m/s}$ phải giữ nguyên $m = 10$, vậy số hành trình N lúc này:

$$n = N \cdot m \rightarrow N = n / m = 60 / 10 = 6$$

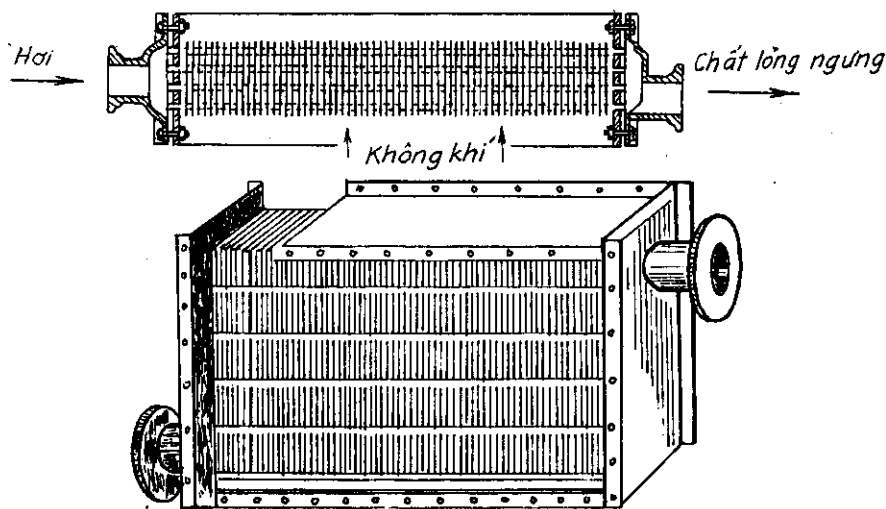
Đường kính trong của vỏ D :

$$D = 1,1 \cdot 1,3 \cdot d_2 \cdot \sqrt{n / \eta} = 1,1 \cdot 1,3 \cdot 14 \cdot \sqrt{60 / 0,6} = 200 \text{ mm}$$

2.5. THIẾT BỊ TRAO ĐỔI NHIỆT KIỂU ỐNG CÓ CÁNH

Sau đây giới thiệu thiết bị kiểu ống có cánh thường ở mặt ngoài ống, trong đó không khí hoặc khí chuyển động cắt ngang hoặc dọc theo bề mặt ngoài ống có cánh. Các cánh trên ống thường có chiều cao tương đối lớn nên gọi là cánh dài, khác với thiết bị ngưng tụ hoặc bốc hơi frêon vừa trình bày ở phần trước, cánh có chiều cao nhỏ gọi là cánh ngắn.

Trong thiết bị này, môi chất chuyển động trong ống là chất lỏng hoặc hơi nước, hoặc ở dạng chuyển pha như sôi - ngưng tụ nên môi chất có hệ số tỏa



Hình 2-25. Cánh tấm phẳng

hiệu α_1 lớn hơn nhiều so với hệ số tỏa nhiệt α_2 của chất khí đi bên ngoài ống ($\alpha_2 \approx 30 + 140 W/m^2 \cdot ^\circ K$). Vì vậy, theo lý thuyết truyền nhiệt, muốn tăng hệ số truyền nhiệt k ta phải làm cánh ở bên ngoài ống về phía chất khí.

Ví dụ, bộ hâm nước có cánh bên ngoài ống về phía khối để đun nóng nước trong ống, thiết bị sử dụng nhiệt khối thải có cánh bên ngoài ống về phía khối thải để lấy nhiệt; thiết bị đun nóng nước trong ống lò sưởi hơi nước có cánh bên ngoài để đốt nóng không khí; dàn bốc hơi trong máy lạnh hoặc máy điều hòa nhiệt độ có cánh bên ngoài để làm lạnh không khí; dàn ngưng tụ làm mát bằng không khí trong máy lạnh hoặc máy điều hòa nhiệt độ có cánh bên ngoài ống để tỏa nhiệt cho không khí; thiết bị làm lạnh không khí bằng nước lạnh (FCU-Fan Coil Unit, ...) trong máy điều hòa nhiệt độ, ở đây nước lạnh chảy trong ống có cánh bên ngoài để làm lạnh không khí.

Để thấy rõ hơn hiệu quả của cánh, ta trở lại lý thuyết truyền nhiệt qua vách có cánh. Hệ số truyền nhiệt qua vách có cánh ứng với bề mặt không làm cánh F_1 được tính như sau:

$$k_{F1} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot \epsilon_c}} \quad (a)$$

ở đây:

ϵ_c - hệ số làm cánh;

$$\epsilon_c = \frac{F_2}{F_1}$$

F_2 - diện tích bề mặt phía làm cánh;

F_1 - diện tích bề mặt phía không làm cánh.

Khi ký hiệu $\alpha_2 \cdot \epsilon_c = \alpha_{II}$ và bỏ qua nhiệt trở dẫn nhiệt qua vách $\frac{\delta}{\lambda} \approx 0$, ta có thể viết:

$$k_{F1} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_{II}}} \quad (b)$$

Ta lấy đạo hàm riêng quan hệ (b) theo α_1 và α_{II} :

$$\frac{\partial k_{F1}}{\partial \alpha_1} = \frac{\alpha_{II}^2}{(\alpha_1 + \alpha_{II})^2} \quad (c)$$

$$\frac{\partial k_{F1}}{\partial \alpha_{II}} = \frac{\alpha_1^2}{(\alpha_1 + \alpha_{II})^2} \quad (d)$$

Khi chia biểu thức (c) cho biểu thức (d) ta có kết quả:

$$\alpha_1^2 \frac{\partial k_{F1}}{\partial \alpha_1} = \alpha_{II}^2 \frac{\partial k_{F1}}{\partial \alpha_{II}} \quad (e)$$

Từ (e) ta thấy, nếu $\alpha_{II} < \alpha_1$ nghĩa là $\alpha_2 \cdot \epsilon_c < \alpha_1$ hay:

$$\epsilon_c < \frac{\alpha_1}{\alpha_2} \quad (f)$$

thì ta có:

$$\frac{\partial k_{F1}}{\partial \alpha_{II}} > \frac{\partial k_{F1}}{\partial \alpha_1}$$

Có nghĩa là khi tăng α_{II} dẫn tới tăng hệ số truyền nhiệt k_{F1} nhiều hơn là tăng α_1 . Vì $\alpha_{II} = \alpha_2 \cdot \epsilon_c$ nên muốn tăng α_{II} ta phải tăng α_2 (tăng tốc độ ω_2 của chất khí chuyển động cắt ngang bên ngoài ống, hoặc xếp ống so le), hoặc tăng ϵ_c (làm cánh bên ngoài ống). Chúng ta tăng giá trị hệ số làm cánh ϵ_c đến khi nào $\alpha_{II} = \alpha_1$ hay $\alpha_2 \cdot \epsilon_c = \alpha_1$ thì dừng lại. Nghĩa là điều kiện hệ số làm cánh ϵ_c ở đây (kết hợp biểu thức (f)) sẽ là:

$$\epsilon_c \leq \frac{\alpha_1}{\alpha_2} \quad (2-112)$$

Từ biểu thức (2-112) ta thấy, khi $\alpha_1 = \alpha_2$ thì $\epsilon_c = 1$, có nghĩa hoặc là không làm cánh cả hai phía (ví dụ thiết bị ống trơn không cánh đốt nóng không khí bằng khối) hoặc là đã làm cánh phải làm cánh ở hai phía (ví dụ bộ sấy không khí bằng gang trong nhà máy nhiệt điện được làm cánh cả hai phía trong và ngoài ống).

Các hình 2-25, 2-26, 2-27, 2-28 trình bày các loại cánh thường được dùng.

Toàn bộ lượng nhiệt truyền qua vách các ống trong thiết bị bằng:

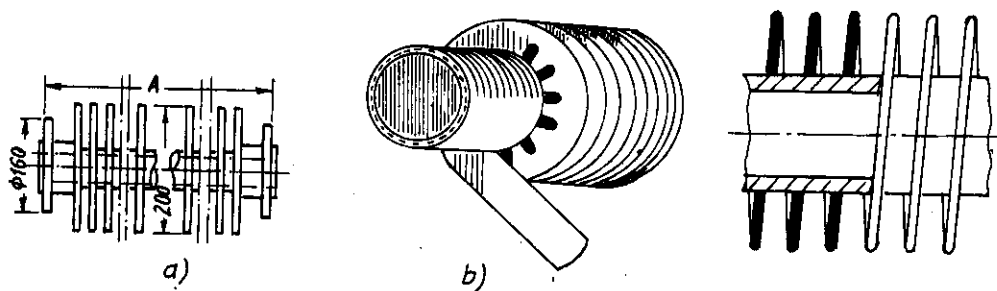
$$Q = k_{F1} \cdot F_1 \cdot \Delta t$$

Từ đó tổng diện tích bề mặt trong của n ống có cánh trong thiết bị bằng:

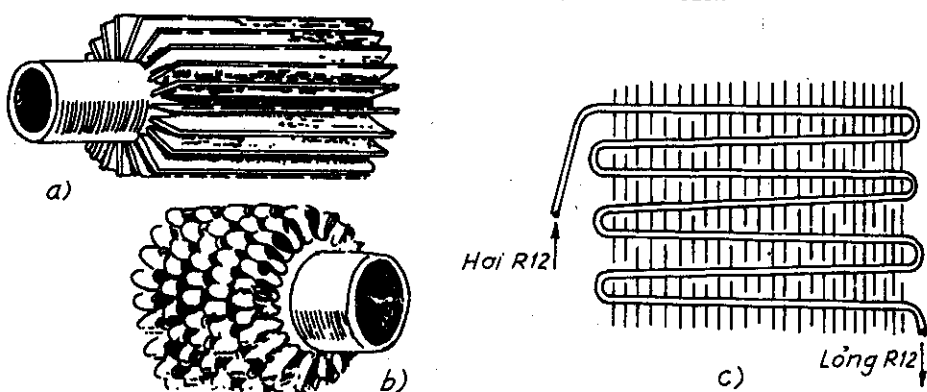
$$F_1 = \frac{Q}{k_{F1} \cdot \Delta t} \quad (2-113)$$

ở đây:

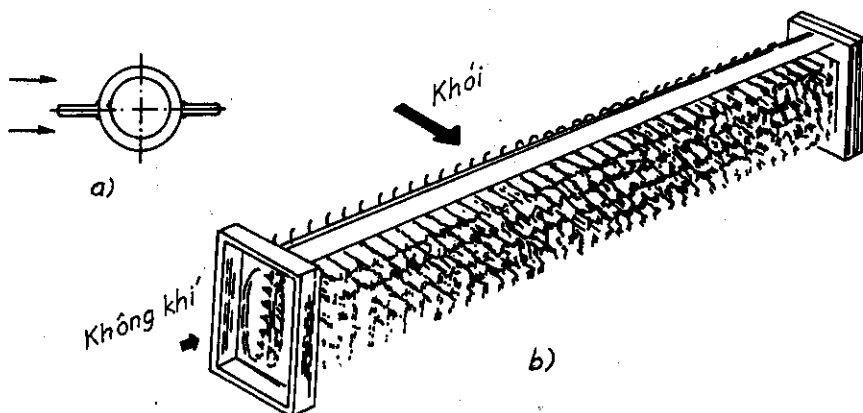
k_{F1} - hệ số truyền nhiệt qua vách ứng với một đơn vị diện tích bề mặt bên trong F_1 của ống;



Hình 2-26. a. Cánh tròn; b. Cánh cuộn



Hình 2-27. a. Cánh dọc trục ống; b. Cánh băng kim loại xếp trên ống; c. Cánh dây (dàn ngưng tủ lạnh)



Hình 2-28. a. Cánh hình vảy cá; b. Ống gang cánh cá trong và ngoài

Δt - độ chênh nhiệt độ trung bình giữa hai môi chất (chảy trong và ngoài ống).

Tổng số ống của thiết bị bằng:

$$n = \frac{F_1}{\pi \cdot d_1 \cdot l} \quad (2-114)$$

d_1 - đường kính trong của ống, m

l - chiều dài đoạn ống thẳng, m

Khi ký hiệu số ống trong một hàng ống là m , số hàng ống là z , ta có quan hệ:

$$n = m \cdot z \quad (2-115)$$

Với thiết bị như ở hình 2-29, các kích thước b , c , của thiết bị như sau:

$$b \approx m \cdot s_1; \quad c \approx z \cdot s_2 \quad (2-116)$$

s_1 - bước ống ngang;

s_2 - bước ống dọc.

Khi tỷ số giữa đường kính ngoài d_2 và đường kính trong d_1 của các ống có giá trị $d_2/d_1 < 1,4$, hệ số truyền nhiệt k_{F1} được tính như với vách phẳng:

$$k_{F1} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot \varepsilon_c}} \quad (2-117)$$

ở đây:

α_1 - hệ số tỏa nhiệt của môi chất chảy trong ống ở dạng một pha (chất lỏng) hoặc hai pha (sôi) được tính như ở các phần trước, $W/m^2 \cdot ^\circ K$

$\delta = 0,5(d_2 - d_1)$ là chiều dày vách ống, m

λ - hệ số dẫn nhiệt của vách ống, $W/m^2 \cdot ^\circ K$

α_2 - hệ số tỏa nhiệt tương đương toàn bộ bề mặt ngoài của vách có cánh, $W/m^2 \cdot ^\circ K$

ε_c - hệ số làm cánh.

Với một ống có cánh, nhiệt lượng tỏa ra từ bề mặt ngoài của ống bằng:

$$Q^1 = \alpha_2 \cdot F_2^1 (t_{w2} - t_{f2}) \quad (i)$$

F_2^1 - diện tích toàn bộ mặt ống có cánh;

t_{w2} - nhiệt độ bề mặt ngoài chỗ không có cánh;

t_{f2} - nhiệt độ của không khí bên ngoài ống.

Khi ký hiệu $\gamma_0 = t_{w2} - t_{f2}$ ta có:

$$Q^I = \alpha_2 \cdot F_2^I \cdot \gamma_0 = Q_c^I + Q_0^I \quad (k)$$

Q_0^I - nhiệt tỏa ra từ phần bề mặt ngoài không có cánh F_0^I :

$$Q_0^I = \alpha_0 \cdot F_0^I \cdot \gamma_0$$

Q_c^I - nhiệt tỏa ra từ bề mặt của các cánh của một ống:

$$Q_c^I = \eta_c Q_{\max}^I = \eta_c \alpha_c F_c^I \gamma_0$$

η_c - hiệu suất cánh;

F_c^I - diện tích các cánh của một ống;

α_c - hệ số tỏa nhiệt từ bề mặt cánh tới không khí;

α_0 - hệ số tỏa nhiệt từ bề mặt ngoài phần không có cánh.

Từ biểu thức (k) ta có:

$$\alpha_2 \cdot F_2^I \cdot \gamma_0 = \eta_c \alpha_c F_c^I \gamma_0 + \alpha_0 F_0^I \gamma_0$$

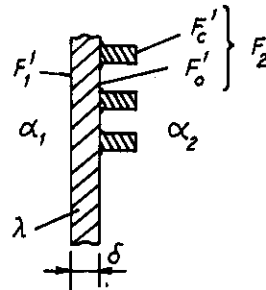
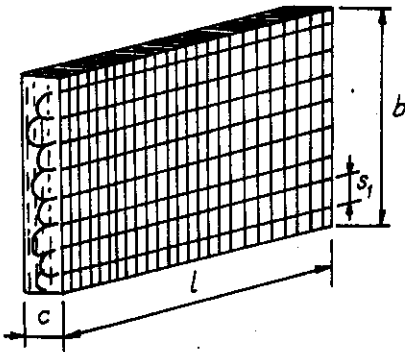
$$\alpha_2 = \eta_c \alpha_c \frac{F_c^I}{F_2^I} + \alpha_0 \frac{F_0^I}{F_2^I}$$

Khi coi hệ số tỏa nhiệt từ bề mặt ngoài phần không có cánh α_0 bằng hệ số tỏa nhiệt từ bề mặt cánh $\alpha_c = \alpha_0$, ta có:

$$\alpha_2 = \alpha_c \left(\eta_c \frac{F_c^I}{F_2^I} + \frac{F_0^I}{F_2^I} \right) = \alpha_c \frac{F_c^I}{F_2^I} \left(\eta_c + \frac{F_0^I}{F_c^I} \right)$$

$$\alpha_2 = \alpha_c \frac{F_c^I}{F_2^I} (\eta_c + \chi) \quad (2-118)$$

$$\chi = \frac{F_0^I}{F_c^I} \quad (2-119)$$



Hình 2-29.

Với cánh phẳng hình chữ nhật, hiệu suất cánh η_c :

$$\eta_c = \frac{\operatorname{tgh}(\beta \cdot h)}{\beta h} \quad (2-120)$$

$$\beta = \sqrt{\frac{2 \alpha_c}{\lambda_c \cdot \delta_c}} \quad (2-121)$$

h - chiều cao cánh;

λ_c - hệ số dẫn nhiệt của cánh;

δ_c - chiều dày của cánh.

Với cánh tròn, hiệu suất cánh bằng:

$$\eta_c = \frac{\operatorname{tgh}(\beta \cdot h')}{\beta \cdot h'} \quad (2-122)$$

$$h' = h(1 + 0,35 \ln \psi) \quad (2-123)$$

$$h = \frac{d_c - d_2}{2}; \quad \psi = \frac{d_c}{d_2}$$

β - tính theo (2-121);

d_c - đường kính qua đỉnh cánh (hình 2-30).

Muốn xác định được hệ số tỏa nhiệt α_2 của toàn bộ mặt ống có cánh theo (2-118) ta phải biết hệ số tỏa nhiệt của cánh α_c .

Khi bỏ qua ảnh hưởng của hàng ống, đối với cánh tròn trên ống ta có các phương trình tiêu chuẩn sau để xác định α_c :

- với ống xếp song song:

$$Nu_f = 0,138 \cdot Re_f^{0,63} \quad (2-124)$$

- với ống xếp so le:

$$Nu_f = 0,251 \cdot Re_f^{0,67} \left[\frac{s_1 - d_2}{d_2} \right]^{-0,2} \left[\frac{s_1 - d_2}{t} + 1 \right]^{-0,2} \quad (2-125)$$

t - khoảng cách giữa các cánh (hình 2-30), nhiệt độ xác định ở đây là nhiệt độ trung bình của chất khí bên ngoài ống t_f .

Công thức (2-125) sử dụng khi:

$$\frac{s_1 - d_2}{s'_2 - d_2} \leq 1;$$

s'_2 - bước ống chéo (hình 2-4).

Trong các công thức trên, các thông số vật lý lấy theo nhiệt độ trung bình của chất khí bên ngoài ống. Tiêu chuẩn Reynold tính theo tốc độ tại khe hẹp qua cánh $\omega_{\max}$ và đường kính tương đương d_E :

$$Re_f = \frac{\omega_{\max} d_E}{\gamma} \quad (2-125a)$$

$$d_E = \frac{F_o^1 d_2 + F_c^1 \sqrt{\frac{F_c^1}{2 \cdot n_c}}}{F_o^1 + F_c^1} \quad (2-126)$$

F_o^1, F_c^1 - diện tích phần không làm cánh và diện tích các cánh trên một ống;

n_c - số cánh trên một ống;

d_2 - đường kính ngoài ống trơn.

Khi bỏ qua diện tích đỉnh cánh ta có:

$$F_c^1 = 2 \left(\frac{\pi \cdot d_c^2}{4} - \frac{\pi \cdot d_2^2}{4} \right) n_c \quad (2-127)$$

Tốc độ tại khe hẹp của cánh $\omega_{\max}$ được xác định như sau:

Tiết diện các khe hở cho khí đi qua theo mặt cắt vuông góc với chiều chuyển động của chất khí $f_{\min}$:

$$f_{\min} = f_1 - (f_o + f_c) \quad (m)$$

$f_1 = l \cdot b$ là tiết diện đầu vào thiết bị;

l - chiều dài ống;

b - chiều rộng của thiết bị (hình 2-29);

f_o - tiết diện dọc trục ống:

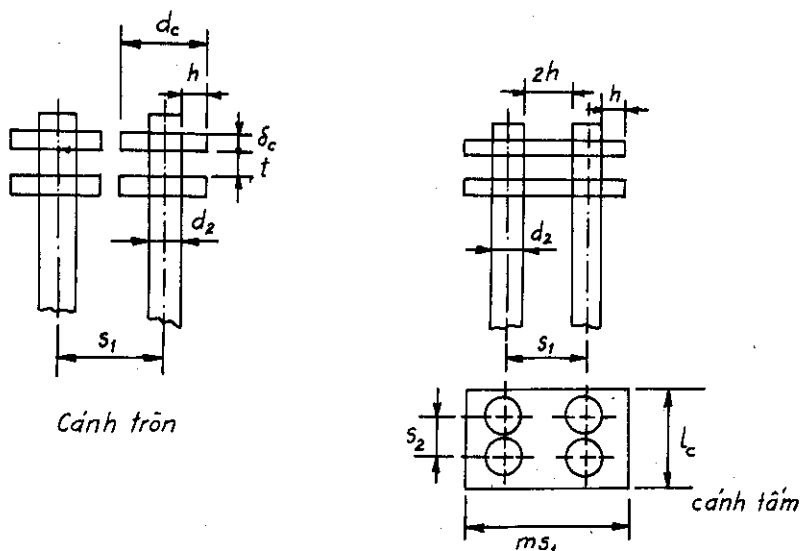
$$f_o = d_2 l m = d_2 l \frac{b}{s_1} = f_1 \frac{d_2}{s_1} \quad (n)$$

m - số ống trong mỗi hàng ống:

$$m = \frac{d}{s_1}$$

f_c - tiết diện của các cánh trên mặt cắt vuông góc với chuyển động của chất khí của thiết bị, nếu là cánh tròn (hình 2-30) ta có:

$$f_c = h d_c 2 n_c m$$



Hình 2-30.

$n_c = \frac{l}{s_c}$ là số cánh trên một ống.

$$f_c = h\delta_c 2 \frac{l}{s_c} \frac{b}{s_1} = \frac{f_1 2h\delta_c}{s_1 s_c} \quad (p)$$

Sau khi thế (n), (p) vào (m) ta có:

$$f_{\min} = f_1 \left[1 - \left(\frac{d_2}{s_1} + \frac{2h\delta_c}{s_1 s_c} \right) \right] \quad (2-128)$$

Nếu ký hiệu tốc độ của dòng khí khi vào thiết bị là ω , ta có phương trình liên tục sau (khi bỏ qua sự thay đổi khối lượng riêng của chất khí chảy qua thiết bị, $\rho = \text{const}$):

$$G = \omega \cdot f_1 \cdot \rho = \omega_{\max} \cdot f_{\min} \cdot \rho$$

$$\omega_{\max} = \frac{\omega \cdot f_1}{f_{\min}} = \frac{\omega}{1 - \left(\frac{d_2}{s_1} + \frac{2h\delta_c}{s_1 s_c} \right)} \quad (2-129)$$

Công thức (2-129) dùng cho cánh tròn hoặc cánh tấm chữ nhật. Đối với cánh tấm chữ nhật (cánh là một tấm kim loại phẳng liên tục cho các ống trong chùm ống, chiều dày cánh $\delta_c = 0,2 + 0,5 \text{ mm}$, bước cánh $t = 2 + 3 \text{ mm}$, bước ống $s_1 = s_2 = s = 2d_2 + 5d_2$), hệ số tỏa nhiệt cánh α_c trong công thức

(2-118) được xác định từ phương trình tiêu chuẩn cho chùm ống song song (vì thường gặp chùm ống song song) như sau:

$$Nu_f = C Re_f^m \left(\frac{l_c}{d_e} \right)^n \quad (2-130)$$

$$Re_f = \frac{\omega_{\max} d_{ec}}{\gamma}$$

$$d_e = \frac{2(s - d_2)(s_c - \delta_c)}{(s - d_2) + (s_c - \delta_c)} \quad (2-131)$$

l_c - chiều dài của tấm cánh tính theo chiều chuyển động của khí.

$s = s_1 = s_2$ là bước ống.

$$n = 0,45 + 0,0066 \frac{l_c}{d_e}$$

$$m = -0,28 + 0,08 \frac{Re_f}{1000}$$

$$c = (0,36 - 0,24 \frac{Re_f}{1000}) A$$

Giá trị của A phụ thuộc vào l_c/d_e như sau:

l_c/d_e	5	10	20	30	40	50
A	0,412	0,326	0,201	0,125	0,08	0,0475

Công thức (2-130) dùng cho:

$$Re_f = 500 \div 10000 ; t_f = -40^\circ\text{C} \div 40^\circ\text{C}$$

$$\frac{s_c}{d_2} = 0,18 \div 0,35; \frac{s}{d_2} = 2 \div 5; \frac{l_c}{d_e} = 4 \div 50$$

Để tính gần đúng hệ số tỏa nhiệt α_c của cánh (cánh tròn, cánh tấm chữ nhật), ta có thể dùng công thức sau:

$$\alpha_c = \alpha_0 (1 - 0,25 \sqrt{\frac{h}{t}}) \quad (2-132)$$

α_0 - hệ số tỏa nhiệt của cụm ống trơn (khi ống không có cánh);

h - chiều cao cánh;

t - khoảng cách giữa hai cánh.

Đối với thiết bị đốt nóng không khí bằng hơi nước (calorife) có cánh tròn

hoặc vuông, ta có thể dùng công thức sau để tính gần đúng hệ số truyền nhiệt k_{F2} , $W/m^2 \cdot ^\circ K$ (ứng với $1 m^2$ bề mặt vách có cánh):

$$Q = F_2 \cdot k_{F2} \cdot \Delta t \quad (2-133)$$

$$k_{F2} = a(\omega \cdot \rho)^b \quad (2-133a)$$

ở đây:

$a = 10,5 \div 14$ là hệ số phụ thuộc vào chất lượng chế tạo.

$b = 0,5 \div 0,7$.

ω - tốc độ không khí tại khe hẹp, m/s

ρ - khối lượng riêng của không khí, kg/m^3

Với calorife đốt nóng không khí bằng nước nóng có cánh tròn hoặc vuông, có thể dùng công thức:

$$k_{F2} = a \cdot (\omega \cdot \rho)^b \cdot \omega_n^2 \quad (2-133b)$$

với $a = 11,6 \div 23,2$; $b = 0,4 \div 0,5$; $c = 0,1 \div 0,15$;

ω_n - tốc độ nước trong ống.

Đối với cánh dọc theo trục ống, để tính hệ số tỏa nhiệt α_c ta dùng phương trình sau:

$$Nu_f = 0,031 \cdot Re_f^{0,8} \cdot \varphi \cdot \beta \quad (2-134)$$

Tiêu chuẩn Re tính với tốc độ tại khe hẹp. Hệ số φ , β cho trong bảng sau theo chiều cao cánh h :

h, mm	φ	β	h, mm	φ	β
2	1,79	1	4	2,69	0,77
3	2,24	0,895	5	3,17	0,7

Để tính hệ số truyền nhiệt k_{F1} theo (2-117), ta cần phải xác định hệ số làm cánh ε_c . Với một ống có cánh tròn ta có:

$$F_2^I = F_0^I + F_c^I$$

F_0^I - phần không làm cánh của ống;

F_c^I - diện tích các cánh của một ống.

Vì $F_c^I = F_{mc}^I + F_{dc}^I$ và $F_0^I + F_{dc}^I \approx F_{20}^I$

F_{mc}^I - diện tích mặt cánh;

F_{dc}^I - diện tích đỉnh cánh;

F_{20}^I - diện tích mặt ngoài ống không có cánh ($F_{20}^I = \pi \cdot d_2 \cdot l$).

Vậy: $F_2^I = F_0^I + F_{mc}^I + F_{dc}^I = F_{20}^I + F_{mc}^I$

Khi $d_2/d_1 < 1,4$ có thể coi $F_{20}^I \approx F_1^I = \pi \cdot d_1 \cdot l$ là diện tích bề mặt trong không làm cánh của ống. Vậy:

$$F_2^I = F_1^I + F_{mc}^I$$

$$\varepsilon_c = \frac{F_2^I}{F_1^I} = 1 + \frac{F_{mc}^I}{F_1^I}$$

$$\varepsilon_c = 1 + \frac{n_c F_{mcl}^I}{F_1^I} \quad (2-135)$$

ở đây:

n_c - số cánh trên một ống;

F_{mcl}^I - diện tích hai mặt cánh của một cánh.

Với cánh tròn trên ống, vì $F_1^I = \pi \cdot d_1 \cdot l$; $F_{mcl}^I = 0,5(\pi d_c^2 - \pi d_2^2)$, nên ta có:

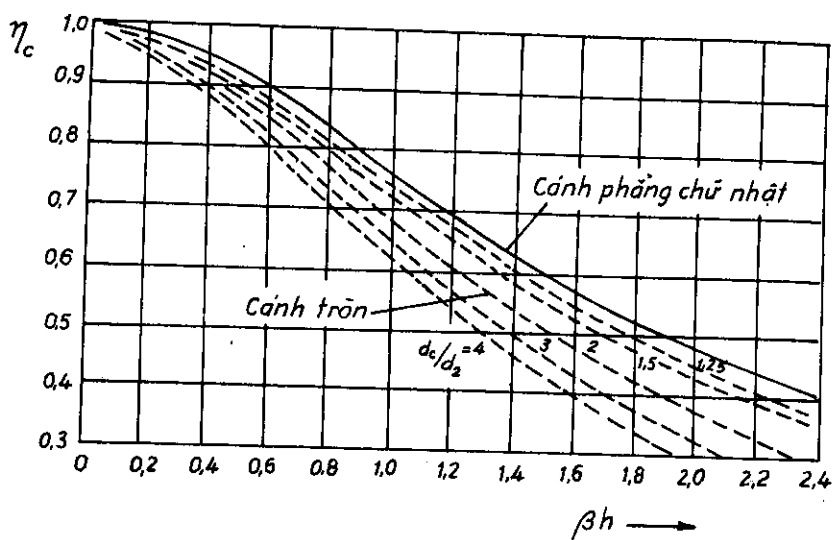
$$\varepsilon_c = 1 + \frac{n_c \pi (d_c^2 - d_2^2)}{2 \pi \cdot d_1 \cdot l} = 1 + \frac{d_c^2 - d_2^2}{2 d_1 \cdot s_c} \quad (2-136)$$

d_c - đường kính qua đỉnh cánh;

d_1, d_2 - đường kính ống;

l - chiều dài ống;

$$n_c = \frac{l}{s_c}$$



Hình 2-31.

Với cánh tấm (hình 2-30) ta có thể tính hệ số cánh như sau:

$$\varepsilon_c = \frac{F_2}{F_1}$$

$F_1 = n \cdot \pi \cdot d_1 \cdot l$ là tổng diện tích mặt trong các ống;

n - tổng số ống.

F_2 - tổng diện tích bề mặt phía làm cánh:

$$F_2 = F_c + F_0$$

F_0 - phần ống ngoài không làm cánh.

F_c - toàn bộ diện tích cánh:

$$F_c = F_m + F_d$$

F_m - diện tích hai mặt cánh.

F_d - diện tích đỉnh cánh.

$$F_2 = F_m + F_d + F_0$$

Thực tế diện tích đỉnh cánh F_d rất nhỏ nên ta có thể coi $F_d + F_0 \approx F_{20} \approx F_1$; $F_{20} = n \pi d_2 l$ là diện tích mặt ngoài ống khi không làm cánh, n là tổng số ống. Vậy ta có:

$$F_2 = F_m + F_1$$

$$\varepsilon_c = 1 + \frac{F_m}{F_1}$$

$$F_m = 2 \cdot (m \cdot s_1 \cdot l_c - n \frac{\pi \cdot d_2^2}{4}) n_c \quad (\text{xem hình 2-30})$$

m - số ống trong hàng ống,

s - bước ống;

l_c - chiều dài tấm cánh theo chiều chuyển động của chất khí:

$$l_c = s_2 \cdot z$$

z - số hàng ống.

Cuối cùng ta có:

$$\varepsilon_c = 1 + \frac{2 \cdot n_c \cdot (m \cdot s_1 \cdot l_c - n \pi \frac{d_2^2}{4})}{n \pi \cdot d_1 \cdot l} \quad (2-137)$$

Hiệu suất cánh η_c có thể tính theo (2-120) hoặc (2-122) hoặc theo đồ thị ở hình 2-31.

Độ chênh nhiệt độ trung bình Δt bằng:

$$\Delta t = \varepsilon_{\Delta t} \cdot \Delta t_{ng}$$

Δt_{ng} - đối với sơ đồ ngược chiều.

$\varepsilon_{\Delta i}$ - tra đồ thị ở phần phụ lục theo P, R. Chú ý rằng ở đây dòng môi chất đi trong ống không bị xáo trộn, còn dòng khí cắt ngang ống bị xáo trộn.

Trở kháng (cục bộ và ma sát) của dòng chất khí chuyển động cắt ngang qua chùm ống so le hoặc song song có cánh có thể được tính theo công thức sau:

$$\Delta p_c = \xi \rho \frac{\omega^2}{2} z \quad (2-138)$$

ρ - khối lượng riêng của chất khí, kg/m^3 ;

ω - tốc độ dòng khí tại khe hẹp ($\omega = \omega_{max}$), m/s

z - số hàng ống;

ξ - hệ số trở kháng được xác định theo biểu thức dưới đây:

$$\xi = 0,72 \cdot Re^{-0,245} \left(\frac{s_1 - d_2}{s_c} + 2 \right)^{0,9} \left(\frac{s_1 - d_2}{d_2} \right)^{0,9} \left(\frac{d_F}{d_2} \right)^{0,9} \left(\frac{s_1 - d_2}{s_2 - d_2} \right)^{-0,1}$$

Ở đây Re tính theo ω_{max} và d_F như ở công thức (2-125a), còn d_F tính theo (2-126).

Với các dàn ngưng tụ làm mát bằng không khí của máy lạnh, hơi môi chất lạnh ngưng tụ bên trong ống có cánh, hệ số tỏa nhiệt khi ngưng trong ống α_1 , được tính như sau:

- Khi hơi ngưng tụ trong ống thẳng đứng, nếu tốc độ hơi không lớn thì có thể tính như trường hợp ngưng bên ngoài vách hoặc ống đứng.

- Khi hơi ngưng bên trong ống nằm ngang:

Với frêon có thể dùng công thức ngưng bên ngoài ống của Nusselt:

$$\alpha = 1,2 \cdot \alpha_N \quad (2-140)$$

α_N tính theo (2-31a) khi mật độ dòng nhiệt nằm trong phạm vi $q = 500 \div 10000 \text{ kcal}/m^2 \cdot h$.

Với amôniac có thể dùng công thức :

$$\alpha = 7250 \cdot q^{-0,2} \cdot d_1^{-0,33} \quad (2-141)$$

q - mật độ dòng nhiệt ứng với bề mặt trong ống, $kcal/m^2 \cdot h$

d_1 - đường kính trong ống, m

hoặc dùng công thức:

$$\alpha = 1820 \cdot \Delta t_1^{-0,167} \cdot d_1^{-0,25} \quad (2-142)$$

$$\Delta t_1 = t_k - t_w$$

t_k - nhiệt độ hơi ngưng tụ

t_w - nhiệt độ bề mặt bên trong ống.

Có cách khác tính hệ số truyền nhiệt qua vách có cánh sau:

Ta có phương trình cân bằng nhiệt:

$$Q = k_{F_1} \cdot F_1 \cdot \Delta t = k_{F_2} \cdot F_2 \cdot \Delta t$$

$$k_{F_1} = k_{F_2} \cdot \frac{F_2}{F_1} = k_{F_2} \cdot \varepsilon_c$$

Ở đây:

k_{F_1} , k_{F_2} - hệ số truyền nhiệt ứng với mặt trong không cánh F_1 và mặt ngoài có cánh F_2 ;

ε_c - hệ số làm cánh.

Nếu bỏ qua nhiệt trở dẫn qua vách ($\frac{\delta}{\lambda} \approx 0$), ta có:

$$k_{F_2} = \frac{1}{\frac{\varepsilon_c}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2}}$$

Ở đây: α_1 hệ số toả nhiệt của môi chất bên trong ống (chất lỏng, sôi, ngưng ...), α_2 hệ số toả nhiệt của môi chất bên ngoài ống có cánh (chất khí, không khí ...). Ta có:

$$\alpha_2 = \alpha_c \cdot \eta_s$$

Ở đây α_c - hệ số toả nhiệt qua cánh, η_s - hiệu quả của cánh. Ta có:

$$\eta_s = 1 - (1 - \eta_c) \cdot \frac{F_c}{F_2}$$

Ở đây: F_c - diện tích cánh, η_c - hiệu suất cánh.

M. Quinston đã xác định hệ số toả nhiệt qua cánh như sau:

$$\alpha_c = \frac{J_s \cdot G_K \cdot C_p}{Pr^{2/3}}, \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot K$$

Ở đây G_K (kg/m^2h) lưu lượng chất khí ứng với 1 m^2 tiết diện của khe hẹp mà chất khí đi qua, C_p ($kcal/kg.K$) nhiệt dung riêng đẳng áp của chất khí, Pr tiêu chuẩn Prandtl của chất khí, J_s hệ số. Ta có quan hệ:

$$G_K = 3600 \rho_k \omega_{\max}$$

$$J_s = 0,00125 + 0,27.J_p$$

$$J_p = Re^{-0,4} \left(\frac{F_2}{F_{20}} \right)^{-0,15}$$

$$Re = \frac{\omega_{\max} \cdot d_2}{\nu_k}$$

Ở đây ρ_k (kg/m^3) khối lượng riêng của chất khí, d_2 (m) đường kính ngoài của ống, ν_k (m^2/s) độ nhớt động của chất khí, F_2 (m^2) diện tích toàn bộ bề mặt ngoài ống có cánh, F_{20} (m^2) diện tích mặt ngoài phần không cánh, $\omega_{\max}$ (m/s) tốc độ của khí qua khe hẹp.

Ta có số liệu định hướng sau đây cho dàn bốc hơi hoặc dàn ngưng ống có cánh không khí với k_{F1} hoặc k_{F2} trong máy lạnh:

Dàn bốc hơi với độ chênh nhiệt độ trung bình $\Delta t = 10^\circ C$

Môi chất lạnh NH_3

$$k_{F1} = 35 \div 43 \text{ } W/m^2K$$

$$k_{F2} = 13 \div 20 \text{ } W/m^2K$$

Môi chất lạnh Frêon

$$k_{F2} = 12 \text{ } W/m^2K$$

Dàn ngưng NH_3 hoặc Frêon với $\Delta t = 8 \div 10^\circ C$

$$\text{Khi } \omega_{\max} = 4 \div 5 \text{ } m/s, \quad k_{F2} = 30 \div 35 \text{ } W/m^2K$$

$$\text{Khi } \omega_{\max} = 2 \div 4 \text{ } m/s, \quad k_{F2} = 25 \div 30 \text{ } W/m^2K$$

Bài tập 2.7

Dàn ngưng tụ amôniac kiểu ống có cánh tròn làm mát bằng không khí, có các số liệu sau: công suất nhiệt do hơi ngưng tụ $Q = 27 \text{ kW}$, hơi amôniac ngưng tụ trong ống nằm ngang ở nhiệt độ $t_k = 40^\circ\text{C}$, không khí làm mát cắt ngang chùm ống có cánh bố trí so le có nhiệt độ vào $t'_2 = 25^\circ\text{C}$, nhiệt độ ra $t''_2 = 35^\circ\text{C}$. Ống thép với $\lambda = 45 \text{ W/m}^\circ\text{K}$, cánh bằng đồng có $\lambda_c = 110 \text{ W/m}^\circ\text{K}$, chiều dài phần nằm ngang của ống $l = 1,5 \text{ m}$, đường kính ống $d_2/d_1 = 30/26 \text{ mm}$, $t = 3 \text{ mm}$, chiều dày cánh $\delta_c = 0,5 \text{ mm}$, đường kính $d_c = 38 \text{ mm}$, bước ống $s_1 = s_2 = 44 \text{ mm}$. Tốc độ không khí vào thiết bị $w = 1,3 \text{ m/s}$.

Xác định toàn bộ diện tích mặt trong F_1 của các ống, tổng số ống n , số hàng ống z , kích thước ngoài của thiết bị, hiệu suất thiết bị η và trở kháng thủy lực của dòng không khí chuyển động qua ống.

Bài giải

Độ chênh nhiệt độ trung bình Δt :

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{(40 - 25) - (40 - 35)}{\ln \frac{15}{5}} = 9^\circ\text{C}$$

Số cánh trên một ống với $s_c = t + \delta_c = 3 + 0,5 = 3,5 \text{ mm}$:

$$n_c = \frac{l}{s_c} = \frac{1,5}{0,0035} = 429$$

Chiều cao cánh bằng:

$$h = \frac{d_c - d_2}{2} = \frac{38 - 30}{2} = 4 \text{ mm}$$

Kích thước xác định d_E theo (2-126):

$$d_E = \frac{F_o^I d_2 + F_c^I \sqrt{\frac{F_c^I}{2 \cdot n_c}}}{F_o^I + F_c^I}$$

$$F_o^I = \pi \cdot d_2 \cdot t \cdot n_c = \pi \times 0,03 \times 0,003 \times 429 = 0,121 \text{ m}^2$$

$$F_c^I = 2\left(\pi \frac{d_c^2}{4} - \pi \frac{d_2^2}{4}\right) = 2\left(\pi \frac{0,038^2}{4} - \pi \frac{0,03^2}{4}\right) 429 = 0,37 \text{ m}^2$$

$$d_{f1} = \frac{0,121 \times 0,03 + 0,37 \sqrt{\frac{0,37}{2 \times 429}}}{0,121 + 0,37} = 0,0244$$

Tốc độ tại khe hẹp theo (2-129):

$$\omega_{\max} = \frac{\omega}{1 - \left(\frac{d_2}{s_1} + \frac{2 \cdot h \cdot \delta_c}{s_1 \cdot s_c} \right)} = \frac{1,3}{1 - \left(\frac{0,03}{0,044} + \frac{2 \times 0,004 \times 0,0005}{0,044 \times 0,0035} \right)} = 4,45 \text{ m/s}$$

Nhiệt độ trung bình của không khí $t_2 = 0,5 (t'_2 + t''_2) = 0,5 (25 + 35) = 30^\circ\text{C}$, ở nhiệt độ này ta tra được các thông số vật lý của không khí:

$$\rho = 1,165 \text{ kg/m}^3; \alpha = 0,0267 \text{ W/m}^\circ\text{K}; \gamma = 16 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

Tiêu chuẩn Re của không khí theo (2-125a):

$$\text{Re}_f = \frac{\omega_{\max} \cdot d_{f1}}{\gamma} = \frac{4,45 \times 0,0244}{16 \cdot 10^{-6}} = 6,675 \cdot 10^3$$

Với ống xếp so le theo (2-125) ta có:

$$\text{Nu}_f = 0,251 \cdot \text{Re}^{0,67} \left[\frac{s_1 - d_2}{d_2} \right]^{-0,2} \left[\frac{s_1 - d_2}{t} + 1 \right]^{-0,2}$$

$$\text{Nu}_f = 0,241 \cdot (6675)^{0,67} \left[\frac{44 - 30}{30} \right]^{-0,2} \left[\frac{44 - 30}{3} + 1 \right]^{-0,2}$$

$$\text{Nu}_f = 75,5$$

Hệ số tỏa nhiệt của cánh:

$$\alpha_c = \frac{\text{Nu}_f \cdot \lambda}{d_{f1}} = \frac{75,5 \times 0,0267}{0,024} = 84 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{K}$$

Để tính hệ số tỏa nhiệt tương đương của phía ống có cánh theo (2-118):

$$\alpha_2 = \alpha_c \frac{F_c^I}{F_2^I} (\eta_c + \chi)$$

$$F_2^I = F_c^I + F_o^I = 0,37 + 0,121 = 0,491 \text{ m}^2$$

$$= \frac{F_o^I}{F_c^I} = \frac{0,121}{0,37} = 0,327$$

Theo công thức 2-121:

2.6. THIẾT BỊ TRAO ĐỔI NHIỆT KIỂU TẤM

2.6.1. Mở đầu

Các thiết bị trao đổi nhiệt kiểu tấm được áp dụng rộng rãi trong các ngành công nghiệp hóa chất, hóa dầu, thực phẩm... Ưu điểm nổi bật của loại thiết bị này là:

- Đảm bảo được hệ số truyền nhiệt cao với hệ số trở kháng thủy lực thấp;
- Thiết bị gọn nhẹ, chi phí chế tạo thấp;
- Làm việc đáng tin cậy, không bị rò rỉ, kết hợp hài hòa hai yếu tố lắp đặt và bảo dưỡng thiết bị;
- Việc chuẩn hóa các chi tiết cho phép áp dụng rộng rãi loại thiết bị này ở các áp suất và nhiệt độ khác nhau.

Có thể phân loại thiết bị theo các cách sau:

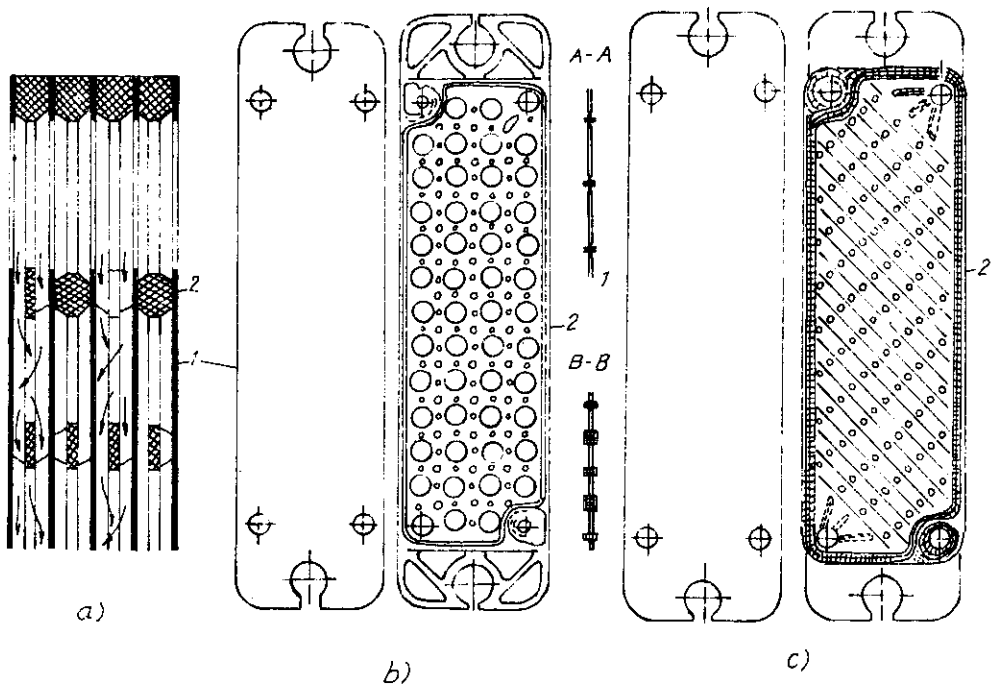
- theo hình dáng và vật liệu bề mặt trao đổi nhiệt;
- theo mục đích sử dụng môi chất làm việc;
- theo chiều chuyển động của môi chất.

2.6.2. Kết cấu các thành phần cơ bản của thiết bị trao đổi nhiệt kiểu tấm

Thiết bị trao đổi nhiệt kiểu tấm là một loại thiết bị truyền nhiệt có hiệu quả cao. Khi nói đến thiết bị, ta phải nói đến thành phần cơ bản của nó: đó là các tấm trao đổi nhiệt cơ bản, chúng được coi như là phần tử cơ bản của thiết bị. Cấu tạo của tấm cho ta những chỉ tiêu kỹ thuật của thiết bị. Tùy theo hình dạng kích thước, đặc điểm cấu tạo của tấm mà ta có cường độ trao đổi nhiệt khác nhau; độ tin cậy của thiết bị, chi phí sản xuất của thiết bị khác nhau. Việc thiết kế tấm trao đổi nhiệt cần phải đáp ứng cho các loại thiết bị khác nhau, cho các công suất khác nhau cũng như các sơ đồ ghép nối khác nhau. Trên cơ sở các tấm tiêu chuẩn, có thể tạo ra hàng loạt thiết bị có công suất khác nhau. Vấn đề là ở chỗ để sản xuất ra các tấm chuẩn bằng phương pháp dập, cần phải tạo ra các khuôn dập lớn và các loại thiết bị phụ trợ khác nhằm xử lý nhiệt và gia công tấm theo đúng như thiết kế. Đây là một việc đòi hỏi nhiều lao động và tay nghề cao.

Việc thiết kế các thiết bị kiểu tấm phải đáp ứng những yêu cầu sau đây:

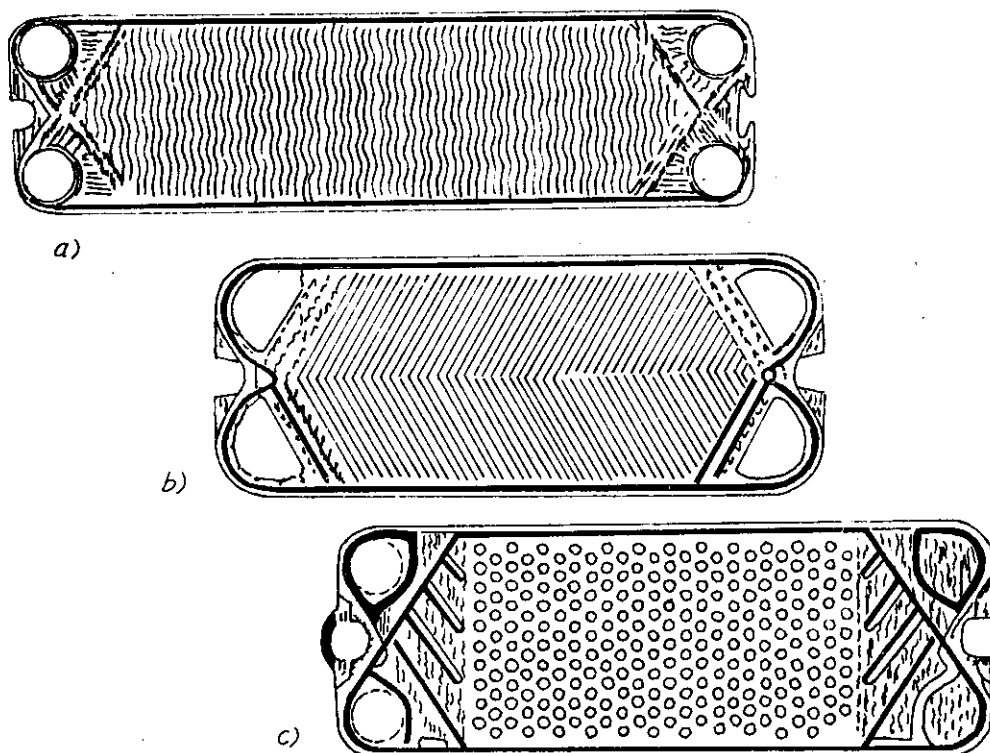
- Tìm ra các hình dạng có hiệu quả cao, các kích cỡ tấm trong các điều kiện đã cho.
- Thiết kế tấm cơ bản làm cơ sở để thiết kế một loạt các tấm dùng cho các công suất khác nhau.
- Tính toán và thiết kế loại thiết bị có các bề mặt trao đổi nhiệt khác nhau với số lượng các tấm cơ bản cho trước.
- Thiết kế khuôn dập các tấm cơ bản.
- Mở rộng việc sử dụng có hiệu quả tấm cơ bản bằng cách lắp ghép nhiều thiết bị kiểu tấm từ các kim loại khác nhau.



Hình 2-32. Tấm có cấu trúc gây dòng chảy rối

a. Sơ đồ chuyển động của chất lỏng giữa các tấm; b. Hai tấm với cấu trúc gây dòng chảy rối bằng nhựa; c. Hai tấm với cấu trúc gây dòng chảy rối bằng kim loại.

1. Tấm; 2. Cấu trúc gây dòng chảy rối.



Hình 2-33. Tấm dạng băng tải và tấm băng lưới
a. Tấm dạng băng tải "Paraflo"; b. Tấm băng lưới "PR-0,5M";
c. Tấm băng lưới, "Hisaka Ex-3"

Luôn luôn phải lưu ý rằng tấm cơ bản là một chi tiết rất phức tạp, cùng một lúc phải thực hiện nhiều chức năng truyền nhiệt, cơ học, thủy khí, công nghệ.

2.6.3. Các dạng tấm cơ bản và phân loại

Đặc điểm của tấm cơ bản như sau:

- Cấu tạo tấm dập nổi, mặt cắt bề mặt trao đổi nhiệt.
- Hình dạng các lỗ khoan ở góc, nơi đầu vào và đầu ra của môi chất và các kết cấu nhằm làm giảm trở lực đầu ra và vào của môi chất.
- Hệ thống đo lường.
- Hệ thống treo các tấm trên khung của thiết bị và cách định vị các tấm trong từng cụm.
- Cấu tạo của thiết bị phụ trợ nhằm làm cứng bộ khung thiết bị, giúp cho việc sử dụng thiết bị được dễ dàng.

g. Thiết bị xử lý cụm tấm trong trường hợp hồng đoãng.

Cần phải nhấn mạnh rằng, không thể thỏa mãn cùng một lúc các yêu cầu nói trên để chế tạo ra một tấm cơ bản chuẩn.

Các tấm cơ bản có thể được phân loại như sau:

- tấm có cấu trúc gây dòng chảy rối (hình 2-32);
- tấm dạng băng tải (hình 2-33);
- tấm băng lưới (hình 2-33);
- tấm phẳng hay tấm tạo kênh (hình 2-34).

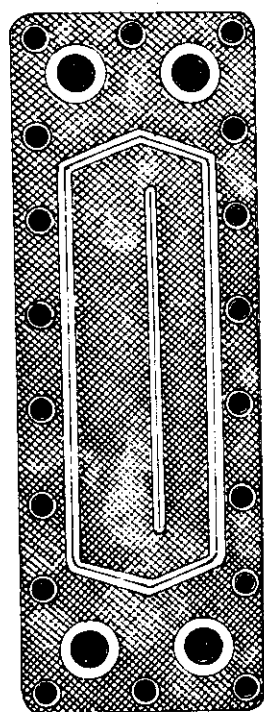
2.6.4. Cấu tạo thiết bị trao đổi nhiệt kiểu tấm hiện đại

a. Các loại thiết bị trao đổi nhiệt kiểu tấm cơ bản

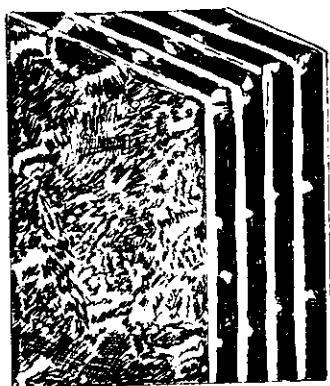
Đặc điểm chủ yếu của thiết bị trao đổi nhiệt kiểu tấm là kết cấu, hình dáng, kênh dẫn cho môi chất làm việc; kênh dẫn nằm giữa các tấm cạnh nhau, thường có hình dáng khe hẹp. Trong các khe hẹp này, môi chất thường chuyển động dưới dạng màng mỏng, đó là yếu tố cơ bản tạo nên hệ số trao đổi nhiệt cao. Hình dạng và mặt cắt của các tấm rất đa dạng, kết cấu lại khá phức tạp, nhiều khi khác xa tấm phẳng, cho nên với một số thiết bị trao đổi nhiệt, khái niệm loại tấm hầu như chỉ có tính qui ước. Thông thường các tấm đặt song song với nhau, giữa các tấm sẽ là các khoảng không gian hẹp, tạo nên các kênh dẫn riêng biệt cho các môi chất khác nhau để đốt nóng hoặc làm lạnh môi chất. Trường hợp đơn giản của thiết bị trao đổi nhiệt gồm hai kênh được trình bày ở hình 2-34. Các tấm được bố trí song song với nhau, để lại ở giữa các khe hẹp cho các môi chất khác nhau làm cho thiết bị hết sức gọn, nhẹ, điều không thể có được với các loại thiết bị trao đổi nhiệt khác.

b. Thiết bị trao đổi nhiệt dùng tấm lắp ghép được

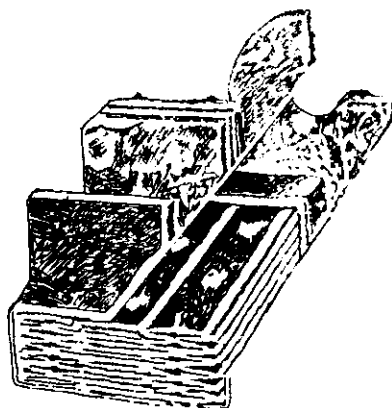
Loại thiết bị này (hình 2-34a) hay được sử dụng để gia nhiệt các môi chất dễ đóng cặn, dễ ăn mòn, những chất này dễ tạo ra lớp cặn có nhiệt trở phụ, cũng như làm tăng trở kháng thủy lực nếu chúng quá dày, làm giảm hiệu quả trao đổi nhiệt giữa các môi chất với nhau. Ngoài ra thiết bị này cũng được dùng trong trường hợp phải đáp ứng yêu cầu của quá trình công nghệ như phải thay đổi lượng kênh dẫn, cũng như lưu lượng của môi chất. Sơ đồ đặc trưng của loại này được trình bày trên hình 2-35. Thiết bị bao gồm nhiều tấm trao đổi nhiệt đặc trưng 15 được ghép trên trụ ngang 7. Hai



a)



b)



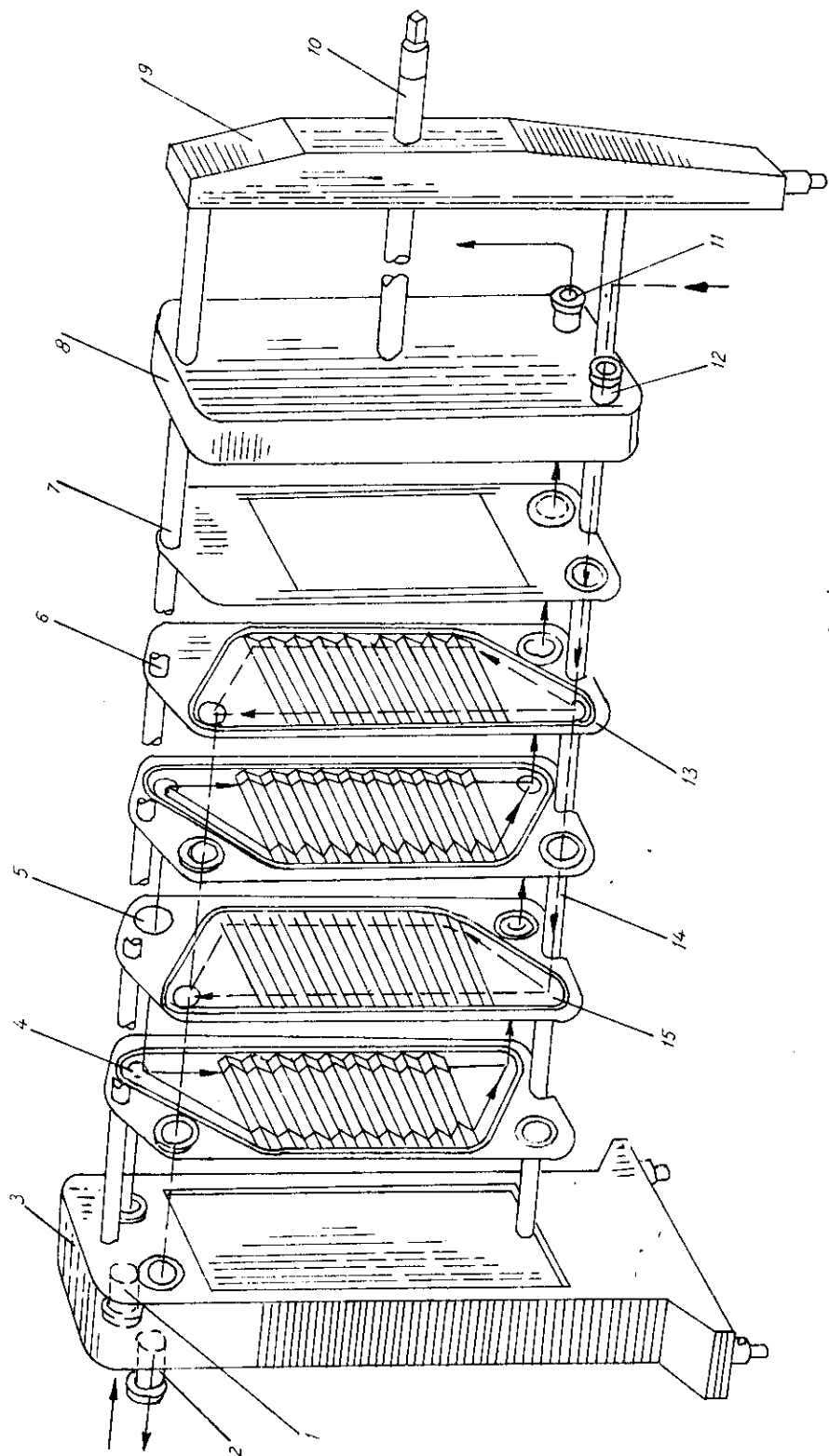
c)

Hình 2-34. a. Tấm trao đổi nhiệt với vách phẳng;
b. Tấm trao đổi nhiệt hàn cố định; c. Tấm trao đổi nhiệt Lamel

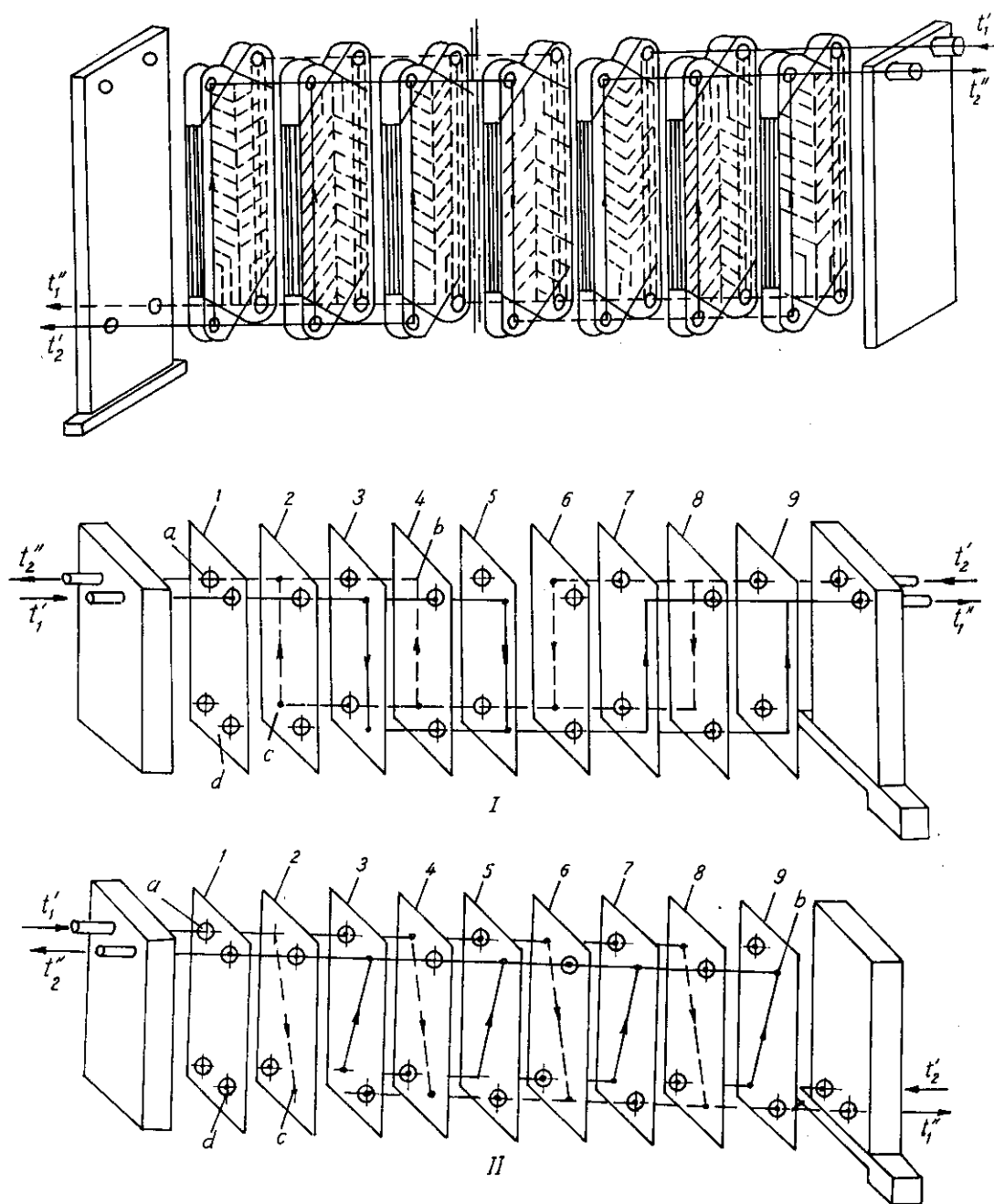
đầu của trụ ngang được gắn cố định ở mặt trước 3 và mặt sau 7. Nhờ có tấm chèn 8, vít 10, các tấm phẳng được ghép thành một khối. Sơ đồ chuyển động của môi chất được mô tả trên hình 2-36. Mỗi tấm đều có hai doăng nhằm ngăn cách các môi chất chuyển động theo các hướng khác nhau mà không hòa trộn với nhau. Một kênh dẫn cho chất lỏng nóng, kênh khác cho môi chất lạnh. Như vậy tồn tại song song một hệ thống kênh dẫn lẻ và một hệ thống kênh dẫn chẵn. Nhờ đó hai môi chất nóng lạnh chuyển động xen kẽ nhau. Cả hai hệ thống này đều nối qua ống ghép, từ đó qua cửa góp riêng đi ra ngoài.

c. Thiết bị trao đổi nhiệt dùng tấm bán lắp ghép

Như đã nói ở trên, nhờ có doăng cao su mà ta có thể tạo ra những bề mặt trao đổi nhiệt riêng biệt, sau một thời gian làm việc, do cặn bẩn để lại trên bề mặt, ta phải dỡ chúng ra để làm sạch. Về mặt lý thuyết thì loại thiết bị này sẽ làm việc tốt, nhưng trên thực tế doăng cao su là loại vật liệu kém



Hình 2-35. Thiết bị trao đổi nhiệt kiểu lắp ghép



Hình 2-36. Sơ đồ lắp ghép các tấm

chịu ăn mòn và chống hỏng nhất trong thiết bị trao đổi nhiệt. Vì vậy, loại thiết bị trao đổi nhiệt kiểu lắp ghép thường chỉ được dùng trong những trường hợp tối cần thiết mà thôi. Vì tuổi thọ của chúng hoàn toàn phụ thuộc vào độ bền của doăng cao su.

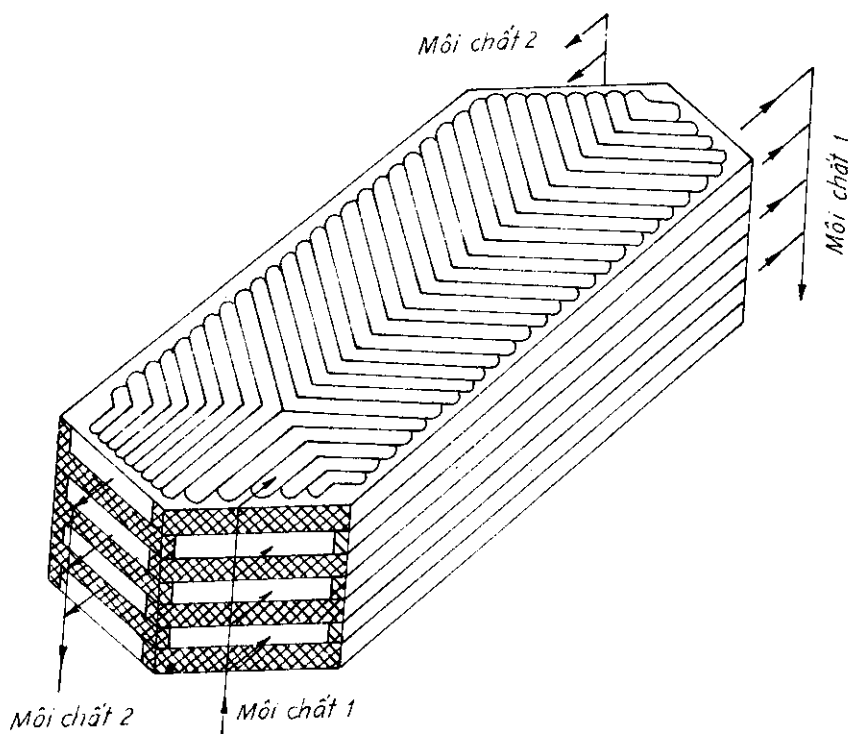
Trong các môi chất tham gia vào quá trình trao đổi nhiệt, thường có một chất lỏng tinh khiết, như hơi nước chẳng hạn, khi lưu động trong thiết bị trao đổi nhiệt, môi chất không để lại cặn, do vậy không cần phải bảo dưỡng bề mặt trao đổi nhiệt bên trong tiếp xúc trực tiếp với môi chất này, trong trường hợp như vậy, không cần dùng loại thiết bị trao đổi nhiệt loại lắp ghép, mà nên dùng loại bán lắp ghép, có nghĩa là không cần tháo dỡ toàn bộ thiết bị mà chỉ cần tháo dỡ một phần thiết bị để làm sạch, ví dụ như với loại thiết bị trao đổi nhiệt loại ống vỏ, chỉ cần dỡ lớp vỏ ngoài để làm sạch bề mặt ngoài của ống là đủ: lý do cơ bản là bên trong ống, bề mặt trao đổi nhiệt luôn sạch.

d. Thiết bị trao đổi nhiệt loại tấm ghép khối

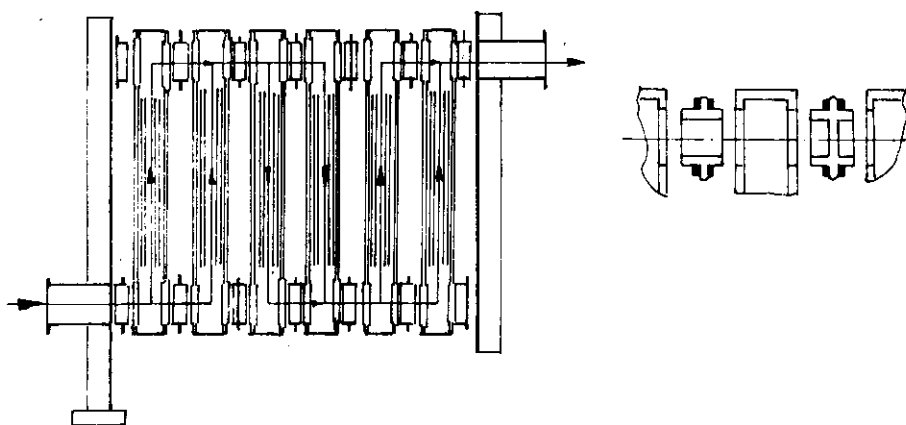
Loại thiết bị này dùng để đốt nóng hay làm mát chất lỏng, cũng như dùng để cho hơi sạch ngưng tụ. Các chi tiết cơ bản của loại thiết bị này là các khối đã được chuẩn hóa, chúng được chế tạo từ các tấm đã được dập sẵn và được hàn lại với nhau, không cần các tấm doăng đệm làm bằng cao su như trong các thiết bị lắp ghép được, với mục đích tạo ra những hệ thống kênh chuyển động riêng cho các môi chất khác nhau. Hình 2-37 cho ta thấy cấu tạo và cách lắp ghép các khối hàn với nhau. Một khối có diện tích trao đổi nhiệt 10 m^2 , thường được hàn từ 22 tấm dập nổi. Tại kênh dẫn môi chất vào và ra, người ta hàn tương ứng bốn cổ góp đường kính 120 mm để lấy chỗ nối các khối với nhau. Sau đó các khối lại được ghép với nhau nhờ những trục trung gian có doăng cao su đệm ở hai phía. Điều quan trọng là để thiết bị làm việc được lâu dài, thì yêu cầu đòi hỏi với môi chất là cần phải tinh khiết không để lại cặn trên bề mặt trao đổi nhiệt như đã nói ở trên. Số lượng các tấm được ghép phụ thuộc vào lượng nhiệt cần trao đổi giữa hai môi chất cũng như trở kháng của thiết bị. Tại mặt ngoài cũng có cửa vào và cửa ra cho từng loại môi chất. Hình 2-35 cho ta thấy sơ đồ chuyển động của môi chất trong loại thiết bị này với tổng bề mặt trao đổi nhiệt là 100 m^2 .

e. Thiết bị trao đổi nhiệt loại tấm hàn cứng

Loại thiết bị này được dùng nhiều trong công nghiệp hóa học, được tính

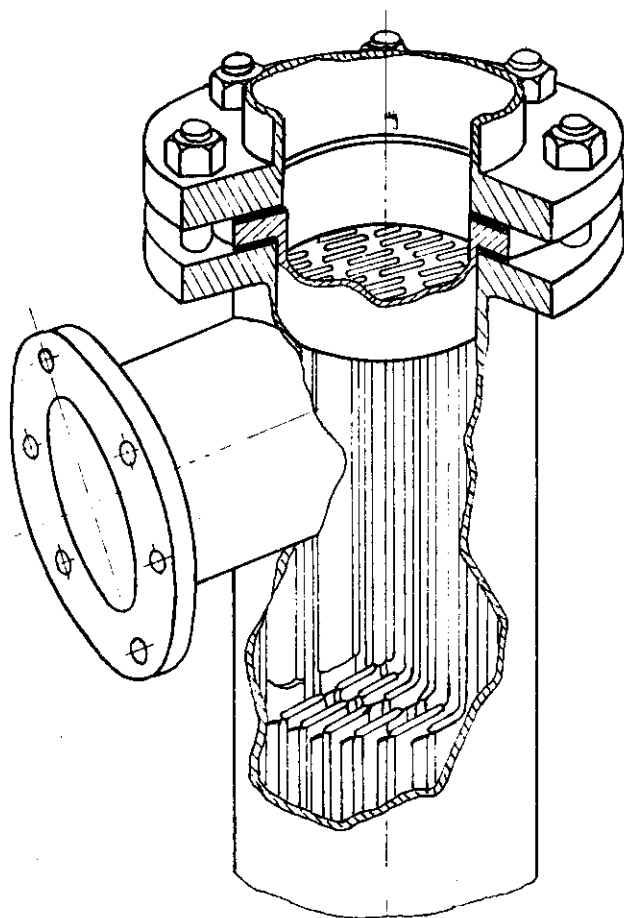


Hình 2-37a.



Hình 2-37b. Sơ đồ ghép khối bên trong (a):
Sơ đồ ghép các khối (b)

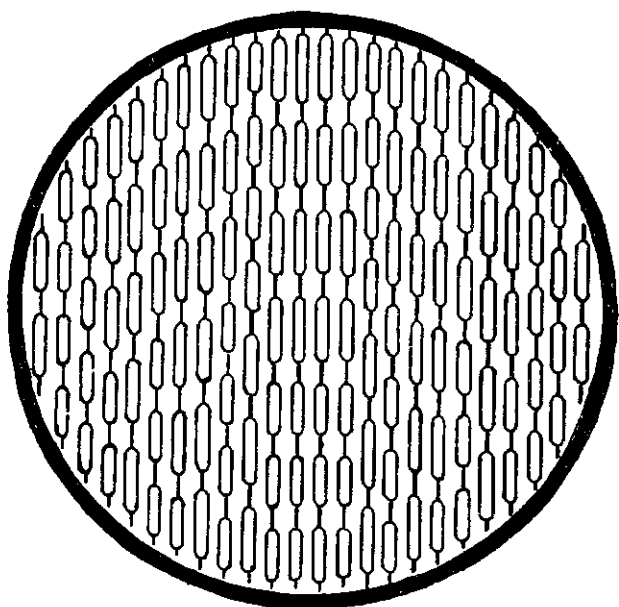
toán cho một lượng tải nhiệt nhất định. Chúng có khả năng làm việc trong một thời gian dài với các loại khí sạch khác nhau, những loại môi chất không để lại cặn trên bề mặt trao đổi nhiệt. Ví dụ của loại thiết bị này được trình bày trên hình 2-37. Thiết bị được hàn từ những tấm dập sẵn. Khoảng cách của rãnh chuyển động phụ thuộc vào mật uốn sóng của từng tấm. Cho đến nay, thiết bị kiểu này cũng chỉ chịu được áp suất 3 MPa với diện tích lớn nhất là 1000 m². Về nguyên tắc, bất kỳ vật liệu nào dập được và hàn được đều có thể được sử dụng để chế tạo loại thiết bị này.



Hình 2-38a. Sơ đồ khối lắp ghép giữa chùm ống lamel với mặt sàng và vỏ thiết bị trao đổi nhiệt kiểu lamel

f. Thiết bị trao đổi nhiệt loại ống dẹt lamel

Tương tự như thiết bị trao đổi nhiệt kiểu ống vỏ, thiết bị ống dẹt lamel, cũng có vỏ dày bọc ngoài. Ống dẹt lamel có tiết diện là một hình lục giác không cân, dẹt, chiều cao của lục giác nhỏ hơn nhiều so với chiều ngang của nó, thường tỷ lệ của chúng vào khoảng



Hình 2-38b. Mặt cắt hình dạng ống trong thiết bị trao đổi nhiệt kiểu lamel

1/6 (hình 2-34c, 2-38). Các chùm ống này được hàn với mặt sàng và được đặt trong một vỏ ngoài. Vỏ ngoài có thể là hình vuông (áp dụng cho trường hợp áp suất không cao), trong trường hợp này phải làm gân phía ngoài để gia cố thiết bị. Với áp lực cao hơn phải chọn vỏ ngoài tròn (áp suất chịu được có thể lên đến 4 MPa). Để cho môi chất tiếp xúc hoàn toàn với bề mặt trao đổi nhiệt, hay nói cách khác là làm đầy khoảng không cho môi chất, khoảng cách giữa các tấm phải từ 2 mm cho đến 12 mm, chiều dài tấm từ 2 đến 6 m. Ưu điểm của loại dẹt so với ống tròn là cùng một diện tích mặt cắt như nhau, diện tích bề mặt trao đổi nhiệt của nó lớn hơn nhiều so với ống tròn. Ngoài ra đường kính tương đương của ống dẹt lamel nhỏ (7 - 14 mm) cho phép đạt được hệ số truyền nhiệt lớn, lớn hơn từ 40 - 100% so với thiết bị trao đổi nhiệt kiểu ống vỏ. Đó là nhờ tác dụng của các yếu tố như chiều dày lớp lỏng nhỏ, tốc độ chuyển động của môi chất tăng trong ống. Tuy nhiên do không thể tẩy rửa được những cặn bẩn trên bề mặt trao đổi nhiệt bên trong ống dẹt nên không thể dùng các môi chất không tinh khiết lưu động trong ống được. Có thể sử dụng những môi chất không tinh khiết chuyển động ngoài ống vì sau khi tháo dỡ vỏ ngoài, ta có thể tẩy sạch cặn bằng

phương pháp cơ học. Loại thiết bị trao đổi nhiệt này dùng tốt ở nhiệt độ lớn hơn 150°C , áp suất trên 10 at.

2.6.5. Sơ đồ lắp ghép các tấm trong thiết bị trao đổi nhiệt kiểu tấm

Vì trong thiết bị trao đổi nhiệt kiểu tấm số lượng tấm nhiều, nên kênh cho môi chất chuyển động cũng nhiều. Có thể lắp ghép các kênh chuyển động theo nhiều cách khác nhau, theo một vòng hay nhiều vòng. Bản thân các thiết bị có thể là một đơn nguyên hay nhiều đơn nguyên hoặc hỗn hợp. Thiết bị một đơn nguyên là thiết bị trong đó chỉ có hai môi chất tham gia vào quá trình trao đổi nhiệt. Thiết bị nhiều đơn nguyên hay thiết bị hỗn hợp là thiết bị trong đó có nhiều môi chất tham gia vào quá trình trao đổi nhiệt. Ta xét thiết bị trao đổi nhiệt kiểu tấm một đơn nguyên trên hình 2-36. Kênh dẫn được tạo ra giữa hai tấm cạnh nhau. Sau khi đi qua ống góp dọc, môi chất đi vào các kênh dẫn song song với nhau. Tập hợp nhiều kênh dẫn trong đó môi chất lưu động theo một hướng nhất định được gọi là cụm, đặc điểm của cụm là môi chất chuyển động theo một chiều giống nhau, sau khi ra khỏi cụm 1, môi chất đi vào cụm 2 chuyển động theo chiều ngược lại. Về nguyên tắc, số kênh trong hai cụm có thể giống hoặc khác nhau. Trên hình 2-36, môi chất thứ nhất được biểu diễn bằng đường đậm, môi chất thứ hai được biểu diễn bằng đường nét đứt. Rõ ràng là hai môi chất chuyển động xen kẽ với nhau.

Có nhiều cách phân bố các kênh của môi chất:

- a. Sơ đồ đối xứng: số kênh của hai môi chất như nhau.
- b. Sơ đồ không đối xứng: số kênh của hai môi chất khác nhau.

Để giữ nguyên tốc độ chuyển động đồng đều của hai môi chất, cần phải làm sao cho tỷ số lưu lượng của hai môi chất tỷ lệ thuận với số kênh chuyển động của chúng.

- c. Sơ đồ hỗn hợp, số cụm các môi chất cũng khác nhau.

Việc bố trí các tấm dựa trên quan điểm cách nhiệt cho đơn nguyên và giảm tối đa tổn thất nhiệt ra môi trường xung quanh. Nếu ta ghép trong một thiết bị lớn nhiều thiết bị trao đổi nhiệt một đơn nguyên, thì ta sẽ được một thiết bị trao đổi nhiệt nhiều đơn nguyên hay thiết bị hỗn hợp.

Tóm lại, sơ đồ cấu trúc thiết bị trao đổi nhiệt kiểu tấm nhiều đơn nguyên có thể tóm tắt như sau:

Thiết bị → đơn nguyên → cụm → kênh

Khi so sánh thiết bị trao đổi nhiệt kiểu tấm với các loại khác, ta thấy nổi bật lên những ưu điểm sau:

1. Việc bố trí song song các tấm mỏng với khe hẹp giữa chúng cho phép tang bề mặt trao đổi nhiệt trên một đơn vị thể tích, thiết bị, điều này làm giảm đáng kể kích thước của thiết bị.

2. Thiết bị dễ tháo lắp, do vậy bảo dưỡng và tháo dỡ thiết bị không cần phải có diện tích sản xuất phụ.

3. Do các chi tiết tấm cấu thành giống nhau, các cụm chi tiết tấm giống nhau, nên công nghệ chế tạo các thiết bị có công suất khác nhau cũng giống nhau, vì vậy dễ dàng sản xuất trên qui mô lớn và chi phí giảm.

4. Các tấm được dập nguội nên dễ dàng tạo trên bề mặt tấm những cấu trúc gây dòng chảy rối cho môi chất, do đó nâng cao được hiệu quả truyền nhiệt.

5. Thiết bị làm việc có hiệu quả ngay cả với môi chất có độ nhớt cao.

6. Thiết bị làm việc tốt, dễ dàng đáp ứng với các thiết bị điều khiển tự động và hiệu chỉnh các quá trình công nghệ.

Ngoài ra ta cũng phải kể đến những khó khăn khi dùng các loại thiết bị này như: khi sử dụng các loại thiết bị đã hàn thành khối hoặc bán lắp ghép, cần phải thường xuyên kiểm tra hệ số truyền nhiệt cũng như trở kháng thủy lực của hệ thống, vì khi sử dụng lâu, do cặn bẩn đọng lại trên bề mặt ống, gây ra các trở kháng phụ làm giảm hệ số truyền nhiệt. Khi trở kháng thủy lực đã lên tới mức tối đa cần phải tráng rửa thiết bị, nếu không thiết bị sẽ bị hỏng.

Phương pháp làm sạch đơn giản là phương pháp hóa học. Chất hòa tan được đưa vào trong thiết bị ngược chiều với chuyển động của môi chất. Tùy theo loại môi chất mà ta có thể dùng axit hoặc kiềm và tùy theo trường hợp, ta có thể bổ sung vào trong thiết bị các chất bảo vệ chống ăn mòn bề mặt bên trong.

Khi sử dụng thiết bị kiểu lắp ghép, cần chú ý đến doang làm kín. Trong quá trình làm việc do bị lão hóa, doang sẽ bị sơ cứng, gây rò rỉ khi tách rời ra khỏi các tấm kim loại. Vì vậy, nhiệt độ và áp suất chung cho loại thiết bị

này bị hạn chế, từ -30°C đến $150^{\circ}\text{C} + 200^{\circ}\text{C}$ và áp suất thay đổi từ 10 đến 16 at.

2.6.6. Cách bố trí các đơn nguyên thiết bị trao đổi nhiệt kiểu tấm

Cần chú ý rằng, các thiết bị trao đổi nhiệt kiểu tấm thường dùng để đốt nóng hay làm lạnh các môi chất ở trạng thái không có chuyển pha và người ta cũng hay dùng loại thiết bị một hay nhiều cụm. Trên hình 2-36 ta thấy, tùy theo cách bố trí đường ra và đường vào của môi chất trên tấm ngoài cùng mà ta có thể phân biệt đầu ra ở cùng độ cao hay khác độ cao. Nếu số cụm trong một đơn nguyên là chẵn, thì lối ra và vào của thiết bị ở cùng một phía thiết bị, còn nếu số cụm là lẻ, thì lối ra và vào đương nhiên là ở hai phía khác nhau của thiết bị. Kinh nghiệm cho thấy, nên sử dụng cách đấu các tấm theo nhiều cụm để nâng cao độ chênh nhiệt độ vào và ra của môi chất.

Trong công nghiệp thực phẩm, ta thường gặp loại thiết bị hai đơn nguyên hoặc nhiều đơn nguyên. Loại hai đơn nguyên dùng hai môi chất khác nhau để đốt nóng hay làm lạnh môi chất được ứng dụng trong các trường hợp sau:

a. Làm mát chất lỏng bằng nước lạnh ở đơn nguyên thứ nhất, sau đó làm lạnh chất lỏng bằng dịch nước muối ở đơn nguyên thứ hai.

b. Đốt nóng chất lỏng bằng nhiệt thải của sản phẩm nóng, sau đó trong đơn nguyên khử trùng đun nóng tiếp bằng nước nóng hoặc bằng hơi, cuối cùng làm lạnh một phần sản phẩm bằng nhiệt thải. Rõ ràng trong từng đơn nguyên có các môi chất nóng lạnh khác nhau, nên việc thực hiện các quá trình trao đổi nhiệt cũng khác nhau. Nguyên tắc này còn được phát triển trong các thiết bị nhiều đơn nguyên khác.

2.6.7. Phương pháp tính nhiệt và thủy động

A. Các công thức tính toán trao đổi nhiệt và trở kháng thủy lực

Quá trình trao đổi nhiệt là một quá trình phức tạp, phụ thuộc vào nhiều yếu tố như chế độ chuyển động, hình dáng, kích thước, vật liệu của kênh dẫn, tính chất vật lý của môi chất cũng như độ chênh nhiệt độ giữa chúng... Trong thiết bị trao đổi nhiệt kiểu tấm, chuyển động của môi chất rất phức tạp, do vậy không thể có một công thức chung cho tất cả các trường hợp các kênh chuyển động khác nhau. Trong thực tế sản xuất và các quá trình nghiên cứu, các nhà sản xuất trước khi đưa vào sản xuất hàng loạt đều đã nghiên cứu tỷ

mở quá trình trao đổi nhiệt trong kênh với các dạng khe hẹp khác nhau. Ta sẽ có những công thức thực nghiệm riêng cho từng loại thiết bị. Trong khuôn khổ của cuốn sách này, chúng tôi không có tham vọng trình bày tất cả các thiết bị thuộc loại này, mà chỉ muốn nêu lên những thiết bị đặc trưng nhất. Tùy theo các kênh dẫn có hình dạng khác nhau, mà các công thức thực nghiệm cũng khác nhau, cụ thể như sau:

a. Kênh dẫn là những rãnh có tường phẳng trơn

Trong trường hợp này, bề mặt trao đổi nhiệt là những tường phẳng. Vấn đề trao đổi nhiệt và trở kháng thủy lực đã được nghiên cứu nhiều, qua tổng kết các kết quả nghiên cứu cho phép ta kết luận rằng, khi môi chất chuyển động cưỡng bức trong các kênh dạng khe hẹp, các qui luật trao đổi nhiệt cũng tương tự như trong trường hợp của môi chất chuyển động trong ống tròn, nghĩa là:

- Khi chảy tầng:

$$Nu = 1,86 \left(Re Pr \frac{d_{ld}}{L} \right)^{0,33} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,14} \quad (2-143)$$

$$\xi = \frac{96}{Re} \quad (2-144)$$

- Khi chảy rối:

$$Nu = 0,021 (Re^{0,8} Pr^{0,43} \left(\frac{Pr}{Pr_w} \right)^{0,25}) \quad (2-145)$$

Riêng đối với không khí:

$$Nu = 0,018 Re^{0,8} \quad (2-146)$$

$$\xi = 0,3164 Re^{-0,25} \quad (2-147)$$

- Khi chảy chuyển từ tầng sang chảy rối, Mikheev đề nghị dùng công thức sau:

$$Nu = 0,0033 Re Pr^{0,37} \quad (2-148)$$

trong đó:

d_{ld} - đường kính tương đương của kênh, $d_{ld} \approx 2\delta$;

L - chiều dài của kênh dẫn;

μ, μ_w - độ nhớt động học của môi chất ở nhiệt độ trung bình và nhiệt độ bề mặt tường phẳng;

ξ - hệ số trở kháng thủy lực tính cho một đơn vị chiều dài kênh dẫn.

- Khi hơi chuyển động chậm ngưng tụ:

$$\alpha = 1,15\sqrt{\frac{g\rho\lambda^3r}{\gamma L(t_s - t_w)}} \quad (2-149)$$

γ - độ nhớt động học;

t_s - nhiệt độ ngưng tụ;

r - nhiệt hóa hơi.

b. Kênh dẫn được tạo ra nhờ những tấm đập nổi

Trong những kênh dẫn cong kiểu zíc zắc, đương nhiên trở kháng thủy lực của thiết bị sẽ khác xa trở kháng thủy lực trong trường hợp vách kênh phẳng. Ta biết rằng, trong dòng chuyển động, ma sát chủ yếu là do các bức vách đứng yên kìm hãm dòng chảy gây nên, vì lực ma sát tiếp tuyến hướng theo chiều ngược lại với chiều chuyển động. Trong trường hợp kênh dẫn không phẳng, mà lại cong, như kiểu gợn sóng, trong vùng tạo xoáy, thì lực tiếp tuyến trên vách hướng cùng với hướng chuyển động ở vùng chảy rối ở giữa. Như vậy, yếu tố cơ bản gây nên trở kháng của thiết bị không phải là tác dụng hãm của vách, mà lại chính là độ nhớt của môi chất. Trong trường hợp này ta sẽ chọn kích thước tương đương như sau:

$$d_{td} = 4 \frac{f_1}{U} = 2\delta$$

trong đó:

f_1 - tiết diện ngang của một kênh dẫn;

U - chu vi dính ướt trong kênh dẫn;

δ - chiều cao khe hẹp nhỏ nhất giữa hai tấm.

Dựa trên phương trình liên tục ta có:

$$\omega = \frac{V_1}{f_1} = \frac{V_1}{b\delta}$$

ta được:

$$Re = \frac{2V_1\delta}{b\delta\gamma} = \frac{2V_1}{b\gamma}$$

V_1 - lưu lượng thể tích của môi chất tính theo giây trong một kênh;

b - bề rộng kênh;

γ - độ nhớt động học của môi chất.

Như vậy, trong kênh hẹp giữa hai tấm có hình dạng bất kỳ, với bề rộng

b không đổi, trị số Re ở một giá trị lưu lượng như nhau sẽ không phụ thuộc vào đường kính tương đương, nghĩa là không phụ thuộc vào chiều cao khe hẹp.

Ta có công thức cho một số trường hợp cụ thể dưới đây:

- Tấm dập nổi hình tam giác: model P-2 Anpha-Laval (hình 2-33) với các kích thước như sau: $F_1 = 0,2 \text{ m}^2$; $S = 22,5 \text{ mm}$; $h = 7 \text{ mm}$; $d_{td} = 0,0059 \text{ m}$; $f_1 = 0,0008 \text{ m}^2$; $L = 0,8 \text{ m}$. Tính cho $100 < Re < 30000$; $0,7 < Pr < 5000$;

$$Nu = 0,10.Re^{0.7} Pr^{0.43} \left(\frac{Pr}{Pr_w}\right)^{0.25} \quad (2-150)$$

$$Eu = 760.Re^{-0.25} \quad (2-151)$$

$$\xi = 11,2.Re^{-0.25} \quad (2-152)$$

Trong trường hợp kênh dẫn do chịu áp lực lớn sẽ giãn ra, còn kênh kia sẽ co lại, điều này làm thay đổi trở kháng thủy lực:

$$Eu = 4100.Re^{-0.55} \quad (2-153)$$

Khi xảy ra ngưng tụ của hơi trên bề mặt vách của các kênh dẫn này, nếu $\Delta t \geq 10^\circ\text{C}$ với $Re = 150 \div 1000$, ta có:

$$Nu = 237.Re^{0.6}.Pr^{0.4} \quad (2-154)$$

trong đó $Nu = \alpha \frac{L_c}{\lambda}$;

L_c - chiều dài qui dẫn của kênh dẫn:

$$L_c = \frac{F_1}{b}$$

F_1 - diện tích bề mặt tấm.

$$Re = q \frac{L}{r} \rho \gamma$$

- Tấm dập nổi hình sin: model Albion - 5,149,157,159.

Kích thước như sau: $F_1 = 0,21 \text{ m}^2$; $S = 38 \text{ mm}$; $h = 12 \text{ mm}$; $d_{td} = 0,0084 \text{ m}$; $f_1 = 0,00113 \text{ m}^2$; $L = 0,7 \text{ m}$. Tính cho $400 < Re < 17000$, ta có:

$$Nu = 0,22.Re^{0.6} Pr^{0.43} \left(\frac{Pr}{Pr_w}\right)^{0.25} \quad (2-155)$$

Khi $1000 < Re < 20000$, ta có:

$$Eu = 164.Re^{-0.25} \quad (2-156)$$

$$\xi = 4\text{Re}^{-0.25} \quad (2-157)$$

- Tấm dập nổi hình tam giác: các hệ thống kênh dạng lưới kiểu như các hình nón ghép lại với nhau, thường hay gặp model PR-0,5E (hình 2-33). Kích thước như sau: $F_1 = 0,5 \text{ m}^2$; $S = 14 \text{ mm}$; $h = 4 \text{ mm}$; $d_{ld} = 0,008 \text{ m}$; $f_1 = 0,00183 \text{ m}^2$; $L = 1,1507 \text{ m}$.

- khi chảy rối: $50 < \text{Re} < 20000$, ta có:

$$\text{Nu} = 0,135.\text{Re}^{0.73} \text{Pr}^{0.43} \left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_w}\right)^{0.25} \quad (2-158)$$

- khi chảy tầng: $0,1 < \text{Re} < 50$, ta có:

$$\text{Nu} = 0,63.\text{Re}^{0.33} \text{Pr}^{0.33} \left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_w}\right)^{0.25} \quad (2-159)$$

$$\text{Eu} = 35000\text{Re}^{-1} \quad (2-160)$$

$$\xi = 486\text{Re}^{-1} \quad (2-161)$$

Các công thức trên đúng với giá trị Pr từ 0,7 đến 5000.

Khi dùng nước ngưng để gia nhiệt môi chất với độ chênh nhiệt độ giữa hơi ngưng tụ và vách $\Delta t \geq 10^\circ\text{C}$, ta có:

$$\text{Nu} = 0,375.10^{-3}(\text{GaPrK})^{0.55} \left(\frac{\rho_2}{\rho_1}\right)^{1.17} \quad (2-162)$$

ở đây:

$$\text{Nu} = \alpha \frac{d_{ld}}{\lambda}$$

$$\text{Ga} = g \frac{L^3}{\gamma^2} \quad \text{tiêu chuẩn Galilè}$$

$$\text{K} = \frac{r}{c.\Delta t} \quad \text{tiêu chuẩn ngưng tụ}$$

ρ_1, ρ_2 - khối lượng riêng của nước ngưng và hơi ở áp suất đã cho.

Khi hơi gần như đứng yên, với $\Delta t \leq 10^\circ\text{C}$ thì ta có thể dùng công thức ngưng (2-149) của Nusselt.

B. Phương pháp tính toán nhiệt và thủy lực

Ta phân biệt hai loại tính toán thiết bị trao đổi nhiệt: đó là tính toán kiểm tra và tính toán thiết kế.

Tính toán kiểm tra có mục đích xác định nhiệt độ ra của môi chất, cũng như nhiệt lượng trao đổi giữa hai môi chất với những lưu lượng và nhiệt độ ban đầu đã cho của các môi chất. Thường ta thực hiện tính toán kiểm tra với các chế độ tải nhiệt khác với chế độ nhiệt thiết kế.

Tính toán thiết kế có mục đích xác định kích thước của thiết bị với các thông số nhiệt đã cho của môi chất. Vấn đề ở chỗ là sau khi tính toán được trở kháng thủy lực cũng như diện tích trao đổi nhiệt giữa các môi chất, ta phải chọn trước loại tấm cơ bản ta sẽ dùng, hay nói cách khác loại thiết bị sẽ được ứng dụng. Sau đó ta phải xác định kích thước tấm với số kênh dẫn trong một cụm, số tấm trong một cụm, số cụm trong một thiết bị; cuối cùng số tấm trong một thiết bị và kích thước cuối cùng của thiết bị.

Khi tính toán thiết bị trao đổi nhiệt có bố cục phức tạp, điều quan trọng là phải chọn tốc độ tối ưu của từng môi chất trong khoảng tổn thất áp suất Δp đã cho. Từ đó ta có thể tính toán quan hệ giữa các thông số nhiệt, trở kháng và tốc độ tối ưu của môi chất.

Trở kháng thủy lực của cụm các tấm có công thức như sau:

$$\Delta p = \xi \frac{L_c}{d_{ld}} \rho \frac{\omega_1^2}{2} X \quad (2-163)$$

trong đó:

ξ - hệ số trở kháng thủy lực tính cho một đơn vị chiều dài kênh;

L_c - chiều cao qui dẫn của kênh;

d_{ld} - đường kính tương đương của một kênh;

ρ - khối lượng riêng của môi chất;

ω_1 - tốc độ của môi chất trong kênh dẫn giữa hai tấm;

X - số kênh dẫn hoặc số cụm được đấu song song của một môi chất.

Nếu gọi:

n_a - số tấm trao đổi nhiệt trong một đơn nguyên

m_1 - số kênh trong một cụm tính cho một môi chất

thì:

$$X_1 = \frac{n_a}{2m_1} \quad (2-164)$$

Từ phương trình liên tục của dòng ta có:

$$\omega_1 = \frac{V_1}{f_1 \cdot m_1} = \frac{V_1}{b \cdot \delta \cdot m_1} \quad (2-165)$$

b - chiều rộng của dòng, m .

δ - khoảng cách giữa hai tấm, m .

$$\text{Từ (2-165) suy ra } m_1 = \frac{V_1}{b \cdot \delta \cdot \omega_1} \quad (2-166)$$

Thay vào (2-164) ta được:

$$X_1 = n_a \cdot b \cdot \delta \frac{\omega_1}{2V_1} \quad (2-167)$$

Thay vào (2-163):

$$\Delta p = \xi \frac{L_c}{d_{td}} \rho \frac{\omega_1^2}{2} X_1$$

$$\Delta p = \xi \frac{L_c}{d_{td}} \rho \frac{n_a \cdot b \cdot \delta \cdot \omega_1^3}{4V_1} \quad (2-168)$$

Chiều cao qui dẫn L_c của kênh nằm giữa hai tấm gợn sóng được coi là chiều cao của tấm phẳng có cùng chiều rộng b và diện tích F_1 , nghĩa là:

$$L_c = \frac{F_1}{b}$$

F_1 - diện tích trao đổi nhiệt của một tấm, m^2

Diện tích trao đổi nhiệt của cả đơn nguyên là:

$$F_a = n_a \cdot F_1 = n_a \cdot b \cdot L_c \quad (2-169)$$

Vì $d_{td} = 2\delta$ nên ta có:

$$\Delta p = \xi \frac{L_c}{d_{td}} \rho \frac{\omega_1^2}{2} X = \frac{F_a}{2 \cdot V_1} \frac{\rho_1 \cdot \omega_1^3}{4}$$

Mặt khác từ phương trình truyền nhiệt ta có:

$$F_a = \frac{Q}{\alpha_1} (t_1 - t_w) = V_q \rho_1 \cdot C \frac{t'_1 - t''_1}{\alpha_1 (t_1 - t_w)}$$

Suy ra:

$$\Delta p = \xi \frac{C_1 (t'_1 - t''_1) \rho^2 \cdot \omega_1^3}{8 \alpha_1 (t_1 - t_w)} \quad (2-170)$$

Công thức (2-170) cho ta thấy quan hệ giữa trở kháng thủy lực, tốc độ ω_1 của môi chất và lượng nhiệt trao đổi.

Từ đây ta suy ra, với Δp_1 đã cho trước, tốc độ ω_1 sẽ được tính như sau:

$$\omega_1 = 2 \sqrt[3]{\frac{\alpha_1 (t_1 - t_w) \Delta p_1}{C_1 (t'_1 - t''_1) \rho_1^2}} \quad (2-171)$$

Tương tự với môi chất thứ hai ta cũng có thể tính ω_2 :

$$\omega_2 = 2^3 \sqrt{\frac{\alpha_2(t_w - t_2)\Delta p_2}{C_2(t'_2 - t''_2)\rho_2^2}} \quad (2-172)$$

Sử dụng các công thức (2-171) và (2-172) ngay từ đầu, ta có thể tính được tốc độ tối ưu cho cả hai môi chất tương ứng với tổn thất áp suất đã cho.

Trong tính toán thiết kế thiết bị trao đổi nhiệt, ta thực hiện các công việc sau:

- Dùng phương trình cân bằng nhiệt tính toán nhiệt độ của môi chất.
- Xác định $\Delta t_{\text{thiết bị}}$ giữa hai môi chất.
- Xác định tốc độ chuyển động tối ưu của hai môi chất theo (2-171) và (2-172).
- Xác định các hệ số tỏa nhiệt và hệ số truyền nhiệt.
- Xác định bề mặt trao đổi nhiệt.
- Xác định lại tổn thất áp suất và các thông số khác sau tính toán bố cục.

Khi tính toán bố cục, ta sẽ phải thực hiện các bước sau đây:

1. Theo lưu lượng môi chất đã cho cũng như theo tốc độ tính toán được, ta xác định tiết diện ngang cần thiết cho từng cụm:

$$f_c = \frac{V}{\omega}$$

V - lưu lượng thể tích của môi chất, m^3/s

ω - tốc độ của môi chất, m/s

2. Xác định số kênh chạy trong một cụm cho từng môi chất:

$$m = \frac{f_c}{f_l}$$

f_l - tiết diện ngang của một kênh nằm giữa hai tấm.

3. Số tấm trong cụm sẽ là:

$$n_l = 2m$$

Trong những cụm ngoài cùng có tiếp giáp với các tấm có đầu ra và vào, số các tấm sẽ cộng thêm 1:

$$n_l = 2.m + 1$$

4. Tính bề mặt truyền nhiệt của một cụm:

$$F_c = F_l \cdot n_c$$

5. Xác định số cụm (số bước) trong thiết bị:

$$X = \frac{F_a}{F_c}$$

F_a - bề mặt trao đổi nhiệt thu được trong tính toán nhiệt

X - được làm tròn thành số nguyên F_a sao cho:

$$F'_a = X.F_c$$

6. Xác định số tấm trong thiết bị (số đơn nguyên):

$$n_a = \frac{F'_a + 2F_1}{F_1}$$

F_1 - diện tích truyền nhiệt của một tấm, m^2

Ví dụ 2.8.

Hãy tính toán thiết kế thiết bị trao đổi nhiệt kiểu tấm để làm lạnh axit photphoric nồng độ 75%, làm mát bằng nước với những điều kiện sau:

Lưu lượng khối lượng của axit: $G_1 = 151,2 \text{ tấn/h} = 42 \text{ kg/s}$

Lưu lượng thể tích của axit: $V_1 = 0,0266 \text{ m}^3/\text{s}$

Nhiệt độ axit vào: $t_1 = 85^\circ\text{C}$

Nhiệt độ axit ra: $t''_1 = 40^\circ\text{C}$

Nhiệt độ nước làm mát vào: $t'_2 = 20^\circ\text{C}$

Nhiệt độ nước làm mát ra: $t''_2 = 40^\circ\text{C}$

Áp lực trong thiết bị: $p = 600 \text{ kPa}$

Tổn thất áp suất phía axit: $\Delta p = 140 \text{ kPa}$

Tổn thất áp suất phía nước: $\Delta p = 120 \text{ kPa}$

Tính chất vật lý của axit ở nhiệt độ $\bar{t}_1 = 0,5(85 + 40) = 62,5^\circ\text{C}$ như sau:

$$\rho_1 = 1580 \text{ kg/m}^3; \quad C_1 = 2132 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C}$$

$$\lambda_1 = 0,357 \text{ W/m}^\circ\text{C}; \quad \nu_1 = 6,33 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

Tính chất vật lý của nước ở nhiệt độ $t_{\text{thiết bị}} = 0,5(40 + 20) = 30^\circ\text{C}$ như sau:

$$\rho_2 = 995,7 \text{ kg/m}^3; \quad C_2 = 4187 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C}$$

$$\lambda_2 = 0,818 \text{ W/m}^\circ\text{C}; \quad \nu_2 = 0,805 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

Thiết bị sẽ dùng các tấm cơ bản dập nổi hình nón kiểu PR-0,5E làm bằng thép không gỉ X18H10T với các số liệu sau:

$$F_1 = 0,5 \text{ m}^2; S = 14 \text{ mm}; h = 4 \text{ mm};$$

$$d_{id} = 0,008 \text{ m}; f_1 = 0,00183 \text{ m}^2; L = 1,150,7 \text{ m};$$

Tính cho $50 < Re < 20000$:

- khi chảy rối:

$$Nu = 0,135.Re^{0,73} Pr^{0,43} \left(\frac{Pr}{Pr_w}\right)^{0,25} = 22,4.Re^{-0,25}$$

Các công thức trên đúng với giá trị $Pr = 0,7 \div 5000$

Bài giải

1. Xác định lượng nhiệt truyền qua một đơn vị thời gian:

$$Q = G_1.C_1.(t'_1 - t''_1) = 42 \times 2123(85 - 40) = 40,2.10^5 \text{ W}$$

2. Tính lưu lượng nước làm mát:

Lưu lượng khối lượng:

$$G_2 = \frac{Q}{C_2}(t''_2 - t'_2) = \frac{40,2.10^5}{4187}(40 - 20) = 48 \text{ kg/s}$$

Lưu lượng thể tích:

$$V_2 = \frac{G_2}{\rho_2} = \frac{48}{995,7} = 0,0482 \text{ m}^3/\text{s}$$

3. Độ chênh nhiệt độ trung bình lôgarit:

Tính cho sơ đồ ngược chiều:

$$\Delta t_{lb} = \frac{45 - 20}{2} 3\lg \frac{45}{20} = 30,9^\circ\text{C}$$

4. Xác định tốc độ chuyển động tối ưu của axit trong các kênh của thiết bị:

Giả thiết $\alpha_1 = 3500 \text{ W/m}^2\cdot^\circ\text{C}$

$$t_w = 0,5(t_{1lb} + t_{2lb}) = 0,5(62,5 + 30) = 46,25^\circ\text{C}$$

Giả thiết $\xi_1 = 5$. Tốc độ ω_1 sẽ là:

$$\begin{aligned} \omega_1 &= 2 \sqrt[3]{\frac{\alpha_1(t_1 - t_w)\Delta_p}{C_1(t'_1 - t''_1)\rho_1^2\xi_1}} = 2 \sqrt[3]{\frac{3500(62,5 - 46,25)140000}{2132(85 - 40)1580^2 \times 5}} \\ &= 0,374 \text{ m/s} \end{aligned}$$

5. Xác định tiêu chuẩn Reynolds:

$$Re_1 = \frac{\omega_1 \cdot d_{td}}{\gamma_1} = \frac{0,374 \times 0,008}{6,33 \cdot 10^{-6}} = 472$$

6. Tính kiểm tra lại hệ số trở kháng áp suất:

$$\xi_1 = \frac{22,4}{Re^{-0,25}} = \frac{22,4}{472^{-0,25}} = 4,82$$

Giá trị thu được gần với giả thiết $\xi_1 = 5$, như vậy có thể chấp nhận được giá trị này.

7. Xác định tiêu chuẩn Pr:

$$Pr = C_1 \gamma_1 \frac{\rho_1}{\lambda_1} = 2132 \cdot 10^{-6} \frac{1580}{0,357} = 59,7$$

Tính chất vật lý của axit ở nhiệt độ $t_w = 46,25^\circ C$ như sau:

$$\rho_1 = 1580 \text{ kg/m}^3; \quad C_1 = 2050 \text{ kJ/kg} \cdot \text{độ}$$

$$\lambda_1 = 0,354 \text{ W/m} \cdot ^\circ C; \quad \nu_1 = 8,25 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\text{nên } Pr_w = 2050 \times 8,25 \cdot 10^{-6} \frac{1580}{0,354} = 75,4$$

8. Tính toán tiêu chuẩn Nu:

$$Nu = 0,135 Re^{0,73} Pr^{0,43} \left(\frac{Pr}{Pr_w} \right)^{0,25}$$

$$Nu = 0,135 \times 472^{0,73} \times 59,7^{0,43} \left(\frac{59,7}{75,4} \right)^{0,25}$$

$$Nu = 65,5$$

9. Hệ số tỏa nhiệt α_1 sẽ là:

$$\alpha_1 = Nu \frac{\lambda_1}{d_{td}} = 65,5 \frac{0,357}{0,008} = 2920 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ C$$

10. Xác định tốc độ chuyển động tối ưu của nước trong các kênh :

Chọn $\alpha_2 = 2500 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ C$; $t_w = 46,25^\circ C$; chọn $\xi = 2,6$ tốc độ ω_2 sẽ là:

$$\omega_2 = 2 \cdot \sqrt[3]{\frac{\alpha_2 (t_w - t_2) \Delta p_2}{C_2 (t_2' - t_2'') \rho_2^2}} = 2 \cdot \sqrt[3]{\frac{2500 (46,25 - 30) 120000}{4187 (40 - 20) 995,7^2 \times 2,6}}$$

$$= 0,567 \text{ m/s}$$

11. Xác định tiêu chuẩn Reynolds :

$$Re_2 = \omega_2 \frac{d_{ld}}{\lambda_2} = 0,567 \frac{0,008}{0,805} \cdot 10^{-6} = 5650$$

12. Tính kiểm tra lại trở kháng áp suất:

$$\xi_2 = \frac{22,4}{Re^{0,25}} = \frac{22,4}{5650^{0,25}} = 2,58$$

Giá trị thu được gần với giả thiết $\xi_2 = 2,6$, như vậy có thể chấp nhận được giá trị này.

13. Xác định tiêu chuẩn Pr:

$$Pr_2 = 5,43 \text{ ở } t = 30^\circ C ; \quad Pr_w = 3,85 \text{ ở } t = 46,25^\circ C$$

14. Tính toán tiêu chuẩn Nu:

$$Nu = 0,135 Re^{0,73} Pr^{0,43} \left(\frac{Pr}{Pr_w} \right)^{0,25}$$

$$Nu = 0,135 \times 5650^{0,73} \times 5,42^{0,43} \left(\frac{5,42}{3,58} \right)^{0,25}$$

$$Nu = 167$$

15. Hệ số tỏa nhiệt α_2 sẽ là:

$$\alpha_2 = Nu_2 \frac{\lambda_2}{d_{ld}} = 167 \frac{0,618}{0,008} = 12900 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ C$$

16. Xác định nhiệt trở của thành tấm và cặn bẩn trên đó:

a. Nhiệt trở của lớp cặn bẩn do axit để lại trên mặt vách. Theo bảng ta chọn:

$$\frac{\delta_1}{\lambda_1} = 0,00005 \text{ m}^2 \cdot ^\circ C / W$$

b. Nhiệt trở của vách bằng thép không gỉ, dày 1 mm:

$$\frac{\delta_w}{\lambda_w} = 0,000063 \text{ m}^2 \cdot ^\circ C / W$$

c. Nhiệt trở của lớp cặn bẩn do nước để lại trên mặt vách.

Theo bảng , ta chọn:

$$\frac{\delta_2}{\lambda_2} = 0,00017 \text{ m}^2 \cdot ^\circ C / W$$

17. Tính hệ số truyền nhiệt:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_w}{\lambda_w} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{1}{\alpha_2}}$$

$$k = \frac{1}{\frac{1}{2920} + 0,00005 + 0,000063 + 0,00017 + \frac{1}{12900}}$$

$$= 1420 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

18. Bề mặt trao đổi nhiệt của thiết bị:

$$F_a = \frac{Q}{k} \Delta t_{tb} = \frac{4020000}{1420} 30,9 = 92 \text{ m}^2$$

Ta chọn $F_a = 100 \text{ m}^2$

Tính toán bố cục và hiệu chỉnh lại giá trị bề mặt trao đổi nhiệt

1. Diện tích bề mặt cắt ngang của cụm:

- phía axit:

$$f_{c1} = \frac{V_1}{\omega_1} = \frac{0,0266}{0,368} = 0,0723 \text{ m}^2$$

- phía nước:

$$f_{c2} = \frac{V_2}{\omega_2} = \frac{0,0482}{0,567} = 0,0850 \text{ m}^2$$

2. Số kênh chạy trong một cụm cho từng môi chất:

- phía axit: $m_1 = \frac{f_{c1}}{f_1}$ chọn $m_1 = 40$

- phía nước: $m_2 = \frac{f_{c2}}{f_2} = \frac{0,085}{0,0018} = 47,2$ chọn $m_2 = 47$

3. Số tấm trong cụm sẽ là:

$$n_1 = 2m_1; n_1 = 2m_1 = 80; n_2 = 2m_2 = 94.$$

4. Tính bề mặt truyền nhiệt của một cụm:

$$F_c = F_1 \cdot n_c$$

$$F_{c1} = F_1 \cdot n_1 = 0,5 \times 80 = 40 \text{ m}^2$$

$$F_{c2} = F_2 \cdot n_2 = 0,5 \times 94 = 47 \text{ m}^2$$

5. Xác định số cụm (số bước) trong thiết bị theo công thức $X = \frac{F_a}{F_c}$
 - phía axit:

$$X_1 = \frac{F_a}{F_{c1}} = \frac{100}{40} = 2,5$$

Ta chọn $X_1 = 2$ (nếu chọn 3, thì cần phải giảm số kênh xuống thành 33, điều này sẽ dẫn đến tốc độ của dòng tăng).

- phía nước:

$$X_2 = \frac{F_a}{F_{c2}} = \frac{100}{47} = 2,12$$

Ta chọn $X_2 = 2$

6. Số tấm trong thiết bị (số đơn nguyên):

$$n_a = \frac{F_a + 2F_1}{F_1} = \frac{100 + 2 \cdot 0,5}{0,5} = 202$$

7. Bố trí các tấm trong thiết bị có thể như sau:

$$C = \frac{50 + 50}{51 + 50}$$

8. Tiết diện mặt cắt ngang thực tế của các kênh trong cụm cho cả hai môi chất như sau:

$$f_c = m f_1 = 50 \times 0,0018 = 0,09 \text{ m}^2$$

9. Tốc độ chuyển động của axit và của nước sau khi tính lại:

$$\omega_1 = \frac{V_1}{f_c} = \frac{0,026}{0,09} = 0,296 \text{ m/s}$$

$$\omega_2 = \frac{V_2}{f_c} = \frac{0,0482}{0,09} = 0,536 \text{ m/s}$$

10. Tiêu chuẩn Re:

$$Re_1 = \omega_1 \frac{d_{td}}{\lambda_1} = 0,296 \frac{0,008}{6,33} 10^{-6} = 374$$

$$Re_2 = \omega_2 \frac{d_{td}}{\lambda_2} = 0,536 \frac{0,008}{0,805} 10^{-6} = 5330$$

11. Tiêu chuẩn Nu:

$$\begin{aligned} Nu_1 &= 0,135 \cdot Re_1^{0,73} Pr_1^{0,43} \left(\frac{Pr_1}{Pr_w} \right)^{0,25} \\ &= 0,135 \times 75,6 \times 8 \times 0,943 = 55,8 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Nu_2 &= 0,135 Re_2^{0,73} Pr_2^{0,43} \left(\frac{Pr_2}{Pr_w} \right)^{0,25} \\ &= 0,135 \times 524 \times 2,07 \times 1,09 = 160 \end{aligned}$$

12. Hệ số tỏa nhiệt :

$$\alpha_1 = Nu_1 \frac{\lambda_1}{d_{td}} = 55,8 \frac{0,357}{0,008} = 2490 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

$$\alpha_2 = Nu_2 \frac{\lambda_2}{d_{td}} = 160 \frac{0,618}{0,008} = 12350 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

13. Tính toán hệ số truyền nhiệt k:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_w}{\lambda_w} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{1}{\alpha_2}}$$

$$\begin{aligned} k &= \frac{1}{\frac{1}{2430} + 0,00005 + 0,000063 + 0,00017 + \frac{1}{12350}} \\ &= 1305 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C} \end{aligned}$$

14. Bề mặt trao đổi nhiệt của thiết bị sau khi hiệu chỉnh:

$$F_a = \frac{Q}{k} \Delta t_{tb} = \frac{402000}{1305} 30,9 = 99,8 \text{ m}^2$$

Ta chọn $F_a = 100 \text{ m}^2$ là đủ.

Tính toán thủy lực

Trong phần tính toán trên ta đã thu được $\omega_1 = 0,296$ và $\omega_2 = 0,536 \text{ m/s}$ với $Re_1 = 374$ và $Re_2 = 5330$.

1. Trở kháng thủy lực toàn phần của một đơn vị chiều dài kênh cho cả hai môi chất:

$$\xi_1 = \frac{22,4}{Re^{0,25}} = \frac{22,4}{374^{0,25}} = 5,1$$

$$\xi_2 = \frac{22,4}{Re^{0,25}} = \frac{22,4}{5330^{0,25}} = 2,62$$

$$\Delta p'_1 = \frac{L_c}{d_{td}} \rho_1 \frac{\omega_1^2}{2} X_1 = \frac{5,1 \times 1,15 \times 580 \times 0,296^2 \times 2}{0,008 \times 2} = 101,3 \text{ kPa}$$

$$\Delta p'_2 = \frac{L_c}{d_{td}} \rho_2 \frac{\omega_2^2}{2} X_2 = \frac{2,62 \times 1,15 \times 995,7 \times 0,536^2 \times 2}{0,008 \times 2} = 108 \text{ kPa}$$

2. Kiểm tra tốc độ của axit và nước tại cửa vào với tiết diện ngang của cửa vào $D_{cv} = 150 \text{ mm}$ và $f_D = 0,0176 \text{ m}^2$

$$\omega_{1cv} = \frac{V_1}{f_D} = \frac{0,0266}{0,0176} = 1,54 \text{ m/s}$$

$$\omega_{2cv} = \frac{V_2}{f_D} = \frac{0,0482}{0,0176} = 2,79 \text{ m/s}$$

3. Như vậy tốc độ của nước tại cửa vào lớn hơn giá trị cho phép ($2,79 > 2,5$) nên ta tính thêm trở kháng cục bộ của nước khi chảy vào thiết bị, chọn $\xi_{cv} = 1,5$:

$$\Delta p_{cv} = \xi_{cv} \cdot \rho_2 \omega_{cv}^2 = 1,5 \times 995,7 \frac{2,79^2}{2} = 5,8 \text{ kPa}$$

4. Tổng trở kháng của thiết bị sẽ là:

Với hệ thống của axit:

$$\Delta p_1 = \Delta p'_1 = 101,3 \text{ kPa}$$

$$\Delta p_2 = \Delta p'_2 + \Delta p_{cv} = 108000 + 5800 = 113,8 \text{ kPa}$$

5. So sánh tổn thất trở kháng đã cho với tổn thất tính được, khi đó:

$$\Delta p_{\text{đã cho}} \geq \Delta p_{\text{tính toán}}$$

$$\text{Trong hệ thống chuyển động của axit } \frac{140000}{101300} = 1,38$$

$$\text{Trong hệ thống chuyển động của nước } \frac{120000}{113820} = 1,055$$

Như ta đã thấy giá trị trở kháng tính được nằm trong giới hạn cho phép.

6. Công suất cần thiết để bơm axit và nước:

$$N_1 = V_1 \frac{\Delta p_1}{\eta_1} = 0,0266 \frac{101300}{0,372} = 7620 \text{ W}$$

$$N_2 = V_2 \frac{\Delta p_2}{\eta_2} = 0,0482 \frac{113800}{0,74} = 7400 \text{ W}$$

trong đó η_1, η_2 là hệ số hiệu suất bơm, tra theo sổ tay.

2.7. THIẾT BỊ TRAO ĐỔI NHIỆT DÙNG CHO CÁC Lò CÔNG NGHIỆP

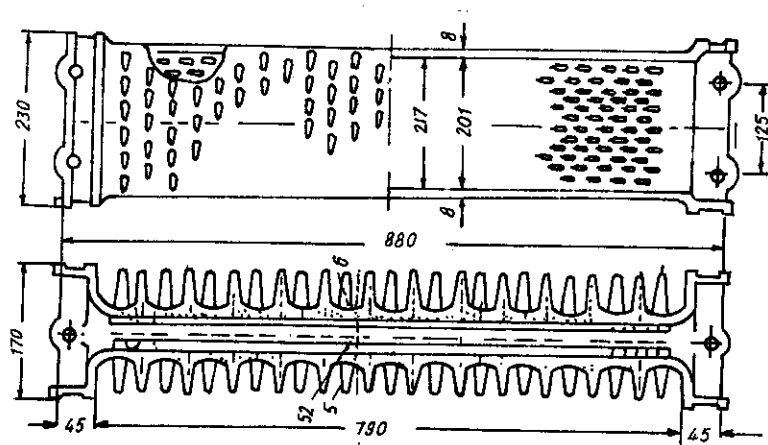
2.7.1. Thiết bị bằng gang bề mặt có gai kim

1. Phần chung và cấu tạo

Đối với các lò công nghiệp thì thiết bị trao đổi nhiệt làm từ các ống bằng gang nhẵn đến nay đã hầu như không còn được sử dụng nữa. Những năm gần đây, loại thiết bị trao đổi nhiệt bằng gang bề mặt có gai kim đã phát triển rộng rãi và được sử dụng phổ biến cho các lò cỡ nhỏ và vừa.

Thiết bị trao đổi nhiệt bề mặt có gai kim có hiệu suất nhiệt cao hơn so với các thiết bị kiểu khác, vì gai kim không những làm tăng bề mặt đốt nóng thực tế của ống mà còn có tác dụng xáo trộn dòng chảy của khí, dẫn tới làm tăng hệ số truyền nhiệt.

Thiết bị trao đổi bề mặt có gai kim sử dụng hiệu quả nhất đối với các lò nhỏ và vừa có nhiệt độ khói thải khoảng 700 - 1100°C. Như vậy thiết bị có gai kim có thể sử dụng cho các lò nhiệt luyện, các lò rèn, các lò bán liên tục



Hình 2-39. Ống bề mặt có gai kim chiều dài 880 mm

và các lò liên tục cỡ vừa.

Ngoài các ưu điểm, thiết bị có gai kim cũng có những nhược điểm. Nhược điểm cơ bản là khó tạo được độ kín khí tốt do có nhiều mặt bích nối các ống, đặc biệt khi số lượng ống trong từng buồng của thiết bị tăng lên. Tuy nhiên, thực tế chỉ ra rằng, nếu lắp đặt thiết bị cẩn thận và đúng cách thì các thiết bị trao đổi nhiệt bề mặt có gai kim hoàn toàn đáp ứng tốt điều kiện vận hành sản xuất lâu dài.

Đơn nguyên chủ yếu của thiết bị loại này là các ống bằng gang có tiết diện hình ôvan có gai kim ở cả mặt ngoài và mặt trong (hoặc chỉ ở mặt trong). Không khí đi bên trong ống, còn khí lò đi bên ngoài ống (hình 2-39).

Để có thể thay đổi công suất nhiệt trong phạm vi rộng và thay đổi kích thước của thiết bị trao đổi nhiệt, người ta chế tạo các ống gai kim có độ dài khác nhau nhưng có cùng một tiết diện.

Ở hầu hết các nước có sản xuất thiết bị loại này, kích thước của các ống gai kim được chuẩn hóa như nhau để thuận tiện cho việc trao đổi sản phẩm. Ví dụ, ở Nga sản xuất các ống có độ dài 880, 1135, và 1640 mm.

Các ống gang có gai kim được phân thành hai nhóm: loại có gai một mặt và loại có gai ở cả hai mặt. Đối với loại ống có gai một mặt thì chỉ có gai

Bảng 2-1. Đặc tính của các đơn nguyên ống trao đổi nhiệt có gai kim

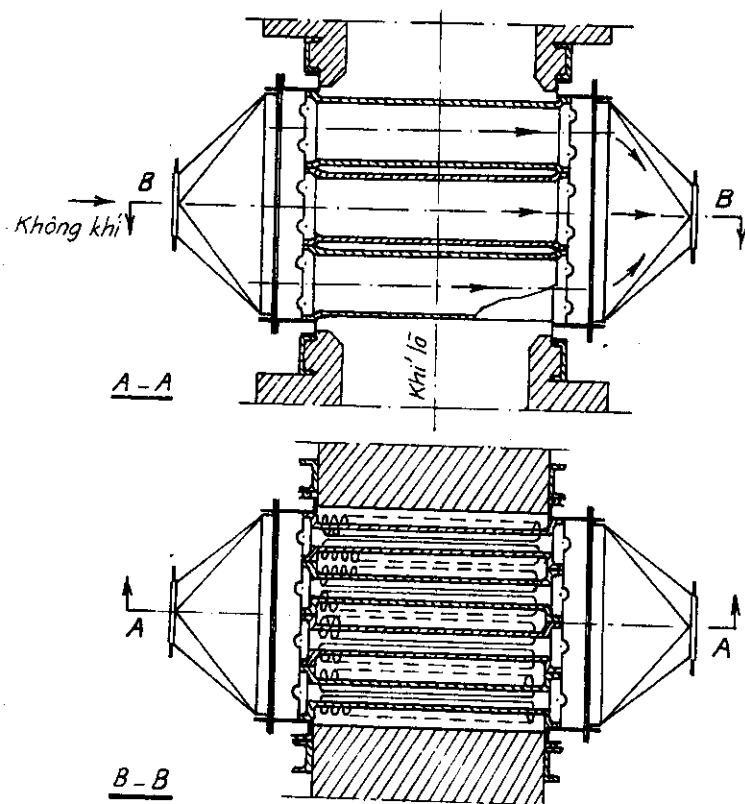
Đặc tính	Đơn vị	Loại							
		17,5				28			
Chiều dài ống	mm	800	1135	1385	1640	880	1135	1385	1640
Tiết diện đường dẫn không khí	m ²	0,008	0,008	0,008	0,008	0,008	0,008	0,008	0,008
Tiết diện đường dẫn khí lò	m ²	0,060	0,080	0,100	0,120	0,070	0,092	0,114	0,136
Số lượng gai kim trên đường dẫn không khí	cái	636	852	1068	1284	636	852	1068	1284
Số lượng gai kim trên đường dẫn khí lò	cái	558	740	922	1118	298	396	496	594
Bề mặt tiếp xúc với không khí	m ²	0,83	1,12	1,41	1,70	0,83	1,12	1,41	1,70
Bề mặt tiếp xúc với khí lò	m ²	1,34	1,81	2,27	2,64	0,95	1,26	1,60	1,90
Bề mặt nung nóng quy ước (tính toán)	m ²	0,25	0,33	0,425	0,50	0,25	0,33	0,425	0,50
Khối lượng của ống	kg	45	55	66	80	41	52	63	76
Chiều dài của ống giữa các mặt bích (chiều cao kênh dẫn khói)	mm	790	1045	1295	1550	790	1045	1295	1550

kim ở mặt bên trong ống (đường không khí chuyển động) còn mặt tiếp xúc với khí lò thì nhẵn. Do không có gai trên mặt tiếp xúc với khí lò nên độ bền nhiệt của các ống một mặt có gai kim cao hơn và độ bám bụi nhỏ hơn so với loại ống hai mặt có gai. Loại ống một mặt có gai kim được sử dụng rộng rãi trong các thiết bị trao đổi nhiệt của các lò đốt các loại nhiên liệu khác nhau trong ngành luyện kim đen.

Hiệu suất nhiệt của các ống hai mặt có gai cao hơn nhiều so với loại một mặt có gai, nhưng chúng có độ bền nhiệt thấp hơn và dễ bị bám bụi hơn. Loại ống hai mặt có gai có thể sử dụng cho các thiết bị trao đổi nhiệt của các lò có khí thải sạch, ít bụi, ví dụ các lò đốt nhiên liệu khí sạch hay đốt dầu madút.

Tương ứng với cấu tạo của gai kim trên bề mặt tiếp xúc với khí lò, người ta sản xuất các ống loại 17,5 là loại có khoảng cách giữa các gai là 17,5 mm và loại 28 có khoảng cách giữa các gai là 28 mm. Ống loại 17,5 có hiệu suất nhiệt cao hơn so với ống loại 28 nhưng nhanh bị bám bụi hơn và có độ bền nhiệt và độ bền cơ học nhỏ hơn.

Bảng 2-1 trình bày tóm tắt các đặc tính cấu trúc của các loại đơn nguyên ống gai kim.

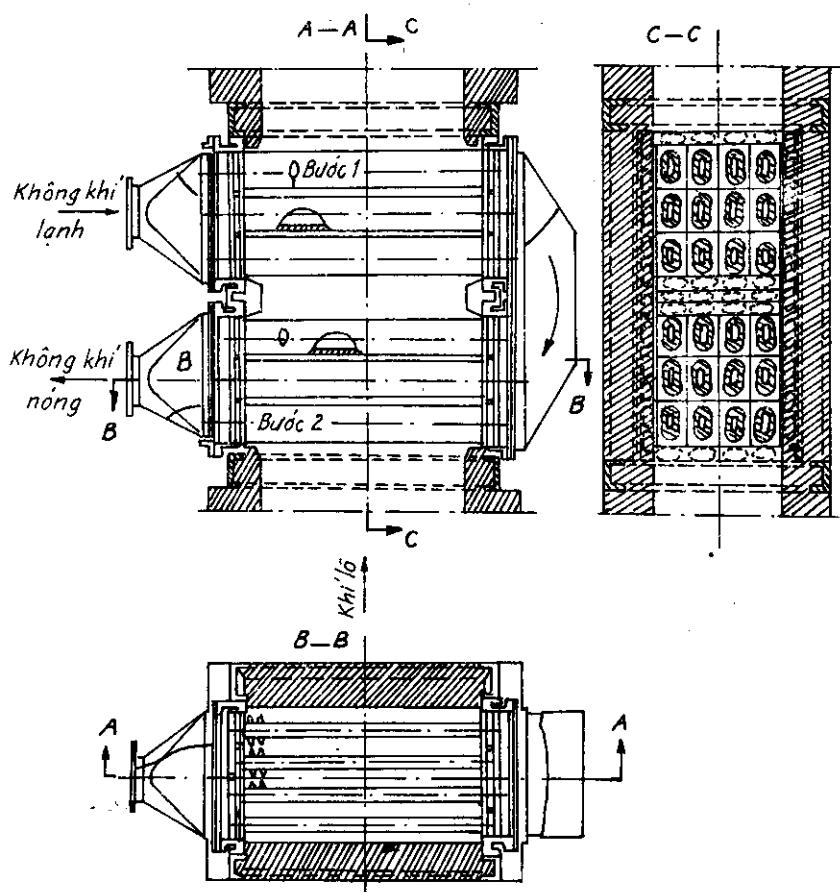


Hình 2-40. Thiết bị trao đổi nhiệt có gai kim một bước

Đơn nguyên của thiết bị trao đổi nhiệt mà không khí chuyển động qua đó một lần không đổi hướng gọi là bước của thiết bị. Hình 2-40 mô tả thiết bị trao đổi nhiệt có gai kim một bước. Việc lựa chọn số lượng bước của thiết bị trao đổi nhiệt có gai kim phụ thuộc chủ yếu vào áp suất của gió và nhiệt độ cần đốt nóng không khí. Thường sử dụng nhất là thiết bị có hai bước đảm bảo đốt nóng không khí đến $300 - 400^{\circ}\text{C}$ khi nhiệt độ của khí lò vào thiết bị khoảng $750 - 800^{\circ}\text{C}$.

Để đốt nóng không khí đến $150 - 200^{\circ}\text{C}$ thường sử dụng thiết bị trao đổi nhiệt một bước. Các thiết bị có số lượng bước lớn hơn hai rất ít khi gặp, chỉ trong các trường hợp cần phải đốt nóng không khí cao hơn 400°C .

Cần biết rằng trở lực của thiết bị trên đường dẫn không khí tăng tỉ lệ thuận với số bước, vì vậy nếu sử dụng thiết bị nhiều bước yêu cầu phải tạo được cho gió áp suất cao. Nên người ta chỉ sử dụng thiết bị nhiều bước trong



Hình 2-41. Thiết bị trao đổi nhiệt có gai kim hai bước

trường hợp nếu thiết bị trao đổi nhiệt hai bước không đủ khả năng đốt nóng không khí đến nhiệt độ cần thiết hoặc trong điều kiện đặc biệt (có áp suất không khí dư, cần giảm kích thước của thiết bị trao đổi nhiệt v.v...)

Hình 2-41 mô tả một cấu trúc phổ biến nhất của thiết bị trao đổi nhiệt có gai kim hai bước với cách bố trí ống nằm ngang, mỗi bước của thiết bị có 12 ống gai kim. Trong thiết bị này khí chuyển động theo phương thẳng đứng vì vậy khả năng bị bám bụi của thiết bị sẽ nhỏ nhất.

2. Đặc tính nhiệt và khí động

a. Đặc tính nhiệt

Sau đây trình bày những kết quả nghiên cứu quan trọng và cần thiết cho việc chế tạo và vận hành các thiết bị trao đổi nhiệt có gai kim. Quan hệ giữa tiêu chuẩn Nusselt và tiêu chuẩn Reynold, cũng như quan hệ giữa hệ số tỏa nhiệt và tốc độ chuyển động của các khí được xác định bởi các công thức thực nghiệm sau đây:

$$Nu = A. Re^n \quad (2-172)$$

$$\text{và:} \quad \alpha = 1,163.B.\omega^n \quad (2-173)$$

Trị số A, B và n trong các công thức này được chỉ ra trong bảng 2-2.

Bảng 2- 2. Trị số A, B và n đối với các ống gai kim dạng khác nhau

Bề mặt	A		B		n	Re.10 ³
	Bề mặt qui ước	Bề mặt hiệu quả	Bề mặt qui ước	Bề mặt hiệu quả		
Mặt bên trong các ống gai kim tất cả các loại	0,0215	0,0065	41,2	12,5	1,03	6,0 ÷ 25
Mặt bên ngoài của ống:						
loại 17,5	0,475	0,085	118,5	22,1	0,755	1,0 ÷ 4,0
loại 28	0,358	0,088	69,0	17,9	0,74	1,0 ÷ 4,0
loại không có gai	0,121	0,075	17,0	10,7	0,72	3,0 ÷ 13,0

Để tiến hành tính toán các thiết bị trao đổi nhiệt có gai kim một cách đơn giản và nhanh chóng, người ta đã thiết lập các đồ thị trên đó hệ số truyền nhiệt tổng cộng k là hàm số của tốc độ chuyển động của khí lò và không khí trong thiết bị (hình 2-42, 2-43 và 2-44). Các số liệu trong các đồ thị này

đúng với trường hợp bề mặt các ống gai kim mới, sạch và khi khí lò vào thiết bị có nhiệt độ tối đa bằng 800 - 900°C, còn nhiệt độ trung bình trong thiết bị là 600 - 650°C. Ở nhiệt độ này, hệ số tỏa nhiệt bức xạ bằng 7 - 8% so với hệ số tỏa nhiệt đối lưu.

Sự bám bụi làm bẩn bề mặt các ống gai kim không những làm giảm hệ số truyền nhiệt mà còn làm thay đổi đặc tính của các hàm số $Nu = A.Re^n$ và $\alpha = B.\omega^n$, bởi vì khi bề mặt bị bám bụi thì số mũ n giảm đi.

b. Đặc tính khí động

Để tính toán kỹ thuật, có thể sử dụng công thức thực nghiệm sau để xác định trở lực khí động bề mặt bên trong của các ống có gai kim:

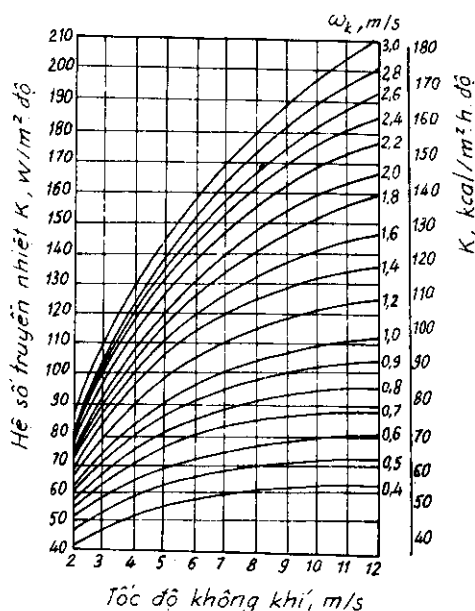
$$h_{kk} = A. \omega_0^2 \frac{T}{273} \quad (2-174)$$

trong đó:

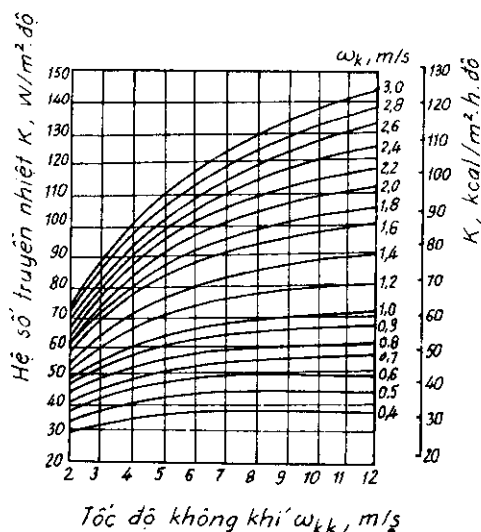
h_{kk} - trở lực khí động bên trong ống gai kim của đường dẫn không khí, N/m^2 ;

ω_0 - tốc độ không khí trong ống ở điều kiện tiêu chuẩn, m/s ;

T - nhiệt độ không khí trung bình trong ống, °K;



Hình 2-42. Hệ số truyền nhiệt tổng cộng cho ống gai kim loại 17,5



Hình 2-43. Hệ số truyền nhiệt tổng cộng cho ống gai kim loại 28

A - hệ số phụ thuộc vào chiều dài ống.

Giá trị của hệ số A như sau:

Chiều dài ống, mm	880	1135	1835	1640
Giá trị của A	2,06	2,40	2,75	3,10

Khi tính toán các thiết bị trao đổi nhiệt thì trị số của các trở lực khí động nhận được theo công thức (2-174) cần được lấy tăng thêm 25 - 30% để tính đến độ không chuẩn xác khi đúc dẫn đến khả năng sai lệch kích thước của gai kim so với thiết kế, cũng như tính đến sự tăng độ nhám của gai kim do bị gỉ trong quá trình vận chuyển từ nơi chế tạo đến nơi sử dụng.

Để xác định trở lực khí động của bề mặt bên ngoài (khí lò) đối với các ống gai kim tất cả các loại, có thể sử dụng công thức thực nghiệm sau:

$$h_k = a(n + m)T\omega_0^2 \cdot 10^{-4} \quad (2-175)$$

trong đó:

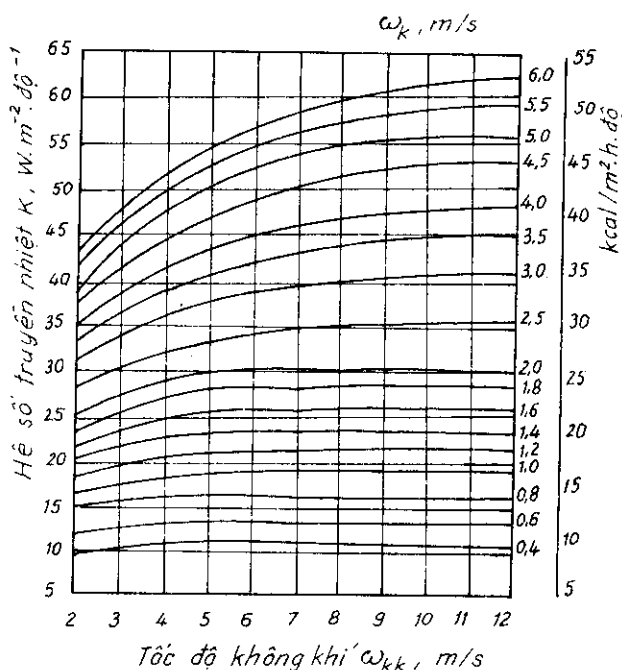
h_k - trở lực khí động của bề mặt ngoài ống gai kim (mặt khí lò), N/m^2 ;

n - số dãy ống theo hướng chuyển động của khí lò;

m - số bước của thiết bị theo hướng chuyển động của khí lò;

T - nhiệt độ trung bình của khí lò, $^{\circ}K$.

a - hệ số có các giá trị như dưới đây:



Hình 2-44. Hệ số truyền nhiệt tổng cộng cho ống gai kim không có gai ở mặt ngoài

		Trở lực khí động bề mặt ngoài ống, h_k	
		N/m^2	$mm \text{ H}_2O$
Loại ống:	17,5 ...	6,0	0,61
	28 ...	5,4	0,55
Không gai		1,6	0,16

Tốc độ của không khí chuyển động trong ống nên lấy trong khoảng từ 3,0 đến 8,0 m/s. Áp suất lớn nhất của không khí cho các ống gai kim bằng 8,8 - 9,8 kN/m² (900 - 1000 mm H₂O). Tốc độ của khí lò nên lấy trong khoảng: đối với các ống hai mặt có gai loại 17,5 và 28 là 0,5 - 2,0 m/s, đối với ống một mặt có gai 1,0 - 4,0 m/s.

Để giữ gìn tốt hơn vật liệu làm ống thiết bị, nên chọn tốc độ khí lò và không khí sao cho tỉ số giữa tốc độ của không khí và tốc độ của khí lò ω_{kk}/ω_k không nhỏ hơn 4,0 đối với các ống hai mặt có gai và không nhỏ hơn 1,5 ÷ 2,0 đối với các ống một mặt có gai.

Nếu nhiệt độ của khí lò trước khi vào thiết bị trao đổi nhiệt nhỏ hơn 600°C thì tốc độ của khí lò có thể lấy lớn hơn nhiều so với giá trị nêu trên và tốc độ lớn nhất chỉ phụ thuộc vào sức hút tạo được đối với thiết bị.

3. Ví dụ tính thiết bị trao đổi nhiệt có gai kim

a. Điều kiện đã biết

Lượng không khí cần nung nóng (ở đầu vào thiết bị): 1340 m³/h

Lượng khí lò vào thiết bị: 1100 m³/h

Nhiệt độ không khí cần nung trước: 300°C

Nhiệt độ ban đầu của không khí: 20°C

Nhiệt độ khí lò khi ra khỏi lò: 900°C

Cần tính toán thiết bị trao đổi nhiệt có gai kim chế tạo bằng các ống gang xám loại 17,5 có chiều dài 880 mm.

b. Tính toán nhiệt và kích thước của thiết bị

Đối với các ống gai kim làm từ gang xám ta nên chọn nhiệt độ khí lò vào thiết bị $t'_{k'} = 750^\circ\text{C}$.

Theo hình (2-45) xác định hệ số pha loãng khí lò $\varphi = 0,21$.

Lượng khí lò vào thiết bị
theo tính toán:

$$\begin{aligned} V_k &= V_{ok}(1 + \varphi) \\ &= 1100(1 + 0,21) \\ &= 1330 \text{ m}^3/\text{h} \end{aligned}$$

Lượng không khí được
dùng để pha loãng.

$$1330 - 1100 = 230 \text{ m}^3/\text{h}$$

Các số liệu cuối cùng dùng
cho tính toán:

$$\begin{aligned} V_{kk} &= 1340 \text{ m}^3/\text{h} \\ &= 0,373 \text{ m}^3/\text{s} \\ V_k &= 1330 \text{ m}^3/\text{h} \\ &= 0,369 \text{ m}^3/\text{s} \end{aligned}$$

Chấp nhận độ giảm nhiệt
độ của không khí trong đường
ống dẫn từ thiết bị đến lò là $\Delta t = 20^\circ\text{C}$, vì vậy không khí cần được nung
trong thiết bị trao đổi nhiệt đến nhiệt độ:

$$t''_{kk} = t_{kk} + \Delta t = 300 + 20 = 320^\circ\text{C}$$

Biết nhiệt dung riêng thể tích trung bình của không khí là $\bar{C}_{kk} = 1,32$
 $\text{kJ/m}^3.\text{độ}$ thì lượng nhiệt do không khí hấp thụ bằng:

$$\begin{aligned} q_{kk} &= V_{kk} \cdot \bar{C}_{kk} (t''_{kk} - t'_{kk}) \\ &= \frac{1340 \times 1,32 (320 - 20)}{3,6} = 147500 \text{ W} \end{aligned}$$

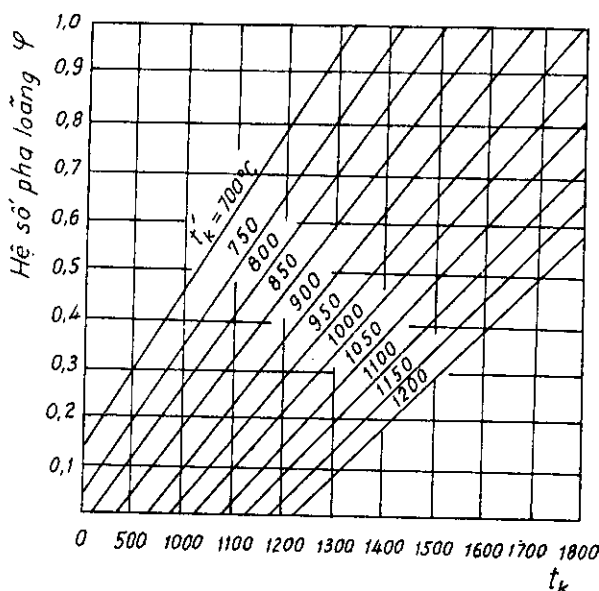
Ở đây áp dụng đơn vị chuyển đổi $1 \text{ W} = 3,6 \text{ kJ/h}$.

Chấp nhận tổn thất nhiệt của thiết bị vào môi trường xung quanh là 10%
thì lượng nhiệt mà khí lò cần tỏa ra trong thiết bị phải là:

$$q_k = \frac{147500}{0,9} = 164000 \text{ W}$$

Lượng nhiệt do khí mang vào thiết bị (khí nhiệt dung thể tích $C_k = 1,51$
 $\text{kJ/m}^3.\text{độ}$):

$$q'_k = V_k \cdot C_k \cdot t'_k = \frac{1330 \times 1,51 \times 750}{3,6} = 418000 \text{ W}$$



Hình 2-45. Hệ số pha loãng

Lượng nhiệt mà khí lò mang ra khỏi thiết bị:

$$q''_k = q'_k - q_k = 418000 - 164000 = 254000 \text{ W}$$

Chấp nhận nhiệt dung thể tích của khí lò ra khỏi thiết bị: $C''_k = 1,47 \text{ kJ/m}^3 \cdot \text{độ}$ (giả thiết $t''_k = 500^\circ\text{C}$) thì nhiệt độ của khí lò khỏi thiết bị là:

$$t''_k = \frac{q''_k}{V_k \cdot C''_k} = \frac{254000 \times 3,6}{1330 \times 1,47} = 470^\circ\text{C}$$

Thừa nhận trong thiết bị có sơ đồ chuyển động theo kiểu chính giao ngược dòng:

$$\begin{array}{ccc} t'_{kk} = 20^\circ\text{C} & \xrightarrow{\text{không khí}} & t''_{kk} = 320^\circ\text{C} \\ t''_k = 470^\circ\text{C} & \xleftarrow{\text{khí lò}} & t'_k = 750^\circ\text{C} \end{array}$$

Xác định hiệu nhiệt độ trung bình lôgarit (theo đồ biểu ở hình 2-46):

$$\Delta t_d = t'_k - t''_{kk} = 750 - 320 = 430^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_c = t''_k - t'_{kk} = 470 - 20 = 450^\circ\text{C}$$

$$\Delta t = 440^\circ\text{C}$$

Với các thiết bị trao đổi nhiệt kiểu ngược dòng và thuận dòng có thể dùng trực tiếp đồ biểu ở hình (2-46), còn các loại khác cần nhân thêm với hệ số hiệu chỉnh $\varepsilon_{\Delta t}$ nên có công thức: $\bar{\Delta t} = \varepsilon_{\Delta t} \Delta t_{db}$

Trị số $\varepsilon_{\Delta t}$ theo đồ biểu ở hình (2-47) phụ thuộc vào các hệ số P và R và xác định theo công thức:

$$R = \frac{t'_k - t''_{kk}}{t''_k - t'_{kk}} = \frac{750 - 470}{320 - 20} = 0,933$$

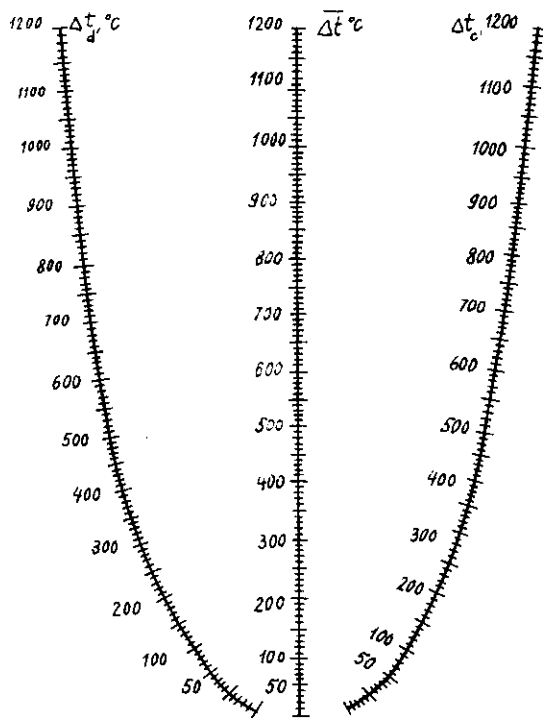
$$P = \frac{t''_{kk} - t'_{kk}}{t'_k - t''_k} = \frac{320 - 20}{750 - 20} = 0,411$$

Từ đó theo đồ biểu ở hình (2-47) xác định được hệ số hiệu chỉnh $\varepsilon_{\Delta t}$ với trường hợp chính giao ngược dòng là $\varepsilon_{\Delta t} = 0,99$.

Vì trị số $\varepsilon_{\Delta t} \approx 1$ nên có thể bỏ qua.

Cho trước tốc độ của khí lò trong thiết bị là $\omega_k = 1,5 \text{ m/s}$ và tốc độ của không khí $\omega_k = 6,0 \text{ m/s}$.

Căn cứ vào bảng 2-1 ta thấy, đối với ống loại 17,5 dài 880 mm có tiết diện để khí lò đi qua là $0,06 \text{ m}^2$ và tiết diện để không khí đi qua là $0,08 \text{ m}^2$.



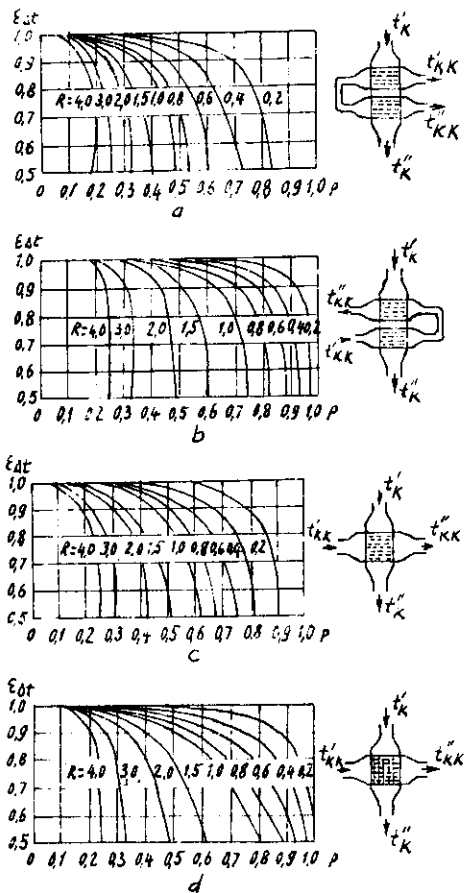
Hình 2-46. Đồ biểu để xác định $\bar{\Delta t}$

Tiết diện tổng để không khí qua:

$$f_{kk} = \frac{V_{kk}}{\omega_{kk}} = \frac{0,373}{6,0} = 0,0621 \text{ m}^2$$

Tiết diện tổng để khí lò qua:

$$f_k = \frac{V_k}{\omega_k} = \frac{0,369}{1,5} = 0,246 \text{ m}^2$$



Hình 2-47. Đồ biểu để xác định hệ số hiệu chỉnh $\epsilon_{\Delta t}$

$$\text{Số ống cần có theo đường không khí: } \frac{0,0621}{0,008} \approx 8$$

$$\text{Số ống cần có theo đường khí lò: } \frac{0,123}{0,042} \approx 4$$

Căn cứ vào tốc độ khí lò và không khí đã chọn trong thiết bị, theo đồ biểu ở hình (2-42), xác định được hệ số truyền nhiệt $k = 116 \text{ W/m}^2.\text{độ}$.

Đối với các lò dùng nhiên liệu mà khi cháy trong khí có nhiều bụi bẩn thì cần nhân hệ số truyền nhiệt tổng cộng xác định theo hình (2-42), (2-43), (2-44) với hệ số hiệu chỉnh ρ . Hệ số ρ tính đến sự giảm hệ số truyền nhiệt tổng cộng do bề mặt tiếp xúc với khí bị bám bụi. Hệ số hiệu chỉnh ρ cho các ống và các loại nhiên liệu khác nhau được cho trong bảng 2-3.

Bảng 2 - 3. Trị số hiệu chỉnh ρ

Loại ống	Ma dút, khí đốt bẩn	Than cục, than bụi
17,5	0,75	0,5
28	0,80	0,65
Một mặt có gai kim	1,0	0,9

Theo bảng (2-3) trong trường hợp lò đốt dầu madut ta lấy $\rho = 0,75$ nên hệ số truyền nhiệt tổng cộng theo tính toán:

$$K' = k\rho = 116 \times 0,75 = 87 \text{ W/m}^2.\text{độ}$$

Xác định bề mặt trao đổi nhiệt của thiết bị:

$$F = \frac{q_{kk}}{K' \Delta t} = \frac{147500}{87 \times 440} = 3,85 \text{ m}^2$$

Bề mặt trao đổi nhiệt của mỗi ống (bề mặt qui ước) là $0,25 \text{ m}^2$, vì vậy số ống trong thiết bị là:

$$n = \frac{3,85}{0,25} = 15,4 \approx 16$$

Cuối cùng chúng ta chọn thiết bị có cấu trúc kiểu hai bước (ngăn) gồm 16 ống (mỗi ngăn có 8 ống), trong mỗi ngăn các ống được xếp làm 2 dãy mỗi dãy 4 ống, như thiết bị mô tả ở hình 2-41.

Tiết diện thực tế để không khí đi qua:

$$f_{kk} = 8 \times 0,008 = 0,064 \text{ m}^2$$

Tốc độ thực tế của không khí:

$$\omega_{kk} = \frac{0,373}{0,064} = 5,82 \text{ m/s}$$

Tiết diện thực tế để khí lò đi qua:

$$f_k = 4 \times 0,06 = 0,24 \text{ m}^2$$

Tốc độ thực tế của khí lò

$$\omega_k = \frac{0,369}{0,24} = 1,54 \text{ m/s}$$

Với các giá trị tốc độ thực tế của khí lò và không khí theo đồ biểu ở hình (2-42), xác định được hệ số truyền nhiệt $k = 116 \text{ W/m}^2 \cdot \text{độ}$, tức là bằng giá trị đã giả thiết, vì vậy không cần phải tính toán lại.

Tiếp theo cần xác định nhiệt độ cực đại bề mặt thành ống của thiết bị. Dựa vào tốc độ chính xác của khí lò và không khí, theo hình 2-49 xác định được hệ số tỏa nhiệt từ thành ống về phía không khí là

$$\alpha_{kk} = 311 \text{ W/m}^2 \cdot \text{độ},$$

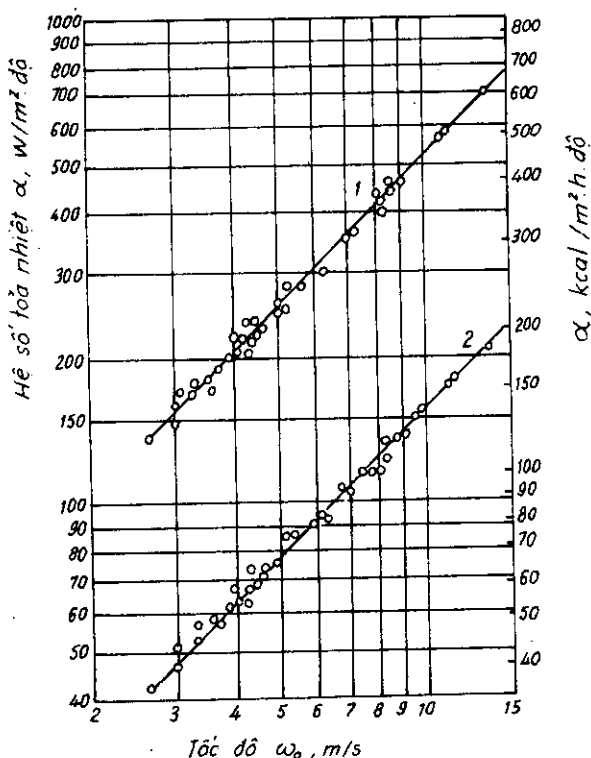
theo hình (2-48) xác định được hệ số tỏa

nhiệt từ khí lò đến thành thiết bị là $\alpha_k = 192 \text{ W/m}^2 \cdot \text{độ}$

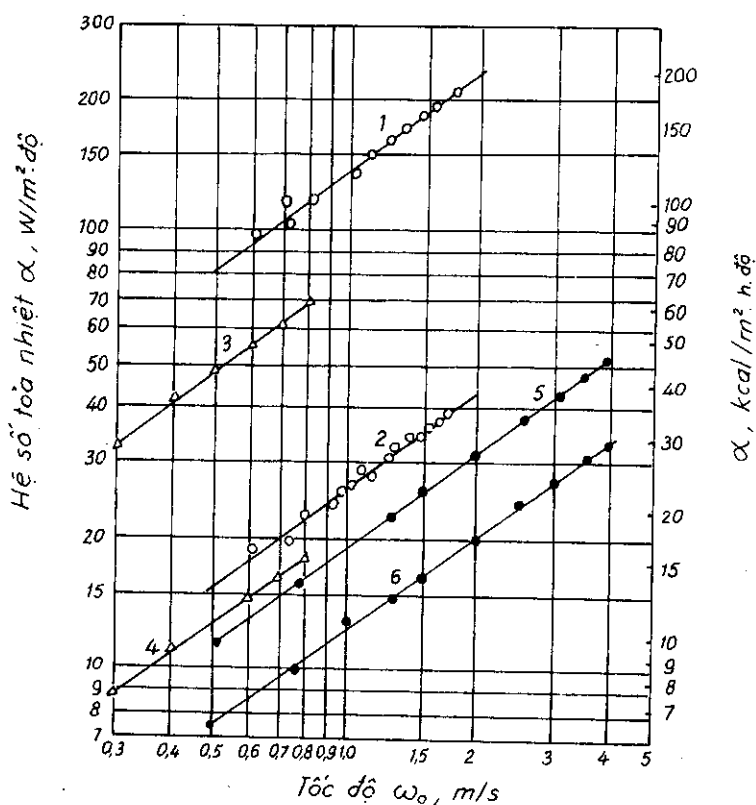
Tỉ số
$$\frac{\alpha_{kk}}{\alpha_k} = 1,64$$

Theo đồ biểu hình (2-12) nhận được:

$$\frac{t_T - t''_{kk}}{t'_k - t''_{kk}} = 0,38 = \frac{t_T - 320}{750 - 320}$$



Hình 2-48. Hệ số tỏa nhiệt của mặt trong ống gai kim.
1. Bề mặt qui ước; 2. Bề mặt thực tế



Hình 2-49. Hệ số tỏa nhiệt của mặt ngoài ống gai kim

1. Bề mặt qui ước ống loại 17,5; 2. Bề mặt thực tế ống loại 17,5; 3. Bề mặt qui ước ống loại 28; 4. Bề mặt thực tế ống loại 28; 5. Bề mặt qui ước ống không có gai mặt ngoài; 6. Bề mặt thực tế ống không có gai mặt ngoài.

Từ đó nhiệt độ cực đại của thành ống:

$$t_T = 0,38 (750 - 320) + 320 = 484^\circ C$$

Hình 2-50 là đồ biểu để xác định nhiệt độ trung bình của thành ống.

Đối với điều kiện nhiệt độ của thiết bị, có thể chấp nhận độ hạ nhiệt độ của gai kim là $110^\circ C$ (xem bảng 2-4).

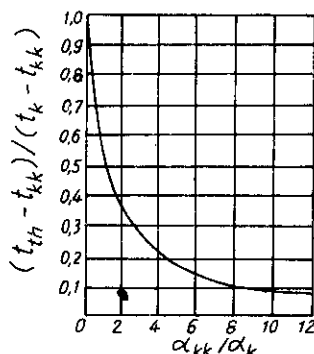
Bảng 2- 4. Độ hạ nhiệt độ của gai kim

Nhiệt độ khí lò, $^\circ C$	400÷500	500÷650	650÷750	750÷850	850÷900
Độ chênh nhiệt độ Δt , $^\circ C$	80	100	110	130	140

Vì vậy nhiệt độ cực đại đỉnh gai kim ống thứ nhất theo hướng chuyển động của khí lò là:
 $484 + 110 = 594^{\circ}\text{C}$

Nhiệt độ này nằm trong giới hạn làm việc của gang xám.

Khi nhiệt độ đỉnh gai kim vượt quá 600°C thì phải tính lại, hoặc là cần nung không khí đến nhiệt độ thấp hơn hoặc là để khí lò vào thiết bị có nhiệt độ nhỏ hơn hay tăng tỷ số giữa tốc độ không khí và khí lò.



Hình 2-50. Đồ biểu để xác định nhiệt độ trung bình của thành ống

c. Tính tổn thất áp suất trong thiết bị trao đổi nhiệt

Nhiệt độ trung bình của không khí trong thiết bị:

$$t_{kk} = \frac{320 + 20}{2} = 170^{\circ}\text{C}$$

Xác định tổn thất áp suất đường dẫn không khí theo công thức (2-174):

$$h_{kk} = n.A.\omega_{kk}^2 \frac{T}{T_0}$$

trong đó:

n - số ngăn, $n = 2$

A - hệ số, với ống có chiều dài 880 mm , $A = 2,06$.

ω_{kk} - tốc độ của không khí bằng $5,82 \text{ m/s}$

T - nhiệt độ trung bình của không khí $T = t_{kk} + 273 = 443^{\circ}\text{K}$

$T_0 = 273^{\circ}\text{K}$

Vì vậy tổn thất áp suất trên đường dẫn không khí bằng:

$$h_{kk} = 2 \times 2,06 \times 5,82^2 \frac{443 + 273}{273} \approx 226 \text{ N/m}^2$$

Tổn thất áp suất ở các ống nối, ống cấp không khí vào và ra khỏi thiết bị được coi bằng 50% so với tổn thất áp suất trong các ống của thiết bị. Vì vậy tổng tổn thất áp suất trên đường dẫn không khí trong thiết bị là:

$$h_{kk} = 226 \times 1,5 = 340 \text{ N/m}^2 \text{ (35 mmH}_2\text{O)}$$

Nhiệt độ trung bình của khí lò trong thiết bị:

$$t_k = \frac{750 + 470}{2} = 610^{\circ}\text{C}$$

Tổn thất áp suất được tính theo công thức (2-175):

$$h_k = A(n + m)T.\omega_k^2.10^{-4}$$

trong đó:

m - số ngăn bằng 2

n - số ống theo hướng chuyển động của khí lò, $n = 4$

$a = 6,0$ (đối với ống loại 17,5)

ω_k - tốc độ khí, $\omega_k = 1,54 \text{ m/s}$

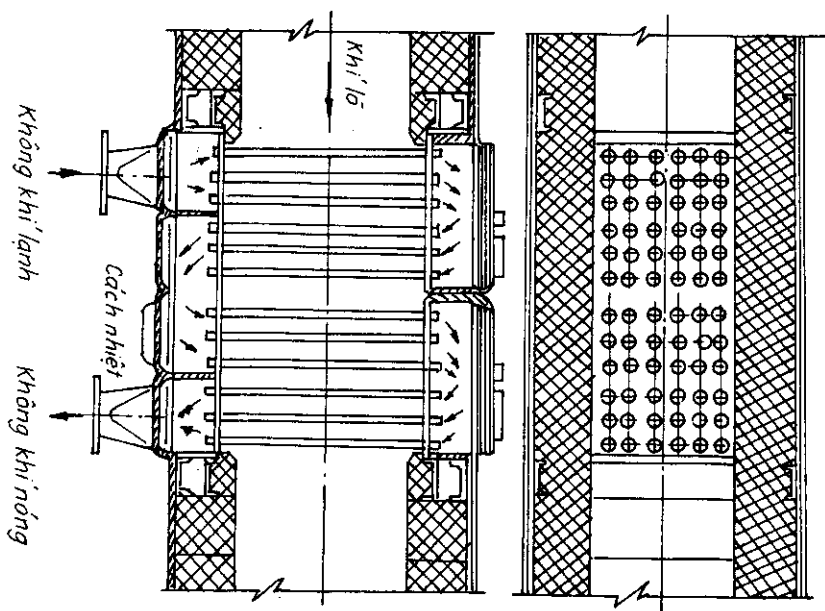
Vậy tổn thất áp suất trên đường dẫn khí lò bằng:

$$h_k = 6,0(2 + 4)(610 + 273)1,54^2.10^{-4} = 7,5 \text{ N/m}^2$$

2.7.2. Thiết bị trao đổi nhiệt kiểu ống thép nhẵn

a. Cấu tạo

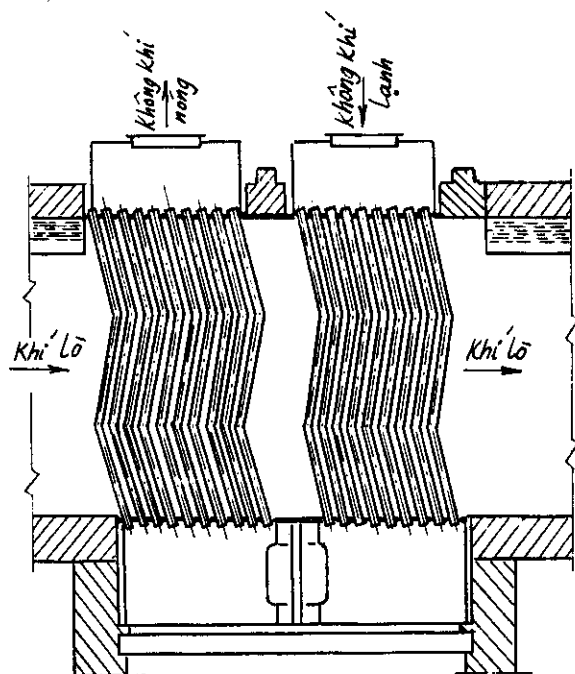
Hình 2-51 mô tả cấu trúc đơn giản của thiết bị trao đổi nhiệt với các ống thép nhẵn đặt nằm ngang. Theo sơ đồ chuyển động của không khí được nung nóng (hoặc khí) thì đây là thiết bị trao đổi nhiệt bốn ngăn (bốn bước). Người



Hình 2-51. Thiết bị trao đổi nhiệt kiểu ống thép nhẵn bốn ngăn

ta sử dụng các ống có đường kính 1/2 đến 1", các ống này được hàn vào các tấm thép đỡ ống đặt thẳng đứng, các hộp gió cũng được hàn nối vào các tấm thép này.

Thiết bị được đặt vào các kênh dẫn khói thẳng đứng và được gia cố bởi các bệ đỡ làm bằng thép chữ U. Các hộp gió ở phía trước (đường dẫn không khí vào và đường dẫn không khí ra) được hàn chặt với bệ đỡ, còn các hộp gió phía sau nằm tự do trên bệ đỡ, vì vậy khi các ống bị giãn nở nhiệt chúng có thể dịch chuyển tương đối so với bệ đỡ ở mặt phẳng ngang. Người ta dùng sợi amiăng để quấn đệm tạo độ kín khí cần thiết giữa các hộp dịch chuyển và bệ đỡ. Trong các thiết bị trao đổi nhiệt kiểu này, người ta sử dụng các ống không dài hơn $0,8 \div 0,9 \text{ m}$ để tránh cho các ống khỏi bị cong vênh.



Hình 2-52. Thiết bị trao đổi nhiệt kiểu ống gẫy khúc

Thiết bị trao đổi nhiệt dạng này dùng để nung nóng không khí hoặc khí đốt đến $250 - 280^{\circ}\text{C}$ khi nhiệt độ của khí khói không cao hơn $500 - 600^{\circ}\text{C}$ và tỉ số giữa tốc độ của không khí so với tốc độ của khí lò ω_{kk}/ω_k không nhỏ hơn 2,5 đến 3,0. Nếu nhiệt độ vượt quá giới hạn trên hoặc tỉ số ω_{kk}/ω_k giảm hơn thì có thể dẫn tới sự quá nung làm cho ống phải chịu nhiệt độ cao hơn 300 đến 400°C và làm chúng bị cong vênh. Ưu điểm của thiết bị trao đổi nhiệt kiểu này là đơn giản khi chế tạo, nhưng nó có nhược điểm là bị hạn chế về mặt kích thước và nhiệt độ nung nóng không khí (hoặc khí đốt) thấp.

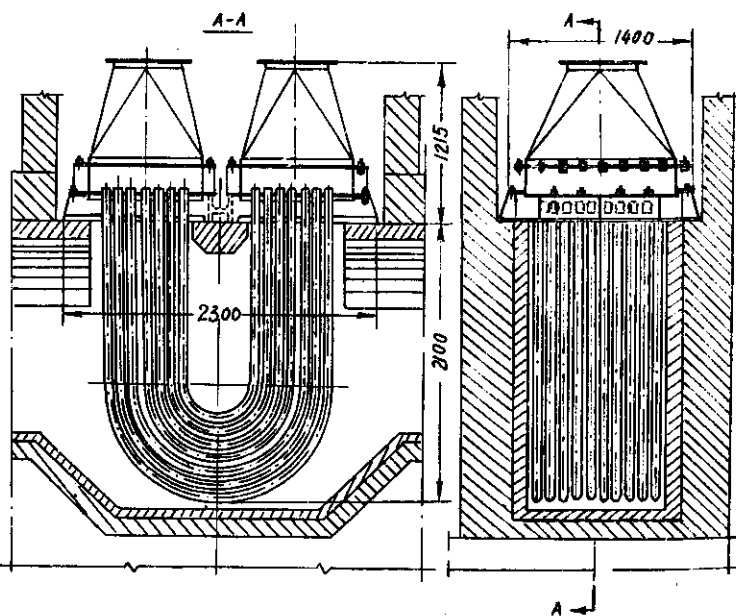
Hình 2-52 mô tả thiết bị trao đổi nhiệt kiểu ống gẫy khúc dùng để nung nóng không khí đến nhiệt độ 800°C , sản phẩm của hãng Kleiwefers CHLB

Đúc). Các ống gây khúc đảm bảo tạo được sự bù dãn nở nhiệt cho từng ống riêng biệt và làm cho thiết bị có độ bền cao.

Những năm gần đây, ở các nhà máy luyện kim của Nga đã xuất hiện phổ biến các thiết bị trao đổi nhiệt kiểu ống nhấn vòng (hình 2-53), loại này thường có bề mặt nung nóng 50 và 90 m^2 . Thiết bị được chế tạo từ các ống thép đường kính ngoài 57 mm và thành ống dày 3,5 mm. Nhiệt độ nung nóng không khí theo thiết kế là 300 - 380°C, khi nhiệt độ của khí lò là 900 - 1100°C thì phải dùng vật liệu làm ống là thép bền nhiệt X26.

Ưu điểm cơ bản của cấu trúc thiết bị trao đổi nhiệt kiểu này là khả năng tự bù trừ dãn nở nhiệt độ của các ống. Hiệu quả sử dụng bề mặt nung nóng của thiết bị khá tốt, do dòng khí lò chuyển động vuông góc với các ống.

Tuy nhiên, cấu trúc thiết bị trao đổi nhiệt kiểu này cũng có nhược điểm lớn về mặt khí động. Tất cả các ống nhấn vòng có chiều dài khác nhau theo hướng chuyển động của dòng khí lò, các ống vòng bên ngoài hầu như dài gấp 2 lần so với các ống ở bên trong, do vậy tạo ra trở lực khí động khác nhau đối với các ống vòng và gây nên sự phân bố không đồng đều không khí trong các ống. Trong thiết bị này ta thấy, hàng ống vòng đầu tiên nằm ở phía dòng khí lò đi vào thiết bị sẽ phải chịu những điều kiện khó khăn nhất, bởi vì tốc độ không khí để làm nguội thành ống này là nhỏ nhất so với cả chùm ống và tác động về nhiệt ở khoảng không gian này của thiết bị là cực đại. Trong thực tế sản xuất, qua vận hành thiết bị



Hình 2-53. Thiết bị trao đổi nhiệt kiểu ống nhấn vòng

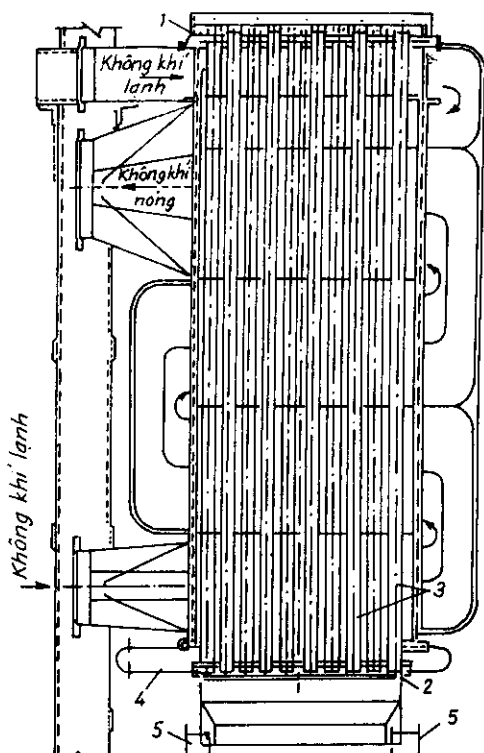
cho thấy, hàng ống đầu tiên ở phía dòng khí lò đi vào thiết bị rất chóng bị hỏng.

Trong các thiết bị trao đổi nhiệt ống nhân nêu trên, chủ yếu sử dụng cho các lò kích thước nhỏ và vừa, với không khí đi bên trong ống còn khí lò chuyển động bên ngoài ống. Tuy nhiên trong một số trường hợp, khi khí lò có nhiều bụi bẩn, cần thiết phải làm sạch các kênh dẫn khỏi một cách dễ dàng, lại yêu cầu để cho khí lò chuyển động bên trong các ống thẳng của thiết bị trao đổi nhiệt, còn dòng không khí cần nung nóng chuyển động bên ngoài các ống. Cấu trúc thiết bị kiểu này thích hợp cho các lò kích thước trung bình và được mô tả trên hình 2-54. Đó là thiết bị trao đổi nhiệt bốn bước theo đường không khí.

Trong thiết bị, chuyển động của không khí là ngược dòng. Các vách ngăn gió sẽ chắn toàn bộ tiết diện ngang của thiết bị, còn dòng không khí sẽ ngoặt dòng nhờ các hộp gió ở bên ngoài. Với cấu trúc kiểu này, trong từng bước của thiết bị sẽ tạo được chuyển động chính giao của dòng không khí so với dòng khí lò.

Khí lò chuyển động qua thiết bị trao đổi nhiệt từ trên xuống dưới không thay đổi hướng chuyển động. Các ống của thiết bị được gắn chặt với tấm lắp ống phía trên và tấm lắp ống phía dưới.

Ở vùng nóng nhất của thiết bị gần tấm lắp ống phía trên, người ta làm thêm một đường ống dẫn không khí lạnh vào để tránh cho các ống khỏi bị quá nhiệt. Ngoài ra người ta còn phủ lên tấm lắp ống phía trên một lớp bê tông chịu lửa để tránh cho nó khỏi tác động trực tiếp của khí lò có nhiệt độ cao và bức xạ nhiệt lớn.



Hình 2-54. Thiết bị trao đổi nhiệt ống nhân bốn bước cho các lò kích thước trung bình
1 Tấm lắp ống phía trên; 2 Tấm lắp ống phía dưới; 3. Ống trao đổi nhiệt;
4. Bộ bù trừ dẫn nở nhiệt; 5. Van cát.

b. Tính nhiệt và trở lực khí động

Để tính toán thiết bị trao đổi nhiệt kiểu ống thép nhẵn, có thể sử dụng các công thức tính nhiệt và trở lực khí động cho các ống và các kênh.

Để xác định hệ số tỏa nhiệt về phía một bó ống nhẵn, ta sử dụng các công thức sau:

a. Khi xếp các ống song song:

$$\alpha = 0,2 C_{z2} \frac{\lambda \cdot \text{Pr}^{0,35} \omega^{0,64}}{d^{0,16} \nu^{0,64}} \quad (2-176)$$

b. Khi xếp các ống so le và $(s_1 - d)/(s - d) \geq 0,7$:

$$\alpha = 0,334 \cdot C_{z2} \frac{\lambda \cdot \text{Pr}^{0,35} (s_1 - d)^{0,25} \omega^{0,60}}{d^{0,4} (s - d)^{0,25} \nu^{0,60}} \quad (2-177)$$

c. Khi xếp các ống so le và $(s_1 - d)/(s - d) < 0,7$:

$$\alpha = 0,305 C_{z2} \frac{\lambda \cdot \text{Pr}^{0,35} \omega^{0,60}}{d^{0,40} \nu^{0,60}} \quad (2-178)$$

Trong các công thức trên:

C_{z2} - hệ số hiệu chỉnh theo số dãy ống theo hướng chuyển động của khí lò;

s_1 - bước ngang của các ống;

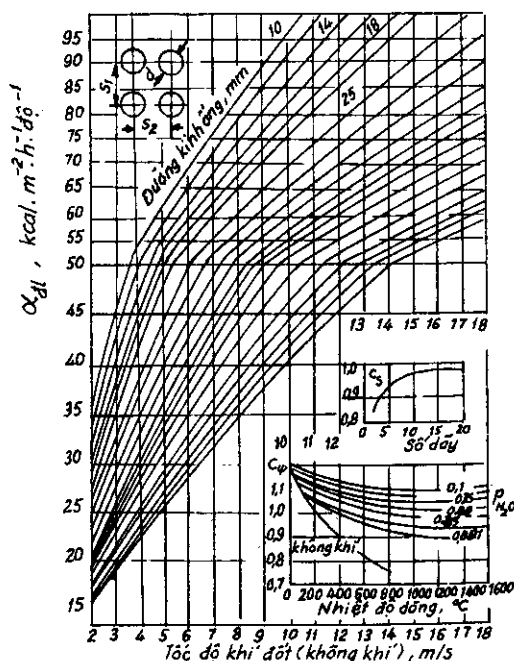
s_2 - bước dọc của các ống;

s - bước chéo của các ống:

$$s = \sqrt{0,25 s_1^2 + s_2^2}$$

ω - tốc độ thực của dòng khí ở tiết diện hẹp của bó ống ứng với nhiệt độ trung bình của dòng khí, m/s.

Các đại lượng vật lý λ và ν lấy theo nhiệt độ trung bình của dòng khí. Công thức thực nghiệm đã được kiểm tra trong khoảng giới hạn $\text{Re} = (2 + 65) \cdot 10^3$



Hình 2-55. Hệ số truyền nhiệt đối lưu khí khí bao quanh bó ống kim loại nhẵn xếp song song

Các đồ biểu dùng để xác định giá trị α trong các công thức trên được trình bày ở hình (2-55) và (2-56). Dùng các đồ biểu này, ta xác định được α_{dl} và các hệ số hiệu chỉnh C_{z2} , C_s (đối với sự sắp xếp tương hồ các ống) và C_ϕ (tính đến ảnh hưởng của sự thay đổi các đặc tính vật lý phụ thuộc vào nhiệt độ và các thành phần của khí).

Dựa vào các biểu đồ trên chúng ta có thể tính sử dụng các công thức sau:

- khi xếp ống theo dãy so le:

$$\alpha = 1,163\alpha_{dl} \cdot C_{z2} \cdot C_s \cdot C_\phi \quad (2-179)$$

Khi xếp ống theo dãy song song

$$\alpha = 1,163\alpha_{dl} \cdot C_{z2} \cdot C_\phi \quad (2-180)$$

Trong đó hệ số truyền nhiệt α_{dl} chọn ở biểu đồ (hình 2-55 và 2-56), các hệ số C_{z2} , C_s , C_ϕ xác định theo biểu đồ (hình 2-57 và 2-58).

Cần lưu ý rằng, các công thức (2-176, (2-177) và (2-178) cũng như các biểu đồ ở hình 2-55 và 2-56 dùng để xác định hệ số truyền nhiệt đối lưu đến bó ống trong trường hợp các môi chất chuyển động chính giao hoàn toàn, tức là khi góc giữa dòng không khí (hoặc khí) và trục các ống bằng 90° .

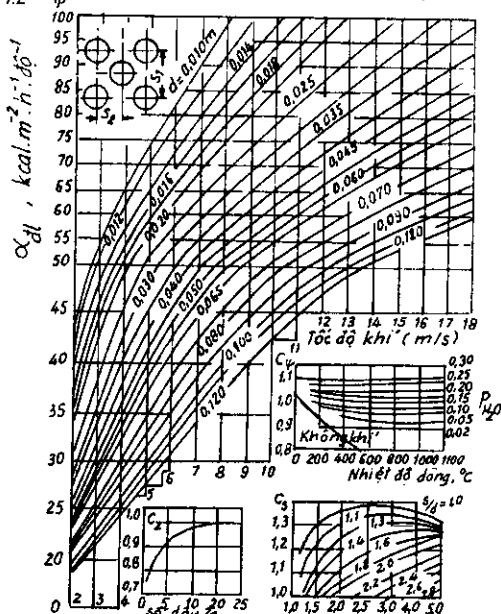
Tuy nhiên, trong một số cấu trúc thiết bị trao đổi nhiệt thì dòng khí tạo với trục các ống một góc nhỏ hơn 90° (góc tấn công nhỏ hơn),

trong trường hợp này hệ số truyền nhiệt sẽ giảm đi. Giá trị của hệ số truyền nhiệt phụ thuộc vào góc tấn công có thể được xác định theo công thức sau:

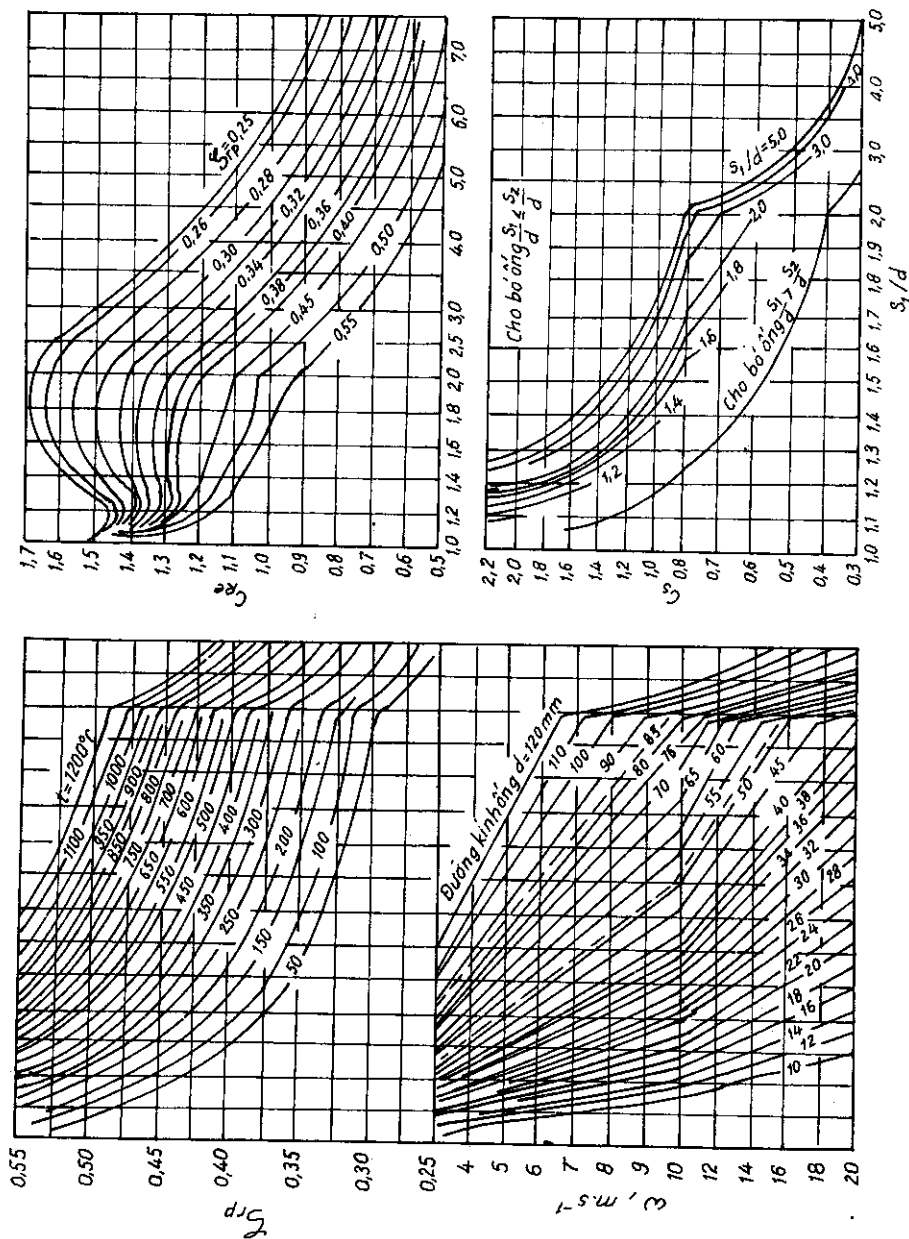
$$\alpha_\psi = \epsilon_\psi \cdot \alpha_{90^\circ} \quad (2-181)$$

trong đó:

α_ψ - hệ số truyền nhiệt theo góc tấn công dự kiến;



Hình 2-55. Hệ số truyền nhiệt đối lưu khí khí bao quanh bó ống kim loại nhẵn, bố trí so le



Hình 2-57. Biểu đồ để xác định hệ số trở lực đối với bó ống bố trí song song

α_{90° - hệ số truyền nhiệt khi góc tấn công $\psi = 90^\circ$;

ε_ψ - hệ số hiệu chỉnh theo góc tấn công.

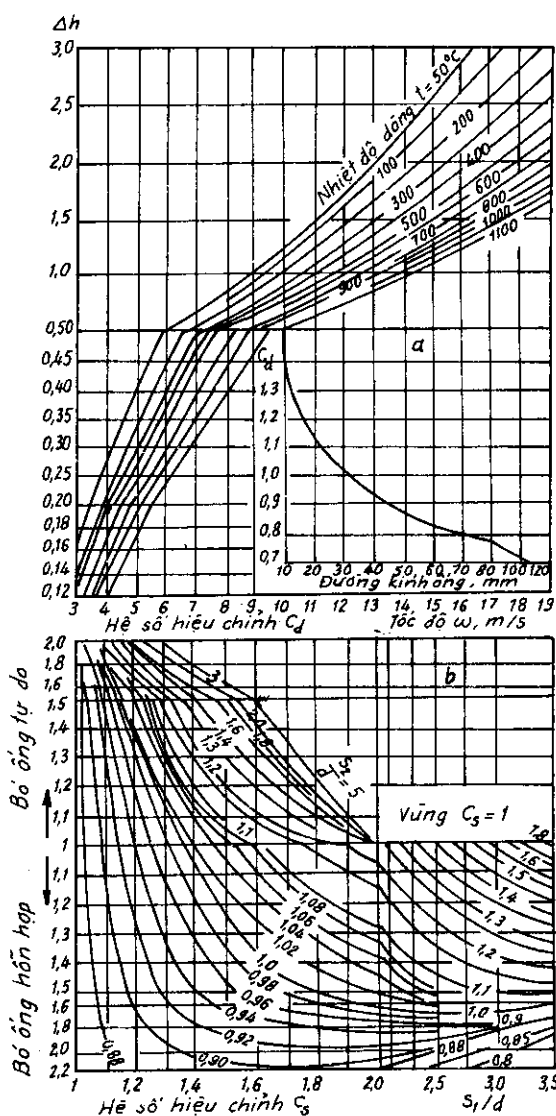
Dưới đây cho các trị số hệ số hiệu chỉnh ε_ψ đúng cho trường hợp các bố ống tròn nhân bố trí so le hoặc song song:

ψ°	90	80	70	60	50	40	30	20	10
ε_ψ	1	1	0,98	0,94	0,88	0,78	0,67	0,52	0,42

Tốc độ qui ước của không khí trong thiết bị trao đổi nhiệt kiểu ống nhân khoảng $5 \div 10 \text{ m/s}$, còn tốc độ qui ước của khí lò $2 \div 4 \text{ m/s}$. Khi nung nóng không khí (hoặc khí đốt) có áp suất cao, cũng như khi có thông gió nhân tạo thì tốc độ của không khí và khí lò có thể lấy cao hơn. Khi tăng tốc độ của không khí (hoặc khí đốt) không những làm tăng cường quá trình truyền nhiệt mà còn góp phần làm tăng độ bền của các ống trao đổi nhiệt (vì nhiệt độ của vách ống giảm).

Trở lực khí động của bố ống có thể xác định theo các biểu đồ trên các hình (2-57) và (2-58).

Khi bố trí ống theo dãy so le:



Hình 2-58. Biểu đồ để xác định hệ tổn thất áp suất trong bố ống bố trí so le.

$$h = 9,81 \cdot C_s \cdot C_d \cdot \Delta h (Z_2 + 1) \quad (2-182)$$

trong đó :

Z_2 - số dây ống theo hướng chuyển động của khí lò.

Δh , C_s , C_d - xác định theo biểu đồ (hình 2-58), ngoài ra tốc độ của dòng ω lấy ở tiết diện hẹp của ống theo nhiệt độ trung bình của dòng.

Khi bố trí ống theo dãy song song:

$$h = \zeta \cdot \frac{\omega^2}{2} \cdot \rho_v \cdot (1 + \alpha \cdot t) \quad (2-183)$$

trong đó:

ζ - hệ số trở lực cục bộ được xác định theo công thức:

$$\zeta = C_s \cdot C_{Re} \cdot \zeta_{rp} \cdot Z_2 \quad \text{khi } S_1/d > S_2/d \quad (2-184)$$

$$\zeta = C_s \cdot \zeta_{rp} \cdot Z_2 \quad \text{khi } S_1/d \leq S_2/d \quad (2-184a)$$

trong đó:

Z_2 - số dây ống theo hướng chuyển động của khí lò;

C_s , C_{Re} , ζ_{rp} - được xác định theo biểu đồ trên hình 2-57.

Giá trị ψ được xác định theo tỉ số:

$$\psi = \frac{s_1 - d}{s_2 - d}$$

c. Ví dụ tính thiết bị trao đổi nhiệt kiểu ống thép nhẵn

1. Các điều kiện ban đầu

Tính thiết bị trao đổi nhiệt ống thép nhẵn có cấu trúc như trên hình 2-54, với:

Lượng không khí cần nung nóng $4200 \text{ m}^3/\text{h}$

Lượng khí lò vào thiết bị $5300 \text{ m}^3/\text{h}$

Nhiệt độ không khí đến thiết bị 500°C

Nhiệt độ ban đầu của không khí 20°C

Nhiệt độ khí lò vào thiết bị 1100°C

Có thể chọn thép chịu nhiệt để làm ống đảm bảo chịu được nhiệt độ $750 - 800^\circ\text{C}$.

2. Tính toán nhiệt và xác định kích thước của thiết bị

$$V_{kk} = \frac{4200}{3600} = 1,17 \text{ m}^3/\text{s};$$

$$V_k = \frac{5300}{3600} = 1,47 \text{ m}^3/\text{s};$$

Chấp nhận chênh lệch nhiệt độ trong đường ống dẫn không khí từ thiết bị trao đổi nhiệt đến mỏ đốt là $\Delta t = 50^\circ\text{C}$, như vậy nhiệt độ không khí cần nung nóng trong thiết bị phải bằng:

$$t''_{kk} = 500 + 50 = 550^\circ\text{C}$$

Biết nhiệt dung riêng thể tích trung bình của không khí $C_{kk} = 1,35 \text{ kJ/m}^3.\text{độ}$. Lượng nhiệt mà không khí cần hấp thụ bằng:

$$q''_{kk} = V_{kk} \cdot C_{kk} (t''_{kk} - t'_{kk}) = \frac{4200 \times 1,35 \cdot 10^3 (550 - 20)}{3,6 \cdot 10^3} = 835000 \text{ W}$$

Chấp nhận tổn thất nhiệt của thiết bị vào môi trường xung quanh là 10%. Vì vậy lượng nhiệt mà khí lò cần phải truyền cho thiết bị là:

$$q = \frac{835000}{0,9} = 928000 \text{ W}$$

Lượng nhiệt do khí lò mang vào thiết bị khi nhiệt dung riêng thể tích của khí lò $C_k = 1,55 \text{ kJ/m}^3.\text{độ} = \frac{1,55}{3,6} \text{ kW/m}^3.\text{độ}$ (xem bảng 2-5) là:

$$q'_k = V_k \cdot C_k \cdot t'_k = \frac{5300 \times 1,55 \times 1100}{3,6} = 2510000 \text{ W}$$

Lượng nhiệt do khí lò mang ra khỏi thiết bị bằng:

$$q''_k = q'_k - q = 2510000 - 928000 = 1582000 \text{ W}$$

Nhận nhiệt dung riêng thể tích của khí lò ra khỏi thiết bị là $C''_k = 1,51 \text{ kJ/m}^3.\text{độ} = \frac{1,55}{3,6} \text{ kW/m}^3.\text{độ}$. Nhiệt độ của khí lò ra khỏi thiết bị:

$$t''_k = \frac{q''_k}{V_k \cdot C''_k} = \frac{1582000 \times 3,6}{5300 \times 1,51} = 710^\circ\text{C}$$

Chấp nhận khí chuyển động trong thiết bị theo sơ đồ ngược dòng.

$$t''_{kk} = 20^\circ\text{C} \xrightarrow{\text{không khí}} t''_{kk} = 550^\circ\text{C}$$

$$t''_k = 710^\circ\text{C} \xleftarrow{\text{khí lò}} t'_k = 1100^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_d = t'_k - t''_{kk} = 1100 - 550 = 550^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_c = t''_k - t'_k = 710 - 20 = 690^\circ\text{C}$$

Theo đồ biểu ở hình 2-46 xác định được hiệu nhiệt độ trung bình lôgarit $\Delta t = 619^{\circ}\text{C}$.

Nhận tốc độ qui ước của khí lò và không khí trong thiết bị như sau:

$$\omega_k = 3 \text{ m/s}; \omega_{kk} = 8 \text{ m/s}.$$

Tổng tiết diện kênh dẫn không khí :

$$f_{kk} = \frac{V_{kk}}{\omega_{kk}} = \frac{1,17}{8,0} = 0,146 \text{ m}^2$$

Tổng tiết diện kênh dẫn khí lò :

$$f_k = \frac{V_k}{\omega_k} = \frac{1,47}{3,0} = 0,49 \text{ m}^2$$

Theo hình 2-54, khí lò đi bên trong các ống còn không khí chuyển động bên ngoài các ống. Chọn ống có đường kính ngoài 60 mm, đường kính trong bằng 53 mm và chiều dày thành ống 3,5 mm.

Tiết diện mỗi ống dẫn khí lò:

Bảng 2-5. Giá trị nhiệt dung riêng thể tích trung bình của không khí và khí lò trong khoảng nhiệt độ từ 0 đến 1400°C

Nhiệt độ, °C	Nhiệt dung riêng của không khí		Nhiệt dung riêng của khí lò	
	kJ/m ³ .độ	kcal/m ³ .độ	kJ/m ³ .độ	kcal/m ³ .độ
0	1,30	0,311	1,42	0,340
100	1,31	0,312	-	-
200	1,31	0,313	1,42	0,340
300	1,32	0,315	-	-
400	1,33	0,318	1,46	0,348
500	1,34	0,321	-	-
600	1,36	0,324	1,49	0,356
700	1,37	0,328	-	-
800	1,39	0,331	1,52	0,363
900	1,40	0,334	-	-
1000	1,41	0,337	1,54	0,369
1100	1,42	0,340	-	-
1200	1,44	0,343	1,56	0,374
1300	1,45	0,345	-	-
1400	1,46	0,348	1,59	0,380

$$f_{kk}^1 = 0,785.d^2 = 0,785 \times 0,053^2 = 0,0022 \text{ m}^2$$

Số lượng ống dẫn khí lò cần thiết:

$$n_k = \frac{0,49}{0,0022} \approx 220$$

Giả thiết các ống được bố trí so le, 18 dãy theo chiều dòng khí, 12 dãy theo hướng ngang góc với dòng không khí, ta có tổng số các ống:

$$n = 12 \times 18 = 216$$

Bề mặt thực tế để khí lò đi qua:

$$f_k = 216 \times 0,0022 = 0,475 \text{ m}^2$$

Tốc độ thực tế của khí lò:

$$\omega_k = \frac{1,47}{0,475} = 3,10 \text{ m/s}$$

Bước ống theo hướng chuyển động của dòng khí và hướng vuông góc với nó được chọn như sau:

$$s_1 = s_2 = 1,5d = 1,5 \times 60 = 90 \text{ mm}$$

$$\frac{s_1}{d} = \frac{s_2}{d} = 1,5$$

Chiều rộng của các kênh dẫn không khí tại tiết diện hẹp bằng 0,03 m thì chiều cao của kênh theo một bước dẫn không khí bằng:

$$b = \frac{0,146}{0,03 \times 12} \approx 0,4 \text{ m}$$

Xác định hệ số truyền nhiệt trong thiết bị trao đổi nhiệt

Nhiệt độ trung bình của không khí trong thiết bị:

$$t_{kk} = \frac{20 + 550}{2} = 285^\circ\text{C}$$

Tốc độ thực tế của không khí ở nhiệt độ 285°C:

$$\omega_{kk} = \omega_{okk}(1 + \alpha.t) = 8,0(1 + \frac{285}{273}) = 16,4 \text{ m/s}$$

Theo đồ biểu ở hình (2-56) xác định được $\alpha_{đh} = 75$ và các hệ số hiệu chỉnh:

$$C_{/2} = 1, C_s = 1,0; C_\phi = 0,88.$$

Theo công thức (2-179) xác định được:

Bảng 2-6. Hệ số nhớt động học và hệ số dẫn nhiệt của không khí và khí lò

Nhiệt độ °C	Hệ số nhớt động học khí p = 760 mmHg $\nu \cdot 10^6 \text{ m}^2/\text{s}$		Hệ số dẫn nhiệt $\lambda \cdot 10^2 \text{ W/m} \cdot \text{độ}$	
	Không khí	Khí lò	Không khí	Khí lò
0	13,3	12,2	2,48	2,28
100	23,2	21,2	3,19	3,13
200	34,9	32,5	3,83	4,01
300	48,3	45,8	4,46	4,85
400	63,1	60,4	5,05	5,70
500	79,2	76,3	5,63	6,56
600	96,8	93,6	6,19	7,43
700	115,1	112,1	6,73	8,28
800	134,7	131,8	7,24	9,16
900	155,2	152,5	7,73	10,01
1000	176,7	174,3	8,20	10,90
1100	199,2	197,1	8,65	11,75
1200	22,7	221,0	9,10	12,63

$$\alpha_{kk} = 1,163 \alpha_{db} \cdot C_{z2} \cdot C_s \cdot C_\phi = 1,163 \times 75 \times 1,0 \times 1,0 \times 0,88 = 76,7 \text{ W/m}^2 \cdot \text{độ}$$

Nhiệt độ trung bình của khí lò trong thiết bị:

$$t_k = \frac{1100 + 710}{2} = 905^\circ\text{C}$$

Tốc độ thực của khí lò ở nhiệt độ 905°C là:

$$\omega_k = 3,10 \left(1 + \frac{905}{273}\right) = 13,4 \text{ m/s}$$

Hệ số nhớt động học theo bảng 2-6, ta có $\nu = 153,6 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$. Do vậy:

$$\text{Re} = \frac{\omega \cdot d}{\nu} = \frac{13,4 \times 0,053}{153,6 \cdot 10^{-6}} = 4630$$

Như vậy chế độ chuyển động của dòng chảy ở trạng thái trung gian:

$$\frac{\text{Nu}}{\text{Pr}^{0,4}} \approx 9$$

Vì $\text{Nu} = \alpha \frac{d}{\lambda}$, nên trong trường hợp này:

$$\alpha_k^{dl} = 9,0 \frac{d}{\lambda} \cdot \text{Pr}^{0,4}$$

Trong công thức trên cần xác định tiêu chuẩn Prandtl:

$$Pr = \frac{\nu}{a}$$

a - hệ số dẫn nhiệt độ:

$$a = \frac{\lambda}{C_p \rho}$$

Theo bảng (2-6) khi $t_k = 905^\circ C$, ta có $\lambda = 10,05 \cdot 10^{-2} \text{ W/m} \cdot \text{độ}$

Theo bảng (2-5) nhiệt dung riêng thể tích của khí $\rho_{ok} = 1,34 \text{ kg/m}^3$

$$C_p = \frac{1,53}{1,34} = 1,15 \text{ kJ/kg} \cdot \text{độ}$$

Tỷ trọng của khí lò ở $905^\circ C$:

$$\rho_{k(t)} = \frac{\rho_o}{1 + \alpha \cdot t} = \frac{1,34}{1 + \frac{905}{273}} = 0,31 \text{ kg/m}^3$$

Hệ số dẫn nhiệt độ:

$$a = \frac{10,05 \cdot 10^{-2} \cdot 3,6}{1,15 \times 0,31} = 1,02 \text{ m}^2/\text{h}$$

Tiêu chuẩn Prandtl với $\nu = 153,6 \cdot 10^{-6}$, ta có:

$$Pr = \frac{153,6 \cdot 10^{-6} \times 3600}{1,02} = 0,54$$

Hệ số truyền nhiệt đối lưu của khí lò:

$$\alpha_k^{dl} = 9,0 \frac{10,05 \cdot 10^{-2}}{0,053} 0,54^{0,4} = 13,4 \text{ W/m}^2 \cdot \text{độ}$$

Xác định hệ số truyền nhiệt bằng bức xạ của khí lò

Giả thiết rằng khí lò có chứa 12% CO_2 và 8% H_2O .

Chiều dày lớp bức xạ hiệu quả:

$$S_{hq} = 0,9d = 0,9 \times 0,053 = 0,0477 \text{ m.}$$

Đối với khí CO_2 có:

$$p_{\text{CO}_2} \cdot S_{hq} = 0,12 \times 0,0477 = 0,00572 \text{ at.m}$$

Đối với hơi nước có:

$$p_{\text{H}_2\text{O}} \cdot S_{hq} = 0,08 \times 0,0477 = 0,00382 \text{ at.m}$$

Với các số liệu này xác định được $\epsilon_{\text{CO}_2} = 0,035$ và $\epsilon_{\text{H}_2\text{O}} = 0,00938$ (đối với $t_k = 905^\circ\text{C}$) trong đó ϵ_{CO_2} , $\epsilon_{\text{H}_2\text{O}}$ - độ đen của CO_2 và H_2O .

Hệ số truyền nhiệt bức xạ của khí lò có thể được xác định theo công thức rút gọn sau:

$$\alpha_k^{\text{bx}} = 1,163 \cdot M (\epsilon_{\text{CO}_2} + \epsilon_{\text{H}_2\text{O}}) \quad (2-185)$$

M - thừa số là hàm bậc 4 nhiệt độ tuyệt đối của khí lò và của thành thiết bị trao đổi nhiệt. Trị số M được xác định theo đồ biểu ở hình 2-59.

Giả thiết nhiệt độ trung bình của thành thiết bị trao đổi nhiệt bằng 400°C . Theo đồ biểu ở hình 2-59 xác định được $M = 165$.

Hệ số truyền nhiệt bức xạ theo công thức (2-185):

$$\begin{aligned} \alpha_k^{\text{bx}} &= 1,163M(\epsilon_{\text{CO}_2} + \epsilon_{\text{H}_2\text{O}}) = \\ &= 1,163 \times 165(0,035 + 0,00938) = 8,5 \text{ W/m}^2 \cdot \text{độ} \end{aligned}$$

Hệ số truyền nhiệt của khí lò:

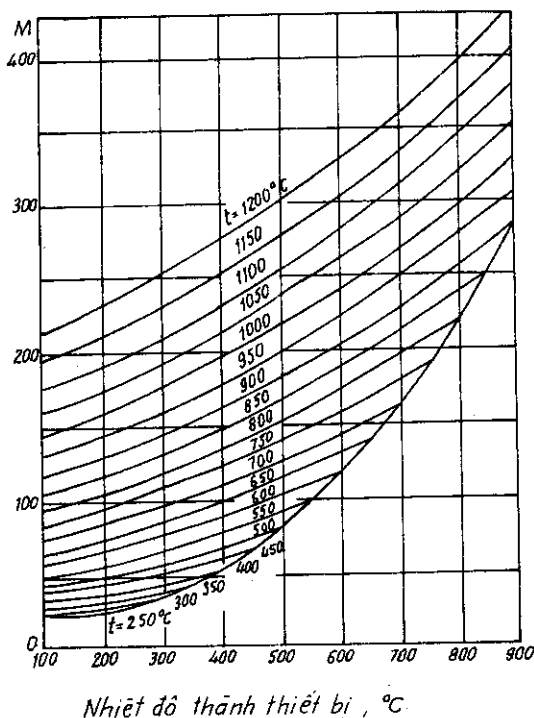
$$\alpha_k = \alpha_k^{\text{dl}} + \alpha_k^{\text{bx}} = 13,4 + 8,5 = 21,9 \text{ W/m}^2 \cdot \text{độ}$$

Hệ số truyền nhiệt trong thiết bị tính theo công thức khi bỏ qua nhiệt trở của vách ống:

$$k = \frac{\alpha_{\text{kk}} \cdot \alpha_k}{\alpha_{\text{kk}} + \alpha_k} = \frac{76,7 \times 21,9}{76,7 + 21,9} = 17,0 \text{ W/m}^2 \cdot \text{độ}$$

Bề mặt trao đổi nhiệt cần thiết của thiết bị:

$$F = \frac{q''_{\text{kk}}}{k \cdot \Delta t} = \frac{835000}{17,0 \times 619} = 79,5 \text{ m}^2$$



Hình 2-59. Thừa số M trong công thức (2-185) phụ thuộc vào nhiệt độ của khí lò và nhiệt độ của thành thiết bị trao đổi nhiệt

Đường kính trung bình của ống:

$$d = \frac{0,06 + 0,053}{2} = 0,0565 \text{ m}$$

Chiều dài ống cần có:

$$L = \frac{F}{\pi \cdot d \cdot n} = \frac{79,5}{3,14 \times 0,0565 \times 216} = 2,08 \text{ m}$$

Ở trên đã xác định chiều cao của một ngăn (ngăn) không khí là 0,4 m. Chấp nhận không khí chuyển động qua 4 ngăn và qua 2 ngăn bảo vệ ở phần trên của thiết bị (hình 2-54), có chiều cao mỗi ngăn 250 mm, vì vậy chiều dài của ống:

$$L = 4 \times 0,4 + 2 \times 0,25 = 2,10 \text{ m}$$

Tính đến sự bù trừ nhiệt và các mất gán ống ta lấy chiều dài của ống bằng 2,3 m (chiều cao của thiết bị).

Kích thước của thiết bị theo tiết diện ngang:

- chiều rộng: $0,09 \times 12 \approx 1,1 \text{ m}$

- chiều dài: $0,09 \times 18 \approx 1,62 \text{ m}$

Xác định nhiệt độ cao nhất của thành ống thiết bị khi biết:

$$\alpha_{kk} = 76,7 \text{ W/m}^2 \cdot \text{độ}; \alpha_k = 21,9 \text{ W/m}^2 \cdot \text{độ}$$

Theo đồ thị ở hình 2-12 xác định được:

$$\frac{t_{th} - t''_{kk}}{t'_k - t''_{kk}} = 0,24 = \frac{t_{th} - 550}{1100 - 550}$$

Từ đó ta tính được $t_{th, \max} = 682^\circ\text{C}$, ở nhiệt độ cực đại này của thành ống phù hợp với loại thép đã chọn trên.

3. Xác định tổn thất áp suất trong thiết bị trao đổi nhiệt

Đầu tiên xác định tổn thất áp suất trên đường dẫn không khí. Tốc độ thực tế của không khí tại chỗ tiết diện hẹp ở nhiệt độ $t_{kk} = 285^\circ\text{C}$ là $\omega_{kk} = 16,4 \text{ m/s}$; biết $S_1/d = S_2/d = 1,5$; $d = 0,06 \text{ m}$.

Tổng số dây ống của 4 ngăn:

$$Z_2 = 4 \times 18 = 72$$

Theo biểu đồ ở hình 2-20 xác định được:

$$C_s = 1,4; C_d = 0,84; \Delta h = 2,25$$

Theo công thức (2-182):

$$\begin{aligned} h_{chl} &= 9,81 C_s C_d \Delta h (Z_2 + 1) = \\ &= 9,81 \times 1,4 \times 0,84 \times 2,25 (72 + 1) = 1900 \text{ N/m}^2 \end{aligned}$$

Xác định trở lực cục bộ ở các hộp nối (không khí đổi chiều 180°).

Chấp nhận tốc độ không khí ở các hộp nối $\omega_{okk} = 6,0 \text{ m/s}$ và hệ số trở lực khi đổi chiều 90° trong hộp nối $\zeta = 1,0$. Ở thiết bị có 3 hộp nối đổi chiều 180° , vì vậy hệ số trở lực tổng của cả 3 hộp nối là:

$$\begin{aligned} \zeta &= 1,0 \times 2 \times 3 = 6,0 \\ \text{Biết } t_{kk} &= 282^\circ\text{C}; \rho_{okk} = 1,293 \text{ kg/m}^3, \text{ ta xác định được:} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} h_{ch2} &= \zeta \frac{\omega_{okk}^2}{2} \rho_0 (1 + \alpha.t) = 6,0 \frac{6,0^2}{2} 1,293 (1 + \frac{285}{273}) \\ &= 286,4 \text{ N/m}^2 \end{aligned}$$

Xác định trở lực tại hộp nối dẫn không khí vào thiết bị (lo่ đều dần).

Tốc độ không khí trong ống dẫn ở điều kiện chuẩn $\omega_{okk} = 10,0 \text{ m/s}$.

Tỉ số tiết diện của đoạn ống loe:

$$\frac{F_1}{F_2} = 0,1; \text{ góc loe } \alpha = 40^\circ \text{ có hệ số trở lực } \zeta' = 0,81$$

Vì vậy:

$$h_{cb3} = 0,81 \frac{10,0^2}{2} 1,293 (1 + \frac{20}{273}) = 55,4 \text{ N/m}^2$$

Xác định trở lực tại hộp nối dẫn không khí ra khỏi thiết bị (thu hẹp dần).

Chấp nhận giống như hộp nối dẫn không khí vào, ta có:

$$F_1/F_2 = 0,1; \text{ góc thu hẹp } \alpha = 40^\circ; t_{kk} = 550^\circ\text{C}; \omega_{okk} = 10,0 \text{ m/s}; \zeta = 0,1.$$

Vì vậy:

$$h_{cb4} = 0,1 \frac{10,0^2}{2} 1,293 (1 + \frac{550}{273}) = 19,6 \text{ N/m}^2$$

Tổng tổn thất áp suất trên đường dẫn không khí của thiết bị:

$$\sum h_{kk} = 1900 + 286,4 + 55,4 + 19,6 = 2261,4 \text{ N/m}^2$$

Xác định tổn thất áp suất trong thiết bị trên đường dẫn khí lò

- Xác định trở lực ma sát:

Hệ số ma sát tính theo công thức: $\mu = \frac{A}{Re^n}$ với $Re = 4630$.

Đối với ống kim loại nhám: $A = 0,129$; $n = 0,12$, ta có:

$$\mu = \frac{0,129}{Re^{0,12}} = \frac{0,129}{4630^{0,12}} = 0,047$$

Với đường dẫn khí lò có:

$$L = 2,3 \text{ m}; d = 0,053 \text{ m}; t_k = 905^\circ\text{C};$$

$$\rho_{0k} = 1,34 \text{ kg/m}^3; \omega_{0k} = 3,1 \text{ m/s}$$

Vậy:

$$\begin{aligned} h_{ms} &= \mu \frac{\omega_{0k}^2}{2} \rho_{0k} (1 + \alpha.t) \frac{L}{d} = \\ &= 0,047 \frac{3,1^2}{2} 1,34 (1 + \frac{905}{273}) \frac{2,3}{0,053} = 56,4 \text{ N/m}^2 \end{aligned}$$

- Xác định trở lực cục bộ khi khí lò vào các ống của thiết bị:

Biết $\omega_{0k} = 3,1 \text{ m/s}$; $t'_k = 1100^\circ\text{C}$ xác định được $\zeta = 3,5$. Vậy:

$$h_{cb1} = 3,5 \frac{3,1^2}{2} 1,34 (1 + \frac{1100}{273}) = 112,8 \text{ N/m}^2$$

12

- Xác định trở lực cục bộ khi khí ra khỏi các ống của thiết bị

Khi $\omega_{0k} = 3,1 \text{ m/s}$; $t''_k = 710^\circ\text{C}$ thì $\zeta = 1,0$ (ra khỏi ống). Vậy:

$$h_{cb2} = 1,0 \frac{3,1^2}{2} 1,34 (1 + \frac{710}{273}) = 23,2 \text{ N/m}^2$$

- Xác định cột năng hình học

Nhiệt độ trung bình của khí lò $\bar{t}_k = 905^\circ\text{C}$. Nhiệt độ không khí xung quanh $t_{kk} = 20^\circ\text{C}$. Chiều cao thiết bị (chiều dài ống) $H = L = 2,3 \text{ m}$.

Khối lượng riêng của không khí ở điều kiện thực tế (20°C) bằng:

$$\rho_{kk} = \frac{\rho_{0kk}}{1 + \alpha.t} = \frac{1,293}{1 + \frac{20}{273}} = 1,205 \text{ kg/m}^3$$

Khối lượng riêng của khí lò ở 905°C :

$$\rho_k = \frac{1,34}{1 + \frac{905}{273}} = 0,311 \text{ kg/m}^3$$

Vậy:

$$h_{hh} = 9,81H(\rho_{kk} - \rho_k) = 9,81 \times 2,3 \times (1,205 - 0,311) = 20,2 \text{ N/m}^2$$

Vì khí lò chuyển động từ trên xuống, nên cột năng hình học cản trở sự chuyển động và gây tổn thất.

Tổng trở lực trên đường dẫn khí lò:

$$\sum h_k = 56,4 + 112,8 + 23,2 + 20,2 = 212,6 \text{ N/m}^2$$

2.7.3. Thiết bị trao đổi nhiệt bức xạ

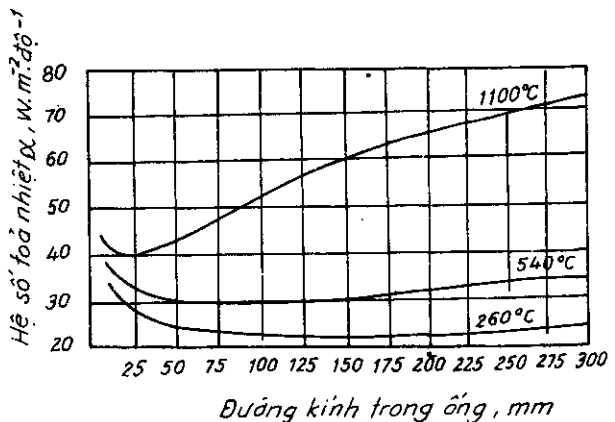
1. Phần chung và cấu trúc thiết bị

Khi nhiệt độ của khí lò vào thiết bị cao hơn $900 - 1000^\circ\text{C}$ thì lượng nhiệt truyền bằng bức xạ sẽ là chủ yếu. Trong các thiết bị trao đổi nhiệt bức xạ, thường người ta để cho khí lò chuyển động với tốc độ nhỏ trong ống dẫn có đường kính lớn, bởi vì lượng nhiệt truyền bằng bức xạ chỉ tỉ lệ với chiều dày lớp khí bức xạ chứ không phụ thuộc vào tốc độ dòng khí.

Trên hình (2-60) ta thấy, khi nhiệt độ của khí lò $500 - 550^\circ\text{C}$ thì ảnh hưởng của bức xạ trong sự truyền nhiệt còn tương đối nhỏ, vì vậy để các thiết bị trao đổi nhiệt kiểu bức xạ hoạt động có hiệu quả chỉ nên sử dụng chúng trong các điều kiện khi khí lò ra khỏi thiết bị có nhiệt độ cao hơn $600 - 700^\circ\text{C}$.

Ưu điểm chủ yếu của thiết bị trao đổi nhiệt bức xạ so với các thiết bị trao đổi nhiệt đối lưu là chúng có thể nung nóng không khí hoặc khí đốt đến nhiệt độ cao, nhưng lại tiêu tốn số lượng thép chịu nhiệt để chế tạo thiết bị ít hơn, do có tải trọng nhiệt riêng phần bề mặt trao đổi nhiệt lớn hơn. Trong các thiết bị trao đổi nhiệt bức xạ, người ta cần tạo cho không khí hoặc khí đốt cần nung nóng có tốc độ chuyển động lớn (20 - 30 m/s hoặc hơn) để làm cho nhiệt được tản nhanh từ thành ống khiến nhiệt độ của nó giảm đi.

Theo các số liệu thực

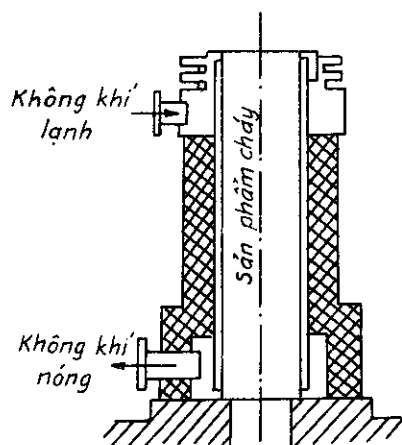


Hình 2-60. Ảnh hưởng của nhiệt độ đến sự truyền nhiệt của khí lò đi qua ống có đường kính khác nhau (tốc độ khí 3,0 m/s), thành phần của khí: 6,5% CO₂; 18% H₂O

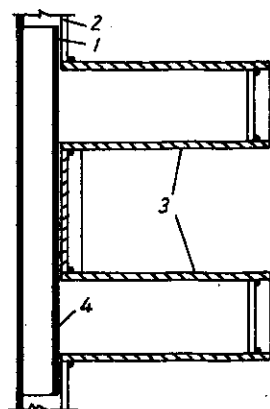
nghiệm và thực tế sản xuất, nhiệt độ cực đại của thành ống thiết bị trao đổi nhiệt bức xạ chỉ cao hơn nhiệt độ nung nóng không khí (khí đốt) không quá $100 - 130^{\circ}\text{C}$. Điều này giải thích cho việc, nếu người ta dùng các loại thép bền nhiệt để chế tạo thiết bị trao đổi nhiệt, thì đối với các thiết bị trao đổi nhiệt đối lưu nhiệt độ tối đa của khí lò vào thiết bị chỉ là 1100°C , còn đối với thiết bị trao đổi nhiệt bức xạ nhiệt độ tối đa của khí lò vào thiết bị cho phép cao hơn, đến 1600°C . Như vậy đã mở rộng được phạm vi sử dụng của thiết bị trao đổi nhiệt kim loại, bởi vì đối với nhiều loại lò công nghiệp nhiệt độ khí lò khoảng $1300 - 1600^{\circ}\text{C}$ (các giếng nung, các lò phản xạ luyện gang, các lò nấu chảy kim loại màu v.v...).

Cũng cần nhận thấy rằng, nếu như đa phần các thiết bị trao đổi nhiệt đối lưu yêu cầu có sức hút nhân tạo bởi vì hệ số truyền nhiệt của thiết bị tỉ lệ thuận với tốc độ chuyển động của khí lò, còn đối với các thiết bị trao đổi nhiệt bức xạ thông thường không đòi hỏi sức hút nhân tạo trên đường dẫn khí lò bởi vì ống dẫn khí lò rộng và thẳng, còn tốc độ của khí lò nhỏ, không ảnh hưởng đến hệ số truyền nhiệt. Trở lực khí động trên đường dẫn khí lò của thiết bị trao đổi nhiệt bức xạ thường nhỏ.

Một ưu điểm quan trọng nữa của thiết bị trao đổi nhiệt bức xạ là sự bám bụi đối với bề mặt trao đổi nhiệt nhỏ hơn nhiều so với thiết bị trao đổi nhiệt đối lưu. Ngoài ra, thành ống thiết bị trao đổi nhiệt bức xạ thường được đặt



Hình 2-81. Thiết bị trao đổi nhiệt bức xạ có kênh vành khăn hẹp



Hình 2-82. Bộ phận bù trừ
1. Ống trụ trong; 2. Ống trụ ngoài; 3. Hộp bù trừ hình vòng; 4. Tấm che phủ

đứng nên nó cản trở sự lắng bụi trên bề mặt, và lớp bụi lắng lại cũng dễ bị phá vỡ rơi xuống.

Nhược điểm của thiết bị trao đổi nhiệt bức xạ là kích thước lớn hơn so với thiết bị trao đổi nhiệt đối lưu có cùng một công suất nhiệt.

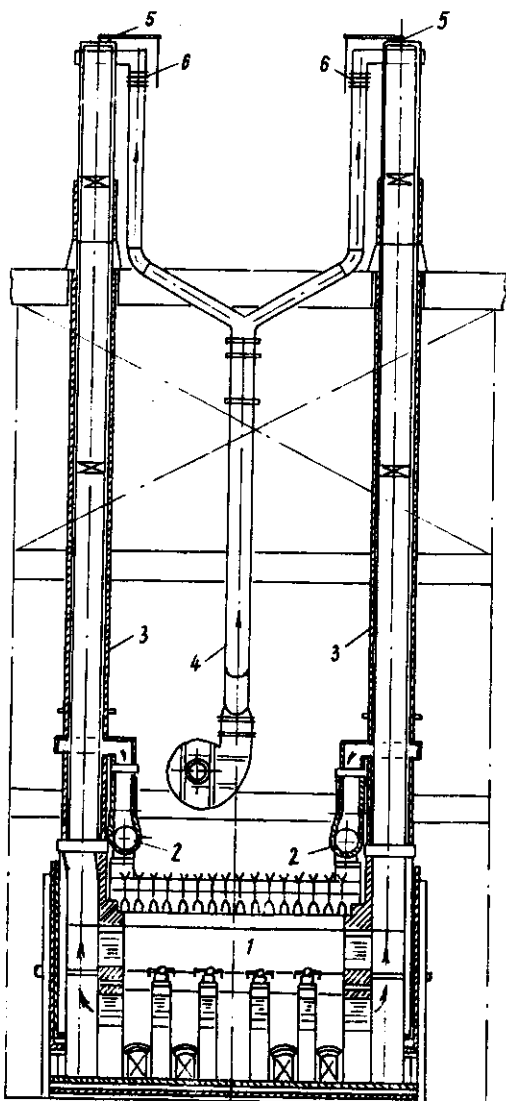
Với các điểm đã nêu trên ta thấy, các thiết bị trao đổi nhiệt bức xạ thích hợp khi cần nung nóng không khí (khí đốt) đến nhiệt độ cao và khi khí lò có chứa nhiều bụi, muối, xỉ.

Hiện nay người ta thường sử dụng hai loại cấu trúc thiết bị trao đổi nhiệt bức xạ sau: thiết bị trao đổi nhiệt bức xạ có kênh vành khăn hẹp và thiết bị trao đổi nhiệt bức xạ kiểu ống.

- *Thiết bị trao đổi nhiệt bức xạ có kênh vành khăn hẹp*

Đây là loại thiết bị trao đổi nhiệt bức xạ phổ biến nhất. Thiết bị gồm hai hình trụ đồng tâm (hình 2-61) được chế tạo bằng thép tấm chịu nhiệt dày 4 đến 8 mm. Ống trụ bên trong dùng để dẫn khí lò, còn không khí (khí đốt) chuyển động theo kênh vành khăn nằm giữa ống trụ trong và ống trụ ngoài.

Đường kính của ống trụ bên trong dẫn khí lò thường nằm



Hình 2-63. Lắp đặt các thiết bị trao đổi nhiệt bức xạ có kênh vành khăn hẹp ở phần cuối của lò nung liên tục nung thép cán
1. Phần cuối của lò nung; 2. Ống góp không khí nóng; 3. Thiết bị trao đổi nhiệt bức xạ; 4. Quạt gió và ống dẫn không khí lạnh; 5. Van điều chỉnh trên đường dẫn khí lò; 6. Van điều chỉnh trên đường dẫn không khí.

trong khoảng từ 0,5 đến 1,5 m. Chiều rộng kênh vành khăn hẹp để dẫn không khí (khí đốt) lấy từ 5 đến 70 mm. Hai đầu của thiết bị có hộp nối để dẫn không khí (khí đốt) vào và ra khỏi thiết bị (hình 2-61). Ngoài ra thường bố trí cấp không khí hoặc khí đốt vào hộp góp theo hướng tiếp tuyến để phân bố không (khí đốt) đồng đều hơn trong không gian vành khăn hẹp.

Ống trụ ngoài được bọc lớp cách nhiệt để làm giảm sự mất nhiệt ra không gian bên ngoài.

Do ống trụ bên trong bị nung nóng nhiều hơn so với ống trụ ngoài, vì vậy xuất hiện sự dãn nở nhiệt lớn. Muốn đảm bảo cho nó dãn dài một cách tự do, người ta gắn vào ống trụ ngoài một bộ bù trừ như ở hình 2-62. Trong những trường hợp khi kích thước của thiết bị trao đổi nhiệt không lớn thì bản thân các hộp hình vòng (hình 2-61) có thể thực hiện chức năng của bộ bù trừ cho các ống trụ trong và trụ ngoài.

Phần trên thiết bị được treo để tránh biến dạng do trọng lượng của thiết bị sinh ra. Chiều dài lớn nhất của thiết bị trao đổi nhiệt bức xạ đặt đứng có thể tới 28 m.

Để đảm bảo phân bố đồng đều môi chất đi trong không gian vành khăn hẹp, người ta đặt vào giữa các ống trụ những gờ định hướng, đồng thời chúng cũng là những tấm đệm tạo khoảng cách giữa ống trong và ngoài. Các gờ định hướng còn làm tăng diện tích bề mặt trao đổi nhiệt. Thông thường người ta hàn các gờ định hướng vào ống trụ dẫn khí lò, làm như vậy nhiệt độ của thành ống trụ bên trong sẽ giảm xuống và độ bền nhiệt sẽ tăng lên.

Người ta có thể bố trí chuyển động của môi chất trong kênh vành khăn hẹp là thuận dòng hoặc ngược dòng so với chuyển động của khí lò. Thông thường, khi nhiệt độ của khí lò vào thiết bị thấp hơn 1000 - 1100°C thì nên sử dụng sơ đồ chuyển động ngược dòng, còn khi nhiệt độ khí lò cao hơn 1100°C thì sử dụng sơ đồ thuận dòng.

Thiết bị trao đổi nhiệt bức xạ kênh vành khăn hẹp thường được đặt thẳng đứng, tuy nhiên đôi khi cũng gặp trường hợp thiết bị đặt nằm ngang. Nhưng khi đặt nằm ngang, khó đảm bảo độ bền của thiết bị, dễ bị bám bụi và khó nung đều.

Hiện nay người ta thường sử dụng các thiết bị trao đổi nhiệt bức xạ có kênh vành khăn hẹp cho các lò giềng nung và các lò nung liên tục trong luyện kim.

Hình 2-63 mô tả việc lắp đặt các thiết bị trao đổi nhiệt bức xạ có kênh vành khăn hẹp đặt đứng ở phần cuối của lò nung liên tục nung thép cán nóng. Thiết bị này làm việc theo sơ đồ ngược dòng.

Không khí cần nung nóng được quạt gió đẩy lên phần trên của thiết bị rồi đi xuống phần dưới của nó. Phân bố không khí đều cho cả hai thiết bị trao đổi nhiệt và nhờ có các van điều chỉnh trên đường dẫn khí lò và không khí người ta tiến hành phân bố đều cả dòng khí lò và không khí đi vào thiết bị.

Các số liệu vận hành cơ bản của thiết bị trao đổi nhiệt bức xạ kênh vành khăn hẹp kiểu Eser dùng để nung nóng không khí và khí đốt (nung nóng khí lò cao) cho lò nung thép cán liên tục được cho trong bảng 2-7. Các thiết bị kiểu Eser được sử dụng nhiều cho lò luyện kim và các lò nấu thủy tinh.

Các sơ đồ chuyển động của khí trong thiết bị được trình bày trên hình 2-64.

Khi tỷ số giữa chiều cao và đường kính từ 2 đến 3 làm tăng bức xạ nhiệt ở không gian trước thiết bị và tăng nhiệt độ mặt trong ống trụ và có ưu điểm làm tăng hệ số α_{Σ} về phía khí lò. Nếu tỷ số này ≈ 22 thì bức xạ năng lượng trên sẽ ảnh hưởng xấu đến chất lượng của thiết bị vì chỉ làm tăng nhiệt độ thành ống còn α_{Σ} tăng không đáng kể.

Nhược điểm của thiết bị bức xạ có không gian vành khăn hẹp khi đặt đứng là khi sửa chữa thiết bị phải ngừng lò vì thiết bị còn làm nhiệm vụ của ống khói.

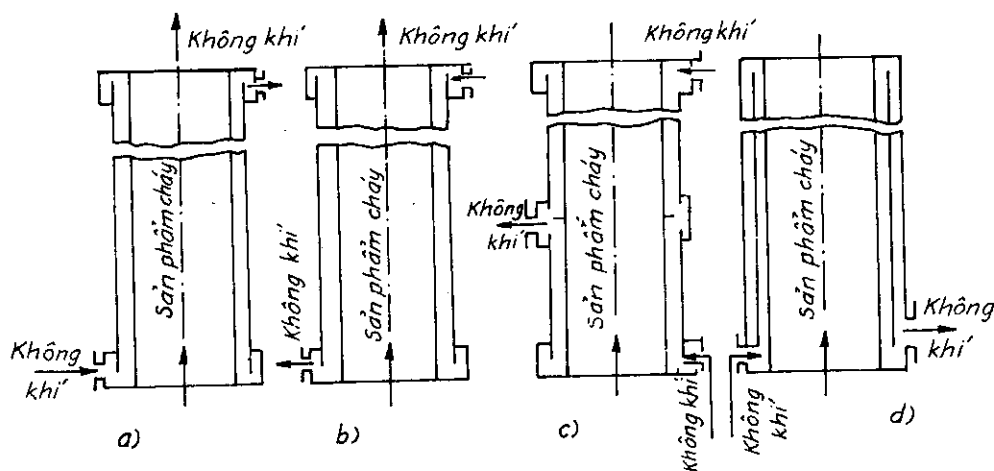
- Thiết bị trao đổi nhiệt bức xạ kiểu ống

Nhìn từ khía cạnh độ bền xây dựng thì các thiết bị trao đổi nhiệt có kênh vành khăn hẹp chỉ đủ bền khi áp suất không khí nhỏ hơn 4000 - 5000 N/m^2 (400 - 500 mmH_2O). Khi áp suất của không khí (khí đốt) tăng cao hơn thì độ bền của các ống trao đổi nhiệt bức xạ hình trụ sẽ bị giảm đi đáng kể và để tạo được cấu trúc có độ bền cần thiết, cần phải tăng chiều dày trụ và phải tăng tiết diện các gờ định hướng, dẫn tới phải tiêu tốn một lượng lớn thép bền nhiệt và xây dựng tốn kém.

Với mục đích tăng độ bền của các thiết bị trao đổi nhiệt bức xạ, trong nhiều trường hợp khi áp suất lớn, đường kính thiết bị lớn, nên sử dụng các thiết bị trao đổi nhiệt bức xạ kiểu ống. Trong các thiết bị kiểu này môi chất cần nung nóng (không khí, khí đốt) không chuyển động trong kênh vành khăn nằm giữa hai ống hình trụ làm bằng thép lá, mà chuyển động theo các ống đường kính nhỏ phân bố gần thành ống dẫn khí lò có tiết diện lớn.

Bảng 2- 7. Các chỉ số công tác của thiết bị trao đổi nhiệt bức xạ có kênh vành khăn hẹp để nung nóng không khí và khí đốt cho lò nung thép cán liên tục

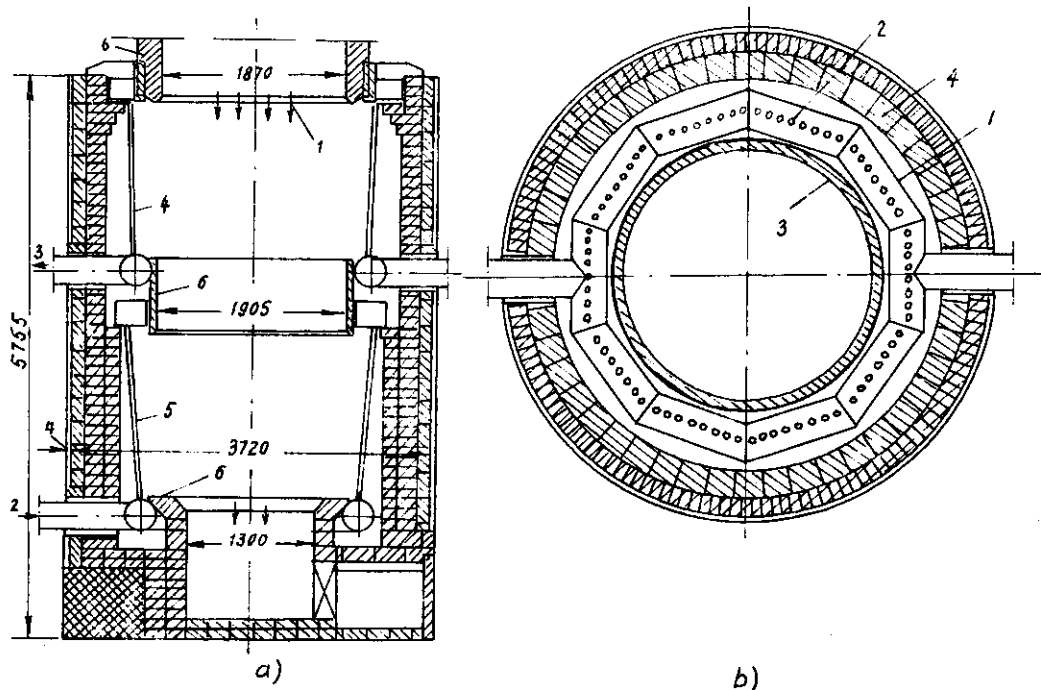
Các chỉ số	Thiết bị trao đổi nhiệt bức xạ	
	Nung không khí	Nung khí đốt
Lượng môi chất cần nung nóng, $10^3 \cdot \text{m}^3/\text{h}$	15,0	15,6
Nhiệt độ khí lò, $^{\circ}\text{C}$:		
- khí vào thiết bị trao đổi nhiệt	940	940
- khí ra khỏi thiết bị trao đổi nhiệt	515	-
Nhiệt độ nung nóng của môi chất khí ra khỏi thiết bị trao đổi nhiệt, $^{\circ}\text{C}$	500	460
Độ giảm áp suất trên đường dẫn môi chất cần nung nóng, N/m^2	3240	1370



Hình 2-64. Các sơ đồ chuyển động trong thiết bị trao đổi nhiệt có kênh vành khăn hẹp
a. Khí chuyển động cùng chiều; b. Khí chuyển động ngược chiều;
c. Khí chuyển động phức hợp (cùng chiều và ngược chiều); d. Khí chuyển động đối chiều.

Trên hình 2-65 mô tả cấu trúc thiết bị trao đổi nhiệt bức xạ kiểu ống "Inca" của Thụy Điển dùng cho lò nấu thủy tinh.

Thiết bị trao đổi nhiệt "Inca" gồm hai "giỏ" ống phân bố đồng trục, cái này đặt trên cái kia. Đầu tiên không khí cần nung nóng sẽ đi vào bộ góp dưới của giỏ phía dưới, đi lên theo các ống nhỏ rồi đi vào bộ góp trên của giỏ phía dưới. Sau đó chuyển động theo các ống dẫn bọc cách nhiệt nằm bên ngoài (chạy bên ngoài thiết bị trao đổi nhiệt nên trên hình vẽ



Hình 2-65. Thiết bị trao đổi nhiệt bức xạ kiểu ống "Inca"

a. Tiết diện đứng:

1. Đường khí lò vào thiết bị; 2. Đường không khí lạnh vào thiết bị; 3. Đường không khí nóng ra khỏi thiết bị; 4. Các ống nhỏ của "giỏ" phía trên; 5. Các ống nhỏ của "giỏ" phía dưới; 6. Các vòm bảo vệ ống góp vòng.

b. Tiết diện ngang:

1. Ống vòng góp không khí; 2. Các ống nhỏ;

không nhìn thấy) và đi vào bộ góp trên của giỏ phía trên, theo các ống nhỏ đi xuống vào bộ góp dưới của giỏ phía trên và sau đó đi ra khỏi thiết bị.

Khí lò đi qua thiết bị từ trên xuống dưới không thay đổi hướng chuyển động.

Như vậy trong thiết bị trao đổi nhiệt "Inca", áp dụng sơ đồ chuyển động ngược dòng - thuận dòng giữa khí lò và không khí. Ở phần trên của thiết bị nơi nhiệt độ của khí lò cao thì sử dụng sơ đồ chuyển động thuận dòng, còn ở phần dưới của thiết bị khi nhiệt độ của khí lò đã hạ thấp hơn thì sử dụng sơ đồ chuyển động ngược dòng. Sự bố trí sơ đồ chuyển động phức hợp thuận dòng - ngược dòng trong cùng một thiết bị ở đây là phù hợp, đảm bảo độ bền cho các ống của thiết bị.

Đối với thiết bị "Inca" trên hình 2-65, tổng diện tích bề mặt các ống của cả hai giỏ bằng $32,5 \text{ m}^2$. Thiết bị này được dùng cho lò nấu thủy tinh năng suất 17 đến 18 tấn/24 giờ, đốt bằng dầu madút.

Các số liệu vận hành của thiết bị "Inca" như sau:

Lượng khí lò, m^3/h	1910
Lượng không khí được nung nóng, m^3/h	1630
Nhiệt độ khí lò, $^{\circ}C$:	
- khi vào thiết bị trao đổi nhiệt	1300
- khi ra khỏi thiết bị trao đổi nhiệt	600
Nhiệt độ nung nóng không khí, $^{\circ}C$	800 - 820
Tải trọng nhiệt trung bình cho "giỏ" ống, kW/m^2	
- giỏ trên	14,0
- giỏ dưới	12,80

2. Phương pháp tính toán thiết bị trao đổi nhiệt bức xạ

a. Thiết bị trao đổi nhiệt bức xạ có kênh vành khăn hẹp

Để xác định hệ số truyền nhiệt đối lưu của không khí trong kênh vành khăn, có thể áp dụng công thức sau:

$$Nu = 0,023.Re^{0,82} \quad (2-186)$$

$$\alpha_{dl} = 0,023.Re^{0,82} \frac{\lambda}{d_{qd}}$$

$$d_{qd} = \frac{4.f_{kk}}{S} \quad (2-187)$$

trong đó:

d_{qd} - đường kính qui dẫn của kênh, m

f_{kk} - tiết diện kênh, m^2

S - chu vi kênh, m

Hệ số truyền nhiệt bức xạ về phía khí lò xác định theo công thức:

$$a \frac{T_{th}^4}{T_o^4} + \frac{T_{th}}{T_o} - 1 = 0$$

$$T_o = \frac{C}{\alpha_{kk}} \cdot \frac{T_k^4}{100^4} + T_{kk} \quad (2-188)$$

$$a = \frac{C}{100 \cdot \alpha_{kk}^{dl}} \cdot \frac{T_o^3}{100^3}$$

$$C = \frac{5,7}{\frac{1}{\varepsilon_{th}} + \frac{1}{\varepsilon_k} - 1}$$

trong đó:

T_k, T_{kk}, T_{th} - nhiệt độ khí lò, không khí, thành ống, °K

C - hệ số truyền nhiệt bức xạ, $W/m^2 \cdot ^\circ K^4$

α_{kk}^{dl} - hệ số truyền nhiệt đối lưu trong môi trường không khí, $W/m^2 \cdot ^\circ K$

$\varepsilon_k, \varepsilon_t$ - độ đen của khí lò và của thành ống.

Sau khi xác định được hệ số truyền nhiệt bức xạ trung bình về phía khí lò, cần tính ảnh hưởng bức xạ nhiệt ở phần trước thiết bị đã làm tăng hệ số truyền nhiệt bức xạ. Tỷ lệ tăng đó phụ thuộc vào H/D , nhiệt độ khí lò vào thiết bị và đường kính trong của nó (xem bảng 2-8).

Hệ số truyền nhiệt đối lưu của khí lò được tính như trường hợp khí mang nhiệt chuyển động trong ống.

Hệ số ma sát trong kênh vành khăn được xác định theo công thức:

- khi không có gờ trong kênh:

$$\lambda = 0,23 \cdot Re^{0,206} \quad (2-189)$$

- khi có gờ trong kênh:

$$\lambda = \frac{0,23}{Re^{0,206}} K_T \quad (2-190)$$

$$K_T = \frac{(S_p + \Delta)^2 \cdot (S_p + 1)}{S_p^2}$$

trong đó:

S_p - tỉ số khoảng cách giữa hai gờ với chiều rộng của kênh;

Bảng 2-8. Tỷ lệ tăng hệ số truyền nhiệt bức xạ của khí lò do ảnh hưởng của bức xạ nhiệt ở phần trước của thiết bị

Tỉ số H/D	Tỉ lệ tăng (%) đối với thiết bị trao đổi nhiệt có đường kính, m			
	0,5		1,5	
	$t_k = 1000^\circ C$	$t_k = 1300^\circ C$	$t_k = 1000^\circ C$	$t_k = 1300^\circ C$
2	20	30	40	60
3	15	25	30	40
5	10	15	20	30
7	5	10	15	20

Δ - tỉ số giữa chiều dày của gờ với chiều rộng của kênh.
Khoảng cách giữa các gờ lân cận trong kênh tính theo công thức:

$$\frac{\pi D}{n} - \delta_g \quad (2-191)$$

trong đó:

n - số lượng gờ trong kênh;

δ_g - chiều dày của gờ.

Tốc độ không khí trong kênh chọn $\omega_k = 10 \div 40 \text{ m/s}$, còn tốc độ trong thiết bị $\omega_{ok} = 0,5 \div 1,0 \text{ m/s}$ phụ thuộc vào chiều dài kênh dẫn khí.

b. Thiết bị trao đổi nhiệt bức xạ kiểu ống

Lượng nhiệt truyền bằng bức xạ từ phía khí lò:

$$q = C[(T_k/100)^4 - (T_{th}/100)^4] \quad (2-192)$$

C - hệ số bức xạ qui dẫn:

$$C = 5,7 \frac{\epsilon_k \cdot \epsilon_{th}}{\epsilon_k + \varphi(1 - \epsilon_k) \cdot \epsilon_{th}} \quad (2-193a)$$

trong đó:

$\epsilon_k, \epsilon_{th}$ - độ đen của khí lò và thành ống;

φ - hệ số góc bức xạ từ ống dẫn không khí đến mặt trụ thiết bị;

$$\varphi = \frac{d_{ng} \cdot n}{D + d_{ng} \cdot n} \quad (2-193b)$$

trong đó:

d_{ng} - đường kính ngoài của ống dẫn không khí, m

D - đường kính trong của ống trụ thiết bị trao đổi nhiệt, m

n - số ống dẫn không khí.

Nhiệt độ trung bình của thành ống và tỷ lệ tăng hệ số truyền nhiệt bức xạ trong môi trường khí lò cũng được tính như đối với ống dẫn bức xạ có khe hẹp.

Lượng nhiệt truyền bằng đối lưu trong môi trường khí lò nhỏ nên có thể bỏ qua. Tính trở lực khí động trong thiết bị cũng giống như đối với các thiết bị khác đã trình bày ở trên.

3. Ví dụ tính thiết bị trao đổi nhiệt bức xạ

a. Điều kiện ban đầu

Cần tính thiết bị trao đổi nhiệt bức xạ là một bộ phận của thiết bị trao đổi nhiệt liên hợp bức xạ - đối lưu (hình 2-66). Thiết bị trao đổi nhiệt bức xạ này là kiểu thiết bị có kênh vành khăn hẹp và được chế tạo bằng thép X25T, chiều dày các lá thép là 6 mm.

Nhiệt độ không khí vào thiết bị (đi từ phần thiết bị trao đổi nhiệt đối lưu sang) $t'_{kk} = 420^{\circ}\text{C}$. Nhiệt độ không khí ra khỏi thiết bị $t''_{kk} = 600^{\circ}\text{C}$. Nhiệt độ khí lò vào thiết bị $t'_k = 1050^{\circ}\text{C}$.

Lượng không khí cần nung $L = 2500 \text{ m}^3/\text{h}$; lượng khí lò vào thiết bị $V = 2900 \text{ m}^3/\text{h}$.

Trong khí lò có 19% CO_2 và 1% H_2O

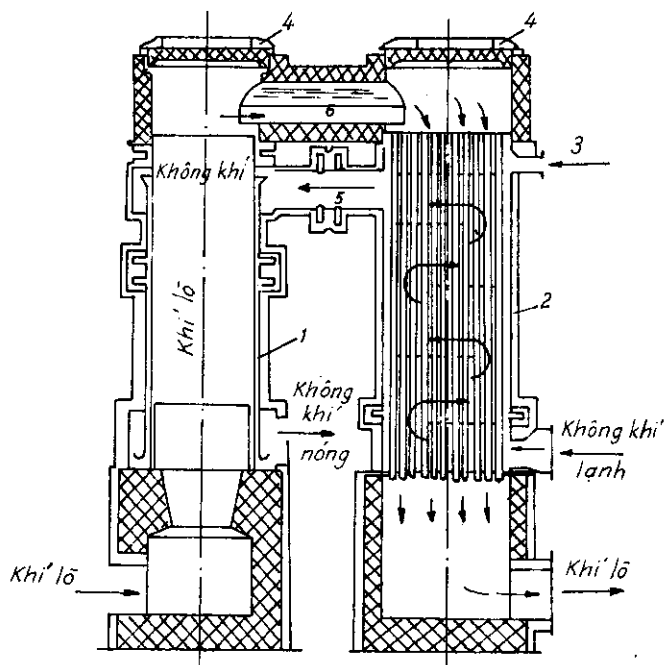
b. Chọn và xác định các kích thước của thiết bị

Thiết bị này đặt ở lò nấu gang, có tốc độ không khí chuyển động trong kênh là 10 m/s. Ta chấp nhận các kích thước sau của thiết bị: đường kính trong của ống trụ 1100 mm; chiều rộng kênh vành khăn 19 mm; số gờ trong kênh là 24; tiết diện gờ định hướng là 14 x 16 mm.

Khí chiều dày thép lá là 6 mm thì đường kính trong của kênh là 1112 mm, đường kính ngoài là 1150 mm.

Tiết diện kênh để không khí qua:

$$f_{kk} = 0,785 \times 1,15^2 \times 0,785 \times 1,112^2 - 0,006 \times 0,014 \times 24 = 0,0655 \text{ m}^2$$



Hình 2-66. Thiết bị trao đổi nhiệt liên hợp bức xạ - đối lưu
1. Thiết bị trao đổi nhiệt bức xạ; 2. Thiết bị trao đổi nhiệt đối lưu; 3. Không khí để làm nguội tấm phía trên; 4. Cửa nắp để làm sạch mặt khí lò của thiết bị; 5. Kênh nối dẫn không khí; 6. Kênh nối dẫn khí lò

Tiết diện để khí lò qua:

$$f_k = 0,785 \times 1,1^2 = 0,95 \text{ m}^2$$

Tốc độ không khí trong thiết bị:

$$\omega_{kk} = \frac{2500}{3600 \times 0,0655} = 10,6 \text{ m/s}$$

Tốc độ khí lò trong thiết bị:

$$\omega_k = \frac{2900}{3600 \times 0,95} = 0,85 \text{ m/s}$$

Nhiệt dung riêng của không khí ở 420°C (trước khi vào thiết bị) là:

$$C'_{kk} = 1,33 \text{ kJ/m}^3 \cdot \text{độ} \text{ (theo bảng 2-5).}$$

Lượng nhiệt do không khí mang vào thiết bị:

$$q'_k = \frac{2500 \times 1,33 \times 420}{3,6} = 388000 \text{ W}$$

Nhiệt dung riêng thể tích của không khí ở 600°C (khí ra khỏi thiết bị) là:

$$C''_{kk} = 1,36 \text{ kJ/m}^3 \cdot \text{độ} \text{ (theo bảng 2-5).}$$

Lượng nhiệt do không khí mang ra khỏi thiết bị là:

$$q''_{kk} = \frac{2500 \times 1,36 \times 600}{3,6} = 566000 \text{ W}$$

Lượng nhiệt không khí nhận được trong thiết bị:

$$q_{kk} = q''_{kk} - q'_{kk} = 566000 - 388000 = 178000 \text{ W.}$$

Lượng nhiệt do khí lò mang vào thiết bị (khí $t'_k = 1050^\circ\text{C}$; $C'_k = 1,55 \text{ kJ/m}^3 \cdot \text{độ}$):

$$q'_k = \frac{2900 \times 1,55 \times 1050}{3,6} = 1311000 \text{ W}$$

Giả thiết lượng nhiệt mất mát từ thiết bị vào môi trường xung quanh bằng 15% lượng nhiệt mà không khí nhận được trong thiết bị. Vì vậy khí lò phải truyền cho thiết bị một lượng nhiệt bằng:

$$\Delta q_k = \frac{178000}{0,85} = 210000 \text{ W}$$

Lượng nhiệt do khí lò mang ra khỏi thiết bị:

$$q''_k = 1311000 - 210000 = 1101000 \text{ W}$$

Giả thiết nhiệt dung riêng thể tích của khí lò ra khỏi thiết bị $C''_k = 1,53 \text{ kJ/m}^3 \cdot \text{độ}$. Nhiệt độ của khí lò ra khỏi thiết bị bằng:

$$t''_k = \frac{1101000 \times 3,6}{2900 \times 1,53} = 900^\circ\text{C}$$

Chọn sơ đồ chuyển động của không khí và khí lò trong thiết bị là ngược dòng, vì vậy có sơ đồ sau:

$$t'_{kk} = 420^\circ\text{C} \xrightarrow{\text{không khí}} t''_{kk} = 600^\circ\text{C}$$

$$t''_k = 900^\circ\text{C} \xleftarrow{\text{khí lò}} t'_k = 1050^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_d = t'_k - t''_{kk} = 450^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_c = t''_k - t'_k = 480^\circ\text{C}$$

Theo biểu đồ ở hình 2-46, xác định được $\bar{\Delta t} = 455^\circ\text{C}$.

Xác định hệ số truyền nhiệt về phía không khí

Nhiệt độ trung bình của không khí trong thiết bị:

$$t_{kk} = \frac{420 + 600}{2} = 510^\circ\text{C}$$

Hệ số nhớt động học của không khí $\nu = 81,0 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ (bảng 2-6).

Tốc độ trung bình của không khí trong thiết bị ở 510°C :

$$\omega_{kk} = 10,6 \left(1 + \frac{510}{273} \right) = 30,5 \text{ m/s.}$$

Chu vi kênh vành khăn:

$$S = 3,14 \times 1,15 + 3,14 \times 1,112 + 24 \times 2 \times 0,014 = 7,78 \text{ m}$$

Đường kính qui dẫn:

$$d_{kk} = \frac{4 \cdot f_{kk}}{S} = \frac{4 \times 0,0655}{7,78} = 0,0337 \text{ m}$$

Tiêu chuẩn Reynold:

$$Re = \frac{\omega \cdot d}{\nu} = \frac{30,5 \times 0,0337}{81,0 \cdot 10^{-6}} = 12700$$

Khối lượng riêng của không khí ở 510°C :

$$\rho_{kk}(t) = \frac{1,293}{1 + \frac{510}{273}} = 0,45 \text{ kg/m}^3$$

- Xác định hệ số truyền nhiệt đối lưu về phía không khí theo công thức:

$$\alpha = 1,163A \frac{(\omega \cdot \rho \cdot d)^{0,8}}{d} \quad (2-194)$$

trong đó:

ω, ρ - tốc độ và khối lượng riêng thực tế của không khí (khí) chuyển động ở nhiệt độ trung bình của nó;

d - đường kính qui dẫn, m

A - thừa số hiệu chỉnh xác định theo đồ thị ở hình 2-67.

Trong trường hợp này, căn cứ vào hình 2-67 xác định được $A = 3,12$. Vì vậy hệ số truyền nhiệt đối lưu về phía không khí theo (2-194) bằng:

$$\alpha_{kk} = 1,163 \times 3,12 \frac{(30,5 \times 0,45 \times 0,0337)^{0,8}}{0,0337} = 86,2 \text{ W/m}^2 \cdot \text{độ}$$

- Xác định hệ số truyền nhiệt đối lưu về phía khí lò.

Hệ số truyền nhiệt phía khí lò của thiết bị:

$$\alpha_k = \alpha_k^{dl} + \alpha_k^{bx}$$

- Xác định hệ số truyền nhiệt đối lưu trung bình:

Nhiệt độ trung bình của khí lò:

$$\bar{t}_k = \frac{1050 + 900}{2} = 975^\circ\text{C}$$

Tốc độ của khí lò ở nhiệt độ 975°C :

$$\omega_k(t) = 0,85 \left(1 + \frac{975}{273} \right) = 3,9 \text{ m/s,}$$

Hệ số nhớt động học của khí lò $\nu_k = 169,0 \cdot 10^{-6}$.

Tiêu chuẩn Reynold:

$$Re = \frac{3,9 \times 1,1}{169,0 \cdot 10^{-6}} = 25400$$

Hệ số truyền nhiệt đối lưu xác định theo công thức (2-194)

Khối lượng riêng của khí lò với $\rho_{0k} = 1,34 \text{ kg/m}^3$:

$$\rho_{k(t)} = \frac{1,34}{1 + \frac{975}{273}} = 0,293 \text{ kg/m}^3$$

Hệ số hiệu chỉnh $A = 5,5$, (xác định theo hình 2-67), vì vậy xác định

được hệ số truyền nhiệt đối lưu của khí lò:

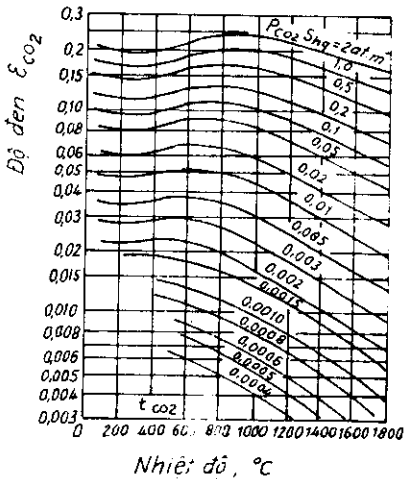
$$\alpha_k^{dl} = 1,163 \times 5,5 \frac{(3,9 \times 0,293 \times 1,1)^{0,8}}{1,1} = 7,0 \text{ W/m}^2 \cdot \text{độ}$$

Hệ số truyền nhiệt bức xạ của khí lò được xác định riêng cho phía trên và phía dưới của thiết bị, bởi vì với sự thay đổi nhiệt độ của khí lò theo chiều cao thiết bị, hệ số truyền nhiệt bức xạ cũng thay đổi đáng kể.

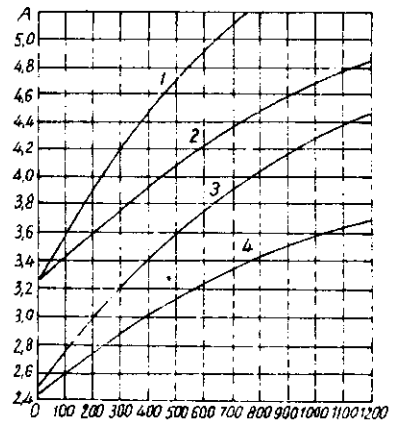
Với đường kính trong của ống trụ $D = 1,1 \text{ m}$, ta có chiều dài bức xạ có hiệu quả của lớp khí:

$$S_{hq} = 0,9 \cdot d = 0,9 \times 1,1 = 1,0 \text{ m}$$

Khí lò có chứa 19% CO_2 và 1% H_2O . Thừa nhận nhiệt độ thành thiết bị ở phía dưới (chỗ khí lò vào thiết bị) là 900°C và ở phía trên (chỗ khí lò ra khỏi thiết bị) là 600°C .

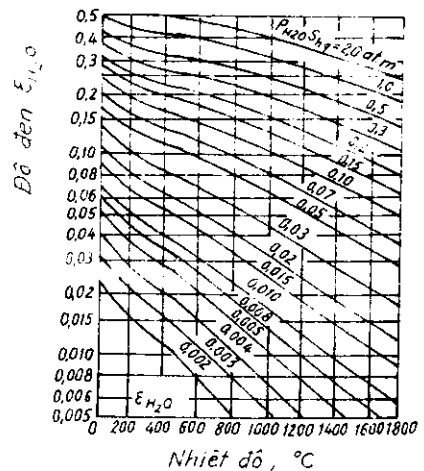


Hình 2-68. Đồ biểu để xác định độ đen của CO_2



Nhiệt độ trung bình của khí lò hoặc của không khí, $^\circ\text{C}$

Hình 2-67. Thừa số hiệu chỉnh A trong công thức (2-194) đối với không khí và khí lò
1. Làm nguội khí lò; 2. Làm nguội không khí; 3. Nung nóng khí lò; 4. Nung nóng không khí.

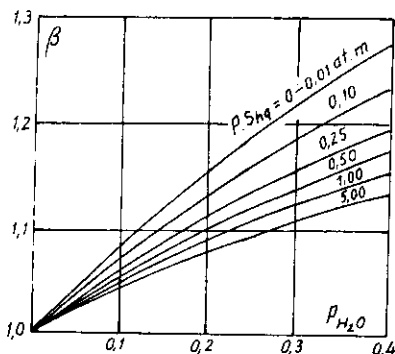


Hình 2-69. Đồ biểu để xác định độ đen của H_2O

- với khí CO_2 có:
 $p_{\text{CO}_2} S_{\text{hq}} = 0,19 \times 1,0 = 0,19$
 at.m

- với hơi H_2O có:
 $p_{\text{H}_2\text{O}} S_{\text{hq}} = 0,01 \times 1,0 =$
 $0,01 \text{ at.m}$

Biết $t'_k = 1050^\circ\text{C}$,
 theo hình 2-68 đến hình
 2-70 xác định được độ đen
 khí lò ở phía dưới thiết bị
 (chỗ khí lò vào):



Hình 2-70. Đồ biểu để xác định hệ số hiệu chỉnh
 β ($\epsilon_{\text{H}_2\text{O}} = \beta \cdot \epsilon'_{\text{H}_2\text{O}}$)

$$\epsilon_{\text{CO}_2} = 0,12; \epsilon'_{\text{H}_2\text{O}} = 0,017; \beta_{\text{H}_2\text{O}} = 1,0$$

$$\epsilon_k^d = 0,12 + 0,017 \times 1 = 0,137$$

Độ đen khí lò ở phía trên thiết bị (chỗ khí ra) khi $t''_k = 900^\circ\text{C}$:

$$\epsilon_{\text{CO}_2} = 0,125; \epsilon'_{\text{H}_2\text{O}} = 0,02; \beta_{\text{H}_2\text{O}} = 1,0$$

$$\epsilon_k'' = 0,125 + 0,02 \times 1,0 = 0,145$$

Hệ số truyền nhiệt bức xạ của khí lò ở phía dưới của thiết bị được xác
 định theo công thức (2-188) khi $\epsilon_T = 0,8$ (độ đen của thành ống):

$$C = \frac{5,7}{\frac{1}{0,137} + \frac{1}{0,8} - 1} = 0,758 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{K}^4$$

Theo công thức (2-188) tính được:

$$T_0 = \frac{0,758}{86,2} \cdot \frac{(1050 + 273)^4}{100^4} + 873 = 1141^\circ\text{C}$$

$$a = \frac{0,758}{86,2} \cdot \frac{1141^3}{100^3} = 0,13$$

Theo bảng 2-8 có $T_{\text{th}}/T_0 = f(a) = 0,90$ vì vậy:

$$T_{\text{th}} = 0,90 \times 1141 = 1030^\circ\text{C}$$

hoặc :

$$t_T^d = 1030 - 273 = 757^\circ\text{C}$$

Dòng nhiệt truyền bằng bức xạ ở phía dưới của thiết bị:

$$q_k^{(\text{bx})d} = 0,758 \left[\left(\frac{1323}{100} \right)^4 - \left(\frac{1030}{100} \right)^4 \right] = 14700 \text{ W/m}^2$$

Vì vậy:

$$\alpha_k^{(bx)d} = \frac{14700}{1050 - 757} = 50,2 \text{ W/m}^2.\text{độ}$$

Hệ số truyền nhiệt bức xạ của khí lò ở phía trên thiết bị cũng được xác định theo công thức (2-188):

$$C = \frac{5,7}{\frac{1}{0,145} + \frac{1}{0,8} - 1} = 0,797 \text{ W/m}^2.\text{độ}$$

$$T_o = \frac{0,797 (900 + 273)^4}{86,2 \cdot 100^4} + 693 = 867^\circ\text{C}$$

$$a = \frac{0,797}{100 \times 86,2} \cdot \frac{867^3}{100^3} = 0,06$$

Theo bảng 2-8 có $\frac{T_{th}}{T_o} = f(a) = 0,95$, do đó:

$$T_{th} = 0,95 \times 867 = 823^\circ\text{C} \text{ hoặc } t_{th}^{tr} = 823 - 273 = 550^\circ\text{C}.$$

Dòng nhiệt truyền bằng bức xạ ở phía trên thiết bị:

$$q_k^{(bx)tr} = 0,797[(1153/100)^4 - (823/100)^4] = 10400 \text{ W/m}^2$$

Vì vậy:

$$\alpha_k^{(bx)tr} = \frac{10400}{900 - 550} = 29,7 \text{ W/m}^2.\text{độ}$$

Hệ số truyền nhiệt bức xạ trung bình của khí lò:

$$\bar{\alpha}_k^{bx} = \frac{50,2 - 29,7}{2,3 \lg \frac{50,2}{29,7}} = 39,1 \text{ W/m}^2.\text{độ}$$

Thừa nhận $H/D = 4$, theo bảng 2-8 xác định được tỷ lệ tăng của hệ số truyền nhiệt bức xạ là 20%. Vì vậy có:

$$\bar{\alpha}_k^{bx} = 39,1 \times 1,2 = 47,0 \text{ W/m}^2.\text{độ}$$

Hệ số truyền nhiệt tổng cộng của khí lò:

$$\alpha_k = \alpha_k^{bx} + \alpha_k^{dl} = 47,0 + 7,0 = 54 \text{ W/m}^2.\text{độ}$$

Hệ số truyền nhiệt phức hợp từ khí lò đến không khí khi bỏ qua nhiệt trở của vách ống:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{kk}} + \frac{1}{\alpha_k}} = \frac{\alpha_{kk} \cdot \alpha_k}{\alpha_{kk} + \alpha_k} = \frac{86,2 \times 54}{86,2 + 54} = 33,0 \text{ W/m}^2 \cdot \text{độ}$$

Bề mặt nung cần thiết của thiết bị:

$$F = \frac{q_{kk}}{k \Delta t} = \frac{178000}{33 \times 455} = 11,9 \text{ m}^2$$

Chiều cao của thiết bị ($D = 1,1 \text{ m}$):

$$H = \frac{F}{\pi D} = \frac{11,9}{1,1 \times 3,14} = 3,45 \text{ m}$$

Vì không sử dụng triệt để bề mặt nung tại những chỗ dẫn không khí vào và ra nên thừa nhận chiều cao của thiết bị $H = 3,65 \text{ m}$.

- Xác định nhiệt độ cực đại của thành thiết bị trao đổi nhiệt

Nhiệt độ thành phía dưới thiết bị có giá trị cực đại vì ở đó nhiệt độ khí lò và không khí có trị số lớn nhất. Do ảnh hưởng của không gian trước thiết bị đã làm tăng hệ số truyền nhiệt bức xạ lên 25% (bảng 2-8) khi $t'_k = 1050^\circ\text{C}$ và $D = 1,1 \text{ m}$. Vì vậy có:

$$\alpha_k = 54 \times 1,25 + 7 = 74,5 \text{ W/m}^2 \cdot \text{độ}$$

$$\frac{\alpha_{kk}}{\alpha_k} = \frac{86,2}{74,5} = 1,16.$$

Theo hình 2-71 có được:

$$\frac{t_{th} - t''_{kk}}{t'_k - t''_{kk}} = 0,5 = \frac{t_{th} - 600}{1050 - 600}$$

Kết quả $T_{th, \max} = 895^\circ\text{C}$

Vì vậy sử dụng thép X25T để chế tạo thành thiết bị là phù hợp (vì $t_T^{th} = 1050^\circ\text{C}$)

c. *Xác định tổn thất áp suất trên đường dẫn không khí*

Tổn thất áp suất do ma sát tính theo công thức:

$$h_{ms} = \lambda \frac{\omega_o^2}{2} \rho_o (1 + \beta t) \frac{L}{d}$$

Theo công thức (2-190) ta có:

$$\lambda = \frac{0,23}{Re^{0,206}} K_T \text{ và } K_T = \frac{(S_p + \Delta)^2 \cdot (S_p + 1)}{S_p^2}$$

Khoảng cách giữa hai gờ trong kênh:

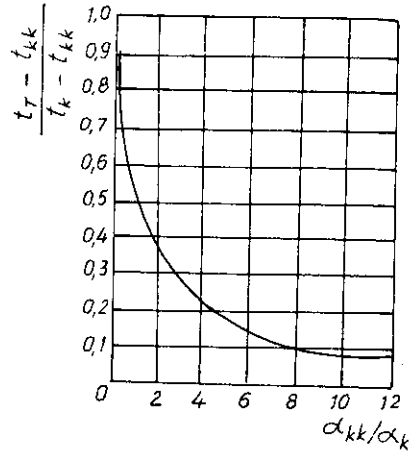
$$\frac{D_k \cdot \pi}{n} - \delta = \frac{1116 \times 3,14}{24} - 6 = 140$$

Vì vậy có:

$$S_p = \frac{140}{20} = 7; \Delta = \frac{\delta}{\delta_k} = \frac{6}{20} = 0,3$$

$$K_T = \frac{(7 + 0,3)^2 (7 + 1)}{7^2} = 8,7$$

$$\lambda = \frac{0,23}{12700^{0,206}} \cdot 8,7 = 0,0479$$



Hình 2-71. Đồ biểu để xác định nhiệt độ thành thiết bị trao đổi nhiệt

Khi chiều dài (hay chiều cao của thiết bị)
 $L = 3,65 \text{ m}; d_{qd} = 0,0337 \text{ m}; \bar{t}_{kk} = 510^\circ\text{C}$
 và $\omega_{okk} = 10 \text{ m/s}$, ta có:

$$h_{ms} = 0,0479 \frac{10^2}{2} 1,293 \left(1 + \frac{510}{273}\right) \frac{3,65}{0,0337} = 980 \text{ N/m}^2$$

Tổn thất cục bộ:

$$h_{cb} = 3,0 \frac{10^2}{2} 1,293 \left(1 + \frac{510}{273}\right) = 558 \text{ N/m}^2$$

Tổng tổn thất áp suất:

$$h = h_{hms} + h_{cb} = 980 + 558 = 1538 \text{ N/m}^2$$

Phần tính trở lực trên đường dẫn khí lò không có gì đặc biệt nên ở đây không trình bày.

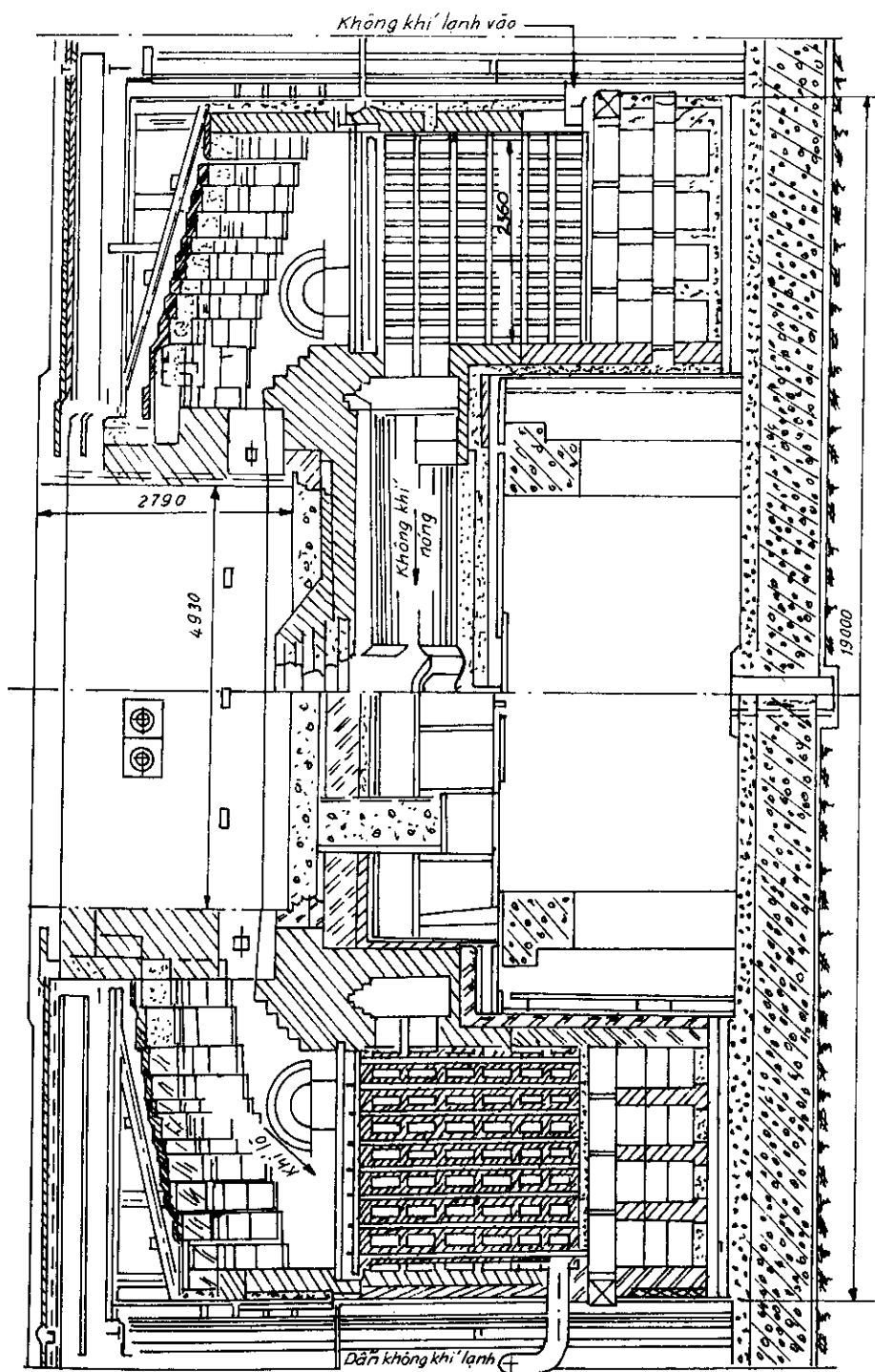
2.7.4. Thiết bị trao đổi nhiệt bằng gốm

1. Cấu trúc thiết bị trao đổi nhiệt bằng gốm

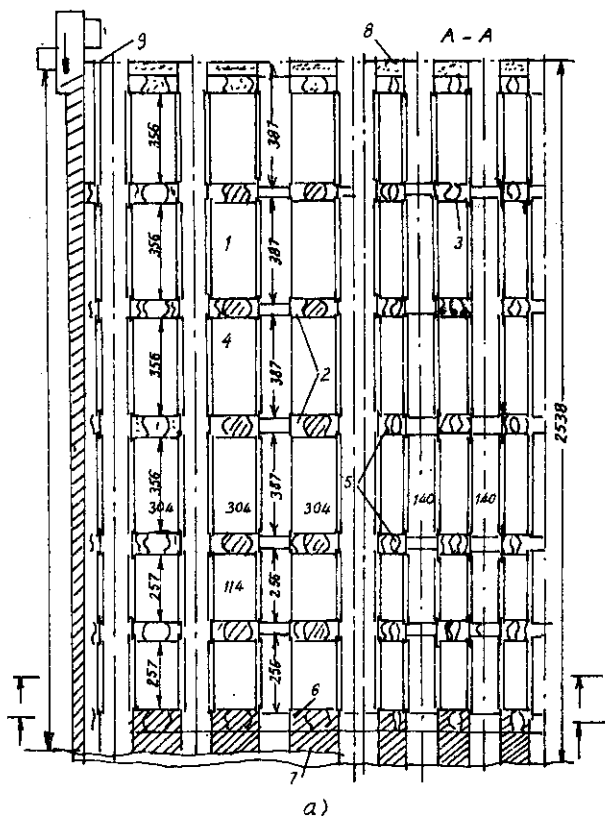
- Thiết bị trao đổi nhiệt kiểu ống gạch

Các thiết bị trao đổi nhiệt kiểu ống gạch được sử dụng khá phổ biến cho các lò hường nung kim loại nhiệt độ cao trong các nhà máy luyện kim, cũng như được sử dụng cho một số lò công nghiệp hóa chất và vật liệu xây dựng.

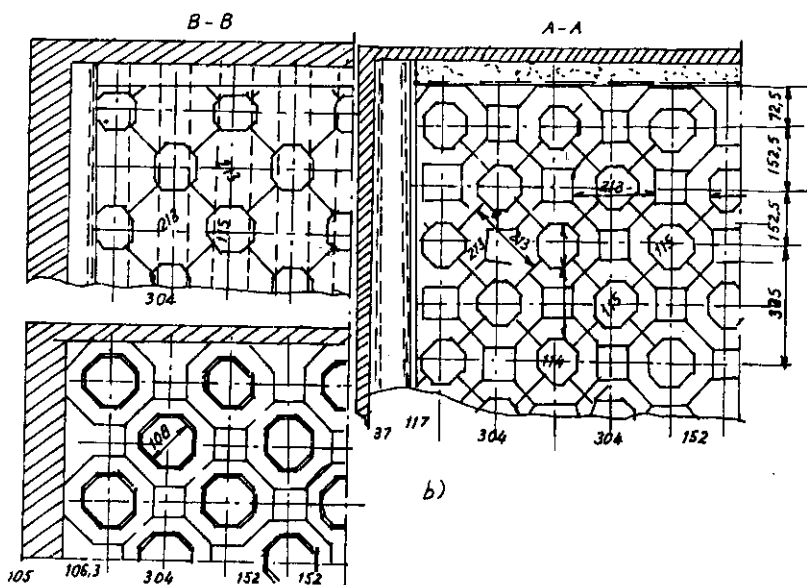
Hình 2-72 mô tả lò giếng nung cấp nhiệt từ giữa đáy có hai thiết bị trao



Hình 2-72. Lò giồng nung có thiết bị trao đổi nhiệt bằng gốm kiểu ống gạch



a)



b)

Hình 2-73. Thiết bị trao đổi nhiệt kiểu ống gạch

a. Mặt cắt đứng; b. Mặt bằng

1. Các ống gạch; 2. Các vòng gạch đệm nối; 3. Vòng phía trên; 4. Vách trung gian;
5. Các nút bằng gốm; 6. Vòng phía dưới; 7. Tường chịu lực phía dưới; 8. Gạch che phía trên; 9. Van cắt.

đổi nhiệt bằng gốm kiểu ống gạch. Cấu trúc thiết bị trao đổi nhiệt được trình bày trên hình 2-73.

Các ống gạch có tiết diện bát giác, chiều dài ống 300 đến 400 mm. Hai hàng ống trên và hàng ống dưới cùng là các ống gạch samốt - cacbôrun, ba hàng giữa là các ống gạch samốt. Chiều dày thành các ống gạch samốt là 13 mm, còn chiều dày các ống gạch samốt-cacbôrun là 16 mm. Các ống được liên kết với nhau bằng các vòng gạch đệm nối đặc biệt.

Để hình thành được các kênh dẫn không khí và tránh không cho khí chạy dọc theo các ống, người ta đặt vào giữa các vòng đệm những vách trung gian có hình dạng khác nhau.

Các hàng ống phía trên của thiết bị phải chịu ứng suất nhiệt lớn nhất, bởi vì khí lò nóng đi vào vùng đó và các ống còn phải chịu bức xạ nhiệt của không gian trước thiết bị. Các hàng ống dưới cùng nơi cấp không khí lạnh vào sẽ có sự chênh nhiệt độ trên thành ống. Vì vậy ở nơi đó của thiết bị trao đổi nhiệt người ta sử dụng các ống làm bằng vật liệu samốt - cacbôrun có độ bền nhiệt cao.

Để tránh sự dò không khí sang phía khí lò khi có sự thay đổi chiều cao của cột ống nung, người ta sử dụng các van cát ở nơi liên kết của lưới ống phía trên với thành thiết bị.

Nếu nhiệt độ khí lò vào thiết bị 1200 - 1250°C thì nhiệt độ nung không khí trong thiết bị trao đổi nhiệt đạt 800 - 850°C.

- *Thiết bị trao đổi nhiệt kiểu khối gạch*

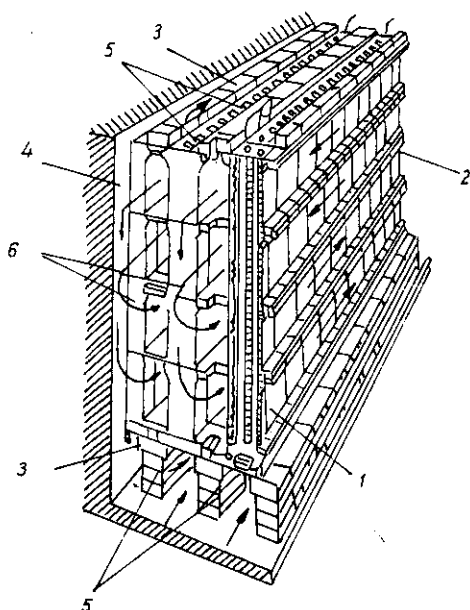
Có nhiều dạng khối gạch để chế tạo các thiết bị trao đổi nhiệt bằng gốm.

Bảng 2-9. Chỉ tiêu kỹ thuật của các thiết^o bị trao đổi nhiệt bằng gốm kiểu ống gạch dùng cho các lò giếng nung

Các chỉ tiêu kỹ thuật	Kích thước đáy lò, m		
	4,83 x 4,6	4,3 x 4,3	3,7 x 3,7
Bề mặt nung của thiết bị, m ²	396	320	274
Số lượng ống (cho khí lò đi qua), ống	436	352	300
Tỉ số giữa thể tích của thiết bị trao đổi nhiệt với thể tích của không gian lò	0,92	1,0	1,17

Phổ biến nhất là các khối gạch có bốn kênh hình chữ nhật. Trên hình (2-74) trình bày thiết bị trao đổi nhiệt bằng gốm được chế tạo từ các khối gạch có bốn kênh. Các khối gạch được xếp chồng sao cho các kênh bên trong của mỗi khối sẽ được thông suốt với các kênh của khối gạch nằm phía dưới. Các mặt gạch tiếp xúc của các khối được mài nhẵn.

Samốt được sử dụng làm vật liệu chế tạo các khối gạch và các vách ngăn. Nhiệt độ khí lò vào thiết bị là 850 - 900°C, nhiệt độ nung nóng không khí khoảng 500 - 550°C.



Hình 2-74. Thiết bị trao đổi nhiệt bằng gốm với các khối gạch có 4 kênh hình chữ nhật

1. Gạch có 4 kênh hình chữ nhật; 2. Khoảng vách ngăn; 3. Gạch chịu lực và che chắn (dưới và trên); 4. Nửa viên gạch loại có 4 kênh; 5. Không khí; 6. Khí lò

Bảng 2- 10. Các chỉ tiêu kỹ thuật của hai lò nung liên tục có sử dụng thiết bị trao đổi nhiệt bằng gốm

Các chỉ tiêu	Lò 1	Lò 2
Diện tích đáy lò, m ²	174	174
Năng suất lò, tấn/h	70	90
Nhiệt trị (nhiên liệu - khí hỗn hợp) Q ₁ , kJ/m ³	7500 - 8360	6280
Nhiệt độ khí lò, °C:		
- khi vào thiết bị trao đổi nhiệt	1000	1000
- khi ra khỏi thiết bị trao đổi nhiệt	600	500
Nhiệt độ nung nóng không khí trong thiết bị trao đổi nhiệt, °C	400	500
Dạng thiết bị trao đổi nhiệt bằng gốm	kiểu ống gạch	kiểu khối gạch
Thể tích lưới gạch của thiết bị, m ³	123	260

Lắp đặt các thiết bị trao đổi nhiệt kiểu khối gạch dễ dàng hơn so với lắp đặt các thiết bị trao đổi nhiệt kiểu ống gạch, tuy nhiên hiệu suất nhiệt của các thiết bị trao đổi nhiệt kiểu khối ống gạch lại thấp hơn so với khối gạch không được khí lò bao phủ tốt bằng các ống gạch. Các thiết bị trao đổi nhiệt kiểu khối gạch cũng có độ kín khí nhỏ hơn so với loại kiểu ống gạch.

Đối với các lò nung liên tục, đốt khí áp suất cao, không khí được các mỏ đốt hút vào đi qua thiết bị trao đổi nhiệt và được nung nóng đến $600 - 750^{\circ}\text{C}$.

Theo bảng 2-10 ta thấy, các thiết bị trao đổi nhiệt kiểu ống gạch có kết cấu gọn gàng hơn nhiều so với loại kiểu khối gạch, tuy nhiên độ bền của chúng thấp hơn. Các thiết bị trao đổi nhiệt kiểu khối gạch có trở lực khí động nhỏ hơn nhiều trên đường dẫn không khí, điều này rất quan trọng đối với các trường hợp khi lò sử dụng các mỏ đốt khí kiểu tự hút không khí vào đi qua thiết bị trao đổi nhiệt.

2. Một số đặc điểm vận hành thiết bị trao đổi nhiệt bằng gốm

Sau khi lắp đặt, ở giai đoạn đầu vận hành thiết bị trao đổi nhiệt bằng gốm, tổn hao không khí nguội thường không vượt quá 10 - 12% so với lượng không khí vào thiết bị. Nhưng trong quá trình vận hành lò giềng nung, tổn hao không khí trong thiết bị sẽ tăng lên và sau vài tháng hoạt động có thể đến 30 - 40%, trong vài trường hợp có thể đến 60%.

Độ kín khí kém là nhược điểm cơ bản của các thiết bị trao đổi nhiệt bằng gốm, bởi vì nếu tổn hao không khí nhiều sẽ gây khó khăn cho việc điều chỉnh tự động quá trình cháy và do vậy làm giảm đáng kể lượng khí cháy và làm giảm năng suất của lò.

Sự mất mát không khí sẽ tăng lên nếu như chúng ta tăng lượng không khí cấp vào thiết bị trao đổi nhiệt, bởi vì khi đó chênh lệch áp suất giữa phía không khí và khí lò trong thiết bị cũng tăng lên. Vì vậy bù vào lượng mất mát không khí bằng cách tăng lượng không khí cấp vào thiết bị trao đổi nhiệt là một biện pháp kém hiệu quả.

Trong quá trình vận hành thiết bị trao đổi nhiệt bằng gốm, lượng không khí mất mát phụ thuộc vào chênh lệch áp suất giữa không khí và khí lò, vì vậy phải tìm cách để giảm sự chênh lệch áp suất này.

Đối với các lò nung sử dụng thiết bị trao đổi nhiệt bằng gốm, thường chỉ tạo sức hút bằng ống khói, tức là trong tất cả các trường hợp kênh cống khói

có áp suất âm. Vì vậy muốn giảm độ chênh lệch áp suất giữa không khí và khí lò trong thiết bị nên tạo cho đường dẫn không khí cũng có áp suất âm. Muốn làm được điều này, không được đặt quạt gió ở phía trước thiết bị trao đổi nhiệt mà phải đặt phía sau nó, tức là dùng quạt hút không khí vào qua thiết bị trao đổi nhiệt chứ không phải quạt thổi không khí vào thiết bị trao đổi nhiệt. Tuy nhiên, việc đặt quạt hút phía sau thiết bị trao đổi nhiệt chưa áp dụng được cho các lò giềng nung nhiệt độ cao, bởi vì hiện tại chưa có loại quạt nào làm việc bền ở nhiệt độ 800 - 900°C.

Khi bụi bám vào các kênh dẫn khí lò sẽ làm tăng trở lực khí động và làm giảm áp suất trong chúng, dẫn đến làm tăng tổn thất không khí và giảm hiệu suất công tác của thiết bị trao đổi nhiệt. Vì vậy cần phải quan tâm đến việc làm sạch các kênh dẫn khí lò.

Tổn thất không khí trong thiết bị trao đổi nhiệt bằng gốm không chỉ xảy ra qua các thành của kênh dẫn khí lò, mà còn qua cả thành tường thiết bị. Vì vậy, nên bọc tường thiết bị bằng thép tấm, làm như vậy trong một số trường hợp có thể giảm được 10 - 12% tổn thất không khí.

Một trong các nguyên nhân chủ yếu làm tăng tổn thất không khí vào các kênh dẫn khí lò là việc xuất hiện các vết nứt ở thành ống gạch. Các vết nứt xuất hiện do có sự thay đổi nhiệt độ đột ngột trong thiết bị trao đổi nhiệt và sự chênh lệch nhiệt độ lớn trong thành các ống gạch. Các số liệu nghiên cứu cho thấy, đối với các ống gạch samốt thì các vết nứt tạo thành ở khoảng 375 - 425°C khi có chênh lệch nhiệt độ giữa mặt trong và mặt ngoài gạch lớn hơn 250°C. Hoàn toàn không xuất hiện các vết nứt trong khoảng nhiệt độ trên nếu như chênh lệch nhiệt độ trong thành ống gạch nhỏ hơn 210°C. Nếu chênh lệch nhiệt độ lớn hơn 210°C thì còn có khả năng tạo các vết nứt ở nhiệt độ 675°C.

Các nghiên cứu cũng cho thấy rằng, nếu tốc độ nung nóng nhỏ hơn 100 độ/giờ và ở những khoảng nhiệt độ nguy hiểm, tốc độ nung nóng nhỏ hơn 50 độ/giờ thì cũng không xuất hiện các vết nứt.

Các vết nứt xuất hiện trong gạch samốt - cacbôrun ở khoảng nhiệt độ 650 - 675°C khi chênh lệch nhiệt độ là 210°C. Thực tế cũng cho thấy rằng có thể sử dụng các thiết bị trao đổi nhiệt bằng gốm cho các lò luyện thép và nung nóng không khí đến 950 - 1000°C.

3. Tính thiết bị trao đổi nhiệt bằng gốm

Trong đa số các trường hợp đối với các thiết bị trao đổi nhiệt bằng gốm, sự trao đổi nhiệt xảy ra trong các kênh cả ở phía khí lò và cả ở phía không khí.

Nên xác định hệ số truyền nhiệt riêng cho phần đầu và phần cuối hành trình của khí lò (hoặc không khí) trong thiết bị trao đổi nhiệt, sau đó xác định giá trị trung bình từ hai giá trị nhận được và căn cứ vào đó để xác định bề mặt nung cần thiết của thiết bị. Phải làm như vậy là do có sự rò rỉ nhiều không khí vào kênh dẫn khí lò của các thiết bị trao đổi nhiệt bằng gốm, làm cho hệ số truyền nhiệt thay đổi khá nhiều trong chúng.

Thừa nhận rằng sự rò rỉ không khí phân bố đều trên toàn bộ bề mặt nung. Lượng không khí mất mát sang phía khí lò khoảng 25 - 35%, trị số lớn ứng với thiết bị trao đổi nhiệt kích thước lớn.

Bề mặt nung riêng phần của thiết bị trao đổi nhiệt có các đơn nguyên bằng vật liệu samốt là 6 đến 12 m^2/m^3 thể tích buồng trao đổi nhiệt. Hệ số truyền nhiệt thường bằng 2,5 đến 6 $W/m^2.độ$. Tốc độ khí lò trong thiết bị 0,3 đến 1 m/s , tốc độ không khí 1 đến 2 m/s . Không nên để tốc độ của khí lò và không khí cao hơn, vì nếu tốc độ lớn sẽ làm cho tổn thất áp suất lớn và tạo nên chênh lệch áp suất lớn giữa không khí và khí lò trong thiết bị.

Nếu như khí lò khi vào thiết bị trao đổi nhiệt bằng gốm có chứa nhiều bụi, muối thì hệ số truyền nhiệt nhận được bằng tính toán phải giảm đi, có thể lấy hệ số hiệu chỉnh bằng 0,7 - 0,9 và chọn giá trị của nó theo mức độ chứa bụi trong khí lò.

Có thể kiểm tra độ bền nhiệt của các đơn nguyên samốt theo công thức sau đây:

$$k(t_k - t_{kk}).\delta < 8200 \quad (2-195)$$

trong đó:

k - hệ số truyền nhiệt của đoạn cần kiểm tra, $W/m^2.độ$

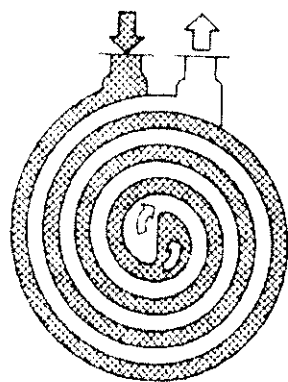
t_k và t_{kk} - nhiệt độ khí lò và không khí trên đoạn cần kiểm tra, $^{\circ}C$

δ - chiều dày thành, cm .

2.8. THIẾT BỊ TRAO ĐỔI NHIỆT KIỂU XOẮN ỐC

Thiết bị được sử dụng rộng rãi do có ưu điểm nổi bật: độ rối cao, nếu như ở ống thẳng chỉ là dòng chảy tầng thì trong thiết bị kiểu xoắn ốc đã là chảy rối do hiệu ứng ly tâm. Do có cấu trúc gọn, đòi hỏi ít không gian, công lắp đặt, ví dụ như cho bề mặt trao đổi nhiệt 100 m^2 chỉ cần có một khối trụ đường kính 1 m , dài $1,5 \text{ m}$, chỉ cần có không gian ở hai phía đầu để tháo dỡ nắp mà thôi, thiết bị thường làm việc ở chế độ chạy ngược chiều. Nhờ tiết diện mặt cắt ngang của thiết bị không đổi, dòng chảy không có đổi hướng đột ngột, nên nếu như chất lỏng nào đó có lắng cặn lại trên đường đi thì tiết diện tại chỗ đó sẽ giảm đi, điều này làm tăng tốc độ của dòng chảy, làm cuốn cặn đi, nhờ vậy bề mặt trao đổi nhiệt ít bị bẩn. Ở cùng tốc độ chuyển động so với thiết bị loại ống vỏ, thiết bị kiểu xoắn ốc có trở kháng nhỏ hơn; thiết bị thường được chế tạo từ thép cuộn, được gia công nguội và hàn tạo nên các đường xoắn ốc lệch tâm.

Mục đích sử dụng của thiết bị xoắn ốc là sưởi ấm và làm nguội chất lỏng có độ nhớt cao. Chúng ít được sử dụng cho chất khí do tiết diện mặt cắt ngang nhỏ. Sơ đồ chuyển động của hai chất lỏng khác nhau được biểu diễn trên hình 2-75. Thiết bị xoắn ốc được dùng đặc biệt có hiệu quả trong công nghiệp hoá chất, dần bay hơi, dần ngưng tụ kiểu bề mặt trong các thiết bị chung cất, nhất là trong công nghiệp hoá chất sản xuất axit sulfuric, nitơ và axit photpho, công nghiệp khí hóa than cốc, công nghiệp đường. Có thể phân biệt thiết bị thành các loại như sau:

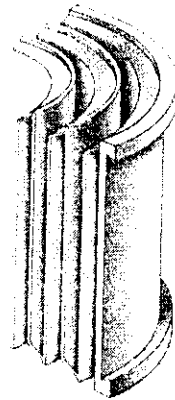


Hình 2-75.

- Các kênh cụt, các kênh này được hàn dính vào hướng đối diện. Phương pháp hàn kín này loại trừ sự xáo trộn 2 loại chất lỏng nóng lạnh với nhau. Sau khi dỡ hai nắp, ta có thể dễ dàng làm sạch bề mặt. Loại thiết bị này rất phổ biến (hình 2-76).

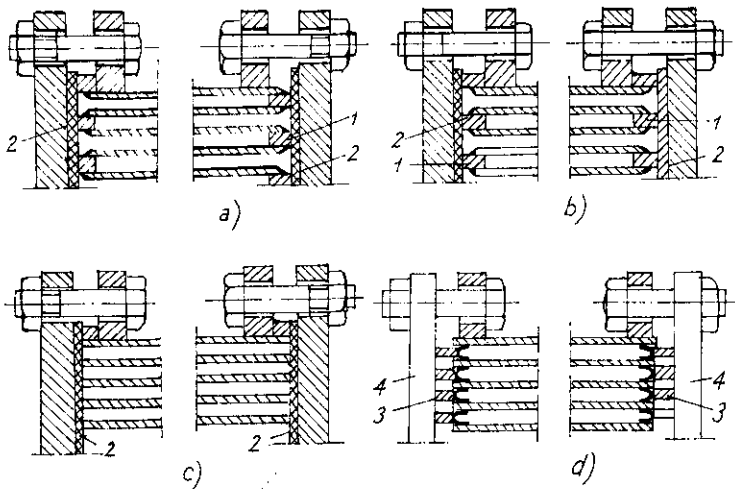
- Loại kênh kiểu bịt kín, trong đó các kênh dẫn được hàn cách 2 phía. Nhược điểm là không thể làm sạch các kênh này.

- Các kênh thông suốt, hở cả hai đầu. Các kênh này được làm kín nhờ các đoăng kín hình chữ U, tuy ưu điểm là dễ làm sạch nhưng các chất lỏng lại dễ hoà trộn với nhau. Trên thực tế ta có thể gặp các loại kênh kết hợp các loại trên. Trong tất cả các loại thiết bị trên, để làm cho tăng độ cứng của thiết bị, trước khi uốn trên một tấm ta hay hàn thêm các chốt. Các chốt này cố định khoảng cách giữa các đường xoắn ốc. Trên hình 2-77 trình bày các loại thiết bị trên.



Hình 2-76.

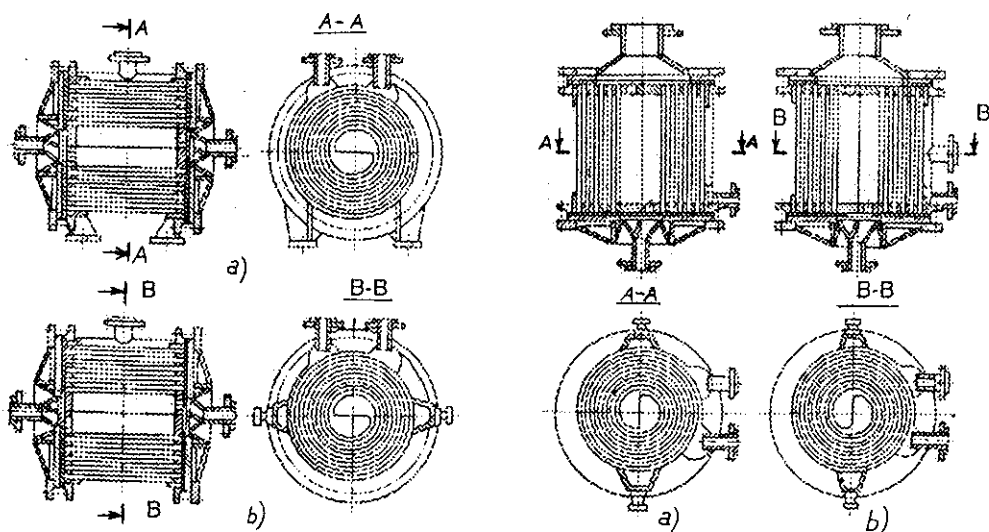
Thường các thiết bị được làm từ thép cuộn rộng 0,2 đến 1,5 m, bề mặt trao đổi nhiệt từ 3,2 đến 100 mm^2 , chiều rộng của kênh 8 đến 12 mm, áp suất 10 at. Chiều dày vách cho loại 3 at là 2 mm, cho áp suất cao hơn (6 mm) là 3 mm.



Hình 2-77. Mặt cắt các kênh dẫn:

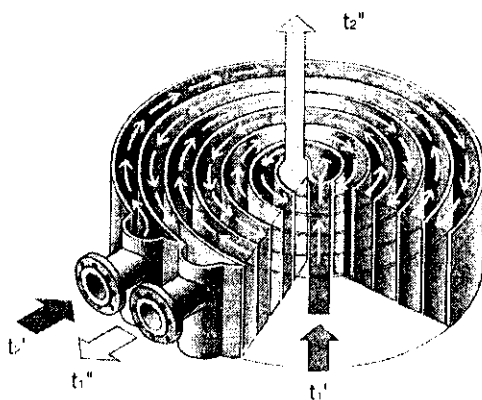
a) Kênh kiểu cắt; b) Kênh kiểu bịt kín; c) Kênh kiểu xuyên suốt được làm kín bởi đoăng kiểu tấm; d) kênh kiểu xuyên suốt được làm kín bởi đoăng hình chữ U; 1. chốt; 2. đoăng kín; 3. đoăng hình chữ U; 4. gông.

Hình 2-78 cho ta các loại thiết bị trao đổi nhiệt kiểu xoắn ốc, trong đó: 1) thiết bị trao đổi nhiệt có kênh cắt kiểu nằm ngang; 2) thiết bị trao đổi nhiệt có kênh cắt kiểu thẳng đứng: a) dùng cho hơi; b) dùng cho hỗn hợp nước và hơi.



Hình 2-78.

Nguyên lý làm việc của thiết bị xoắn ốc dùng cho chất lỏng như sau: Chất lỏng nóng qua nắp dưới t_1' từ giữa tâm đi vào các kênh xoắn ốc, sau đó đi qua bộ thu và ra khỏi ống ở phía ngoài biên t_1'' , chất lỏng thứ t_2' qua đường ống ở giữa thân thiết bị đi theo chiều ngược lại và đi theo đường ra ở giữa tâm nắp trên ra ngoài t_2'' .



Hình 2-79. Sơ đồ chuyển động của chất lỏng.

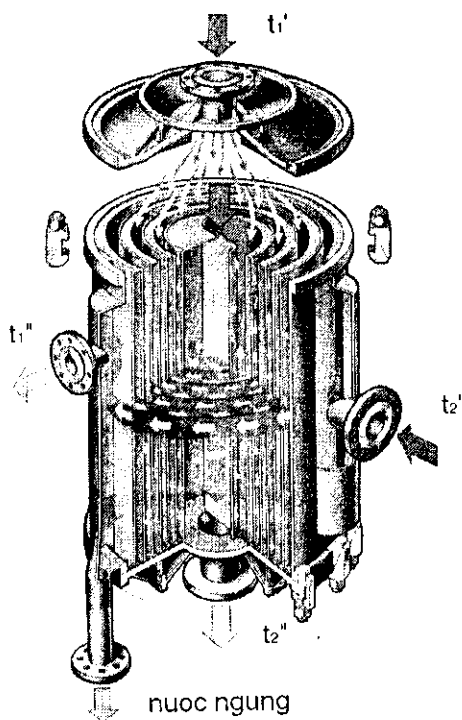
Để ngưng tụ hơi, thiết bị xoắn ốc được sản xuất theo kiểu đứng và được sản xuất theo kiểu kênh cụt. Hai nắp trên để cho hơi vào các kênh, nắp dưới có các doăng để bịt kín các kênh, bốn cửa vào và ra của 2 chất lỏng, trong đó 2 cửa vào trên nắp 2 cửa ở bên cạnh trong đó 1 cửa ra của nước ngưng nằm phía dưới ống góp.

Đối với thiết bị xoắn ốc dùng cho hỗn hợp khí hơi, điều khác biệt là sau khi tách ra khỏi hơi, nước ngưng được đưa ra khỏi thiết bị qua một lối riêng nằm ở giữa ống góp, cùng chỗ với nước ngưng ra (hình 2-80).

Việc bố trí các kênh của bộ ngưng tụ loại này khả năng của nước ngưng bị tắc và xung động thủy lực. Dung dịch khí hơi hỗn hợp, hay hơi đi qua ống vào đường kính lớn vào đồng thời một loạt kênh từ những kênh ngoài cùng. Nước ngưng chạy dọc theo chiều cao kênh và chảy theo ống xoắn về ống ra nước ngưng nằm phía dưới kênh. Có thể có một lượng khí không ngưng hay hỗn hợp khí hơi đi qua một số kênh xoắn ốc và sau khi được làm mát được đưa ra khỏi ống ra ngoài.

Trở kháng thủy lực của kênh phía hơi nhỏ do tiết diện mặt cắt ngang khá lớn, kể cả việc hơi vào đồng thời các kênh.

Chất làm mát được cấp qua ống phía ngoài và từ kênh xoắn vào tâm qua nắp dưới ra. Đối với thiết bị xoắn ốc, có thể thực hiện dòng chảy xoắn ốc, chảy ngang đường xoắn ốc. Hãng Alpha Laval sản xuất thiết bị xoắn ốc từ thép cuộn có chiều dài từ 0,1 đến 1,8 m, dày từ 2 đến 8 mm. Đường kính tâm lõi 200 đến 300 mm. Chiều rộng kênh từ 5 đến 25 mm, bề mặt đốt nóng từ 0,5 đến 160 m². Để có các bề mặt lớn hơn, có thể nối tiếp chúng với nhau. Thường theo các hãng này sản xuất từ thép cacbon, thép chịu ăn mòn, hợp kim loại B và C, hợp kim và hóa hợp nhôm và titan,



Hình 2-80. Bình ngưng.

Ở áp suất tương đối cao nhằm giảm trọng lượng và tăng độ cứng của thiết bị, người ta sử dụng các loại thép có độ dày khác nhau để làm các vòng xoắn ốc: bên trong có hai kính nhỏ được làm từ vật liệu mỏng hơn, các lớp ngoài: vật liệu thép dày hơn. Các lớp hàn được hàn nghiêng để dễ dàng cuốn ống theo ống xoắn.

Xác định kích thước thiết bị

Sau khi tính toán xong thiết bị và xác định được diện tích bề mặt, ta sẽ xác định được bán kính bên trong của đường xoắn ốc (với thiết bị của Nga là 150 mm), chiều rộng kênh, chiều rộng thép cuốn.

Diện tích bề mặt đốt nóng sẽ là:

$$F = 2Lb_c$$

L - chiều dài hiệu quả của đường xoắn ốc từ điểm m, p đến M và P (hình 2-81)

b_c - chiều rộng hiệu quả bằng chiều rộng của cuộn bằng thép cuốn trừ đi chiều dày của đường xoắn hay chốt đỡ.

$$b_c = b - 20 \text{ mm}$$

b - chiều rộng của băng thép cuốn.

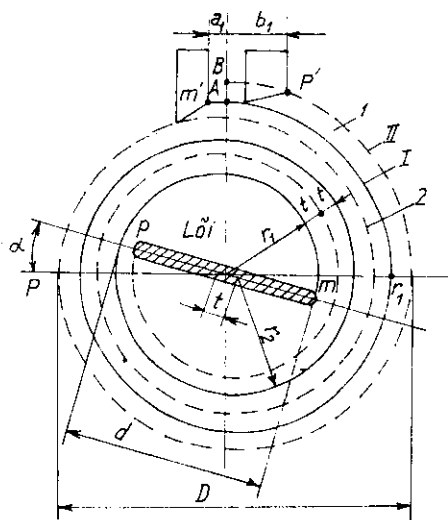
Từng vòng cuốn có thể dựng theo hai bán kính:

$$r_1 = d/2$$

$$r_2 = r_1 + t$$

$$t = \delta + \delta_t \text{ (bước đường xoắn ốc)}$$

δ - chiều rộng kênh (khoảng cách giữa hai vòng xoắn ốc)



Hình 2-81.

δ_t - chiều dày của thép cuộn.

Chiều dài của vòng thứ nhất:

$$l_1 = 2\pi(r_1 + r_2 + t) = 2\pi r_1 + 2\pi t \cdot 0,5$$

Chiều dài của vòng thứ hai:

$$l_2 = 2\pi r_2 + 2\pi t \cdot 2,5$$

Chiều dài của vòng thứ n:

$$l_n = 2\pi r_n + 2\pi t(2n - 1,5)$$

Tổng cộng:

$$L = l_1 + l_2 + \dots + l_n = 2\pi r_1 n + \pi t n(2n - 1)$$

Suy ra số vòng cần có để có chiều dài hiệu quả:

$$n = \left[\frac{L}{2\pi t} + 0,1 \left(\frac{d}{t} - 1 \right)^2 \right]^{0,5} - 0,25 \left(\frac{d}{t} - 1 \right)$$

Số vòng của cả hai đường xoắn ốc:

$$N = 2n$$

Trong đó $d = 2r + t$ - đường kính bên trong của thiết bị xoắn ốc.

Đường kính bên ngoài của đường xoắn ốc:

$$D = d + 2Nt + \delta_t$$

Chiều dài thực của các tấm thép cuộn giữa m và m' cho đường I và p và p' cho đường II.

Cho đường xoắn ốc I và n và n' cho đường I là:

$$L_I = L + 0,25\pi t + a_2$$

$$L_{II} = L + 0,75\pi t - b_1$$

Đặc tính trở kháng thủy lực của kênh hình xoắn ốc

Việc xây dựng trở kháng thủy lực trong kênh hình chữ nhật có thể dùng các biểu thức tính cho ống tròn đối với đường lối ổn định, trong đó kích thước xác định là đường kính tương đương d_e .

Harnet, Koch, Max Kermas đã xác định được rằng khi $6.10^3 < Re < 5.10^5$ có thể dùng công thức tính trở kháng thuỷ lực cho ống trong dòng cho kênh hình chữ nhật với kích thước chiều dài và chiều rộng bất kỳ.

Sự khác biệt cơ bản trong chuyển động của chất lỏng chảy trong kênh phẳng thẳng và kênh xoắn ốc là sự tồn tại của lực ly tâm quán tính. Trong quá trình tác động lên chất lỏng, lực này càng lớn khi tốc độ theo đường tiếp tuyến càng lớn. Như vậy ở tâm trục, lực quán tính lớn ở lực vách ngoài, điều này làm xuất hiện chuyển động chảy cắt ngang.

Chuyển động cắt ngang (thứ cấp) này có thể thấy cả ở chuyển động chảy rối hoặc chảy tầng. Trong trường hợp chảy tầng có chuyển động điều hoà chất lỏng với quỹ đạo phức tạp của các tia không cắt nhau.

Để đơn giản, ta xét chuyển động tầng của chất lỏng trong một ống xoắn. Din đã tạo ra thông số K_D phụ thuộc vào tiêu chuẩn Re :

$$K_D = Re \cdot \left(\frac{d}{D} \right)^{0,5}$$

d - đường kính trong ống.

$D = 2R$, R - bán kính ống xoắn.

Re - tiêu chuẩn Reynolds.

Khi $K_D > 13,5$ - không có dòng thứ cấp.

Khi $K_D > 13,5$ - dù dòng chảy tầng nhưng đã xuất hiện dòng chảy cắt ngang. Như vậy tiêu chuẩn Re_{cn} khi không xuất hiện dòng chảy cắt ngang là:

$$Re_{cn} = 13,5 \cdot \left(\frac{D}{d} \right)^{0,5} \quad (2-196)$$

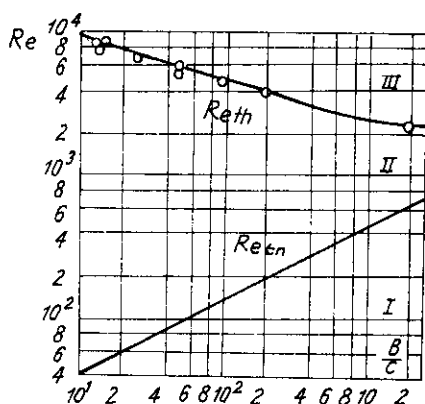
Minton xác định được rằng tiêu chuẩn Re tới hạn dùng cho thiết bị xoắn ốc có dạng như sau:

$$Re_{th} = 20000 \left(\frac{d_e}{D} \right)^{0,32} \quad (2-197)$$

trong đó:

D - đường kính ngoài ống xoắn.

Đối với kênh có khe hẹp 10 mm việc tăng đường kính ống xoắn D từ 0,5 đến 1,5 m sẽ làm giảm giá trị Re_{th} từ 7000 xuống 5000. Như ta thấy, hình 2-82 biểu diễn sự phụ thuộc của Re_{th} và Re_{cn} theo D/d_c : vùng chảy I chảy tầng, vùng II chảy tầng có dòng thứ cấp, vùng III vùng chảy rối. Như vậy, với giá trị Re tính được trong hình 2-82, ta nên chọn chế độ dòng chảy rối nghĩa là với giá trị $Re > Re_{th}$.



Hình 2-82.

Trong chế độ chảy rối có thể dùng biểu thức sau trong tính toán kỹ thuật:

$$\frac{1}{\xi} = -2 \lg \left(\frac{31,6}{Re^{0,9}} + \frac{\Delta^2}{13,73} \right) \quad (2-198)$$

trong đó:

$\Delta = D/d_c =$ độ nhám tương đối của vách.

Ở chế độ chảy tầng ($Re < 6000$):

$$\xi = \frac{\varphi \cdot 64}{Re}$$

φ - hệ số kể đến ảnh hưởng của độ rộng kênh đối với trở kháng thủy lực.

Trở kháng thủy lực của kênh khe hẹp xoắn ốc trong dòng chảy trong không ổn định về nhiệt có thể tính theo công thức sau:

$$\xi = \xi_{\text{đẳng nhiệt}} \cdot (Pr_w \cdot Pr)^{0,33} \quad (2-199)$$

Khi tính toán có thể dùng công thức:

$$\Delta P = 0,0113 \cdot L_p \cdot \omega^2 / (Re^{0,25} \cdot \delta) \quad (2-200)$$

để tính tổn thất áp suất qua kênh của thiết bị xoắn ốc với tốc độ chuyển động của chất lỏng trong ống thay đổi từ 0,1 đến 3 m/s, $1300 < Re < 10^5$.

với:

l - chiều dài của đường xoắn ốc, m ;

ρ - khối lượng riêng, kg/m^3 ;

ω - tốc độ chuyển động, m/s ;

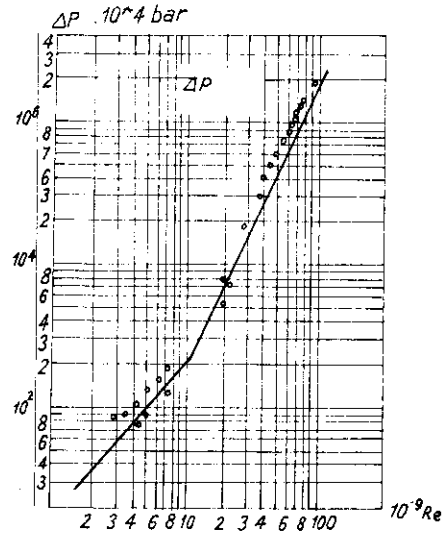
δ - chiều rộng kênh, m .

Hình 2-83 cho ta thấy sự thay đổi của trở kháng thuỷ lực theo Re , đơn vị Δp tính bằng 10^{-4} bar .

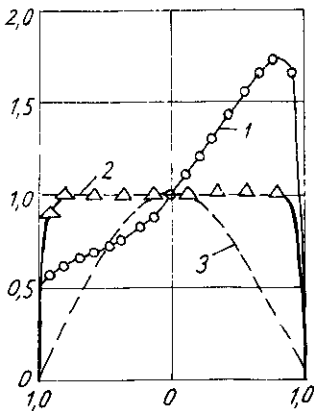
Trao đổi nhiệt trong thiết bị trao đổi nhiệt ống xoắn

Hình 2-84 cho ta thấy sự phân bố nhiệt độ trong ống cong $Re = 4000$, trong đó: 1 - trục ngang; 2 - trục đứng; 3 - ống thẳng.

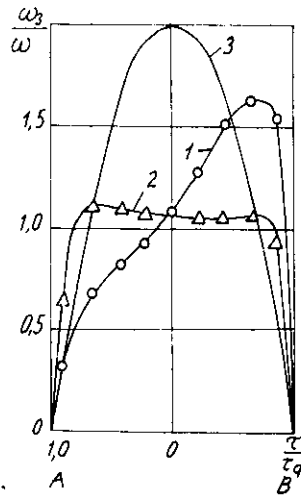
Kết quả nghiên cứu cho thấy profil tốc độ trong những ống tròn uốn cong không đối xứng qua trục, một phần là do dòng chuyển động cắt ngang thứ cấp. Do vậy trường tốc độ trong ống uốn cong có đường kính $35,6 \text{ mm}$ với tỷ lệ đường kính $r/D = 40$. Trường nhiệt độ được xác định ở tiêu chuẩn $Re = 4000$.



Hình 2-83.



Hình 2-84.



Hình 2-85.

Nhiệt độ vách ống được coi không đổi, mật độ dòng nhiệt theo chiều dài ống là hằng số. Dòng chảy có thể tách riêng làm hai phần: ở tâm nơi sự truyền nhiệt chủ yếu là do dẫn nhiệt, do ta bỏ qua lực nhớt và lớp biên (nhiệt và thủy động). Trường tốc độ được trình bày trên hình 2-85.

Biết chiều dài lớp biên nhiệt δ_T và thủy lực là δ ta có tỷ số:

$$\xi = \frac{\delta_T}{\delta}$$

đại lượng ξ sẽ được xác định như sau:

Khi $Pr \geq 1$:

$$\xi = \frac{2}{11} \left(1 + \sqrt{1 + \frac{77}{4} \cdot \frac{1}{Pr^2}} \right) \quad (2-201)$$

Khi $Pr \leq 1$:

$$\xi = \frac{1}{5} \sqrt{\frac{10}{Pr^2} - 1} \quad (2-202)$$

Ta có thể tính gần đúng tiêu chuẩn Nusselt trong ống cong và ống thẳng như sau:

$$\frac{Nu_{cong}}{Nu_{thẳng}} = 0,1979 \frac{K_D^{0,5}}{\xi} \quad (2-203)$$

K_D - số Din.

Có nhiều nghiên cứu về quan hệ giữa chiều rộng và chiều cao của kênh b , chiều dài của kênh. Tác giả Chjernobylski và Gnatovski đã nghiên cứu quá trình truyền nhiệt trong thiết bị kiểu xoắn ốc, dựa trên giá trị nhiệt độ đo được của dòng và vách. Tác giả đã kết luận là nên chọn tỷ lệ 1/30 hoặc nhỏ hơn ở chế độ dòng chảy $Re > 3 \cdot 10^5$, khi đó hệ số α khi sưởi ấm sẽ lớn hơn 12 ÷ 15% so với khi làm lạnh. Phương trình để tính sẽ là:

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot \varepsilon \quad (2-204)$$

ε là hệ số tính đến ảnh hưởng đặc biệt của sự truyền nhiệt trong kênh xoắn.

Giá trị ε được trình bày trong bảng: $\varepsilon = f(Re)$.

Quá trình	δ/b	15000	20000	30000	40000	50000	60000	70000	80000	90000	100000
cấp nhiệt	1/30	0,85	0,91	1,00	1,04	1,073	1,102	1,13	1,155	1,175	1,192
	1/45,5	0,92	0,93	0,95	0,98	1,00	1,02	1,04	1,06	1,078	1,097
làm lạnh	1/30	0,84	0,86	0,89	0,91	0,93	0,95	0,97	0,98	0,99	1,00
	1/45,5	0,8	0,83	0,86	0,89	0,91	0,93	0,94	0,95	0,96	0,96

Hargis đã đưa ra phương trình thực nghiệm để xác định α của dòng chảy rối của thiết bị kiểu ống xoắn với $Re > 1000$.

$$Nu = 0,0135 Re^{0,8} Pr^{0,8} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,17} - 6,65 \cdot 10^{-7} \left(\frac{L}{\delta} \right)^{1,8} \quad (2-205)$$

L - chiều dài kênh xoắn;

δ - chiều rộng.

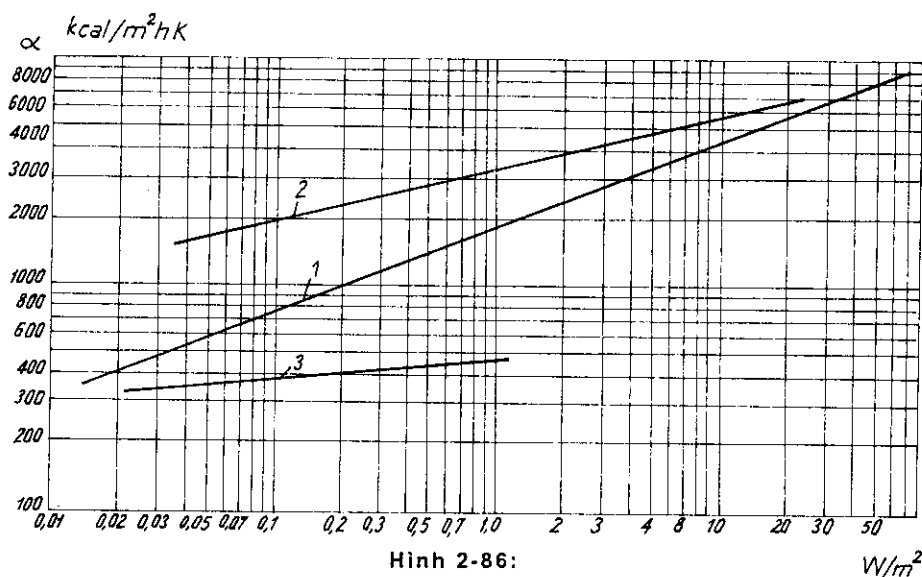
Trên thực tế, khi $Re > 3 \cdot 10^5$ có thể bỏ qua ảnh hưởng của L/δ . Minton xác định được hệ số truyền nhiệt của chất lỏng giọt chuyển động trong kênh xoắn như sau:

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,33} \cdot (1 + 3,54) \frac{d_c}{D_c} \quad (2-206)$$

Do $(1 + 3,54) \frac{d_c}{D_c}$ thay đổi nên trong một số trường hợp có thể thay bằng giá trị gần đúng 1,1.

Barbanovsky và các đồng nghiệp đã nghiên cứu thiết bị trao đổi nhiệt kiểu ống xoắn, ông cho rằng nếu áp dụng kết quả tính toán theo (2-205) thì kết quả thu được sẽ cao hơn khoảng 15% khi $Re < 15000$. Trong chuyển động rối, kết quả tính toán lại rất phù hợp với công thức (2-206).

Đồ thị hình 2-86 cho thấy sự phụ thuộc của α vào công suất khắc phục trở kháng thuỷ lực chuyển động của chất lỏng tính cho 1 đơn vị diện tích. Từ đồ thị ta thấy rõ là ở tốc độ lớn, hiệu suất của thiết bị kiểu xoắn cao hơn thiết bị kiểu ống vỏ và gần bằng thiết bị kiểu tấm.



1. Thiết bị trao đổi nhiệt kiểu xoắn ốc; 2. Thiết bị trao đổi nhiệt kiểu tấm; 3. Thiết bị trao đổi nhiệt kiểu ống vỏ.

Phương pháp tính toán thiết bị trao đổi nhiệt kiểu xoắn ốc có thể thấy qua ví dụ sau đây:

Bài tập thiết bị trao đổi nhiệt xoắn ốc

Tính toán thiết bị trao đổi nhiệt kiểu xoắn ốc để làm mát dung dịch xút 20% NaOH với lưu lượng 25000 kg/h từ nhiệt độ 80°C xuống 40°C, nước làm mát vào có nhiệt độ 20°C, ra 40°C chuyển động ngược chiều.

Các thông số vật lý như sau:

$$t_{\text{lb NaOH}} = 60^{\circ}\text{C}, \quad t_{\text{lb H}_2\text{O}} = 30^{\circ}\text{C}$$

	NaOH	H ₂ O
λ	0,536	0,618
ρ	1196	995,7
ν	$1,563 \cdot 10^{-6}$	$0,805 \cdot 10^{-6}$
C_p	3,963	4,174
Pr	10,7	5,42

Giải

Tải nhiệt của thiết bị

$$Q = G_1 C_p (t_1' - t_1'') = 25000 \cdot 3,963 \cdot (80 - 40) = 3963000 \text{ kJ/h}$$

Lưu lượng nước làm mát:

$$G_2 = \frac{Q}{C_{\text{pnước}} (t_2'' - t_2')} = \frac{3963000}{4,17 \cdot (40 - 20)} = 47472,45 \text{ kg/h}$$

Nhiệt độ trung bình logarit:

$$\Delta T = \frac{40 - 20}{\ln \frac{40}{20}} = 29^\circ \text{C}$$

Đường kính tương đương:

$$d_e = \frac{4b\delta}{2b} = 2\delta$$

Chọn bề rộng của kênh là $\delta = 0,012 \text{ m}$.

Ta có: $d_e = 0,024 \text{ m}$.

Chọn trước tốc độ chuyển động của xút là $0,5 \text{ m/s}$, vậy diện tích mặt cắt ngang của dòng chảy sẽ là:

$$f = \frac{G_1}{\rho_1 3600 \omega_1} = \frac{25000}{1196 \cdot 3600 \cdot 0,5} = 0,0116 \text{ m}^2$$

Suy ra chiều cao hiệu quả sẽ là:

$$b_e = \frac{0,0116}{0,012} = 0,9677 \text{ m}$$

Chọn $b_e = 1 \text{ m}$.

Ta chọn chiều rộng của dải thép là 1 m .

Khi đó diện tích mặt cắt ngang của dòng chảy sẽ là:

$$f = \delta \cdot b_e = 0,012 \text{ m}^2$$

Tốc độ thực của xút sẽ là:

$$\omega_1 = \frac{25000}{3600.1196.0,012} = 0,4838 \text{ m/s}$$

Tiêu chuẩn Re_1 sẽ được tính như sau:

$$Re_1 = \frac{0,4838.0,024}{1,563.10^{-6}} = 7429,8$$

Tốc độ của nước làm mát:

$$\omega_2 = \frac{47472,45}{995,7.3600.0,012} = 1,1036 \text{ m/s}$$

$$Re_2 = \frac{1,1036.0,024}{0,805.10^{-6}} = 32903,7$$

Chọn đường kính ngoài D của thiết bị là 1 m , theo công thức ta có:

$$Re_{th} = 20000 \left(\frac{d_c}{D} \right)^{0,32} = 20000 \left(\frac{0,024}{1} \right)^{0,32} = 6063$$

Hệ số toả nhiệt của xút:

$$Nu_1 = 0,023 \cdot Re_1^{0,8} Pr_1^{0,33} \left(1 + \frac{d_c}{D} \right) = 0,023 \cdot 7429,8^{0,8} \cdot 10,7^{0,33} \left(1 + \frac{0,024}{1} \right)$$

$$= 68,174$$

$$\alpha_1 = \frac{Nu \lambda_1}{d_c} = \frac{68,174.0,563}{0,024} = 1522 \text{ W/m}^2\text{K}$$

với nước:

$$Re_2 = \frac{1,1036.0,024}{0,805.10^{-6}} = 32903,7$$

$$Nu_2 = 0,023 \cdot Re_2^{0,8} Pr_2^{0,33} \left(1 + \frac{d_c}{D} \right) = 0,023 \cdot 32903,7^{0,8} \cdot 5,41^{0,33} \left(1 + \frac{0,024}{1} \right)$$

$$= 179$$

$$\alpha_2 = 4612,47 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Chọn chiều dày của thép tấm $\delta = 0,004 \text{ m}$, thép không rỉ có $\lambda = 16 \text{ W/m.K}$ ta có thể tính được hệ số truyền nhiệt:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{1522} + \frac{0,004}{16} + \frac{1}{4612,47}} = 890 \text{ W.m}^2$$

Diện tích bề mặt trao đổi nhiệt sẽ là:

$$F = \frac{3963000.1000}{890.29.3600} = 42,867 \text{ m}^2$$

Chiều dài của thép tấm:

$$L = \frac{F}{2b} = \frac{42,867}{2.1} = 21,43 \text{ m}$$

Số vòng xoắn ốc để có chiều dài hiệu quả:

$$n = \sqrt{\frac{L}{2\pi t} + \frac{1}{10} \left(\frac{d}{t} - 1 \right)^2} - \frac{1}{4} \left(\frac{d}{t} - 1 \right)$$

$$= 11,075$$

$$t = \delta + \delta_t = 0,012 + 0,004 = 0,016$$

$$d = 2r + t = 2.0,15 + 0,016 = 0,316$$

Đường kính ngoài cùng của thiết bị:

$$D = d + 2Nt + \delta_t = 0,316 + 2.22,5 + 0,004 = 0,6744 \text{ m}$$

$$Re_{th} = 20000. \left(\frac{0,024}{0,6744} \right)^{0,32} = 6877$$

Như vậy đối với dung dịch xút NaOH: $Re_{NaOH} > Re_{th}$ và $Re_{nước} > Re_{th}$.

Tổn thất áp suất phía xút sẽ là:

$$\Delta P_1 = 0,0113 L \rho \frac{v_1^2}{Re_1^{0,25} \cdot \delta}$$

$$= 0,0113.21,43.1196. \frac{0,4838^2}{7429,8^{0,25} \cdot 0,012} = 608,73 \text{ Pa}$$

Tổn thất áp suất phía nước:

$$\Delta p_2 = 0,0113 L \rho \frac{\omega_2^2}{Re_2^{0,25} \cdot \delta}$$

$$= 0,0113 \cdot 21,43 \cdot 995,7 \cdot \frac{1,1036^2}{32903,7^{0,25} \cdot 0,012} = 939 \text{ Pa.}$$

Thiết bị trao đổi nhiệt hoạt động theo chu kỳ

3.1. THIẾT BỊ ĐÓT NÓNG THEO CHU KỲ

3.1.1. Phân loại

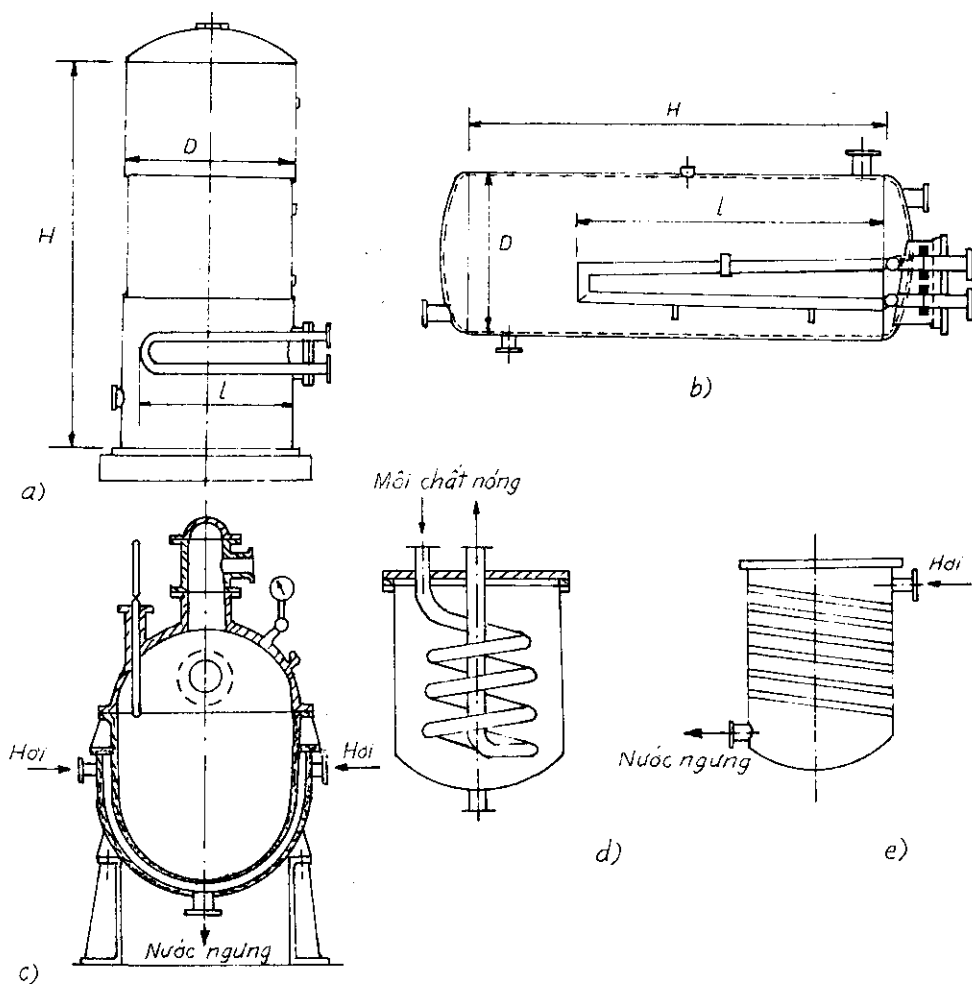
Thiết bị đốt nóng theo chu kỳ được sử dụng khá rộng rãi trong nhiều ngành công nghiệp khác nhau, ví dụ thiết bị đun nóng nước-tích nhiệt, lò nấu...

Thiết bị đun nóng nước - tích nhiệt (hình 3-1a, b) là một bình có thể tích lớn đặt đứng hoặc nằm ngang, chứa đầy nước cần đốt nóng, bên trong bình là những ống nhỏ không cánh đặt nằm ngang (đây là bề mặt truyền nhiệt của thiết bị). Hơi nước đi trong các ống nhỏ, ngưng tụ và nhả nhiệt đun nóng nước (thiết bị đun nóng nước chu kỳ dùng hơi) hoặc nước nóng đi trong các ống nhỏ nhả nhiệt đun nóng nước trong bình (thiết bị đun nóng nước chu kỳ dùng nước nóng). Thiết bị đun nóng nước - tích nhiệt dùng để cung cấp nước nóng theo chu kỳ với khối lượng lớn. Nước trong bình được đốt nóng trong thời gian từ 4 đến 5 giờ và sau đó được sử dụng chỉ trong thời gian ngắn khoảng 20 đến 30 phút (ví dụ sau mỗi ca làm việc của các phân xưởng trong nhà máy). Nếu như ở đây ta sử dụng thiết bị đun nóng nước liên tục (như đã trình bày trong Chương 2) hoặc lấy nước nóng từ hệ thống nhiệt cung cấp nước nóng thì công suất lớn nhất của các loại thiết bị này phải lớn gấp 6 đến 10 lần công suất trung bình của thiết bị đó. Do vậy, sử dụng thiết bị đun nóng nước liên tục hay sử dụng hệ thống nhiệt cung cấp nước nóng trong trường hợp cần lượng nước nóng lớn nhưng chỉ trong thời gian ngắn là hoàn toàn không có lợi, ngược lại sử dụng thiết bị đun nóng nước - tích nhiệt là

hoàn toàn hợp lý.

Lò nấu bằng hơi (hình 3-1e, d) được sử dụng cho nhu cầu sinh hoạt và đặc biệt được dùng nhiều trong công nghiệp hóa chất. Trong các thiết bị này, chất liệu cần nhiệt được đun nóng đến một nhiệt độ nhất định, sau đó giữ chất liệu ở nhiệt độ đó trong một thời gian nhất định. Lúc này chất liệu cần nhiệt biến đổi (thường là đặc tính hóa học thay đổi) đến mức yêu cầu rồi được lấy ra khỏi thiết bị.

Để đun nóng chất liệu, thông thường người ta dùng hơi nước nhưng cũng



Hình 3-1. Thiết bị trao đổi nhiệt hoạt động theo chu kỳ

- a. Thiết bị đun nóng nước tích nhiệt đặt đứng; b. Thiết bị đun nóng nước tích nhiệt nằm ngang; c. Thiết bị nấu hai vỏ; d. Thiết bị nấu ống xoắn.

có thể dùng nước nóng. Khi dùng hơi nước, người ta có thể đưa thẳng hơi nước qua các lỗ nhỏ của ống xoắn đặt dưới đáy rồi vào chất liệu (lỏng, rắn), lúc này hơi nước ngưng tụ ngay trong chất liệu và nhả nhiệt đun nóng chất liệu (ưu điểm là truyền nhiệt tốt nhưng nhược điểm là gây ồn và tiêu tốn nước ngưng vì nước ngưng không quay về được); hoặc cho hơi nước ngưng tụ bên ngoài vỏ nồi (nồi hai lớp hình 3-1c) hay trong ống xoắn hình 3-1d (dùng biện pháp này không tiêu tốn nước ngưng nhưng truyền nhiệt kém vì phải qua lớp vỏ nồi mới tới chất liệu). Áp suất trong nồi có thể là áp suất khí quyển hoặc áp suất dư. Với nồi nấu hóa chất có tạo ra hơi độc, phải đặt ống thoát hơi độc trên nắp nồi.

Để tính toán nhiệt cho thiết bị nấu, ta phải biết qui trình nấu chất liệu cụ thể cho nên không trình bày ở đây. Dưới đây chỉ trình bày phương pháp tính toán nhiệt cho thiết bị đun nóng nước tích nhiệt chu kỳ.

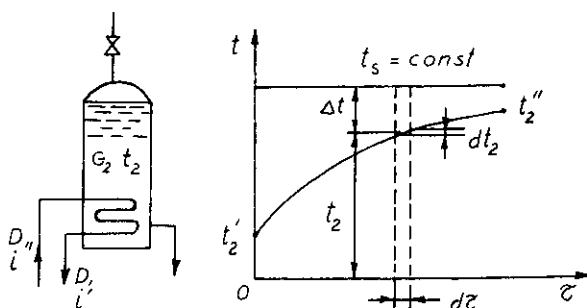
3.1.2. Tính nhiệt cho thiết bị đun nóng nước-tích nhiệt dùng hơi

Trong các thiết bị trao đổi nhiệt vách ngăn liên tục vừa trình bày ở Chương 2, vì lưu lượng môi chất nóng, lạnh không đổi theo thời gian, nên lượng nhiệt trao đổi cũng liên tục và có giá trị không đổi theo thời gian. Với các thiết bị đốt nóng chu kỳ, lượng nhiệt Q trao đổi giữa hai môi chất sẽ thay đổi theo thời gian, do vậy các công thức tính nhiệt cho thiết bị hoạt động liên tục trong Chương 2 không dùng được ở đây.

Hơi nước ngưng tụ trong các ống nằm ngang ở áp suất tương ứng, nhả nhiệt đun nóng nước. Lượng nước được đun nóng G_2 chứa trong thùng không đổi. Theo thời gian, nhiệt độ nước được đun nóng t_2 tăng dần, còn nhiệt độ của hơi ngưng tụ không

đổi, $t_s = \text{const}$, nên độ chênh nhiệt độ giữa hai môi chất $\Delta t = t_1 - t_2$ giảm dần và theo thời gian, lượng nhiệt trao đổi Q và lượng hơi đốt cần thiết D giảm dần.

Trong khoảng thời gian $d\tau$, nhiệt độ nước cần đun nóng tăng dt_2



Hình 3-2.

(hình 3-2), ta có phương trình cân bằng nhiệt sau:

$$dQ = D(i'' - i')d\tau = G_2 \cdot C_2 \cdot dt_2 \quad (3-1)$$

Gọi diện tích bề mặt trao đổi nhiệt của thiết bị là F , hệ số truyền nhiệt từ hơi ngưng qua vách tới nước là k , độ chênh nhiệt độ $\Delta t = t_s - t_2$, ta có phương trình truyền nhiệt trong khoảng thời gian $d\tau$ như sau:

$$dQ = k \cdot F \cdot \Delta t \cdot d\tau \quad (3-2)$$

Từ (3-1) và (3-2), ta có:

$$\begin{aligned} k \cdot F \cdot \Delta t \cdot d\tau &= G_2 \cdot C_2 \cdot dt_2 \\ \frac{k \cdot F}{G_2 \cdot C_2} d\tau &= \frac{dt_2}{\Delta t} = \frac{dt_2}{t_s - t_2} \end{aligned} \quad (a)$$

Nếu nhiệt độ ban đầu của nước là t'_2 , sau thời gian đun nóng τ , nhiệt độ cuối của nước là t''_2 , từ (a) ta có:

$$\begin{aligned} \int_0^\tau \frac{k \cdot F}{G_2 \cdot C_2} d\tau &= \int_{t'_2}^{t''_2} \frac{dt_2}{t_s - t_2} \\ \frac{k \cdot F}{G_2 \cdot C_2} \tau &= \ln \frac{t_s - t'_2}{t_s - t''_2} \end{aligned}$$

Từ đó diện tích bề mặt trao đổi nhiệt được xác định:

$$F = \frac{G_2 \cdot C_2}{k \cdot \tau} \ln \frac{t_s - t'_2}{t_s - t''_2} \quad (3-3)$$

Khi có ống đường kính trong d_1 , đường kính ngoài d_2 và $d_2/d_1 \leq 1,4$, ta có thể tính hệ số truyền nhiệt qua vách trụ như đối với vách phẳng như sau:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{\delta_c}{\lambda_c} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad (3-4)$$

ở đây:

α_1 - hệ số tỏa nhiệt của hơi ngưng;

δ - chiều dày của vách ống;

λ - hệ số dẫn nhiệt của vách ống;

δ_c - chiều dày lớp cặn bẩn;

λ_c - hệ số dẫn nhiệt của lớp cặn bẩn;

α_2 - hệ số tỏa nhiệt giữa bề mặt ngoài và nước trong thùng.

Để xác định được α_2 , ta cần biết nhiệt độ trung bình t_{2tb} của nước sau thời gian đốt nóng τ . Ta có:

$$\Delta t_{tb} = t_s - t_{2tb} \quad (b)$$

$$\Delta t_{tb} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{t_s - t'_2 - (t_s - t''_2)}{\ln \frac{t_s - t'_2}{t_s - t''_2}} = \frac{t''_2 - t'_2}{\ln \frac{t_s - t'_2}{t_s - t''_2}} \quad (c)$$

Từ (b) và (c) ta có:

$$t_{2tb} = t_s - \frac{t''_2 - t'_2}{\ln \frac{t_s - t'_2}{t_s - t''_2}} \quad (3-5)$$

Nhiệt độ cuối của nước cần đun nóng t''_2 sau thời gian τ được xác định từ phương trình (3-3):

$$t''_2 = t_s - (t_s - t'_2)e^{\frac{KF\tau}{G_2 C_2}} \quad (3-6)$$

Lượng hơi ngưng tụ phụ thuộc vào thời gian được tính theo công thức:

$$D = k.F \frac{t_s - t'_2}{i - i'} e^{\frac{KF\tau}{G_2 C_2}} \quad (3-7)$$

Hệ số tỏa nhiệt α_1 khi ngưng hơi bên trong ống nằm ngang được xác định bằng công thức:

$$\alpha = C.A.q^{0.5}L^{0.35}d_1^{-0.25} \quad (3-8)$$

ở đây:

$C = 1,26$ đối với ống thép;

q - mật độ dòng nhiệt, W/m^2

L - chiều dài ống, m

d_1 - đường kính trong của ống, m

$$A = \frac{\lambda \rho^{0.1}}{(r.v)^{0.5} . \sigma^{0.3} . (\rho'')^{0.3}} \quad (3-9)$$

Các thông số vật lý $r, v, \sigma, \lambda, \rho$ của chất lỏng ngưng lấy ở nhiệt độ ngưng t_s ; ρ'' khối lượng riêng của hơi bão hòa khô.

Giá trị A của hơi nước phụ thuộc nhiệt độ ngưng cho trong bảng dưới đây:

$t_s, ^\circ C$	100	110	120	130	140	150	160	170	180	190
A	8,42	8,1	7,75	7,42	7,1	6,78	6,47	6,14	5,81	5,49

Giá trị hệ số tỏa nhiệt α_2 của chất lỏng (nước...) hoặc chất khí khi đối lưu tự nhiên từ bề mặt ngoài của ống nằm ngang hoặc thẳng đứng được tính theo công thức:

$$Nu_m = \frac{\alpha \cdot l}{\lambda} = C(GrPr)_m^n = C \left(\frac{\beta \cdot g \cdot l^3 \cdot \Delta t}{\nu^2} \cdot \frac{\nu}{a} \right)^n \quad (3-10)$$

Công thức trên dùng cho chất lỏng hoặc chất khí có $Pr \geq 0,7$.

$$\Delta t = t_w - t_m;$$

$$t_m = 0,5(t_w + t_f);$$

t_w - nhiệt độ bề mặt ngoài của ống;

t_f - nhiệt độ trung bình của chất lỏng, khí;

Với ống nằm ngang $l = d_2$; với ống đứng $l = h$ (chiều cao ống).

Giá trị C và n phụ thuộc vào tích số $Gr.Pr$, cụ thể như sau:

- khi $Gr.Pr < 10^{-3}$ $Nu = 0,5 = \text{const}$ (3-10a)

- khi $Gr.Pr = 1 \cdot 10^{-3} \div 500$ $Nu = 1,18(Gr.Pr)^{0,125}$ (3-10b)

- khi $Gr.Pr = 500 \div 2 \cdot 10^7$ $Nu = 0,54(G_r.P_r)^{0,25}$ (3-10c)

- khi $Gr.Pr > 2 \cdot 10^7$ $Nu = 0,135(G_r.P_r)^{0,33}$ (3-10d)

14

Đối với bất kỳ môi chất nào, các công thức (3-10) có thể đưa về dạng:

- khi $500 < Gr.Pr < 2 \cdot 10^7$: $\alpha = A_1 \cdot \left(\frac{\Delta t}{l} \right)^{1/4}$ (3-11a)

- khi $(Gr.Pr) > 2 \cdot 10^7$: $\alpha = A_2 \cdot \left(\frac{\Delta t}{l} \right)^{1/4}$ (3-11b)

Giá trị A_1 , A_2 của nước phụ thuộc vào nhiệt độ t_m cho trong bảng dưới đây :

$t_m, ^\circ\text{C}$	0	20	40	60	80	100	150	200
A_1	70	112	149	178	205	227	274	304
A_2	102	198	291	363	426	482	607	713

Thể tích của thiết bị được xác định khi biết khối lượng nước G_2 trong thùng cần đốt nóng với khối lượng riêng ρ_2 :

$$V = \frac{G_2}{\rho_2} \quad (3-12)$$

Từ đó khi biết đường kính D của thùng ta có thể xác định được chiều cao hay chiều dài của thùng:

$$H = \frac{4V}{\pi D^2} \quad (3-13)$$

Khi chọn chiều dài của ống trong một hành trình l (nếu thùng nằm ngang $l < H$, nếu thùng đặt đứng $l < D$), tổng số ống trong thùng bằng:

$$n = \frac{F}{\pi d_{th} l} \quad (3-14)$$

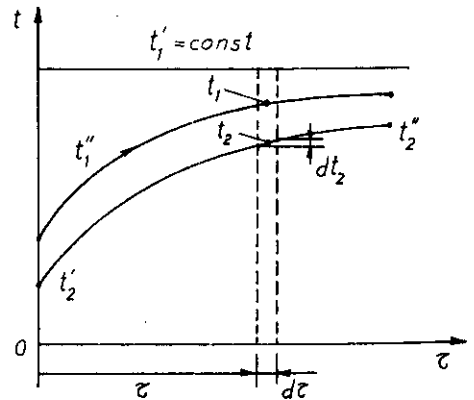
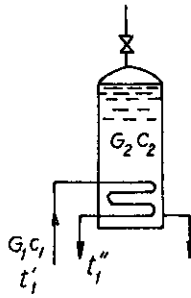
với $d_{th} = 0,5(d_1 + d_2)$.

Gọi số hành trình N (ống chữ U có $N = 2$), số ống trong một hành trình m , ta có:

$$\begin{aligned} n &= m.N \\ m &= \frac{n}{N} \end{aligned} \quad (3-15)$$

3.1.3. Tính nhiệt cho thiết bị đun nóng nước - tích nhiệt dùng nước nóng

Lượng nước cần đun nóng trong bình G_2 không đổi, ở nhiệt độ ban đầu t'_2 , sau chu kỳ đốt nóng τ nhiệt độ nước t''_2 . Khi lượng nước để đốt nóng G_1 không đổi ở nhiệt độ t'_1 không đổi, nhiệt độ nước để đốt nóng ra t''_1 sau



Hình 3-3

chu kỳ đốt nóng τ sẽ tăng lên theo thời gian. Sự thay đổi nhiệt độ t'_1 và t'_2 theo thời gian được thể hiện trên hình 3-3 và điều này làm phức tạp thêm cho việc tính nhiệt.

Phương trình vi phân truyền nhiệt cho toàn bộ thiết bị trong khoảng thời gian $d\tau$:

$$dQ = k.F.\Delta t.d\tau \quad (a)$$

Độ chênh nhiệt độ trung bình Δt (hình 3-3) được xác định với $\Delta t_1 = t'_1 - t_2$, $\Delta t_2 = t_1 - t_2$:

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{t'_1 - t_1}{\ln \frac{t'_1 - t_2}{t_1 - t_2}} \quad (b)$$

Phương trình vi phân cân bằng nhiệt trong thời gian $d\tau$:

$$dQ = G_1.C_1(t'_1 - t_1)d\tau = G_2.C_2.dt_2 \quad (c)$$

Trước tiên ta phải tìm hàm t_1 phụ thuộc vào t_2 , muốn vậy từ (a) và (c), ta có:

$$dQ = k.F.\Delta t.d\tau = G_1.C_1(t'_1 - t_1)d\tau$$

$$k.F = \frac{t'_1 - t_1}{\ln \frac{t'_1 - t_2}{t_1 - t_2}} = G_1.C_1(t'_1 - t_1)$$

$$\frac{k.F}{G_1.C_1} = \frac{t'_1 - t_2}{t_1 - t_2} \ln \frac{t'_1 - t_2}{t_1 - t_2} = e^{\frac{kF}{G_1.C_1}} = e^A;$$

$$A = \frac{kF}{G_1.C_1}$$

$$t_1 = t_2 + (t'_1 - t_2).e^{-A} \quad (d)$$

Lấy (d) thế vào (c), ta có:

$$G_1.C_1[t'_1 - t_2 - (t'_1 - t_2)e^{-A}]d\tau = G_2.C_2dt_2$$

$$G_1.C_1(t'_1 - t_2)(1 - e^{-A})d\tau = G_2.C_2.dt_2$$

$$\frac{G_1.C_1}{G_2.C_2} (1 - e^{-A})d\tau = \frac{dt_2}{t'_1 - t_2}$$

$$\int_0^\tau \frac{G_1.C_1}{G_2.C_2} (1 - e^{-A})d\tau = \int_{t'_2}^{t'_1} \frac{dt_2}{t'_1 - t_2}$$

$$\frac{G_1.C_1}{G_2.C_2} (1 - e^{-A})\tau = \ln \frac{t'_1 - t'_2}{t'_1 - t''_2} \quad (e)$$

Giải phương trình (e) ta có:

$$\begin{aligned}
 A &= - \ln \left(1 - \frac{G_2.C_2}{\tau.G_1.C_1} \ln \frac{t'_1 - t'_2}{t'_1 - t''_2} \right) \\
 A &= \ln \frac{1}{1 - \frac{G_2.C_2}{\tau.G_1.C_1} \ln \frac{t'_1 - t'_2}{t'_1 - t''_2}} = \frac{kF}{G_1.C_1} \\
 F &= \frac{G_1.C_1}{k} \ln \frac{1}{1 - \frac{G_2.C_2}{\tau.G_1.C_1} \ln \frac{t'_1 - t'_2}{t'_1 - t''_2}} \quad (3-16)
 \end{aligned}$$

Muốn tính được hệ số truyền nhiệt k theo (3-4) phải biết α_1, α_2

α_1 - hệ số tỏa nhiệt của nước nóng chảy trong ống

α_2 - hệ số tỏa nhiệt của nước lạnh trong bình).

Muốn tính được α_1, α_2 phải biết nhiệt độ trung bình t_{1tb}, t_{2tb} của nước nóng và nước lạnh sau thời gian τ .

Ta có thể tính gần đúng t_{2tb} như sau:

$$t_{2tb} = t'_1 - \frac{t''_2 - t'_2}{\ln \frac{t'_1 - t'_2}{t'_1 - t''_2}} \quad (3-17)$$

Nhiệt độ t_{1tb} tính được từ phương trình cân bằng nhiệt:

$$\begin{aligned}
 G_1.C_1(t'_1 - t_{1tb})\tau &= G_2.C_2(t''_2 - t'_2) \\
 t_{1tb} &= t'_1 - \frac{G_2.C_2}{\tau.G_1.C_1} (t''_2 - t'_2) \quad (3-18)
 \end{aligned}$$

Nếu cho trước diện tích bề mặt truyền nhiệt của các ống F , nhiệt độ cuối của nước cần đốt nóng sau thời gian τ có thể tìm được từ phương trình (e):

$$t''_2 = t'_1 - (t_1 - t'_2)e^{-B} \quad (3-19)$$

$$B = \frac{\tau.G_1.C_1}{G_2.C_2} \left(1 - \frac{1}{e^{\frac{kF}{G_1.C_1}}} \right) \quad (3-20)$$

Hệ số tỏa nhiệt α_1 của nước chảy trong ống tính như trong Chương 2 theo chế độ chảy tầng hay chảy rối. Hệ số tỏa nhiệt α_2 của nước lạnh trong

thùng tính theo (3-10).

Kích thước thùng chứa nước được xác định theo (3-12), (3-13), chiều dài của ống trong một hành trình $l < H$ nếu thùng đặt nằm ngang; $l < D$ nếu thùng đặt đứng.

Số ống m trong một hành trình được xác định theo lưu lượng nước nóng G_1 chảy trong ống với tốc độ w_1 , khối lượng riêng ρ_1 , đường kính trong d_1 :

$$m = \frac{4G_1}{\pi d_1^2 \rho_1 w_1} \quad (3-21)$$

Tổng chiều dài các ống trong thùng bằng:

$$L = \frac{F}{\pi d_{tb}} \quad (3-22)$$

với $d_{tb} = 0,5(d_1 + d_2)$.

Tổng số ống n được xác định khi chọn chiều dài của ống trong một hành trình l :

$$n = \frac{L}{l} \quad (3-23)$$

Số hành trình N :

$$N = \frac{n}{m} \quad (3-24)$$

Bài tập 3.1

Thiết bị đun nóng nước tích nhiệt dùng hơi, lượng nước cần đun nóng $G_2 = 10000 \text{ kg}$ ở nhiệt độ đầu $t'_2 = 15^\circ\text{C}$ đến nhiệt độ $t''_2 = 50^\circ\text{C}$ trong thời gian 5 giờ ($\tau = 5 \text{ h}$). Hơi nước bão hòa khô ở $p = 1,2 \text{ bar}$ ngưng tụ trong ống có đường kính $d_2/d_1 = 25/21 \text{ mm}$. Xác định kích thước thiết bị, tổng số ống n , số ống m trong một hành trình, tính lượng hơi nước cần thiết trong từng giờ. Biết ống bằng thép có hệ số dẫn nhiệt $\lambda = 64 \text{ W/m}\cdot\text{độ}$.

Giải

Nhiệt độ trung bình của nước trong thùng theo (3-5):

$$t_{tb} = t_s - \frac{t''_2 - t'_2}{\ln \frac{t_s - t'_2}{t_s - t''_2}} = 105 - \frac{50 - 15}{\ln \frac{105 - 15}{105 - 50}} = 34^\circ\text{C}$$

Từ đó ta tra được các thông số vật lý của nước trong thùng:

$$\rho_2 = 995 \text{ kg/m}^3; \quad C_2 = 4,174 \text{ kJ/kg}\cdot\text{độ};$$

$\lambda_2 = 0,625 \text{ W/m.}^\circ\text{K}$; $\nu_2 = 0,926 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$; $\text{Pr}_2 = 5$.
Độ chênh nhiệt độ trung bình giữa hai môi chất:

$$\Delta t_{1b} = t_s - t_{2tb} = 105 - 34 = 71^\circ\text{C}$$

Theo (3-3) ta có tổng diện tích truyền nhiệt F bằng:

$$F = \frac{C_2 C_2}{k \cdot \tau} \ln \frac{t_s - t'_2}{t_s - t''_2}$$

$$k \cdot F = \frac{10000 \times 4,174 \cdot 10^3}{5 \times 3600} \ln \frac{105 - 15}{105 - 50} = 1142 \text{ W/}^\circ\text{K}$$

Hệ số truyền nhiệt được xác định theo vách phẳng vì $d_2/d_1 = 25/21 = 1,19 < 1,4$, theo (3-4) ta có:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{\delta_c}{\lambda_c} + \frac{1}{\alpha_2}}$$

$\delta = 0,5(d_2 - d_1) = 0,5(25 - 21) = 2 \text{ mm}$; $\lambda = 64 \text{ W/m.}^\circ\text{K}$; chiều dày lớp cặn bám vào vách ống, có thể chọn $\delta_c = 0,5 \text{ mm}$ với hệ số dẫn nhiệt lớp cặn bám $\lambda_c = 2,32 \text{ W/m.}^\circ\text{K}$.

Hệ số tỏa nhiệt hơi nước ngưng α_1 trong ống nằm ngang được tính theo (3-8):

$$\alpha_1 = C \cdot A \cdot q^{0,5} L^{0,35} d_1^{-0,25}$$

Với ống thép $C = 1,26$, khi $t_s = 105^\circ\text{C}$ với nước ta có : $A = 8,26$. Chọn ống chữ U ($N = 2$ hàng trình). $L = 2,1$, nếu chọn chiều dài ống $l = 1,4 \text{ m}$, $L = 2,8 \text{ m}$, $d_1 = 0,021 \text{ m}$.

$$\alpha_1 = 1,26 \times 8,26 q^{0,5} 2,8^{0,35} (0,021)^{-0,25}$$

$$\alpha_1 = 39,1 q^{0,5} ; q = \alpha_1 \cdot \Delta t_1$$

$$\alpha_1 = 39,1 (\alpha_1 \cdot \Delta t_1)^{0,5} = 1529 \cdot \Delta t_1$$

Đầu tiên chọn $\Delta t_1 = 10 = t_s - t_{w1}$; $t_{w1} = t_s - \Delta t_1 = 105 - 10 = 95^\circ\text{C}$ và:

$$\alpha_1 = 1529 \times 10 = 15290 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{K}$$

Chọn $t_{w2} = t_{2tb} + \Delta t_2 = 34 + 40 = 74^\circ\text{C}$ (chọn $\Delta t_2 = 40^\circ\text{C}$).

Nhiệt độ trung bình t_m :

$$t_m = \frac{t_{w2} + t_{2tb}}{2} = \frac{74 + 34}{2} = 54^\circ\text{C}$$

Từ đó tra được các thông số vật lý của nước $\nu_2 = 0,517 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$

$$\text{Gr} = \frac{\beta \cdot g \cdot d_2^3 \cdot \Delta t_2}{\nu_2^2}; \quad \beta = \frac{1}{T_{21b}} = \frac{1}{34 + 273} = 0,0038$$

$$\text{Gr} = \frac{0,0038 \times 9,81 \times 0,025^3 \cdot 40}{(0,517 \cdot 10^{-6})^2} = 7,78 \cdot 10^7$$

Theo (3-11b) và từ $t_m = 54$ tra được $A_2 = 341$;

$$\alpha_2 = A_2 \left(\frac{\Delta t_2}{l^*} \right)^{1/4} = A_2 \left(\frac{\Delta t_2}{d_2} \right)^{0,25}$$

$$\alpha_2 = 341 \left(\frac{40}{0,025} \right)^{0,25} = 2157 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{K}$$

Vậy hệ số truyền nhiệt của thiết bị bằng:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{15290} + \frac{0,002}{64} + \frac{0,0005}{2,32} + \frac{1}{2157}} = 1242 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{K}$$

$$q = k \cdot \Delta t_{1b} = 1242 \times 71 = 88182 \text{ W/m}^2$$

$$\Delta t_1 = \frac{q}{\alpha_1} = \frac{88182}{15290} = 5,8^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_2 = \frac{q}{\alpha_2} = \frac{88182}{2157} = 40,9^\circ\text{C}$$

Như vậy việc chọn Δt_1 chưa đúng, còn chọn $\Delta t_2 = 40^\circ\text{C}$ là khá chính xác so với tính toán, ta phải chọn lại Δt_1 , còn Δt_2 vẫn như cũ.

Chọn $\Delta t_1 = 7,5^\circ\text{C}$, tính được $\alpha_1 = 11467 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{K}$

Vẫn chọn $\Delta t_2 = 40^\circ\text{C}$ và $\alpha_2 = 2157 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{K}$ không thay đổi, vậy $k = 1208 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{K}$ và $q = 85768 \text{ W/m}^2$. Từ đó:

$$\Delta t_1 = \frac{q}{\alpha_1} = \frac{85768}{11467} = 7,48^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_2 = \frac{q}{\alpha_2} = \frac{85768}{2157} = 39,8^\circ\text{C}$$

Chúng ta thấy giá trị tính $\Delta t_1 = 7,48^\circ\text{C}$ gần đúng giá trị chọn là $7,5^\circ\text{C}$, còn giá trị tính $\Delta t_2 = 39,8^\circ\text{C}$ cũng gần đúng với giá trị chọn 40°C . Vậy ta không phải tính lại và ta có kết quả:

$$k = 1208 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{K}$$

$$F = \frac{kF}{k} = \frac{1142}{1208} = 0,95 \text{ m}^2$$

Thể tích của thùng theo (3-12):

$$V = \frac{G_2}{\rho_2} = \frac{10000}{995} = 10,05 \text{ m}^3$$

Khi chọn đường kính trong của thùng $D = 1,8 \text{ m}$, chiều cao (khi thùng để đứng) theo (3-13) sẽ là:

$$H = \frac{4V}{\pi D^2} = \frac{4 \times 10,05}{3,14 \times 1,8^2} = 3,93 \approx 4 \text{ m}$$

Khi chọn chiều dài của ống $l = 1,4 \text{ m}$ (thỏa mãn $l < D$), tổng số ống trong thùng theo (3-14) sẽ là:

$$n = \frac{F}{\pi d_{tb} l} = \frac{0,95}{3,14 \times 0,023 \times 1,4} = 9,4 \approx 10 \text{ ống}$$

Chọn ống chữ U nên số hàng trình $N = 2$, vậy số ống trong một hàng trình:

$$m = \frac{n}{N} = \frac{10}{2} = 5$$

Lượng hơi tiêu thụ phụ thuộc vào thời gian được tính theo (3-7):

$$D = k.F \frac{t_s - t'_2}{i - i'} e^{\frac{kF}{G_2 C_2}}$$

Ở đây $i = i'' = 2683.10^3 \text{ J/kg}$; $i' = 439.10^3 \text{ J/kg}$ tra bảng hơi nước theo $p = 1,2 \text{ bar}$, từ đó ta tính được D theo thời gian τ cho ở bảng sau:

t. h	1	2	3	4	5
D. kg/h	149	136	123	111	101
$t'_2, ^\circ\text{C}$	24	31	38	45	50

Nhiệt độ nước được đun nóng theo thời gian tăng lên được tính theo công thức (3-6) và giá trị tính được cho ở bảng trên.

Tổng nhiệt lượng do hơi cung cấp cho nước trong 5 giờ (không kể tổn thất nhiệt) được tính như sau:

$$Q = G_2 \cdot C_2 (t''_2 - t'_2)$$

$$Q = 10000 \times 4,174 (50 - 15) = 1,46.10^6 \text{ kJ.}$$

3.2. THIẾT BỊ ĐỐT NÓNG KHÔNG KHÍ HỒI NHIỆT

3.2.1. Đặc điểm chung và phân loại

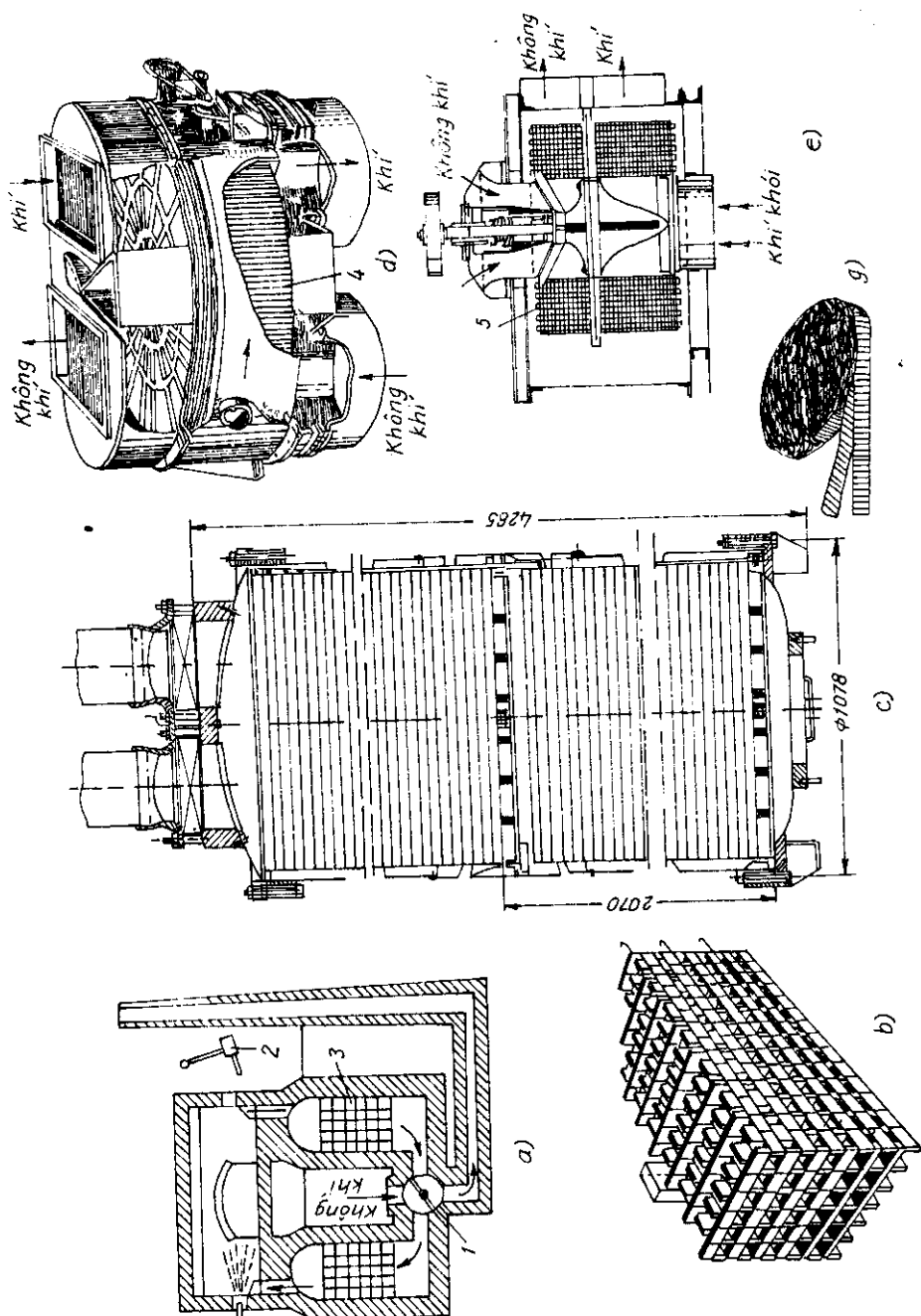
Thiết bị hồi nhiệt thường là một buồng được điền đầy bởi một lưới gạch chịu lửa xếp thành nhiều hàng. Gạch được xếp chồng lên nhau sao cho giữa chúng có đường cho khí đi qua. Đầu tiên người ta cho khí khối đi qua buồng hồi nhiệt theo chiều từ trên xuống dưới, sau đó đưa không khí đi theo chiều ngược lại. Ở giai đoạn sau, lưới gạch của thiết bị hồi nhiệt sẽ truyền lượng nhiệt mà nó tích tụ được ở giai đoạn đầu cho không khí. Thời gian của một chu trình toàn phần thiết bị hồi nhiệt là τ sẽ là tổng thời gian của hai giai đoạn: thời gian của giai đoạn khí khối τ_k và thời gian của giai đoạn không khí τ_{kk} , có nghĩa là $\sum \tau = \tau_k + \tau_{kk}$. Đối với các thiết bị hồi nhiệt của các lò luyện thép và của các lò nung thì $\tau_k = \tau_{kk}$.

Khoảng thời gian của giai đoạn không khí và khí khối được xác định chủ yếu bởi hai yếu tố sau đây: mức độ nung nóng lưới gạch và sự thay đổi nhiệt độ đốt nóng không khí. Nhiệt độ đốt nóng không khí sẽ đạt mức cao nhất ở đầu giai đoạn không khí khi mà nhiệt độ của lưới gạch ở mức cao nhất.

Chế độ nhiệt của lò sẽ đặt ra những yêu cầu đối với hoạt động của các thiết bị hồi nhiệt, bởi vì nếu giảm nhiệt độ đốt nóng không khí sẽ dẫn đến làm giảm nhiệt độ cháy và ảnh hưởng không tốt đến nhiệt độ của lò. Vì vậy, để giữ nhiệt độ cao trong lò thì cần phải thường xuyên đảo chiều van để chuyển từ giai đoạn khí khối sang giai đoạn không khí và ngược lại.

Đối với các lò luyện kim và lò nấu thủy tinh thì các thiết bị hồi nhiệt với lưới gạch chịu lửa cố định được sử dụng rất phổ biến, để tạo được trong không gian công tác của các lò này nhiệt độ cao (đến 2500°C), yêu cầu phải đốt nóng trước không khí và khí cháy đến nhiệt độ cao ($800 - 1000^\circ\text{C}$), tức là đến nhiệt độ khó lòng đạt được trong các thiết bị trao đổi nhiệt kim loại do độ bền nhiệt của chúng thấp hơn.

Để làm ví dụ, ta xét sự làm việc của các thiết bị hồi nhiệt của lò



Hình 3-4. Một số dạng thiết bị hồi nhiệt

- a. Sơ đồ lò máctanh với thiết bị hồi nhiệt; b. Lưới hồi nhiệt bằng gạch chịu lửa; c. Thiết bị hồi nhiệt với lưới kim loại cố định; d. Phần tử của lưới kim loại; e. Thiết bị hồi nhiệt của hệ thống Unstremma; g. Tổ hợp thiết bị đốt nóng hồi nhiệt-quạt-máy hút khói;
1. Van đổi chiều; 2. Các mỏ phun dầu; 3. Lưới gạch; 4. Lưới quanh; 5. Rôto làm từ các gầu rỗng có gờ.

máctanh đốt dầu madút (hình 3-4a). Trong thời gian, đoạn tương ứng với vị trí của van chắn I, không khí được đốt nóng đến nhiệt độ yêu cầu ở buồng bên trái, còn lưới gạch ở buồng bên phải được nung nóng dần bởi khí khối thoát từ lò ra. Sau một khoảng thời gian nhất định sẽ đổi chiều van chắn, làm thay đổi hướng chuyển động của không khí và ở giai đoạn sau này lưới gạch ở buồng bên trái sẽ được nung nóng, còn lưới gạch ở buồng bên phải sẽ nguội dần do nó truyền lượng nhiệt tích tụ được cho không khí để đốt nóng. Đồng thời với việc đổi chiều van người ta tắt các mỏ phun dầu ở phía bên trái lò và đốt các mỏ phun dầu ở bên phải lò.

Lưới gạch của các thiết bị hồi nhiệt có nhiều kiểu khác nhau, nhưng phổ biến nhất là các lưới trong đó gạch chịu lửa xếp chồng tạo dạng các kênh liên tục (hình 3-4b). Độ dày của gạch sử dụng cho các lưới hồi nhiệt khoảng 40 đến 50 mm; hình dạng của gạch có thể là gạch thông thường và gạch đặc biệt (các thiết bị hồi nhiệt Simen, Kaopơ v.v...).

Nhược điểm của thiết bị hồi nhiệt với lưới gạch cố định là công kênh, khi vận hành phức tạp vì theo chu kỳ bắt buộc phải đảo chiều các thiết bị hồi nhiệt, ngoài ra còn có sự dao động nhiệt độ trong không gian lò hoặc thiết bị sử dụng nhiệt, do có sự thay đổi nhiệt độ của lưới gạch trong quá trình trao đổi nhiệt. Do những nhược điểm trên, nên loại thiết bị hồi nhiệt này chỉ được sử dụng trong các thiết bị cần nhiệt độ cao mà các thiết bị trao đổi nhiệt kim loại không đáp ứng được.

Để làm ví dụ cho loại thiết bị hồi nhiệt với lưới kim loại, hình 3-4c trình bày thiết bị hồi nhiệt với lưới cố định tạo bởi các băng nhôm uốn sóng, được sử dụng trong các thiết bị lạnh để làm lạnh sâu nitơ đến nhiệt độ -185°C .

Ưu điểm của lưới kim loại so với lưới gạch là trong thể tích không lớn chúng tạo được diện tích trao đổi nhiệt lớn. Ví dụ, trong thể tích 1 m^3 của lưới có thể xếp đặt băng nhôm uốn sóng với diện tích bề mặt trao đổi nhiệt 2000 m^2 , đồng thời độ chênh nhiệt độ của lưới theo toàn bộ chiều dài chỉ khoảng 1 đến 2°C , còn hệ số sử dụng của lưới đạt tới 99%. Nhược điểm của thiết bị loại này là trở kháng thủy lực cao hơn so với loại dùng lưới gạch.

Hình 3-4c trình bày thiết bị hồi nhiệt của hệ thống Unstrema được sử dụng ở các nhà máy điện để đốt nóng không khí bằng nhiệt của khí thải từ các phân xưởng lò hơi. Lưới thép lá của thiết bị quay theo vòng tròn, lần lượt giao cắt với các kênh khí nóng và nó được nung nóng lên rồi sau đó truyền

nhệt cho không khí. Tốc độ quay của rôto với lưới kim loại không lớn, thường không vượt quá 3 - 6 vòng/phút. Ưu điểm của thiết bị hồi nhiệt Unstrema so với thiết bị lưới cố định là nhiệt độ trung bình của không khí được đốt nóng khi ra khỏi thiết bị thực tế không thay đổi và chỉ phụ thuộc vào nhiệt độ của khí nóng đi vào thiết bị.

Khi so sánh với các thiết bị đốt nóng không khí kiểu hồi nhiệt thì ưu điểm của thiết bị đốt nóng không khí Unstrema là gọn, nhưng nhược điểm là cấu trúc phức tạp và không khí bị bắn do khí chuyển động giao cắt các vách ngăn.

Hình 3-4g trình bày tổ hợp thiết bị quạt - máy hút khói với bề mặt đốt nóng quay được dưới dạng rôto làm từ các gầu rỗng kín có gờ và được điền đầy một nửa bằng nước. Thiết bị được chia làm hai phần theo chiều cao. Khí khói đi qua phần dưới của thiết bị và làm bay hơi nước nằm trong các gầu có gờ ở phần dưới. Không khí nguội đi qua phần trên của thiết bị và được đốt nóng bởi thành của các gầu chứa hơi nước của phần trên. Hơi nước sẽ ngưng tụ và chảy ngược trở lại phần dưới của các gầu.

Tuy nhiên, các thiết bị dạng tổ hợp với bề mặt đốt nóng quay được có hệ số sử dụng có ích thấp hơn so với các quạt và máy hút khói thông thường, vì vậy chúng không được sử dụng rộng rãi.

Ngày nay, trong công nghiệp hóa dầu, luyện dầu cũng như trong các thiết bị năng lượng với các quá trình nhiệt độ cao, khi mà các thép hợp kim không đủ độ bền, người ta sử dụng các thiết bị trao đổi nhiệt với lớp hạt cứng tải nhiệt trung gian có độ bền nhiệt cao ở trạng thái cố định, sôi hoặc rơi. Các thiết bị loại này có thể đốt nóng hơi nước, không khí, các loại khí và hơi của các chất lỏng hữu cơ đến nhiệt độ 1600 - 2000°C.

Người ta sử dụng các hạt là các viên bi kích thước 8 đến 12 mm từ cao lanh, mulit, ôxyt nhôm, magiê, ziriconi để làm các chất tải nhiệt trung gian. Vật liệu làm các chất tải nhiệt này phải có độ bền nhiệt cao (không bị nghiền vụn và nóng chảy ở nhiệt độ cao), có độ bền hóa học (không bị ôxy hóa), không bị rạn nứt và không bị nóng chảy khi nhiệt độ thay đổi đột ngột, không bị mài mòn và chịu được va đập, có nhiệt dung cao để trọng lượng nhỏ hơn và giá thành thấp hơn khi yêu cầu tải trọng nhiệt lớn.

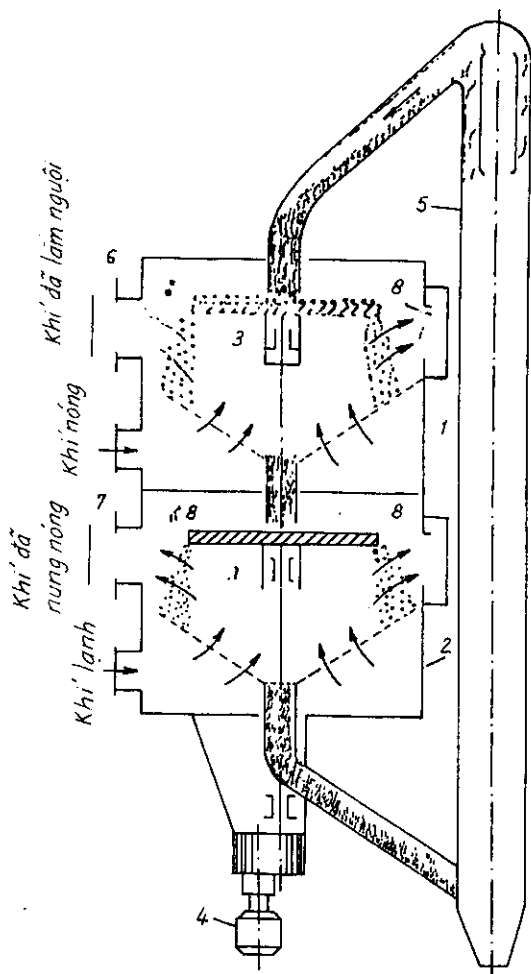
Trong thực tế thường sử dụng các thiết bị trao đổi nhiệt với các hạt tải nhiệt trung gian hoạt động theo chu kỳ hoặc gián đoạn.

Trong các thiết bị hoạt động theo chu kỳ thì các lớp hạt cứng tải nhiệt trung gian ở trạng thái không chuyển động hoặc sôi sẽ được thổi vào bởi khí nóng. Nguyên lý làm việc của chúng không khác gì nguyên lý làm việc của các thiết bị hồi nhiệt trong các lò công nghiệp đã xem xét ở trên.

Trong các thiết bị hoạt động liên tục, các hạt tải nhiệt sẽ liên tục chuyển động với sự trợ giúp của máy nâng kiểu gầu hoặc thiết bị khí nén. Sơ đồ nguyên lý của thiết bị hồi nhiệt có máy nâng kiểu gầu được mô tả trên hình 3-5. Trong thiết bị này, các hạt hình cầu được đưa vào và lấy ra qua các ống nạp liệu và ra liệu, các ống này luôn được điền đầy các hạt để làm chức năng của tấm chắn thủy lực không cho khí đi từ buồng làm nguội sang buồng đốt nóng và ngược lại.

Khi thiết kế thiết bị hạt cứng tải nhiệt chuyển động, cần có yêu cầu khắt khe đối với độ kín khí nguội và khí nóng, cũng như sẽ xuất hiện

sự phức tạp trong cấu trúc do nhiệt độ của các hạt cao và cần phải điều chỉnh lưu lượng của chúng. Vận hành các thiết bị này cũng phức tạp do có tác động mài mòn của các hạt và tất cả các kênh, ống mà các hạt chuyển động qua đều chóng bị mài mòn. Nếu chuyển động các hạt bằng khí nén thì các ống



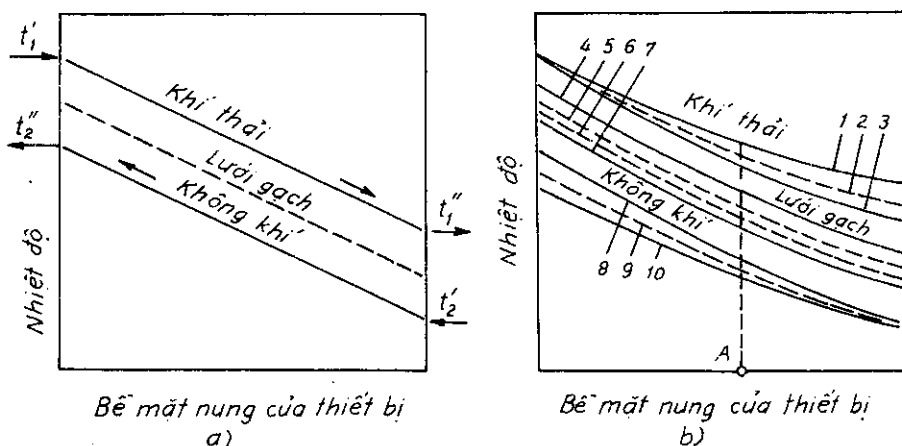
Hình 3-5. Sơ đồ thiết bị hồi nhiệt dùng hạt tải nhiệt trung gian chuyển động
1 và 2. Buồng làm nguội và buồng đốt nóng khí; 3. Đĩa quay để điều chỉnh cấp hạt cứng vào; 4. Động cơ điện; 5. Máy nâng kiểu gầu; 6 và 7. Ống góp khí nguội và ống góp khí nóng; 8. Cửa vào ống góp.

dẫn bằng thép thường và các thành bên trong của thiết bị càng chống bị phá hỏng, ngay cả khi chúng được phủ lớp bề mặt bằng vật liệu cacborun. Để thu hồi các hạt nhỏ từ thiết bị hồi nhiệt, người ta đặt các thiết bị thu bụi ở sau ống dẫn ra của thiết bị.

Các thiết bị hồi nhiệt nói trên chỉ mới là một số ví dụ chứ chưa nói được hết sự đa dạng về cấu trúc của kiểu thiết bị này.

3.2.2. Trao đổi nhiệt trong thiết bị hồi nhiệt

Trong thiết bị hồi nhiệt, bề mặt lưới gạch sẽ lần lượt nhận nhiệt và nhả nhiệt. Trong chu kỳ nung nóng và làm nguội, nhiệt độ của lưới gạch sẽ thay đổi theo chiều dày, ngoài ra sau khi đổi chiều thiết bị hồi nhiệt hoặc sau sự chuyển dịch tương ứng của lưới chuyển động thì hướng của dòng nhiệt trong lưới sẽ thay đổi dấu hiệu.



Hình 3-6. Biến đổi nhiệt độ của khí, không khí và lưới gạch
a. trong thiết bị hồi nhiệt lý tưởng; b. trong thiết bị hồi nhiệt thực

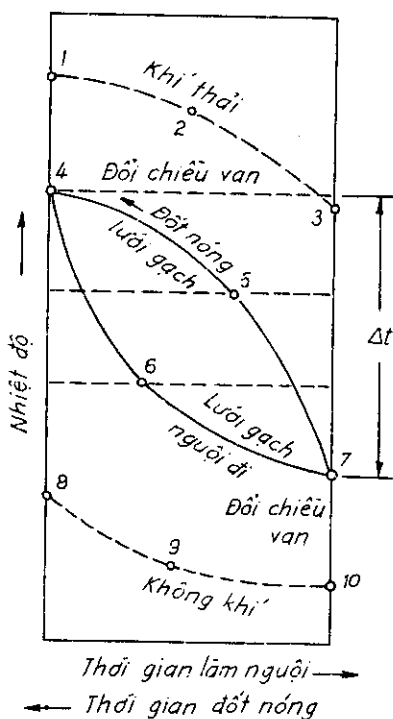
Việc mô tả chính xác bằng các phương trình toán lý và giải các bài toán trao đổi nhiệt không ổn định trong các thiết bị hồi nhiệt rất khó khăn và vì vậy cho đến nay chưa có được phương pháp tính chính xác thiết bị hồi nhiệt. Sau đây các quá trình này được xem xét với các điều kiện rút gọn.

Trên hình 3-6a trình bày đồ thị biến đổi nhiệt độ trung bình của bề mặt lưới gạch và của các chất tải nhiệt theo thời gian trong thiết bị hồi nhiệt lý tưởng, trong đó nhiệt độ trung bình của lưới gạch ở giai đoạn nung nóng và làm nguội được coi là như nhau. Trong trường hợp này, đồ thị biến đổi nhiệt độ trung bình của các chất tải nhiệt trong thiết bị hồi nhiệt không khác gì so

với đồ thị biến đổi nhiệt độ trong thiết bị trao đổi nhiệt khác.

Trên hình 3-6b chỉ rõ sự biến đổi nhiệt độ của khí, không khí và lưới gạch trong thiết bị hồi nhiệt thực. Nhiệt độ của khí ở đầu giai đoạn đốt nóng lưới gạch được biểu diễn bằng đường cong số 3, còn ở cuối giai đoạn là đường cong số 1 và nhiệt độ trung bình của giai đoạn đốt nóng là đường cong số 2. Nhiệt độ của bề mặt lưới gạch ở cuối giai đoạn đốt nóng và đầu giai đoạn làm nguội thể hiện bằng đường cong số 4, ở đầu giai đoạn đốt nóng và cuối giai đoạn làm nguội là đường cong số 7, nhiệt độ trung bình của giai đoạn đốt nóng là đường cong số 5, nhiệt độ trung bình của giai đoạn làm nguội là đường cong số 6. Nhiệt độ không khí ở đầu giai đoạn làm nguội lưới gạch được thể hiện bởi đường cong số 8, còn ở cuối giai đoạn này là đường cong số 10 và nhiệt độ trung bình của không khí trong giai đoạn này là đường cong số 9.

Trên đồ thị ta thấy, ở vùng đầu và cuối đường đi trong thiết bị hồi nhiệt không có những đường cong dốc đứng thể hiện nhiệt độ của lưới gạch vì nhiệt độ ban đầu của các chất tải nhiệt giữ được không đổi. Hiện tượng này đặc biệt thấy rõ trong thiết bị hồi nhiệt với lưới kim loại có độ cao nhỏ. Ở điều kiện thực tế, nhiệt dung toàn phần của các chất tải nhiệt có thể khác nhau, điều này làm cho đồ thị biểu diễn sự biến đổi nhiệt độ của các chất tải nhiệt theo chiều dài của lưới gạch sẽ có dạng các đường cong. Ngoài ra, trong điều kiện thực tế, nhiệt độ ở một điểm bất kỳ của bề mặt lưới sẽ biến đổi theo dạng đường cong lồi trong giai đoạn đốt nóng, còn ở giai đoạn làm nguội là đường cong lõm, do vậy nhiệt độ trung bình của lưới gạch trong giai đoạn đốt nóng cao hơn so với giai đoạn làm nguội của nó.



Hình 3-7. Sự biến đổi nhiệt độ cục bộ của lưới gạch, của khí và của không khí trên điểm A của bề mặt lưới (hình 3-6b) trong một chu kỳ

Nhiệt độ của các chất tải nhiệt cạnh điểm A của bề mặt lưới gạch trên

hình 3-6b cũng biến đổi theo đường cong như trên hình 3-7.

Trong các giai đoạn đốt nóng và làm nguội lưới gạch, nhiệt độ của các lớp bên trong gạch thay đổi ít hơn so với trên bề mặt, do khả năng dẫn nhiệt của vật liệu không lớn. Khi vật liệu càng dày và hệ số dẫn nhiệt độ của nó càng nhỏ thì sự trễ này càng thể hiện ở mức cao hơn. Cũng vì vậy, độ trễ giữa sự biến đổi nhiệt độ bề mặt và các lớp bên trong của lưới gạch thể hiện mạnh hơn so với lưới bằng kim loại.

Sự thay đổi nhiệt độ của nửa chiều dày viên gạch theo thời gian đốt nóng và làm nguội lưới gạch được mô tả trên hình 3-8.

Ở đầu giai đoạn làm nguội, nhiệt độ bề mặt gạch cao hơn so với nhiệt độ ở tâm gạch. Không khí đi qua sẽ hút nhiệt và làm giảm nhanh nhiệt độ của các lớp bề mặt gạch, còn ở một độ sâu nào đó bên trong gạch sẽ có nhiệt độ cao hơn so với cả ở tâm và bề mặt gạch, tức là vào thời điểm này sự tỏa nhiệt tại các tiết diện khác nhau của đơn nguyên gạch đi theo các hướng mũi tên A và B). Sau một khoảng thời gian, nhiệt độ ở tâm của đơn nguyên sẽ cao hơn so với ở các tiết diện khác và dòng nhiệt sẽ có hướng đi từ tâm gạch ra phía các lớp bên ngoài.

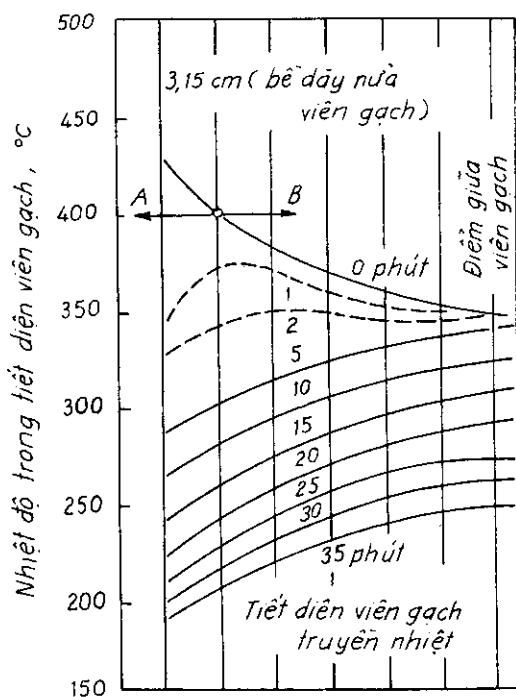
Sự thay đổi nhiệt độ bên trong lưới gạch trong các giai đoạn đốt nóng hoặc làm nguội được xác định bằng phương trình dẫn nhiệt sau:

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = a \frac{\partial^2 t}{\partial x^2} \quad (3-25)$$

Với các điều kiện biên:

- khi $\tau = 0$ và $-R \leq x \leq +R$, ta có:

$$t = t_0 \quad (3-26a)$$



Hình 3-8. Biến đổi nhiệt độ theo chiều dày viên gạch và thời gian

- khi $\tau > 0$ và $x = \pm R$, ta có:

$$\pm \lambda \frac{\partial t}{\partial x} = \alpha(t - t_k) \quad (3-26b)$$

Do vậy có thể dẫn tới mối liên hệ giữa các tiêu chuẩn:

$$\begin{aligned} \theta &= \frac{t_0 - t_k}{t_0 - t_k} = f(Fo, Bi, \frac{x}{R}) \\ &= f\left(\frac{a\tau}{R^2}, \frac{\alpha R}{\lambda}, \frac{x}{R}\right) \end{aligned} \quad (3-27)$$

trong đó:

θ - nhiệt độ không thứ nguyên;

Fo - tiêu chuẩn Fourier;

Bi - tiêu chuẩn Bio;

x - tọa độ theo chiều dày của gạch;

a - hệ số dẫn nhiệt độ của lưới gạch;

λ - hệ số dẫn nhiệt của lưới gạch;

t - nhiệt độ của gạch ở khoảng cách x kể từ tâm tại thời điểm τ tính từ khi bắt đầu làm nguội (đốt nóng);

t_0 - nhiệt độ ban đầu của gạch;

t_k - nhiệt độ của khí;

15 R - một nửa chiều dày của gạch;

α - hệ số tỏa nhiệt về phía lưới gạch.

Tỉ số giữa lượng nhiệt mà đơn nguyên gạch nhận được so với lượng nhiệt mà nó có thể tích tụ, nếu coi nhiệt độ của gạch là đồng nhất được gọi là hệ số tích tụ hoặc là hệ số sử dụng nhiệt của lưới gạch. Đối với các thiết bị hồi nhiệt có lưới gạch, hệ số η_t này bằng $0,5 \div 0,7$; đối với các lưới kim loại, η_t gần bằng 1. Các nghiên cứu lý thuyết cho thấy, hệ số η_t phụ thuộc vào tiêu chuẩn Fourier:

$$Fo = \frac{a\tau_1}{R^2}$$

trong đó:

$a = \frac{\lambda}{c\rho}$ - hệ số dẫn nhiệt độ của lưới, m^2/s

τ_1 - thời gian giai đoạn đốt nóng, s

R - một nửa chiều dày gạch (khi đốt nóng hai mặt), m

3.2.3. Tính toán nhiệt thiết bị hồi nhiệt

Nhiệm vụ tính toán nhiệt cho thiết bị hồi nhiệt là xác định bề mặt đốt nóng và trọng lượng của lưới gạch.

Lượng nhiệt mà bề mặt lưới gạch hồi nhiệt nhận được trong giai đoạn đốt nóng bằng:

$$Q = \alpha_1(t_{ltb} - t_{lg}^{dn}) F \cdot \tau_1$$

trong đó:

α_1 - hệ số tỏa nhiệt từ khí nóng đến lưới gạch (bằng đối lưu và bức xạ), $kJ/m^2h^{\circ}C$;

t_{ltb} , t_{lg}^{dn} - nhiệt độ trung bình của khí nóng và của bề mặt lưới gạch trong giai đoạn đốt nóng, $^{\circ}C$

τ_1 - thời gian giai đoạn đốt nóng, h.

Lưới gạch tiếp nhận lượng nhiệt Q này và nhiệt độ bề mặt gạch tăng lên một lượng Δt_{lg} , có nghĩa là:

$$Q = F \frac{\delta}{2} \rho \cdot c \cdot \eta_1 \cdot \Delta t_{lg}$$

trong đó:

δ - độ dày của lớp tường gạch (do đốt nóng lưới gạch từ hai phía nên trong công thức nêu trên chỉ tính nửa chiều dày tường gạch và ký hiệu là $R = \frac{\delta}{2}$), m

ρ - khối lượng riêng của gạch, kg/m^3

c - nhiệt dung riêng của lưới gạch, $kJ/kg.^{\circ}C$

Δt_{lg} - sự thay đổi nhiệt độ bề mặt lưới gạch trong giai đoạn đốt nóng, $^{\circ}C$;

η_1 - hệ số tích tụ nhiệt phụ thuộc η_1 vào trị số Fo được xác định theo bảng 3-1.

Bảng 3- 1. Giá trị của hệ số tích tụ nhiệt η_1 phụ thuộc vào tiêu chuẩn Fo

$Fo = \frac{4a\tau}{\delta^2}$	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,5	2,0	3,0	4,0	5,0
Hệ số η_1	0,18	0,25	0,31	0,37	0,42	0,54	0,64	0,78	0,86	0,90

Để xác định sự thay đổi nhiệt độ bề mặt lưới gạch, người ta sử dụng công thức thực nghiệm sau:

$$\Delta t_{lg} = \varphi(t_{lg}^{dn} - t_{lg}^{lng})$$

trong đó:

t_{lg}^{lng} - nhiệt độ trung bình bề mặt lưới gạch trong giai đoạn làm nguội của nó, xem hình 3-7;

φ - hệ số, có giá trị 2,2 đến 3,5.

Trong giai đoạn làm nguội, lượng nhiệt được tích tụ trong lưới gạch sẽ được truyền cho không khí để đốt nóng bằng:

$$Q = \alpha_2(t_{lg}^{lng} - t_{2tb}) \cdot F \cdot \tau_2$$

trong đó:

α_2 - hệ số tỏa nhiệt từ bề mặt lưới gạch đến không khí, $kJ/m^2 \cdot h \cdot ^\circ C$

t_{2tb} - nhiệt độ trung bình của không khí trong giai đoạn làm nguội lưới gạch, $^\circ C$

τ_2 - thời gian làm nguội, h .

Như vậy nhận được hệ 3 phương trình sau:

$$t_{1tb} - t_{lg}^{dn} = \frac{Q}{F} \cdot \frac{1}{\alpha_1 \tau_1}$$

$$t_{lg}^{dn} - t_{lg}^{lng} = \frac{Q}{F} \cdot \frac{1}{R \cdot \rho \cdot c \cdot \eta_l \cdot \varphi}$$

$$t_{lg}^{lng} - t_{2tb} = \frac{Q}{F} \cdot \frac{1}{\alpha_2 \tau_2}$$

Cộng hai vế của các phương trình này với nhau ta nhận được:

$$t_{1tb} - t_{2tb} = \frac{Q}{F} \left(\frac{1}{\alpha_1 \tau_1} + \frac{1}{R \cdot \rho \cdot c \cdot \eta_l \cdot \varphi} + \frac{1}{\alpha_2 \tau_2} \right)$$

hoặc:

$$Q = kF(t_{1tb} - t_{2tb}) = kF \cdot \Delta t \quad (3-28)$$

Trong phương trình này k là hệ số truyền nhiệt của thiết bị hồi nhiệt:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 \tau_1} + \frac{1}{R \cdot \rho \cdot c \cdot \eta_l \cdot \varphi} + \frac{1}{\alpha_2 \tau_2}} \quad (3-29)$$

Để tính chính xác hơn, người ta có thể thay hiệu nhiệt độ trung bình số

học giữa khí và không khí t_{1tb} và t_{2tb} bằng hiệu nhiệt độ trung bình lôgarit giữa chúng.

Lượng nhiệt được truyền từ khí nóng (sản phẩm cháy) đến lưới gạch bằng bức xạ và đối lưu, trong cùng một khoảng thời gian và cho cùng một lưới gạch sẽ càng lớn nếu như nhiệt độ ban đầu của sản phẩm cháy càng cao, tốc độ chuyển động càng lớn và hàm lượng CO_2 và H_2O trong chúng càng lớn. Trong giai đoạn làm nguội thì nhiệt được truyền từ lưới gạch đến không khí chỉ bằng đối lưu bởi vì không khí là môi trường trong suốt.

Các hệ số trao đổi nhiệt đối lưu của lưới gạch và khí nóng hoặc không khí được xác định theo các số liệu thực nghiệm. Ví dụ, đối với lưới Simen (hình 3-4b), ta có:

$$\alpha_{dl} = \frac{K \cdot \omega_0}{d_{td}^{0,33}} \quad (3-30)$$

trong đó:

K - hệ số, bằng 8,3 khi xếp các hàng gạch lệch nhau và bằng 7,5 khi không xếp lệch;

ω_0 - tốc độ của khí trong các điều kiện bình thường qua tiết diện nhỏ nhất (mặt nối các dây), thường $\omega_0 = 0,2 + 0,4$ m/s;

d_{td} - đường kính tương đương của mắt lưới gạch, m.

Giá trị của hệ số trao đổi nhiệt bức xạ có thể xác định theo các công thức thực nghiệm sau:

$$\alpha_{bxCO_2} = 0,95 \sqrt{p \cdot S_{hq}} [0,0513(t_{1tb} + t_{lg}^{dn}) - 30,25] \quad (3-31)$$

$$\alpha_{bxH_2O} = 0,95 \cdot p^{0,8} \cdot S_{hq}^{0,6} [0,107(t_{1tb} + t_{lg}^{dn}) - 46,5] \quad (3-32)$$

trong đó:

t_{1tb} và t_{lg}^{dn} - nhiệt độ trung bình của khí và của thành lưới gạch trong giai đoạn đốt nóng, °C;

p - áp suất riêng phần của các khí bức xạ, N/m²;

S_{hq} - chiều dày lớp bức xạ hiệu quả, m.

Áp suất riêng phần của các khí bức xạ có thể xác định theo các công thức sau:

$$p_{CO_2} = \frac{2V_{CO_2}}{V'_k + V''_k}; \quad p_{H_2O} = \frac{V_{H_2O}}{V'_k + V''_k},$$

trong đó :

V_{CO_2} - thể tích khí CO_2 , m^3/m^3 hoặc m^3/kg ;

V_{H_2O} - thể tích hơi nước, m^3/m^3 hoặc m^3/kg ;

V'_k, V''_k - thể tích của các khí khối ở đầu và cuối giai đoạn đốt nóng, m^3/m^3 hoặc m^3/kg .

Người ta xác định các hệ số truyền nhiệt riêng cho dầu nóng và dầu nguội của thiết bị hồi nhiệt và khi tính bề mặt lưới gạch người ta sử dụng hiệu nhiệt độ trung bình số học.

Đối với các thiết bị hồi nhiệt bằng gạch, hệ số truyền nhiệt nằm trong khoảng:

$$k = 18,8 \div 31,4 \text{ kJ/m}^2 \cdot ^\circ\text{C.chu kỳ} \text{ hay } 4,5 \div 7,5 \text{ kcal/m}^2 \cdot ^\circ\text{C.chu kỳ}.$$

Thiết bị trao đổi nhiệt hỗn hợp giữa chất lỏng và chất khí

4.1. NGUYÊN LÝ HOẠT ĐỘNG VÀ PHÂN LOẠI

4.1.1. Nguyên lý hoạt động

Thiết bị trao đổi nhiệt hỗn hợp là thiết bị trong đó quá trình truyền nhiệt từ dòng môi chất nóng tới dòng môi chất lạnh không qua vách chất rắn ngăn cách mà bằng cách hỗn hợp trực tiếp với nhau. Ở đây, ngoài quá trình trao đổi nhiệt còn xảy ra quá trình trao đổi chất giữa các môi chất nóng và lạnh. Trong giáo trình này, ta chỉ nghiên cứu quá trình trao đổi nhiệt xảy ra khi thực hiện hỗn hợp giữa dòng chất lỏng và chất khí.

Phần lớn các thiết bị trao đổi nhiệt loại này hoạt động liên tục. Mục đích của chúng ngoài việc để đốt nóng hoặc làm nguội, còn có mục đích khác như khử bụi khỏi dòng khí... ví dụ, quá trình làm lạnh và làm ẩm không khí bằng cách phun nước lạnh vào không khí trong các máy điều hòa nhiệt độ; quá trình làm mát nước tuần hoàn bằng cách cho nước chảy từ trên cao xuống thấp gặp không khí thổi ngang qua...

4.1.2. Phân loại thiết bị trao đổi nhiệt hỗn hợp lỏng - khí

1. Phân loại theo mục đích sử dụng

Tùy theo mục đích sử dụng mà thiết bị trao đổi nhiệt có thể được phân loại như sau: thiết bị làm khô hoặc làm ẩm không khí, thiết bị lọc sạch bụi khỏi không khí, thiết bị đốt nóng hoặc làm nguội chất lỏng...

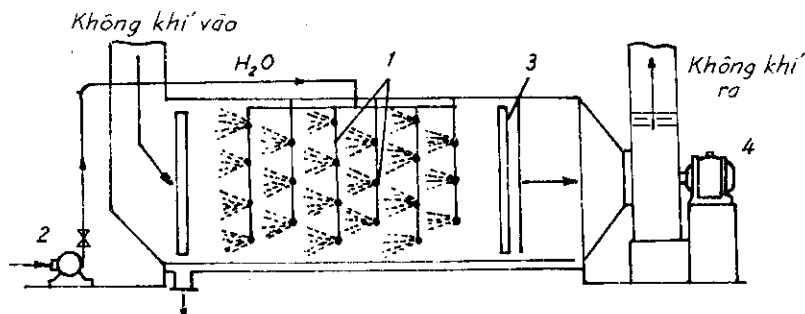
2. Phân loại theo đặc điểm cấu tạo

Tùy theo đặc điểm cấu tạo, thiết bị được chia thành các loại sau:

a. Loại không có vật làm toi chất lỏng

Ở đây chất lỏng được phun thành các hạt nhỏ bằng vòi phun rồi tiếp xúc với không khí. Hình 4-1 trình bày thiết bị làm lạnh không khí bằng cách phun nước lạnh (lấy từ bình bốc hơi của máy lạnh) vào không khí.

Tháp làm mát nước, ví dụ nước làm mát bình ngưng được làm mát bằng không khí cũng làm việc theo nguyên tắc như trên.



Hình 4-1. Thiết bị làm lạnh không khí bằng cách phun

1. Cọc và vòi phun; 2. Bơm nước lạnh; 3. Bộ phận chắn các giọt nước; 4. Quạt.

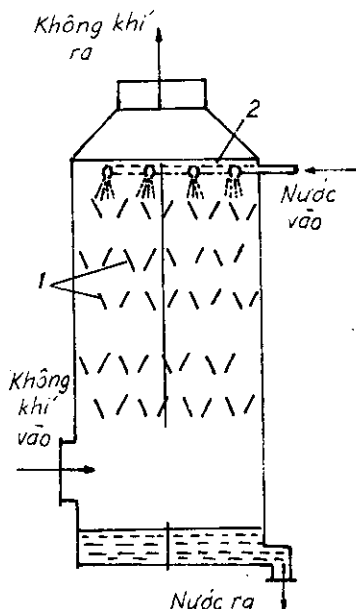
b. Loại có vật làm toi chất lỏng

Hình 4-2 trình bày thiết bị loại có vật làm toi. Để làm lạnh không khí, người ta đưa nước từ trên cao qua ống vào buồng và có các lỗ cho nước chảy xuống. Khi nước chảy xuống đập vào các lá chắn làm toi, tạo thành các giọt chất lỏng nhỏ tiếp xúc với không khí đi ngược từ dưới lên. Kết quả không khí được làm lạnh và lấy ra ở phía trên.

Vật làm toi có thể là các dàn ống đặt nằm ngang, chất lỏng chảy từ trên xuống đập vào dàn ống trên rồi rơi xuống dàn ống phía dưới...

c. Loại có đệm

Hình 4-3 trình bày thiết bị hỗn hợp loại có đệm. Không khí đi từ dưới lên nhờ quạt hút 3, còn nước chảy từ trên xuống. Đệm ở đây là

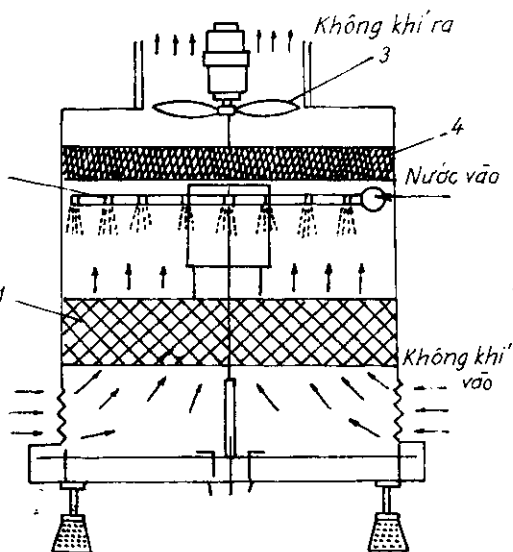


Hình 4-2. Thiết bị làm lạnh không khí có dùng vật làm toi chất lỏng
1. Vật làm toi; 2. Ống dẫn nước vào.

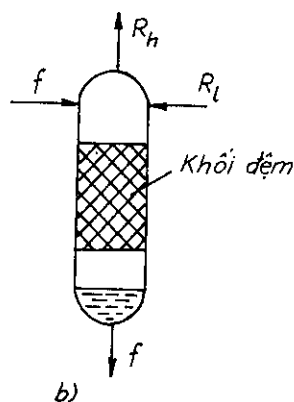
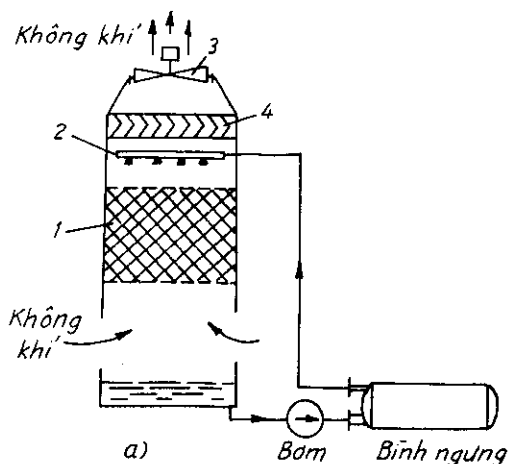
một lớp gồm các vật nhỏ có hình dạng khác nhau (như hình cầu, hình trụ ...). Nước chảy trong đệm tạo thành màng mỏng chất lỏng trên bề mặt các vật nhỏ, tiếp xúc với không khí và trao đổi nhiệt với không khí.

Ưu điểm của thiết bị loại này so với loại trên là kích thước thiết bị nhỏ, nhược điểm là tiêu tốn năng lượng cho quạt lớn vì trở lực qua đệm lớn.

Hình 4-4a trình bày thiết bị dùng đệm để làm mát nước cho bình ngưng của máy lạnh. Ở đây, nước khi ra khỏi bình ngưng bị nóng lên nên được đưa lên dần, phun từ trên xuống dưới, khi qua đệm sẽ trao đổi nhiệt với không khí chuyển động từ dưới lên, một phần nước bay hơi cùng không khí thoát ra ngoài nhờ quạt hút 3.



Hình 4-3. Thiết bị làm lạnh không khí dùng đệm
1. Đệm; 2. Ống dẫn nước vào;
3. Quạt hút không khí; 4. Chấn nước.

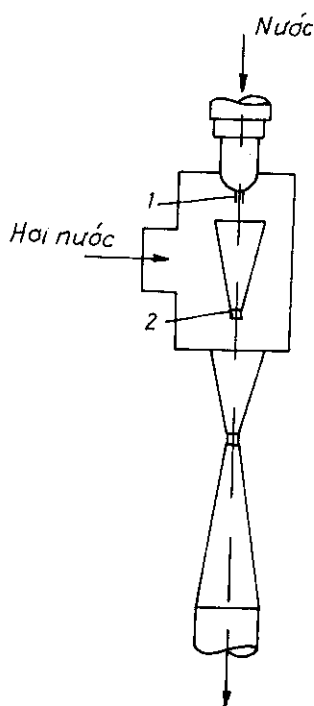


Hình 4-4. Thiết bị làm lạnh chất lỏng, dùng đệm.

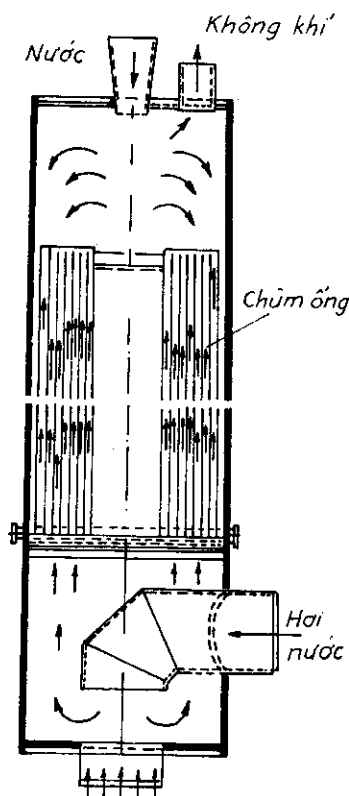
a. Làm mát nước bằng không khí; b. Làm mát chất lỏng bằng chất lỏng.

Hình 4-4b trình bày bình bay hơi của máy lạnh kiểu tiếp xúc qua khối đệm để làm lạnh một chất lỏng khác. Ở đây chất lỏng nóng cần làm lạnh f và lỏng môi chất lạnh R_l cùng đi vào tháp ở phía trên, hỗn hợp với nhau và chảy xuống dưới. Khi qua khối đệm, lỏng môi chất lạnh nhận nhiệt của chất lỏng nóng cần làm lạnh sôi và biến thành hơi R_h , hơi này qua đỉnh tháp được hút về máy nén, chất lỏng nóng cần làm lạnh sau khi nhả nhiệt giảm nhiệt độ và chảy ra ngoài tháp ở phía dưới.

Điều kiện đối với chất lỏng nóng cần làm lạnh f và lỏng môi chất lạnh R_l là chúng không hòa tan vào nhau và chúng không phản ứng hóa học với nhau. Ví dụ, để làm lạnh dung dịch muối CaCl_2 dùng môi chất lạnh là prôpan, làm lạnh nước bằng môi chất RC 318 (C_4F_8).



Hình 4-5. Thiết bị hỗn hợp loại êjector



Hình 4-6. Thiết bị hỗn hợp loại màng chất lỏng

d. Loại êjector

Hình 4-5 trình bày thiết bị hỗn hợp loại ejector, trong đó 1, 2 là các ống

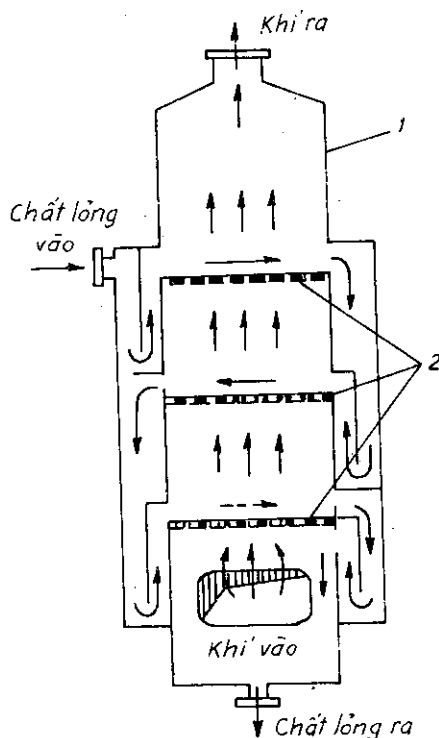
phun thứ 1 và thứ 2. Để đun nóng nước, người ta dùng hơi nước có nhiệt độ cao hơn hòa trộn với nước. Hơi nước được hút vào buồng hỗn hợp nhờ áp suất trong buồng nhỏ hơn, do nước giảm áp suất khi phun qua các ống phun.

e. Loại màng mỏng chất lỏng

Hình 4-6 trình bày thiết bị hỗn hợp loại màng mỏng chất lỏng. Nước chảy từ trên xuống dưới qua chùm ống gấp hơi nước có nhiệt độ cao hơn đi từ dưới lên, nước tạo thành màng chất lỏng quanh vách ống và được đốt nóng nhờ trao đổi nhiệt với hơi nước.

h. Loại sủi bọt nhiều tầng

Hình 4-7 trình bày thiết bị hỗn hợp sủi bọt nhiều tầng. Chất lỏng chảy tràn trên mặt các tấm lỗ, chất khí có chứa bụi đi từ dưới lên qua các tấm lỗ gấp chất lỏng tạo nên các bọt khí, nhờ đó bụi được lọc sạch khỏi khí. Ở đây tốc độ khí qua các lỗ lấy từ $2 \div 2,5 \text{ m/s}$. Thiết bị này có thể lọc sạch đến $90 \div 95\%$ bụi.



Hình 4-7. Thiết bị hỗn hợp sủi bọt nhiều tầng
1. Thân thiết bị, 2. Tấm đục lỗ.

4.2. BIỂU DIỄN CÁC QUÁ TRÌNH TRÊN ĐỒ THỊ I-d CỦA KHÔNG KHÍ ẨM

4.2.1. Quá trình đốt nóng hoặc làm lạnh gián tiếp không khí ẩm

Quá trình đốt nóng hoặc làm lạnh gián tiếp không khí ẩm thực hiện trong thiết bị trao đổi nhiệt kiểu bề mặt (các ống). Ở đây không khí thường được thổi ngang qua dàn ống (có cánh hoặc ống trơn), trao đổi nhiệt với môi chất chảy bên trong ống. Nếu là quá trình đốt nóng không khí thì bên trong ống thường là hơi nước ngưng tụ, nếu là quá trình làm lạnh không khí thì bên trong ống là quá trình bốc hơi môi chất lạnh. Đặc điểm của quá trình đốt nóng hoặc làm lạnh gián tiếp ở đây là xem áp suất hơi nước trong không khí

ẩm không đổi, nên độ chứa hơi của không khí ẩm cũng không đổi, $d = \text{const}$.

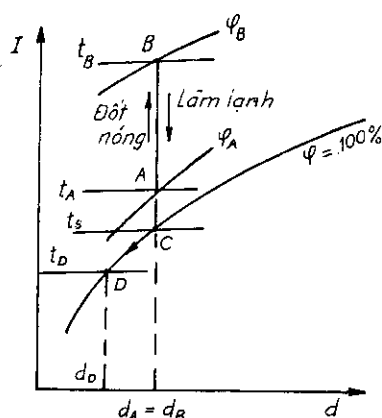
Trên đồ thị $I-d$ (hình 4-8), đoạn AB biểu thị quá trình đốt nóng gián tiếp không khí: $d_A = d_B$; $t_B > t_A$;

$$\varphi_B < \varphi_A$$

Ngược lại, đoạn BA biểu diễn quá trình làm lạnh không khí: $d_B = d_A$; $t_A < t_B$;

$$\varphi_A > \varphi_B$$

Trong quá trình làm lạnh, nếu nhiệt độ không khí ra khỏi thiết bị t_D nhỏ hơn nhiệt độ đọng sương t_s , thì quá trình làm lạnh không khí xảy ra theo đường $BACD$. Kết quả là có một lượng hơi nước tách ra khỏi không khí ẩm và ngưng tụ trên bề mặt các ống: $G_n = d_B - d_D$ (ở đây $d_D < d_B$).



Hình 4-8. Đồ thị $I-d$ quá trình đốt nóng (làm lạnh) không khí ẩm.

4.2.2. Quá trình bão hòa đoạn nhiệt không khí

Trong một hệ đoạn nhiệt gồm nước và không khí, ví dụ có một bể kín dưới là nước trên là không khí, bể này được bọc cách nhiệt lý tưởng để không có sự trao đổi nhiệt với bên ngoài. Nếu cho không khí chưa bão hòa có nhiệt độ ban đầu lớn hơn nhiệt độ của nước tiếp xúc với nước, không khí sẽ nhả nhiệt cho nước làm một lượng nước bay hơi vào không khí cho đến khi không khí trở nên bão hòa.

Quá trình như vậy gọi là quá trình bão hòa đoạn nhiệt không khí. Nhiệt độ không khí ứng với trạng thái không khí bão hòa gọi là nhiệt độ bão hòa đoạn nhiệt, ký hiệu τ (còn gọi là giới hạn lạnh của quá trình bão hòa đoạn nhiệt không khí). Trong quá trình này, nhiệt độ không khí giảm dần từ nhiệt độ ban đầu đến nhiệt độ bão hòa đoạn nhiệt τ , độ chứa hơi của không khí lại tăng dần (vì nhận thêm hơi nước).

Nếu ký hiệu entanpi của không khí chưa bão hòa ở trạng thái ban đầu là I_1 , entanpi của không khí bão hòa ở trạng thái cuối là I_2 . Trong quá trình này không khí nhả nhiệt ΔI làm cho ΔG_n nước biến thành hơi, $\Delta I = \Delta G_n \cdot r$ (r - nhiệt hóa hơi của nước), hơi nước này lại nhập vào không khí. Vậy ta có.

$$I_2 = I_1 - \Delta I + \Delta G_n \cdot i_h \quad (a)$$

i_h - entanpi của hơi nước bão hòa ($i_h = i''$):

$$i_h = C_n \tau + r \quad (b)$$

Từ (a) và (b) ta có:

$$I_2 = I_1 - \Delta I + \Delta G_n \cdot C_n \tau + \Delta G_n \cdot r$$

Vì $\Delta I = \Delta G_n \cdot r$ nên ta có:

$$I_2 = I_1 + \Delta G_n \cdot C_n \tau \quad (c)$$

Ở đây $\Delta G_n = d_2 - d_1$; $C_n = 4,18 \text{ kJ/kg} \cdot \text{độ}$ là nhiệt dung riêng của nước.

Ta có:

$$I_2 - I_1 = (d_2 - d_1) \cdot 4,18 \tau$$

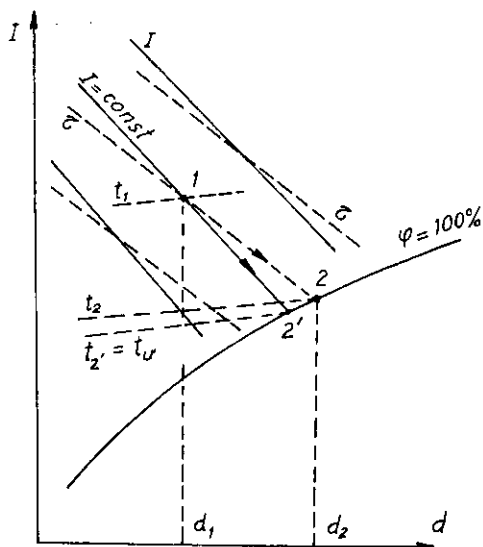
$$\text{hay} \quad \frac{\Delta I}{\Delta d} = 4,18 \tau \quad (4-1)$$

Phương trình (4-1) biểu thị quá trình bão hòa đoạn nhiệt của không khí. Chúng ta nhận thấy, ở mỗi nhiệt độ bão hòa đoạn nhiệt τ nhất định, đường biểu diễn quá trình bão hòa đoạn nhiệt của không khí là một đường thẳng (ký hiệu τ đường nét đứt trên đồ thị I-d hình 4-9).

Trên hình 4-9, quá trình 1-2 là quá trình bão hòa đoạn nhiệt không khí. Nhiệt độ ban đầu của không khí t_1 , nhiệt độ của không khí bão hòa (nhiệt độ bão hòa đoạn nhiệt) là $\tau = t_2$ (giao điểm của đường τ qua điểm 1 và đường $\varphi = 100\%$).

Từ (4-1) ta thấy, chỉ khi nhiệt độ bão hòa đoạn nhiệt $\tau = 0^\circ\text{C}$ thì $\Delta I = 0$ hay $I = \text{const}$, nghĩa là lúc này đường bão hòa đoạn nhiệt trùng với đường entanpi không đổi. Còn nếu quá trình bão hòa đoạn nhiệt với $\tau > 0^\circ\text{C}$ thì đường $\tau = \text{const}$, nằm trên đường $I = \text{const}$, nghĩa là

trong quá trình bão hòa đoạn nhiệt entanpi tăng lên, ngược lại nếu quá trình xảy ra với $\tau < 0^\circ\text{C}$ thì đường $\tau = \text{const}$ nằm dưới đường $I = \text{const}$, entanpi giảm. Tuy nhiên, sự sai khác giữa đường τ và $I = \text{const}$ không nhiều bởi vì



Hình 4-9. Đồ thị I-d quá trình bão hòa đoạn nhiệt không khí

entanpi của nước $\Delta G_n C_n \tau$ trong công thức (c) nhỏ so với entanpi của không khí I_1, I_2 .

Nếu xem quá trình bốc hơi nước đoạn nhiệt này là quá trình $I = \text{const}$, đường 1-2' hình 4-9, thì nhiệt độ của không khí ẩm bão hòa gọi là nhiệt độ nhiệt kế ướt $t_u = t'_2 < t_2 = \tau$. Khi bỏ qua sự sai lệch về nhiệt độ giữa t_u và τ ta có: $t_u = \tau$. Cần lưu ý rằng, các điểm nằm trên cùng một đường bão hòa đoạn nhiệt đều có cùng giá trị nhiệt độ bão hòa đoạn nhiệt.

4.2.3. Quá trình hỗn hợp không khí ở các trạng thái khác nhau

Trong thực tế ta gặp quá trình hỗn hợp hai dòng không khí ẩm ở các trạng thái khác nhau. Ví dụ, quá trình hỗn hợp giữa không khí sau khi được đốt nóng ở calorife với không khí thải ra từ buồng sấy (tái tuần hoàn không khí) rồi mới đưa vào buồng sấy vừa để tiết kiệm nhiệt vừa làm dịu quá trình sấy, hoặc quá trình hỗn hợp giữa không khí mới từ ngoài trời đưa vào với không khí lạnh từ phòng thải ra (tái tuần hoàn không khí) rồi mới làm lạnh không khí và đưa vào phòng trong các máy điều hòa nhiệt độ.

Giả sử không khí ở trạng thái A có entanpi I_1 , độ chứa hơi d_1 , lượng không khí khô G_1 hỗn hợp với không khí ở trạng thái B với entanpi I_2 , độ chứa hơi d_2 , lượng không khí khô G_2 . Trạng thái không khí sau khi hỗn hợp là C với entanpi I , độ chứa hơi d , lượng không khí khô G . Đây là quá trình hỗn hợp đoạn nhiệt và không thực hiện công ngoài của hai dòng môi chất. Theo định luật nhiệt động thứ nhất, ta có:

$$W_1 = W_2 \quad (a)$$

Ở đây $W_1 = I_1 G_1 + I_2 G_2$, năng lượng toàn bộ của hệ trước khi xảy ra hỗn hợp và $W_2 = G.I$ là năng lượng toàn bộ của hệ sau khi hỗn hợp. Do vậy ta có:

$$I_1 G_1 + I_2 G_2 = G.I = (G_1 + G_2) I$$

$$I_1 + \frac{G_2}{G_1} I_2 = \left(1 + \frac{G_2}{G_1}\right) I$$

$$I_1 + n.I_2 = (1 + n)I$$

Ở đây $n = \frac{G_2}{G_1}$ và ta có:

$$n(I_2 - I) = I - I_1 \quad (b)$$

Mặt khác ta có cân bằng lượng hơi nước trong không khí ẩm:

$$d_1 \cdot G_1 + d_2 \cdot G_2 = (G_1 + G_2)d$$

$$d_1 + d_2 \frac{G_2}{G_1} = \left(1 + \frac{G_2}{G_1}\right)d$$

$$d_1 + n \cdot d_2 = (1 + n)d$$

$$n(d_2 - d) = d - d_1 \quad (c)$$

Từ (b) và (c) ta có đẳng thức:

$$\frac{I - I_1}{I_2 - I} = \frac{d - d_1}{d_2 - d} = n = \frac{G_2}{G_1} \quad (4-2)$$

Ta có thể xác định điểm *C* là điểm hỗn hợp như sau (hình 4-10):

Nối *A* và *B* lấy điểm *C* sao cho thỏa mãn:

$$\frac{AC}{CB} = \frac{G_2}{G_1} \quad (4-3)$$

Ta phải chứng minh biểu thức (4-3) thỏa mãn biểu thức (4-2).

Thực vậy, xét hai tam giác đồng dạng *ACD* và *CEB* ta có:

$$\frac{AC}{CB} = \frac{CD}{BE} = \frac{AD}{CE} \quad (d)$$

Ngoài ra, vì tam giác *ADH* đồng dạng với tam giác *CEI* nên ta có:

$$\frac{AD}{CE} = \frac{HD}{IE} \quad (e)$$

Từ (d) và (e) ta có:

$$\frac{AC}{CB} = \frac{CD}{BE} = \frac{HD}{IE} \quad (h)$$

Với $AC = G_2$; $CB = G_1$; $CD = I - I_1$; $BE = I_2 - I$; $HD = d - d_1$; $IE = d_2 - d$. Vậy từ (h) ta có:

$$\frac{AC}{CB} = \frac{G_2}{G_1} = \frac{I - I_1}{I_2 - I} = \frac{d - d_1}{d_2 - d} \quad (k)$$

Biểu thức (k) rõ ràng là thỏa mãn hai biểu thức (4-3) và (4-2).

Tóm lại, khi cho G_1 , G_2 và trạng thái không khí ẩm để xác định điểm *A*, *B* rồi theo (4-3) tìm được điểm *C*. Từ đó tìm được các thông số của trạng thái không khí sau hỗn hợp I , d , φ , t ... Hoặc ngược lại, khi cho trạng thái *A*,

Trường hợp đặc biệt khi hỗn hợp không khí ở A_1 và B_1 (hình 4-10), ta được trạng thái hỗn hợp là điểm C_1 nằm dưới đường $\varphi = 100\%$. Lúc này hỗn hợp không khí ẩm quá bão hòa có chứa một lượng nhỏ $\Delta d = d_{C_1} - d_{C_1'}$ là các giọt nước ngưng.

4.2.4. Quá trình trao đổi nhiệt và chất giữa không khí và nước trong thiết bị trao đổi nhiệt hỗn hợp

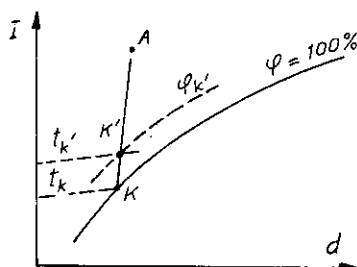
The diagram shows a horizontal cross-section of a water surface. Above the surface is the region labeled "Không khí" (Air) with temperature t . Below the surface is the water region labeled H_2O, t_n . A thin layer at the interface is labeled "Lớp không khí bão hòa" (Saturated non-air layer) with conditions $t_k = t_n$ and $\varphi_k = 1$. Arrows indicate the transition from air to the saturated layer and then into the water.

Khi không khí tiếp xúc với nước (hình 4-11), ở sát mặt nước (mặt phân chia giữa nước và không khí) sẽ có một lớp không khí trở nên bão hòa do hơi nước bay vào. Nhiệt độ lớp không khí bão hòa này t_k có thể coi bằng nhiệt độ của nước t_n :

Quá trình trao đổi nhiệt và chất

giữa nước và không khí xảy ra ở đây chính là quá trình trao đổi nhiệt và chất giữa không khí và lớp không khí bão hòa sát mặt nước.

Hình 4-12 trình bày quá trình trao đổi nhiệt và chất giữa không khí và nước trong bộ phận phun nước lạnh vào không khí của máy điều hòa nhiệt độ trên đồ thị I-d.



Hình 4-13.

Điểm A với nhiệt độ t_A , độ ẩm tương đối φ_A là trạng thái của không khí, K_1 , K_2 , K_3 , K_4 là các trạng thái khác nhau của lớp không khí bão hòa ($\varphi_k = 1$) sát mặt nước có nhiệt độ bằng nhiệt độ của nước nhưng thấp hơn nhiệt độ của không khí. Thực chất đây chính là quá trình hỗn hợp giữa không khí A với không khí bão hòa K_1 , K_2 ... nên trạng thái hỗn hợp của không khí sau khi đã trao đổi nhiệt và chất phải nằm trên các đoạn thẳng AK_1 , AK_2 , AK_3 , AK_4 ...

Khi nhiệt độ của nước $t_n = t_{k1}$ lớn hơn nhiệt độ thiết kế ướt $t_u = t_{k2}$ (giao điểm đường $I = \text{const}$ với $\varphi = 100\%$): $t_{k1} > t_u$ trạng thái không khí sau khi trao đổi nhiệt sẽ nằm trên đường AK_1 . Ở đây ta thấy nhiệt độ không khí giảm, độ chứa hơi tăng, ta nói không khí bị làm lạnh và làm ẩm.

Khi nhiệt độ của nước $t_n = t_{k2} = t_u$ trạng thái không khí sau khi trao đổi nhiệt sẽ nằm trên đường AK_2 . Ở đây không khí cũng bị làm lạnh và làm ẩm vì nhiệt độ không khí giảm, độ chứa hơi tăng.

Khi nhiệt độ của nước $t_n = t_{k3} = t_s$ (nhiệt độ đọng sương), trạng thái không khí sau khi trao đổi nhiệt nằm trên đường AK_3 có $d_{k2} = d_{k3} = \text{const}$. Ở đây không khí bị làm lạnh và có độ chứa hơi không đổi.

Khi nhiệt độ của nước $t_n = t_{k4} < t_s$, trạng thái không khí sau khi trao đổi nhiệt nằm trên đường AK_4 và ở đây không khí bị làm lạnh và làm khô (có độ chứa hơi nhỏ hơn).

Thực tế lớp không khí sát mặt nước chưa phải là không khí bão hòa, $\varphi_k < 100\%$ (điểm K' trên hình 4-13) và có nhiệt độ lớn hơn nhiệt độ của nước $t'_k > t_k = t_n$. Vậy quá trình trao đổi nhiệt và chất thực giữa không khí và nước là quá trình trao đổi giữa không khí ở xa mặt nước (điểm A) với không

khí sát mặt nước (điểm K'). Từ đó ta có khái niệm hiệu suất của quá trình trao đổi nhiệt và chất giữa không khí và nước η :

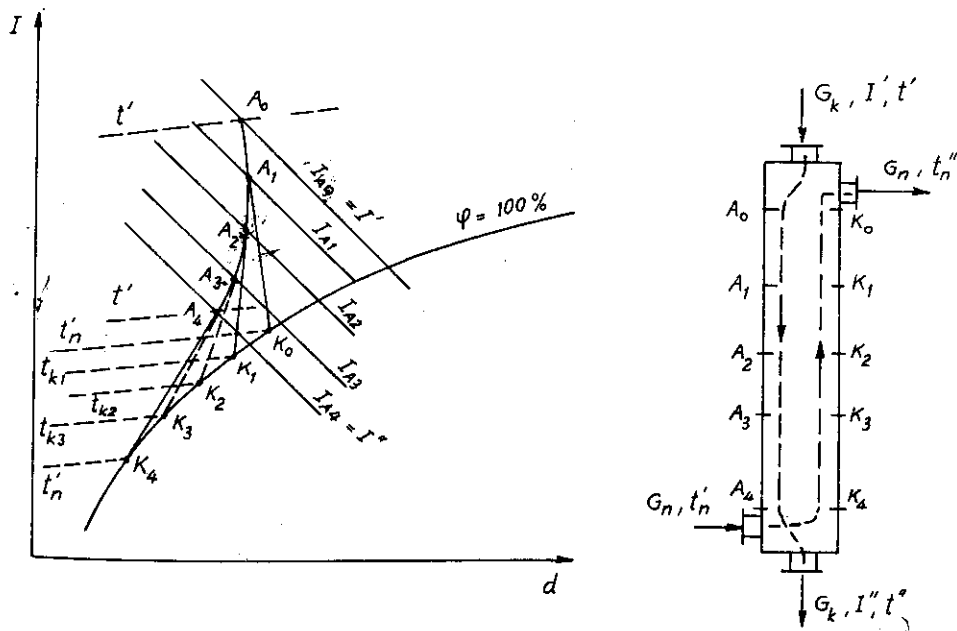
$$\eta = \frac{AK'}{AK} \quad (4-4)$$

Giá trị của η phụ thuộc vào tốc độ của không khí, lưu lượng nước, phương pháp phun nước, cấu tạo và số lượng vòi phun, nhưng thường nằm trong khoảng $\eta = 0,65 \div 0,95$.

2. Đường biểu diễn sự thay đổi trạng thái của không khí trên đồ thị I-d

Chúng ta tìm sự thay đổi trạng thái của không khí trên đồ thị I-d trong quá trình trao đổi nhiệt và chất giữa không khí và nước trong thiết bị trao đổi nhiệt hỗn hợp, với giả thiết lớp mỏng không khí sát mặt nước là không khí bão hòa có $\varphi = 100\%$ và có nhiệt độ bằng nhiệt độ của nước, $t_k = t_n$, nghĩa là hiệu suất của quá trình trao đổi $\eta = 1$.

Sự thay đổi trạng thái của không khí ngoài các yếu tố nói trên còn phụ thuộc vào chiều chuyển động giữa không khí và nước, nghĩa là chuyển động ngược chiều hay cùng chiều.



Hình 4-14. Trao đổi nhiệt và chất giữa không khí và nước khi chuyển động ngược dòng.
a. Đồ thị I-d; b. Sơ đồ chuyển động.

a. Chuyển động ngược chiều

Từ hình 4-14 ta thấy, giả sử không khí ẩm ban đầu ở trạng thái A_0 (ví dụ khi biết độ ẩm tương đối φ_0 và nhiệt độ vào thiết bị t') có lượng không khí khô G_k (kg/h), lượng nước G_n (kg/h) có nhiệt độ vào thiết bị t'_n và nhiệt độ ra khỏi thiết bị t''_n . Chúng ta phải tìm đường biểu diễn sự thay đổi trạng thái của không khí $A_0, A_1 \dots A_n$.

Ta viết phương trình cân bằng nhiệt cho toàn bộ thiết bị từ A_0 đến A_n khi bỏ qua lượng nhiệt do hơi nước trong không khí có thể bị ngưng tụ:

$$G_k I' + G_n C_n t'_n = G_k I'' + G_n C_n t''_n \quad (4-5)$$

ở đây:

I', I'' - entanpi của không khí khi vào và ra khỏi thiết bị, kJ/kg

C_n - nhiệt dung riêng của nước, kJ/kg.độ.

Từ phương trình (4-5) ta suy ra:

$$I'' = I' - \frac{G_n}{G_k} C_n (t''_n - t'_n) \quad (4-6)$$

Từ đó ta lập ΔI_{Ai} :

$$\Delta I_{Ai} = \frac{I' - I''}{n} \quad (4-7)$$

Ở đây n gọi là số cấp giá trị ta tự chọn, khi lấy n càng lớn, đường biểu diễn càng chính xác. Theo (4-7) ta có:

$$\left. \begin{aligned} I' &= I_{A0} \\ I_{A1} &= I_{A0} - \Delta I_{Ai} \\ I_{A2} &= I_{A1} - \Delta I_{Ai} \\ &\dots\dots\dots \\ I_{An} &= I_{An-1} - \Delta I_{Ai} = I'' \end{aligned} \right\} \quad (4-8)$$

Vẽ điểm K_0 ứng với trạng thái của lớp không khí bão hòa sát mặt nước ở tiết diện vào ($\varphi = 1, t_{k0} = t''_n$). Từ đó điểm A_1 nằm trên đường của quá trình hỗn hợp $A_0 - K_0$ và có entanpi I_{A1} (giao điểm $A_0 - K_0$ với I_{A1}).

Để tìm được điểm K_1 ta phải biết nhiệt độ t_{k1} tại tiết diện $A_1 - K_1$ của thiết bị. Muốn vậy ta viết phương trình cân bằng nhiệt cho đoạn $A_0 - A_1$ của thiết bị:

$$G_k I' + G_n C_n t_{k1} = G_k I_{A1} + G_n C_n t''_n \quad (4-9)$$

Từ đó ta có:

$$t_{k1} = t''_n - \frac{G_k}{G_n C_n} (I' - I_{A1}) \quad (4-10)$$

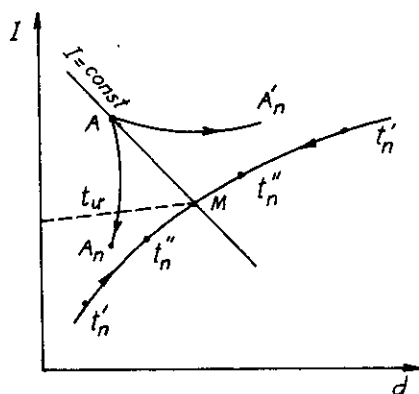
Từ t_{k1} ta tìm được điểm K_1 (nằm trên đường $\varphi = 100\%$). Nối A_1 và K_1 . Đường $A_1 - K_1$ cắt đường I_{A2} tại điểm A_2 . Tiếp tục để tìm điểm A_3 ta phải biết được điểm K_2 , nghĩa là biết nhiệt độ t_{k2} . Muốn vậy ta lại viết phương trình cân bằng nhiệt cho đoạn $A_1 - A_2$:

$$G_k I_{A1} + G_n C_n t_{k2} = G_k I_{A2} + G_n C_n t_{k1}$$

$$t_{k2} = t_{k1} - \frac{G_k}{G_n C_n} (I_{A1} - I_{A2}) \quad (4-11)$$

Giao điểm của đường $A_2 - K_2$ với I_{A3} là điểm A_3 . Tiếp tục làm tương tự như vậy với các điểm tiếp sau $A_4 \dots A_n$. Để tìm A_n ta phải biết điểm K_{n-1} , nghĩa là biết nhiệt độ t_{kn-1} . Giao điểm của $A_{n-1} - K_{n-1}$ với I_{An} là điểm A_n . Từ điểm A_n ta tìm được nhiệt độ không khí ra t'' . Ở thí dụ hình 4-14 ta lấy $n = 4$, nên $A_4 = A_n$, $t_{A4} = t''$.

Tùy theo nhiệt độ của nước so với nhiệt độ nhiệt kế ướt t_u mà đường cong quá trình thay đổi trạng thái của không khí $A - A_n$ có dạng như hình 4-15. Ở đây khi nhiệt độ nước $t'_n, t''_n < t_u$ đường biểu diễn có dạng $A - A_n$ nghĩa là không khí được làm khô (độ chứa hơi giảm). Khi nhiệt độ của nước $t'_n, t''_n > t_u$ đường biểu diễn có dạng $A - A'_n$ nghĩa là không khí được làm ẩm, độ chứa hơi tăng.

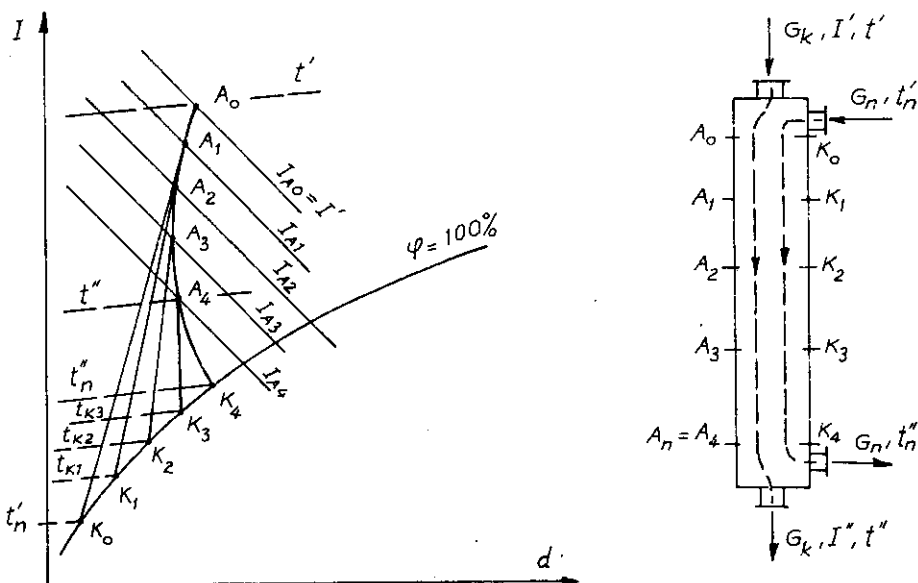


Hình 4-15. Đường cong quá trình thay đổi trạng thái của không khí khi chuyển động ngược chiều.

b. Chuyển động cùng chiều

Giả sử trong không khí ẩm có lượng không khí khô G_k , độ ẩm tương đối φ_0 , nhiệt độ ban đầu t' (ứng với trạng thái điểm A_0 trên đồ thị $I-d$ hình 4-16). Lượng nước lạnh G_n có nhiệt độ vào thiết bị t'_n , nhiệt độ ra t''_n . Chúng ta xác định đường biểu diễn sự thay đổi trạng thái của không khí $A_0 A_1 \dots A_n$.

Phần đầu giống như với thiết bị ngược chiều: từ phương trình cân bằng nhiệt cho toàn bộ (4-5) ta tính I'' theo (4-6) và lập ΔI_{A1} theo (4-7), cuối cùng



Hình 4-18. Trao đổi nhiệt và chất giữa không khí và nước khi chuyển động cùng chiều.
a. Đồ thị I - d ; b. Sơ đồ chuyển động

tính I_{A1} , I_{A2} , ..., I_{An} theo (4-8).

Nối A_0 , K_0 (K_0 là giao điểm của $t'_n = t_{k0}$ và $\varphi = 1$), đường $A_0 - K_0$ cắt đường I_{A1} tại A_1 . Để tìm A_2 , ta phải biết t_{k1} , muốn vậy ta viết phương trình cân bằng nhiệt cho đoạn $A_0 - A_1$:

$$G_k I' + G_n C_n t'_n = G_k I_{A1} + G_n C_n t_{k1}$$

Từ đó ta có:

$$t_{k1} = t'_n + \frac{G_k}{G_n C_n} (I' - I_{A1}) \quad (4-12)$$

Nối $A_1 - K_1$ (là giao điểm t_{k1} và $\varphi = 1$), đường $A_1 - K_1$ cắt đường I_{A2} tại A_2 . Tiếp đó để tìm A_3 phải biết nhiệt độ của lớp không khí bão hòa sát mặt nước t_{k2} . Muốn vậy lại viết phương trình cân bằng nhiệt cho đoạn $A_1 - A_2$:

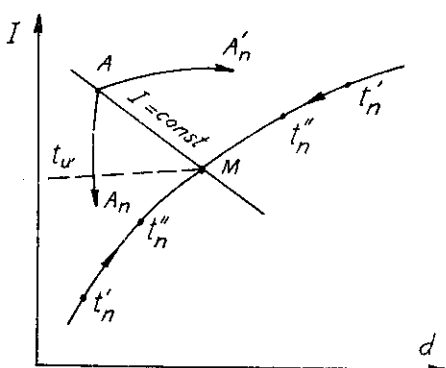
$$G_k I_{A1} + G_n C_n t_{k1} = G_k I_{A2} + G_n C_n t_{k2}$$

$$t_{k2} = t_{k1} + \frac{G_k}{G_n C_n} (I_{A1} - I_{A2}) \quad (4-13)$$

Từ t_{k2} tìm điểm K_2 . Đường $A_2 - K_2$ cắt I_{A3} tại A_3 . Để tìm A_4 lại làm tương tự như trên ... Nhiệt độ của không khí ứng với điểm A_n (với hình vẽ trên vì ta lấy $n = 4$ nên $A_n = A_4$) là nhiệt độ ra của không khí t'' .

Tương tự như trên, tùy theo nhiệt độ của nước t_n so với nhiệt độ nhiệt kế ướt t_u (đường $I_A = \text{const}$ cắt $\varphi = 1$ tại M) mà đường cong của quá trình

thay đổi trạng thái của không khí có dạng như hình 4-17. Ở đây nếu $t'_n, t''_n < t_u$, đường biểu diễn có dạng $A - A_n$, ngược lại nếu $t'_n, t''_n > t_u$, đường biểu diễn có dạng $A - A'_n$. Ở đây khi $t'_n, t''_n < t_u$ không khí được làm khô (vì một lượng hơi nước trong không khí ngưng tụ lại), ngược lại khi $t'_n, t''_n > t_u$ không khí được làm ẩm (một lượng nước bay hơi vào không khí).



3. Độ chênh nhiệt độ trung bình giữa nhiệt độ không khí và nước

Hình 4-17. Đường cong quá trình thay đổi trạng thái của không khí khi chuyển động cùng chiều

Xác định độ chênh nhiệt độ trung bình giữa hai dòng môi chất nóng và lạnh trong thiết bị trao đổi nhiệt hỗn hợp theo trung bình số học hoặc trung bình lôgarit đều có thể có sai số đáng kể. Bởi vì các cách tính trên chưa phản ánh đầy đủ quá trình trao đổi nhiệt và chất phức tạp xảy ra trong thiết bị trao đổi nhiệt hỗn hợp. Sau khi ta đã xác định được các điểm biến đổi của không khí $A_0, A_1, \dots, A_n$ và của lớp không khí bão hòa sát mặt nước $K_0, K_1, \dots, K_n$, nghĩa là đã tìm được sự thay đổi nhiệt độ của không khí $t_{A0}, t_{A1}, \dots, t_{An}$ và nhiệt độ của nước (bằng nhiệt độ của lớp không khí bão hòa sát mặt nước) $t_{k0}, t_{k1}, \dots, t_{kn}$, ta có thể xác định được chính xác hơn độ chênh nhiệt độ trung bình giữa hai môi chất trong thiết bị hỗn hợp cùng chiều hoặc ngược chiều theo công thức sau:

$$\Delta t = \frac{1}{\sum_{i=1}^n \frac{b_i}{\Delta t_i}} \quad (4-14)$$

Ở đây số cấp n được chọn theo (4-7) để xác định $A_0, A_1, \dots, A_n$

$$b_i = \frac{\delta t^i}{\delta t_1} \quad (4-15)$$

- với cấp thứ 1: $\delta t^i = \delta t^1 = t_{A0} - t_{A1}$

- với cấp thứ 2: $\delta t^i = \delta t^2 = t_{A1} - t_{A2}$

$\delta t_1 = t_{A0} - t_{An} = t' - t''$ là hiệu nhiệt độ của không khí.

Δt_i - độ chênh nhiệt độ trung bình cộng của hai môi chất cấp thứ i :

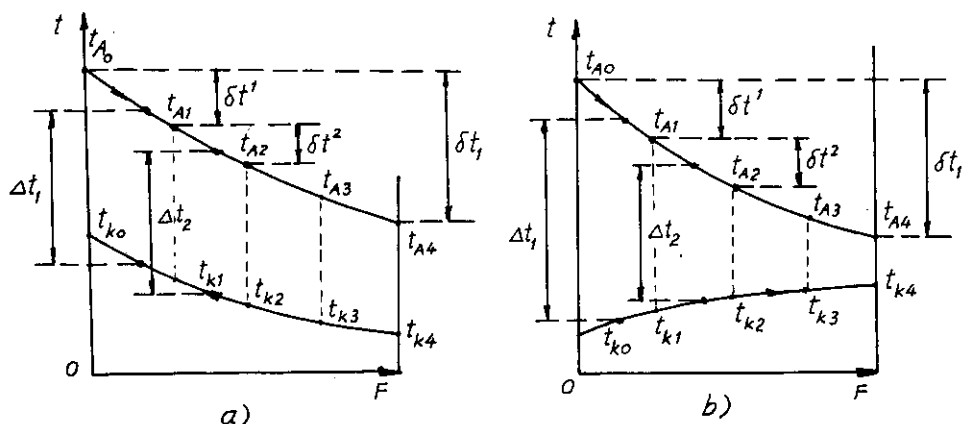
- với cấp thứ 1:

$$\Delta t_1 = \frac{t_{A0} + t_{A1}}{2} - \frac{t_{k0} + t_{k1}}{2}$$

- với cấp thứ 2:

$$\Delta t_2 = \frac{t_{A1} + t_{A2}}{2} - \frac{t_{k1} + t_{k2}}{2}$$

Hình 4-18a trình bày sơ đồ để tính toán hiệu nhiệt độ trung bình giữa hai môi chất theo sơ đồ ngược chiều và hình 4-18b theo sơ đồ cùng chiều.



Hình 4-18. Sơ đồ tính toán hiệu nhiệt độ trung bình giữa hai môi chất
a. Khi chuyển động ngược chiều; b. Khi chuyển động cùng chiều

Từ công thức (4-14) và (4-15), độ chênh nhiệt độ trung bình giữa hai môi chất được tính theo công thức:

$$\Delta t = \frac{\delta t_1}{\sum \frac{\delta t_i}{\Delta t_i}} = \frac{t' - t''}{\sum \frac{\delta t_i}{\Delta t_i}} \quad (4-16)$$

Ví dụ 4.1

Xác định nhiệt độ ra của không khí và độ chênh nhiệt độ trung bình giữa không khí và nước trong thiết bị trao đổi nhiệt hỗn hợp ngược chiều. Biết lượng không khí khô trong không khí ẩm $G_k = 2,78 \text{ kg/s}$, nhiệt độ không khí vào $t' = 150^\circ\text{C}$, entanpi của không khí vào $I' = 418 \text{ kJ/kg}$, lượng nước $G_n = 3,49 \text{ kg/s}$, nhiệt độ nước vào $t'_n = 15^\circ\text{C}$, nhiệt độ nước ra $t''_n = 55^\circ\text{C}$.

Giải

Từ biểu thức (4-6) ta xác định được entanpi của không khí ra:

$$I'' = I' - \frac{G_n}{G_k} C_n(t''_n - t'_n)$$

$$I'' = 418 - \frac{3,49}{2,78} 4,18(55 - 15) = 208 \text{ kJ/kg}$$

Theo công thức (4-7) khi chọn $n = 10$ ta có:

$$\Delta I_{Ai} = \frac{I' - I''}{n} = \frac{418 - 208}{10} = 21 \text{ kJ/kg}$$

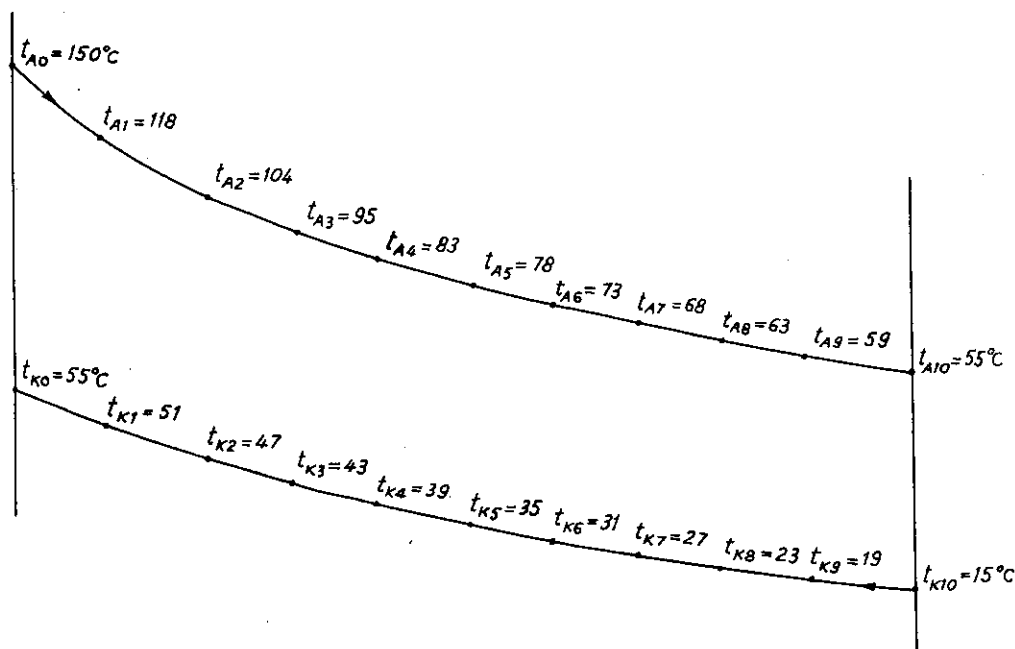
$$I' = I_{A0} = 418 \text{ kJ/kg}$$

$$I_{A1} = I_{A0} - \Delta I_{Ai} = 418 - 21 = 397$$

$$I_{A2} = 397 - 21 = 376$$

$$I_{A3} = 376 - 21 = 355$$

$$I_{A4} = 355 - 21 = 334$$



Hình 4-19.

$$I_{A5} = 334 - 21 = 313$$

$$I_{A6} = 313 - 21 = 292$$

$$I_{A7} = 292 - 21 = 271$$

$$I_{A8} = 271 - 21 = 250$$

$$I_{A9} = 250 - 21 = 229$$

$$I_{A10} = 229 - 21 = 208 \text{ kJ/kg} = I''$$

Ở đây ta có: $t_{k0} = t''_n = 55^\circ\text{C}$

Theo (4-10) ta có nhiệt độ t_{k1} :

$$t_{k1} = t''_n - \frac{G_k}{G_n C_n} (I' - I_{A1})$$

$$t_{k1} = 55 - \frac{2,78}{3,49 \times 4,18} 21 = 55 - 4 = 51^\circ\text{C}$$

Theo (4-11) ta có:

$$t_{k2} = t_{k1} - \frac{G_k}{G_n C_n} (I_{A1} - I_{A2}) = 51 - 4 = 47^\circ\text{C}$$

Tương tự ta có:

$$t_{k3} = t_{k2} - 4 = 43$$

$$t_{k4} = 43 - 4 = 39$$

$$t_{k5} = 39 - 4 = 35$$

$$t_{k6} = 35 - 4 = 31$$

$$t_{k7} = 31 - 4 = 27$$

$$t_{k8} = 27 - 4 = 23$$

$$t_{k9} = 23 - 4 = 19 = t_{kn-1}$$

$$t_{k10} = 19 - 4 = 15^\circ\text{C} = t_n$$

Từ các giá trị trên ta tìm được các trạng thái của không khí trên đồ thị I - d: $A_0, A_1, \dots, A_{10}$. Từ điểm A_{10} ta xác định được nhiệt độ ra của không khí $t'' = 55^\circ\text{C}$. Ngoài ra, từ các điểm $A_1, A_2, \dots, A_9$ ta xác định được nhiệt độ của không khí $t_{A1}, t_{A2}, \dots, t_{A9}$ (hình 4-19).

Theo công thức (4-16) ta có độ chênh nhiệt độ trung bình:

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1}{\sum \frac{\Delta t_i}{\Delta t_1}}$$

$$\partial t_1 = t' - t'' = 150 - 55 = 95^\circ\text{C}$$

Từ hình 4-19 ta tính được:

$$\frac{\partial t_1}{\Delta t_1} = \frac{t_{A0} - t_{A1}}{t_{A1} - t_{k1}} = \frac{150 - 118}{(150 + 118)/2 - (55 + 51)/2} = 0,395$$

$$\frac{\partial t_2}{\Delta t_2} = \frac{14}{62} = 0,226; \quad \frac{\partial t_3}{\Delta t_3} = 0,165; \quad \frac{\partial t_4}{\Delta t_4} = 0,25;$$

$$\frac{\partial t_5}{\Delta t_5} = 0,115; \quad \frac{\partial t_6}{\Delta t_6} = 0,118; \quad \frac{\partial t_7}{\Delta t_7} = 0,12;$$

$$\frac{\partial t_8}{\Delta t_8} = 0,124; \quad \frac{\partial t_9}{\Delta t_9} = 0,1; \quad \frac{\partial t_{10}}{\Delta t_{10}} = 0,1; \quad \sum \frac{\partial t_i}{\Delta t_i} = 1,713$$

Vậy độ chênh nhiệt độ trung bình Δt bằng:

$$\Delta t = \frac{95}{1,713} = 55,5^\circ\text{C}$$

Độ chênh nhiệt độ lôgarit Δt_{lg} bằng:

$$\Delta t_{lg} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{95 - 40}{\ln \frac{95}{40}} = 63,6^\circ\text{C}$$

Chúng ta nhận thấy $\Delta t < \Delta t_{lg}$.

4.3. TÍNH NHIỆT VÀ TRỞ LỰC CHO THIẾT BỊ TRAO ĐỔI NHIỆT HỖN HỢP LOẠI DÙNG ĐỆM

4.3.1. Tính nhiệt

Ta cần xác định thông số của thiết bị như: đường kính D của thiết bị, thể tích V của đệm, chiều cao h của khối đệm (hình 4-20).

Phương trình truyền nhiệt giữa khí (không khí) và chất lỏng (nước) có dạng:

$$Q = k_L \cdot F \cdot \Delta t \cdot \varphi \quad (4-17)$$

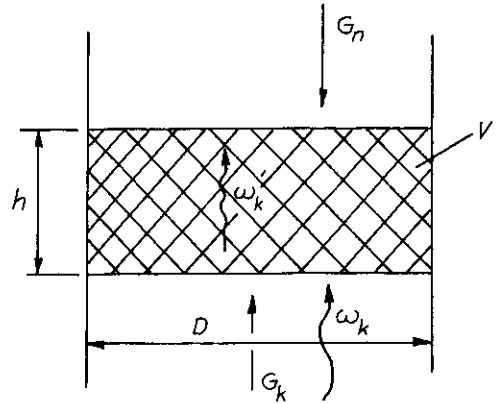
ở đây:

F - diện tích bề mặt của khối đệm;

Δt - độ chênh nhiệt độ trung bình giữa nhiệt độ của khí và chất lỏng;

k_F - hệ số truyền nhiệt qui ước tính cho một đơn vị diện tích bề mặt khối đệm khi chất lỏng dính ướt toàn bộ mặt đệm;

φ - hệ số dính ướt chất lỏng của bề mặt đệm.



Từ (4-17) ta có:

Hình 4-20. Trao đổi nhiệt hỗn hợp dùng đệm

$$F = \frac{Q}{k_F \cdot \Delta t \cdot \varphi} \quad (4-18)$$

Theo (4-18), để tính F phải biết hệ số truyền nhiệt k_F . Việc xác định hệ số truyền nhiệt k_F khá phức tạp, bởi vì ngoài quá trình trao đổi nhiệt bằng đối lưu còn xảy ra quá trình trao đổi chất giữa khí và chất lỏng. Trên cơ sở lý luận: nhiệt trao đổi giữa không khí và nước Q bao gồm nhiệt trao đổi bằng đối lưu của không khí khô Q_d và lượng nhiệt trao đổi qua trao đổi chất Q_c , nên ở đây ta có:

$$Q = Q_d + Q_c$$

trong đó:

$$Q = G_k(I' - I'') \approx G_n C_n(t''_n - t'_n) \quad (4-19)$$

$$Q_d = G_k C_{pk}(t' - t'') \quad (4-20)$$

ở đây:

I' , I'' - entanpi của không khí ứng với 1 kg không khí khô khi vào và ra khỏi thiết bị, J/kg

G_k - lượng không khí khô, kg/s

G_n - lượng nước, kg/s

C_n - nhiệt dung riêng của nước, $J/kg \cdot ^\circ C$

t'_n , t''_n - nhiệt độ của nước vào và ra khỏi thiết bị,

C_{pk} - nhiệt dung riêng của không khí khô, $J/kg \cdot ^\circ C$

t' , t'' - nhiệt độ của không khí vào và ra khỏi thiết bị.

Theo công thức Newton về trao đổi nhiệt đối lưu, ở đây là giữa không khí khô và nước qua bề mặt đệm F , ta có:

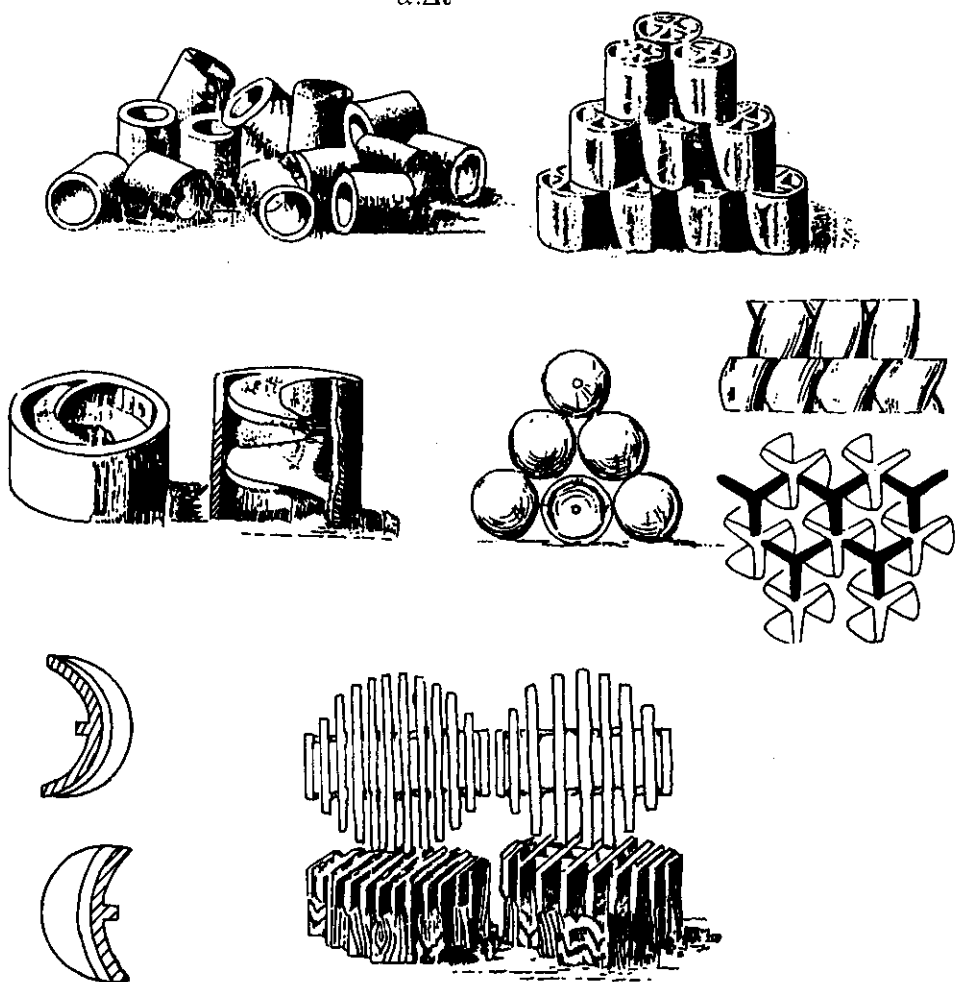
$$Q_d = \alpha \cdot F \cdot \Delta t \quad (4-21)$$

α - hệ số tỏa nhiệt đối lưu của không khí khô, $W/m^2 \cdot độ$

Δt - độ chênh nhiệt độ trung bình giữa nhiệt độ của không khí và nước.

Từ (4-21) ta có công thức tính diện tích bề mặt đệm F :

$$F = \frac{Q_d}{\alpha \cdot \Delta t} \quad (4-22)$$



Hình 4-21.

Thể tích khối đệm được xác định như sau:

$$V = \frac{F}{f} \quad (4-23)$$

f - bề mặt trong một đơn vị thể tích của khối đệm, m^2/m^3 . Giá trị của f thường đã biết cho từng loại đệm khác nhau. Hình 4-21 cho hình dạng, kích thước đệm khác nhau. Vật liệu làm đệm có thể là gốm, kim loại ...

Chiều cao của khối đệm:

$$h = \frac{4.V}{\pi.D^2} \quad (4-24)$$

D - đường kính của thiết bị được xác định khi biết lưu lượng của khí G_k (kg/s):

$$G_k = \frac{\pi.D^2}{4} \omega_k \cdot \rho_k$$

$$D = \sqrt{\frac{4.G_k}{\pi.\omega_k.\rho_k}} \quad (4-25)$$

ở đây:

ρ_k - khối lượng riêng của khí, kg/m^3

ω_k - tốc độ của khí trước khi vào khối đệm, m/s .

Khi gọi tốc độ của khí khi đi qua lỗ hổng của đệm là ω'_k , ta có thể chọn tốc độ $\omega_k = 0,5\omega'_k$. Tốc độ khí qua lỗ hổng được xác định theo tiêu chuẩn Reynold:

$$Re = \frac{4\omega'_k \cdot \rho}{f.\mu} \quad (4-26)$$

ở đây:

ρ - khối lượng riêng của khí, kg/m^3

μ - độ nhớt động lực của khí, Ns/m^2

f - bề mặt của một đơn vị thể tích đệm, m^2/m^3 .

Từ đó ta có:

$$\omega'_k = \frac{Re.f.\mu}{4.\rho} \quad (4-27)$$

Tiêu chuẩn Reynold được xác định từ phương trình tiêu chuẩn:

$$Re = 0,045 \cdot Ar^{0,57} \left(\frac{G_k}{G_n} \right)^{0,43} \quad (4-28)$$

G_k - lưu lượng của khí, kg/s ;

G_n - lưu lượng của chất lỏng, kg/s ;

Ar - tiêu chuẩn Arximed.

$$Ar = \frac{d_{ld}^3 \cdot \rho \cdot \rho_n \cdot g}{\mu^2} \quad (4-29)$$

ở đây:

ρ - khối lượng riêng của khí, kg/m^3

ρ_n - khối lượng riêng của chất lỏng, kg/m^3

g - gia tốc trọng trường, m/s^2

μ - độ nhớt động lực của khí, Ns/m^2

d_{ld} - đường kính tương đương của lỗ đệm được xác định như sau khi ký hiệu l - chiều dài của lỗ đệm:

$$d_{ld} = \frac{4S}{U} = \frac{4 \cdot S \cdot l}{U \cdot l} = \frac{4 \cdot V_r}{F}$$

$$d_{ld} = \frac{4(V_r/V)}{F/V} = \frac{4 \cdot v}{f} \quad (4-30)$$

ở đây:

S - tiết diện của lỗ hổng, m^2

U - chu vi ướt của lỗ hổng, m

V_r - thể tích của lỗ hổng, m^3

F - diện tích bề mặt lỗ hổng, m^2

$v = V_r/V$ - thể tích tự do của đệm, m^3/m^3

Cũng như f , thể tích tự do v của đệm có giá trị khác nhau tùy theo từng loại đệm (hình 4-21).

Để xác định hệ số tỏa nhiệt đối lưu α trong công thức (4-22), ta có thể tính gần đúng bằng cách sử dụng quan hệ của Luic:

$$\alpha = C_p \beta \quad (4-31)$$

Quan hệ (4-31) của Luic nêu lên sự đồng dạng giữa quá trình truyền nhiệt và quá trình truyền chất. Ở đây:

α - hệ số tỏa nhiệt đối lưu, $W/m^2 \cdot ^\circ K$

C_p - nhiệt dung riêng đẳng áp của chất khí, $J/kg \cdot ^\circ K$

β - hệ số truyền chất, $kg/m^2 \cdot s$.

Hệ số truyền chất được xác định bằng công thức:

$$\beta = 0,0047 \left(\frac{\omega_k \cdot \rho}{v} \right)^{0,8} \cdot d_{td}^{-0,2} \quad (4-32)$$

ở đây:

ω_k - tốc độ của khí trước khi qua khối đệm, m/s

ρ - khối lượng riêng của khí, kg/m^3

v - thể tích tự do của đệm, m^3/m^3

d_{td} - đường kính tương đương của lỗ hổng, m .

Ngoài ra, để bảo đảm sự phân bố đều giữa chất khí và chất lỏng theo tiết diện thiết bị thì tỷ số giữa chiều cao đệm và đường kính phải bảo đảm:

$$5 + 7 \geq \frac{h}{D} \geq 1,5 + 2 \quad (4-33)$$

Để bảo đảm quá trình trao đổi nhiệt giữa khí và chất lỏng, phải bảo đảm đủ lượng chất lỏng tưới trên bề mặt đệm. Nếu thiếu chất lỏng, bề mặt đệm có chỗ khô và làm giảm diện tích tiếp xúc giữa chất lỏng và chất khí, ngược lại nếu tưới quá nhiều chất lỏng sẽ làm ngập từng vùng đệm, chất khí sẽ không đi qua được và cũng làm giảm bề mặt tiếp xúc.

Mật độ tưới tối thiểu theo kinh nghiệm được xác định theo công thức:

$$H_{\min} = 0,12 \cdot f \quad m^3/m^2 \cdot h \quad (4-34)$$

Mật độ tưới tối đa:

$$H_{\max} = (4 + 6) \cdot H_{\min} \quad (4-35)$$

H - mật độ tưới được xác định theo công thức sau:

$$H = \frac{4 \cdot G_n}{\pi D^2 \cdot \rho_n} \quad (4-36)$$

G_n - lưu lượng chất lỏng tưới, kg/h .

4.3.2. Tính trở lực

Trở lực của dòng khí khi đi qua khối đệm xếp tự do được tính theo công thức:

$$\Delta p = \psi \cdot \Delta p_k \quad (4-37)$$

ψ - hệ số tưới nước được xác định như sau:

$$\psi = 1,2 + 0,04 \cdot H \quad (4-38)$$

H - mật độ tưới nước, $m^3/m^2.h$

Δp_k - trở kháng của khối đệm khi khí đi qua đệm không có nước, mmH_2O được xác định như sau:

- khi $Re < 7000$:

$$\Delta p_k = h \frac{7,6 \cdot \rho_k \cdot \omega_0^2 \cdot \nu_k^{0,2}}{g \cdot d_{td} \cdot v^{1,8}} \quad (4-39)$$

- khi $Re > 7000$:

$$\Delta p_k = h \frac{1,3 \cdot \rho_k \cdot \omega_0^2 \cdot \nu_k^{0,2}}{g \cdot d_{td} \cdot v^2} \quad (4-40)$$

ở đây:

h - chiều cao của khối đệm, m

ν_k - độ nhớt động học của khí, m^2/s

ρ_k - khối lượng riêng của khí, kg/m^3

v - thể tích tự do của đệm, m^3/m^3

g - gia tốc trọng trường, m/s^2

d - đường kính tương đương của lỗ trống, m

$\omega_0 \approx \omega'_k$ - tốc độ của khí qua đệm.

Ví dụ 4.2

Xác định đường kính D, thể tích V, chiều cao đệm h và trở lực của dòng không khí qua đệm của thiết bị trao đổi nhiệt hỗn hợp giữa không khí và nước khi biết: lượng không khí khô $G_k = 2,78 \text{ kg/s}$; nhiệt độ vào $t' = 150^\circ C$; entanpi vào $I' = 418 \text{ kJ/kg}$; lượng nước $G_n = 3,49 \text{ kg/s}$ có nhiệt độ vào $t'_n = 15^\circ C$, nhiệt độ ra $t''_n = 55^\circ C$. Bề mặt đệm trong một đơn vị thể tích $f = 48 \text{ m}^2/m^3$, thể tích tự do của đệm $v = 0,77 \text{ m}^3/m^3$.

Giải

Diện tích bề mặt đệm được xác định theo (4-22):

$$F = \frac{Q_d}{\alpha \cdot \Delta t}$$

Từ thí dụ 4-1 ta đã xác định được độ chênh nhiệt độ trung bình của không khí và nước: $\Delta t = 55,5^\circ C$, nếu là trung bình lôgarit $\Delta t_{lg} = 63,6^\circ C$. Để xác định được α ta làm như sau. Theo (4-31):

$$\alpha = C_p \beta$$

$C_p = 1,001 \text{ kJ/kg.độ}$ tra bảng theo nhiệt độ trung bình của không khí
 $t_k = (150 + 55)0,5 = 102,5^\circ\text{C}$.

Theo công thức (4-32) ta có:

$$\beta = 0,0047 \left(\frac{\omega_k \rho}{v} \right)^{0,8} d_{td}^{-0,2}$$

$$d_{td} = \frac{4.v}{f} = \frac{4 \times 0,77}{48} = 0,064 \text{ m}$$

Theo (4-28) ta có:

$$Re = 0,045.A_r^{0,57} \left(\frac{G_k}{G_n} \right)^{0,43}$$

$$Ar = \frac{d_{td}^3 \cdot \rho \cdot \rho_n \cdot g}{\mu^2}$$

Với $\rho = 0,946 \text{ kg/m}^3$; $\mu = 21,9 \cdot 10^{-6} \text{ Ns/m}^2$ của không khí theo nhiệt độ trung bình $t_k = 102,5^\circ\text{C}$; $\rho_n = 995 \text{ kg/m}^3$ tra bảng của nước bão hòa theo nhiệt độ trung bình của nước, ta có:

$$Ar = \frac{0,064^3 \times 0,946 \times 995 \times 9,8}{(21,9 \times 10^{-6})^2} = 5,04 \cdot 10^9$$

$$Re = 0,045(5,04 \cdot 10^9)^{0,57} \left(\frac{2,78}{3,19} \right)^{0,43} = 1,384 \cdot 10^4$$

Theo (4-27) ta có:

$$\omega'_k = \frac{Re \cdot f \cdot \mu}{4 \cdot \rho} = \frac{1,384 \cdot 10^4 \times 48 \times 21,9 \times 10^{-6}}{4 \times 0,946} = 3,85 \text{ m/s}$$

$$\omega_k = 0,5 \cdot \omega'_k = 0,5 \times 3,85 = 1,93 \text{ m/s}$$

Đường kính của thiết bị theo (4-25):

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot G_k}{\pi \cdot \omega_k \cdot \rho_k}} = \sqrt{\frac{4 \times 2,78}{3,14 \times 1,93 \times 0,946}} = 1,4 \text{ m}$$

Hệ số truyền chất:

$$\beta = 0,0047(1,93 \frac{0,946}{0,77})^{0,8} 0,064^{-0,2} = 16,2 \cdot 10^{-3} \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$$

Hệ số tỏa nhiệt:

$$\alpha = C_p \beta = 1,001 \cdot 10^3 \cdot 16,2 \cdot 10^{-3} = 16,3 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{K}$$

Diện tích bề mặt đệm:

$$Q_d = G_k \cdot C_{pk}(t' - t'') = 2,78 \times 1 \times (150 - 55) = 264,1 \text{ kW}$$

$$F = \frac{Q_d}{\alpha \cdot \Delta t} = \frac{264,1 \cdot 10^3}{16,3 \times 55,5} = 292 \text{ m}^2$$

Thể tích đệm:

$$V = \frac{F}{f} = \frac{292}{48} = 6,08 \text{ m}^3$$

Để bảo đảm có dự trữ ta tăng thêm 20% thể tích nên thể tích thực của đệm $V = 7,3 \text{ m}^3$.

Chiều cao của đệm:

$$h = \frac{4 \cdot V}{\pi \cdot D^2} = \frac{4 \times 7,3}{3,14 \times 1,4^2} = 4,75 \text{ m}$$

Ta nhận thấy tỉ số $h/D = 4,75/1,4 = 3,4$ thỏa mãn điều kiện (4-33).

Mật độ tưới theo (4-36):

$$H = \frac{4 \cdot G_n}{\pi \cdot D^2 \cdot \rho_n} = \frac{4 \times 3,49 \times 3600}{3,14 \times 1,4^2 \times 995} = 8,21 \text{ m}^3/\text{m}^2 \cdot \text{h}$$

Mật độ tưới tối thiểu theo (4-34):

$$H_{\min} = 0,12 \cdot f = 0,12 \times 48 = 5,76 \text{ m}^3/\text{m}^2 \cdot \text{h}$$

Ta nhận thấy ở đây $H > H_{\min}$ và $H < H_{\max}$.

Ở trên ta đã tính $Re = 13840 > 7000$ nên trở lực được tính theo công thức (4-40):

$$\begin{aligned} \Delta p_k &= h \frac{1,3 \cdot \rho_k \cdot \omega_o^2 \cdot v_k^{0,2}}{g \cdot d_{td} \cdot \nu^2} \\ &= 4,75 \frac{1,3 \times 0,946 \times 3,85^2 \times (0,000023)^{0,2}}{9,81 \times 0,064 \times 0,77^2} = 28 \text{ mm H}_2\text{O} \end{aligned}$$

Theo (4-38) và (4-37) ta có:

$$\psi = 1,2 + 0,04 \cdot H = 1,2 + 0,04 \times 8,21 = 1,53$$

$$\Delta p = \psi \cdot \Delta p_k = 1,53 \times 28 = 43 \text{ mm H}_2\text{O}$$

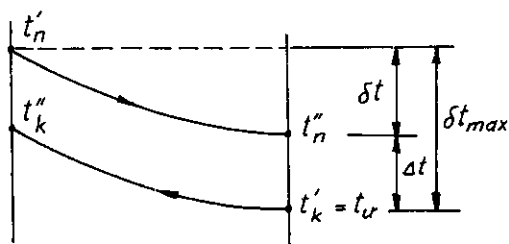
4.4. THÁP LÀM MÁT NƯỚC BÌNH NGƯNG (THÁP GIẢI NHIỆT)

Hình 4-22 và hình 4-23 trình bày nguyên lý hoạt động của tháp làm mát nước. Đối với các bình ngưng làm mát bằng nước (bình ngưng nhà máy nhiệt

điện, bình ngưng máy lạnh ...) khi nguồn nước làm mát không nhiều ta phải thực hiện vòng tuần hoàn kín cho nước làm mát. Ở đây nước nóng khi ra khỏi bình ngưng được đưa lên tháp, sau khi được làm mát nước được bơm trở về bình ngưng.

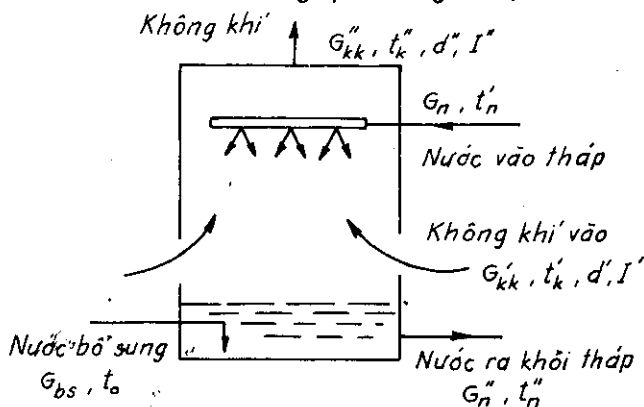
Nguyên lý hoạt động và quá trình truyền nhiệt xảy ra trong tháp như sau: nước nóng khi ra khỏi bình ngưng được đưa lên cao rồi phun qua các lỗ nhỏ thành các giọt nước, các giọt nước này rơi trên các lá chắn tạo thành các hạt nhỏ hơn hoặc chảy thành từng lớp mỏng qua lớp đệm từ trên xuống dưới. Mặt khác không khí từ ngoài tháp (là không khí ẩm chưa bão hòa, $\varphi < 100\%$) nhờ quạt hút vào từ dưới và ra khỏi tháp ở phía trên. Khi không khí tiếp xúc với nước sẽ thực hiện quá trình trao đổi nhiệt. Nước sẽ tỏa nhiệt cho không khí, nguội đi và quay về bình ngưng. Quá trình truyền nhiệt giữa nước và không khí được thực hiện bằng hai cách:

- Cách thứ nhất là truyền nhiệt bằng đối lưu do có độ chênh nhiệt độ Δt giữa nhiệt độ nước t_n và nhiệt độ không khí t_k : $\Delta t = t_n - t_k$. Khi Δt tăng thì truyền nhiệt bằng đối lưu giữa nước và không khí tăng lên và ngược lại. Để bảo đảm có truyền nhiệt bằng đối lưu thì $\Delta t > 0$, nghĩa là nhiệt độ nước t_n phải lớn hơn nhiệt độ của không khí tại cửa vào cũng như cửa ra của tháp.



Hình 4-22. Biến thiên nhiệt độ của nước và không khí trong quá trình giải nhiệt.

- Cách thứ hai là truyền nhiệt bằng truyền chất, nghĩa là do nước bay hơi vào không khí. Thực tế trong các tháp giải nhiệt, nhiệt truyền từ nước vào không khí bằng cách bay hơi là chủ yếu. Để có nhiều nước bay hơi



Hình 4-23. Tháp giải nhiệt kiểu cường bức.

vào không khí (tăng cường truyền nhiệt) thì không khí vào tháp có độ ẩm tương đối φ càng nhỏ càng tốt. Ngược lại, nếu không khí vào tháp có độ ẩm φ lớn sẽ có ít nước bay hơi vào không khí và quá trình truyền nhiệt bằng bay hơi giảm. Khi không khí vào hoặc ra khỏi tháp có $\varphi = 100\%$ (không khí lúc này là không khí bão hòa có nhiệt độ bằng nhiệt độ bão hòa đoạn nhiệt τ hay coi bằng nhiệt độ nhiệt kế ướt t_u), nước sẽ không thể bay hơi vào không khí và không có truyền nhiệt từ nước tới không khí bằng phương thức bay hơi.

Gọi nhiệt độ nước nóng vào tháp t'_n , nhiệt độ nước nguội ra khỏi tháp t''_n , nhiệt độ không khí ẩm vào tháp t'_k và ra khỏi tháp t''_k , nhiệt độ nhiệt kế ướt của không khí vào tháp t_u . Hình 4-22 biểu diễn sự thay đổi nhiệt độ nước t_n và nhiệt độ không khí t_k trong tháp.

Khi không khí vào tháp có độ ẩm $\varphi \leq 100\%$ thì nhiệt độ $t'_k \geq t_u$, nghĩa là nhiệt độ thấp nhất của không khí vào tháp $t'_k = t_u$. Vậy để bảo đảm điều kiện truyền nhiệt thì nhiệt độ nước ra khỏi tháp t''_n phải lớn hơn nhiệt độ nhiệt kế ướt của không khí vào tháp t_u , thường lấy $t''_n - t_u = \Delta t \approx (3 \div 5)^\circ\text{C}$ tùy theo từng loại tháp. Vậy ta có:

$$t''_n = t_u + \Delta t \approx t_u + (3 \div 5)^\circ\text{C} \quad (4-41)$$

Gọi hiệu nhiệt độ của nước $\delta t = t'_n - t''_n$ và hiệu nhiệt độ của nước lớn nhất (khi $t''_n = t_u$) là $\delta t_{\max} = t'_n - t_u$, ta có biểu thức hiệu suất của tháp làm mát như sau:

$$\eta = \frac{\delta t}{\delta t_{\max}} = \frac{t'_n - t''_n}{t'_n - t_u} \quad (4-42)$$

Với tháp làm mát phun nước không có quạt, $\eta = 0,4 \div 0,7$; với tháp có quạt, $\eta = 0,7 \div 0,8$.

Giá trị hiệu nhiệt độ của nước δt phụ thuộc vào yêu cầu làm mát của bình ngưng, thông thường có thể $\delta t = t'_n - t''_n \approx (3 \div 6)^\circ\text{C}$.

Từ quan hệ (4-42) và (4-41) ta có thể tìm được các quan hệ sau:

$$t'_n = t_u + \frac{\Delta t}{1 - \eta} \quad (4-43)$$

$$t''_n = t_u + \frac{\delta t}{\eta} \quad (4-44)$$

Việc tính toán kích thước của tháp và của đệm cũng như tính trở kháng thủy lực của tháp đã trình bày chung trong mục 4-3, ở đây ta trình bày

phương pháp xác định lượng không khí khô qua tháp và lượng nước cần bổ sung G_{bs} cho tháp giải nhiệt loại cưỡng bức (có quạt). Hình 4-23 trình bày sơ đồ tháp để tính toán.

Ở đây ta có lượng không khí khô vào và ra khỏi tháp sẽ không đổi:

$$G'_{kk} = G''_{kk} = G_{kk}$$

Lượng nước vào tháp và ra khỏi tháp để vào bình ngưng như nhau:

$$G'_n = G''_n = G_n$$

Lượng hơi nước chứa trong không khí ẩm vào tháp G'_h và ra khỏi tháp G''_h sẽ là:

$$G'_h = d' \cdot G_{kk}$$

$$G''_h = d'' \cdot G_{kk}$$

d' , d'' - độ chứa hơi của không khí ẩm khi vào và ra khỏi tháp.

Từ đó ta tính được lượng nước cần bổ sung G_{bs} :

$$G_{bs} = G''_h - G'_h = G_{kk}(d'' - d') \quad (4-45)$$

Ta có phương trình cân bằng nhiệt cho tháp như sau:

$$G_n C_n t'_n + G_{kk} I' + G_{bs} C_n t_o = G_n C_n t''_n + G_{kk} I''$$

ở đây:

C_n - nhiệt dung riêng của nước, $C_n = 4,18 \text{ kJ/kg.K}$

t_o - nhiệt độ của nước bổ sung, $^{\circ}\text{C}$

I' , I'' - entanpi của không khí ẩm vào và ra tháp, kJ/kg .

Từ đó ta có:

$$G_{kk}(I'' - I') = G_n C_n (t'_n - t''_n) + G_{bs} C_n t_o$$

Sau khi thay G_{bs} bằng biểu thức 4-45 và biến đổi ta có:

$$G_{kk} = \frac{G_n C_n (t'_n - t''_n)}{I'' - I' - C_n t_o (d'' - d')} \quad (4-46)$$

Ví dụ 4.3.

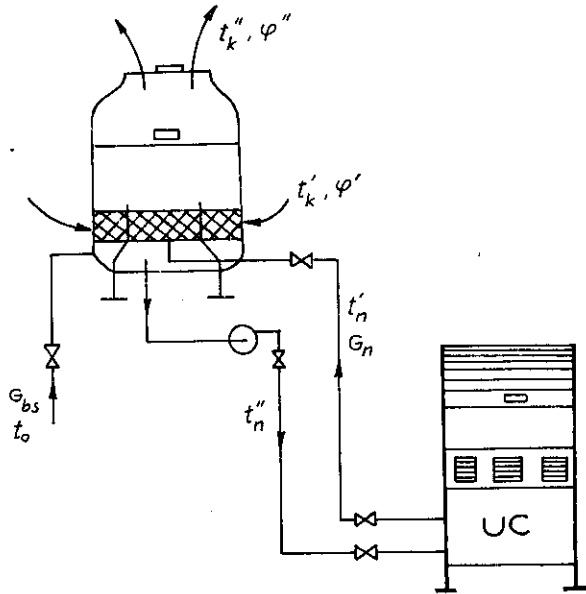
Máy điều hòa giải nhiệt bằng nước UC của hãng Daikin sử dụng môi chất lạnh R22 với tháp giải nhiệt như ở hình 4-24. Biết công suất nhiệt của bình ngưng $Q_k = 40 \text{ kW}$, nhiệt độ và độ ẩm của không khí vào tháp $t'_k = 30^{\circ}\text{C}$, $\varphi' = 75\%$, nhiệt độ và độ ẩm của không khí ra khỏi tháp $t''_k = t'_n - 3^{\circ}\text{C}$, φ''

= 90%, hiệu suất của tháp $\eta = 0,7$. Hãy xác định:

a. Nhiệt độ nước ra và vào tháp, nhiệt độ ngưng tụ của R22 trong bình ngưng, tỷ số nén của máy nén nếu nhiệt độ bốc hơi $t_o = 0^\circ\text{C}$.

b. Lượng nước phun, lượng không khí khô qua tháp.

c. Nếu độ ẩm không khí vào tháp tăng đến $\varphi' = 85\%$ còn các điều kiện khác không đổi, nhiệt độ nước ra khỏi tháp (vào bình ngưng) thay đổi ra sao?



Hình 4-24. Thiết bị điều hòa giải nhiệt nước UC (Daikin)

Bài giải

a. Nhiệt độ nước ra khỏi tháp được tính theo (4-41):

$$t''_n = t_u + \Delta t$$

Ta chọn $\Delta t = 3^\circ\text{C}$, từ nhiệt độ và độ ẩm không khí vào tháp $t'_k = 30^\circ\text{C}$, $\varphi' = 75\%$. Nhờ đồ thị I-d hoặc t-d của không khí ẩm, ta tìm được nhiệt độ nhiệt kế ướt $t_u = 26^\circ\text{C}$, vậy ta có:

$$t''_n = 26 + 3 = 29^\circ\text{C}$$

Nhiệt độ nước vào tháp tính theo (4-43) với hiệu suất tháp $\eta = 0,7$:

$$\begin{aligned} t'_n &= t_u + \frac{\Delta t}{1 - \eta} \\ &= 26 + \frac{3}{1 - 0,7} = 36^\circ\text{C} \end{aligned}$$

Đối với bình ngưng trong máy điều hòa UC, nhiệt độ nước ra khỏi tháp t''_n là nhiệt độ vào bình ngưng $t' = t''_n$ và nhiệt độ nước vào tháp t'_n là nhiệt độ ra khỏi bình ngưng $t'' = t'_n$. Vậy nhiệt độ ngưng tụ của R22 trong bình ngưng ống vỏ của máy UC ở đây là:

$$t_k = t'' + \Delta t_k = t'' + (3 + 4^\circ\text{C})$$

$$t_k = t'_n + 4 = 36 + 4 = 40^\circ\text{C}$$

Với nhiệt độ ngưng tụ của R22, $t_k = 40^\circ\text{C}$ ta tra được áp suất ngưng tụ $p_k = 15,3 \text{ bar}$, với nhiệt độ bốc hơi đã cho $t_o = 0^\circ\text{C}$ ta tra được áp suất bốc hơi $p_o = 5 \text{ bar}$. Vậy tỷ số nén của máy nén:

$$\pi = \frac{p_k}{p_o} = \frac{15,3}{5} = 3,06$$

b. Lượng nước phun G_n trong tháp chính là lượng nước làm mát bình ngưng trong máy, vậy ta có:

$$G_n = \frac{Q_k}{C_n(t'_n - t''_n)} = \frac{40}{4,18(36 - 29)} = 1,367 \text{ kg/s}$$

Lượng không khí khô được xác định theo (4-46):

$$G_{kk} = \frac{G_n C_n (t'_n - t''_n)}{I'' - I' - C_n t_o (d'' - d')} = \frac{Q_k}{I'' - I' - C_n t_o (d'' - d')}$$

Với trạng thái không khí vào tháp $t'_k = 30^\circ\text{C}$, $\varphi' = 75\%$, từ đồ thị I - d hoặc t - d của không khí ẩm ta tìm được:

$$I' = 19,5 \text{ kcal/kg}; \quad d' = 20 \text{ g/kg} = 0,02 \text{ kg/kg}$$

Với trạng thái không khí ra khỏi tháp $t''_k = t'_n - 3 = 36 - 3 = 33^\circ\text{C}$ và $\varphi'' = 90\%$ từ đồ thị I - d ta tìm được:

$$I'' = 27 \text{ kcal/kg}; \quad d'' = 30 \text{ g/kg} = 0,03 \text{ kg/kg}$$

Vậy lượng không khí khô qua tháp:

$$G_{kk} = \frac{40}{(27 - 19,5)4,18 - 4,18 \times 25(0,03 - 0,02)} = 1,32 \text{ kg/s}$$

Lượng nước tưới bổ sung tính theo (4-45):

$$G_{bs} = G_{kk}(d'' - d') = 1,32(0,03 - 0,02) = 0,0132 \text{ kg/s}$$

Phần trăm lượng nước tưới bổ sung so với lượng nước tưới:

$$\frac{G_{bs}}{G_n} \cdot 100\% = \frac{0,0132 \times 100}{1,367} \approx 1\%$$

c. Khi độ ẩm của không khí vào tháp tăng $\varphi' = 85\%$ còn nhiệt độ không khí vào tháp không đổi $t'_k = 30^\circ\text{C}$, từ đồ thị I - d của không khí ẩm ta tìm được:

$$I' = 21 \text{ kcal/kg}; \quad d' = 23 \text{ g/kg} = 0,023 \text{ kg/kg}$$

Vậy theo (4-46) ta xác định được nhiệt độ nước ra khỏi tháp t''_n :

$$G_{kk}[I'' - I' - C_n t_o(d'' - d')] = G_n C_n (t'_n - t''_n)$$

$$t''_n = t'_n - \frac{G_{kk}[I'' - I' - C_n t_o(d'' - d')]}{G_n C_n}$$

$$t''_n = 36 - \frac{1,32[(27 - 21) \cdot 4,18 - 4,18 \times 25(0,03 - 0,023)]}{1,367 \times 4,18}$$

$$t''_n = 30^\circ\text{C}$$

Nhận xét:

Khi nhiệt độ không khí vào tháp không đổi nhưng độ ẩm tương đối φ của không khí tăng thì khả năng hoạt động của tháp giảm, nghĩa là nhiệt độ nước ra khỏi tháp (vào bình ngưng) tăng lên làm giảm quá trình ngưng tụ của hơi môi chất lạnh trong bình ngưng. Muốn nhiệt độ nước ra khỏi tháp không đổi khi độ ẩm không khí vào tháp tăng, ta phải tăng lượng không khí vào tháp (ví dụ điều chỉnh chế độ làm việc của quạt, ...).

4.5. TÍNH TOÁN QUÁ TRÌNH ĐIỀU HÒA KHÔNG KHÍ BẰNG PHƯƠNG PHÁP TÍNH TẢI CARRIER

4.5.1. Đồ thị t-d của không khí ẩm

Đồ thị t-d của không khí ẩm được Carrier xây dựng năm 1919 và thường được gọi là đồ thị Carrier. Đồ thị t-d của Carrier được sử dụng để tính toán hệ thống điều hòa không khí. Toàn bộ đồ thị được giới thiệu trong phần phụ lục của cuốn sách, hình 4-25 thể hiện một phần của đồ thị này.

Trục tung của đồ thị biểu thị độ chứa hơi (hay còn gọi là dung ẩm), phía bên ngoài còn có một trục phụ gọi là trục hệ số nhiệt hiện SHF. Hệ số nhiệt hiện SHF là tỷ số nhiệt hiện trên tổng nhiệt hiện Q_h và nhiệt ẩn Q_a :

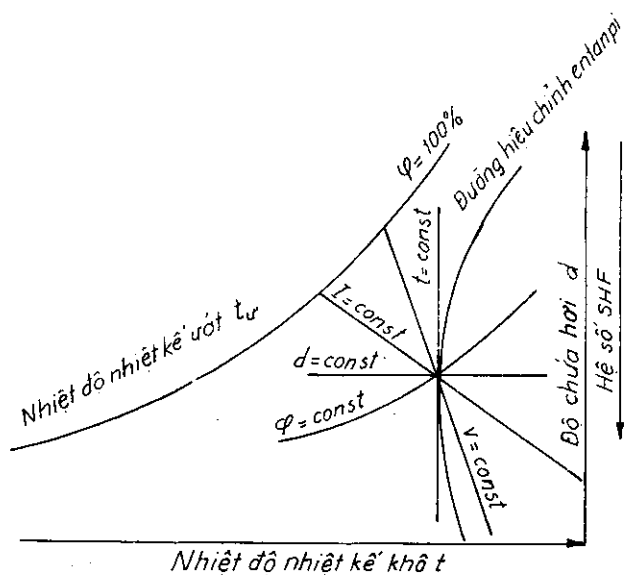
$$\text{SHF} = \frac{Q_h}{Q_h + Q_a}$$

Trục hoành biểu thị nhiệt độ nhiệt kế khô t_k . Vì hai thông số trên là hai thông số độc lập, nên có thể biểu diễn các tính chất khác của không khí như hàm của chúng ở áp suất khí quyển đã cho. Trên đồ thị t-d ta có thể xác định được ngay các giá trị t_w , t_k , d , t_s , v , h , φ , SHF và hệ số hiệu chỉnh entanpi.

Các giá trị này được trình bày trên đồ thị.

Những đồ thị này được vẽ ở khoảng nhiệt độ bình thường, ngoài ra cũng còn các đồ thị khác dành cho những khoảng nhiệt độ thấp hơn và cao hơn và cho ở những cao độ khác nhau giữa mực nước biển và 2260 m.

Trên đồ thị t - d , những đường cong độ ẩm tương đối φ là những đường cong lõm. Đường cong độ ẩm tương đối lớn nhất là đường cong bão hòa $\varphi = 100\%$, dựa trên những số liệu của bảng hơi nước ở



Hình 4-25. Đồ thị t - d của không khí ẩm

những áp suất khí quyển tương ứng. Vì các tính chất của hơi bão hòa đã được cho trong các bảng hơi nước là các hàm của áp suất, nên ta có thể sử dụng để tìm tung độ độ chứa ẩm d , đại lượng tương ứng với áp suất hơi nước p_h đã được chọn. Đường cong bão hòa $\varphi = 100\%$ nằm trên cùng phía trái, các đường $\varphi < 100\%$ nằm phía dưới và bên phải đường này. Những đường cong độ ẩm tương đối φ cạnh nhau có giá trị cách nhau 10% . Giá trị của chúng được ghi dọc theo những đường cong này. Trên đường bão hòa 100% , nhiệt độ nhiệt kế khô t_k , nhiệt độ nhiệt kế ướt t_w , nhiệt độ đọng sương t_s như nhau.

Những đường nhiệt độ nhiệt kế ướt hướng xuống dưới đi từ trái qua phải của đồ thị. Về nguyên tắc, đường t_w không trùng với đường đẳng entanpi I , nhưng trên đồ thị t - d , hai đường này được xem là trùng nhau và sai số trong trường hợp này là không đáng kể, có thể chấp nhận được. Như vậy, hai đường này tạo ra góc nghiêng khoảng 135° so với trục tung. Đương nhiên giá trị t_w có thể được đọc ngay trên đường bão hòa, còn giá trị entanpi thì được đọc trên các thang nghiêng hình bậc thang ở góc trên phía trái của đồ thị. Đây là giá trị entanpi của không khí ẩm bão hòa I_{bh} ; trong trường hợp không khí

ẩm chưa bão hòa, giá trị entanpi vẫn được đọc trên thang trên nhưng có tính đến hệ số hiệu chỉnh entanpi qua các đường cong, nghĩa là:

$$I = I_{bh} + I_{hc}$$

Giá trị hiệu chỉnh I_{hc} thay đổi từ -0,05 cho đến -1,2 kJ/kg kkk. Thông thường giá trị I_{hc} thường nhỏ hơn rất nhiều so với giá trị I_{bh} , vì vậy ta có thể bỏ qua.

Ví dụ, tính entanpi của không khí ẩm chưa bão hòa ở 34,4°C và 50%. Biết t_k và $\varphi = 50\%$ ta tìm được trạng thái của không khí ẩm trên đồ thị t-d. Giao điểm của đường này chiếu trên trục I sẽ cho ta entanpi của không khí ẩm bão hòa $I = 78 \text{ kJ/kg}$. Đường hiệu chỉnh đi qua điểm trạng thái có giá trị -0,4 kJ/kg. Như vậy theo công thức, entanpi của không khí ẩm chưa bão hòa sẽ là:

$$I = 78 + (-0,4) = 77,6 \text{ kJ/kg}$$

Nếu ta bỏ qua giá trị $I_{hc} = -0,4$ này, sai số sẽ là 0,512%, điều này có thể dễ dàng chấp nhận được.

Các đường biểu diễn entanpi I là những đường nghiêng tạo ra một góc 135° so với trục hoành, các giá trị của nó được ghi ở trên các bậc thang nghiêng phía trên bên trái và trên cùng đồ thị. Độ chênh giữa hai đường cạnh nhau ít nhất là 2 kJ/kg, càng lên phía trên, độ chênh này càng tăng, ở phía trên cùng, nó có thể đạt tới 5 kJ/kg.

Độ chênh giữa các đường nhiệt độ nhiệt kế ướt là 5°C.

Các đường đẳng thể tích riêng nghiêng xuống dưới, dốc hơn nhiều, tạo thành góc khoảng 20° so với đường pháp tuyến, thể tích riêng giảm từ trái sang phải đồ thị. Có tất cả 5 đường thể tích riêng không đổi, giá trị tăng từ trái qua phải: từ 0,75 cho đến 0,95 m³/kg. Giá trị thể tích riêng được viết trên các đường thẳng. Số gia giữa hai đường cạnh nhau là 0,05 m³/kg.

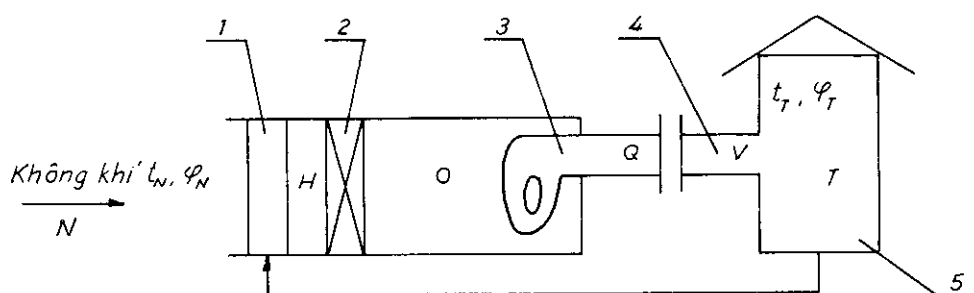
Những đường đẳng nhiệt độ đọng sương t_s cũng là những đường nằm ngang và song song với đường d không đổi. Dấu sao, rất dễ tìm điểm đọng sương trên đường cong bão hòa. Ngoài ra cũng có thể biểu diễn các quá trình của không khí trên đồ thị như quá trình để nguội, làm lạnh, hỗn hợp, sấy, thu nạp dòng không khí.

4.5.2. Biểu diễn quá trình điều tiết không khí trên đồ thị t-d

Kỹ thuật điều hòa không khí là kỹ thuật khống chế các thông số của

không khí trong không gian cần điều hòa nằm trong vùng cho phép. Tùy theo đặc điểm cụ thể của môi trường không khí xung quanh và yêu cầu thiết kế mà hệ thống điều hòa có hay không có bộ gia nhiệt không khí. Tuy nhiên, tất cả các hệ thống điều hòa không khí đều phải có cụm thiết bị lạnh.

Phụ tải lạnh của hệ thống điều hòa không khí là phụ tải của hệ thống máy lạnh, sao cho nó có khả năng khử được nhiệt thừa và ẩm thừa phát sinh trong

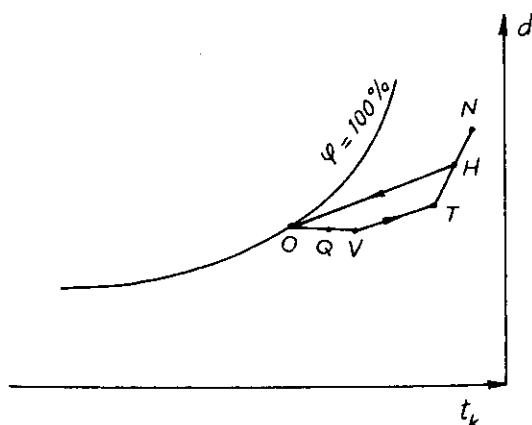


Hình 4-26. Sơ đồ điều hòa không khí

1. Buồng hỗn hợp; 2. Dàn lạnh; 3. Quạt; 4. Ống dẫn không khí;
5. Không gian cần điều hòa

không gian điều hòa nhằm duy trì không khí trong không gian đó có mức nhiệt độ và độ ẩm yêu cầu. Cần lưu ý, về mặt trị số phụ tải không phải là nhiệt thừa phát sinh trong không gian điều hòa đang khảo sát, thường phụ tải lạnh luôn lớn hơn nhiệt thừa, vì cần phải tính đến lượng nhiệt do quạt mang vào, cũng như các tổn thất trong đường ống.

Để minh họa cho điều nói trên, ta xem xét sơ đồ ở hình 4-26 và đồ thị hình ở 4-27.



Hình 4-27. Quá trình điều hòa không khí trên đồ thị $t-d$

Không khí ngoài trời ở trạng thái N được hút vào quạt đi qua dàn lạnh của hệ thống máy lạnh, sau khi hỗn hợp với khí hồi sẽ có trạng thái H, tại cửa ra của dàn lạnh là trạng thái O (có thể coi $\varphi = 90 \div 95\%$). Không khí ở trạng thái O khi qua quạt trạng thái của nó là Q, ta thấy nhiệt độ ứng với trạng thái Q lớn hơn nhiệt độ ứng với trạng thái O do một phần năng lượng cấp cho quạt đã bị biến thành nhiệt. Khi qua ống dẫn khí, trạng thái không khí cũng bị biến đổi từ Q sang V là trạng thái không khí đi vào không gian điều hòa, nhiệt độ không khí ở trạng thái V lớn hơn nhiệt độ của trạng thái Q. Cần chú ý quá trình O-Q và Q-V là quá trình có độ ẩm chứa hơi $d = \text{const}$. Độ chênh nhiệt độ trong hai quá trình này chỉ khoảng vài độ. Khi tính tải sơ bộ, có thể bỏ qua chúng, nghĩa là coi các điểm O, Q và V trùng nhau.

Hình 4-27 biểu diễn các quá trình biến đổi trạng thái của không khí nói trên.

Trong ví dụ trên, không khí đi vào không gian cần điều hòa V là hỗn hợp khí tươi ở ngoài trời N hòa trộn với khí hồi T.

Để biểu diễn các lượng nhiệt trao đổi tương ứng trong từng quá trình, ta đặt các ký hiệu sau:

- I_N - entanpi của không khí ngoài trời;
- I_H - entanpi của không khí sau khi ra khỏi buồng hỗn hợp;
- I_O - entanpi của không khí sau khi ra khỏi dàn lạnh;
- I_Q - entanpi của không khí khi ra khỏi quạt;
- I_V - entanpi của không khí thổi vào phòng cần điều hòa;
- I_T - entanpi của không khí trong không gian điều hòa;
- G - lưu lượng khối lượng của không khí đi qua quạt.

Ta có:

Phụ tải của hệ thống máy lạnh:

$$Q_o = G(I_H - I_O) \quad (4-47)$$

Nhiệt lượng mà không khí bị hấp thụ khi đi qua quạt:

$$Q_q = G(I_Q - I_O) \quad (4-48)$$

Nhiệt lượng mà không khí hấp thụ khi đi qua ống dẫn:

$$Q_d = G(I_V - I_Q) \quad (4-49)$$

Lượng nhiệt cần xử lý trong không gian cần điều hòa (cũng chính là tổng nhiệt thừa Q cần lấy đi):

$$Q = G(I_{II} - I_V) \quad (4-50)$$

Ta thấy $Q < Q_0$, trên thực tế nhiệt sinh ra trong quá trình O-Q, Q-V nhỏ, thường bỏ qua và O trùng với V, do vậy ta coi $Q_0 = Q$.

Việc xác định cụ thể tổng nhiệt thừa Q phát sinh trong phòng cần điều hòa là nhiệm vụ hết sức quan trọng, đây chính là nội dung cơ bản mà ta phải tiến hành để từ đó xác định phụ tải lạnh của hệ thống điều hòa không khí Q_0 .

Về các yếu tố phát sinh lượng nhiệt thừa trong không gian cần điều hòa không khí, dựa vào nguồn gốc xuất phát ta có thể phân thành hai nhóm sau:

- Nhiệt thừa xuất phát từ bên trong không gian cần điều hòa;
- Nhiệt thừa do sự xâm nhập của các nguồn nhiệt bên ngoài vào trong không gian điều hòa (kể cả nhiệt do không khí tươi từ ngoài vào).

Như đã rõ, nhiệt thừa có thể chia làm hai loại: nhiệt thừa hiện và nhiệt thừa ẩn. Nhiệt hiện là nhiệt trao đổi do có độ chênh nhiệt độ, nhiệt ẩn là nhiệt trao đổi do bay hơi nước.

4.5.3. Xác định các thông số trong nhà và ngoài trời

Để thiết kế hệ thống điều hòa không khí, cần xác định được các thông số trạng thái không khí trong nhà và ngoài trời, được gọi là các thông số tính toán.

a. Thông số tính toán của không khí trong nhà

Các thông số nhiệt độ và độ ẩm trong nhà t_T , φ_T được chọn phù hợp với đối tượng làm việc sao cho đáp ứng được yêu cầu vệ sinh và yêu cầu công nghệ có xét tới yêu cầu về tính kinh tế.

Mùa nóng: Ở nước ta có nhiệt độ và độ ẩm ngoài trời khá cao mà ít có điều kiện xây dựng phòng đệm. Vì vậy không nên chọn nhiệt độ tính toán trong nhà (không gian cần điều hòa) chênh lệch so với ngoài trời ($t_N - t_T$) lớn quá $6 \div 8^\circ\text{C}$. Thông thường ta có thể chọn như sau:

$$\text{Độ ẩm tương đối} \quad \varphi_T = 60\%$$

$$\text{Nhiệt độ trong nhà} \quad t_T = 25^\circ\text{C}$$

Mùa lạnh: Nước ta chỉ có ở các tỉnh phía Bắc và nói chung nhiệt độ ngoài trời ít khi quá thấp, nhân dân ta thường có tập quán mặc áo ấm mùa đông trong phòng, vì vậy ta chọn t_T và φ_T như sau:

$$\text{Độ ẩm tương đối} \quad \varphi_T = 60\%$$

Nhiệt độ trong nhà $t_T = 22^{\circ}\text{C}$

b. Thông số tính toán ngoài trời

Nhiệt độ và độ ẩm tương đối của không khí ngoài trời t_N, φ_N chọn theo cấp điều hòa không khí và theo mùa, với hệ thống điều hòa không khí và thông gió (HVAC) thuần túy, thường lấy cấp điều hòa không khí cấp III.

Đối với hệ thống cấp III, khi ký hiệu $t_{tbmax}, \varphi_{tbmax}$ là nhiệt độ và độ ẩm trung bình của tháng nóng và ẩm nhất trong năm.

Mùa nóng: $t_N = t_{tbmax}; \varphi_N = \varphi_{tbmax}$

Mùa lạnh: $t_N = t_{tbmin}; \varphi_N = \varphi_{tbmax}$

Ví dụ với không gian điều hòa ở Hà Nội về mùa hè: $t_N = t_{tbmax} = 32,7^{\circ}\text{C}$ và $\varphi_N = \varphi_{tbmax} = 83\%$.

c. Bảng tóm tắt các thông số nhiệt độ, độ ẩm tính toán

Theo đề xuất của một số nhà nghiên cứu, có thể dùng bảng 4-1 cho ba thành phố chính của nước ta.

Bảng 4-1.

Địa điểm	Hà Nội	Đà Nẵng	TP Hồ Chí Minh
Vĩ độ	21 ⁰ Bắc	16 ⁰ 10' Bắc	10 ⁰ 24' Bắc
Nhiệt độ nhiệt kế khô (mùa hè), $^{\circ}\text{C}$	37,2	36,1	33,9
Nhiệt độ nhiệt kế ướt (mùa hè), $^{\circ}\text{C}$	29,4	30,0	29,4
Nhiệt độ nhiệt kế khô (mùa đông), $^{\circ}\text{C}$	10	15,6	18,3

4.5.4. Phương pháp tính tải Carrier

1. Lượng nhiệt bức xạ mặt trời (Q_1)

Ở đây ta phải xác định tổng nhiệt thừa Q phát sinh trong phòng điều hòa:

$$Q = Q_h + Q_{\text{c}}$$

$$Q_h = Q_{fh} + Q_{Nh}$$

$$Q_a = Q_{fa} + Q_{Na}$$

trong đó:

Q_h, Q_a - tổng nhiệt thừa hiện và ẩn;

Q_{fh}, Q_{fa} - tổng nhiệt thừa hiện và ẩn có trong phòng điều hòa;

Q_{Nh}, Q_{Na} - tổng nhiệt thừa hiện và ẩn do không khí từ ngoài trời mang vào phòng điều hòa.

a. Nhiệt bức xạ qua kính Q_{11}

Lượng nhiệt này xuyên qua kính và nung nóng các vật thể trong phòng như tường, sàn, các đồ vật, làm cho các đồ vật này có nhiệt độ cao hơn nhiệt độ không khí trong phòng, lượng nhiệt này tích tụ trong các vật thể và tỏa ra không khí trong phòng bằng sự đối lưu, làm cho nhiệt độ không khí trong phòng lớn lên. Cần chú ý, đây không phải là lượng nhiệt bức xạ đến bên ngoài kính mà là lượng nhiệt xuyên qua kính xâm nhập vào không gian điều hòa. Lượng nhiệt này phụ thuộc vào diện tích, hướng của bề mặt tường, loại và màu sắc của bề mặt được phơi ra dưới mặt trời. Nó cũng phụ thuộc vào vị trí của mặt trời, đó là mùa trong năm, thời gian trong ngày và vĩ độ của ngôi nhà.

Trước hết ta xem ảnh hưởng của nhiệt bức xạ mặt trời qua kính. Vì mặt trời mọc ở phía Đông, năng lượng mặt trời qua cửa kính phía Đông sẽ rất cao trong khoảng tám giờ sáng đầu tiên, và giảm vào buổi trưa và buổi chiều. Còn ở phía Nam, bức xạ mặt trời sẽ lớn nhất vào lúc trưa; ở phía Tây tải sẽ ngược với phía Đông, nó đạt được cực đại vào 4 giờ chiều. Các hướng phía Bắc sẽ nhận được ít năng lượng mặt trời hơn, ngoài ra đây là năng lượng tán xạ chứ không phải là trực xạ. Rõ ràng là bóng râm hoặc hướng thích hợp của kính có thể làm giảm đáng kể năng lượng mặt trời. Tầm bạt che bên ngoài có thể làm giảm 75% năng lượng mặt trời, trong khi đó mái che hoặc cửa chớp bên trong chỉ làm giảm được 35% năng lượng qua chúng. Ta có thể tính toán lượng bức xạ mặt trời qua kính:

$$Q_{11} = A \cdot R \cdot \epsilon_c \cdot \epsilon_{ds} \cdot \epsilon_{mm} \cdot \epsilon_{kh} \cdot \epsilon_m \cdot \epsilon_r \cdot W \quad (4-51)$$

A - diện tích bề mặt kính, m^2 ;

R - nhiệt bức xạ mặt trời qua kính, W/m^2 , xác định từ bảng 5 phần Phụ

lục. Cần lưu ý rằng đây không phải là lượng bức xạ đập tới ngoài kính mà là lượng bức xạ xuyên qua kính và xâm nhập vào phòng điều hòa. Bảng này được thành lập với các điều kiện sau:

- Diện tích kính bằng 85% diện tích khung kính. Đây chính là loại cửa kính có khung gỗ mà ta thường gặp.

- Bầu trời không có sương mù

- Vị trí phòng điều hòa ngang bằng mực nước biển.

- Nhiệt độ động sương của không khí là 20°C.

- Kính ở đây là kính cơ bản (kính trong suốt dày 3mm), không có rèm che ở hai phía mặt kính, có tính đến hiện tượng khuếch tán nhiệt hấp thụ của kính vào trong phòng (nghĩa là $R = 0,88R'$; R' - nhiệt bức xạ đập vào mặt ngoài kính, hệ số 0,88 là tổng của hệ số xuyên qua kính 0,86 và hệ số khuếch tán nhiệt hấp thụ 0,02).

ϵ_c - hệ số kể đến ảnh hưởng độ cao của không gian điều hòa so với mực nước biển, được tính theo biểu thức:

$$\epsilon_c = 1 - \frac{H}{1000} 0,023$$

H- độ cao của không gian điều hòa so với mực nước biển, m

ϵ_{ds} - hệ số kể đến ảnh hưởng của nhiệt độ động sương của không khí t_s , được tính theo:

$$\epsilon_{ds} = 1 - \frac{(t_s - 20^\circ\text{C})}{10} 0,13$$

ϵ_{mm} - hệ số kể đến ảnh hưởng của mây mù:

$$\epsilon_{mm} = 1 \quad \text{với trời không có mây}$$

$$\epsilon_{mm} = 0,85 \quad \text{với trời có mây mù.}$$

ϵ_{kh} - hệ số khung kính:

$$\epsilon_{kh} = 1,17 \quad \text{với khung thép hoặc không có khung;}$$

$$\epsilon_{kh} = 0,85 \quad \text{với khung gỗ.}$$

ϵ_m - hệ số kính kể đến sự khác biệt so với kính cơ bản về độ dày và màu sắc, được xác định theo bảng 4-2.

ϵ_r - hệ số mặt trời (là tỷ số lượng bức xạ xâm nhập vào phòng điều hòa qua kính cơ bản có màn che so với khi qua kính cơ bản không có màn che), được xác định theo bảng 4-3.

Vậy với kính cơ bản có màn che, nhiệt bức xạ được tính theo (4-51) với giá trị hệ số mặt trời ϵ_r xác định từ bảng 4-3.

Với kính không phải là kính cơ bản mà có màn che, nhiệt bức xạ xâm nhập vào phòng vẫn tính theo (4-51) nhưng với chú ý sau:

ϵ_r thường lấy bằng 1.

Giá trị R có thể được thay bằng R'' và được xác định theo:

Bảng 4-2. Hệ số kính và các hệ số hấp thụ, phản xạ, xuyên qua của các loại kính

Các loại kính	Hệ số hấp thụ α_k	Hệ số phản xạ ρ_k	Hệ số xuyên qua τ_k	Hệ số kính ϵ_m
- Kính cơ bản	0,06	0,08	0,86	1
- Kính trong, phẳng, dày 6 mm	0,15	0,08	0,77	0,94
- Kính Spectra float, màu đồng thếc, dày 6 mm	0,34	0,10	0,56	0,80
- Kính Antisun, màu xám, dày 6 mm	0,51	0,05	0,44	0,73
- Kính Antisun, màu đồng thếc, dày 12 mm	0,74	0,05	0,21	0,58
- Kính Calorex, màu xanh, dày 6 mm	0,75	0,05	0,20	0,57
- Kính Stopray, màu vàng, dày 6 mm	0,36	0,39	0,25	0,44
- Kính Reflectoshield, có phủ màng R.S20, dày 6 mm	0,44	0,44	0,12	0,34
- Kính Scotchtint, có phủ màng A18, dày 4 mm	0,30	0,53	0,17	0,33

Bảng 4-3. Hệ số mặt trời của kính cơ bản; hệ số hấp thụ, phản xạ, xuyên qua của màn che

Chủng loại màn che	Hệ số hấp thụ α_m	Hệ số phản xạ ρ_m	Hệ số xuyên qua τ_m	Hệ số mặt trời ϵ_r
Mành mành				
màu sáng	0,37	0,51	0,12	0,56
màu trung bình	0,58	0,39	0,03	0,65
màu tối	0,72	0,27	0,01	0,75
Màn che Metalon 310/2	0,29	0,48	0,23	0,58
Màn che Brella Hà lan, trắng	0,09	0,77	0,14	0,33

$$R'' = [0,4\alpha_k + \tau_k(\alpha_m + \tau_m + \rho_k \rho_m + 0,4\alpha_k \cdot \alpha_m)].R/0,88. \quad (4.51a)$$

Ở đây α_k, ρ_k, τ_k là các hệ số hấp thụ, phản xạ, xuyên qua của kính tra theo bảng 4-2 ; α_m, ρ_m, τ_m là các hệ số hấp thụ, phản xạ, xuyên qua của màn che tra theo bảng 4-3; $R(W/m^2)$. Nhiệt bức xạ qua kính cơ bản tra theo bảng 5 hoặc bảng 6 phụ lục.

Ví dụ, xác định lượng bức xạ mặt trời lớn nhất xâm nhập qua cửa sổ kính có màn che trong quay về hướng Tây đặt tại Hà Nội:

Kính Antisun, màu đồng thối, dày 12 mm, màn che Metalon 310/2, khung kính bằng sắt, nhiệt độ động sương trung bình $24^\circ C$, diện tích kính $5m^2$.

Giải

Đây là trường hợp không phải kính cơ bản và có màn che, vậy theo (4-51a) ta có:

$$R'' = [0,4\alpha_k + \tau_k(\alpha_m + \tau_m + \rho_k \rho_m + 0,4\alpha_k \cdot \alpha_m)].R/0,88.$$

Vì Hà Nội ở vĩ độ 20° Bắc, nên từ bảng 6 phụ lục ta tìm được bức xạ lớn nhất theo hướng Tây, $R = 520 W/m^2$.

Theo bảng 4-2 ta có: $\alpha_k = 0,74$, $\rho_k = 0,05$, $\tau_k = 0,21$

Theo bảng 4-3 ta có: $\alpha_m = 0,29$, $\rho_m = 0,48$, $\tau_m = 0,23$

vậy ta có:

$$R'' = [0,4.0,74 + 0,21(0,29 + 0,23 + 0,05.0,48 + 0,4.0,74.0,48)]520/0,88$$

$$R'' = 260 W/m^2.$$

Theo công thức (4-51) với $R'' = R$; $\epsilon_r = 1$ ta có:

$$Q_{11} = A.R'' \cdot \epsilon_c \cdot \epsilon_{ds} \cdot \epsilon_{mm} \cdot \epsilon_{kh} \cdot \epsilon_m$$

Diện tích kính $A = 5m^2$.

Khi coi Hà Nội nằm ngang mực nước biển $H = 0$; $\epsilon_c = 1$. Hệ số ảnh hưởng nhiệt độ động sương:

$$\epsilon_{ds} = 1 - \frac{t_s - 20^\circ}{10} . 0,13 = 1 - \frac{24 - 20}{10} . 0,13 = 0,948$$

Vì bức xạ lớn nhất là lúc trời không có mây và $\epsilon_{mm} = 1$. Hệ số khung kính $\epsilon_{kh} = 1,17$ vì là khung thép.

Hệ số kính theo bảng 4-2 ta có $\epsilon_m = 0,58$. Vậy ta có:

$$Q_{11} = 5.260.1.0,948.1.1,17.0,58 = 836,3 \text{ W}$$

b. Nhiệt bức xạ và nhiệt truyền qua mái nhà Q_{12}

Ngoài lượng nhiệt bức xạ qua kính còn có lượng nhiệt bức xạ qua kết

cấu bao che (mái, tường ...), ở đây ta có thể bỏ qua bức xạ qua tường mà chỉ tính qua mái nhà.

Tương tự như vách, nhiệt truyền qua mái có ảnh hưởng bức xạ:

$$Q_{1,2} = A \cdot \Delta t_{ef} \cdot U \cdot M_m \quad (4-52)$$

trong đó:

A - diện tích mái, m^2

Δt_{ef} - hiệu nhiệt độ hiệu dụng trong phòng và ngoài trời, $^{\circ}C$

U - hệ số truyền nhiệt qua mái phụ thuộc vào kết cấu của mái, $W/m^2 \cdot ^{\circ}C$, tra bảng 8 Phụ lục.

M_m - hệ số màu mái, phụ thuộc màu của mái. Thường ta chọn hệ số màu mái bằng 1 (xem bảng 4-4).

Hiệu nhiệt độ hiệu dụng được xác định:

$$\Delta t_{ef} = t_{n,ef} - t_T$$

$$t_{n,ef} = t_N + \epsilon_s R'' / \alpha_N$$

$R'' = R / 0,88$; ϵ_s - hệ số toả nhiệt của mái; R - bức xạ vào phòng; R'' - bức xạ đập vào mái.

Vậy tổng nhiệt hiện bức xạ mặt trời:

$$Q_1 = Q_{11} + Q_{12} \quad (4-53)$$

2. Lượng nhiệt hiện truyền qua tường, kính, các vách ngăn và nền nhà (Q_2)

a. Nhiệt truyền qua tường Q_{21}

Lượng nhiệt truyền qua vách sẽ phụ thuộc vào cấu trúc của vách, vào hiệu số nhiệt độ; đương nhiên nó còn phụ thuộc vào diện tích vách và hệ số truyền nhiệt U . Công thức tính Q_{21} như sau:

$$Q_{21} = A \cdot \Delta t \cdot U \cdot H_m \quad (4-54)$$

trong đó:

A - diện tích bề mặt tường, m^2

Δt - hiệu giữa nhiệt độ trong nhà t_T và nhiệt độ ngoài nhà t_N :

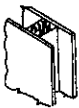
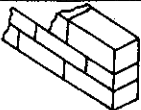
$$\Delta t = t_N - t_T$$

U - hệ số truyền nhiệt qua tường phụ thuộc kết cấu của tường, $W/m^2 \cdot ^{\circ}C$, tra bảng 9 Phụ lục.

H_m - hệ số màu tường phụ thuộc màu của tường, theo bảng 4-4.

• Ví dụ: Một bức tường có chiều dài 9 m, cao 3 m, nhiệt độ không khí

Bảng 4- 5. Hệ số truyền nhiệt U cho hệ thống vách ngăn lửng trong phòng lớn

Cấu trúc			Lớp phủ trong nhà				
Mô tả	Độ dày	Khối lượng kg/m ²	Không có	Lớp thạch cao dày 15 mm	Thạch cao tấm cứng 12 mm	Tấm cứng dày 6 mm	Gỗ cứng 12 mm
	100 mm	11			1,78	1,51	1,70
	50 mm không khí	14			0,560	0,53	0,55
	50 mm bông len	18			0,347	0,336	0,344
	100 mm bông len	11			1,27	1,12	1,22
	Gạch đơn	100	101	2,27	2,06		

ngoài trời là 32°C, nhiệt độ trong phòng điều hòa 27°C. Tra bảng 9 Phụ lục với tường dày 200 mm $U = 1,96 \text{ W/m}^2\text{°C}$. Vậy ta có:

$$Q_{21} = 1,96 \times 9 \times 3(32 - 27)1 = 264,6 \text{ W}$$

b. Nhiệt truyền qua kính Q_{22}

Lượng nhiệt truyền qua kính được tính như sau:

$$Q_{22} = A \cdot \Delta t \cdot U \quad (4-55)$$

trong đó:

A - diện tích bề mặt kính, m²

Δt - độ chênh lệch nhiệt độ giữa không khí trong phòng và ngoài trời, °C.

U - hệ số truyền nhiệt qua kính, W/m².°C, tra bảng 7 Phụ lục.

c. Nhiệt truyền qua các vách ngăn Q_{23}

Lượng nhiệt này sẽ không lớn vì độ chênh lệch nhiệt độ giữa các phòng điều hòa nhỏ và ta có:

$$Q_{23} = A \cdot \Delta t \cdot U \quad (4-56)$$

trong đó:

A - diện tích vách ngăn, m²

Δt - độ chênh lệch nhiệt độ của không khí giữa các vách ngăn trong

phòng, °C. Nếu 2 phía tường ngăn có điều hòa $\Delta t = 0$, nếu một phía có điều hòa $\Delta t = 0,7(t_N - t_T)$;

U - hệ số truyền nhiệt phụ thuộc vào kết cấu vách ngăn, $W/m^2 \cdot ^\circ C$, tra bảng 4-5.

d. Nhiệt truyền qua nền Q_{24}

Tính chính xác lượng nhiệt truyền qua nền là bài toán phức tạp. Ở đây có thể dùng phương pháp giải nền để tính lượng nhiệt truyền qua nền. Phương pháp này đã được trình bày trong các tài liệu về điều hoà không khí, nên ở đây ta không nêu ra.

Vậy tổng nhiệt hiện truyền qua kết cấu bao che phòng (tường, kính ...) bằng:

$$Q_2 = Q_{21} + Q_{22} + Q_{23} + Q_{24} \quad (4-57)$$

3. Lượng nhiệt hiện xuất phát từ trong phòng (Q_3)

Đây là nguồn nhiệt tỏa ra do quá trình truyền nhiệt đối lưu hay bức xạ của người hay hệ thống chiếu sáng, thiết bị điện, thiết bị văn phòng trong phòng.

a. Nhiệt hiện do con người tỏa ra

Nhiệt lượng do con người tỏa ra được tính như sau:

$$Q_{31} = n \cdot q_h \quad (4-58)$$

trong đó:

n - số người trong phòng;

q_h - nhiệt hiện do một người tỏa ra, lượng nhiệt này phụ thuộc cường độ lao động của mỗi người, tra bảng 4-8.

b. Nhiệt hiện từ các thiết bị tỏa ra

Nhiệt thừa phát ra từ các động cơ điện và các loại dụng cụ điện khác.

- Động cơ điện

Giả sử P là công suất đầu ra của động cơ điện và ξ (%) là hệ số đầy tải của nó. Trong trường hợp chung, lượng nhiệt do động cơ thải ra sẽ là $P(1 - \xi)$ dưới dạng nhiệt hiện. Tuy nhiên, cần phải phân biệt lượng nhiệt do động cơ điện sinh ra và lượng nhiệt do bộ dẫn động sinh ra.

Bảng 4-6 bao gồm các dữ liệu khi:

Bảng 4-6.

Công suất đầu ra P, kW	Hệ số tải ξ %	Động cơ điện và bộ dẫn động nằm trong không gian điều hòa P/ξ	Động cơ điện nằm ngoài, còn bộ dẫn động nằm trong không gian điều hòa P	Động cơ điện nằm trong, còn bộ dẫn động nằm ngoài không gian điều hòa $P(1 - \xi)/\xi$
0,04	41	0,10	0,04	0,06
0,06	49	0,12	0,06	0,06
0,09	55	0,16	0,09	0,07
0,12	60	0,20	0,12	0,08
0,18	64	0,30	0,19	0,11
0,25	67	0,37	0,25	0,12
0,37	70	0,53	0,37	0,16
0,55	72	0,76	0,55	0,21
0,75	73	1,03	0,75	0,28
1,1	79	1,39	1,1	0,29
1,5	80	1,88	1,5	0,38
2,2	82	3,66	2,2	0,66
4,0	83	4,82	4,0	0,82
5,5	84	6,55	5,5	1,05
7,5	85	8,82	7,5	1,32
11	86	12,8	11	1,8
15	87	17,2	15	2,2
18,5	88	21,0	18,5	2,5
22	88	25,0	22	3,0
30	89	33,7	30	3,7
37	89	41,6	37	4,6
45	90	50,0	45	5,0
55	90	61,1	55	6,1
75	90	83,3	75	8,3
90	90	100	90	10,0
110	91	121	110	11
132	91	145	132	13
150	91	165	150	15
185	91	203	185	18
220	92	239	220	19
250	92	272	250	22

a. Động cơ điện và bộ dẫn động cùng nằm trong không gian cần điều hòa, lúc này nhiệt thải ra trong một giây động cơ làm việc bằng $\frac{P}{\xi}$

b. Động cơ điện nằm ngoài, bộ dẫn động nằm trong nhiệt thải ra: P

g. Động cơ điện nằm trong và bộ dẫn động nằm ngoài không gian cần điều hòa, nhiệt thải ra bằng $P \frac{1-\xi}{\xi}$

Khi tính tải cho các xưởng công nghiệp, trong đó tải động cơ đóng vai trò quan trọng, cần phải đo trực tiếp, vì khi làm việc ở các chế độ tải khác nhau, lượng nhiệt thải ra cũng khác nhau.

Động cơ được xem như hoạt động liên tục. Nếu động cơ làm việc gián đoạn, nên đo cụ thể thời gian làm việc. Nếu động cơ chạy quá tải, hoặc hệ số quá tải không rõ, phải nhân lượng nhiệt thải có trong bảng với hệ số làm việc tối đa theo bảng 4-7.

Bảng 4-7. Hệ số làm việc tối đa

Công suất đầu ra P, kW	0,04 - 0,09	0,12 - 0,25	0,37 - 0,55	0,75	1,1 - 1,5	2,2 - 250
Loại động cơ hồ xoay chiều	1,4	1,35	1,25	1,25	1,20	1,15
Loại động cơ hồ 1 chiều	-	-	-	1,15	1,15	1,15

- Các trang bị điện khác:

Các trang bị điện khác có thể là máy vi tính, máy sấy tóc... Tùy theo chức năng hoạt động, các thiết bị này có thể nhà nhiệt hiện hoặc nhiệt ẩn. Việc xác định nhiệt thừa khá phức tạp do tính đa dạng về chủng loại và chức năng của chúng. Tuy nhiên có thể theo những nguyên tắc sau đây để tính tải nhiệt:

- Nếu máy đó không làm cho hơi nước bay hơi vào trong không gian cần điều hòa, thì ta có thể xác định công suất theo công suất ghi trên máy của nhà sản xuất.

- Nếu xác định được có thêm lượng hơi nước xuất hiện khi máy hoạt động, thì phải chú ý đến lượng nhiệt ẩn bổ sung tùy theo trường hợp cụ thể.

Nhiệt thừa từ các dụng cụ trong bếp

Nhiệt thải ở đây bao gồm nhiệt hiện và nhiệt ẩn. Nói chung không phải nhà bếp nào cũng được điều hòa không khí, thường thì chúng chỉ được thông gió. Do vậy, trong những trường hợp này chúng ta không đưa lượng nhiệt thừa vào trong tải nhiệt.

Nhiệt phát ra từ các ống và thùng chứa môi chất nóng

Các ống dẫn môi chất nóng làm gia tăng thành phần nhiệt hiện, còn thùng chứa nước nóng, trong trường hợp bị hở sẽ làm gia tăng lượng nhiệt ẩn. Các buồng sấy cũng gây tác dụng như vậy.

Tóm lại, nhiệt thừa phát ra từ các dụng cụ khác được tính như sau:

$$Q_{32} = N.K \quad (4-59)$$

trong đó:

N - tổng công suất thiết bị trong phòng;

K - hệ số làm việc trong ngày. $K = 24/\text{số giờ làm việc}$.

c. Nhiệt lượng tỏa ra từ hệ thống chiếu sáng

Đèn chiếu sáng gồm hai loại: đèn sợi đốt và đèn huỳnh quang. Điện năng sẽ biến thành ánh sáng và nhiệt năng. Các đèn này trong quá trình phát sáng sẽ trao đổi nhiệt bằng bức xạ, đối lưu và dẫn nhiệt với môi trường xung quanh.

Hiệu quả phát sáng của đèn sợi đốt kém hơn nhiều so với đèn huỳnh quang. Với đèn sợi đốt, chỉ có 10% điện năng biến thành ánh sáng, 80% biến thành nhiệt bức xạ và 10% tỏa ra bằng đối lưu và dẫn nhiệt. Với đèn huỳnh quang, 25% điện năng biến thành ánh sáng, khoảng 25% biến thành nhiệt bức xạ và 50% tỏa ra bằng đối lưu và dẫn nhiệt. Ngoài ra, nếu đèn huỳnh quang dùng chấn lưu, thì phải tính thêm khoảng 25% tổn thất nhiệt mất trên chấn lưu, nghĩa là nhân hệ số 1,25 lên công suất ghi trên đèn.

Tóm lại, với đèn sợi đốt, $Q = N$, với đèn huỳnh quang $Q = 1,25N$.

Nếu khi thiết kế không rõ điều kiện thiết kế cụ thể, ta có thể chọn điều kiện để đủ chiếu sáng cho một tòa nhà. Theo tiêu chuẩn chiếu sáng của Việt Nam thì mỗi m^2 trần yêu cầu công suất $12 W/m^2$. Ta có:

$$Q_{33} = A. 12 \quad (4-60)$$

Tóm lại tổng nhiệt hiện phát ra trong phòng:

$$Q_3 = Q_{31} + Q_{32} + Q_{33} \quad (4-61)$$

Bảng 4-8. Nhiệt lượng do người tỏa ra, W

Nhiệt độ không khí t_k , °C				28		27		26		24		22		20	
Mức độ hoạt động	Nơi hoạt động	Nhiệt thừa của nam giới	Nhiệt thừa trung bình	q_h	q_a	q_h	q_a	q_h	q_a	q_h	q_a	q_h	q_a	q_h	q_a
Ngồi yên tĩnh	Nhà hát	115	100	50	50	55	45	60	40	67	33	72	28	79	21
Ngồi, hoạt động nhẹ	Trường học	130	120	50	70	55	65	60	60	70	50	78	42	84	36
Hoạt động văn phòng	Khách sạn, văn phòng	140	130	50	80	56	74	60	70	70	60	78	52	86	44
Đi, đứng chậm rãi	Các loại cửa hàng	160	130	50	80	56	74	60	70	70	60	78	52	86	44
Ngồi, đi chậm	Sân bay, hiệu thuốc	160	150	53	97	58	92	64	86	76	74	84	66	90	60
Đi, đứng chậm rãi	Ngân hàng	160	150	53	97	58	92	64	86	76	74	84	66	90	60
Hoạt động nhẹ	Nhà hàng	150	150	55	105	60	100	68	92	80	80	90	70	98	62
Lao động nhẹ	Xưởng sản xuất	230	220	55	165	62	158	70	150	85	135	100	100	115	105
Khiêu vũ	Vũ trường	260	250	62	188	70	180	78	172	94	156	110	140	125	125
Đi bộ 1,5 m/s	Xưởng	300	300	80	220	88	212	96	204	110	190	130	170	145	155
Lao động nặng	Xưởng sản xuất	440	430	132	298	138	292	144	286	154	276	170	260	188	242

Vậy tổng nhiệt thừa hiện trong phòng điều hòa:

$$Q_{th} = Q_1 + Q_2 + Q_3 \quad (4-61a)$$

4. Lượng nhiệt ẩn trong phòng Q_{ja}

Nhiệt ẩn trong phòng có thể do người hoặc từ các vật có xảy ra quá trình bay hơi nước, ở đây ta chỉ xét nhiệt ẩn do người.

Con người trong khi làm việc, tùy theo cường độ làm việc, nhiệt độ môi trường xung quanh, độ ẩm tương đối lượng mà nhiệt thải ra môi trường xung quanh sẽ thay đổi. Ngoài ra, cường độ thải nhiệt cũng còn phụ thuộc vào giới tính: nam tỏa nhiệt nhiều hơn nữ và trẻ em. Nhiệt thải ra môi trường xung quanh dưới dạng nhiệt hiện và nhiệt ẩn. Khi độ chênh nhiệt độ giữa thân nhiệt và nhiệt độ môi trường xung quanh lớn, nhiệt hiện lớn, khi độ chênh nhiệt độ nhỏ, nhiệt thải chủ yếu qua bay hơi trên bề mặt da, nghĩa là dưới dạng nhiệt ẩn. Việc này thể hiện rõ ràng trên kết quả thực nghiệm thu được, xem bảng 4- 8, trong đó:

q_h - nhiệt hiện, W/ người

q_a - nhiệt ẩn, W/ người

t_k - nhiệt độ không khí, °C.

Số lượng nhiệt thải trên tính cho nam giới, khi tính cho phụ nữ có thể tính bằng 85% nam giới và trẻ em tính bằng 75% nam giới.

Thực tế khi tính toán thiết kế, ta không thể biết chính xác có bao nhiêu người trong không gian cần tính tải. Có thể dùng số liệu kinh nghiệm sau đây để chọn dữ liệu:

Bảng 4-9.

Không gian khảo sát	Mật độ, m ² /người
Văn phòng làm việc	6 ÷ 20
Nhà hàng	2
Cửa hàng	1 ÷ 1,5
Vũ trường	0,5

Lượng nhiệt ẩn này do con người tỏa ra khi thoát một lượng hơi nước bằng bài tiết mồ hôi và hoạt động hô hấp. Ta có:

$$Q_4 = n \cdot q_n \quad (4-62)$$

trong đó:

n - số người trong không gian điều hòa;

q_n - nhiệt ẩn do mỗi người tỏa ra, phụ thuộc vào cường độ và trạng thái lao động. Tra bảng 4- 8.

Bảng 4-10.

Thể tích V, m ³	<500	500	1000	1500	2000	2500	> 3000
Hệ số ξ	0,7	0,6	0,55	0,50	0,42	0,40	0,35

Vậy tổng nhiệt thừa trong phòng điều hòa:

$$Q_f = Q_{fh} + Q_{fa} \quad (4-62a)$$

5. Lượng nhiệt cần xử lý do không khí từ ngoài đưa vào phòng Q_N

a. Lượng nhiệt tổn thất do rò rỉ

Không gian cần điều hòa không khí là không gian kín, tuy nhiên vẫn có hiện tượng rò rỉ do sự xâm nhập của không khí từ ngoài qua những khe hở ở cửa sổ, cửa chính...

Mức độ rò rỉ không khí phụ thuộc vào độ chênh áp suất, tốc độ gió, đặc điểm của khe hở, số lần đóng mở cửa, ... Do tính không qui luật của hiện tượng rò rỉ cho nên việc tính toán thành phần nhiệt thừa này khá khó khăn.

Nếu gọi Q_{Nhl} là thành phần nhiệt thừa hiện và Q_{Nal} là nhiệt ẩn để ta tính thêm vào do hiện tượng rò rỉ, có thể sử dụng công thức kinh nghiệm sau:

$$Q_{Nhl} = 0,39 \cdot (t_N - t_T) \cdot V \cdot \xi \quad (4-63)$$

$$Q_{Nal} = 0,84 \cdot \Delta d \cdot V \cdot \xi \quad (4-64)$$

trong đó:

t_N - nhiệt độ ngoài trời, °C.

t_T - nhiệt độ trong nhà, °C.

V - thể tích phòng, m³

ξ - hệ số kinh nghiệm được xác định theo bảng 4-10.

Δd - hiệu độ chứa hơi của không khí ở trạng thái ngoài trời và

trong nhà, g/kg

b. Lượng nhiệt tổn thất do yêu cầu thông gió

Khi không có thông tin thích hợp, ta có thể dùng lưu lượng tối thiểu $l_1 = (2,5 - 3,5) \text{ l/s}$ cho 1 người không hút thuốc và từ 12 l/s đến 19 l/s cho mỗi người hút thuốc. Ta có công thức tính nhiệt hiện Q_{Nh2} và nhiệt ẩn Q_{Na2} :

$$Q_{Nh2} = 1,23.L_N.\Delta t \quad (W) \quad (4-65)$$

$$Q_{Na2} = 3L_N.\Delta d \quad (4-65a)$$

trong đó:

$$\Delta t = t_N - t_T$$

$$\Delta d = d_N - d_T$$

L_N - lượng không khí cần bổ sung cho không gian điều hòa, l/s

$$L_N = n.l_1 \quad (4-65b)$$

n - số người trong phòng;

l_1 - lượng không khí cần thiết cho mỗi người, l/s

Để tính nhiệt hiện Q_{Nh2} và lượng không khí cần cho một người l_1 có thể dùng bảng 4-11.

Bảng 4-11.

Lượng không khí cho 1 người		Nhiệt hiện tính cho 1 người
Công sở:	7,5 l/s	130 W
Cửa hàng bán lẻ:	5,0 l/s	10
Cửa hàng tạp hóa:	3,5 l/s	55

Vậy tổng lượng nhiệt do không khí mang vào vào phòng:

$$Q_N = Q_{Nh} + Q_{Na} \quad (4-66)$$

$$Q_{Nh} = Q_{Nh1} + Q_{Nh2}$$

$$Q_{Na} = Q_{Na1} + Q_{Na2}$$

Tóm lại, tổng nhiệt thừa hiện Q_h bằng:

$$Q_h = Q_{lh} + Q_{Nh} \quad (4-67)$$

tổng nhiệt thừa ẩn Q_a :

$$Q_a = Q_{fa} + Q_{Na} \quad (4-68)$$

và tổng nhiệt thừa Q (cũng là năng suất lạnh Q_0 khi coi điểm $O \equiv V$):

$$Q = Q_h + Q_a = Q_0 \quad (4-69)$$

4.5.5. Xây dựng sơ đồ điều hòa trên đồ thị t-d

Để xác định lượng không khí cần cung cấp, ta đưa thêm một số khái niệm mới cần thiết để tính toán lượng không khí cần thiết. Hệ số nhiệt hiện của phòng RSHF là tỷ số nhiệt hiện trên tổng nhiệt hiện và nhiệt ẩn của phòng.

$$RSHF = \frac{Q_{th}}{Q_{th} + Q_{fa}} = \frac{Q_{th}}{Q_f} \quad (4-70)$$

trong đó: Q_{th} ; Q_f tính theo (4-61a) (4-62a).

Hệ số nhiệt hiện tổng GSHF là tỷ số nhiệt hiện toàn bộ trên tổng nhiệt hiện toàn bộ và nhiệt ẩn toàn bộ.

$$GSHF = \frac{Q_h}{Q_h + Q_a} = \frac{Q_h}{Q} \quad (4-71)$$

Điều kiện của không khí đi vào phòng V và điều kiện hỗn hợp H có thể tìm được trên đồ thị t-d. Từ điểm gốc G được xác định bởi nhiệt độ 24°C và độ ẩm 50% trên hình 4-28 ta kẻ đường thẳng nối điểm G với điểm GSHF, RSHF vừa mới tính được. Sau khi biết được điểm trong phòng T, từ điểm này ta kẻ đường song song với đường G-RSHF, đường này sẽ cắt đường $\varphi = 0,9 \div 0,95$ tại điểm O là trạng thái không khí khi ra khỏi dàn lạnh*. Khi coi O trùng với V ta có thể tìm được các thông số của không khí thổi vào phòng: t_v , d_v , I_v . Từ điểm O ta kẻ đường O-H song song với đường G-GSHF, đường này cắt đường N-T tại H. Từ điểm H ta tìm được t_{11} , I_h .

6. Lượng không khí cần tính

Lượng không khí tái tuần hoàn L_T và lượng không khí qua dàn lạnh thổi

* Theo phương pháp Carrier, độ ẩm của không khí ra khỏi dàn lạnh phụ thuộc vào tốc độ không khí và cấu tạo dàn lạnh, muốn xác định chính xác phải đưa thêm khái niệm hệ số bypass. Ở đây để đơn giản có thể chọn 0 như trên.

vào phòng L được xác định bằng các công thức sau:

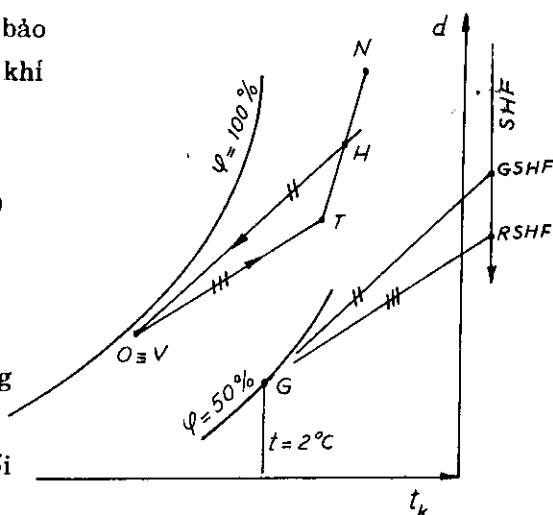
Lượng không khí cần để đảm bảo tải trong phòng hay lượng không khí tải tuần hoàn L_T sẽ là:

$$L_T = \frac{Q_{fh}}{1,2(t_T - t_V)} \text{ (l/s)} \quad (4-72)$$

trong đó:

t_1 - nhiệt độ thiết kế trong phòng;

t_v - nhiệt độ không khí thổi cấp vào phòng.



Hình 4-28. Quy tắc xác định điểm thời vào V

Lượng không khí cần để đi qua dàn lạnh thổi vào phòng nhằm đảm bảo tổng tải sẽ là:

$$L = \frac{Q_h}{1,2(t_{cl} - t_r)} \text{ (l/s)} \quad (4-73)$$

t_H - nhiệt độ hỗn hợp ;

t_0 - nhiệt độ ra khỏi dàn lạnh.

Ngoài ra ta có:

$$L = L_N + L_T \quad (4-74)$$

ở đây L_N - lượng không khí từ ngoài trời cần bổ sung cho phòng, tính theo (4-65b).

Tổng công suất lạnh của máy điều hòa được tính kiểm tra:

$$Q_{\text{out}} = G(I_{\text{H}} - I_{\text{V}}), \text{ (kW)} \quad (4-75)$$

Ở đây I_H , I_V (kJ/kg) entapi của không khí tại điểm H, V; G (kg/s) lưu lượng không khí qua dàn lạnh được xác định:

$$G = 0.0012L \quad (4-76)$$

Ở đây L (l/s) lượng không khí qua dàn lạnh tính theo (4-73).

Thiết bị cô đặc

5.1. KHÁI NIỆM

5.1.1. Định nghĩa

Quá trình cô đặc là quá trình hóa hơi dung dịch (dung dịch là hỗn hợp giữa dung môi và chất rắn hòa tan trong dung môi) để lấy chất rắn hòa tan còn lại trong dung dịch ở nồng độ cao hơn.

Dung môi là chất lỏng để hòa tan chất rắn, dung môi thường gặp nhất là nước. Trong quá trình cô đặc, hơi của dung môi tạo ra gọi là hơi thứ cấp, tương đối tinh khiết nên có thể lấy lại bằng thiết bị ngưng hoặc thải bỏ ra ngoài trời. Ví dụ, cô đặc dung dịch muối để tạo ra dung dịch muối có nồng độ cao hơn và sau đó chuyển qua thiết bị kết tinh để tạo ra muối tinh thể; cô đặc dung dịch vazolin để lấy dung dịch vazolin ở nồng độ cao...

Quá trình hóa hơi dung môi có thể là quá trình bay hơi trên bề mặt dung dịch (tốc độ tạo hơi chậm) hoặc là quá trình sôi (bốc hơi) xảy ra trong toàn bộ dung dịch (tốc độ tạo hơi lớn), trong công nghiệp thường gặp quá trình bốc hơi. Nhiệt lượng cần cung cấp cho quá trình bốc hơi dung môi thường lấy từ quá trình ngưng tụ hơi nước (gọi là hơi đốt) hoặc từ nước nóng, dầu nóng, điện, khí... Quá trình bốc hơi có thể xảy ra ở áp suất bằng áp suất khí quyển, lớn hơn áp suất khí quyển (áp suất dư) hoặc nhỏ hơn áp suất khí quyển (chân không).

5.1.2. Tính chất

Nguyên lý làm việc và kết cấu của thiết bị cô đặc có nhiều điểm giống với thiết bị sinh hơi trong nhà máy nhiệt điện. Tuy nhiên, quá trình sôi dung

dịch có những đặc điểm khác với quá trình sôi nước sạch trong thiết bị sinh hơi. Khi sôi nước sạch, nhiệt độ của hơi bão hòa tạo ra có thể coi bằng nhiệt độ của nước sôi. Ngược lại, khi sôi dung dịch nhiệt độ sôi của dung dịch t_s luôn lớn hơn nhiệt độ của hơi thứ cấp bão hòa t_h (hơi dung môi) và sự sai khác này càng lớn khi nồng độ dung dịch càng cao. Ví dụ, nhiệt độ sôi của dung dịch 70% NH_4NO_3 ở áp suất khí quyển là $t_s = 120^\circ\text{C}$, nhiệt độ hơi (H_2O) thứ cấp cũng ở áp suất đó là $t_h = 100^\circ\text{C}$. Vậy nếu ở cùng nhiệt độ nguồn nóng cấp nhiệt, cùng áp suất tạo hơi, độ chênh nhiệt độ trong thiết bị sinh hơi sẽ lớn hơn độ chênh nhiệt độ trong thiết bị cô đặc và lượng hơi tạo ra trong thiết bị cô đặc sẽ nhỏ hơn.

Hiệu số giữa nhiệt độ sôi của dung dịch t_s và nhiệt độ hơi thứ cấp bão hòa t_h tạo ra gọi là độ giáng nhiệt độ lý hóa Δ' :

$$\Delta' = t_s - t_h \quad (5-1)$$

Độ giáng nhiệt độ lý hóa có giá trị khác nhau với các dung dịch khác nhau, còn cùng một dung dịch, độ giáng nhiệt độ lý hóa tăng lên cùng với sự tăng của nồng độ.

Nồng độ của dung dịch là tỷ số giữa khối lượng chất rắn hòa tan G_k (dạng khô hoàn toàn) với toàn bộ khối lượng của dung dịch $G = G_k + W$, trong đó W là khối lượng dung môi. Như vậy ta có:

$$b = \frac{G_k}{G} = \frac{G_k}{G_k + W} 100\% \quad (5-2)$$

Trong quá trình cô đặc, $G_k = \text{const}$ còn W giảm đi do bốc hơi nên nồng độ của dung dịch sẽ tăng lên. Từ đó dẫn đến độ giáng nhiệt độ lý hóa tăng và giảm độ chênh nhiệt độ giữa nhiệt độ nguồn đốt nóng và nhiệt độ sôi của dung dịch. Kết quả là quá trình truyền nhiệt sẽ giảm.

Giá trị độ giáng nhiệt độ lý hóa được xác định bằng công thức sau:

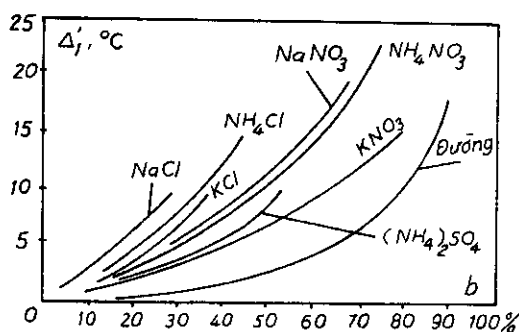
$$\Delta' = 0,01362 \frac{T^2}{r} \Delta'_1 \quad (5-3)$$

ở đây:

Δ'_1 - giá trị độ giáng nhiệt độ lý hóa ở áp suất khí quyển $p = 760 \text{ mm Hg}$, thường cho trong các sổ tay nhiệt (hình 5-1);

T - nhiệt độ sôi của dung môi ở áp suất cô đặc, $^\circ\text{K}$;

r - nhiệt hóa hơi của dung môi ở áp suất cô đặc, kJ/kg .



Hình 5-1. Độ giáng nhiệt độ lý hóa của một số dung dịch

Bảng 5-1. Nhiệt dung riêng của một số chất rắn

Chất	C_k , kJ/kg.độ
$C_3H_8O_3$	2,41
$C_5H_{10}O_5$	1,29
$CaCl_2$	0,687
KCl	0,676
HNO_3	0,965
NaCl	0,837
$NaNO_3$	1,089
NH_4Cl	1,52

Khi đặt $K = 0,01362 \frac{T_2}{r}$, ta có:

$$\Delta' = K \cdot \Delta'_1 \quad (5-4)$$

Giá trị của K đối với nước phụ thuộc vào nhiệt độ cho trong bảng 5-2.

Bảng 5-2.

t, °C	K	t, °C	K	t, °C	K
35	0,6370	70	0,8177	105	1,0333
40	0,6609	75	0,8643	110	1,0674
45	0,6854	80	0,8755	115	1,1025
50	0,7106	85	0,9057	120	1,1384
55	0,7364	90	0,9362	130	1,2135
60	0,7628	95	0,9677		
65	0,7899	100	1,00		

Trong quá trình cô đặc, nồng độ dung dịch tăng còn kéo theo sự tăng của độ nhớt, của khối lượng riêng và sự giảm của hệ số dẫn nhiệt và nhiệt dung riêng, từ đó dẫn đến hệ số truyền nhiệt k giảm. Ví dụ, với dung dịch keo khi $b = 2\%$ thì $k = 3500 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{K}$, khi $b = 50\%$ thì $k = 300 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{K}$.

Nhiệt dung riêng C_p của dung dịch được xác định bằng công thức:

$$C_p = \frac{C_k \cdot b + C_n(100 - b)}{100} \quad (5-5)$$

ở đây:

C_k - nhiệt dung riêng của chất rắn khô hoàn toàn hòa tan, $kJ/kg \cdot ^\circ K$;

$C_n = 4,18 kJ/kg \cdot ^\circ K$ nhiệt dung riêng của nước (dung môi);

b - nồng độ của dung dịch, %

Thông thường $C_k < C_n$ nên khi nồng độ tăng, nhiệt dung riêng của dung dịch C_p giảm. Giá trị C_k của một số chất cho trong bảng 5-1.

5.2. PHÂN LOẠI THIẾT BỊ CƠ ĐẶC

Có một số cách phân loại thiết bị cơ đặc như sau:

5.2.1. Theo nguyên lý làm việc

Có hai loại thiết bị cơ đặc: làm việc theo chu kỳ và làm việc liên tục.

Thiết bị làm việc theo chu kỳ: người ta cho dung dịch vào thiết bị và định kỳ lấy dung dịch ra rồi lại cho dung dịch mới vào... Thiết bị hoạt động theo chu kỳ dùng bơm để lấy dung dịch ra hoặc dùng cho trường hợp khi cần bốc hơi toàn bộ dung môi. Nhược điểm của loại này là tổn thất nhiệt lớn, vì sau mỗi chu kỳ phải lấy dung dịch nóng ra và đưa dung dịch mới vào.

Thiết bị làm việc liên tục là thiết bị trong đó dung dịch mới đưa vào và dung dịch đã cô đặc lấy ra một cách liên tục. Loại này thường gồm nhiều cấp (nhiều nồi cô đặc) nối tiếp nhau gọi là thiết bị nhiều tầng. Ở loại này tổn thất nhiệt nhỏ, thường được sử dụng với thiết bị có công suất lớn.

5.2.2. Theo áp suất làm việc bên trong thiết bị

Tùy theo áp suất làm việc trong thiết bị ta chia ra làm ba loại: thiết bị làm việc ở áp suất dư (lớn hơn áp suất khí quyển), thiết bị làm việc ở áp suất khí quyển và thiết bị làm việc ở chân không (nhỏ hơn áp suất khí quyển).

Người ta sử dụng thiết bị làm việc ở chân không cho những trường hợp sau:

- Nếu ở áp suất khí quyển nhiệt độ sôi của dung dịch lớn làm phân hủy và thay đổi màu sắc cũng như mùi vị của chất cô đặc, ví dụ đường, sữa, ...

- Nếu ở áp suất khí quyển, nhiệt độ sôi của dung dịch quá lớn dẫn đến đòi hỏi nhiệt độ của hơi đốt lớn, ví dụ dung dịch NH_4NO_3 , KCl , ...

- Khi nhiệt độ nguồn đốt nóng (hơi nước) nhỏ, dẫn đến đòi hỏi nhiệt độ sôi dung dịch nhỏ.

- Với thiết bị nhiều tầng, các cấp sau hoặc cấp cuối cùng thường phải ở chân không.

5.2.3. Theo nguồn cấp nhiệt

- . Nguồn nhiệt cấp cho thiết bị cô đặc (cho dung dịch để dung dịch bốc hơi) thường có thể là các nguồn sau:

- Nguồn hơi nước (gọi là hơi đốt). Khi hơi nước ngưng tụ (thông thường ở bên ngoài các ống) sẽ nhả nhiệt cho dung dịch chảy bên trong các ống. Đây là nguồn cấp nhiệt thường gặp nhất.

- Nguồn nước nóng, dầu nóng hoặc hỗn hợp diphenyl cho thiết bị chu kỳ có công suất nhỏ.

- Nguồn khối của phản ứng cháy nhiên liệu (thường gặp ở thiết bị loại cũ).

- Nguồn điện, thường cho phòng thí nghiệm và cho thiết bị chế tạo từ các ống thủy tinh (sử dụng dòng bức xạ).

5.3. CẤU TẠO THIẾT BỊ CÔ ĐẶC

5.3.1. Yêu cầu chung đối với thiết bị cô đặc

Về cấu tạo, thiết bị cô đặc có nhiều loại nhưng chúng đều có ba bộ phận chính sau:

Bộ phận nhận nhiệt: ở thiết bị đốt nóng bằng hơi nước, bộ phận nhận nhiệt là dàn ống gồm nhiều ống nhỏ, trong đó hơi nước ngưng tụ ở bên ngoài các ống, truyền nhiệt cho dung dịch chuyển động bên trong các ống.

- *Không gian để phân ly:* hơi dung môi tạo ra còn chứa cả dung dịch nên phải có không gian lớn để tách dung dịch rơi trở lại bộ phận nhận nhiệt.

- *Bộ phận phân ly:* để tách các giọt dung dịch còn lại trong hơi.

. Những yêu cầu chung cần bảo đảm khi chế tạo các thiết bị cô đặc:

- Thích ứng được với tính chất đặc biệt của dung dịch cần cô đặc như độ nhớt cao, khả năng tạo bọt lớn, tính ăn mòn kim loại ...

- Có hệ số truyền nhiệt lớn, bởi vì như đã nói, khi nồng độ tăng hệ số

truyền nhiệt giảm mạnh.

- Tách ly hơi thứ cấp tốt, bảo đảm hơi thứ cấp sạch để có thể cho ngưng tụ (không bám bẩn bề mặt ngưng) lấy nhiệt cho cấp cô đặc tiếp theo.

- Hơi đốt (hoặc hơi thứ cấp làm hơi đốt) bảo đảm phân bố đều trong không gian bên ngoài giữa các ống của dàn ống (bảo đảm nhiệt phân bố đều cho các ống).

- Bảo đảm tách các khí không ngưng còn lại sau khi ngưng tụ hơi đốt.

- Dễ dàng cho việc làm sạch bề mặt bên trong các ống vì khi dung dịch bốc hơi bên trong các ống sẽ làm bẩn bề mặt bên trong của ống (tạo cặn).

5.3.2. Thiết bị cô đặc dùng hơi nước

Như đã nói, đây là loại thiết bị thường gặp nhất, trong đó thân trụ có thể đặt đứng, nghiêng hoặc nằm ngang, nhưng thông dụng nhất là kiểu thân trụ đặt đứng, vì dễ lắp đặt và chiếm ít không gian. Ở đây dung dịch chuyển động bên trong các ống của dàn ống từ dưới lên trên, nhận nhiệt của hơi nước đốt nóng ngưng tụ bên ngoài trong không gian giữa thân trụ và các ống nhỏ.

Tùy theo chuyển động của dung dịch, ta có ba loại thiết bị: thiết bị dung dịch tuần hoàn (đi lại nhiều lần) tự nhiên hoặc cưỡng bức, thiết bị màng mỏng chất lỏng (không tuần hoàn).

1. Thiết bị cô đặc dung dịch tuần hoàn tự nhiên

Lực tạo ra chuyển động tuần hoàn của dung dịch trong ống là lực gây nên do độ chênh khối lượng riêng của dung dịch đưa vào (không đốt nóng) và khối lượng riêng của dung dịch đốt nóng (hỗn hợp hơi và lỏng):

$$\Delta p = H(\rho_1 - \rho) = \sum \Delta p_{ms} + \sum \Delta p_{cb} + \frac{\rho \omega^2}{2} \quad (5-6)$$

ở đây:

Δp - độ chênh áp suất;

H - chiều cao cột chất lỏng,

ρ_1, ρ - khối lượng riêng của dung dịch đưa vào và của hỗn hợp hơi và dung dịch bên trong ống;

Δp_{ms} - tổn thất áp suất do ma sát;

Δp_{cb} - tổn thất áp suất cục bộ;

ω - tốc độ của dung dịch tuần hoàn.

Bội số tuần hoàn K là tỷ số giữa lượng dung dịch tuần hoàn G và lượng

hơi thứ cấp tạo thành (hay còn gọi là năng suất của thiết bị) W :

$$K = \frac{G}{W} \quad (5-7)$$

$$G = 0,785nd^2\omega\rho \quad (5-8)$$

n - số ống;

d - đường kính trong của ống;

ω - tốc độ tuần hoàn;

ρ - khối lượng riêng của dung dịch.

Khối lượng riêng của dung dịch được xác định bằng công thức:

$$\rho = \rho_k b + \rho_n (1 - b) \quad (5-9)$$

ở đây:

ρ_k - khối lượng riêng của chất rắn hòa tan;

b - nồng độ dung dịch;

ρ_n - khối lượng riêng của dung môi.

Với thiết bị tuần hoàn tự nhiên, bội số tuần hoàn $K = 20 \div 30$;

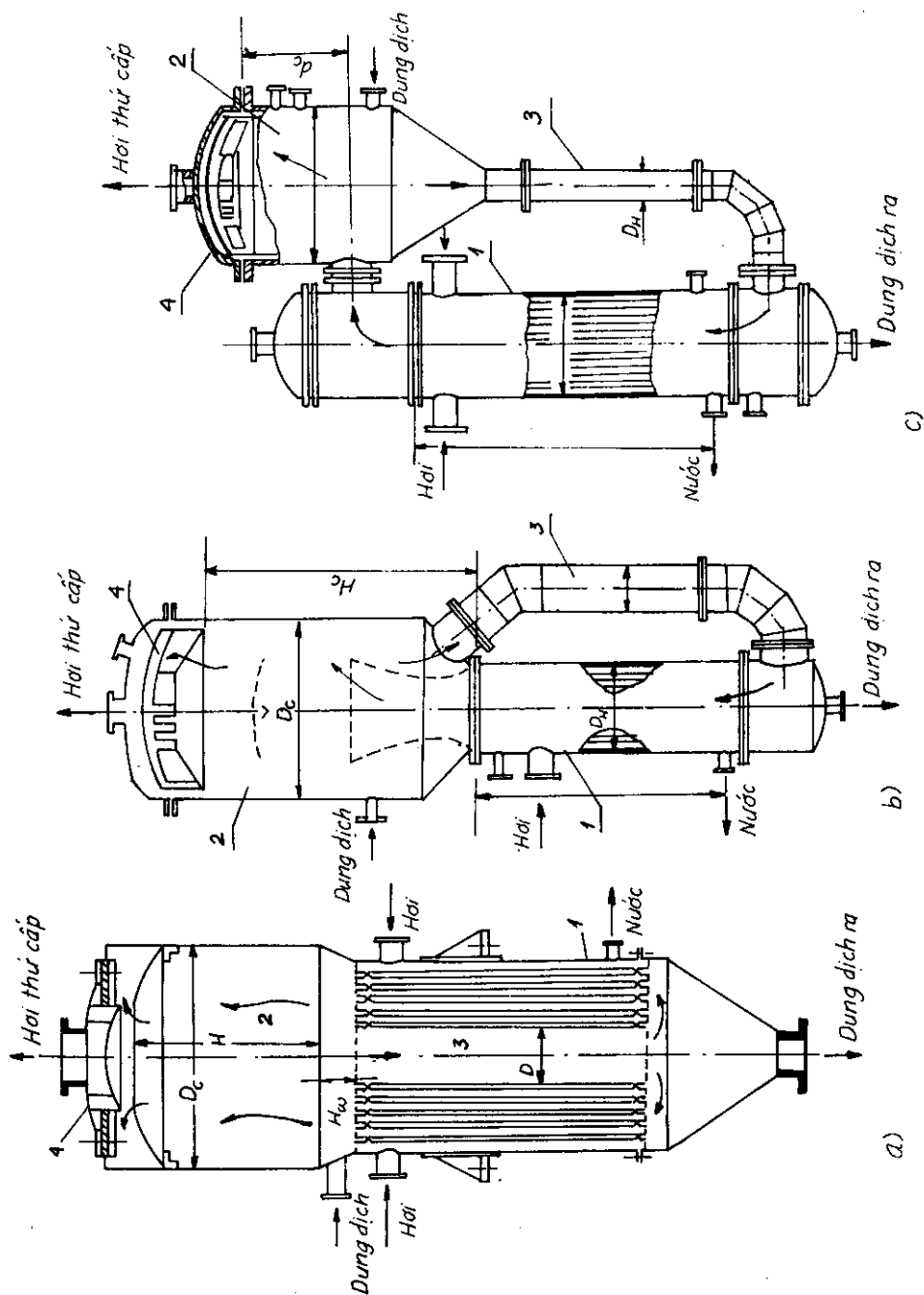
Tùy theo vị trí đặt dàn ống, ta có thiết bị với dàn ống đứng, thiết bị với dàn ống nghiêng và thiết bị với dàn ống nằm ngang.

Hình 5-2 biểu diễn thiết bị cô đặc tuần hoàn tự nhiên với dàn ống đứng.

Hình 5-2a biểu diễn thiết bị tuần hoàn tự nhiên trong đó ống xuống đưa dung dịch vào gồm một ống hoặc vài ống có đường kính lớn và đặt ở giữa dàn ống. Hình 5-2b, c là thiết bị tuần hoàn tự nhiên thường gặp ngày nay với ống xuống đưa dung dịch vào đặt ở ngoài dàn ống nên hoàn toàn không bị đốt nóng và tạo ra lực tuần hoàn lớn hơn. Thực nghiệm cho thấy với kiểu cấu trúc này, khi hiệu nhiệt độ giữa hơi đốt và dung dịch $\Delta t = 20^\circ C$ và chiều dài ống $l = 5 \text{ m}$ thì tốc độ tuần hoàn của dung dịch đạt tới $\omega = 2 \div 3 \text{ m/s}$.

Nguyên lý hoạt động của thiết bị tuần hoàn tự nhiên như sau:

Dung dịch đưa vào qua ống nhập 3 chảy xuống phía dưới (vì ống có đường kính lớn nên ít bị đốt nóng hoặc nếu đặt ở ngoài thì hoàn toàn không bị đốt nóng nên có khối lượng riêng ρ lớn), sau đó dung dịch đi vào các ống nhỏ của dàn ống 1, nhận nhiệt của hơi nước ngưng tụ bên ngoài ống tạo ra hơi bão hòa ẩm (hỗn hợp giữa lỏng và hơi) nên có khối lượng riêng nhỏ và chuyển động lên phía trên. Sau đó hơi qua không gian phân ly 2 và qua bộ phân ly

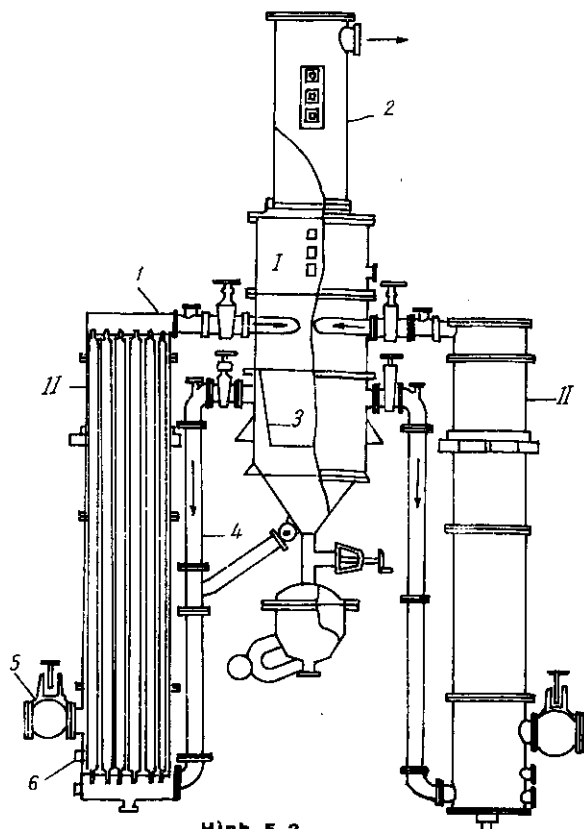


Hình 5-2. Thiết bị cô đặc dung dịch tuần hoàn tự nhiên
 1 - dàn ống; 2- không gian phân ly; 3- ống dẫn dung dịch vào; 4- bộ phân ly.

4 đi ra ngoài, dung dịch lẫn trong hơi bị cản lại và quay trở về dàn ống. Dung dịch cứ tuần hoàn như vậy đến khi đạt tới nồng độ yêu cầu thì lấy dung dịch ra ở phía dưới.

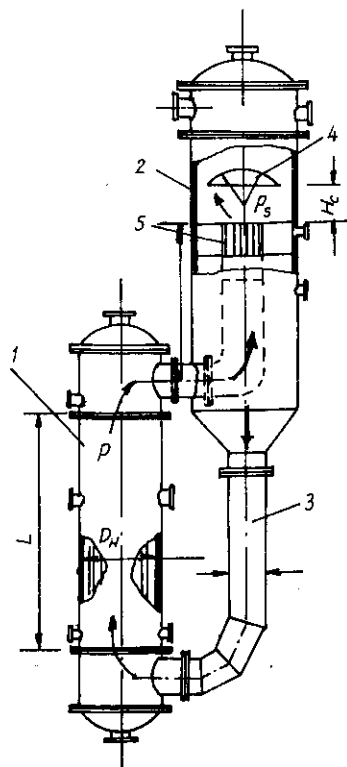
Hình 5-3 trình bày thiết bị tuần hoàn tự nhiên dàn ống đứng với hai dàn ống cùng chung không gian phân ly và bộ phân ly. Ưu điểm của loại này là có thể tháo rời và cọ rửa một trong hai dàn ống, còn dàn ống kia vẫn hoạt động bình thường. Thiết bị này dùng cho dung dịch kết tinh hoặc dung dịch sủi bọt. Với dung dịch kết tinh để tạo ra tinh thể (ví dụ các loại muối) cần có bộ phận tách tinh thể.

Hình 5-4 biểu diễn thiết bị cô đặc tuần hoàn tự nhiên với dàn ống đứng



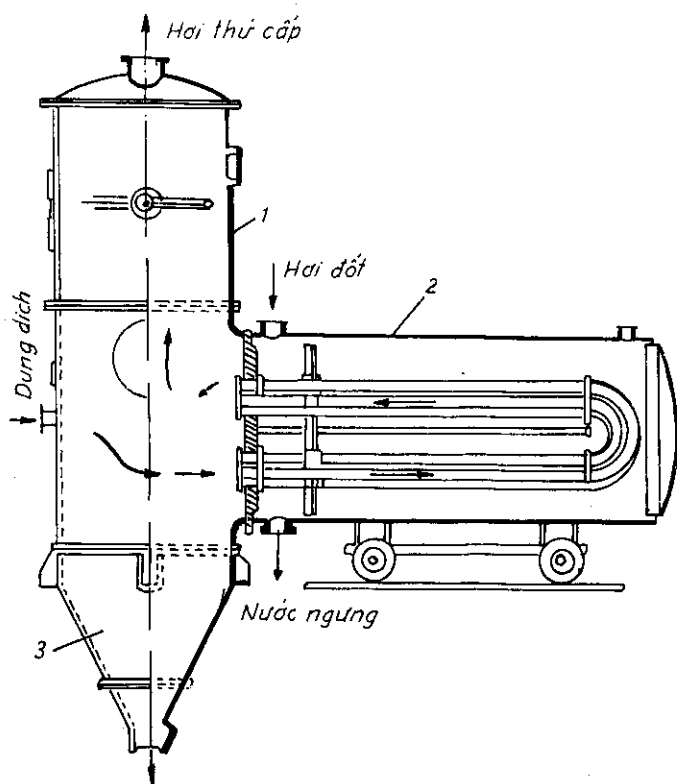
Hình 5-3.

- I - thân thiết bị; II - dàn ống; 1. ống nối; 2. bộ phân ly; 3. bộ phận tách tinh thể kết tinh khỏi dung dịch; 4. ống xuống đưa dung dịch vào; 5. van đưa hơi đốt vào; 6. miệng ống lấy nước ngưng ra.



Hình 5-4.

1. dàn ống đốt nóng; 2. không gian và bộ phân ly; 3. ống xuống đưa dung dịch vào dàn ống; 4. lá chắn; 5. bộ ổn định dòng.



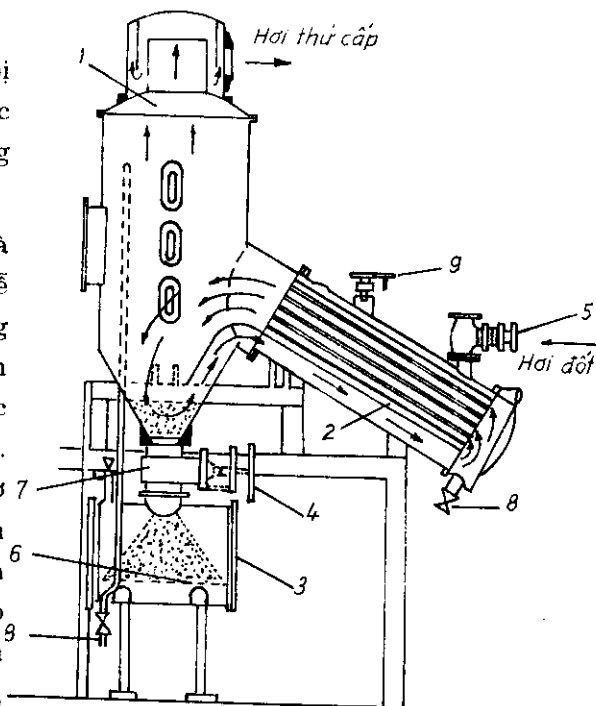
Hình 5-5. Thiết bị cô đặc đốt nóng bằng hơi nước có dàn ống nằm ngang
1. Thân thiết bị; 2. Dàn ống; 3. Bộ phận kết tinh

đặt thấp hơn so với miệng ra của hơi.

Thiết bị này dùng để cô đặc dung dịch kết tinh. Vì dàn ống đặt thấp nên áp suất p lớn hơn áp suất tại miệng ra ở bộ phân ly p_s , nên dung dịch được quá nhiệt (có nhiệt độ lớn hơn nhiệt độ sôi ứng với áp suất p_s) và chưa sôi. Do đó tại bề mặt dàn ống không xảy ra kết tinh (làm giảm quá trình truyền nhiệt). Quá trình tự sôi xảy ra tại miệng ống ra ở không gian phân ly và kết tinh cũng xảy ra. Các tinh thể rơi xuống và được lấy ra tại mặt sàn dưới và vào bộ phận tách tinh thể muối hoặc phin lọc và kết tủa ở đây. Để thiết bị làm việc ổn định, ở miệng ống ra của hơi người ta đặt thêm bộ phận ổn định dòng (là cụm ống trơn).

Hình 5-5 biểu diễn thiết bị cô đặc đốt nóng bằng hơi nước tuần hoàn tự nhiên có dàn ống nằm ngang.

Với dàn ống nằm ngang và phía dưới có bánh xe nên dễ dàng trong việc tách dàn ống khỏi thân thiết bị để vệ sinh ống. Thiết bị dùng để cô đặc dung dịch điện phân kiềm. Tuần hoàn được tiến hành nhờ độ chênh áp suất của dung dịch ở đầu vào và đầu ra của dàn ống. Vì khoảng cách theo phương thẳng đứng giữa đầu vào và đầu ra của dàn ống nhỏ, nên tốc độ tuần hoàn nhỏ và hệ số truyền nhiệt đạt được không cao. Để chống ăn mòn, các ống được mạ niken hoặc bằng thép không gỉ.

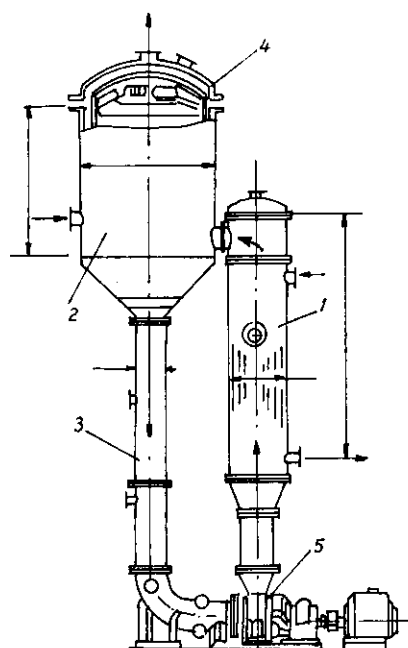


Hình 5-6. Thiết bị cô đặc đốt nóng bằng hơi nước tuần hoàn tự nhiên có dàn ống nằm nghiêng
1 - thân thiết bị; 2 - dàn ống; 3 - bộ kết tinh; 4 - van xả; 5- van hơi; 6 - đáy có lỗ; 7 - đường để cọ rửa thiết bị bằng hơi hoặc nước; 8 - van đuổi khí.

Hình 5-6 trình bày thiết bị cô đặc đốt nóng bằng hơi nước tuần hoàn tự nhiên có dàn ống nằm nghiêng. Thiết bị dùng cho dung dịch kết tinh. Do ống đặt nghiêng nên chiếm ít không gian hơn và để vệ sinh ống chỉ việc mở nắp bộ phận dàn ống và dùng bàn chải cọ rửa. Việc lắp ráp thiết bị phức tạp hơn loại dàn ống nằm ngang.

2. Thiết bị cô đặc tuần hoàn cưỡng bức

Để tạo ra lực đẩy dung dịch chuyển động, người ta sử dụng bơm (ly tâm hoặc hướng trục). Vị trí đặt dàn ống có thể thay vào chỗ của ống xuống và ngược lại ống xuống có thể đặt bên cạnh nơi dàn ống. (hình 5-7). Thường chọn tốc độ của dung dịch trong ống từ 1,5 đến 3,5 m/s. Nếu tốc độ dung dịch $\omega < 1,5$ m/s sẽ có nguy cơ phần dưới dàn ống cũng sôi, dễ xảy ra kết tinh và dẫn đến hệ số truyền nhiệt giảm. Ngược lại, nếu chọn $\omega > 3,5$ m/s, tiêu tốn nhiều điện năng cho bơm mà công suất của thiết bị không tăng nhiều. Với



Hình 5-7. Thiết bị cô đặc có dung dịch tuần hoàn cưỡng bức

1. Dẫn ống; 2. Không gian phân ly; 3. Ống xuống đưa dung dịch vào dẫn ống; 4. Bộ phận phân ly; 5. Bơm ly tâm.

dịch đi từ dưới lên, dung dịch chỉ chiếm khoảng $1/4$ đến $1/5$ chiều dài của ống và tại đây khi dung dịch sôi tạo nên các bọt hơi và các bọt hơi này kéo theo chất lỏng tạo nên màng chất lỏng quanh ống với tốc độ lớn (đến 20 m/s). Quá trình tạo hơi chủ yếu từ màng chất lỏng này. Do có tốc độ lớn nên hệ số truyền nhiệt đạt được lớn hơn so với loại thiết bị dung dịch tuần hoàn. Hỗn hợp hơi và lỏng vào bộ phận phân ly và hơi thứ cấp tách ra, dung dịch còn lại ở nồng độ cao được lấy ra ngoài.

Hiệu quả của thiết bị phụ thuộc vào mức nạp đầy dung dịch trong ống. Nếu nhiều dung dịch, quá trình sôi xảy ra không mãnh liệt, dẫn tới tốc độ dòng nhỏ và năng suất thiết bị thấp. Nếu quá ít dung dịch, trong ống quá trình sôi xảy ra mãnh liệt và phần trên của ống là toàn bộ hơi nên không lấy được dung dịch đặc ra (năng suất lấy dung dịch bằng không). Thực nghiệm cho thấy, nếu ống dài $l = 6 \div 8 \text{ m}$, mức điền đầy dung dịch trong ống $l_0 = (1/4 \div 1/5)l$. Với ống quá dài sẽ khó khăn cho việc vệ sinh ống và ống chịu

dung dịch có kết tinh, tốc độ dung dịch chọn không nhỏ hơn $2,5 \text{ m/s}$. Lúc này quá trình sôi chỉ xảy ra một phần nhỏ ở đầu ra của dẫn ống nên kết tinh không xảy ra bên trong ống và hệ số truyền nhiệt không bị giảm đi. Thiết bị tuần hoàn cưỡng bức thường dùng cho dung dịch có độ nhớt lớn và khi hiệu nhiệt độ giữa hơi đốt và dung dịch nhỏ, $\Delta t = 3 \div 4^\circ\text{C}$.

3. Thiết bị cô đặc dùng hơi nước, kiểu màng chất lỏng

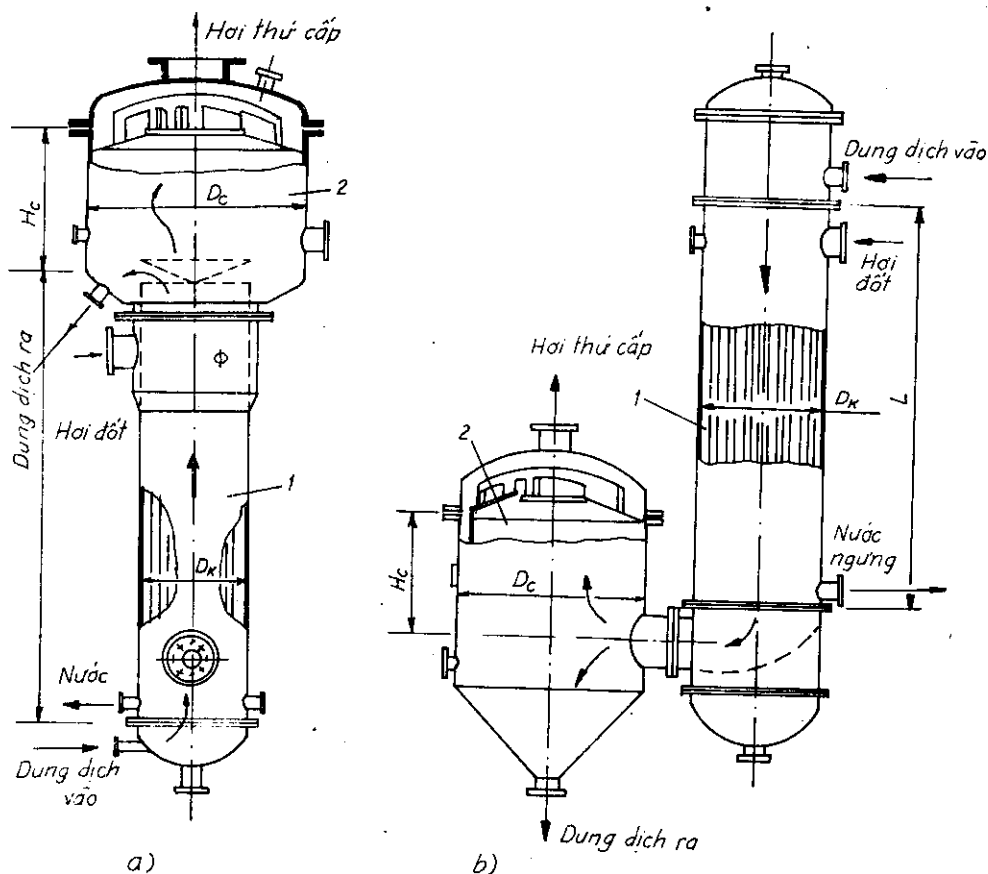
Hình 5-8 mô tả thiết bị cô đặc dùng hơi nước, kiểu màng mỏng chất lỏng, không tuần hoàn dung dịch.

Ở đây dung dịch đi vào và ra khỏi dẫn ống một lần và không có tuần hoàn trở lại. Với loại dung

sự dẫn nở nhiệt nhiều.

5.3.3. Thiết bị cô đặc đốt nóng bằng dòng nhiệt bức xạ

Ngày nay người ta sử dụng thiết bị cô đặc đốt nóng bằng dòng nhiệt bức xạ. Thiết bị có dàn ống bằng thủy tinh chịu nhiệt, được đốt nóng nhờ dòng bức xạ (tia hồng ngoại) từ các dây điện trở đặt ở mặt trong của thân thiết bị (nơi đặt dàn ống). Nhờ dòng nhiệt bức xạ lớn nhiệt độ nguồn nhiệt cao nên bề mặt truyền nhiệt sẽ nhỏ đi. Một ưu điểm nữa của việc dùng ống thủy tinh là bảo đảm độ sạch rất cao cho dung dịch. Điều này rất có ý nghĩa đối với dung dịch không được phép tiếp xúc với bề mặt đốt bằng kim loại (vì lý do vệ sinh).



Hình 5-8. Thiết bị cô đặc đốt bằng hơi kiểu màng chất lỏng (không có tuần hoàn dung dịch) a. Dung dịch đi từ dưới lên; b. Dung dịch đi từ trên xuống;
1. Dàn ống. 2. Không gian và bộ phận ly.

Ngoài ra người ta sử dụng các vật liệu sau để chế tạo ống chịu được tác dụng của các dung dịch axit: dùng thép không rỉ cho axit nitric, dùng đồng cho dấm, dùng kẽm cho axit sunfuric, dùng sứ cho axit clohydric.

Gần đây người ta chú ý tới sử dụng graphit, vật liệu có hệ số dẫn nhiệt lớn ($78 \div 128 \text{ W/m}^{\circ}\text{K}$) lại có sức bền cơ học và hóa học cao. Sử dụng thủy tinh và chất dẻo tổng hợp để chống ăn mòn cũng được quan tâm.

5.3.4. Thiết bị cô đặc đốt nóng trực tiếp bằng sản phẩm cháy

Đây là thiết bị trong đó sản phẩm cháy của quá trình cháy nhiên liệu (khí hoặc lỏng) có nhiệt độ cao tiếp xúc trực tiếp với dung dịch và làm dung dịch bốc hơi. Thiết bị này không cần có bề mặt truyền nhiệt bằng kim loại.

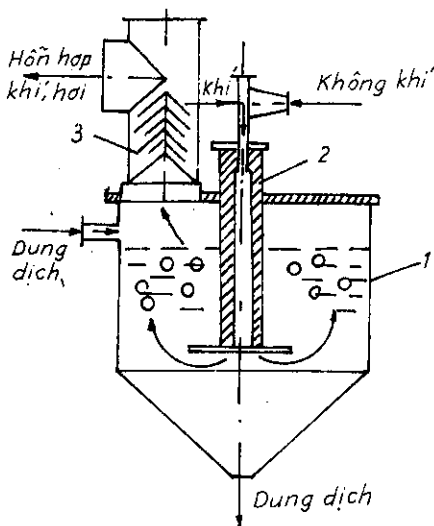
Hình 5-9 trình bày thiết bị cô đặc đốt nóng trực tiếp bằng sản phẩm cháy. Nhiên liệu và không khí nhờ máy nén được đưa vào vòi phun, nhúng ngập dung dịch. Sau khi cháy, sản phẩm cháy có nhiệt độ cao phun vào dung dịch dưới dạng các bọt khí nhỏ và làm dung dịch bốc hơi. Hơi nước chui vào bọt khí làm chúng lớn lên thoát khỏi bề mặt dung dịch, sau khi qua bộ phân ly tách dung dịch còn lẫn và đi ra ngoài.

Thiết bị này dùng để cô đặc các dung dịch ăn mòn mạnh như axit sunfuric, axit clohydric, axit photphoric,... Thiết bị làm bằng thép cacbon bên trong phủ một lớp vật liệu chịu axit để chống ăn mòn.

Ưu điểm của loại thiết bị này là chịu được tác dụng hóa học cao, cấu tạo đơn giản, có hệ số truyền nhiệt lớn. Nhược điểm là cần phải đề phòng gây nổ trong quá trình cháy khi vận hành.

5.4. PHÂN LY HƠI THỦ CẤP

Trong quá trình bốc hơi dung dịch, hơi thủ cấp (hơi



Hình 5-9. Thiết bị cô đặc đốt nóng trực tiếp bằng sản phẩm cháy

1. Bình bốc hơi; 2. Vòi đốt; 3. Bộ phân ly

nước nếu dung môi là nước) được tạo thành khi tách khỏi bề mặt dung dịch, luôn kéo theo một lượng nhất định các hạt chất lỏng dung dịch. Độ sạch của hơi thứ cấp phụ thuộc vào lượng các hạt chất lỏng này.

Nếu thải hơi thứ cấp vào môi trường sẽ làm ô nhiễm môi trường, còn nếu sử dụng lại để làm hơi đốt cho cấp cô đặc sau bằng cách ngưng tụ, thì dung dịch sẽ lắng đọng và làm bẩn bề mặt ống, làm giảm khả năng truyền nhiệt. Mặt khác, nếu kéo theo nhiều dung dịch sẽ gây tổn thất dung dịch. Do vậy, nhiệm vụ của phân ly ở đây là phải tách các hạt chất lỏng dung dịch ra khỏi hơi thứ cấp và cho các hạt lỏng này quay trở lại dung dịch.

Thiết bị để làm sạch hơi thứ cấp gọi là bộ phân ly. Người ta sử dụng các phương pháp vật lý sau để phân ly hơi thứ cấp:

- *Sử dụng lực trọng trường*: nhờ lực trọng trường, các hạt chất lỏng to, nặng sẽ rơi xuống và tách khỏi dòng hơi thứ cấp.

- *Dùng lực dính ướt của chất lỏng*: khi các hạt chất lỏng chạm vào bề mặt vách rắn, lực dính ướt sẽ dính hạt chất lỏng trên bề mặt và chảy xuống dưới.

- *Dùng lực ly tâm*: khi cho dòng hơi thứ cấp quay tròn, nhờ lực ly tâm các hạt chất lỏng bị văng ra, chạm vách rắn chảy xuống.

Trong nhiều trường hợp, ba phương pháp trên tác động đồng thời với nhau ở những mức độ khác nhau trong bộ phân ly.

Để quá trình phân ly đạt hiệu quả cao, chiều cao H của không gian phân ly (không gian trên mặt dung dịch chứa hơi thứ cấp) phải đủ lớn, $H \geq 1,5 m$ (với dung dịch sủi bọt $H = 2,5 + 3 m$). Gọi đường kính của hình trụ không gian phân ly có thể tích V là D , ta có công thức xác định chiều cao không gian phân ly như sau:

$$H = \frac{4V}{\pi D^2} \quad (5-10)$$

Thể tích không gian phân ly V được xác định bằng:

$$V = \frac{W}{R_v} \quad (5-11)$$

W - lượng hơi thứ cấp tạo ra trong 1 giờ, kg/h

R_v - lượng nước bốc hơi trong một giờ ứng với $1 m^3$ không gian phân ly (không gian chứa hơi), $kg/m^3.h$.

Giá trị R_v có thể tính gần đúng theo công thức:

$$R_v = f_1 \cdot f_2 \cdot R'_v$$

Ở đây R'_v ứng với áp suất khí quyển $p = 0,98 \text{ bar}$, với dung dịch không sủi bọt $R'_v = 100 \text{ kg/m}^3 \cdot h$, với dung dịch sủi bọt $R'_v = 500 \text{ kg/m}^3 \cdot h$.

Giá trị f_1 phụ thuộc vào áp suất trong thiết bị cô đặc p theo bảng sau:

$p, \text{ bar}$	0,393	0,596	0,78	0,98	1,47	1,96	2,45	2,96	3,92
f_1	0,85	0,87	0,92	1,0	1,35	1,7	2,05	2,4	3,1

Giá trị f_2 phụ thuộc vào mức dung dịch $H_w (m)$ ở trên miệng dàn ống của hơi đi ra (hình 5-2.a).

H_w, m	0	0,05	0,1	0,15	0,2	0,3	0,4	0,5
f_2	1	0,83	0,69	0,59	0,51	0,4	0,32	0,27

Với thiết bị khi miệng ống hơi đi ra cao hơn mức dung dịch thì lấy $f_2 = 1$.

Với dung dịch sủi bọt, trong nhiều trường hợp phải dùng chất chống sủi bọt và loại bỏ bọt khỏi dung dịch. Muốn vậy, nếu cho phép người ta có thể cho thêm vào dung dịch một lượng nhỏ chất chống bọt bằng $1/10^4 \div 1/10^6$ khối lượng của dung dịch.

5.5. SƠ ĐỒ NGUYÊN LÝ CỦA THIẾT BỊ CÔ ĐẶC NHIỀU CẤP HOẠT ĐỘNG LIÊN TỤC

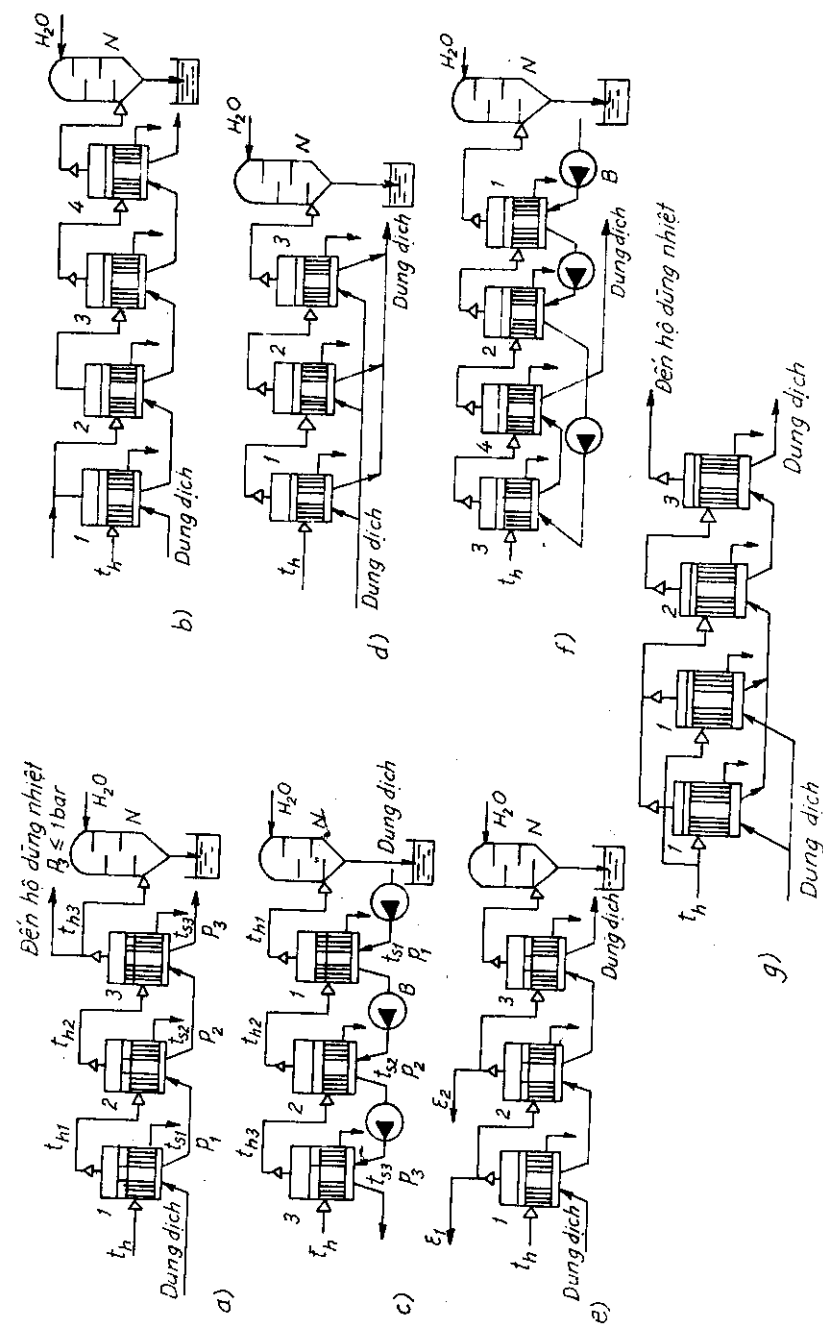
Nếu người ta lấy hơi thứ cấp của nồi cô đặc trước làm hơi đốt cho nồi cô đặc tiếp sau (nếu nhiệt độ của hơi thứ cấp đó có giá trị lớn hơn nhiệt độ sôi của dung dịch cấp sau), ta nhận được thiết bị cô đặc nhiều cấp.

Hình 5-10 trình bày sơ đồ nguyên lý của thiết bị cô đặc nhiều cấp hoạt động liên tục kiểu bề mặt

Sơ đồ cùng chiều

Hình 5-10a, b, e, g biểu diễn sơ đồ cùng chiều. Gọi là sơ đồ cùng chiều khi chiều của hơi đốt và hơi thứ cấp (vào và ra khỏi các cấp) cùng với chiều của dung dịch. Điều kiện làm việc ở đây như sau:

Ở cấp 1: $t_{h1} > t_{s1}$; ở cấp 2: $t_{h1} > t_{s2}$; ở cấp 3: $t_{h2} > t_{s3}$. Muốn vậy thì p_1



Hình 5-10. Sơ đồ nguyên lý thiết bị có đặc liên tục nhiều cấp

1, 2, 3, 4 - số cấp (số nồi cô đặc); B - Bơm dung dịch; N - Bình ngưng barômet; t_h - Nhiệt độ của hơi đốt; t_{h1}, t_{h2}, t_{h3} - nhiệt độ của hơi thứ cấp của nồi cô đặc 1, 2, 3; t_{s1}, t_{s2}, t_{s3} - nhiệt độ sôi của dung dịch trong nồi cô đặc 1, 2, 3; P₁, P₂, P₃ - áp suất của dung dịch hoặc hơi thứ cấp của nồi cô đặc 1, 2, 3; ε₁, ε₂ - lượng hơi thứ cấp lấy bớt đi của hơi cô đặc 1, 2.

$> p_2 > p_3$, do đó dung dịch từ cấp nọ chuyển sang cấp kia không cần bơm mà sử dụng mức chênh lệch áp suất giữa các cấp. Thông thường áp suất của cấp cuối nhỏ hơn áp suất khí quyển nên nhiệt của hơi thứ cấp này không sử dụng được và buộc phải cho ngưng tụ trong bình ngưng barômet (ngưng hỗn hợp, dùng nước lạnh tiếp xúc trực tiếp với hơi nước). Nếu nhiệt độ của hơi thứ cấp ở cấp cuối còn lớn, người ta sử dụng chúng cho hệ dùng nhiệt (hình 5-10 a, g).

Thông thường hay dùng thiết bị cùng chiều vì ưu điểm là không phải dùng tới bơm dung dịch để đưa dung dịch từ cấp nọ sang cấp kia và tiêu tốn ít hơi đốt vì dung dịch lấy ra ở cấp cuối có nhiệt độ thấp nên tổn thất nhiệt ít. Tuy nhiên, sơ đồ cùng chiều sẽ không có lợi khi phải cô đặc dung dịch có độ nhớt cao và nồng độ cuối lớn, vì dung dịch khi lấy ra ở nhiệt độ thấp có độ nhớt lớn nên khó lấy ra.

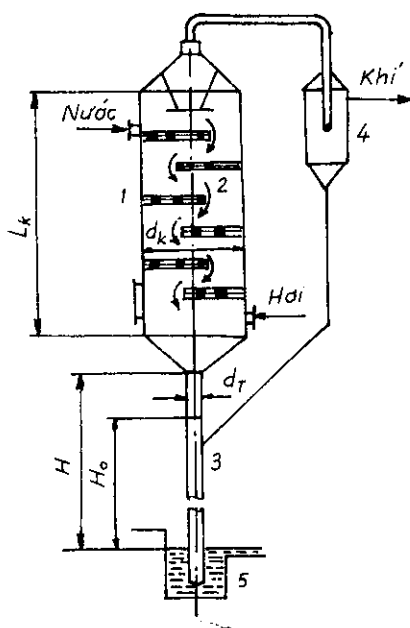
Sơ đồ ngược chiều

Gọi là sơ đồ ngược chiều khi dòng dung dịch chuyển từ cấp nọ sang cấp kia có chiều ngược với dòng hơi đốt, hơi thứ cấp. Hình 5-10c trình bày thiết bị cô đặc ngược chiều. Số thứ tự của cấp (nồi cô đặc) có thể lấy theo chiều dung dịch. Điều kiện làm việc ở đây như sau:

Ở cấp 3: $t_{h1} > t_{s3}$, ở cấp 2: $t_{h3} > t_{s2}$, ở cấp 1: $t_{h2} > t_{s1}$. Muốn vậy phải có $p_3 > p_2 > p_1$. Vì vậy để chuyển dung dịch từ cấp nọ sang cấp kia ta phải dùng bơm (vì áp suất tăng theo chiều dung dịch).

Sơ đồ ngược chiều được sử dụng để cô đặc dung dịch khi lấy ra có độ nhớt lớn và nồng độ cao vì ở cấp cuối có nhiệt độ lớn nên dễ lấy ra. Nhược điểm của sơ đồ này là phải dùng tới bơm và tiêu hao hơi đốt lớn và tổn thất nhiệt khi lấy dung dịch ra lớn (vì ở nhiệt độ cao) nên sơ đồ này ít được sử dụng.

Sơ đồ hỗn hợp vừa ngược chiều vừa cùng chiều



Hình 5-11. Cấu tạo bình ngưng barômet

1. Tháp ngưng; 2. Lá chắn nước;
3. Ống barômet; 4. Tách khí không ngưng; 5. Bể chứa nước.

Hình 5-10f biểu diễn sơ đồ vừa cùng chiều vừa ngược chiều. Ở đây từ nồi cô đặc 1, 2, 3 là sơ đồ ngược chiều (phải dùng bơm) còn đến nồi cô đặc 4 là cùng chiều (không phải dùng bơm). Ưu điểm là nhiệt độ dung dịch lấy ra không quá cao và dùng ít bơm hơn so với sơ đồ ngược chiều.

Sơ đồ dung dịch vào và ra song song giữa các cấp

Hình 5-10d biểu diễn sơ đồ loại này. Ở đây dung dịch cùng đưa vào và cùng lấy ra ở các cấp 1, 2, 3.

Hình 5-10g biểu diễn sơ đồ cùng chiều nhưng số nồi cô đặc của cấp 1 là 2 và hơi thứ cấp ở cấp cuối lấy đi sử dụng cho mục đích khác.

Hình 5-10e biểu diễn sơ đồ cùng chiều nhưng người ta lấy bớt một phần hơi thứ cấp $\varepsilon_1, \varepsilon_2$ của cấp 1, 2 để sử dụng cho mục đích khác.

Lượng hơi đốt cần dùng cho thiết bị nhiều cấp được xác định gần đúng theo công thức:

$$D = \frac{W}{0,85n} \quad (5-13)$$

W - toàn bộ lượng hơi nước (hơi thứ cấp) bốc hơi khỏi các cấp của thiết bị, kg/h

n - số cấp.

Công thức trên dùng cho trường hợp nhiệt độ dung dịch vào gần bằng nhiệt độ sôi của dung dịch. Số 0,85 là kể đến tổn thất nhiệt.

Việc dùng thiết bị nhiều cấp ở trên là tiết kiệm được nhiệt (hơi đốt), vì hơi thứ cấp được sử dụng lại cho cấp sau. Tuy nhiên, hiệu quả tiết kiệm nhiệt sẽ giảm đi khi số cấp tăng lên, ví dụ:

Từ 1 cấp chuyển sang dùng 2 cấp, tiết kiệm nhiệt 50%;

Từ 4 cấp chuyển sang dùng 5 cấp, tiết kiệm nhiệt 10%;

Từ 10 cấp chuyển sang dùng 11 cấp, tiết kiệm nhiệt 1%;

Vậy việc chọn số cấp ở đây phải dựa vào bài toán tối ưu. Khi tính toán ta thấy, tốt nhất là chọn số cấp $n = 3 \div 4$.

Cấu tạo bình ngưng barômet

Hình 5-11 trình bày cấu tạo của bình ngưng barômet.

Gọi áp suất hơi trong bình ngưng là p_k , áp suất khí quyển p_0 , chiều cao

cột nước trong ống barômet H_0 , ta có cân bằng áp suất:

$$p_0 = \rho \cdot g \cdot H_0 + p_k \quad (5-14)$$

ρ - khối lượng riêng của nước, kg/m^3

g - gia tốc trọng trường, m/s^2

Đường kính của tháp ngưng d_k được xác định theo công thức:

$$d_k = 0,023 \sqrt{\frac{D_h v_h}{\omega_h}} \quad (5-15)$$

D_h - lượng hơi, kg/s

v_h - thể tích riêng của hơi, m^3/kg

ω_h - tốc độ của hơi, m/s .

Đường kính của ống barômet d_T :

$$d_T = 0,0188 \sqrt{\frac{(D_k + G_n)}{\rho_n \cdot \omega_n}} \quad (5-16)$$

D_k - lượng hơi ngưng tụ, kg/s

G_n - lượng nước, kg/s

ρ_n - khối lượng riêng của nước, kg/m^3

ω_n - tốc độ nước trong bình ngưng, có thể chọn $\omega_n = 0,5 \div 1 \text{ m/s}$.

Số lượng lá chắn nước thường chọn $n = 6$, chiều cao của tháp ngưng l_k chọn theo giá trị của d_k :

$$d_k = 0,5 \text{ m} ; l_k = 4,3 \text{ m}$$

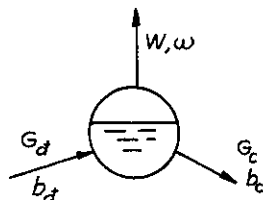
$$d_k = 0,8 \text{ m} ; l_k = 4,55 \text{ m}$$

$$d_k = 1 \div 2 \text{ m} ; l_k = 5,68 \div 6,5 \text{ m}$$

5.6. TÍNH NHIỆT CHO THIẾT BỊ CƠ ĐẶC CÓ BỀ MẶT ĐÓT HOẠT ĐỘNG LIÊN TỤC

5.6.1. Xác định nồng độ dung dịch ra của thiết bị

Trên hình 5-12, khi ký hiệu lượng dung dịch ban đầu G_d (kg/h), lượng dung dịch cuối khi lấy ra G_c (kg/h), lượng hơi thứ cấp W (kg/h), ta có phương trình



Hình 5-12.

cân bằng chất:

$$W = G_d - G_c \quad (a)$$

Mặt khác, từ định nghĩa nồng độ dung dịch (5-2), ta có $b_d = \frac{G_k}{G_d}$ từ đó

$$G_k = b_d \cdot G_d \text{ và } b_c = \frac{G_k}{G_c} \text{ từ đó } G_c = \frac{G_k}{b_c}.$$

Từ (a) ta có:

$$W = G_d - \frac{G_k}{b_c} = G_d - \frac{b_d \cdot G_d}{b_c} \quad (b)$$

Khi ký hiệu $\omega = \frac{W}{G_d}$ (kg/kg dung dịch) lượng hơi thứ cấp tạo ra ứng với

1 kg dung dịch ban đầu. Từ (b) ta có:

$$W = G_d \left(1 - \frac{b_d}{b_c}\right)$$

$$\omega = 1 - \frac{b_d}{b_c} \quad (5-17)$$

Nếu chỉ có một cấp thì $W = W_1$, $b_c = b_1$, $G_c = G_1$, và từ (b) ta có:

$$W_1 = G_d - \frac{b_d \cdot G_d}{b_1}$$

hay:

$$b_1 = \frac{b_d G_d}{G_d - W_1} = \frac{b_d \cdot G_d}{G_1} \quad (c)$$

Vậy nếu thiết bị gồm n cấp, nồng độ của dung dịch ở cấp thứ n khi lấy ra sẽ là:

$$b_n = \frac{b_d \cdot G_d}{G_n} = \frac{b_d \cdot G_d}{G_d - \sum W_i} \quad (5-18)$$

$$b_n = \frac{b_d}{1 - \sum \omega_i} \quad (5-19)$$

ω_i , W_i - lượng hơi thứ cấp ở cấp i nào đó ứng với 1 kg dung dịch ban đầu và lượng hơi thứ cấp i..

Ví dụ 5.1

Với thiết bị 3 cấp, nồng độ ban đầu $b_d = 20\%$, lượng hơi thứ cấp ω_1

$= 0,3; \omega_2 = 0,25; \omega_3 = 0,2$, theo (5-19), nồng độ dung dịch khi ra bằng:

$$b_3 = \frac{20}{1 - (0,3 + 0,25 + 0,2)} = 80\%$$

Nếu biết lượng dung dịch ban đầu $G_d = 2000 \text{ kg/h}$, lượng dung dịch cuối lấy ra G_3 , ta có:

$$G_3 = \frac{G_k}{b_3} = \frac{b_d \cdot G_d}{b_3} = \frac{20 \times 2000}{80} = 500 \text{ kg/h}$$

Toàn bộ lượng hơi thứ cấp tách ra khỏi dung dịch:

$$W = G_d - G_3 = 2000 - 500 = 1500 \text{ kg/h}$$

Lượng hơi đốt cần cho thiết bị, tính gần đúng theo (5-13):

$$D = \frac{W}{0,85n} = \frac{1500}{0,85 \times 3} = 588 \text{ kg/h}$$

$$d = \frac{D}{G_d} = \frac{588}{2000} = 0,294 \text{ kg,h/kg,dd}$$

5.6.2. Xác định độ giáng nhiệt độ toàn phần trong mỗi cấp

Độ giáng nhiệt độ toàn phần Δ_i của cấp thứ i trong thiết bị có đặc nhiều cấp được xác định như sau:

$$\Delta_i = t_{si} - t_{hi} = \Delta'_i + \Delta''_i + \Delta'''_i \quad (5-20)$$

$$t_{si} = t_{hi} + \Delta_i \quad (5-21)$$

ở đây:

t_{si} - nhiệt độ sôi của dung dịch trong cấp i ;

t_{hi} - nhiệt độ hơi thứ cấp của cấp i ;

Δ'_i - độ giáng nhiệt độ lý hóa, được xác định theo công thức 5-3;

Δ''_i - độ giáng nhiệt độ thủy tĩnh;

Δ'''_i - độ giáng nhiệt độ thủy động.

Độ giáng nhiệt độ thủy tĩnh do nhiệt độ sôi của dung dịch phía dưới ống lớn hơn nhiệt độ sôi của dung dịch phía trên ống gây nên (vì áp suất chất lỏng ở dưới lớn hơn ở trên). Bằng lý thuyết rất khó xác định độ giáng nhiệt độ này, theo kinh nghiệm phụ thuộc vào chiều cao của ống, ta có thể lấy $\Delta''_i = 1 \div 3^\circ\text{C}$ (số lớn chọn cho ống cao, số nhỏ lấy cho ống thấp).

Độ giáng nhiệt độ thủy động cũng do nhiệt độ sôi của dung dịch khi vào ống phía dưới lớn hơn khi ra khỏi ống phía trên gây nên, vì trong quá trình chuyển động, áp suất giảm do tổn thất áp suất (ma sát, cục bộ). Thực tế có thể chọn $\Delta'''_i = 1^\circ\text{C}$ cho mỗi cấp của thiết bị.

Chúng ta nhận thấy, khi ở nồng độ cao và áp suất lớn, giá trị Δ''_i và Δ'''_i khá nhỏ so với Δ'_i nên có thể bỏ qua và lúc này $\Delta_i \approx \Delta'_i$.

Ví dụ xác định nhiệt độ sôi của dung dịch 70% KCl (dung môi là nước), ở áp suất 2 bar.

Theo (5-20): $t_{si} = t_{hi} + \Delta_i$. Từ bảng hơi nước, với $p = 2 \text{ bar}$ ta có $t_{hi} = 120^\circ\text{C}$. Khi chọn $\Delta''_i = 2^\circ\text{C}$; $\Delta'''_i = 1^\circ\text{C}$; và $\Delta'_i = k \cdot \Delta'_p$ (theo công thức 5-4).

Từ bảng 5-1 với $t = 120^\circ\text{C}$, ta có $k = 1,1384$, từ đồ thị hình 5-1 với $b = 70\%$ ta có $\Delta'_i = 20^\circ\text{C}$. Vậy theo (5-4):

$$\Delta'_i = k \cdot \Delta'_p = 1,1384 \times 20 = 22,768^\circ\text{C} \approx 23^\circ\text{C}$$

$$\Delta_i = \Delta'_i + \Delta''_i + \Delta'''_i = 23 + 2 + 1 = 26^\circ\text{C}$$

$$t_{si} = t_{hi} + \Delta_i = 120 + 26 = 146^\circ\text{C}$$

Nếu chọn hiệu nhiệt độ giữa nhiệt độ hơi đốt và nhiệt độ dung dịch $\Delta t = t_h - t_s = 13^\circ\text{C}$, thì nhiệt độ hơi nước bão hòa (hơi đốt) $t_h = t_i + \Delta t = 146 + 13 = 159^\circ\text{C}$ ứng với áp suất $p_h = 6 \text{ bar}$.

5.6.3. Xác định hiệu nhiệt độ cho toàn bộ thiết bị và cho từng cấp

1. Hiệu nhiệt độ cho toàn bộ thiết bị nhiều cấp

Với cấp 1, hiệu số nhiệt độ Δt_1 bằng:

$$\Delta t_1 = t_h - t_{s1} ; t_{s1} = t_{h1} + \Delta_1$$

$$\Delta t_1 = t_h - t_{h1} - \Delta_1$$

Với cấp 2, hiệu số nhiệt độ Δt_2 bằng:

$$\Delta t_2 = t_{h1} - t_{s2} ; t_{s2} = t_{h2} + \Delta_2$$

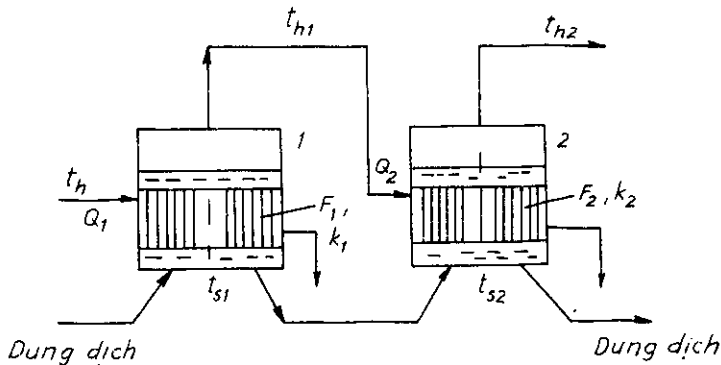
$$\Delta t_2 = t_{h1} - t_{h2} - \Delta_2$$

Với toàn bộ thiết bị gồm n cấp, ta có hiệu nhiệt độ giữa nhiệt độ hơi đốt và nhiệt độ dung dịch trong cấp n là:

$$\Delta t = \Delta t_1 + \Delta t_2 + \dots + \Delta t_n$$

$$\Delta t = t_h - t_{hn} - \sum_{i=1}^n \Delta_i$$

$$\Delta t = t_h - t_{hn} - \left(\sum_1^n \Delta'_i + \sum_1^n \Delta''_i + \sum_1^n \Delta'''_i \right) \quad (5-22)$$



Hình 5-13.

2. Hiệu nhiệt độ cho từng cấp

Khi thiết kế thiết bị cô đặc nhiều cấp cho trước công suất có thể đạt ra những yêu cầu đối với diện tích bề mặt trao đổi nhiệt (các ống của dàn ống) của các cấp: diện tích dàn ống các cấp như nhau và tổng diện tích các cấp nhỏ nhất. Dưới đây chúng ta sẽ tìm hiệu nhiệt độ của từng cấp cho từng yêu cầu trên.

a. Diện tích dàn ống của các cấp cô đặc như nhau

Nếu ký hiệu diện tích dàn ống các nồi cô đặc là $F_1, F_2, \dots, F_n$ thì điều kiện ở đây là $F_1 = F_2 = \dots = F_n$, (hình 5-13).

Điều kiện này thuận tiện là chỉ thiết kế và chế tạo các ống cho một cấp nhưng dùng chung cho mọi cấp. Hơn nữa, do giống nhau nên lắp ráp, dự phòng cũng dễ dàng và kinh tế hơn.

Lượng nhiệt truyền từ hơi đốt (hoặc hơi thứ cấp dùng làm hơi đốt) tới dung dịch chảy trong các ống của nồi cô đặc cấp thứ i với hệ số truyền nhiệt k_i bằng :

$$Q_i = k_i F_i \Delta t_i \quad (a)$$

Và của nồi cô đặc thứ nhất:

$$Q_1 = k_1 F_1 \Delta t_1 \quad (b)$$

Từ (a) và (b) với điều kiện $F_i = F_1$, ta có:

$$\frac{\Delta t_i}{\Delta t_1} = \frac{Q_i \cdot k_1}{Q_1 \cdot k_i} \quad (c)$$

Từ đó hiệu nhiệt độ của cấp thứ i:

$$\Delta t_i = \Delta t_1 \frac{k_1}{k_i} \frac{Q_i}{Q_1} \quad (5-23)$$

Nếu nhiệt cung cấp cho các cấp như nhau $Q_i = Q_1$, từ (5-23) ta có:

$$\Delta t_i = \Delta t_1 \frac{k_1}{k_i} \quad (5-24)$$

Để tìm Δt_i trong các công thức trên ta phải tìm Δt_1 theo hiệu nhiệt độ toàn bộ thiết bị Δt . Ta có:

$$\Delta t = \Delta t_1 + \Delta t_2 + \dots + \Delta t_n$$

trong đó các giá trị $\Delta t_2, \dots, \Delta t_n$ tính theo (5-23) và ta có:

$$\Delta t = \Delta t_1 + \Delta t_1 \frac{k_1 \cdot Q_2}{k_2 \cdot Q_1} + \dots + \Delta t_1 \frac{k_1 \cdot Q_n}{k_n \cdot Q_1}$$

$$\Delta t = \Delta t_1 \frac{k_1}{Q_1} \left(\frac{Q_1}{k_1} + \frac{Q_2}{k_2} + \dots + \frac{Q_n}{k_n} \right)$$

Từ đó ta tính được Δt_1 như sau:

$$\Delta t_1 = \frac{\Delta t \frac{Q_1}{k_1}}{\frac{Q_1}{k_1} + \frac{Q_2}{k_2} + \dots + \frac{Q_n}{k_n}} \quad (5-25)$$

Nếu nhiệt cung cấp cho các cấp như nhau $Q_1 = Q_2 = \dots = Q_n$, thì ta có:

$$\Delta t_1 = \frac{\Delta t}{1 + \frac{k_1}{k_2} + \dots + \frac{k_1}{k_n}} \quad (5-26)$$

b. Tổng diện tích dàn ống của các nồi cô đặc nhỏ nhất

Gọi tổng diện tích các nồi cô đặc F , điều kiện ở đây là: $F = F_1 + F_2 + \dots + F_n = F_{\min}$. Điều này rõ ràng là có lợi nhất khi các ống phải làm từ vật liệu đắt tiền, vì nếu chế tạo các nồi cô đặc có diện tích như nhau sẽ gây lãng phí nguyên liệu.

Với hai nồi cô đặc bất kỳ i và m ta có:

$$Q_i = k_i F_i \Delta t_i ; \quad F_i = \frac{Q_i}{k_i \Delta t_i} \quad (a)$$

$$Q_m = k_m F_m \Delta t_m ; \quad F_m = \frac{Q_m}{k_m \Delta t_m} \quad (b)$$

Hiệu nhiệt độ của hai nồi cô đặc là:

$$\Delta t = \Delta t_i + \Delta t_m \text{ và } \Delta t_m = \Delta t - \Delta t_i \quad (c)$$

Tổng diện tích của hai nồi cô đặc là F và theo (a), (b) ta có:

$$F = F_i + F_m$$

$$F = \frac{Q_i}{k_i \Delta t_i} + \frac{Q_m}{k_m \Delta t_m}$$

Theo (c) ta có:

$$F = \frac{Q_i}{k_i \Delta t_i} + \frac{Q_m}{k_m (\Delta t - \Delta t_i)} \quad (d)$$

Để tìm $F_{\min}$, lấy đạo hàm phương trình (d) theo Δt_i và cho bằng không, ở đó đạo hàm bậc 2 của F theo Δt_i có giá trị dương nên hàm F có giá trị cực tiểu:

$$\frac{dF}{d(\Delta t_i)} = - \frac{Q_i}{k_i \Delta t_i^2} + \frac{Q_m}{k_m (\Delta t - \Delta t_i)^2} = 0 \quad (e)$$

Từ (e) và (c) ta có:

$$\frac{Q_i}{k_i \Delta t_i^2} = \frac{Q_m}{k_m \Delta t_m^2}$$

$$\frac{\Delta t_i}{\Delta t_m} = \sqrt{\frac{k_m Q_i}{k_i Q_m}} \quad (h)$$

Nếu cho nồi cô thứ m là nồi số 1, từ (h) ta có hiệu nhiệt độ của nồi cô thứ i bằng:

$$\Delta t_i = \Delta t_1 \sqrt{\frac{k_1}{k_i} \cdot \frac{Q_i}{Q_1}} \quad (5-27)$$

Khi $Q_1 = Q_i$, ta có:

$$\Delta t_i = \Delta t_1 \sqrt{\frac{k_1}{k_i}} \quad (5-28)$$

Để tìm giá trị Δt_1 trong các công thức trên theo hiệu nhiệt độ toàn bộ Δt , khi tổng số nòi cô đặc là n , ta có :

$$\Delta t = \Delta t_1 + \Delta t_2 + \dots + \Delta t_n$$

Thay các giá trị $\Delta t_2, \dots, \Delta t_n$ theo (5-27) ta có:

$$\Delta t = \Delta t_1 + \Delta t_1 \sqrt{\frac{k_1}{k_2} \frac{Q_2}{Q_1}} + \dots + \Delta t_1 \sqrt{\frac{k_1}{k_n} \frac{Q_n}{Q_1}}$$

$$\Delta t = \Delta t_1 \sqrt{\frac{k_1}{Q_1}} \left(\sqrt{\frac{Q_1}{k_1}} + \sqrt{\frac{Q_2}{k_2}} + \dots + \sqrt{\frac{Q_n}{k_n}} \right)$$

$$\Delta t_1 = \frac{\Delta t \sqrt{\frac{Q_1}{k_1}}}{\sqrt{\frac{Q_1}{k_1}} + \sqrt{\frac{Q_2}{k_2}} + \dots + \sqrt{\frac{Q_n}{k_n}}} \quad (5-29)$$

Khi $Q_1 = Q_2 = \dots = Q_n$, ta có:

$$\Delta t_1 = \frac{\Delta t}{1 + \sqrt{\frac{k_1}{k_2}} + \sqrt{\frac{k_1}{k_3}} + \dots + \sqrt{\frac{k_1}{k_n}}} \quad (5-30)$$

c. *Diện tích dàn ống các nòi cô đặc như nhau và tổng diện tích là nhỏ nhất*

Điều kiện ở đây là :

$$F_1 = F_2 = \dots = F_n \text{ và } F = F_1 + F_2 + \dots + F_n = F_{\min}$$

Nghĩa là đòi hỏi cả hai điều kiện trên. Rõ ràng đây là điều kiện tốt nhất.

Điều kiện để diện tích dàn ống các nòi cô đặc như nhau (5-23):

$$\Delta t_i = \Delta t_1 \frac{k_1}{k_i} \frac{Q_i}{Q_1} \quad (a)$$

Điều kiện để tổng diện tích các nòi cô đặc nhỏ nhất (5-27):

$$\Delta t_i = \Delta t_1 \sqrt{\frac{k_1}{k_i} \frac{Q_i}{Q_1}} \quad (b)$$

Ta nhận thấy muốn đồng thời thỏa mãn hai điều kiện trên thì phương

trình (a), (b) phải bằng nhau :

$$\frac{k_i}{k_l} \cdot \frac{Q_i}{Q_l} = \sqrt{\frac{k_l}{k_i} \cdot \frac{Q_i}{Q_l}} \quad (c)$$

Đẳng thức (c) thỏa mãn khi:

$$\frac{k_i}{k_l} \cdot \frac{Q_i}{Q_l} = 1 \quad (d)$$

Từ đó hiệu nhiệt độ các cấp ở đây phải như nhau:

$$\Delta t_i = \Delta t_l$$

$$\Delta t_1 = \Delta t_2 = \dots = \Delta t_n = \frac{\Delta t}{n} \quad (5-31)$$

n - số cấp cô đặc.

Mặt khác lượng nhiệt cấp và hệ số truyền nhiệt của các cấp phải thỏa mãn đẳng thức (d), nghĩa là:

$$\frac{Q_i}{Q_l} = \frac{k_i}{k_l} \quad (5-32)$$

Tóm lại, để đảm bảo diện tích các dàn ống như nhau và tổng diện tích nhỏ nhất phải đồng thời thỏa mãn các điều kiện (5-31) và (5-32).

5.6.4. Truyền nhiệt trong thiết bị cô đặc

Để xác định diện tích dàn ống trong thiết bị cô đặc, cách làm tương tự như với thiết bị trao đổi nhiệt vách ngăn.

Diện tích bề mặt của dàn ống F_i của nồi cô đặc thứ i được xác định như sau:

$$F_i = \frac{Q_i}{k_i \cdot \Delta t_i} \quad (5-33)$$

Q_i - lượng nhiệt do hơi đốt (hoặc hơi thứ cấp làm hơi đốt) ngưng tụ tỏa ra:

$$Q_i = G_h(i_v - i_r) \quad (5-34)$$

với:

G_h - lượng hơi ngưng tụ, kg/s

i_v, i_r - entanpi của hơi đốt khi vào và khi ra khỏi dàn ống, J/kg

Δt_i - hiệu nhiệt độ của nồi cô đặc thứ i , $^{\circ}C$

k_i - hệ số truyền nhiệt của dàn ống trong nồi cô đặc thứ i , $W/m^2 \cdot ^\circ K$.

Vì các ống dài và chiều dày ống mỏng nên k_i có thể tính như truyền nhiệt qua vách phẳng:

$$k_i = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_n} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{\delta_c}{\lambda_c} + \frac{1}{\alpha_s}} \quad (5-35)$$

ở đây:

$\delta = (d_2 - d_1)/2$ - chiều dày của vách ống, m ;

d_1, d_2 - đường kính trong và ngoài của ống

λ - hệ số dẫn nhiệt của vách ống, $W/m \cdot ^\circ K$

$\delta_c = 1 \text{ mm} \div 2,5 \text{ mm}$ - chiều dày lớp cặn bám vào bề mặt trong vách ống

$\lambda_c = 1,16 \text{ W/m.K}$ - hệ số dẫn nhiệt của lớp cặn

α_n - hệ số tỏa nhiệt của hơi nước ngưng tụ bên ngoài ống, $W/m^2 \cdot ^\circ K$

Với ống đứng ta có thể dùng công thức:

$$\alpha_n = 1,34 \sqrt[4]{\frac{\lambda^3 \rho^2 r g}{\mu \Delta t H}} \quad (5-36)$$

ở đây:

g - gia tốc trọng trường, $g = 9,81 \text{ m/s}^2$.

λ - hệ số dẫn nhiệt của màng nước ngưng, $W/m.K$

r - nhiệt hóa hơi, J/kg

ρ - khối lượng riêng của nước ngưng, kg/m^3

μ - độ nhớt động học của nước ngưng, Ns/m^2

H - chiều cao của ống, m

$$\Delta t = t_s - t_w$$

t_s - nhiệt độ sôi (ngưng) của hơi;

t_w - nhiệt độ bề mặt ngoài của ống.

Các thông số vật lý lấy theo nhiệt độ trung bình của nước ngưng:

$$t_m = \frac{t_s + t_w}{2}$$

α_s - hệ số tỏa nhiệt khi sôi của dung dịch có thể xác định theo công thức:

$$\alpha_s = \frac{\lambda^{1/3} \cdot \rho^{0.5} \cdot \rho_h^{0.06} \cdot q^{0.6}}{\sigma^{0.5} \cdot r^{0.6} \cdot \rho_0^{0.66} \cdot C^{0.3} \cdot \mu^{0.3}} \quad (5-37)$$

ở đây:

λ - hệ số dẫn nhiệt của dung dịch, $W/m \cdot ^\circ K$

ρ - khối lượng riêng của dung dịch, kg/m^3

ρ_h - khối lượng riêng của hơi nước (dung môi), kg/m^3

q - mật độ dòng nhiệt, W/m^2

r - nhiệt hóa hơi, J/kg ;

ρ_0 - khối lượng riêng của hơi nước ở 1 at, kg/m^3

C - nhiệt dung riêng của dung dịch, $J/kg \cdot ^\circ C$

μ - độ nhớt động học của dung dịch, Ns/m^2

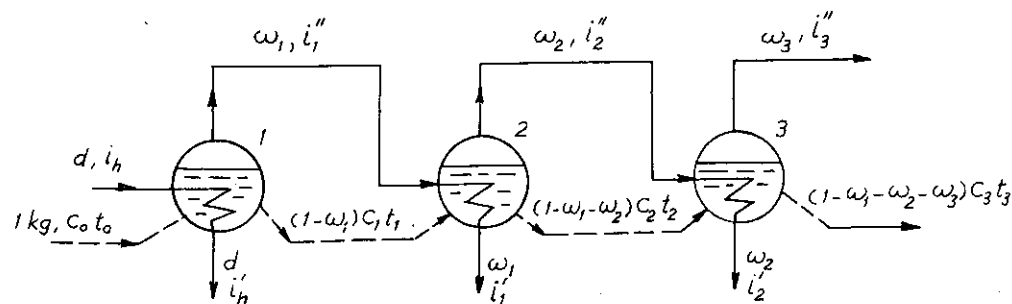
Công thức trên dùng cho $p = 0,1 \div 72$ at; $q = 9000 \div 150000$ W/m^2

Hệ số α_s có thể tính gần đúng theo công thức coi như chất lỏng chảy rối.

5.7. CÂN BẰNG NHIỆT VÀ TIÊU HAO HƠI ĐỐT CỦA THIẾT BỊ CÔ ĐẶC HOẠT ĐỘNG LIÊN TỤC

Có rất nhiều sơ đồ nguyên lý hoạt động của thiết bị cô đặc nhiều cấp mà một số đã mô tả ở hình 5-10. Với mỗi sơ đồ cụ thể ta có thể lập cân bằng nhiệt và tiêu hao hơi đốt. Sau đây, để làm quen ta sẽ lập cân bằng nhiệt và tiêu hao hơi đốt cho sơ đồ cùng chiều ba cấp đơn giản như ở hình 5-14.

Khi ký hiệu:



Hình 5-14. Sơ đồ cô đặc ba cấp cùng chiều

d - lượng hơi đốt (hơi nước) cần ứng với 1 kg dung dịch đưa vào, kg/kg dd .

$\omega_1, \omega_2, \omega_3$ - lượng hơi thứ cấp ứng với 1 kg dung dịch đưa vào ở các cấp, kg/kg dd

t_0 - nhiệt độ dung dịch vào, $^{\circ}C$

$t_1 = t_{s1}; t_2 = t_{s2}; t_3 = t_{s3}$ - nhiệt độ sôi của dung dịch ở các cấp 1, 2, 3.

i_h, i'_h - entanpi của hơi đốt đưa vào và nước ngưng lấy ra, kJ/kg

i''_1, i'_1 - entanpi của hơi thứ cấp 1 và nước ngưng lấy ra, kJ/kg

i''_2, i'_2 - entanpi của hơi thứ cấp 2 và nước ngưng lấy ra, kJ/kg

i'''_3 - entanpi của hơi thứ cấp 3, kJ/kg

C_0, C_1, C_2, C_3 - nhiệt dung riêng của dung dịch và ở các cấp 1, 2, 3, $kJ/kg.^{\circ}K$

Sơ đồ này đơn giản vì ta không sử dụng lại nước ngưng từ các nồi cô đặc ($i'_h, i'_1, i'_2 \dots$) làm hơi đốt cho cấp sau. Người ta có thể sử dụng lại một phần nước ngưng bằng cách cho nước ngưng đó tự bốc hơi để tạo hơi bổ sung vào hơi đốt cho cấp sau. Ngoài ra, ở sơ đồ này ta sử dụng toàn bộ hơi thứ cấp làm hơi đốt cho cấp sau. Thực tế người ta có thể chỉ dùng một phần hơi thứ cấp, phần còn lại lấy đi cho mục đích khác hoặc nếu thiếu ta có thể cho thêm một lượng hơi mới vào hơi thứ cấp này làm hơi đốt cho cấp sau.

Trước khi lập cân bằng nhiệt, ta hãy viết các biểu thức tính nhiệt dung riêng của dung dịch ở các cấp C_1, C_2, C_3 theo nhiệt dung riêng của dung dịch đem vào C_0 và của nước (dung môi) C_n .

Dung dịch là một hỗn hợp nên ta có công thức $C = \sum g_i C_i$. Vậy:

- với nồi cô đặc 1:

$$C_0 = \omega_1 C_n + (1 - \omega_1) C_1$$

$$(1 - \omega_1) C_1 = C_0 - \omega_1 C_n \quad (a)$$

- với nồi cô đặc 2:

$$(1 - \omega_1) C_1 = \omega_2 C_n + (1 - \omega_1 - \omega_2) C_2$$

$$(1 - \omega_1 - \omega_2) C_2 = C_0 - \omega_1 C_n - \omega_2 C_n \quad (b)$$

- với nồi cô đặc 3:

$$(1 - \omega_1 - \omega_2) C_2 = \omega_3 C_n + (1 - \omega_1 - \omega_2 - \omega_3) C_3$$

$$(1 - \omega_1 - \omega_2 - \omega_3) C_3 = C_0 - \omega_1 C_n - \omega_2 C_n - \omega_3 C_n \quad (c)$$

Cân bằng nhiệt với 1 kg dung dịch đưa vào, khi bỏ qua tổn thất nhiệt từ bề mặt bên ngoài nồi cô đặc ra môi trường xung quanh và tổn thất nhiệt do thải khí không ngưng ra ngoài. Nếu thiết bị được bọc cách nhiệt tốt, tổn thất nhiệt của mỗi nồi cô đặc chiếm khoảng từ 3% đến 5% (nồi cô đặc nào có nhiệt độ hơi đốt lớn sẽ có tổn thất nhiệt lớn hơn).

Từ hình 5-14 ta có phương trình đối với cấp 1:

$$di_h + C_0 t_0 = di'_h + (1 - \omega_1)C_1 t_1 + \omega_1 i''_1$$

Kết hợp với biểu thức (a) ta có:

$$d(i_h - i'_h) + C_0 t_0 = (C_0 - \omega_1 C_n) t_1 + \omega_1 i''_1$$

$$\omega_1 (i''_1 - C_n t_1) = d(i_h - i'_h) + C_0 (t_0 - t_1)$$

từ đó:

$$\omega_1 = d\alpha_1 + C_0\beta_1 \quad (5-38)$$

$$d = \frac{\omega_1 - C_0\beta_1}{\alpha_1} \quad (5-39)$$

ở đây:

$$\alpha_1 = \frac{i_h - i'_h}{i''_1 - C_n t_1} \quad (5-40)$$

α_1 gọi là hệ số bốc hơi có giá trị gần bằng 1.

$$\beta_1 = \frac{t_0 - t_1}{i''_1 - C_n t_1} \quad (5-41)$$

β_1 gọi là hệ số tự bốc hơi, giá trị tuyệt đối của nó nhỏ hơn 1 rất nhiều.

Phương trình cân bằng nhiệt với cấp 2:

$$\omega_1 i''_1 + (1 - \omega_1)C_1 t_1 = \omega_1 t'_1 + (1 - \omega_1 - \omega_2)C_2 t_2 + \omega_2 i''_2$$

Khi kết hợp với các biểu thức (a) và (b) ta có:

$$\omega_1 (i''_1 - i'_1) + (C_0 - \omega_1 C_n) t_1 = (C_0 - \omega_1 C_n - \omega_2 C_n) t_2 + \omega_2 i''_2$$

$$\omega_2 (i''_2 - C_n t_2) = \omega_1 (t''_1 - i'_1) + (C_0 - \omega_1 C_n) (t_1 - t_2)$$

$$\omega_2 = \omega_1 \alpha_2 + (C_0 - \omega_1 C_n) \beta_2 \quad (5-42)$$

ở đây:

$$\alpha_2 = \frac{i''_1 - i'_1}{i''_2 - C_n t_2}; \beta_2 = \frac{t_1 - t_2}{i''_2 - C_n t_2} \quad (5-43)$$

Tương tự, α_2 gọi là hệ số bốc hơi có giá trị gần bằng 1 và β_2 gọi là hệ số

tự bốc hơi, có giá trị tuyệt đối nhỏ hơn 1 rất nhiều.

Phương trình cân bằng nhiệt với cấp 3:

$$\omega_2 i''_2 + (1 - \omega_1 - \omega_2) C_2 t_2 = \omega_2 i'_2 + (1 - \omega_1 - \omega_2 - \omega_3) C_3 t_3 + \omega_3 i''_3$$

Khi kết hợp với các biểu thức (b) và (c), ta có:

$$\begin{aligned} \omega_2 (i''_2 - i'_2) + (C_0 - \omega_1 C_n - \omega_2 C_n) t_2 &= \\ &= (C_0 - \omega_1 C_n - \omega_2 C_n - \omega_3 C_n) t_3 + \omega_3 i''_3 \\ \omega_3 (i''_3 - C_n t_3) &= \omega_2 (i''_2 - i'_2) + (C_0 - \omega_1 C_n - \omega_2 C_n) (t_2 - t_3) \\ \omega_3 &= \omega_2 \alpha_3 + (C_0 - \omega_1 C_n - \omega_2 C_n) \beta_3 \end{aligned} \quad (5-44)$$

ở đây:

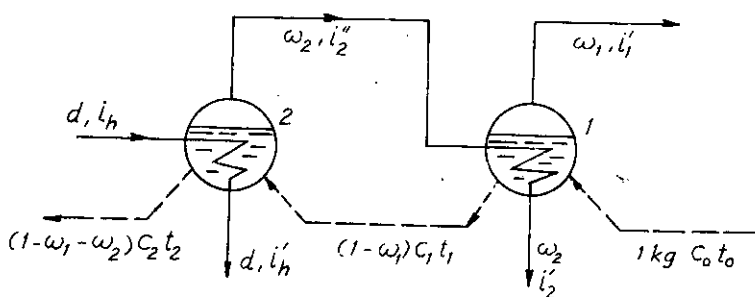
$$\alpha_3 = \frac{i''_2 - i'_2}{i''_3 - C_n t_3}; \quad \beta_3 = \frac{t_2 - t_3}{i''_3 - C_n t_3} \quad (5-45)$$

Tương tự, α_3 gọi là hệ số bốc hơi có giá trị gần bằng 1 và β_3 gọi là hệ số tự bốc hơi, có giá trị tuyệt đối nhỏ hơn 1 rất nhiều.

Từ các phương trình trên ta thấy, nếu cho biết lượng hơi đốt d và các điều kiện khác, ta có thể tính được lượng hơi thứ cấp ω_1 và ngược lại, khi cho ω_1 tính được d , sau đó tính được ω_2, ω_3 .

Ví dụ 5.2

Viết cân bằng nhiệt và tiêu hao hơi cho thiết bị cô đặc 2 cấp ngược chiều như ở hình 5-15.



Hình 5-15. Sơ đồ cô đặc hai cấp ngược chiều

Bài giải

Phương trình cân bằng nhiệt cho nồi cô đặc 1:

$$\omega_2 i''_2 + C_0 t_0 = \omega_2 i'_2 + (1 - \omega_1) C_1 t_1 + \omega_1 i''_1$$

Sau khi thế biểu thức nhiệt dung riêng (a): $(1 - \omega_1)C_1 = C_0 - \omega_1 C_n$ ta có:

$$\begin{aligned}\omega_2 i''_2 + C_0 t_0 &= \omega_2 i'_2 + (C_0 - \omega_1 C_n) t_1 + \omega_1 i''_1 \\ \omega_1 &= \omega_2 \alpha_1 + C_0 \beta_1\end{aligned}\quad (d)$$

hay:

$$\omega_2 = \frac{\omega_1 - C_0 \beta_1}{\alpha_1} \quad (e)$$

ở đây:

$$\alpha_1 = \frac{i''_2 - i'_2}{i''_1 - C_n t_1}; \quad \beta_1 = \frac{t_0 - t_1}{i''_1 - C_n t_1} \quad (h)$$

Phương trình cân bằng cho nồi cô đặc 2:

$$d i_h + (1 - \omega_1) C_1 t_1 = d i'_h + (1 - \omega_1 - \omega_2) C_2 t_2 + \omega_2 i''_2$$

Sau khi thế biểu thức nhiệt dung riêng (a) và (b): $(1 - \omega_1 - \omega_2) C_2 = C_0 - \omega_1 C_n - \omega_2 C_n$ vào ,ta có:

$$d i_h + (C_0 - \omega_1 C_n) t_1 = d i'_h + (C_0 - \omega_1 C_n - \omega_2 C_n) t_2 + \omega_2 i''_2$$

Sau khi biến đổi ta có:

$$\omega_2 = d \alpha_2 + C_0 \beta_2 - \omega_1 \gamma_2 \quad (k)$$

ở đây:

$$\begin{aligned}\alpha_2 &= \frac{i_h - i'_h}{i''_2 - C_n t_2} \\ \beta_2 &= \frac{t_1 - t_2}{i''_2 - C_n t_2}; \quad \gamma_2 = \frac{C_n(t_1 - t_2)}{i''_2 - C_n t_2}\end{aligned}$$

Giải các phương trình (e) và (k) ta được kết quả:

$$\begin{aligned}\omega_1 &= d \alpha'_1 + C_0 \beta'_1 \\ \omega_1 - C_0 \beta_1 &= \frac{\omega_2}{\alpha_1}\end{aligned}$$

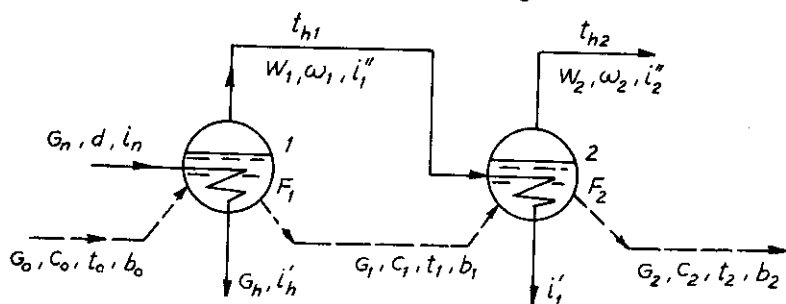
ở đây:

$$\alpha'_1 = \frac{\alpha_1 \alpha_2}{1 + \alpha_1 \gamma_2}; \quad \beta'_1 = \frac{\beta_2 \alpha_1 + \beta_1}{1 + \alpha_1 \gamma_2}$$

Ví dụ 5.3

Thiết bị cô đặc 2 cấp với dàn ống đứng tuần hoàn cường bức thuận chiều,

dung dịch glyxêrin. Biết hơi đốt là hơi nước bão hòa khô ở nhiệt độ $t_h = 160^\circ\text{C}$, với lượng hơi đốt $G_h = 873,5 \text{ kg/h}$. Dung dịch vào có nồng độ $b_o = 20\%$, có lưu lượng $G_o = 2500 \text{ kg/h}$ ở nhiệt độ 20°C . Nhiệt độ của hơi thứ cấp thứ 2 là $t_{h2} = 54^\circ\text{C}$. Biết độ giáng nhiệt độ $\Delta'_1 = 3,8^\circ\text{C}$, $\Delta'_2 = 23^\circ\text{C}$, $\Delta''_1 = \Delta''_2 = 1^\circ\text{C}$, $\Delta'''_1 = 1^\circ\text{C}$, $\Delta'''_2 = 0,5^\circ\text{C}$. Nhiệt dung riêng của dung dịch vào $C_o = 3,8 \text{ kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C}$. Dẫn ống có các ống với đường kính $d_1 = 32 \text{ mm}$, $d_2 = 38 \text{ mm}$, chiều cao ống $H = 3 \text{ m}$, tốc độ dung dịch trong dẫn ống cấp 1 là $1,5 \text{ m/s}$, trong dẫn ống cấp 2 là 3 m/s . Giả thiết chiều dày lớp cặn trong ống của dẫn ống 1 là $\delta_{c1} = 1 \text{ mm}$, dẫn ống 2 là $\delta_{c2} = 2 \text{ mm}$, hệ số dẫn nhiệt của vách $\lambda = 58 \text{ W/m} \cdot ^\circ\text{K}$, của lớp cặn $\lambda_c = 1,163 \text{ W/m} \cdot ^\circ\text{K}$. Với điều kiện diện tích bề mặt dẫn ống như nhau $F_1 = F_2$ và tổng diện tích $F = F_1 + F_2$ là nhỏ nhất. Hãy xác định: diện tích bề mặt dẫn ống F_1, F_2 ; số ống trong dẫn ống, nồng độ dung dịch b_1, b_2 ; lượng dung dịch lấy ra G_2 (hình 5-16).



Hình 5-16.

Bài giải

Hiệu nhiệt độ toàn bộ thiết bị theo (5-22) bằng:

$$\Delta t = t_h - t'_h - (\sum \Delta'_i + \sum \Delta''_i + \sum \Delta'''_i)$$

$$\Delta t = 160 - 54 - [(3,8 + 23) + (1 + 1) + (1 + 0,5)] = 75,7^\circ\text{C}$$

Hiệu nhiệt độ của từng cấp theo điều kiện diện tích bề mặt dẫn ống như nhau và tổng diện tích nhỏ nhất theo (5-31):

$$\Delta t_1 = \Delta t_2 = \frac{\Delta t}{2} = \frac{75,7}{2} = 37,85^\circ\text{C}$$

Nhiệt do hơi đốt cung cấp cho nồi cô đặc 1 (bỏ qua tổn thất nhiệt):

$$Q_1 = G_h \cdot (i_h - i'_h) = G_h \cdot r$$

Ở đây vì $i_h = i''_h$ và $i''_h - i'_h = r = 2082 \text{ kJ/kg}$ (tra bảng hơi nước bão hòa theo $t = 160^\circ\text{C}$); $G_h = 873,5 \text{ kg/h} = 0,2426 \text{ kg/s}$.

$$Q_1 = 0,2426 \times 2082 = 505 \text{ kW}$$

Diện tích bề mặt dàn ống F_1 :

$$F_1 = \frac{Q_1}{k_1 \cdot \Delta t_1}$$

Hệ số truyền nhiệt k_1 theo (5-35):

$$k_1 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{nl}} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{\delta_{cl}}{\lambda_c} + \frac{1}{\alpha_{sl}}}$$

Hệ số tỏa nhiệt khi ngưng hơi nước trên bề mặt vách đứng α_{nl} theo (5-36):

$$\alpha_{nl} = 1,34 \cdot \sqrt{\frac{\lambda^3 \cdot \rho^2 \cdot r \cdot g}{\mu \cdot \Delta t \cdot H}}$$

Ở đây $\Delta t = t_h - t_w = 3^\circ\text{C}$ (ta chọn là 3°C), vì nhiệt độ sai khác nhau ít ta có thể tra các thông số của hơi theo $t_h = 160^\circ\text{C}$; $r = 2082 \text{ kJ/kg}$; $\lambda = 68,3 \cdot 10^{-2} \text{ W/m} \cdot ^\circ\text{C}$; $\mu = 173,6 \cdot 10^{-6} \text{ Ns/m}^2$; $\rho = 907,4 \text{ kg/m}^3$.

$$\alpha_{nl} = 1,34 \sqrt{\frac{68,3^3 \cdot 10^{-6} \cdot 907,4^2 \cdot 2082 \cdot 10^3 \cdot 9,81}{173,6 \cdot 10^{-6} \cdot 3,3}}$$

$$\alpha_{nl} = 10.852 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

Hệ số tỏa nhiệt khi sôi dung dịch α_{sl} có thể dùng công thức của chất lỏng chảy rối:

$$\text{Nu} = 0,023 \cdot \text{Re}^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,4}$$

$$\alpha = \frac{\lambda}{d_1} \cdot 0,023 \cdot \left(\frac{\omega \cdot d_1}{\gamma} \right)^{0,8} \cdot \left(\frac{\gamma}{a} \right)^{0,4}$$

Từ nhiệt độ sôi của dung dịch: $t_s = t_h - \Delta t_1 = 160 - 37,85 = 122^\circ\text{C}$ và $t_{s2} = t_{h2} + \Delta_2 = 54 + (23 + 1 + 0,5) = 78,5^\circ\text{C}$ ta tra được các thông số vật lý của dung dịch glyxêrin:

	cấp 1	cấp 2
$\rho, \text{ kg/m}^3$	1170	1238
$a, \text{ m}^2/\text{s}$	$0,123 \cdot 10^{-6}$	$0,1 \cdot 10^{-6}$
$\lambda, \text{ W/m} \cdot ^\circ\text{C}$	0,514	0,326
$\gamma, \text{ m}^2/\text{s}$	$0,65 \cdot 10^{-6}$	$10,2 \cdot 10^{-6}$

Vậy:

$$\alpha_{s1} = \frac{0,514}{0,032} 0,023 \left(\frac{1,5 \cdot 0,032}{0,65 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \left(\frac{0,65 \cdot 10^{-6}}{0,123 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,4}$$

$$\alpha_{s1} = 5641 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

$$k_1 = \frac{1}{\frac{1}{10.852} + \frac{0,003}{58} + \frac{0,001}{1,163} + \frac{1}{5641}} = 848 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Kiểm tra lại việc chọn $\Delta t = k_1 \frac{\Delta t_1}{\alpha_{n1}} = 848 \frac{37,85}{10.852} = 2,96^\circ\text{C}$, vậy thỏa mãn

khi chọn $\Delta t = 3^\circ\text{C}$.

Diện tích bề mặt F_1 :

$$F_1 = \frac{Q_1}{k_1 \cdot \Delta t_1} = \frac{505 \cdot 10^3}{848 \cdot 37,85} = 15,73 \text{ m}^2$$

Nhiệt do hơi thứ cấp 1 làm hơi đốt tỏa ra trong cấp 2 khi $F_2 = F_1 = 15,37 \text{ m}^2$:

$$Q_2 = k_2 \cdot F_2 \cdot \Delta t_2$$

Hệ số truyền nhiệt k_2 :

$$k_2 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{n2}} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{\delta_{c2}}{\lambda_c} + \frac{1}{\alpha_{s2}}}$$

Nhiệt độ hơi thứ cấp t_{h1} :

$$t_{h1} = t_{s2} + \Delta t_2 = 78,5 + 37,85 = 116,35^\circ\text{C}$$

Dùng bảng hơi nước bão hòa ta tra được các thông số: $r = 2216 \text{ kJ/kg}$; $\rho = 943 \text{ kg/m}^3$; $\lambda = 0,686 \text{ W/m} \cdot \text{K}$; $\mu = 237,4 \cdot 10^{-6} \text{ Ns/m}^2$. Khi chọn $\Delta t = 1,5^\circ\text{C}$.

$$\alpha_{n2} = 1,34 \sqrt{\frac{0,686^3 \times 943^2 \times 2216 \cdot 10^3 \times 9,81}{237,4 \cdot 10^{-6} \times 1,5 \times 3}} = 11720 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{K}$$

$$\alpha_{s2} = \frac{\lambda}{d_1} 0,023 \left(\frac{\omega \cdot d_1}{\gamma} \right)^{0,8} \left(\frac{\gamma}{a} \right)^{0,4}$$

$$\alpha_{s2} = \frac{0,326}{0,032} 0,023 \left(\frac{3 \times 0,032}{10,2 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \left(\frac{10,2 \cdot 10^{-6}}{0,1 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,4}$$

$$\alpha_{s2} = 2247 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{K}$$

$$k_2 = \frac{1}{\frac{1}{11720} + \frac{0,003}{58} + \frac{0,002}{1,163} + \frac{1}{2247}} = 435 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{K}$$

$$\text{Kiểm tra lại chọn } \Delta t = \frac{k_2 \cdot \Delta t_2}{\alpha_{n2}} = \frac{435 \times 37,85}{11720} = 1,4^\circ\text{C thỏa mãn khi}$$

chọn $\Delta t = 1,5$ và không phải tính lại.

Chú ý là ở đây có thể tính gần đúng hệ số truyền nhiệt k_1, k_2 bằng công thức:

$$k = 0,75 \cdot \frac{\lambda_c}{\delta_c}$$

δ_c - chiều dày lớp cặn, m

λ_c - hệ số dẫn nhiệt của lớp cặn, $\text{W/m} \cdot \text{K}$

$$k_1 = 0,75 \cdot \frac{1,163}{0,001} = 872 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{K}$$

$$k_2 = 0,75 \cdot \frac{1,163}{0,002} = 436 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{K}$$

Sử dụng công thức trên trong trường hợp không cần tính chính xác hoặc để ước lượng hiệu nhiệt độ Δt trong công thức tính α_n .

Nhiệt lượng Q_2 :

$$Q_2 = k_2 \cdot F_2 \cdot \Delta t_2 = 435 \times 15,37 \times 37,85 = 259 \text{ kW}$$

Lượng hơi đốt d :

$$d = \frac{G_h}{G_0} = \frac{873,5}{2500} = 0,349 \text{ kg/kgdd}$$

Theo công thức (5-38):

$$\omega_1 = d \cdot \alpha_1 + C_o \cdot \beta_1$$

$$\alpha_1 = \frac{i_h - i_h'}{i''_1 - C_n t_1} = \frac{2082}{2698 - 4,18 \times 922} = \frac{2082}{2188} = 0,952$$

Ở đây $t_1 = t_{s1} = 122^\circ\text{C}$, $t_{h1} = 116^\circ\text{C}$, tra bảng được $i''_1 = 2698 \text{ kJ/kg}$; với $t_h = 160^\circ\text{C}$ ta có $r = 2082 \text{ kJ/kg}$.

$$\beta_1 = \frac{t_0 - t_1}{i''_1 - C_n t_1} = \frac{20 - 122}{2188} = -0,0466$$

$$\omega_1 = 0,349 \times 0,952 - 3,8 \times 0,0466 = 0,155$$

Theo (5-42) ta có:

$$\omega_2 = \omega_1 \cdot \alpha_2 + (C_{v1} - \omega_1 \cdot C_{v2}) \beta_2$$

$$\alpha_2 = \frac{i''_1 - i'_1}{i''_2 - C_{v2} t_2} = \frac{2202}{2600 - 4,18 \times 78,5} = \frac{2202}{2272} = 0,969$$

Ở đây từ $t_{h1} = 116^\circ\text{C}$ ta có $r = 2202 \text{ kJ/kg}$, theo $t_{h2} = 54^\circ\text{C}$ ta có $i''_2 = 2600 \text{ kJ/kg}$, $t_2 = t_{s2} = 78,5^\circ\text{C}$ và:

$$\beta_2 = \frac{t_1 - t_2}{i''_2 - C_{v2} t_2} = \frac{122 - 78,5}{2272} = 0,0192$$

$$\omega_2 = 0,155 \times 0,969 + (3,8 - 0,155 \times 4,18) 0,0192 = 0,2075$$

Nồng độ dung dịch theo công thức (5-19):

$$b_2 = \frac{b_0}{1 - (\omega_1 + \omega_2)} = \frac{20}{1 - (0,155 + 0,2075)} = 31,4\%$$

$$b_1 = \frac{b_0}{1 - \omega_1} = \frac{20}{1 - 0,155} = 23,7\%$$

Lượng hơi thứ cấp:

$$W_2 = \omega_2 \cdot G_0 = 0,2075 \times 2500 = 518,75 \text{ kg/h}$$

$$W_1 = \omega_1 \cdot G_0 = 0,155 \times 2500 = 387,5 \text{ kg/h}$$

$$W = W_1 + W_2 = 387,5 + 518,75 = 906,25 \text{ kg/h}$$

Lượng dung dịch lấy ra G_2 :

$$G_2 = G_0 - W = 2500 - 906,25 = 1593,75 \text{ kg/h}$$

Số lượng ống trong dàn ống $n_1 = n_2 = n$:

$$n = \frac{F}{\pi \cdot d_{th} \cdot H} = \frac{15,73}{3,14 \times 0,035 \times 3} = 47,7 \approx 48 \text{ ống}$$

$$\text{với } d_{th} = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{0,032 + 0,038}{2} = 0,035$$

Lượng dung dịch tuần hoàn trong nồi cô đặc 1 theo công thức (5-8):

$$G_{d1} = 0,785 \cdot n \cdot \pi \cdot d_1^2 \cdot \omega \cdot \rho$$

$$= 0,785 \times 48 \times 3,14 \times 0,032^2 \times 1,5 \times 1170 = 67,6 \text{ kg/s.}$$

Lượng dung dịch tuần hoàn trong nồi cô đặc 2

$$G_{d2} = 0,785 \times 48 \times 3,14 \times 0,032^2 \times 3 \times 1238 = 143 \text{ kg/s.}$$

Thiết bị chưng cất

6.1. KHÁI NIỆM

6.1.1. Định nghĩa

Chưng cất là quá trình tách riêng các chất lỏng ở nồng độ cao hơn hoặc hoàn toàn tinh khiết từ dung dịch gồm nhiều chất lỏng bằng cách cho dung dịch sôi và bốc hơi. Trong quá trình bốc hơi, hơi của chất lỏng có nhiệt độ sôi thấp được tạo ra ở nồng độ cao hơn và được ngưng tụ lại thành chất lỏng có nồng độ cao hơn nồng độ ban đầu. Khi tiến hành liên tiếp nhiều lần quá trình bốc hơi và ngưng tụ, ta tạo được chất lỏng có nhiệt độ sôi thấp ở nồng độ ngày càng cao.

Tùy theo quá trình ngưng tụ của hơi chất lỏng có nhiệt độ sôi thấp mà ta chia quá trình chưng cất làm hai loại: quá trình tinh cất và quá trình chưng.

Khi cho hơi ngưng tụ hoàn toàn trên bề mặt vách chất rắn ta có quá trình tinh cất.

Khi cho hơi ngưng tụ từng phần và nhiều lần bằng phương pháp ngưng hỗn hợp, không ngưng trên bề mặt vách chất rắn mà ngưng nhờ tiếp xúc trực tiếp với dòng chất lỏng lạnh cùng loại, chuyển động ngược chiều, ta có quá trình chưng cất.

Bằng phương pháp chưng cất ta có được các sản phẩm ở dạng tinh khiết hoặc ở nồng độ cao: rượu êtyl, benzen, axit axêtic, các khí khi cracking sản phẩm dầu mỏ, sản phẩm clo hóa benzen, anilin, amôniac và nhiều sản phẩm khác.

Dung dịch có thể gồm hai hoặc nhiều chất lỏng, ở đây chủ yếu ta nghiên

của dung dịch gồm hai chất lỏng. Trong dung dịch gồm hai chất lỏng, ta gọi chất lỏng dễ sôi (dễ bay hơi) là chất lỏng có nhiệt độ sôi thấp hơn khi so sánh ở cùng áp suất và có áp suất của hơi lớn hơn khi ở cùng nhiệt độ sôi, ngược lại chất lỏng gọi là chất khó sôi (khó bay hơi) khi nó có nhiệt độ sôi cao hơn ở cùng áp suất và có áp suất hơi nhỏ hơn ở cùng nhiệt độ sôi. Ví dụ, dung dịch gồm hai chất lỏng là nước và benzen, vì ở áp suất 1 bar nhiệt độ sôi của benzen là 80°C thấp hơn nhiệt độ sôi của nước nên benzen gọi là chất lỏng dễ sôi, còn nước gọi là chất lỏng khó sôi. Trong khi đó, nếu so sánh ở cùng nhiệt độ sôi là 80°C thì áp suất hơi của benzen là 1 bar, lớn hơn áp suất hơi nước lúc này là 0,5 bar.

6.1.2. Nồng độ

Với dung dịch, người ta thường dùng hai loại nồng độ: nồng độ khối lượng và nồng độ kilômol. Ở mỗi loại nồng độ lại phân biệt nồng độ lỏng hoặc nồng độ pha hơi của chất lỏng đó.

1. Nồng độ khối lượng

Nồng độ khối lượng thường chỉ dùng cho pha hơi. Trong dung dịch gồm hai chất lỏng, gọi nồng độ khối lượng pha hơi của chất lỏng A là a và nồng độ khối lượng pha hơi của chất lỏng B là b.

Khi ký hiệu khối lượng của hơi chất lỏng A là G_A (kg), khối lượng hơi của chất lỏng B là G_B (kg), ta có:

$$a = \frac{G_A}{G} = \frac{G_A}{G_A + G_B} \quad (6-1)$$

$$b = \frac{G_B}{G} = \frac{G_B}{G_A + G_B} \quad (6-2)$$

$$a + b = 1$$

Khi coi hỗn hợp hơi của các chất lỏng là hỗn hợp của khí lý tưởng và khi ký hiệu: n - số kilômol, μ (kg/kmol) - kilômol, p (N/m^2) - phân áp suất, ta có thể viết phương trình trạng thái của từng hơi trong hỗn hợp có thể tích V và nhiệt độ T như sau:

$$p_A \cdot V = n_A R_{\mu} T$$

$$p_B \cdot V = n_B R_{\mu} T$$

Từ đó ta có:

$$\frac{n_A}{n_B} = \frac{p_A}{p_B} \quad (a)$$

Mặt khác ta có:

$$n_A = \frac{G_A}{\mu_A} ; n_B = \frac{G_B}{\mu_B} \quad (b)$$

Vậy từ (a) và (b) ta có:

$$\frac{n_A}{n_B} = \frac{G_A}{\mu_A} \cdot \frac{\mu_B}{G_B} = \frac{p_A}{p_B}$$

hay:

$$\frac{G_A}{G_B} = \frac{p_A \mu_A}{p_B \mu_B} \quad (c)$$

Từ (6-1) và (c) ta có:

$$a = \frac{G_A}{G_A + G_B} = \frac{1}{1 + \frac{G_B}{G_A}} = \frac{1}{1 + \frac{p_B \mu_B}{p_A \mu_A}}$$

$$a = \frac{p_A \mu_A}{p_A \mu_A + p_B \mu_B} \quad (6-4)$$

Tương tự ta có:

$$b = \frac{p_B \mu_B}{p_A \mu_A + p_B \mu_B} \quad (6-5)$$

Từ các biểu thức (6-4) và (6-5), ta có thể tính nồng độ khối lượng của hơi các chất lỏng khi biết phân áp suất hơi và kilômol hơi của chất lỏng trong hỗn hợp hơi.

2. Nồng độ kilômol

Nồng độ kilômol pha lỏng của chất lỏng A và chất lỏng B ký hiệu là x_A , x_B .

Nồng độ kilômol pha hơi của chất lỏng A và chất lỏng B ký hiệu là y_A , y_B . Với pha hơi của dung dịch gồm hai chất lỏng A và B, ta có:

$$y_A = \frac{n_A}{n} = \frac{n_A}{n_A + n_B} \quad (6-6)$$

$$y_B = \frac{n_B}{n} = \frac{n_B}{n_A + n_B} \quad (6-7)$$

$$y_A + y_B = 1 \quad (6-8)$$

Từ đó theo (6-6) và (a) ta có:

$$y_A = \frac{1}{1 + \frac{n_B}{n_A}} = \frac{1}{1 + \frac{p_B}{p_A}} = \frac{p_A}{p_A + p_B} = \frac{p_A}{p} \quad (6-9)$$

Tương tự ta có:

$$y_B = \frac{p_B}{p_A + p_B} = \frac{p_B}{p} \quad (d)$$

Từ biểu thức (6-9) và (6-4), (6-5), ta có:

$$y_A = \frac{p_A}{p_A + p_B} = \frac{\frac{a}{\mu_A} (p_A \mu_A + p_B \mu_B)}{\frac{a}{\mu_A} (p_A \mu_A + p_B \mu_B) + \frac{b}{\mu_B} (p_A \mu_A + p_B \mu_B)}$$

$$y_A = \frac{\frac{a}{\mu_A}}{\frac{a}{\mu_A} + \frac{b}{\mu_B}} \quad (6-10)$$

Tương tự ta có:

$$y_B = \frac{\frac{b}{\mu_B}}{\frac{a}{\mu_A} + \frac{b}{\mu_B}} \quad (6-11)$$

Từ (6-10) ta có thể biến đổi để được dạng khác:

$$y_A = \frac{a}{a + b \frac{\mu_A}{\mu_B}} = \frac{a}{a + (1 - a) \frac{\mu_A}{\mu_B}} \quad (6-12)$$

Các biểu thức (6-10), (6-11) và (6-12) nêu lên quan hệ giữa hai loại nồng độ của pha hơi là nồng độ kilômol và nồng độ khối lượng.

Ví dụ, với dung dịch nước và benzen, gọi nước là chất A, benzen là chất B. Biết phân áp suất của hơi $p_A = 0,3 \text{ bar}$, kilômol $\mu_A = 18$, $\mu_B = 78$. Xác định nồng độ khối lượng của pha hơi a, b và nồng độ kilômol pha hơi y_A và y_B .

Theo (6-4) ta có:

$$a = \frac{P_A \cdot \mu_A}{P_A \cdot \mu_A + P_B \cdot \mu_B} = \frac{0,3 \times 18}{0,3 \times 18 + 0,7 \times 78} = 0,09 = 9\%$$

$$b = 1 - 0,09 = 0,91 = 91\%$$

Theo (6-12) ta có:

$$y_A = \frac{a}{a + (1 - a) \frac{\mu_A}{\mu_B}} = \frac{9}{9 + 91 \frac{18}{78}} = 0,3 = 30\%$$

$$y_B = 1 - 0,3 = 0,7 = 70\%$$

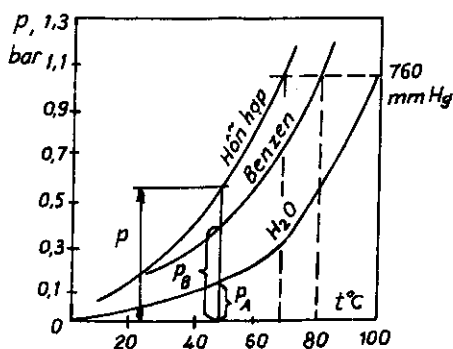
Kết quả là trong 100 kg hỗn hợp hơi thì có 9 kg hơi nước và 91 kg hơi benzen, còn trong 100 kmol hỗn hợp hơi thì có 30 kmol hơi nước và 70 kmol hơi benzen.

6.2. TÍNH CHẤT LÝ HÓA CỦA HỖN HỢP CHẤT LỎNG

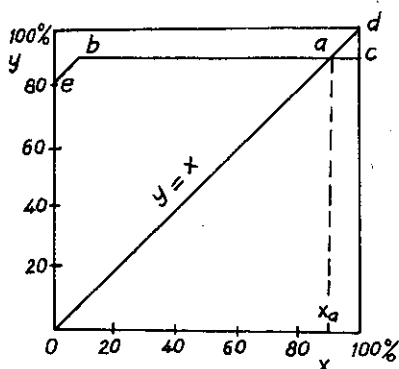
Hỗn hợp chất lỏng (hay gọi là dung dịch) của hai hoặc nhiều chất gồm ba loại: hỗn hợp không hòa tan vào nhau, hỗn hợp hòa tan một phần vào nhau và hỗn hợp hòa tan hoàn toàn vào nhau. Dưới đây ta xét tính chất của các loại hỗn hợp này.

6.2.1. Hỗn hợp không hòa tan vào nhau

Thực tế không có hỗn hợp trong đó các chất lỏng hoàn toàn không hòa tan vào nhau. Nhưng nếu chúng hòa tan vào nhau rất ít, ta có thể coi là hỗn



Hình 6-1. Quan hệ áp suất nhiệt độ hỗn hợp hơi nước và benzen



Hình 6-2. Quan hệ nồng độ pha hơi và pha lỏng hỗn hợp nước, benzen

hợp không hòa tan vào nhau, ví dụ hỗn hợp của nước và thủy ngân, hỗn hợp của nước và benzen ... là các hỗn hợp không hòa tan vào nhau.

Để tách các chất lỏng của hỗn hợp không hòa tan, ta có thể dùng phương pháp lắng khi chúng có khối lượng riêng khác nhau. Trong bình đựng dung dịch, chất nào nhẹ (có khối lượng riêng nhỏ) sẽ ở phía trên còn chất nào nặng sẽ lắng xuống phía dưới. Ngoài ra, ta có thể dùng phương pháp bốc hơi để tách chúng ra mà dưới đây ta xét tới tính chất lý hóa của loại dung dịch này.

Theo định luật Dalton ta có:

$$P = P_A + P_B \quad (6-13)$$

ở đây:

p - áp suất của hỗn hợp hơi nước và benzen;

P_A, P_B - phân áp suất của hơi nước và của benzen.

Hình 6-1 biểu diễn quan hệ giữa áp suất và nhiệt độ sôi của nước, benzen và của hỗn hợp. Vì áp suất của hỗn hợp hơi p tuân theo định luật Dalton (6-13) nên đường biểu diễn nằm ở phía trên cùng. Ở đây ta nhận thấy, ở cùng áp suất, nhiệt độ sôi của hỗn hợp chất lỏng không hòa tan vào nhau còn nhỏ hơn cả nhiệt độ sôi của chất lỏng dễ sôi trong hỗn hợp đó. Ví dụ, ở áp suất $p = 760 \text{ mmHg}$, nhiệt độ sôi của hỗn hợp $t_s = 70^\circ\text{C}$, nhiệt độ sôi của benzen $t_{sB} = 80^\circ\text{C}$, nhiệt độ sôi của nước $t_{sA} = 100^\circ\text{C}$.

Ngoài ra, khi áp suất của hỗn hợp hơi $p = \text{const}$, nhiệt độ sôi của chất lỏng thành phần trong hỗn hợp cũng không đổi và không phụ thuộc vào thành phần (nồng độ) của nó trong hỗn hợp. Nồng độ hơi của chất lỏng dễ sôi y khi sôi hỗn hợp chất lỏng không hòa tan vào nhau không đổi và không phụ thuộc vào nồng độ chất lỏng x của nó cho đến khi toàn bộ chất lỏng dễ sôi đều biến thành hơi.

Hình 6-2 biểu diễn quan hệ phụ thuộc nồng độ hơi y của chất dễ sôi (ví dụ benzen trong hỗn hợp nước và benzen) vào nồng độ chất lỏng x cũng của chất dễ sôi đó, đường biểu diễn là $ebac$. Ta nhận thấy, với nồng độ pha lỏng benzen tăng từ $x = 0 \div 15\%$, nồng độ hơi của benzen có tăng chút ít, $y = 80 \div 90\%$, sau đó khi x tăng từ 15% đến 100% , nồng độ hơi y của benzen không đổi (đoạn bc). Đường biểu diễn $ebac$ cắt đường chéo od (đường $y = x$) tại điểm a ứng với trạng thái cân bằng khi nồng độ hơi của chất dễ sôi bằng nồng độ chất lỏng của nó $y = x$. Điểm a gọi là điểm cân bằng và hỗn hợp chất lỏng ứng với trạng thái này gọi là hỗn hợp cân bằng. Nhiệt độ sôi của hỗn hợp sẽ không đổi cho đến khi toàn bộ chất lỏng của các chất trong hỗn

hợp biến thành hơi (với hỗn hợp không ứng với trạng thái điểm a , nhiệt độ sôi của hỗn hợp sẽ không đổi chỉ đến khi một trong hai chất lỏng biến thành hơi, tiếp theo nhiệt độ sôi của hỗn hợp lúc này chính là nhiệt độ sôi của chất lỏng còn lại).

Với hỗn hợp cân bằng khi có nồng độ ban đầu $x = x_{li}$, ta không thể tách các chất ra khỏi hỗn hợp này bằng phương pháp bốc hơi, bởi vì nồng độ hơi của chất lỏng dễ sôi luôn luôn không đổi và bằng nồng độ chất lỏng trong hỗn hợp.

Với hỗn hợp khi có nồng độ chất lỏng của chất dễ sôi ban đầu x lớn hơn x_{li} ($x > x_{li}$), khi cho dung dịch này bốc hơi vì hơi của chất lỏng dễ sôi tạo ra $y = y_{bc} = x_{li} < x$ (nghĩa là nồng độ chất lỏng của chất dễ sôi trong dung dịch còn lại tăng dần trong quá trình bốc hơi) nên cuối cùng sau quá trình bốc hơi dung dịch còn lại là chất lỏng dễ sôi.

Ngược lại, với hỗn hợp chất lỏng (dung dịch) khi nồng độ chất lỏng của chất lỏng dễ sôi ban đầu x nhỏ hơn nồng độ x_{li} ($x < x_{li}$), khi cho dung dịch này bốc hơi, vì hơi của chất lỏng dễ sôi tạo ra $y = y_{bc} = x_{li} > x$ nên nồng độ chất lỏng của chất dễ sôi trong dung dịch giảm dần trong quá trình bốc hơi. Cuối cùng, sau quá trình chưng cất, dung dịch còn lại là chất lỏng khó sôi.

Trong công nghiệp người ta còn sử dụng tính chất nhiệt độ sôi của dung dịch nhỏ hơn nhiệt độ sôi của chất lỏng có nhiệt độ sôi nhỏ nhất trong dung dịch (nhiệt độ sôi của dung dịch ban đầu sẽ nhỏ đi nếu ta cho thêm vào dung dịch một lượng chất lỏng - thường là nước - có nhiệt độ sôi nhỏ hơn nhiệt độ sôi của các chất lỏng đã có trong dung dịch) để chưng cất dung dịch không hòa tan của những chất lỏng có nhiệt độ sôi lớn ở áp suất khí quyển, bằng cách cho thêm vào dung dịch này một lượng nước nhất định. Khi cho dung dịch với nước này bốc hơi, ta thu được hỗn hợp hơi của chất lỏng dễ sôi với hơi nước. Khi cho hỗn hợp hơi này ngưng tụ ta thu được dung dịch của chất lỏng dễ sôi và nước. Tiếp đó, đa số các trường hợp người ta chỉ cần dùng phương pháp lắng để tách chất lỏng dễ sôi ra khỏi nước.

6.2.2. Hỗn hợp các chất lỏng hòa tan hoàn toàn

1. Hỗn hợp lý tưởng

a. Định luật Rayl

Hỗn hợp các chất lỏng hòa tan hoàn toàn lý tưởng tuân theo định luật

Rayl:

$$p_A = P_A \cdot x_A \quad (6-14)$$

ở đây:

p_A - phân áp suất hơi của chất lỏng A trong hỗn hợp chất lỏng;

P_A - áp suất hơi bão hòa của chất lỏng A (riêng biệt không ở trong hỗn hợp) khi sôi ở nhiệt độ bằng nhiệt độ sôi của hỗn hợp chất lỏng;

x_A - nồng độ kilômol của chất lỏng A trong dung dịch.

Với hỗn hợp chất lỏng không hòa tan vào nhau ta có $p_A = P_A$.

Từ (6-14) ta thấy, phân áp suất hơi của các chất lỏng trong dung dịch hòa tan, phụ thuộc vào nồng độ chất lỏng trong dung dịch (với hỗn hợp không hòa tan, phân áp suất hơi của chất lỏng không phụ thuộc vào nồng độ chất lỏng trong dung dịch).

Người ta có thể biểu diễn định luật Rayl bằng đồ thị ở hình 6-3. Ở đây A là chất dễ sôi, B là chất khó sôi:

ON biểu diễn quan hệ $p_A = P_A \cdot x_A$

CM biểu diễn quan hệ $p_B = P_B \cdot x_B$

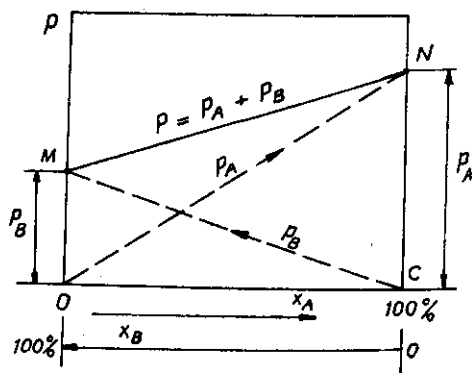
P_A, P_B ($P_A > P_B$) - áp suất hơi của chất lỏng A, B khi có nhiệt độ sôi bằng nhiệt độ sôi của hỗn hợp t_s .

Cũng ở nhiệt độ sôi t_s này, áp suất của hỗn hợp hơi (theo định luật Rayl và Dalton) được biểu diễn bằng đường thẳng MN:

$$p = p_A + p_B = P_A \cdot x_A + P_B \cdot x_B \quad (6-15)$$

Từ (6-15) ta thấy, áp suất hỗn hợp hơi của hỗn hợp chất lỏng hòa tan ngoài việc phụ thuộc vào nhiệt độ sôi của dung dịch còn phụ thuộc vào nồng độ pha lỏng của các chất có trong dung dịch.

Từ đẳng thức (6-15) ta có thể suy ra tính chất về nhiệt độ sôi của dung dịch hòa tan như sau: ở cùng áp suất, nhiệt độ sôi của hỗn hợp chất lỏng hòa tan t_s nhỏ hơn nhiệt độ sôi của chất lỏng khó sôi t_{sB}



Hình 6-3. Quan hệ áp suất, nồng độ khi sôi hỗn hợp chất lỏng hòa tan hoàn toàn

nhưng lớn hơn nhiệt độ sôi của chất lỏng dễ sôi t_{sA} ($t_{sA} < t_s < t_{sB}$).

b. Tỷ số giữa nồng độ pha hơi và nồng độ pha lỏng của chất dễ sôi trong dung dịch

Ta xét hỗn hợp gồm hai chất lỏng A và B, trong đó giả sử A là chất lỏng dễ sôi (có nhiệt độ sôi nhỏ, nhưng lại có áp suất hơi lớn hơn, $P_A > P_B$), chất lỏng B là chất khó sôi.

Từ đẳng thức (6-9) và (6-15), ta có:

$$y_A = \frac{P_A}{P} = \frac{P_A}{P_A + P_B} = \frac{P_A}{P_A \cdot x_A + P_B \cdot x_B} = \frac{P_A \cdot x_A}{P_A \cdot x_A + P_B \cdot x_B}$$

$$\frac{y_A}{x_A} = \frac{P_A}{P_A \cdot x_A + P_B(1 - x_A)} = \frac{P_A}{P_B + x_A(P_A - P_B)} \quad (a)$$

Vì A là chất dễ sôi nên $P_A > P_B$ hay $P_A - P_B > 0$ và $x_A < 1$ nên:

$$P_A - P_B > x_A(P_A - P_B)$$

$$P_A > P_B + x_A(P_A - P_B) \quad (b)$$

Từ (a) và (b) ta suy ra:

$$\frac{y_A}{x_A} > 1 \text{ hay } y > x \quad (6-16)$$

Biểu thức (6-16) đúng cho chất lỏng dễ sôi, nghĩa là với chất lỏng dễ sôi, nồng độ pha hơi của hơi bốc ra khỏi dung dịch luôn lớn hơn nồng độ pha lỏng của nó còn lại trong dung dịch.

Tương tự ta có biểu thức sau đối với chất lỏng khó sôi:

$$y < x \quad (6-17)$$

Nghĩa là, nồng độ pha hơi của chất lỏng khó sôi luôn nhỏ hơn nồng độ pha lỏng của nó có trong dung dịch.

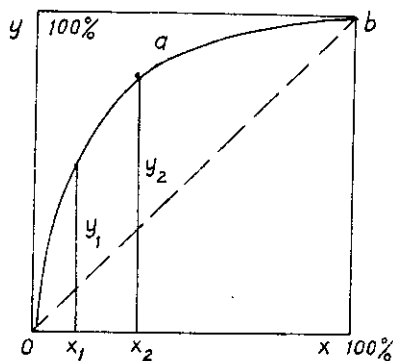
Vậy bằng phương pháp bốc hơi ta có thể tách các chất lỏng trong hỗn hợp chất lỏng hòa tan. Khi dung dịch sôi, hơi của chất lỏng dễ sôi được tạo ra có nồng độ lớn hơn nồng độ pha lỏng dễ sôi còn lại trong dung dịch. Nếu ta cho hơi này ngưng tụ lại rồi lại cho bốc hơi tiếp, ta nhận được chất dễ sôi A với nồng độ ngày càng lớn. Chất lỏng còn lại trong dung dịch sau bốc hơi là chất lỏng khó sôi.

Quan hệ phụ thuộc của nồng độ pha hơi y vào nồng độ pha lỏng x của chất dễ sôi được biểu thị bằng đồ thị $y-x$ (hình 6-4).

Đường biểu diễn quan hệ $y-x$ của chất dễ sôi là đường cong oab nằm trên đường chéo ob (có $y = x$).

Theo đồ thị này, ví dụ từ nồng độ pha lỏng của chất dễ sôi trong dung dịch x_1 ta tìm được nồng độ hơi y_1 của nó và $y_1 > x_1$.

c. Đồ thị $t-x, y$ (hay đồ thị sôi - ngưng) của dung dịch hòa tan



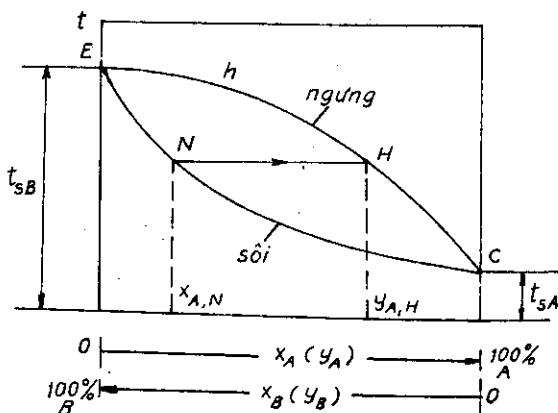
Hình 6-4. Đường cong sôi $x-y$

Hình 6-5 biểu thị nhiệt độ sôi của dung dịch hòa tan t_s phụ thuộc vào nồng độ kilômol pha lỏng x và nồng độ kilômol pha hơi y của chất lỏng trong dung dịch ở áp suất $p = \text{const}$, với A là chất dễ sôi, B là chất khó sôi ($t_{sA} < t_{sB}$).

Điểm C biểu thị hỗn hợp khi chỉ còn chất lỏng A ($x_A = 100\%$) nên nhiệt độ sôi của hỗn hợp chất lỏng bằng nhiệt độ sôi của chất A, $t_s = t_{sA}$.

Điểm E biểu thị hỗn hợp khi chỉ có chất lỏng B ($x_B = 100\%$) nên ở đây ta có: $t_s = t_{sB}$

Đường cong ENC gọi là đường cong sôi, nó biểu thị sự phụ thuộc của nhiệt độ sôi hỗn hợp chất lỏng vào nồng độ. Đường cong EHC gọi là đường cong ngưng, biểu thị sự phụ thuộc của nhiệt độ ngưng hơi của hỗn hợp phụ thuộc vào nồng độ. Vùng nằm dưới đường cong sôi là vùng chất lỏng chưa sôi, vùng nằm trên đường cong ngưng là vùng hơi quá nhiệt.



Hình 6-5. Đồ thị $t-x, y$ của quá trình sôi ngưng

Giả sử dung dịch được đốt nóng tới nhiệt độ sôi t_N , ứng với trạng thái điểm N trên đường cong sôi, lúc này nồng độ chất lỏng A là $x_{A,N}$ và nồng độ

chất lỏng B là $x_{B,N}$.

Khi dung dịch bốc hơi, hơi bão hòa khô được tạo thành ở nhiệt độ sôi không đổi ($t_N = t_{II}$) ứng với trạng thái điểm H trên đường cong ngưng. Tại điểm H , hơi có nồng độ $y_{A,II}$ lớn hơn nồng độ $x_{A,N}$ của chất lỏng sôi ở điểm N ($y_{A,II} > x_{A,N}$), vì A là chất lỏng dễ sôi.

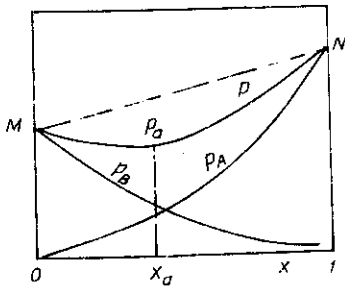
Khi biết đồ thị $t-x, y$ ta xây dựng được đồ thị $y-x$.

2. Hỗn hợp của các chất lỏng hòa tan thực

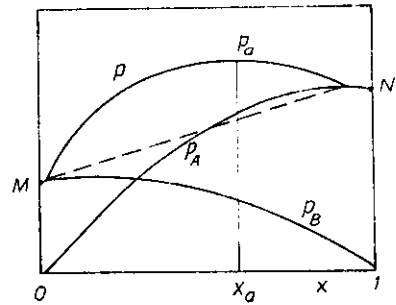
Nhiều chất lỏng hòa tan hoàn toàn vào nhau không tuân theo định luật Rayl (6-14), sự sai khác với định luật Rayl được thể hiện bởi việc đưa thêm vào hệ số hoạt động γ . Vậy ở đây phân áp suất của hơi chất lỏng A, B sẽ là:

$$\begin{aligned} p_A &= P_A \cdot x_A \cdot \gamma_A \\ p_B &= P_B \cdot x_B \cdot \gamma_B \end{aligned} \quad (6-18)$$

Với hỗn hợp lý tưởng $\gamma_A = \gamma_B = 1$ thì (6-18) trở thành (6-14). Giá trị hệ số hoạt động γ ở đây có thể lớn hơn hoặc nhỏ hơn 1 và làm cho các đường p_A, p_B và áp suất hỗn hợp $p = p_A + p_B$ không còn là đường thẳng mà là các đường cong. Khi $\gamma < 1$ thì p_A, p_B và p là các đường cong lõm (hình 6-6) và trên đường áp suất hỗn hợp có thể có giá trị nhỏ nhất p_{ii} . Tương tự như vậy, khi $\gamma > 1$, các đường p_A, p_B, p là các đường cong lồi và có thể có giá trị lớn nhất p_{ii} (hình 6-7).



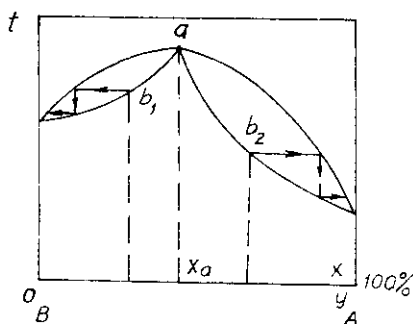
Hình 6-6.



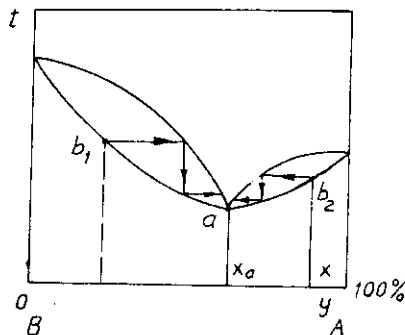
Hình 6-7.

Sự phân bố áp suất theo đường cong lõm và có giá trị áp suất nhỏ nhất p_{ii} ứng với nồng độ x_{ii} theo hình 6-6 của dung dịch hòa tan thực ứng với đồ thị $t-x, y$ ở hình 6-8 và đồ thị $y-x$ ở hình 6-10. Ở đây khi dung dịch có nồng độ ban đầu $x < x_{ii}$ (điểm b_1), sau khi chưng cất ta thu được chất B, chất A sẽ còn lại trong dung dịch (B đóng vai trò chất dễ sôi). Nếu dung dịch ban đầu có x

$> x_n$ (điểm b_2), sau khi chúng cắt ta thu được chất A (A đóng vai trò chất dễ sôi) chất còn lại là chất B.



Hình 6-8.

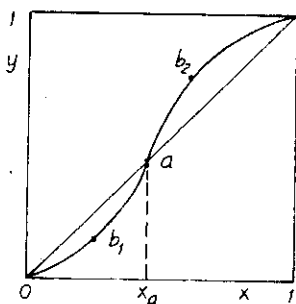


Hình 6-9.

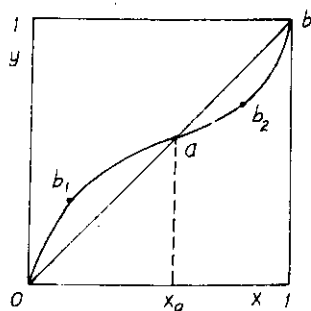
Tương tự, sự phân bố áp suất theo đường cong lồi ở hình 6-7 ứng với đồ thị $t-x, y$ ở hình 6-9 và đồ thị $y-x$ ở hình 6-11. Ở đây khi dung dịch ở trạng thái ban đầu $x < x_n$ (điểm b_1) hoặc $x > x_n$ (điểm b_2), sau khi chúng cất đều thu được dung dịch ở trạng thái điểm a (có x_n).

Dung dịch ở trạng thái điểm a gọi là dung dịch cân bằng (hình 6-10, 6-11), tại đó $y_n = x_n$ (điểm a nằm trên đường chéo).

Ở một áp suất đa cho, bằng chứng cất người ta không thể tách các thành phần ra khỏi dung dịch hòa tan ở trạng thái cân bằng. Tuy nhiên, vì trạng thái của điểm cân bằng phụ thuộc vào áp



Hình 6-10.



Hình 6-11.

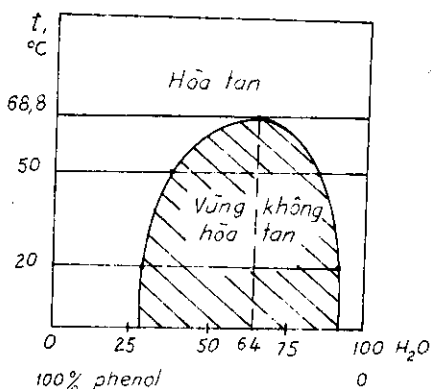
suất (nhiệt độ) nên bằng cách thay đổi áp suất để hướng điểm cân bằng a dịch chuyển sang phải đến điểm b (ứng với $x_n = 1$) thì ta có thể tách các thành phần ra khỏi dung dịch cân bằng.

6.2.3. Hỗn hợp chất lỏng hòa tan từng phần vào nhau

Hỗn hợp chất lỏng hòa tan từng phần là hỗn hợp chất lỏng (dung dịch) trong đó chúng chỉ hòa tan vào nhau ở những khoảng nhiệt độ và nồng độ chất lỏng nào đó của chúng trong dung dịch, ví dụ, dung dịch nước và phenol. Hình 6-12 biểu thị tính hòa tan của nước và phenol phụ thuộc vào nhiệt độ và nồng độ (khối lượng) của chúng trong hỗn hợp.

Vùng gạch chéo ở nhiệt độ $t < 68,8^{\circ}\text{C}$ là vùng trong đó nước không hòa tan với phenol, vùng còn lại là vùng nước hòa tan vào phenol.

Vậy với hỗn hợp chất lỏng hòa tan từng phần vào nhau, tùy theo nhiệt độ và nồng độ mà ta có: vùng chất lỏng hòa tan, tính toán giống như đối với hỗn hợp hòa tan hoàn toàn (tuân theo định luật Rayl) và vùng chất lỏng không hòa tan, tính toán giống như hỗn hợp không hòa tan vào nhau.



Hình 6-12. Sự phụ thuộc vào nồng độ và nhiệt độ của hỗn hợp chất lỏng

6.3. THIẾT BỊ TÍNH CẮT

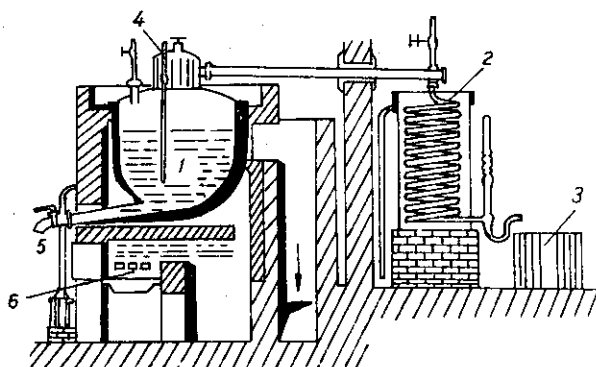
6.3.1. Cấu tạo thiết bị

Cũng giống như thiết bị cô đặc, thiết bị tính cắt được phân loại theo quá trình: thiết bị làm việc liên tục khi dung dịch đưa vào và lấy ra liên tục hay thiết bị làm việc gián đoạn khi dung dịch đưa vào và lấy ra sau một thời gian nhất định; thiết bị tính cắt một lần (một nồi tính cắt) và thiết bị tính cắt nhiều lần (nhiều nồi tính cắt nối tiếp nhau).

Cấu tạo thiết bị tính cắt cũng giống như thiết bị cô đặc, gồm hai bộ phận chính: bộ phận cấp nhiệt, bốc hơi (dàn ống, ...) và bộ phận phân ly.

Thiết bị tính cắt còn có thể được chia làm hai loại: loại thể tích và loại màng mỏng chất lỏng.

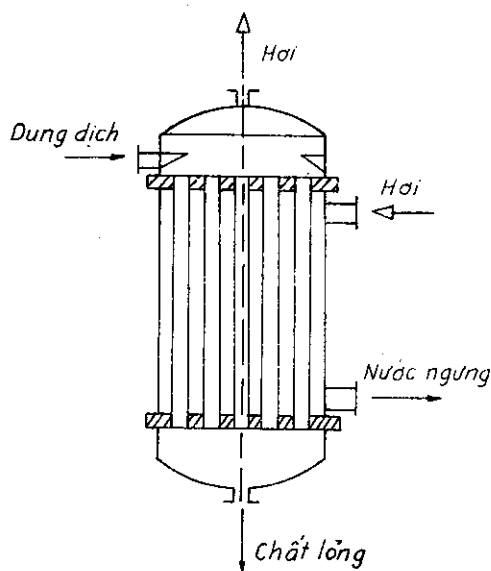
Thiết bị tính cắt loại thể tích có thể tích lớn chứa dung dịch cần cô đặc dùng cho quá trình làm việc gián đoạn theo



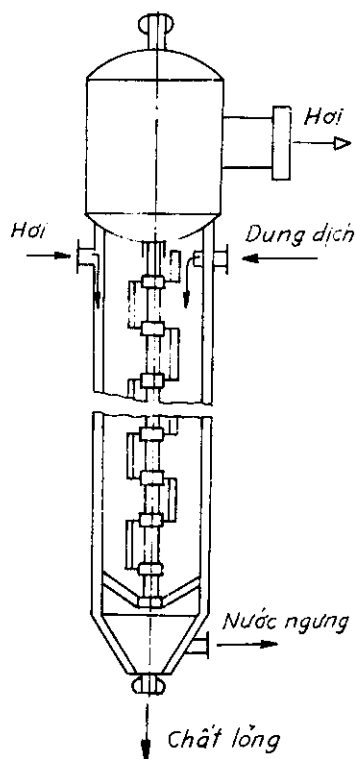
Hình 6-13. Thiết bị tính cắt thể tích
1. Nồi tính cắt; 2. Bộ phận ngưng; 3. Bình chứa chất lỏng tinh cất; 4. Nhiệt kế; 5. Van để tháo dung dịch còn lại sau tính cắt; 6. Buồng đốt.

chu kỳ. Hình 6-13 trình bày thiết bị tinh cất thể tích.

Thiết bị tinh cất loại màng mỏng chất lỏng được chia làm hai loại: loại dàn ống và loại rôto. Loại dàn ống (hình 6-14) gồm nhiều ống nhỏ, dung dịch chảy từ trên xuống dưới nhận nhiệt của hơi nước ngưng tụ bên ngoài các ống nhỏ, hơi của chất lỏng dễ sôi lấy ra ở phía trên. Loại rôto (hình 6-15), ở đây hơi nước đi vào và ngưng tụ tại vỏ bọc bên ngoài của thiết bị truyền nhiệt cho dung dịch, dung dịch được rôto quay văng ra ngoài tiếp xúc với mặt trong của vỏ bọc.



Hình 6-14. Thiết bị tinh cất màng mỏng loại dàn ống



Hình 6-15. Thiết bị tinh cất màng mỏng loại rôto

6.3.2. Các quá trình trong thiết bị tinh cất

1. Các quá trình trong thiết bị tinh cất liên tục nhiều lần tinh cất (nhiều cấp)

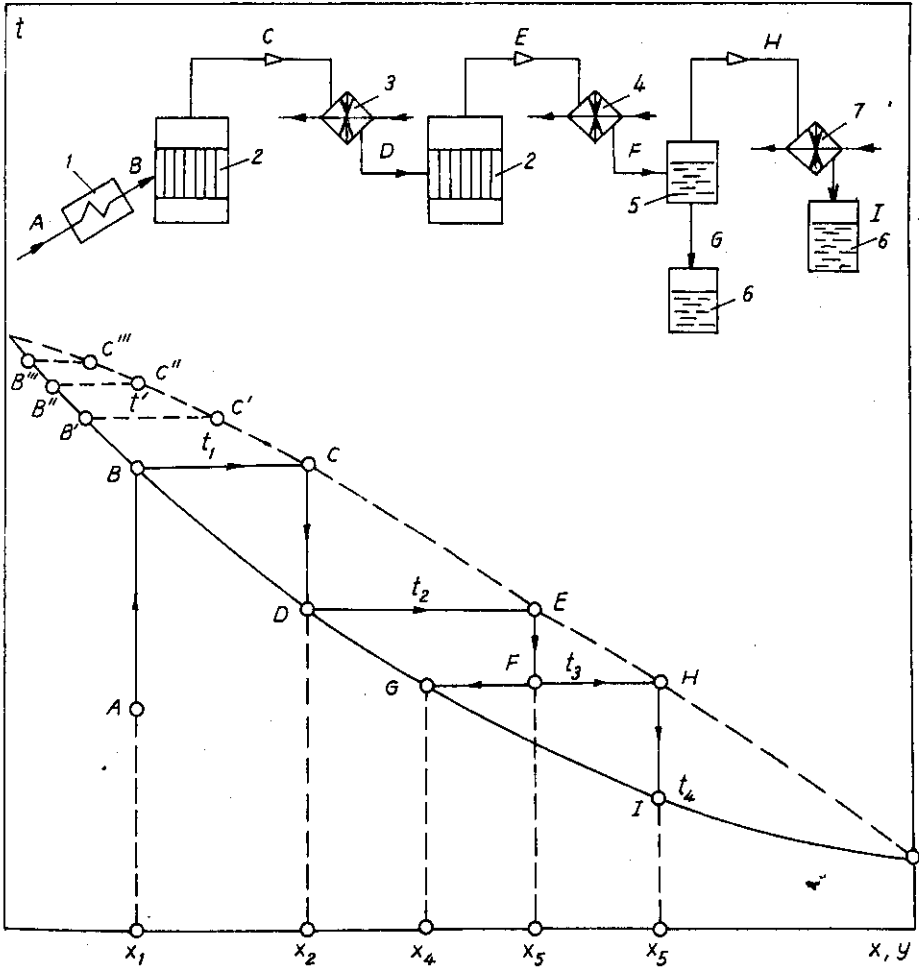
Hình 6-16 trình bày sơ đồ thiết bị và các quá trình xảy ra trong thiết bị

tính cất liên tục hai cấp, trong đó:

AB - quá trình đốt nóng dung dịch từ nhiệt độ ban đầu t_A đến nhiệt độ sôi t_B được thực hiện trong bộ đốt nóng 1 ở nồng độ $x_1 = \text{const}$.

BC - quá trình bốc hơi chất lỏng dễ sôi của dung dịch ở nhiệt độ t_1 tại nồi tinh cất cấp 1. Hơi bão hòa khô của hỗn hợp tạo ra (tại điểm C) có nồng độ hơi y_2 lớn hơn nồng độ chất lỏng x_1 (tại điểm B)

CD - quá trình ngưng tụ tại bình ngưng 3. Hơi bão hòa khô của hỗn hợp



Hình 8-10. Sơ đồ thiết bị và các quá trình xảy ra trong thiết bị tinh cất liên tục hai cấp
 1. Bộ phận đốt nóng dung dịch đến nhiệt độ sôi; 2. Nồi tinh cất cấp 1 và cấp 2;
 3. Bình ngưng cấp 1; 4. Bình ngưng không hoàn toàn cấp 2; 5. Bình tách ly;
 7. Bình ngưng; 6. Bình chứa.

tại C có nồng độ y_2 ngưng tụ tạo thành chất lỏng tại điểm D có nồng độ chất lỏng $x_2 = y_2$. Ở đây nhiệt độ giảm từ t_1 (điểm C) đến t_2 (điểm D).

DE - quá trình bốc hơi dung dịch trong nồi tinh cất cấp II ở nhiệt độ $t_2 = \text{const}$. Hơi bão hòa khô của hỗn hợp tạo ra ở điểm E có nồng độ hơi y_3 lớn hơn nồng độ chất lỏng của chất dễ sôi x_2 trong dung dịch.

EF - quá trình ngưng tụ không hoàn toàn trong bình ngưng 4. Hơi bão hòa khô của hỗn hợp biến thành hơi bão hòa ẩm (điểm F) ở nồng độ không đổi. Nhiệt độ trong quá trình này giảm từ t_2 đến t_3 .

FG, FH - quá trình tách ly trong bình tách ly 5. Hơi bão hòa ẩm ở điểm F , một phần biến thành chất lỏng ở điểm G có nồng độ x_4 , một phần biến thành hơi bão hòa khô ở điểm H có nồng độ hơi y_5 .

HI - quá trình ngưng tụ trong bình ngưng 7. Hơi bão hòa khô ở nồng độ y_5 biến thành chất lỏng ở nồng độ $x_5 = y_5$. Nhiệt độ giảm từ t_3 đến t_4 .

Trong thiết bị này do ta sử dụng quá trình ngưng không hoàn toàn EF và bình tách ly 5 nên kết quả thu được chất lỏng tinh cất (chất dễ sôi) ở hai nồng độ là x_4 và x_5 . Nếu trong thiết bị ta sử dụng bình 4 là bình ngưng hoàn toàn thì ta chỉ thu được chất lỏng tinh cất ở nồng độ $x_3 < x_5$.

2. Các quá trình trong thiết bị tinh cất gián đoạn theo chu kỳ

Thiết bị tinh cất gián đoạn theo chu kỳ đã trình bày trên hình 6-13 (chỉ bao gồm nồi tinh cất và bình ngưng), quá trình tinh cất này cũng được thể hiện trên hình 6-16 (phần bên trái điểm B).

Dung dịch ban đầu đưa vào ở điểm A có nồng độ pha lỏng chất dễ sôi x_1 . Tại nồi tinh cất, dung dịch được đốt nóng đến nhiệt độ sôi (điểm B) và bốc hơi (quá trình BC). Hơi bão hòa tại C sau khi ngưng tụ trong bình ngưng, ta thu được chất lỏng đã tinh cất có nồng độ $x_c = x_2 > x_1$. Tiếp theo đó nồng độ chất lỏng dễ sôi trong nồi tinh cất giảm đến (điểm B') và sau khi bốc hơi rồi ngưng tụ ta thu được chất lỏng tinh cất ở nồng độ $x'_c < x_c$. Sau đó nồng độ chất lỏng của chất dễ sôi trong nồi cô tiếp tục giảm ứng với các điểm B'' , $B''' \dots$ và nồng độ chất lỏng tinh cất cũng giảm theo ứng với các điểm C'' , $C''' \dots$. Chúng ta nhận thấy, sau một thời gian nào đó khi nồng độ chất lỏng tinh cất thu được có giá trị bằng với nồng độ ban đầu trong dung dịch. Tiếp theo đó quá trình tinh cất phải dừng lại vì nếu không sẽ thu được chất lỏng tinh cất lại có nồng độ nhỏ hơn nồng độ ban đầu.

Tóm lại, cần lưu ý rằng trong quá trình tinh cất theo chu kỳ, theo thời gian nồng độ chất lỏng tinh cất thu được giảm dần và nhiệt độ sôi trong dung dịch tăng dần ($t_1 < t'$).

6.3.3. Tính toán thiết bị tinh cất chu kỳ một lần tinh cất

Ở đây cần xác định lượng chất lỏng đã tinh cất được (chất lỏng dễ sôi) ΔW ở nồng độ x kmol là bao nhiêu sau chu kỳ tinh cất. Gọi W là lượng dung dịch có trong nồi tinh cất, nồng độ chất lỏng của chất dễ sôi trong dung dịch là x , nồng độ hơi của chất lỏng dễ sôi trong hỗn hợp hơi tạo ra là y . Sau khoảng thời gian vô cùng nhỏ dt có lượng hơi hỗn hợp tạo thành dW . Ta có phương trình cân bằng chất cho nồi tinh cất sau thời gian dt (hình 6-17) như sau:

$$W \cdot x = (W - dW)(x - dx) + y dW$$

$$W \cdot x = W \cdot x - W dx - x dW + dW dx + y dW$$

$$dW(y - x) = W dx - dW \cdot dx$$

Khi ta bỏ qua thành phần rất nhỏ $dW \cdot dx$, ta có:

$$dW(y - x) = W dx$$

$$\frac{dW}{W} = \frac{dx}{y - x}$$

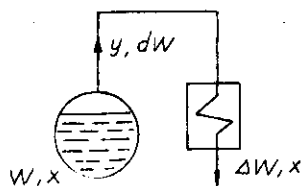
Khi ký hiệu lượng dung dịch ban đầu có trong nồi tinh cất W_1 ở nồng độ chất lỏng dễ sôi x_1 , lượng dung dịch còn lại sau tinh cất W_2 ở nồng độ chất lỏng dễ sôi x_2 , ta có:

$$\int_{W_2}^{W_1} \frac{dW}{W} = \int_{x_2}^{x_1} \frac{dx}{y - x}$$

$$\ln \frac{W_1}{W_2} = \int_{x_2}^{x_1} \frac{dx}{y - x} = \alpha$$

$$\frac{W_1}{W_2} = e^{\alpha}$$

$$\text{hay: } W_2 = \frac{W_1}{e^{\alpha}} \quad (6-18)$$



Hình 6-17.

$$\alpha = \int_{x_2}^{x_1} \frac{dx}{y-x} \quad (6-19)$$

$$\Delta W = W_1 - W_2$$

Từ các công thức trên, khi cho lượng dung dịch ban đầu W_1 , nồng độ chất lỏng chất dễ sôi trong dung dịch ban đầu x_1 và cuối x_2 . Với đường cong trên đồ thị $y-x$, ta có thể xác định được lượng chất lỏng ΔW đã tinh cất được.

Lượng chất lỏng dễ sôi có trong dung dịch ban đầu $G_1 = x_1 W_1$, lượng chất lỏng dễ sôi có trong dung dịch sau tinh cất $G_2 = x_2 W_2$, vậy lượng chất lỏng chất dễ sôi thu được (sau khi cho ngưng tụ) G bằng:

$$G = G_1 - G_2 = x_1 W_1 - x_2 W_2$$

Nồng độ chất lỏng (chất dễ sôi) thu được sau khi tinh cất bằng:

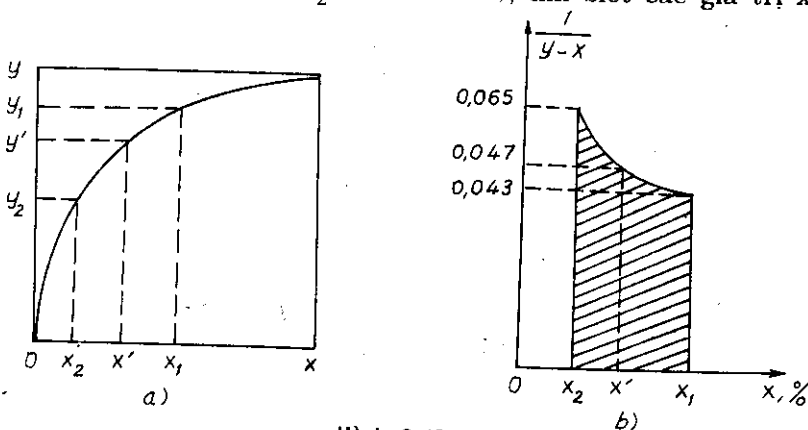
$$x = \frac{G}{\Delta W} = \frac{x_1 W_1 - x_2 W_2}{W_1 - W_2} \quad (6-21)$$

Ví dụ 6.1

Thiết bị tinh cất chu kỳ một lần tinh cất có dung dịch gồm hai chất lỏng: CS_2 (chất dễ sôi) và CCl_4 (chất khó sôi). Biết nồng độ kilômol của chất lỏng dễ sôi trong dung dịch ban đầu $x_1 = 0,432$ và trong dung dịch còn lại sau tinh cất $x_2 = 0,147$. Xác định nồng độ kilômol của CS_2 thu được và lượng CS_2 thu được sau tinh cất, nếu biết lượng dung dịch ban đầu $W_1 = 1 \text{ kmol}$.

Giải

Từ đồ thị $y-x$ của chất CS_2 (hình 6-18a), khi biết các giá trị x ta tìm



Hình 6-18.

được giá trị y (nồng độ kilômol của pha hơi), từ đó tìm được giá trị $\frac{1}{y-x}$ như bảng sau.

$x, \%$	$y, \%$	$\frac{1}{y-x}$
43,2	66,4	0,0432
27,7	49,1	0,047
14,7	30,2	0,065

Từ các giá trị của x và $1/(y-x)$ ta vẽ đồ thị hình 6-18b. Trong đồ thị này, diện tích phần gạch chéo là giá trị của α theo công thức (6-19):

$$\alpha = \int_{x_2}^{x_1} \frac{1}{y-x} dx = 1,36$$

Lượng dung dịch còn lại sau tinh cất W_2 theo công thức (6-18):

$$W_2 = \frac{W_1}{e^\alpha} = \frac{1}{e^{1,36}} = 0,25 \text{ kmol}$$

Lượng chất dễ sôi CS_2 lấy ra sau tinh cất:

$$\Delta W = W_1 - W_2 = 1 - 0,25 = 0,75 \text{ kmol}$$

ở nồng độ x :

$$x = \frac{x_1 W_1 - x_2 W_2}{W_1 - W_2} = \frac{0,432 \times 1 - 0,147 \times 0,25}{0,75} = 0,53 = 53 \%$$

6.4. THIẾT BỊ CHUNG CẤT

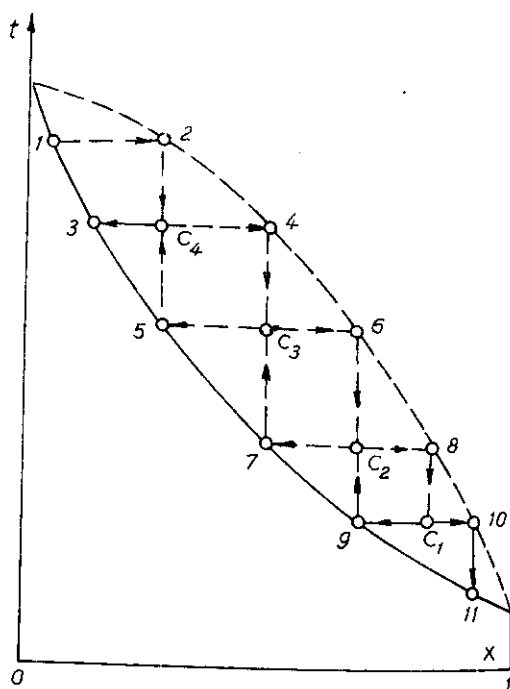
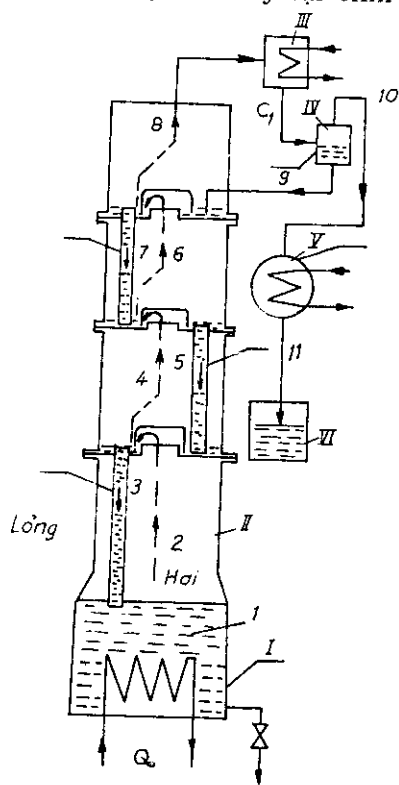
6.4.1. Các quá trình

Khi thực hiện quá trình tinh cất nhiều lần bằng cách cho dung dịch bốc hơi tại nồi tinh cất và ngưng tụ tại bình ngưng như sơ đồ ở hình 6-16 sẽ gây tốn kém vật liệu chế tạo các nồi tinh cất và các bình ngưng. Vì vậy, để tiết kiệm vật liệu chế tạo thiết bị cho việc thực hiện quá trình tinh cất nhiều lần, người ta sử dụng nguyên lý bốc hơi và ngưng tụ từng phần trong quá trình trao đổi nhiệt kiểu hỗn hợp (để hai dòng hơi và chất lỏng tiếp xúc trực tiếp với nhau). Quá trình tinh cất như vậy ta gọi là quá trình chưng cất. Hình

6-19 thể hiện nguyên lý cấu tạo thiết bị chưng cất và các quá trình của nó trên đồ thị $t-x$.

Trên đồ thị, 1-2 là quá trình nhận nhiệt Q và bốc hơi dung dịch tạo ra hơi hỗn hợp bão hòa khô; 2- C_4 là quá trình ngưng hơi không hoàn toàn tạo thành hơi ẩm do hơi ở điểm 2 đi lên tiếp xúc với chất lỏng lạnh ở điểm 5 đi xuống.

Hơi bão hòa ẩm C_4 tạo ra lại được tách ly thành hơi 4 đi lên và lỏng 3 đi xuống nồi chưng; 4- C_3 là quá trình ngưng không hoàn toàn tạo ra hơi ẩm C_3 do hơi 4 đi lên gặp lỏng lạnh 7 đi xuống. Hơi bão hòa ẩm C_3 lại được tách thành hơi 6 đi lên và lỏng 5 đi xuống; 6- C_2 là quá trình ngưng không hoàn toàn tạo ra hơi ẩm C_2 do hơi 6 đi lên gặp lỏng lạnh 9 đi xuống. Hơi ẩm C_2 lại được tách ly thành hơi 8 đi lên và lỏng 7 đi xuống; 8- C_1 là quá trình ngưng không hoàn toàn kiểu bề mặt tại bình ngưng III. Sau đó hơi bão hòa ẩm C_1 tạo ra được tách ly tại bình tách ly IV tạo nên hơi 10 và lỏng 9. Lỏng 9 lại



Hình 6-19. Nguyên lý cấu tạo thiết bị chưng cất và đồ thị $t-x$ của quá trình
I - Nồi chưng; II - Tháp chưng; III - Bình ngưng không hoàn toàn; IV - Bình tách ly;
V - Bình ngưng; VI - Bình chứa.

chảy về tháp, còn hơi 10 được ngưng tụ hoàn toàn tại bình ngưng V tạo thành chất lỏng (chất dễ sôi) đã được tinh cất ở nồng độ x_{II} và chứa tại bình VI.

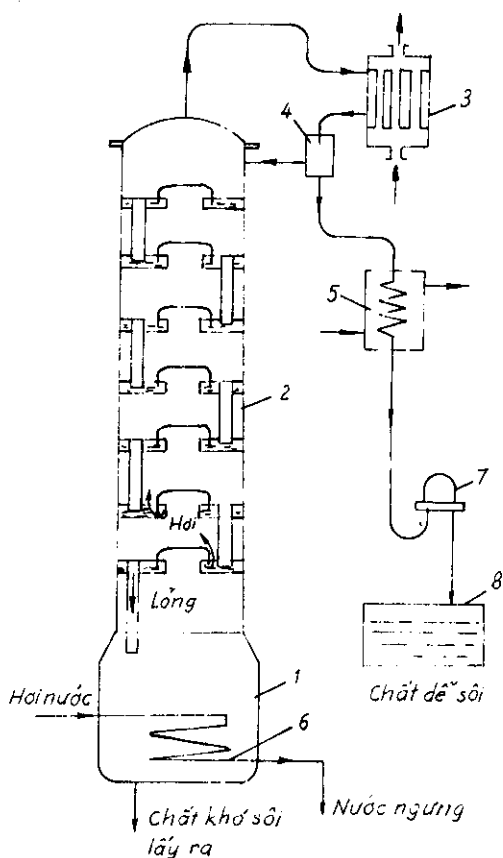
6.4.2 Cấu tạo thiết bị chưng cất

Thiết bị chưng cất được chia làm hai loại: thiết bị hoạt động theo chu kỳ và thiết bị hoạt động liên tục.

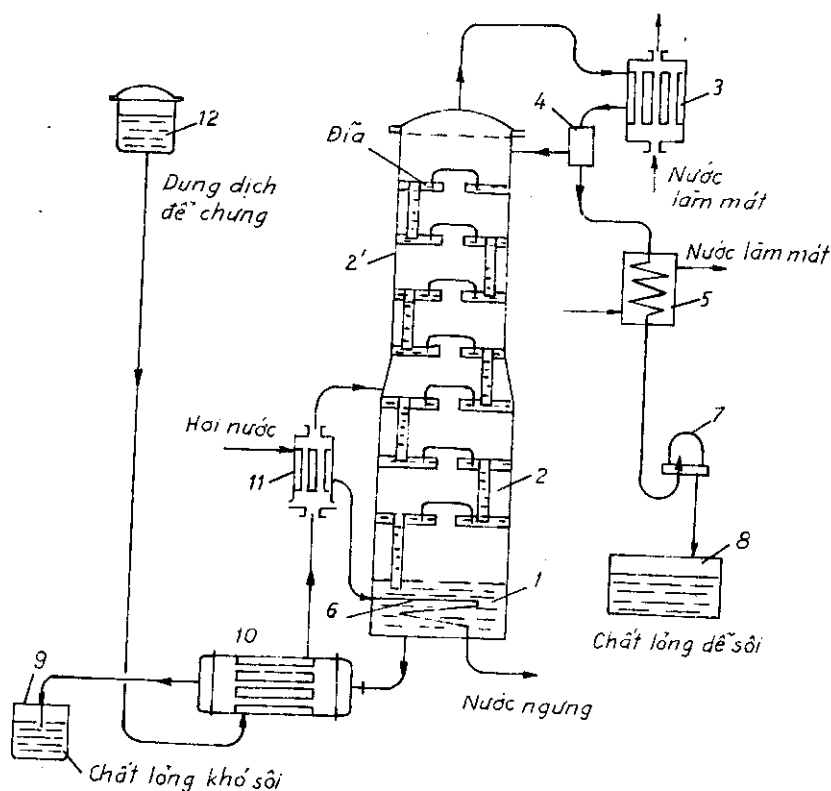
Trong thiết bị hoạt động theo chu kỳ, người cho cho dung dịch ban đầu vào nồi chưng, sau một thời gian nhất định người ta thu được chất lỏng đã được chưng cất (chất dễ sôi) và lấy chất lỏng còn lại trong nồi chưng (chất khó sôi) ra ngoài, sau đó tiếp tục chu kỳ mới.

Hình 6-19 trình bày sơ đồ nguyên lý và các quá trình thiết bị chưng chu kỳ, hình 6-20 trình bày thiết bị chưng chu kỳ.

Nhược điểm của thiết bị chưng chu kỳ là tổn thất nhiệt lớn do phải lấy dung dịch nóng còn lại sau chu kỳ chưng và cho dung dịch lạnh mới vào. Mặt khác như đã nói, với thiết bị tinh cất chu kỳ, trong quá trình chưng vì nồng độ chất lỏng dễ sôi trong nồi chưng giảm nên nồng độ hơi của chất dễ sôi cũng giảm, muốn tăng các nồng độ trên ta phải tăng lượng chất lỏng đã tinh cất qua bình tách ly 4 trở về tháp chưng. Kết quả là lượng nhiệt cung cấp cho nồi chưng phải tăng và lượng nước làm mát bình ngưng 3 cũng tăng. Do vậy, thiết bị chưng chu kỳ chỉ sử dụng trong trường hợp công suất chưng nhỏ và khi cần lấy chất lỏng ra gần như tinh khiết (nồng độ rất cao).



Hình 6-20. Thiết bị chưng cất theo chu kỳ
1. Nồi chưng; 2. Tháp chưng; 3. Bình ngưng không hoàn toàn; 4. Bình tách ly; 5. Bình ngưng; 6. Ống xoắn cho hơi nước ngưng; 7. Bộ phận kiểm tra; 8. Bình chứa chất lỏng đã chưng cất.

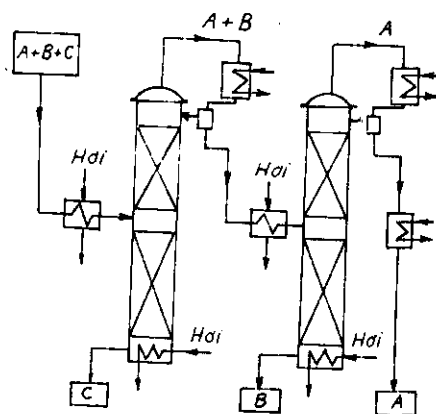


Hình 6-21. Thiết bị chưng cất liên tục hai chất lỏng

1. Nồi chưng; 2. Phần dưới của tháp chưng; 2'. Phần trên của tháp chưng không hoàn toàn; 4. Bình tách ly; 5. Bình ngưng; 6. Ống xoắn hơi ngưng; 7. Bộ phận kiểm tra; 8. Bình đựng chất lỏng đã chưng (chất dễ sôi); 9. Bình đựng chất khó sôi lấy ra từ nồi chưng; 10. Thiết bị hồi nhiệt (lấy nhiệt của chất lỏng khó sôi lấy ra đốt nóng dung dịch mới đưa vào); 11. Calorife để đốt nóng dung dịch đưa vào tháp chưng; 12. Thùng chứa dung dịch.

Trong trường hợp thiết bị chưng cất liên tục, dung dịch đưa vào một cách liên tục. Hình 6-21 trình bày thiết bị chưng cất liên tục dung dịch hai chất lỏng.

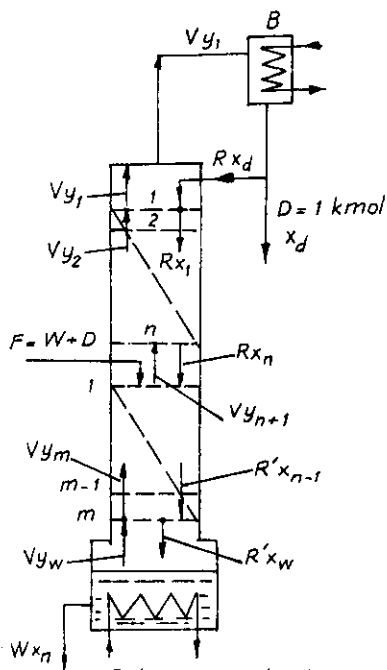
Trong thiết bị này, tháp chưng gồm nhiều đĩa được chia làm hai phần: phần đỉnh chỉ có chất lỏng đã chưng từ bình tách ly chảy xuống để



Hình 6-22. Sơ đồ nguyên lý thiết bị chưng cất liên tục dung dịch ba chất lỏng

làm cho hơi ngưng tụ, phần đáy do dung dịch mới được đưa vào, nên chất lỏng lạnh ở đây gồm có dung dịch mới đưa vào và chất lỏng từ trên đưa xuống để làm hơi ngưng tụ. Dung dịch mới được chảy vào tháp chưng nhờ bơm hoặc nhờ thùng chứa đặt trên cao, đầu tiên qua thiết bị hồi nhiệt rồi qua calorife để đốt nóng tới nhiệt độ sôi tương ứng và đưa vào tháp chưng. Các quá trình còn lại cũng giống như thiết bị chưng chu kỳ đã trình bày.

Hình 6-22 trình bày thiết bị chưng cất liên tục dung dịch gồm ba chất lỏng A, B, C. Ở đây C là chất lỏng có nhiệt độ sôi cao nhất nên qua tháp chưng thứ nhất được lấy ra ngoài ở phía dưới. Dung dịch còn lại là hỗn hợp của A và B, trong đó A là chất dễ sôi, B là chất khó sôi, qua tháp chưng thứ hai ta tách được hai chất A và B.



Hình 6-23. Tháp chưng cất liên tục

6.4.3. Tính toán thiết bị chưng dung dịch gồm hai chất lỏng

1. Xác định số đĩa của tháp chưng

Hình 6-23 trình bày tháp chưng liên tục được mô tả trong hình 6-21. Số đĩa được ký hiệu từ trên xuống dưới như sau: với phần trên của tháp ta ký hiệu đĩa từ 1, 2, ..., n, với phần dưới của tháp (khi đưa dung dịch vào) ta ký hiệu đĩa từ 1, 2, ..., m - 1, m. Ở đây cần xác định tổng số đĩa N trong toàn bộ tháp.

Ta sử dụng phương pháp đồ thị - giải tích để giải bài toán trên.

Giả thiết:

- Cứ 1 kmol hơi ngưng tụ tỏa lượng nhiệt làm bốc hơi 1 kmol chất lỏng.
- Lượng hơi V như nhau đi từ đĩa dưới lên đĩa trên cùng của tháp.
- Lượng chất lỏng R như nhau đi từ đĩa 1, 2 đến n và $R' = R + F$ từ đĩa 1, 2 đến m.
- Chất lỏng ngưng R của chất dễ sôi từ bình ngưng không hoàn toàn B trở về tháp có nồng độ x_d bằng nồng độ hơi của chất dễ sôi y_1 từ tháp vào

bình ngưng B ($x_d = y_1$)

Ngoài ra, chúng ta ký hiệu:

F - số kilômol dung dịch đưa vào ở nhiệt độ sôi ứng với 1 $kmol$ ($D = 1$) chất lỏng dễ sôi thu được sau chưng cất.

R - số kilômol chất lỏng từ bình ngưng B quay về tháp ứng với 1 $kmol$ chất dễ sôi thu được.

$R' = R + F$ - số kilômol đi từ đĩa 1, 2 đến m

W - số kilômol của dung dịch còn lại lấy ra ứng với 1 $kmol$ chất dễ sôi thu được.

V - số kilômol hơi tạo ra đi từ dưới lên trên tháp ứng với 1 $kmol$ chất dễ sôi thu được

$D = 1$ kilômol chất lỏng dễ sôi thu được trong một đơn vị thời gian.

x_d - nồng độ kilômol chất lỏng của chất dễ sôi khi ra khỏi bình ngưng B .

x_1 - nồng độ kilômol chất lỏng chất dễ sôi trong dung dịch đưa vào.

$x_1, x_2, \dots, x_n, x_{m-1}, x_m$ - nồng độ chất lỏng của chất dễ sôi trong dung dịch ở các đĩa tương ứng.

$y_1, y_2, \dots, y_n, y_m$ - nồng độ kilômol hơi của chất dễ sôi trong hỗn hợp hơi ở các đĩa tương ứng.

Phương trình cân bằng chất đối với các đĩa ở phần trên tháp như sau:

- Với đĩa thứ nhất:

$$V \cdot y_2 + R x_d = V \cdot y_1 + R \cdot x_1 \quad (a)$$

Vì ở đây $y_1 = x_d$; $V = R \cdot D = R + 1$. Vậy từ (a) ta có:

$$(R + 1) x_d = R x_1 + x_d$$

từ đó:

$$y_2 = \frac{R}{R+1} x_1 + \frac{x_d}{R+1} \quad (b)$$

Tương tự đối với đĩa thứ từ 1 đến n :

$$V \cdot y_{n+1} + R x_d = V \cdot y_1 + R \cdot x_n$$

$$V \cdot y_{n+1} + R x_d = \frac{V}{R+1} x_d + R x_n$$

$$y_{n+1} = \frac{R}{R+1} x_n + \frac{x_d}{R+1} \quad (c)$$

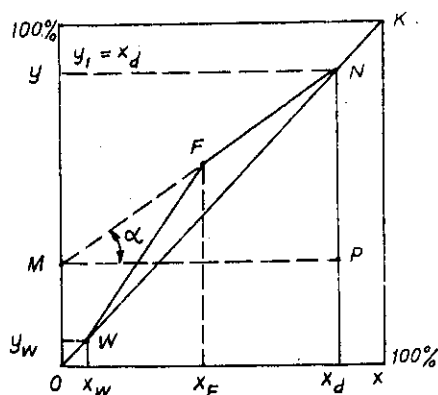
Khi ký hiệu:

$$\frac{R}{R+1} = A; \quad \frac{x_d}{R+1} = B$$

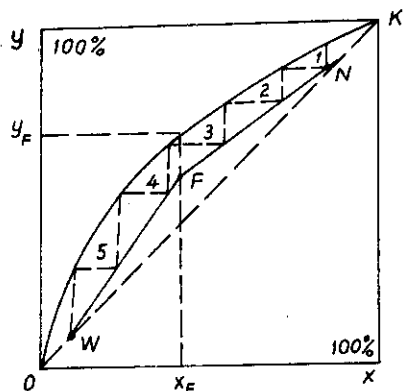
theo (c), ta có:

$$y_{n+1} = A.x_n + B \quad (6-22)$$

Biểu thức (6-22) cho thấy quan hệ phụ thuộc của nồng độ hơi y vào nồng độ chất lỏng x của chất dễ sôi trong phần trên của tháp chưng là quan hệ tuyến tính với tang của góc nghiêng với trục hoành bằng A và đường thẳng này cắt trục tung tại M có giá trị $OM = B$ (hình 6-24). Phương trình (6-22) gọi là phương trình ngưng tụ và đường thẳng FN biểu diễn phương trình này gọi là đường ngưng của phần trên tháp chưng.



Hình 6-24.



Hình 6-25.

Để tìm phương trình ngưng cho phần dưới của tháp, ta viết phương trình cân bằng chất cho đĩa m . Từ hình 6-23, ta có:

$$V.y_w + R'.x_{m-1} = V.y_m + R'.x_w \quad (d)$$

Ở đây ta giả thiết $y_w = x_w$, ngoài ra ta có $R' = R + F$ và $V = R + 1$, từ (d) ta có:

$$(R+1)x_w + (R+F)x_{m-1} = (R+1)y_m + (R+F)x_w$$

$$y_m = \frac{R+F}{R+1} x_{m-1} + \frac{1-F}{R+1} x_w$$

$$y_m = A'x_{m-1} + B' \quad (6-23)$$

với:

$$A' = \frac{R + F}{R + 1} ; B' = \frac{1 - F}{R + 1}$$

Phương trình (6-23) gọi là phương trình ngưng và đường thẳng ứng với nó WF gọi là đường ngưng của phần dưới tháp chưng. Đường ngưng này có tang góc nghiêng với trục hoành bằng giá trị A' và cắt trục tung ở giá trị B' .

Hình 6-24 trình bày cách xác định các đường thẳng ngưng FN của phần trên tháp và FW của phần dưới tháp.

Ở đây trên đường chéo OK biểu thị $y = x$ từ các giá trị đã cho x_w, x_d , ta xác định được điểm W (điểm của đĩa cuối cùng m của tháp vì ở đây ta giả thiết $(y_w = x_w)$ và điểm N (điểm của đĩa trên cùng vì ở đây ta cũng giả thiết $y_l = x_d$). Trên trục tung ta lấy điểm M có $OM = B = \frac{x_d}{R + 1}$, đường MN cắt đường x_l tại F . Đường FN biểu thị phương trình (6-22), vì ta có:

$$\begin{aligned} \operatorname{tg} \alpha &= \frac{NP}{MP} = \frac{y_l - OM}{x_d} = \frac{x_d - \frac{x_d}{R + 1}}{x_d} \\ \operatorname{tg} \alpha &= \frac{R}{R + 1} = A \end{aligned}$$

Nối điểm F và W , đường FW biểu thị phương trình (6-23) vì phương trình đường thẳng này phải qua điểm W (có $y_w = x_w$) và điểm F (là điểm cuối cùng của đường NF). Tóm lại, đường gấp khúc WFN biểu thị đường ngưng của toàn bộ tháp.

Sau khi đã xác định được đường ngưng WFN , ta có thể xác định được số đĩa của tháp chưng khi biết đường cong $y-x$ của chất dễ sôi (hình 6-25).

Từ điểm N ta kẻ đường song song với trục tung cắt đường $y-x$, từ đó kẻ đường thẳng đứng cắt đường FN rồi lại kẻ đường nằm ngang. Cứ làm như vậy đến khi đạt tới điểm W (gần sát điểm W là được). Theo cách vẽ trên hình 6-25 ta được 5 tầng đĩa của tháp chưng.

Số đĩa N tìm được theo phương pháp trên gọi là số đĩa lý thuyết, thực nghiệm cho thấy số đĩa N thực tế lớn hơn số đĩa lý thuyết, bởi vì khi giải lý thuyết ta đã đưa ra các giả thiết đơn giản bài toán.

Số đĩa thực tế N_1 được xác định bằng biểu thức:

$$N_1 = \frac{N}{\eta} \quad (6-24)$$

η - hiệu suất của đĩa.

Hiệu suất đĩa η phụ thuộc vào áp suất làm việc p và khoảng cách giữa các đĩa H . Khi áp suất làm việc tăng dần tới hiệu suất tăng, khoảng cách H tăng cũng dẫn tới hiệu suất tăng. Giá trị hiệu suất nằm trong khoảng $\eta = 0,5 \div 0,9$.

Từ (6-22) ta thấy, việc xác định số đĩa N phụ thuộc vào giá trị của R , khi tính toán gần đúng có thể lấy $R = (1,5 \div 2,5)R_{\min}$, với $R_{\min}$ tính theo công thức sau:

$$R_{\min} = \frac{x_d - y_F}{y_F - x_F} \quad (6-25)$$

x_F, y_F - nồng độ kilômol pha lỏng, pha hơi của chất dễ sôi trong dung dịch đưa vào.

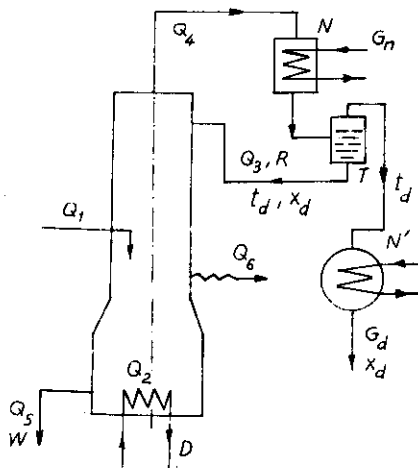
2. Xác định lượng hơi cần cung cấp cho thiết bị chưng cất động liên tục

Hình 6-26 mô tả thiết bị chưng cất, theo sơ đồ ta có cân bằng nhiệt:

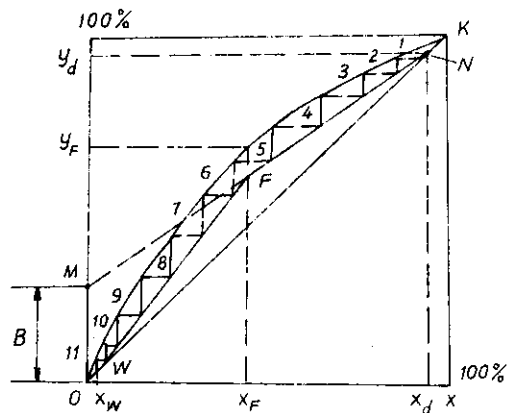
$$Q_1 + Q_2 + Q_3 = Q_4 + Q_5 + Q_6 \quad (6-26)$$

ở đây:

Q_1 - nhiệt do dung dịch mang vào:



Hình 6-26. Sơ đồ quá trình chưng cất



Hình 6-27.

$$Q_1 = G_F C_F t_F \quad (6-27)$$

G_F - lượng dung dịch đưa vào, kg/h

C_F - nhiệt dung riêng của dung dịch, $kJ/kg.\text{độ}$

t_F - nhiệt độ dung dịch, $^{\circ}C$

Q_2 - nhiệt do hơi nước cung cấp:

$$Q_2 = D(i - i') \quad (6-28)$$

D - lượng hơi nước để đốt nóng, kg/h

i - entanpi của hơi nước đưa vào, kJ/kg

i' - entanpi của nước ngưng lấy ra, kJ/kg

Q_3 - nhiệt do chất lỏng ngưng từ bình tách ly T mang vào tháp chưng,

$$Q_3 = G_d R C_d t_d \quad (6-29)$$

G_d - lượng chất lỏng để sôi thu được sau chưng cất, kg/h

R - lượng chất lỏng quay về tháp ứng với 1 kg chất để sôi thu được, kg/kg

C_d - nhiệt dung riêng của chất lỏng để sôi thu được, $kJ/kg.\text{độ}$

t_d - nhiệt độ của chất lỏng đưa trở lại tháp, $^{\circ}C$

Nhiệt dung riêng C_d được xác định theo công thức (5-5).

$$C_d = \frac{C_A a_d + C_B (100 - a_d)}{100} \quad (6-29a)$$

ở đây:

C_A - nhiệt dung riêng của chất lỏng dễ sôi A, $kJ/kg.\text{độ}$

C_B - nhiệt dung riêng của chất lỏng khó sôi B, $kJ/kg.\text{độ}$

a_d - nồng độ khối lượng của chất dễ sôi trong dung dịch chất lỏng để sôi thu được, %

Q_4 - nhiệt do hơi từ đĩa trên cùng của tháp mang vào bình ngưng không hoàn toàn N :

$$Q_4 = G_d (1 + R) i_h \quad (6-30)$$

$1 + R$ là lượng hơi ứng với 1 kg dung dịch chất để sôi thu được, kg/kg

i_h - entanpi của hỗn hợp hơi (bằng entanpi hóa hơi cộng với entanpi của chất lỏng sôi), kJ/kg :

$$i_h = r_A \frac{a_d}{100} + r_B \frac{100 - a_d}{100} + (C_A \frac{a_d}{100} + C_B \frac{100 - a_d}{100}) t_d$$

r_A, r_B - nhiệt hóa hơi của chất lỏng A và B, kJ/kg

t_d - coi bằng nhiệt độ của chất lỏng sôi, $^{\circ}C$

Q_5 - nhiệt do dung dịch còn lại lấy ra:

$$Q_5 = G_w \left(C_A \frac{G_w}{100} + C_B \frac{100 - a_w}{100} \right) t_w \quad (6-31)$$

G_w - lượng dung dịch còn lại lấy ra, kg/h

t_w - nhiệt độ của dung dịch lấy ra, $^{\circ}C$

a_w - nồng độ khối lượng của chất dễ sôi A trong dung dịch còn lại lấy ra, %

Q_6 - nhiệt tổn thất từ bề mặt bên ngoài của tháp tỏa ra môi trường.

Từ (6-26) ta suy ra:

$$Q_2 = D(i - i') = Q_4 + Q_5 + Q_6 - (Q_1 + Q_3)$$

và lượng hơi cần cung cấp:

$$D = \frac{Q_4 + Q_5 + Q_6 - (Q_1 + Q_3)}{i - i'} \quad (6-32)$$

Lượng nước G_n (kg/h) cần để làm mát bình ngưng không hoàn toàn được xác định từ phương trình cân bằng nhiệt:

$$G_n \cdot C_n \cdot \Delta t_n = G_d \cdot R \left(r_A \frac{a_d}{100} + r_B \frac{100 - a_d}{100} \right) \quad (6-33)$$

ở đây:

C_n - nhiệt dung riêng của nước, $kJ/kg \cdot ^{\circ}C$

Δt_n - hiệu nhiệt độ của nước ra và vào, $^{\circ}C$

$G_d \cdot R$ - lượng hơi hỗn hợp ngưng tụ thành chất lỏng, kg/h .

Ví dụ 6.2

Xác định số đĩa của tháp chưng hỗn hợp gồm chất lỏng CS_2 (chất dễ sôi) và CCl_4 (chất khó sôi), biết nồng độ khối lượng của chất lỏng CS_2 trong dung dịch đưa vào $a_F = 30\%$ và trong chất lỏng CS_2 lấy ra $a_d = 90\%$, nồng độ khối lượng của CS_2 trong dung dịch còn lại lấy ra $a_w = 1\%$, áp suất của hỗn hợp hơi ở phần trên của tháp $p = 1 \text{ bar}$.

Giải

Từ công thức (6-10) ta chuyển đổi nồng độ khối lượng chất lỏng CS_2 thành nồng độ kilômol chất lỏng CS_2 , với $A = \text{CS}_2$, $B = \text{CCl}_4$ như sau:

$$x_F = \frac{\frac{a_F}{\mu_A}}{\frac{a_F}{\mu_A} + \frac{b_F}{\mu_B}} = \frac{\frac{0,3}{76,14}}{\frac{0,3}{76,14} + \frac{0,7}{153,84}} = 46,5\%$$

$$x_d = \frac{\frac{0,9}{76,14}}{\frac{0,9}{76,14} + \frac{0,1}{153,84}} = 94,8\%$$

$$x_w = \frac{\frac{0,01}{76,14}}{\frac{0,01}{76,14} + \frac{0,99}{153,84}} = 1,9\%$$

Ở đây coi nồng độ CS_2 lấy ra x_d bằng nồng độ CS_2 quay trở lại tháp sau khi ngưng không hoàn toàn.

Từ đồ thị hình 6-27, ta kẻ đường chéo OK , trên đó xác định được điểm W có x_w , N có x_d , theo công thức (6-25) tính $R_{\min}$:

$$R_{\min} = \frac{x_d - y_F}{y_F - x_F}$$

Khi cho biết đường cong $y-x$ của chất dễ sôi CS_2 (hình 6-27), từ giá trị $x_F = 46,5\%$ ta tìm được $y_F = 69,3\%$ và ta có:

$$R_{\min} = \frac{94,8 - 69,3}{69,3 - 46,5} = 1,12$$

Chọn $R = 2R_{\min} = 2 \times 1,12 = 2,24$. Từ đó xác định đoạn OM trên trục y :

$$OM = B = \frac{x_d}{R + 1} = \frac{94,8}{2,24 + 1} = 29,3 \%$$

Ta xác định được điểm F (đường MN cắt đường x_F). Từ đó xác định được đường WFN và từ điểm N kẻ song song với trục hoành gặp đường cong $y-x$

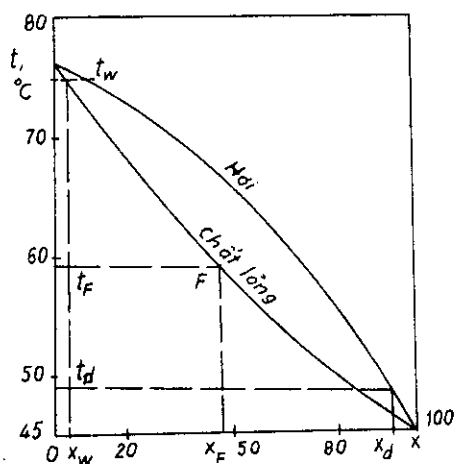
(được đĩa thứ 1), tiếp đó kẻ song song với trục tung rồi lại kẻ song song với trục hoành (được đĩa thứ 2) ... Tiếp tục cho đến khi đạt tới điểm W (ở nồng độ x_w). Theo cách làm trên ta tìm được số đĩa $N = 11$, trong đó 5 đĩa thuộc phần trên và 6 đĩa thuộc phần dưới tháp. Khi chọn hiệu suất đĩa $\eta = 0,5$, số đĩa thực tế N_1 :

$$N_1 = \frac{N}{\eta} = \frac{11}{0,5} = 22$$

Ví dụ 6.3

Xác định lượng hơi nước cần cung cấp và lượng nước làm mát bình ngưng cho quá trình chưng liên tục để tách chất lỏng CS_2 (chất A - chất dễ sôi) và chất lỏng CCl_4 (chất B - chất khó sôi) ra khỏi hỗn hợp. Biết năng suất của thiết bị $G_d = 0,139 \text{ kg/s}$ chất A thu được ở nồng độ khối lượng $a_d = 90 \%$, nồng độ khối lượng chất A trong dung dịch đưa vào $a_1 = 30 \%$, nồng độ khối lượng chất A còn lại trong dung dịch lấy ra $a_w = 1 \%$, cho $R = 2,24$. Áp suất hơi nước cung cấp cho thiết bị $p = 3,92 \text{ bar}$, nhiệt hóa hơi $r_A = 350 \text{ kJ/kg}$, $r_B = 194 \text{ kJ/kg}$, nhiệt dung riêng $C_A = 1 \text{ kJ/kg.độ}$, $C_B = 0,837 \text{ kJ/kg.độ}$.

Tổn thất nhiệt ra môi trường xung quanh $Q_n = 0,05 Q_2$, nhiệt độ của nước làm mát vào $t'_n = 20^\circ\text{C}$ và ra $t''_n = 30^\circ\text{C}$. Coi nồng độ chất lỏng A khi quay về tháp bằng nồng độ chất lỏng A thu được.



Hình 6-28.

Giải

Từ thí dụ 6-2 ta tính được:

$$x_F = 46,5\%; x_d = 94,8\%; x_w = 1,9\%$$

Từ đồ thị $t-x$ của chất lỏng dễ sôi CS_2 ta xác định được các nhiệt độ:

$$t_F = 59^\circ\text{C}; t_d = 48^\circ\text{C}; t_w = 76^\circ\text{C},$$

Với toàn bộ thiết bị ta có cân bằng chất:

$$G_F = G_d + G_w = 0,139 + G_w \quad (a)$$

G_F - lượng dung dịch đưa vào;

G_d - lượng sản phẩm lấy ra (chất A);

G_w - lượng dung dịch còn lại lấy ra (chất B).

Từ đó ta có thể viết:

$$G_F \cdot a_F = G_d \cdot a_d + G_w \cdot a_w$$

$$30 \cdot G_F = 90 \cdot G_d + 1 \cdot G_w \quad (b)$$

Giải hệ (a) và (b) ta được:

$$G_w = 0,288 \text{ kg/s}; G_F = 0,427 \text{ kg/s}.$$

Từ công thức (6-27) ta có:

$$Q_1 = G_F \cdot C_F \cdot t_F$$

Nhiệt dung riêng của dung dịch C_F theo (6-29a):

$$C_F = \frac{C_A \cdot a_F + (100 - a_F) C_B}{100} = \frac{1 \times 30 + (100 - 30) \times 0,837}{100}$$

$$C_F = 0,886 \text{ kJ/kg} \cdot \text{độ}$$

Do vậy ta có:

$$Q_1 = 0,427 \times 0,886 \times 59 = 22,32 \text{ kW}$$

Theo (6-28) ta có:

$$Q_2 = D \cdot (i - i')$$

Từ bảng hơi nước bão hòa với $p = 3,92 \text{ bar}$, ta có:

$$i = i'' = 2737 \text{ kJ/kg}; i' = 600 \text{ kJ/kg}$$

Theo (6-29) ta có:

$$Q_3 = G_d \cdot R \left(C_A \frac{a_d}{100} + C_B \frac{100 - a_d}{100} \right) t_d \quad (6-34)$$

$$Q_3 = 0,139 \times 2,24 \left(1 \cdot \frac{90}{100} + 0,837 \cdot \frac{10}{100} \right) 48 = 14,7 \text{ kW}$$

Theo công thức (6-30) ta có:

$$Q_4 = G_d (1 + R) \left[\left(r_A \frac{a_d}{100} + r_B \frac{100 - a_d}{100} \right) + \left(C_A \frac{a_d}{100} + C_B \frac{100 - a_d}{100} \right) t_d \right]$$

$$Q_4 = 0,139 (1 + 2,24) \left[\left(350 \cdot \frac{90}{100} + 194 \cdot \frac{10}{100} \right) + \left(1 \cdot \frac{90}{100} + 0,837 \cdot \frac{10}{100} \right) 48 \right]$$

$$Q_4 = 172 \text{ kW}$$

Theo công thức (6-31) ta có:

$$Q_5 = G_w \left(C_A \frac{a_w}{100} + C_B \frac{100 - a_w}{100} \right) t_w$$

$$Q_5 = 0,288 \left(1 \times \frac{1}{100} + 0,837 \frac{99}{100} \right) 76 = 22,8 \text{ kW}$$

Theo đầu bài:

$$Q_6 = 0,05.Q_2$$

Vậy từ (6-26) ta có:

$$Q_1 + Q_2 + Q_3 = Q_4 + Q_5 + 0,05.Q_2$$

$$0,95.Q_2 = Q_4 + Q_5 - (Q_1 + Q_3)$$

$$D = \frac{Q_4 + Q_5 - (Q_1 + Q_3)}{0,95(i - i')}$$

$$D = \frac{172 + 22,8 - (22,32 + 14,7)}{0,95(2737 - 600)} = 0,0778 \text{ kg/s}$$

Từ biểu thức (6-33) ta xác định được lượng nước làm mát bình ngưng không hoàn toàn:

$$G_n = \frac{G_d \cdot R \left(r_A \frac{a_d}{100} + r_B \frac{100 - a_d}{100} \right)}{C_n \Delta t_n}$$

$$G_n = \frac{0,139 \times 2,24 \left(350 \frac{90}{100} + 194 \frac{10}{100} \right)}{4,18(30 - 20)} = 2,5 \text{ kg/s}$$

Lượng nước làm mát bình ngưng (sau bình tách ly) khi giả thiết hơi chỉ ngưng tụ thành chất lỏng sôi (không làm lạnh tiếp chất lỏng này) G'_n :

$$G'_n = \frac{G_d \left(r_A \frac{a_d}{100} + r_B \frac{100 - a_d}{100} \right)}{4,18(30 - 20)} = 1,116 \text{ kg/s.}$$

Thiết bị trao đổi nhiệt kiểu mới

7.1. THIẾT BỊ TRAO ĐỔI NHIỆT KIỂU ỐNG NHIỆT

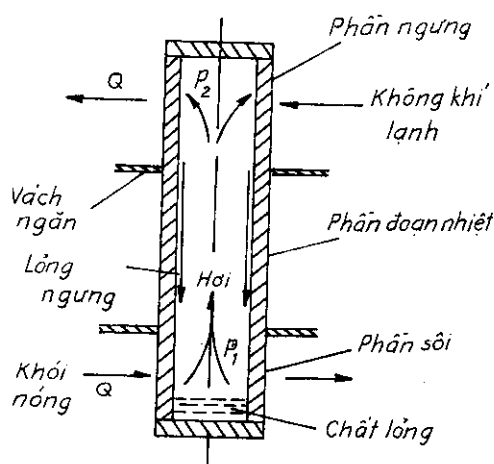
7.1.1. Nguyên lý hoạt động và phân loại ống nhiệt

1. Nguyên lý hoạt động

Ống nhiệt là một ống có không gian khép kín (ống được bịt chặt hai đầu) bên trong chứa chất lỏng thực hiện hai quá trình chuyển pha là sôi và ngưng (hình 7-1). Vách ống thường bằng kim loại, thông thường ống có dạng hình trụ, ngoài ra có thể có dạng khác như hình hộp...

Ống nhiệt được chia làm ba phần: phần bốc hơi còn gọi là phần sôi, ở đây ống nhận nhiệt; phần đoạn nhiệt, trong phần này ống không trao đổi nhiệt với bên ngoài, phần này có thể có mà cũng có thể không có; phần ngưng, ở đây ống tỏa nhiệt.

Nguyên lý hoạt động của ống nhiệt như sau: trong phần bốc hơi chất lỏng nhận nhiệt của nguồn nóng (ví dụ khói,...) sẽ sôi và biến thành hơi, hơi chuyển động qua phần đoạn nhiệt tới phần ngưng. Tại đây hơi nhả nhiệt qua vách ống cho nguồn lạnh ở ngoài ống (ví dụ không khí, ...) và ngưng tụ lại thành chất lỏng ngưng. Chất lỏng ngưng tạo thành sẽ chảy về phần bốc hơi nhờ một trong những lực sau đây:



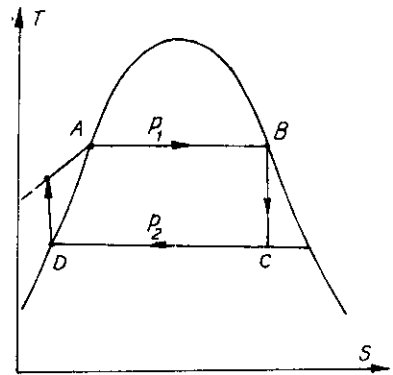
Hình 7-1. Ống nhiệt

lực trọng trường, lực mao dẫn, lực ly tâm, lực từ trường, ...

Quá trình làm việc của ống nhiệt được biểu diễn trên đồ thị T-s (hình 7-2) trong đó:

AB- quá trình bốc hơi xảy ra trong phần sôi ở áp suất p_1 ;

BC- quá trình chuyển động của hơi từ phần sôi tới phần ngưng, ở đây do ma sát, áp suất của hơi giảm từ p_1 đến p_2 (áp suất hơi trong phần ngưng). Tuy nhiên sự giảm áp suất này nói chung rất nhỏ.



Hình 7-2. Đồ thị T-s của ống nhiệt

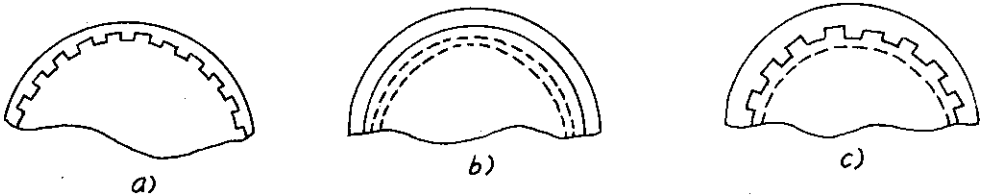
CD- quá trình ngưng tụ hơi tạo thành chất lỏng ngưng ở áp suất p_2 .

DA- quá trình chuyển động của chất lỏng ngưng theo bề mặt trong của ống, từ phần ngưng tới phần sôi nhờ lực trọng trường, lực ly tâm, ... Trong quá trình này, lỏng ngưng được đốt nóng đến nhiệt độ của hơi trong phần bốc hơi.

2. Phân loại ống nhiệt

Có nhiều cách phân loại ống nhiệt:

Theo lực tác dụng để đưa chất lỏng ngưng quay về phần sôi: nếu lực tác dụng là lực trọng trường thì gọi là ống nhiệt trọng trường, ở đây phần sôi buộc phải đặt thấp hơn phần ngưng để lỏng ngưng chảy từ trên xuống dưới (hình 7-1); nếu lực là lực mao dẫn gọi là ống nhiệt mao dẫn, ở đây lực mao dẫn sẽ hút chất lỏng ngưng từ phần ngưng về phần bốc hơi. Ống nhiệt mao dẫn thường được sử dụng khi phần sôi phải đặt cao hơn phần ngưng (ngược hướng trọng trường), để tạo ra lực mao dẫn có thể làm rãnh bên trong ống (hình 7-3a), đặt các tấm lưới kim loại sát bề mặt trong ống tạo nên vật gọi



Hình 7-3. Cơ cấu tạo lực mao dẫn

là bắc (hình 7-3b) hoặc kết hợp vừa làm rãnh vừa đặt lưới kim loại (hình 7-3c). Nếu lực tác dụng lên chất lỏng ngưng là lực ly tâm gọi là ống nhiệt ly tâm. Nếu lực tác dụng lên chất lỏng ngưng là lực điện trường hoặc lực từ trường, ống nhiệt gọi là ống nhiệt điện trường hay ống nhiệt từ trường.

- Theo nhiệt độ của hơi bên trong ống nhiệt (theo nhiệt độ cần sử dụng) ta có: ống nhiệt nhiệt độ rất thấp (nhỏ hơn -73°C), ống nhiệt nhiệt độ thấp (từ -73°C đến 277°C); ống nhiệt nhiệt độ trung bình (từ 277°C đến 477°C) và ống nhiệt nhiệt độ cao (trên 477°C).

- Theo hình dạng ống ta có: ống nhiệt hình trụ (có chiều dài lớn gấp nhiều lần đường kính ống), ống nhiệt hình hộp, ống nhiệt dạng phức tạp.

- Theo môi chất nạp trong ống: ống nhiệt một thành phần (chỉ gồm một chất lỏng như nước, amoniắc, frêon, kim loại lỏng, ...) và ống nhiệt nhiều thành phần (nhiều chất lỏng hòa trộn với nhau).

- Theo công dụng của ống nhiệt: ống nhiệt được sử dụng để truyền tải nhiệt từ môi chất có nhiệt độ cao đến môi chất có nhiệt độ thấp hơn gọi là ống nhiệt tải nhiệt. Ống nhiệt được sử dụng để giữ cho nhiệt độ của môi chất có nhiệt độ thấp hơn không đổi khi lượng nhiệt cấp cho ống nhiệt thay đổi gọi là ống nhiệt điều chỉnh nhiệt độ. Ống nhiệt chỉ truyền nhiệt theo một chiều gọi là điôt-nhiệt.

3. Ưu điểm của ống nhiệt

- Nhiệt độ bề mặt ngoài của phần ngưng (là phần tỏa nhiệt để đốt nóng một vật khác ví dụ các loại bánh đem nướng trong lò nướng bánh kiểu ống nhiệt) của ống khá đồng đều và ít thay đổi, vì bên trong ống xảy ra quá trình ngưng tụ có nhiệt độ không đổi trên toàn bộ bề mặt, điều này làm cho các vật được đốt nóng đồng đều.

- Độ chênh nhiệt độ giữa phần ống bị đốt nóng (phần sôi) và phần ống để lấy nhiệt đi (phần ngưng) chỉ cần nhỏ (vài độ $^{\circ}\text{C}$) là đủ tải lượng nhiệt lớn từ nguồn nhiệt đến nơi cần đốt nóng. Đó là do bên trong ống xảy ra hai quá trình sôi và ngưng ở áp suất gần như bằng nhau ($p_1 \approx p_2$) nên nhiệt độ cũng gần như bằng nhau. Điều này có thể nói ống nhiệt là vật truyền nhiệt hầu như không cần độ chênh nhiệt độ hay là vật siêu dẫn, có độ dẫn nhiệt lớn hơn hàng trăm lần so với dùng thanh kim loại để tải nhiệt.

- Nhiệt từ phần sôi truyền tới phần ngưng nhờ hơi mang đi và lỏng ngưng quay về một cách tự nhiên mà không cần tới bơm hay quạt, do

vậy độ tin cậy của ống nhiệt cao và không gây ồn. Đây là ưu điểm hơn hẳn so với truyền tải nhiệt bằng chất lỏng khí không có chuyển pha (chất lỏng chảy trong ống nhờ bơm nhận nhiệt của nguồn nhiệt nóng rồi nhả nhiệt cho vật cần đốt nóng).

- Khi chọn môi chất nạp thích hợp, ống nhiệt có thể hoạt động an toàn lâu dài trong dải nhiệt độ rộng, từ $- 80^{\circ}\text{C}$ đến 2500°C .

- Các ống nhiệt riêng biệt có thể được kết hợp để tạo ra cụm ống (thiết bị ống nhiệt), trong quá trình làm việc nếu có ống nào đó bị hỏng thì toàn bộ thiết bị vẫn hoạt động bình thường (công suất nhiệt có giảm đi đôi chút do ống hỏng), bởi vì mỗi ống nhiệt là một phần tử truyền nhiệt riêng biệt không bị ảnh hưởng lẫn nhau.

- Có khả năng tải nhiệt đi khá xa (hàng trăm mét), đó là do ống tải nhiệt chỉ cần mức chênh nhiệt độ nhỏ và ta có thể kéo dài phần đoạn nhiệt của ống.

- Khi cần tải nhiệt từ nguồn nhiệt là khói (sản phẩm cháy nhiên liệu) đến không khí (hay chất khí nào đó), nếu dùng thiết bị kiểu vách ngăn bằng ống vì không thể làm cánh bên trong ống nên cũng không có tác dụng khi chỉ làm cánh bên ngoài ống, thiết bị sẽ không gọn và tốn nhiều ống. Ngược lại, nếu dùng ống nhiệt thiết bị sẽ rất gọn, người ta sẽ dễ dàng làm cánh bên ngoài ống của phần sôi (tiếp xúc với khói) và phần ngưng (tiếp xúc với không khí).

7.1.2. Ứng dụng của ống nhiệt

Ống nhiệt tuy đã được tìm ra từ lâu nhưng gần đây người ta mới thấy hết những ưu điểm của nó và việc nghiên cứu lý thuyết cũng như ứng dụng của ống nhiệt ngày càng được triển khai mạnh tại nhiều nước trên thế giới. Các nhà khoa học nghiên cứu về ống nhiệt trên thế giới khoảng 2 hoặc 3 năm lại gặp nhau trong một hội nghị quốc tế về ống nhiệt gọi là IHPC (Int. Heat Pipes Conference). IHPC lần thứ 9 được tổ chức tại Mỹ năm 1997. Dưới đây chúng ta nêu lên một số ứng dụng của ống nhiệt.

- Đã từ lâu do ưu điểm của ống nhiệt là nhiệt độ bề mặt phần tỏa nhiệt (phần ngưng của ống) đồng đều và ít thay đổi, nên ống nhiệt trọng trường với môi chất nạp là nước đặt nghiêng (góc nghiêng so với phương nằm ngang khoảng 5°) được ứng dụng để làm các lò nung bánh dùng nhiên liệu than, dầu, khí...

- Các ống nhiệt trọng trường có cánh bên ngoài đã được ứng dụng rất có hiệu quả để tận dụng nhiệt thải (khối) từ các nhà máy nhất là trong công nghiệp hóa chất, bởi vì thiết bị gọn hoạt động lâu bền có độ tin cậy cao. Ví dụ, hãng Furakawa của Nhật Bản đã sử dụng 1700 ống nhiệt trọng trường với môi chất nạp là H_2O , mỗi ống dài 8,5 m, bên ngoài ống phủ một lớp chì để chống ăn mòn của SO_2 . Kết quả đã tận dụng được 2,1 triệu kcal/h của $250.10^3 m^3$ khí thải của các nhà máy hóa chất chứa SO_2 ở nhiệt độ khối thải $160^\circ C$.

- Ống nhiệt mao dẫn dạng hình hộp được ứng dụng có hiệu quả để làm mát các linh kiện điện tử có công suất lớn, thay cho phương pháp cổ điển là dẫn nhiệt qua thanh nhôm. Ở đây nhiệt từ các linh kiện điện tử truyền cho môi chất trong ống nhiệt rồi tỏa ra ngoài qua các cánh tỏa nhiệt gắn ở phần đuôi của ống nhiệt.

- Ống nhiệt ly tâm được ứng dụng thành công trong việc làm mát các động cơ điện. Phương pháp cổ điển là dùng không khí thổi vào stato để làm mát động cơ (thiết bị dễ bị bụi bẩn và khó lấy nhiệt từ rôto). Khi sử dụng ống nhiệt, trục động cơ trên có rôto rỗng bên trong (là ống nhiệt) chứa H_2O , nước sẽ lấy nhiệt từ rôto và stato truyền ra ngoài qua các cánh tỏa nhiệt. Nhiệt sẽ lấy đi được nhiều hơn và động cơ không bị bụi bẩn.

- Ống nhiệt với chiều dài tới hàng trăm mét đã được ứng dụng để làm mát các đường cáp điện đặt ngầm dưới đất thay cho phương pháp cổ điển là dùng nước làm mát (chảy trong ống đặt cạnh dây cáp nhờ hệ thống bơm). Hãng Furakawa đã chế tạo ống nhiệt mao dẫn dài 200 m đặt dọc theo đường cáp điện để làm mát dây cáp. Kết quả thí nghiệm cho thấy, nếu không làm mát, 12 dây cáp ngầm đặt trong kênh dẫn sẽ có nhiệt độ $107^\circ C$, nếu dùng một ống nhiệt, nhiệt độ của dây cáp giảm còn $82^\circ C$ (khi dùng ống nhiệt không cần dùng tới hệ thống bơm nước như trường hợp dùng nước làm mát).

- Ống nhiệt được sử dụng trong các bộ thu năng lượng mặt trời nhằm nâng cao độ tin cậy và giảm chi phí cho việc bơm nước so với bộ thu kiểu cũ.

- Ống nhiệt trọng trường được sử dụng trong việc chống đóng băng mặt đường cao tốc và bãi đỗ xe ô tô thay cho phương pháp cũ là phải dùng hệ thống hơi nước hoặc nước nóng rất tốn kém. Người ta cắm một đầu ống nhiệt sâu xuống đất để lấy nhiệt (vì nhiệt độ trong lòng đất lớn hơn nhiệt độ bề mặt), còn đầu kia (phần ngưng, tỏa nhiệt của ống) đặt nằm ngang dưới mặt đường

tỏa nhiệt làm nóng mặt đường và làm tan tuyết.

- Ống nhiệt trọng trường được sử dụng để chế tạo các calorife cho thiết bị sấy.

- Ống nhiệt còn được dùng để bảo quản thực phẩm trong các xe tải chuyên chở không có máy lạnh. Ở đây thùng xe được chia làm hai phần, phần nhỏ chứa nước đá có cắm các ống nhiệt trọng trường đặt nghiêng, phần lớn chứa thực phẩm có phần còn lại của ống nhiệt. Ống nhiệt sẽ nhận nhiệt của thực phẩm cần bảo quản truyền cho nước đá. Nếu không dùng ống nhiệt thì phải cho nước đá tiếp xúc trực tiếp với thực phẩm và có thể làm hỏng thực phẩm.

- Trong ngành ô tô, ống nhiệt được dùng để điều chỉnh nhiệt độ nước làm mát động cơ, làm mát hay đốt nóng dầu trong xe, sưởi ấm cabin nhờ lượng nhiệt thải qua ống xả.

- Ống nhiệt còn được sử dụng để làm mát các bức tường, trần nhà bằng bê tông của các tòa nhà trong mùa hè. Hàng loại ống nhiệt trọng trường được cắm vào trong tường nhà, đầu kia hở ra ngoài trời. Vào buổi tối khi không còn ánh nắng mặt trời và nhiệt độ không khí đã giảm xuống, đầu hở của ống nhiệt sẽ nhanh chóng tỏa nhiệt lấy từ bên trong tường bê tông ra ngoài không khí. Tòa nhà nhanh chóng được làm mát, phần còn lại là nhiệm vụ của các máy điều hòa nhiệt độ. Như vậy, nhờ có ống nhiệt mà năng lượng cần thiết cho các máy điều hòa sẽ giảm và tòa nhà nhanh chóng được làm mát.

- Trong ngành vũ trụ, người ta dùng ống nhiệt điều chỉnh nhiệt độ để điều chỉnh nhiệt độ của thân tàu vũ trụ, khi một bên con tàu bị đốt nóng bởi mặt trời còn bên kia nằm trong bóng tối ít bị đốt nóng.

7.1.3. Tính toán ống nhiệt trọng trường

Một trong những ống nhiệt được nghiên cứu và ứng dụng đầu tiên là ống nhiệt trọng trường có bề mặt nhẵn ở bên trong ống, bởi vì ống có cấu tạo đơn giản, dễ dàng chế tạo và có khả năng truyền tải nhiệt lớn. Phần dưới đây sẽ trình bày các bước tính toán ống nhiệt trọng trường.

1. Chọn môi chất nạp

Môi chất nạp vào ống nhiệt được chọn tùy theo nhiệt độ cần phải tạo ra, gọi là nhiệt độ làm việc của ống nhiệt. Nhiệt độ làm việc của ống nhiệt được hiểu là nhiệt độ trung bình t_h của hơi trong ống và có thể coi là nhiệt độ

trung bình giữa nhiệt độ bề mặt trong phần sôi t_{is} và nhiệt độ bề mặt trong phần ngưng t_{in} như sau :

$$t_h = 0,5(t_{is} + t_{in})$$

Khi có thể bỏ qua nhiệt trở dẫn nhiệt của vách ống (vách ống mỏng và bằng kim loại), ta coi nhiệt độ mặt trong ống phần sôi t_{is} bằng nhiệt độ mặt ngoài phần sôi $t_{ns} = t_{is}$ và nhiệt độ mặt trong phần ngưng t_{in} bằng nhiệt độ mặt ngoài phần ngưng $t_{nn} = t_{in}$ và do vậy:

$$t_h \approx 0,5(t_{ns} + t_{nn})$$

Qua nghiên cứu ta thấy, môi chất tốt nhất chọn nạp vào ống nhiệt phụ thuộc vào khoảng nhiệt độ làm việc như sau:

- 50°C ÷ 50°C	NH ₃ , frêon
50°C ÷ 250°C	H ₂ O
200°C ÷ 600°C	Hg, S
600°C ÷ 1000°C	Na, K
1000°C ÷ 1400°C	Li, Ti, Bi

2. Chọn vật liệu làm ống

Sau khi đã chọn được chất lỏng sử dụng trong ống nhiệt, việc tiếp theo là chọn vật liệu làm ống. Vật liệu làm ống phải chọn sao cho giữa vách ống và môi chất hoạt động phù hợp với nhau trong khoảng thời gian lâu dài, nghĩa là môi chất không tác dụng với vách ống có thể làm hỏng ống hoặc tạo ra khí không ngưng cản trở tới quá trình ngưng tụ của hơi môi chất. Tập hợp các vấn đề trên gọi là tính phù hợp của ống nhiệt.

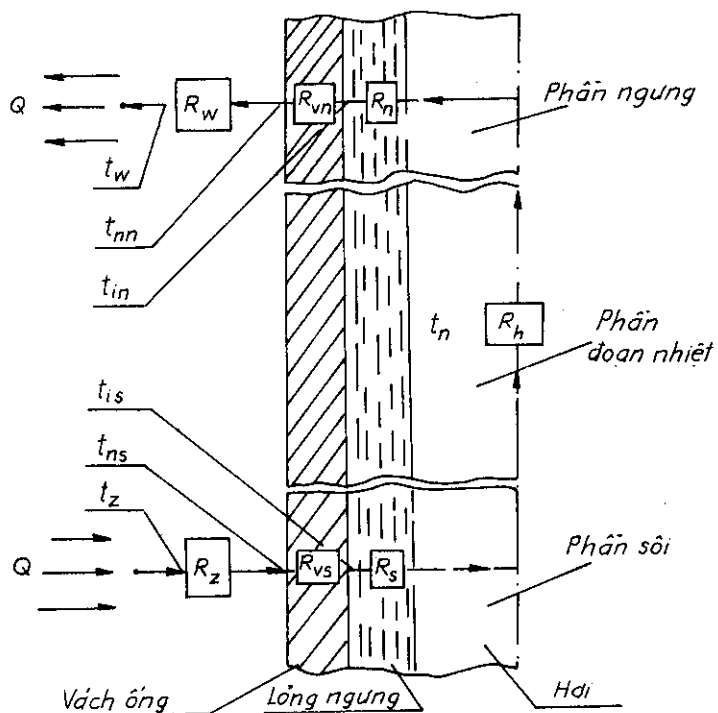
Qua nghiên cứu về tính phù hợp của ống nhiệt, người ta thu được kết quả sau:

Môi chất nạp	Vật liệu làm ống
H ₂ O	Đồng, thép không gỉ, thép
NH ₃	Nhôm, thép không gỉ, thép
Frêon	Đồng, nhôm, thép
Metanol	Đồng, nhôm, thép

3. Nạp môi chất vào ống

Sau khi đã chọn được môi chất và vật liệu làm ống, ta tiến hành bước

tiếp theo là nạp chất lỏng vào ống. Ống nhiệt có hai nắp: nắp dưới và nắp trên, nắp trên có một lỗ nhỏ để nạp chất lỏng vào ống. Trước khi nạp, ống nhiệt phải được cọ rửa sạch sẽ để tránh làm bẩn chất lỏng trong ống. Sau khi đã hàn nắp trên và nắp dưới vào ống nhiệt ta tiến hành nạp môi chất.



Hình 7-4. Các thành phần nhiệt trở của ống nhiệt

Có hai phương pháp nạp môi chất vào ống như sau:

- Phương pháp hút chân không (thường dùng trong phòng thí nghiệm): Sau khi hút chân không, ta bơm chất lỏng vào ống rồi đốt nóng ống và lại hút chân không lần nữa để bảo đảm hút cả khí không ngưng có lẫn trong môi chất. Cuối cùng hàn ống lại.

- Phương pháp bốc hơi (thường dùng trong chế tạo ống nhiệt): Sau khi bơm chất lỏng vào ống, ta đốt nóng ống đến khi chất lỏng trong ống sôi và bốc hơi đuổi khí không ngưng ra ngoài rồi hàn ống lại.

Lượng nạp môi chất vào ống sẽ được nói tới ở phần sau.

4. Tính công suất nhiệt của ống nhiệt đặt thẳng đứng

Công suất nhiệt toàn bộ của ống được xác định theo độ chênh nhiệt độ toàn bộ Δt và tổng nhiệt trở R , xem hình 7-4 ta có:

$$Q = \frac{\Delta t}{R} = \frac{t_z - t_w}{R_z + R_{vs} + R_s + R_h + R_n + R_{vn} + R_w} \quad (7-1)$$

ở đây:

t_z - nhiệt độ trung bình của nguồn đốt nóng (khối ...) khi qua phần sôi của ống;

t_w - nhiệt độ trung bình của môi chất lấy nhiệt (không khí ...) khi qua phần ngưng của ống;

R_z - nhiệt trở của nguồn đốt nóng với vách ngoài ống phần sôi;

R_w - nhiệt trở của môi chất lấy nhiệt và vách ngoài ống phần ngưng;

R_{vs} - nhiệt trở dẫn nhiệt qua vách ống phần sôi;

R_{vn} - nhiệt trở dẫn nhiệt qua vách ống phần ngưng;

R_s - nhiệt trở chất lỏng sôi trong ống phần sôi;

R_n - nhiệt trở hơi ngưng tụ trong ống phần ngưng;

R_h - nhiệt trở hơi chuyển động từ phần sôi tới phần ngưng.

Nhiệt trở của từng bộ phận của ống được xác định bằng các biểu thức sau:

$$R_z = \frac{1}{\alpha_z \cdot F_{e.s}} ; \quad R_w = \frac{1}{\alpha_w \cdot F_{e.n}} \quad (7-2)$$

$$R_{vs} = \frac{\ln \frac{d_e}{d_i}}{2\pi \cdot L_s \cdot \lambda} ; \quad R_{vn} = \frac{\ln \frac{d_e}{d_i}}{2\pi \cdot L_n \cdot \lambda} \quad (7-3)$$

$$R_s = \frac{1}{\alpha_s \cdot F_{i.s}} ; \quad R_n = \frac{1}{\alpha_n \cdot F_{i.n}} \quad (7-4)$$

$$R_h = \frac{T_h(p_{h.s} - p_{h.n})}{\rho_h \cdot r \cdot Q_i}$$

ở đây:

α_z - hệ số tỏa nhiệt giữa môi chất nóng và bề mặt ngoài ống phần sôi, $W/m^2 \cdot ^\circ K$

α_w - hệ số tỏa nhiệt giữa môi chất lạnh và bề mặt ngoài ống phần ngưng, $W/m^2 \cdot ^\circ K$

$F_{e.s}$ - diện tích mặt ngoài ống phần sôi, m^2

$F_{e.n}$ - diện tích mặt ngoài ống phần ngưng, m^2

d_e, d_i - đường kính ngoài và đường kính trong của ống, m

L_s, L_n - chiều dài phần sôi và phần ngưng của ống, m

λ - hệ số dẫn nhiệt của vách ống, $W/m \cdot ^\circ K$

α_s, α_n - hệ số tỏa nhiệt khi sôi và ngưng của chất lỏng trong ống, $W/m^2 \cdot ^\circ K$

$F_{i,s}, F_{i,n}$ - diện tích bề mặt trong phần sôi và trong phần ngưng của ống, m^2

T_h - nhiệt độ của hơi trong ống, $^\circ K$

$P_{h,s}, P_{h,n}$ - áp suất của hơi trong phần sôi và trong phần ngưng của ống, N/m^2

ρ_h - khối lượng riêng của hơi, kg/m^3

r - nhiệt hóa hơi của chất lỏng, J/kg

Q_i - công suất nhiệt bên trong của ống nhiệt, W .

Khi ống nhiệt không quá dài thì nhiệt trở hơi có giá trị nhỏ so với các thành phần khác và ta có thể bỏ qua, $R_h = 0$. Khi ký hiệu R_E là tổng nhiệt trở bên ngoài và R_i là tổng nhiệt trở bên trong, ta có:

$$R_E = R_z + R_{vs} + R_{vn} + R_w \quad (7-6)$$

$$R_i = R_s + R_n \quad (7-7)$$

$$R = R_E + R_i \quad (7-8)$$

$$Q = \frac{\Delta t}{R_E + R_i} \quad (7-8a)$$

Gọi Q_i công suất nhiệt bên trong của ống nhiệt, ta có:

$$Q_i = \frac{\Delta t}{R_i} = \frac{t_{i,s} - t_{i,n}}{R_i} \quad (7-9)$$

$t_{i,s}$ - nhiệt độ trung bình bề mặt trong ống phần sôi;

$t_{i,n}$ - nhiệt độ trung bình bề mặt trong ống phần ngưng.

Ở chế độ nhiệt ổn định (sau một thời gian thiết bị hoạt động), ta có:

$$Q = Q_i$$

Trong các công thức trên, α_s, α_w được xác định từ bài toán đối lưu (tự nhiên hoặc cưỡng bức) của dòng chất lỏng (khí) chuyển động qua chùm ống. Việc còn lại là xác định hệ số tỏa nhiệt khi sôi α_s và khi ngưng α_n trong ống

hiệt. Qua nghiên cứu người ta thấy rằng, hệ số tỏa nhiệt khi ngưng α_n có thể tính bằng công thức ngưng trên vách đứng của Nusselt α_N .

$$\alpha_n = \alpha_N = \frac{4}{3} \sqrt{\frac{\lambda^3 g \rho^2 r}{4\mu(t_h - t_{i,n})L_n}} \quad (7-10)$$

Hệ số tỏa nhiệt α_s khi sôi trong ống được tính theo α_n như sau:

$$\alpha_s = \varphi \alpha_n \quad (7-11)$$

Ở đây hệ số φ được xác định bằng thực nghiệm, ví dụ đối với nước: $\varphi = 0,44$; với metanol: $\varphi = 1$.

Từ (7-9), (7-4) và (7-11), ta có:

$$Q_i = \frac{\Delta t_i}{\frac{1}{\alpha_s F_{is}} + \frac{1}{\alpha_n F_{in}}} = \frac{\Delta t_i}{\frac{1}{\varphi \alpha_n F_{is}} + \frac{1}{\alpha_n F_{in}}}$$

$$Q_i = \frac{\varphi \alpha_n F_{is} F_{in}}{F_{in} + \varphi F_{is}} \Delta t_i$$

Với: $F_{is} = \pi d_i L_s$; $F_{in} = \pi d_i L_n$, ta có:

$$Q_i = \alpha_n \pi d_i \left(\frac{L_s L_n}{L_s + L_n / \varphi} \right) \Delta t_i \quad (a)$$

Mặt khác ta có:

$$Q_i = \alpha_n F_{in} (t_h - t_{in}) = \alpha_n \pi d_i L_n (t_h - t_{in})$$

$$t_h - t_{in} = \frac{Q}{\pi d_i L_n \alpha_n} \quad (b)$$

Lấy (b) thế vào (7-10) ta có:

$$\alpha_n = \frac{4}{3} \sqrt{\frac{\lambda^3 g \rho^2 r \pi d_i L_n \alpha_n}{4\mu Q}}$$

Từ đó ta tìm được:

$$\alpha_n = \frac{4}{3} \sqrt[3]{\frac{\lambda^3 g \rho^2 r \pi d_i L_n}{3\mu Q}} \quad (c)$$

Sau khi thế (c) vào (a) và lấy $g = 9,81 \text{ m/s}^2$ ta có kết quả sau:

$$Q_i = 5,24.A.\xi.\Delta t_i^{0,75} \quad (7-11)$$

$$A = d_i \left(\frac{L_s L_n}{L_s + \frac{L_n}{\varphi}} \right)^{0,75} \quad (7-11a)$$

$$\xi = \lambda^{0,75} \rho^{0,5} r^{0,25} \mu^{-0,25} \quad (7-11b)$$

ở đây: λ - hệ số dẫn nhiệt của chất lỏng, $W/m.^{\circ}K$
 ρ - khối lượng riêng của chất lỏng, kg/m^3
 r - nhiệt hóa hơi, J/kg
 μ - độ nhớt của chất lỏng, Ns/m^2

Các đại lượng vật lý nói trên tra theo nhiệt độ hơi trong ống nhiệt. Giá trị ξ theo (7-11b) cho trên hình 7-5.

Ngoài ra chúng ta có:

$$Q_i = \frac{\Delta t_i}{R_i}$$

Từ đó theo (7-11) ta tính được tổng nhiệt trở trong:

$$R_i = \frac{\Delta t_i^{0,25}}{5,24.A.\xi} \quad (7-12)$$

Để tìm công suất nhiệt toàn bộ ở chế độ nhiệt ổn định $Q = Q_i$, ta phải giải hệ các phương trình (7-8a), (7-11) và (7-12) như sau:

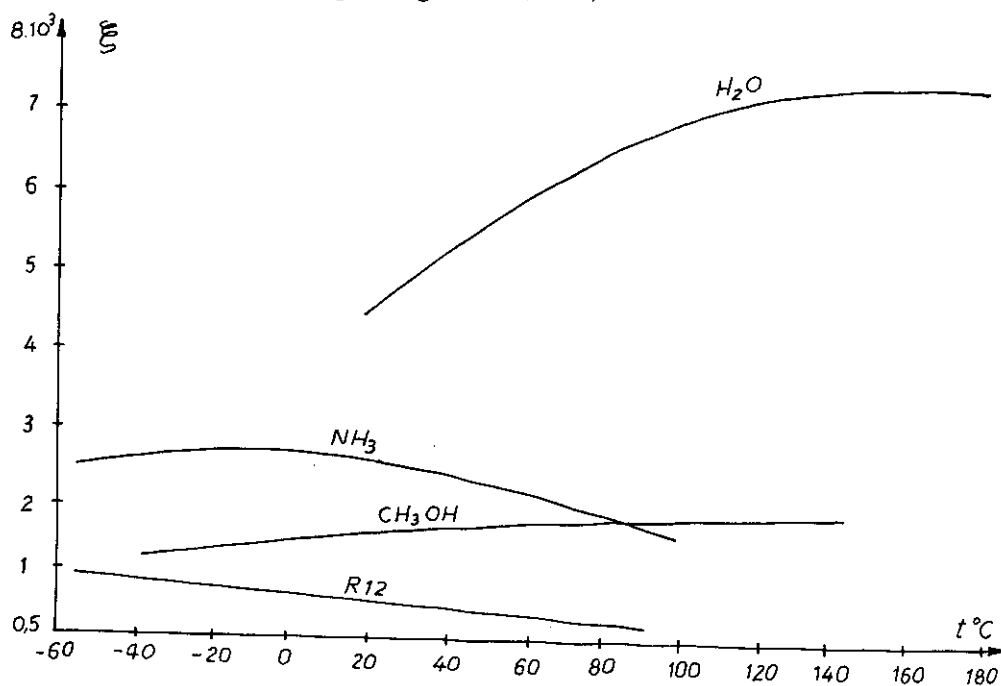
$$\left. \begin{aligned} Q &= \frac{\Delta t}{R_E + R_i} & (a) \\ Q &= 5,24.A.\xi.\Delta t_i^{0,75} & (b) \\ R_i &= \frac{\Delta t_i^{0,25}}{5,24.A.\xi} & (c) \end{aligned} \right\} \quad (7-13)$$

Muốn giải hệ phương trình (7-13) ta có thể làm như sau:

Chọn giá trị Δt_i tùy ý rồi từ (c) tính R_i (gọi là R'_i). Từ giá trị chọn Δt_i từ (b) tính Q rồi từ (a) tính R_i (gọi là R''_i). Tiếp tục chọn Δt_i và tính như vậy đến khi $R'_i \approx R''_i$ với sai số cho phép thì dừng lại. Kết quả R_i tính được thế

vào (a) tính Q . Muốn việc chọn Δt_i lần đầu nhanh dẫn tới kết quả ta làm như sau:

Từ (a) tính Q khi coi $R_i = 0$, rồi từ (b) tính Δt_i . Giá trị Δt_i này là giá trị chọn lần đầu để giải hệ phương trình (7-13).



Hình 7-5. Giá trị ξ của một số môi chất theo nhiệt độ

Hệ phương trình (7-13) cũng có thể giải gần đúng như sau:

Bước 1. Cho $R_i = 0$ từ (a) tính Q , từ (b) tính Δt_i , từ (c) tính R_i . Từ giá trị R_i này thế vào (a) tính Q . So sánh sai số giữa hai lần tính Q , nếu nhỏ thì dừng lại.

Bước 2: Từ giá trị Q tính được ở bước 1 thế vào (b) tính Δt_i , rồi từ (c) tính R_i . Từ giá trị R_i tính được thế vào (a) tính Q . So sánh sai số tính Q từ bước 1 và 2, nếu sai số nhỏ thì dừng lại, nếu không lại tính tiếp bước sau.

Thực tế cho thấy, khi môi chất nạp là nước, bên ngoài ống là chất khí, ta có thể bỏ qua nhiệt trở trong $R_i = 0$, sai số gây nên không quá 2%.

5. Ảnh hưởng của lượng nạp môi chất và góc nghiêng tới công suất nhiệt trong Q_i của ống nhiệt

- Ảnh hưởng lượng nạp:

Theo nhiều tác giả, lượng nạp môi chất trong ống nhiệt $\xi = \frac{V}{V_s}$ (V - thể

tích chất lỏng nạp vào ống, V_s - thể tích phần sôi của ống nhiệt) có ảnh hưởng khá lớn tới công suất nhiệt trong Q_i của ống (có thể đến 60%). Với mỗi môi chất đều có một giá trị lượng nạp tối ưu ξ_{lu} (ứng với công suất nhiệt trong lớn nhất). Với nước, giá trị lượng nạp tối ưu như sau:

$$t_h = 50^\circ C + 90^\circ C ; \xi_{lu} = 30\% \div 50\%$$

Nhiệt độ hơi t_h lớn có giá trị ξ_{lu} lớn.

- Ảnh hưởng của góc nghiêng

Góc nghiêng ϕ là góc giữa trục ống nhiệt và trục nằm ngang, nếu ống nhiệt đặt thẳng đứng góc nghiêng $\phi = 90^\circ$, nếu ống nhiệt nằm ngang $\phi = 0^\circ$. Nhiều nhà nghiên cứu thấy rằng, góc nghiêng có ảnh hưởng tới công suất nhiệt trong Q_i của ống (tới 20%). Với mỗi môi chất nạp đều có giá trị góc nghiêng tối ưu ϕ_{lu} (ứng với công suất trong lớn nhất), ví dụ với nước:

$$t_h = 50^\circ C + 90^\circ C ; \phi_{lu} = 15^\circ \div 50^\circ$$

Nhiệt độ hơi lớn có giá trị góc nghiêng tối ưu lớn. Với ống nhiệt trọng trường, góc nghiêng cần thiết phải có giá trị $\phi \geq 3^\circ$ để ống có thể hoạt động bình thường.

Cần lưu ý rằng, ảnh hưởng của góc nghiêng hay lượng nạp vừa nêu trên là đối với công suất nhiệt bên trong Q_i (hay đối với nhiệt trở trong R_i). Ảnh hưởng này chỉ đáng kể tới công suất nhiệt toàn bộ Q (hay nhiệt trở toàn bộ $R = R_E + R_i$). Khi nhiệt trở ngoài R_E có giá trị tương đương hoặc nhỏ hơn nhiệt trở trong R_i , điều này cũng có nghĩa khi α_z, α_w (của chất lỏng hoặc của quá trình sôi, ngưng bên ngoài ống) có giá trị tương đương hoặc lớn hơn hệ số tỏa nhiệt khi sôi α_s , khi ngưng α_n bên trong ống. Khi $R_E > R_i$ (hay $\alpha_z, \alpha_w < \alpha_s, \alpha_n$) thì ảnh hưởng của góc nghiêng hay lượng nạp đều không đáng kể tới công suất nhiệt toàn bộ. Ví dụ, nếu ống nhiệt với môi chất nạp là nước và bên ngoài ống là quá trình tỏa nhiệt đối lưu của khói và không khí thì ta có thể bỏ qua ảnh hưởng của góc nghiêng hay lượng nạp tới công suất nhiệt toàn bộ của ống.

6. Giới hạn công suất nhiệt của ống nhiệt trọng trường

a. Các loại giới hạn công suất nhiệt

Từ phương trình (7-1) ta nhận thấy, về lý thuyết ống nhiệt có thể đạt

được công suất nhiệt rất lớn. Tuy nhiên, trong thực tế công suất nhiệt bị giới hạn bởi quá trình nhiệt động, truyền nhiệt và thủy động xảy ra bên trong ống. Sự hạn chế công suất nhiệt đạt được này gọi là giới hạn công suất nhiệt $Q_{\max}$ hay công suất nhiệt tới hạn. Khi công suất nhiệt lớn hơn công suất nhiệt tới hạn $Q > Q_{\max}$, ống nhiệt sẽ không hoạt động và ống bị hỏng (vỡ ống) vì lúc này chất lỏng ngưng không thể quay về phần sôi và nhiệt độ của vách ống nhiệt tăng đến mức có thể làm hỏng ống.

Với ống nhiệt trọng trường có ba loại giới hạn công suất: giới hạn âm thanh, giới hạn sôi và giới hạn lõi cuộn.

- *Giới hạn âm thanh:*

Theo lý thuyết nhiệt động học, tốc độ hơi trong ống nhiệt không thể vượt quá tốc độ âm thanh, cho nên công suất nhiệt lớn nhất ứng với trường hợp khi tốc độ hơi bằng tốc độ âm thanh, gọi là giới hạn âm thanh của công suất nhiệt.

- *Giới hạn sôi:*

Theo lý thuyết truyền nhiệt, khi chuyển từ chế độ sôi bọt sang chế độ sôi màng, hệ số tỏa nhiệt khi sôi giảm mạnh. Vậy công suất nhiệt lớn nhất ở đây, ứng với lúc chuyển từ sôi bọt sang sôi màng, gọi là giới hạn sôi của công suất nhiệt.

- *Giới hạn lõi cuộn:*

Vì chất lỏng ngưng và hơi chuyển động ngược chiều nhau bên trong ống, nên dòng chất lỏng ngưng sẽ bị dòng hơi cản trở không cho chảy về phần sôi của ống làm ống nhiệt trong phần sôi bị khô cạn và có thể dẫn tới cháy ống. Công suất nhiệt lớn nhất, khi dòng hơi có tác dụng gây trở ngại đáng kể tới dòng chất lỏng ngưng, ở đây gọi là giới hạn lõi cuộn của công suất nhiệt $Q_{c,\max}$. Giá trị giới hạn lõi cuộn được xác định bằng công thức sau:

$$Q_{c,\max} = 0,64 A_h \left(\frac{\rho}{\rho_h} \right)^{0,13} \cdot r [\sigma \cdot g \cdot \rho_h^2 (\rho - \rho_h)]^{0,25}$$

ở đây:

$$A_h = \pi \frac{d_1^2}{4} - \text{tiết diện của hơi trong ống, } m^2$$

ρ, ρ_h - khối lượng riêng của chất lỏng và hơi, kg/m^3

r - nhiệt hóa hơi, J/kg

σ - sức căng bề mặt của chất lỏng, N/m

g - gia tốc trọng trường, m/s^2 .

Các thông số trên tra theo nhiệt độ của hơi trong ống nhiệt.

Với ống nhiệt trọng trường, qua nghiên cứu người ta thấy trong ba loại giới hạn trên, giới hạn lõi cuộn có giá trị nhỏ nhất. Vậy khi tính toán ta chỉ cần tính giá trị giới hạn lõi cuộn $Q_{c,max}$ và khi thiết kế cũng như vận hành ống nhiệt, chúng ta phải bảo đảm công suất nhiệt của ống nhỏ hơn giới hạn lõi cuộn $Q < Q_{c,max}$.

b. Ảnh hưởng của góc nghiêng ϕ và lượng nạp ξ tới giới hạn lõi cuộn $Q_{c,max}$

Góc nghiêng và lượng nạp có ảnh hưởng khá lớn tới giá trị công suất nhiệt bên trong ống lớn nhất Q_{imax} (giới hạn lõi cuộn). Thực nghiệm cho thấy, với nước, ống nhiệt phải nạp lượng chất lỏng $\xi > 25\%$, vì nếu bé hơn giá trị này thì Q_{imax} sẽ có giá trị rất nhỏ và có nguy cơ xảy ra giới hạn lõi cuộn trong ống. Giá trị công suất bên trong lớn nhất của ống Q_{imax} cũng phụ thuộc nhiều vào góc nghiêng. Thực nghiệm cho thấy, với nước khi nhiệt độ hơi $t_h = 50^\circ C \div 70^\circ C$, giới hạn lõi cuộn lớn nhất đạt được khi góc nghiêng $\phi = 60^\circ \div 70^\circ$.

Cũng như đã nói ở phần ảnh hưởng của ϕ và ξ vào công suất nhiệt trong, ảnh hưởng của góc nghiêng và lượng nạp ở đây đối với giới hạn lõi cuộn toàn bộ ống chỉ đáng kể khi nhiệt trở ngoài R_E tương đương hoặc bé hơn nhiệt trở trong R_i .

7. Tính công suất nhiệt của thiết bị trao đổi nhiệt kiểu ống nhiệt trong trường đặt đứng

Công suất nhiệt Q của toàn bộ các ống nhiệt trong thiết bị được xác định bằng công thức:

$$Q = Q^1 + Q^2 + \dots + Q^z \quad (7-15)$$

Ở đây $Q^1, Q^2, \dots, Q^z$ là công suất nhiệt của các ống nhiệt trong hàng ống thứ 1, 2, $\dots, z$. Công suất nhiệt của m ống nhiệt trong hàng ống thứ z được xác định như sau:

$$Q_z = m \cdot Q_1^z \quad (7-15a)$$

Ở đây Q_1^z là công suất nhiệt của 1 ống nhiệt trong hàng ống thứ z nào đó của thiết bị và được xác định theo (7-1):

$$Q_1^z = \frac{\Delta t_z}{R'_E + R'_i}$$

Δt_z - hiệu nhiệt độ của nguồn đốt nóng và môi chất lấy nhiệt của 1 ống trong hàng ống z;

R_E^z, R_i^z - nhiệt trở ngoài và nhiệt trở trong của 1 ống trong hàng ống z.

8. Chọn chiều dài phần sôi và phần ngưng của ống nhiệt trọng trường

Công suất nhiệt của ống nhiệt phụ thuộc vào chiều dài phần sôi L_s và phần ngưng L_n . Chọn chiều dài L_s, L_n sao cho công suất nhiệt đạt được lớn nhất, đó là bài toán phức tạp. Bằng lý thuyết với một số giả thiết nhằm đơn giản bài toán, một số tác giả tìm ra được chiều dài L_s, L_n tối ưu đối với thiết bị ống nhiệt đốt nóng bằng khí và làm nguội cũng bằng chất khí như sau với $\beta = L_n/L_s$:

$$\beta = \sqrt{\frac{\alpha_z}{\alpha_w}} \quad (7-16)$$

α_z - hệ số tỏa nhiệt của dòng khí nóng với bề mặt ngoài phần sôi;

α_n - hệ số tỏa nhiệt giữa dòng khí nguội với bề mặt ngoài phần ngưng.

Ví dụ 7.1

Ống nhiệt trọng trường đặt đứng không có cánh ở mặt ngoài, môi chất nạp là nước, ống bằng thép có chiều dài toàn bộ $L = 1 \text{ m}$, đường kính ngoài $d_e = 20 \text{ mm}$, đường kính trong $d_i = 18 \text{ mm}$, hệ số dẫn nhiệt của thép $\lambda = 50 \text{ W/m}^\circ\text{K}$. Nhiệt độ của khối đốt nóng phần sôi $t_z = 300^\circ\text{C}$, nhiệt độ không khí được đốt nóng trong phần ngưng $t_w = 70^\circ\text{C}$, hệ số tỏa nhiệt của khối $\alpha_z = 120 \text{ W/m}^2\cdot^\circ\text{K}$, của không khí $\alpha_w = 60 \text{ W/m}^2\cdot^\circ\text{K}$. Xác định công suất nhiệt toàn bộ Q của ống, giới hạn lõi cuốn công suất $Q_{\max}$ và lượng nạp nước trong ống.

Giải

Bài toán ở đây đã cho α_z và α_w . Nếu không biết phải từ tốc độ của khối và không khí đã cho và từ các phương trình tiêu chuẩn đối lưu của dòng khí cắt ngang qua ống mà tính α_z, α_w .

Theo (7-16), ta tính tỷ số chiều dài phần ngưng và phần sôi của ống:

$$\beta = \sqrt{\frac{\alpha_z}{\alpha_w}} = \sqrt{\frac{120}{60}} = 1,41$$

$$L_n = \beta \cdot L_s = 1,41 L_s$$

$$L_n = L - L_s = 1 - L_s$$

Từ đó ta tìm được $L_s = 0,42 \text{ m}$; $L_n = 0,58 \text{ m}$.

Ta tìm các nhiệt trở của ống:

$$R_z = \frac{1}{\alpha_z \cdot F_{cs}} ; F_{cs} = \pi d_c \cdot L_s = 3,14 \times 0,02 \times 0,42 = 0,026$$

$$R_z = \frac{1}{120 \times 0,026} = 0,32$$

$$R_w = \frac{1}{\alpha_w \cdot F_{cs}} ; F_{cn} = \pi d_c \cdot L_n = 3,14 \times 0,02 \times 0,58 = 0,036$$

$$R_w = \frac{1}{60 \times 0,036} = 0,46$$

$$R_{vs} = \frac{\ln \frac{d_e}{d_i}}{2\pi \lambda \cdot L_s} = \frac{\ln \frac{20}{18}}{2 \times 3,14 \times 50 \times 0,42} = 0,0008$$

$$R_{vn} = \frac{\ln \frac{d_e}{d_i}}{2\pi \lambda \cdot L_n} = \frac{\ln \frac{20}{18}}{2 \times 3,14 \times 50 \times 0,58} = 0,00055$$

Chúng ta nhận thấy nhiệt trở của vách R_{vs} , R_{vn} rất bé so với nhiệt trở của khối và không khí R_z , R_w , do vậy có thể bỏ qua R_{vs} , R_{vn} và tổng nhiệt trở ngoài R_E bằng:

$$R_E = R_z + R_{vs} + R_{vn} + R_w \approx R_z + R_w$$

$$R_E = 0,32 + 0,46 = 0,78$$

Giải hệ phương trình (7-13) theo phương pháp gần đúng để tính công suất nhiệt Q của ống A.

Bước 1: Cho $R_i = 0$, từ (a) tính Q :

$$Q = \frac{\Delta t}{R_E} = \frac{300 - 70}{0,78} = 295 \text{ W}$$

Từ:

$$Q = 5,24 \cdot A \cdot \xi \cdot \Delta t_i^{0,75} = 295$$

$$\Delta t_i = \left(\frac{295}{5,24 \cdot A \cdot \xi} \right)^{1/0,75}$$

Theo (7-11a) ta có:

$$A = d_i \left[\frac{L_s \cdot L_n}{L_s + \frac{L_n}{\varphi}} \right]^{0,75} \text{ với } \varphi = 0,44 \text{ đối với nước}$$

$$A = 0,018 \left[\frac{0,42 \times 0,58}{0,42 + \frac{0,58}{0,44}} \right]^{0,75} = 0,004$$

Muốn tìm ξ theo đồ thị hình 7-5 ta phải biết nhiệt độ của hơi t_h . Nhiệt độ hơi có thể tính như sau:

$$t_h = \frac{t_{ns} + t_{nn}}{2}$$

Vì ở đây bỏ qua R_{vs} , R_{vn} nên $t_{ns} = t_{nn}$ và ta có:

$$Q = \alpha_z \cdot F_{cs} (t_z - t_{ns})$$

$$t_{ns} = t_z - \frac{Q}{\alpha_z \cdot F_{cs}} = 300 - \frac{295}{120 \times 0,026} = 206^\circ\text{C}$$

Vậy nhiệt độ hơi $t_h = 206^\circ\text{C}$. Từ đồ thị 7-5 đối với nước ở $t = 206^\circ\text{C}$ ta có: $\xi = 7100$.

Vậy:

$$\Delta t_i = \left(\frac{295}{5,24 \times 0,004 \times 7100} \right)^{1/0,75} = 2,5^\circ\text{C}$$

Từ đó theo (c) ta có:

$$R_i = \frac{\Delta t_i^{0,25}}{5,24 \cdot A \cdot \xi} = \frac{2,5^{0,25}}{5,24 \times 0,004 \times 7100} = 0,0085$$

Từ đó theo (a) ta có:

$$Q = \frac{\Delta t}{R_E + R_i} = \frac{300 - 70}{0,78 + 0,0085} = 292 \text{ W}$$

Vì sai số: $(295 - 292)/292 \approx 1\%$ nên ta có thể dừng lại và chọn công suất nhiệt của 1 ống nhiệt $Q = 292 \text{ W}$. Khi cần tính chính xác hơn ta thực hiện bước 2.

Bước 2: Tính với $Q = 292 \text{ W}$. Nhiệt độ của hơi $t_h = t_{ns}$:

$$t_{ns} = t_z - \frac{Q}{\alpha_z \cdot F_{cs}} = 300 - \frac{292}{120 \times 0,026} = 206,4^\circ\text{C}$$

Từ nhiệt độ này theo đồ thị 7-5 đối với nước ta vẫn có $\xi = 7100$ và:

$$\Delta t_i = \left(\frac{292}{5,24 \times 0,004 \times 7100} \right)^{1/0,75} = 2,45$$

$$R_i = \frac{2,54^{0,25}}{5,24 \times 0,004 \times 7100} = 0,0084$$

$$Q = \frac{\Delta t}{R_{\text{t}} + R_i} = \frac{300 - 70}{0,78 + 0,0084} = 291,7 \text{ W}$$

Sai số ở đây: $(292 - 291,7)/291,7 \approx 0,1\%$. Rõ ràng ta không cần phải tính thêm bước nữa vì sai số đã quá nhỏ. Vậy công suất nhiệt của ống nhiệt chính xác hơn là $Q = 291,7 \text{ W}$.

Qua ví dụ này ta nhận thấy, khi môi chất bên trong ống nhiệt là nước và bên ngoài là khí (khởi) - khí (không khí) thì nhiệt trở trong R_i sẽ rất nhỏ so với nhiệt trở ngoài R_{t} và lúc này công suất nhiệt Q của ống hầu như không đổi nếu ta thay đổi góc nghiêng của ống (ống đặt nghiêng) hoặc thay đổi lượng nạp môi chất trong ống.

Giới hạn lõi cuộn của ống nhiệt được xác định từ công thức (7-14):

$$Q_{c,\max} = 0,64 A_h \left(\frac{\rho}{\rho_h} \right)^{0,13} \cdot r [\sigma \cdot g \rho_h^2 (\rho - \rho_h)]^{0,25}$$

$$A_h = \frac{\pi d_i^2}{4} = \frac{3,14 \times 0,018^2}{4} = 0,00025 \text{ m}^2$$

Ở nhiệt độ hơi $t_h \approx 206^\circ\text{C}$ ta tra được các thông số của hơi bão hòa khô và của chất lỏng (nước sôi) như sau:

$$\rho_h = 9 \text{ kg/m}^3; \rho = 852 \text{ kg/m}^3; \sigma = 0,0354 \text{ N/m}; r = 1,9 \cdot 10^6 \text{ J/kg}.$$

Do đó ta có:

$$Q_{c,max} = 0,64 \times 0,00025 \left(\frac{852}{9} \right)^{0,13} 1,9 \cdot 10^6 [0,0354 \times 9,81 \times 9^2 (582 - 9)]^{0,25} = 6200 \text{ W}$$

Chúng ta thấy ở đây thỏa mãn điều kiện $Q = 292 \text{ W} < Q_{c,max} = 6200 \text{ W}$ và như vậy ống nhiệt hoạt động an toàn.

Để bảo đảm ống nhiệt hoạt động an toàn và giới hạn lõi cuộn $Q_{c,max}$ không giảm đi, ta phải nạp vào ống $\xi > 25\%$. Ở nhiệt độ hơi nước $t_h = 90^\circ\text{C}$ lượng nạp tối ưu $\xi = 50\%$, ở đây $t_h = 206^\circ\text{C}$ ta chọn lượng nạp $\xi = 80\%$. Vậy lượng môi chất V_n nạp vào ống được tính như sau:

$$\xi = \frac{V_n}{V_s};$$

$$V_n = \xi \cdot V_s = \xi \cdot \frac{\pi d_i^2}{4} L_s$$

$$V_n = 0,8 \cdot \frac{3,14 \times 0,018^2}{4} \cdot 0,42 = 0,000084 \text{ m}^3 = 0,084 \text{ l.}$$

7.2. THIẾT BỊ DÙNG NĂNG LƯỢNG MẶT TRỜI

7.2.1. Mở đầu, giới thiệu cấu trúc

Năng lượng mặt trời có thể được biến đổi thành nhiệt năng, cơ năng, điện năng v.v... là những dạng năng lượng được dùng trên phạm vi toàn cầu. Biến đổi năng lượng bức xạ mặt trời thành nhiệt năng là một phương pháp hiệu quả nhất trong lĩnh vực sử dụng năng lượng mặt trời. Trong nhiều thiết bị, hiệu suất chuyển đổi có thể đạt trên 60%. Nhiệt năng tạo thành có thể sử dụng cho nhiều mục đích như để nấu nướng, đun nóng nước hay các chất lỏng khác, sấy các sản phẩm công nghiệp và nông nghiệp, làm lạnh và điều hòa không khí v.v...

Việt Nam là nước nhiệt đới có số giờ mặt trời chiếu nắng cao, vì vậy sử dụng nguồn năng lượng mặt trời để bổ sung cho nhu cầu năng lượng chung của đất nước sẽ có tầm quan trọng ngày một lớn, cũng vì năng lượng mặt trời là vô tận và được cho không. Hơn nữa, đây là nguồn năng lượng sạch và có ý nghĩa quan trọng trong lĩnh vực bảo vệ môi trường.

Các loại thiết bị dùng năng lượng mặt trời rất đa dạng. Trong chương này, với mục đích giới thiệu những nét khái quát về loại thiết bị kiểu mới

này, chúng tôi sẽ trình bày chủ yếu về các thiết bị đun nước nóng dùng năng lượng mặt trời.

Nhu cầu thiết kế các thiết bị đun nước nóng dùng năng lượng mặt trời đã được đề cập tới từ hơn 90 năm trước. Nhưng các tiến bộ kỹ thuật trong lĩnh vực đun nước nóng bằng năng lượng mặt trời đạt được nhiều thành công nhất trong 30 năm gần đây, đặc biệt ở các nước có điều kiện sử dụng nguồn năng lượng mặt trời hiệu quả. Các thiết bị đun nước nóng dùng năng lượng mặt trời được sử

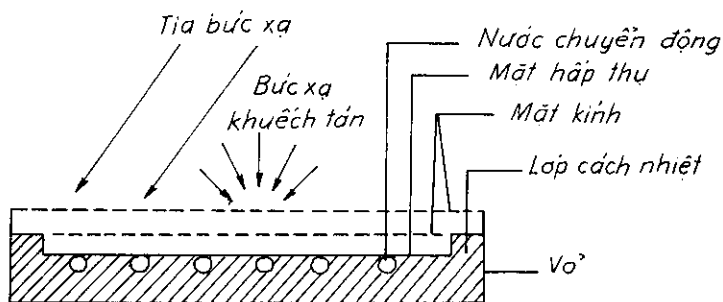
dụng rộng rãi ở các khách sạn, ký túc xá sinh viên, bệnh viện, xí nghiệp công nghiệp, ngành dệt, ngành giấy, sản xuất thực phẩm, trong sinh

hoạt gia đình, và thậm chí ở một vài nước được dùng để làm nóng nước ở các bể bơi vào mùa đông.

Trong hơn 60 năm qua, nhiều loại thiết bị thu góp năng lượng mặt trời khác nhau đã được nghiên cứu, chế tạo chủ yếu ở Mỹ, Anh, Úc, Nam Phi, Israen, Ấn Độ... Mục tiêu nghiên cứu chính là làm sao chuyển đổi được nhiều nhất bức xạ mặt trời thành nhiệt năng hữu ích ở nhiệt độ cao nhất có thể, với chi phí đầu tư thấp nhất.

Bộ thu góp năng lượng mặt trời kiểu tấm phẳng là loại quan trọng nhất trong các bộ thu góp năng lượng mặt trời, nó có thiết kế đơn giản, không có các bộ phận chuyển động và đòi hỏi chi phí vận hành thấp. Bộ thu góp tấm phẳng có thể sử dụng cho các kiểu thiết bị khác nhau, đáp ứng yêu cầu nhiệt độ từ 40°C đến 100°C , thực chất nó đảm nhận chức năng của một thiết bị trao đổi nhiệt.

Sơ đồ một bộ thu góp kiểu tấm phẳng dùng cho chất lỏng được trình bày trên hình 7-6. Nó gồm một mặt hấp thụ, các tia bức xạ mặt trời sau khi xuyên qua một hoặc nhiều tấm kính trong suốt bên trên sẽ đập lên mặt hấp thụ này.



Hình 7-6. Bộ thu góp năng lượng mặt trời kiểu tấm phẳng

Một phần năng lượng bức xạ thu được sẽ được truyền đến cho chất lỏng chuyển động trong các ống gắn với mặt hấp thụ, phần nhiệt truyền này là hữu ích. Phần còn lại của năng lượng bức xạ thu được trên mặt hấp thụ bị mất mát vào môi trường xung quanh do đối lưu và phản xạ qua mặt bên trên, hoặc do dẫn nhiệt qua mặt đáy và các thành bên. Tấm kính trong suốt bên trên giúp làm giảm mất mát nhiệt do đối lưu và phản xạ, còn sự cách nhiệt tốt ở đáy và các thành bên sẽ giúp làm giảm mất mát nhiệt bằng dẫn nhiệt. Chất lỏng thông thường được sử dụng là nước.

Thường thì các bộ thu góp tấm phẳng được đặt nghiêng ở một vị trí xác định trên một cơ cấu đỡ, hướng mặt về phía Nam nếu như nó được đặt ở Bắc bán cầu.

Hiệu quả làm việc của các bộ thu góp năng lượng mặt trời sẽ phụ thuộc vào đặc tính của các bộ phận chủ yếu của nó. Ví dụ, mặt kính bên trên vừa đảm nhận chức năng cho các tia bức xạ mặt trời đi xuyên qua, đồng thời lại như một màn ngăn các tia phản xạ từ mặt hấp thụ đi ra. Vì vậy tấm kính càng trong suốt, khả năng xuyên qua đối với các tia sáng mặt trời càng cao thì càng tốt. Kính phải đảm bảo độ bền và không bị mờ khi phơi trần ngoài trời ở các điều kiện thời tiết khác nhau. Đối với các thiết bị đun nước nóng dùng năng lượng mặt trời, thường dùng kính có độ dày 4 đến 5,5 mm.

Mặt hấp thụ thường là một tấm phẳng được bôi đen và có hai nhiệm vụ: hấp thụ bức xạ mặt trời và chuyển đổi nó thành nhiệt năng. Như vậy, nó giữ vai trò như một thiết bị trao đổi nhiệt. Đặc tính chuyển đổi năng lượng của mặt hấp thụ phụ thuộc vào các tính chất quang nhiệt của vật liệu bôi đen. Lớp sơn đen phải có khả năng thu hút bức xạ mặt trời càng nhiều càng tốt, nhưng sự tỏa nhiệt từ nó trong vùng các tia hồng ngoại ở nhiệt độ cao lại phải thấp. Có như vậy thì nhiệt mới không bị mất mát do bức xạ từ mặt sơn đen này.

Đặc tính truyền nhiệt của mặt hấp thụ sẽ phụ thuộc vào tính chất vật liệu chế tạo, hình dạng của các kênh hoặc ống dẫn chất lỏng (nước) và vào dạng tiếp xúc giữa các ống dẫn với mặt hấp thụ.

Đối với các bộ thu góp trực tiếp thì đồng là kim loại thông dụng nhất để chế tạo các ống dẫn. Còn các kênh hoặc ống làm bằng nhôm không tốt bằng vì dễ bị ăn mòn một cách tự nhiên.

Ở nhiều nước, mặt hấp thụ bằng đồng - nhôm rất thông dụng. Tuy nhiên,

trong cách phối hợp này, một vấn đề đặt ra là phải đảm bảo tiếp xúc nhiệt tốt giữa các ống bằng đồng và tấm bằng nhôm bởi vì chúng chỉ được nối với nhau một cách cơ học. Hiện nay, chất dẻo cũng đã trở thành vật liệu phổ biến để làm mặt hấp thụ. Ưu điểm chủ yếu của chất dẻo là tránh được các tác động ăn mòn và nhẹ nên giảm được trọng lượng của mặt hấp thụ. Còn nhược điểm chính của nó là không chịu được áp suất cao và khi sửa chữa phải có những dụng cụ đặc biệt.

Để đảm bảo hệ số hấp thụ cao, thông thường các mặt hấp thụ phải có lớp phủ màu đen bằng vật liệu được chọn lọc. Sơn đen bình thường có thể sử dụng để làm đen các mặt hấp thụ làm việc đến nhiệt độ $65 \div 70^{\circ}\text{C}$. Đối với các bộ thu góp chọn lọc, thông thường mặt kim loại nhẵn được phủ một lớp mỏng ôxyt niken và đồng màu đen hoặc một lớp mỏng sunfit niken và kẽm màu đen, lớp phủ crôm màu đen cũng được sử dụng khá rộng rãi ở Mỹ. Các loại sơn đen được sử dụng một cách kinh tế và hiệu quả đến nhiệt độ 65°C rất thích hợp các thiết bị đun nước nóng bằng năng lượng mặt trời.

Để giảm mất mát nhiệt và tăng hiệu suất của thiết bị, người ta thường sử dụng các vật liệu cách nhiệt sau đây:

- Vật liệu dạng sợi (bông thủy tinh, sợi amiăng, sợi gốm, v.v...)
- Vật liệu bọt hữu cơ (bọt phenolic, bọt biển v.v...)
- Vật liệu dạng bột (mùn cưa, trấu v.v...)
- Vật liệu dạng hạt (canxi silicat, 85% manhê ôxyt v.v...)

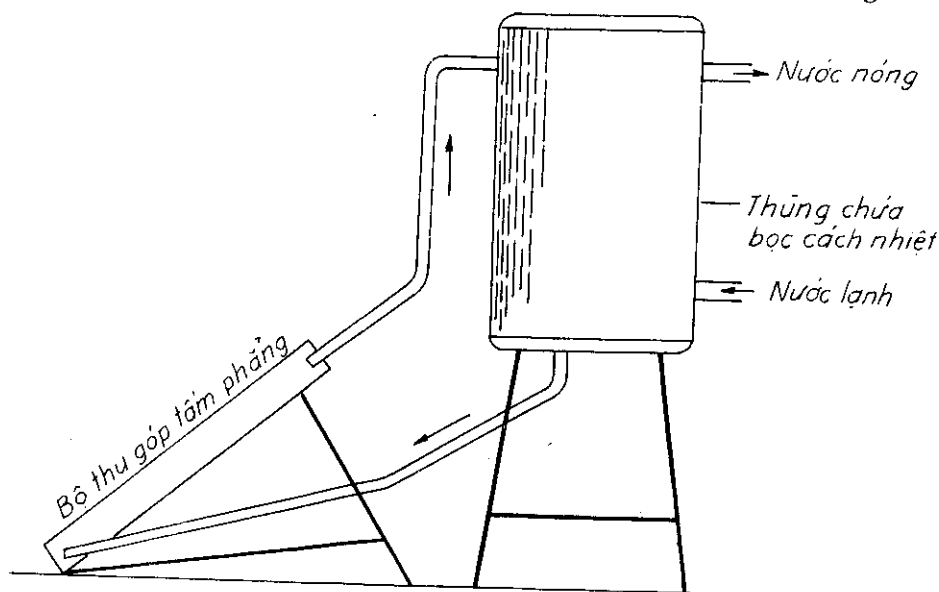
7.2.2. Một số kiểu thiết bị đun nước nóng dùng năng lượng mặt trời

Vào thời điểm hiện tại, đun nước nóng bằng năng lượng mặt trời là một phương pháp ứng dụng hấp dẫn nhất từ góc độ kinh tế. Ở nhiều nước trên thế giới, phương pháp sử dụng năng lượng này hoàn toàn có thể so sánh với các hệ thống đun nước nóng dùng các nguồn năng lượng khác.

Trên hình 7-7 trình bày sơ đồ một thiết bị đun nước nóng dùng năng lượng mặt trời đơn giản, dung tích nhỏ. Thiết bị này là kiểu đối lưu tự nhiên thích hợp cho sinh hoạt gia đình.

Hai thành phần chính của thiết bị là bộ phận thu góp kiểu tấm phẳng và thùng chứa. Thùng chứa nước được đặt bên trên cao hơn so với bộ thu

góp. Vì nước ở trên bộ thu góp được đun nóng bằng năng lượng mặt trời nên nó sẽ tự động chảy lên phía đỉnh của thùng chứa nước, còn nước lạnh lại chảy từ đáy thùng chứa xuống, điền đầy vào các vị trí trên bộ thu góp. Nước nóng để sử dụng được lấy ra từ phía trên thùng chứa. Mỗi khi lấy nước nóng ra dùng thì nước lạnh lại tự động chảy vào thùng, ở vị trí gần đáy của nó. Vào những ngày không có nắng, có thể sử dụng bộ đốt nóng bổ sung.



Hình 7-7. Thiết bị đun nước nóng dùng năng lượng mặt trời kiểu đối lưu tự nhiên có dung tích nhỏ

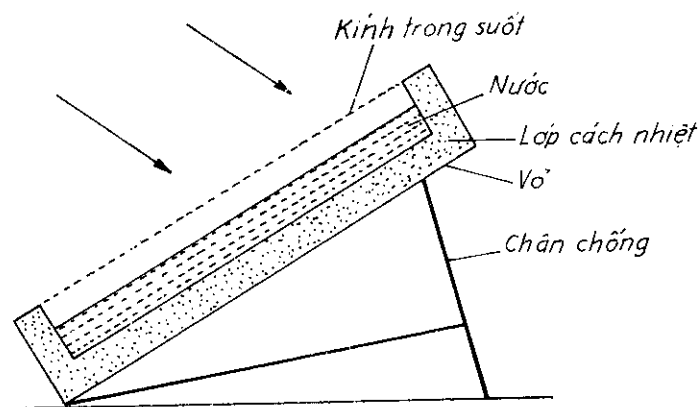
Thông thường thiết bị kiểu này có dung tích từ 100 đến 200 lít và đủ cung cấp nhu cầu nước nóng cho một gia đình có bốn đến năm người. Nhiệt độ nước nóng đạt từ 50 đến 70°C. Đun nước nóng bằng năng lượng mặt trời là một ví dụ tốt để mô tả khả năng sử dụng trực tiếp nguồn năng lượng mặt trời. Ở đây có sự phù hợp giữa nhiệt độ đạt được trên thiết bị đốt nóng (trong trường hợp này là bộ thu góp kiểu tấm phẳng) với nhiệt độ yêu cầu để sử dụng. Do có sự phù hợp này và dựa trên cơ sở đánh giá về tính sẵn có của nguồn năng lượng mặt trời, người ta cho rằng các hệ thống đun nước nóng dùng năng lượng mặt trời có hiệu suất nhiệt động cao hơn so với các hệ thống đun nước nóng bằng khí tự nhiên hay bằng điện.

Thiết bị đun nước nóng dùng năng lượng mặt trời kiểu đối lưu tự nhiên đã được sử dụng rộng rãi từ những năm hai mươi cho đến khoảng năm 1940, khi mà dầu hỏa và khí tự nhiên được khai thác nhiều và rẻ hơn. Hiện nay,

loại thiết bị này lại đang được sử dụng khá rộng rãi, đặc biệt ở các nước như Israen, Úc và Nhật Bản.

Thiết bị đun nước nóng bằng năng lượng mặt trời kiểu dân dụng, dung tích nhỏ còn có một cấu trúc khác đơn giản hơn, trong đó chức năng thu góp năng lượng và chức năng thùng lưu trữ được phối hợp trong cùng một đơn nguyên. Sơ đồ nguyên lý của thiết bị kiểu này được mô tả trên hình 7-8.

Thiết bị gồm một hộp kín hình chữ nhật sâu từ 5 đến 10 cm, làm bằng lá kim loại. Phía trên hộp là tấm kính trong suốt được đỡ bởi khung hộp, thành bên và đáy hộp được bọc cách nhiệt. Buổi sáng cho nước đầy hộp,



Hình 7-8. Thiết bị đun nước nóng bằng năng lượng mặt trời kiểu có bộ thu góp kèm lưu trữ nước

nước được đun nóng trong ngày và buổi tối lấy ra để sử dụng. Thiết bị có bộ thu góp kết hợp với lưu trữ nước có ưu điểm là giá thành thấp hơn so với thiết bị kiểu đối lưu tự nhiên, tuy nhiên hiệu suất và nhiệt độ đạt được thấp hơn một chút.

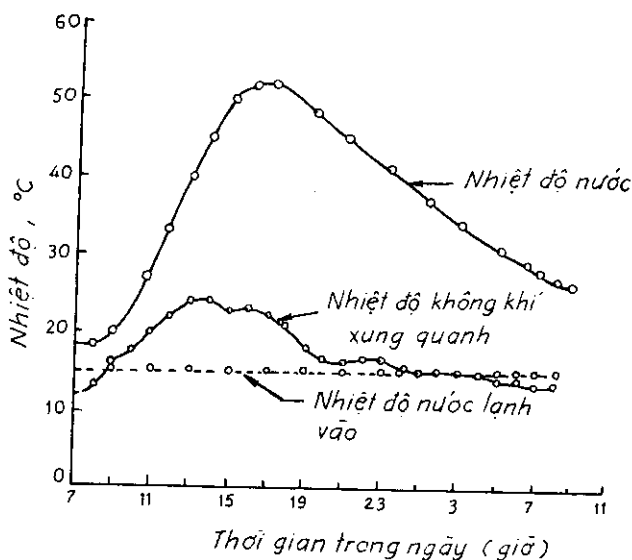
Thiết bị đun nước bằng năng lượng mặt trời kiểu có bộ thu góp kèm lưu trữ nước được sử dụng ở nhiều nước như Ấn Độ, Nhật Bản, Nam Phi và Israen. Thông thường ở các nước này, người ta chế tạo thiết bị gồm một hộp hình chữ nhật bằng thép không gỉ (dài 1,12 m rộng 0,8 m và sâu 0,1 m), với dung tích khoảng 90 lít. Bên ngoài là hộp bọc bằng gỗ (dài 1,22 m, rộng 0,9 m, sâu 0,2 m) với lớp cách nhiệt các thành bên và đáy bằng bông thủy tinh dày 5 cm. Mặt kim loại bên trên được sơn đen, trên cùng là một hoặc hai tấm kính dày 3 cm, khoảng cách giữa tấm kính và mặt bôi đen khoảng 4 cm.

Thiết bị được đặt nghiêng một góc thích hợp so với mặt nằm ngang và quay mặt về phía Nam để thu góp được lượng bức xạ mặt trời lớn nhất. Nước nóng được lấy ra qua ống gần ở phía đỉnh của thiết bị bằng cách mở van cho

nước lạnh đi vào phần đáy của thiết bị và đẩy dần nước nóng lên phía trên.

Trên hình 7-9 là đồ thị biểu diễn sự biến đổi nhiệt độ của nước và nhiệt độ không gian ngoài trời cho một thiết bị kiểu có bộ thu góp kèm lưu trữ nước.

Nhiệt độ cao nhất của nước đạt được vào khoảng 5 giờ chiều và sau đó bắt đầu giảm dần do có sự mất mát nhiệt vào môi trường xung quanh. Vì vậy, thiết bị kiểu này chỉ thích hợp cho sử dụng vào thời gian ban ngày. Nếu áp dụng những biện pháp bọc cách nhiệt tốt cho thiết bị, cũng có thể giữ được nước nóng cho đến sáng hôm sau để sử dụng.



Hình 7-9. Sự biến đổi nhiệt độ của nước trong thiết bị đun nước nóng dùng dùng năng lượng mặt trời kiểu có bộ thu góp kèm lưu trữ nước

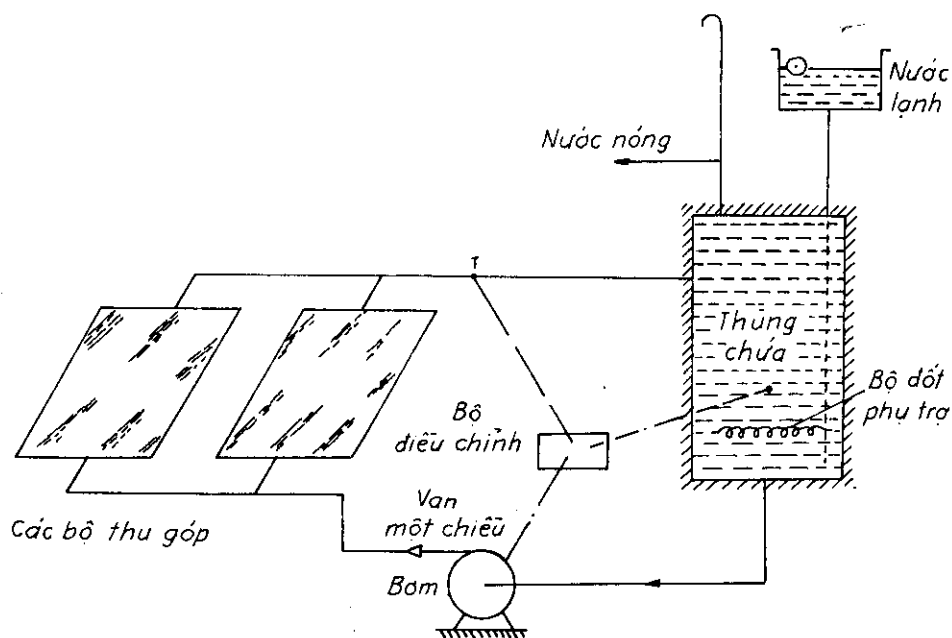
Khi yêu cầu lượng nước nóng lớn thì hệ thống đối lưu tự nhiên không đáp ứng được. Để có được lượng nước nóng lớn, người ta phải sử dụng những dãy các bộ thu góp tấm phẳng kèm theo hệ thống đối lưu cưỡng bức sử dụng bơm nước.

Trong hệ thống này, thùng lưu trữ nước không nhất thiết phải nằm cao hơn so với các bộ thu góp như trong các hệ thống đối lưu tự nhiên.

Trên hình 7-10 trình bày sơ đồ nguyên lý một hệ thống đặc trưng kiểu đối lưu cưỡng bức.

Khi lấy nước nóng ra sử dụng thì lại có một lượng nước lạnh được điền đầy vào thùng chứa do van phao điều hành. Bơm được vận hành nhờ bộ điều chỉnh đóng - mở theo tín hiệu chênh lệch giữa nhiệt độ của nước khi đi qua bộ điều chỉnh và nhiệt độ thích hợp định trước bên trong thùng trữ nước. Nếu

chênh lệch nhiệt độ lớn hơn giá trị đặt thì bơm sẽ hoạt động, còn nếu chênh lệch nhiệt độ nhỏ hơn giá trị đặt thì bơm ngừng hoạt động. Thông thường người ta còn lắp thêm bộ đốt nóng điện phụ trợ. Thiết bị kiểu này rất thích hợp cho các bệnh viện, khách sạn, nhà hàng, công sở và các nhà máy.



Hình 7-10. Hệ thống đun nước nóng dùng năng lượng mặt trời kiểu đối lưu cưỡng bức

Mấy năm gần đây, nhiều hệ thống kiểu đối lưu cưỡng bức đã được lắp đặt ở nhiều nơi như Ấn Độ, Nam Phi v.v...

7.2.3. Tính một số đặc tính nhiệt của thiết bị đun nước nóng dùng năng lượng mặt trời

1. Tổn thất nhiệt từ bộ thu góp tấm phẳng

Trong trạng thái ổn định, mật độ năng lượng mặt trời được một đơn vị diện tích mặt hấp thụ nhận được q , phải bằng tổng của năng lượng hữu ích truyền cho nước $q_{h,i}$, và tổn thất năng lượng vào môi trường xung quanh q_{tt} :

$$q = q_{h,i} + q_{tt} \quad (7-17)$$

Tổn thất năng lượng vào môi trường xung quanh là một chỉ tiêu quan trọng để đánh giá chất lượng của bộ thu góp năng lượng mặt trời kiểu tấm phẳng, nếu tổn thất nhiều thì năng lượng hữu ích nhận được sẽ nhỏ. Tổn thất

hiệu quả làm việc của một bộ thu góp kiểu tấm phẳng.

a. Hệ số tổn thất mặt trên

Đối với bộ thu góp kiểu tấm phẳng, hệ số tổn thất mặt trên bao gồm hệ số truyền nhiệt đối lưu và hệ số truyền nhiệt bức xạ.

Hệ số truyền nhiệt đối lưu được xác định cho hai bước truyền nhiệt là hệ số truyền nhiệt đối lưu từ mặt hấp thụ lên mặt kính $h_{dl.m-k}$ và hệ số truyền nhiệt đối lưu từ mặt kính vào môi trường xung quanh $h_{dl.k-xq}$.

Hệ số truyền nhiệt đối lưu từ mặt hấp thụ lên mặt kính bên trên song song với nó và cùng nghiêng một góc β so với mặt nằm ngang được xác định theo công thức:

$$h_{dl.m-k} = \frac{Nu \lambda_{kk}}{L_{m-k}} \quad (7-18)$$

trong đó:

λ_{kk} - hệ số dẫn nhiệt của không khí;

L_{m-k} - khoảng cách giữa mặt hấp thụ và mặt kính bên trên.

Nu - tiêu chuẩn Nussel xác định cho khoảng không khí nằm giữa mặt hấp thụ và tấm kính bên trên tính theo công thức sau:

$$Nu = 1 + 1,44 \left[1 - \frac{1708}{Ra \cdot \cos \beta} \right]^+ \left(1 - \frac{\sin(1,8\beta)^{1,6} \cdot 1708}{Ra \cdot \cos \beta} \right) + \left[\sqrt[3]{\frac{Ra \cdot \cos \beta}{5830}} - 1 \right]^+$$

trong đó:

β - góc nghiêng của mặt hấp thụ so với phương nằm ngang thay đổi từ 0° đến 75° .

Số mũ (+) có nghĩa là chỉ lấy giá trị dương của số hạng trong dấu ngoặc, còn nếu số hạng trong ngoặc có giá trị âm thì nhận bằng 0.

Ra - tiêu chuẩn Rayleigh:

$$Ra = \frac{g \beta \Delta T L_{m-k}}{\nu^2} Pr$$

Hệ số truyền nhiệt đối lưu từ mặt kính vào môi trường xung quanh được xác định theo công thức sau:

$$h_{dl.k-xq} = 2,8 + 3v \quad (7-20)$$

v - tốc độ của gió bên trên bộ thu góp, m/s .

Hệ số truyền nhiệt bức xạ cũng được xác định cho hai bước truyền nhiệt là hệ số truyền nhiệt bức xạ từ mặt hấp thụ lên mặt kính ở trên $h_{bx.m-k}$ và hệ số truyền nhiệt bức xạ từ mặt kính vào môi trường xung quanh $h_{bx.k-xq}$.

Dòng nhiệt tổn thất do bức xạ từ mặt hấp thụ lên mặt kính ở trên bằng:

$$q_{tt.bx} = h_{bx.m-k}(t_m - t_k) \quad (7-21)$$

Trong đó hệ số truyền nhiệt bức xạ xác định theo công thức sau:

$$h_{bx.m-k} = \frac{\epsilon_{qd} \cdot C_o [(t_m + 273)^4 - (t_k + 273)^4]}{(t_m - t_k)} \quad (7-22)$$

và

$$\epsilon_{qd} = \frac{1}{\frac{1}{\epsilon_m} + \frac{1}{\epsilon_k} - 1}$$

trong đó:

t_m, t_k - nhiệt độ tương ứng của mặt hấp thụ và của tấm kính, $^{\circ}C$.

$\epsilon_m, \epsilon_k, \epsilon_{qd}$ - độ đen của mặt hấp thụ, của mặt kính và độ đen qui dẫn.

$$C_o = 5,67 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^4$$

Hệ số truyền nhiệt bức xạ từ mặt kính trên cùng vào bầu trời có nhiệt độ t_{tr} được xác định theo công thức:

$$h_{bx.k-xq} = \frac{\epsilon_k \cdot C_o [(t_k + 273)^4 - (t_{tr} + 273)^4]}{(t_k - t_{xq})} \quad (7-23)$$

t_{tr} - nhiệt độ bầu trời, lấy thấp hơn $12^{\circ}C$ so với nhiệt độ môi trường xung quanh, tức là:

$$t_{tr} = (t_{xq} - 12)$$

Như vậy hệ số truyền nhiệt tổng cộng từ mặt hấp thụ lên mặt kính ở trên là:

$$h_l = h_{dl.m-k} + h_{bx.m-k} \quad (7-24)$$

và từ mặt kính vào môi trường xung quanh là:

$$h_2 = h_{dl.k-xq} + h_{bx.k-xq} \quad (7-25)$$

Từ đó xác định hệ số truyền nhiệt từ mặt hấp thụ vào môi trường xung quanh (thường gọi là hệ số tổn thất mặt trên) theo công thức:

$$U_{trên} = \frac{1}{\frac{1}{h_1} + \frac{1}{h_2}} \quad (7-26)$$

và dòng nhiệt tổn thất mặt trên:

$$q_{lt.trên} = U_{trên}(t_m - t_{xq}) \quad (7-27)$$

b. Hệ số tổn thất qua đáy

Coi lượng nhiệt tổn thất từ mặt hấp thụ vào môi trường xung quanh bằng dẫn nhiệt qua lớp cách nhiệt ở đáy rồi sau đó bằng đối lưu và bức xạ từ mặt đáy của bộ thu góp. Vì vậy hệ số tổn thất qua đáy có thể tính như sau:

$$U_{đáy} = \left[\frac{1}{\frac{\lambda_{c.nh}}{L_{c.nh}}} + \frac{1}{h_{dl.đáy-xq} + h_{bx.đáy-xq}} \right]^{-1} \quad (7-28)$$

trong đó:

$\lambda_{c.nh}$, $L_{c.nh}$ - hệ số dẫn nhiệt và độ dày của lớp cách nhiệt ở đáy;

$h_{dl.đáy-xq}$ - hệ số truyền nhiệt đối lưu từ đáy vào môi trường xung quanh;

$h_{bx.đáy-xq}$ - hệ số truyền nhiệt bức xạ từ đáy vào môi trường xung quanh.

Thông thường trong công thức (7-28) số hạng thứ hai trong ngoặc nhỏ hơn rất nhiều so với số hạng thứ nhất, vì vậy có thể tính gần đúng:

$$U_{đáy} = \lambda_{c.nh}/L_{c.nh} \quad (7-29)$$

c. Hệ số tổn thất thành bên

Tổn thất nhiệt qua thành bên của bộ thu góp tấm phẳng được xác định giống như tổn thất nhiệt qua đáy. Nếu như chiều dày của lớp cách nhiệt ở thành bên bằng chiều dày lớp cách nhiệt ở đáy thì hệ số tổn thất thành bên có thể xác định như sau:

$$U_{thành} = \frac{U_{đáy} \cdot A_{thành}}{A_m} \quad (7-30)$$

trong đó:

$U_{\text{thành}}$ - hệ số tổn thất qua thành bên của bộ thu góp tấm phẳng

$A_m, A_{\text{thành}}$ - diện tích mặt hấp thụ và diện tích thành bên của bộ thu góp tấm phẳng.

d. Hệ số tổn thất nhiệt toàn phần

Hệ số tổn thất nhiệt toàn phần U bằng tổng các hệ số tổn thất mật trên, qua đáy và qua thành bên của bộ thu góp tấm phẳng:

$$U_{\text{tt}} = U_{\text{trên}} + U_{\text{đáy}} + U_{\text{thành}} \quad (7-31)$$

Từ đó tổn thất nhiệt toàn phần từ mặt hấp thụ vào môi trường xung quanh (cho một đơn vị diện tích, trong một đơn vị thời gian) là:

$$q_{\text{tt}} = U_{\text{tt}}(t_m - t_{\text{xq}}) \quad (7-32)$$

2. Xác định chiều dày hợp lý của lớp không khí nằm giữa mặt hấp thụ và mặt kính ở trên

Nhiệt độ mặt dưới tấm kính t_1 phụ thuộc vào nhiệt độ của mặt hấp thụ t_2 , chiều dày lớp không khí nằm giữa hai mặt này và góc nghiêng của hệ thống. Nếu tăng chiều dày lớp không khí L_{m-k} nằm giữa mặt hấp thụ và mặt kính thì tổn thất nhiệt do dẫn nhiệt qua lớp không khí sẽ giảm đi nhưng tổn thất nhiệt do đối lưu lại tăng lên. Tổn thất nhiệt đối lưu trong lớp không khí này có thể được xác định bằng phương trình dẫn nhiệt Furiê có đưa thêm vào hệ số hiệu chỉnh K như sau:

$$q_{\text{dl}} = K\lambda_{\text{kk}}\left(\frac{t_2 - t_1}{L_{m-k}}\right) \quad (7-33)$$

trong đó:

λ_{kk} - hệ số dẫn nhiệt của lớp không khí và $\lambda_{\text{kk}} = f(t)$

$$t = \frac{(t_1 + t_2)}{2}$$

$$K = f(\text{Pr}, \text{Gr})$$

Pr, Gr - tiêu chuẩn Prandtl và tiêu chuẩn Grashoff.

Từ phương trình trên ta thấy, nếu chiều dày lớp không khí L_{m-k} giảm đi thì tổn thất nhiệt tăng lên. Các thí nghiệm cho thấy, khi chiều dày lớp không khí nhỏ hơn một giá trị xác định thì tổn thất nhiệt sẽ quá lớn gây nguy hại

cho thiết bị. Kinh nghiệm thực tế cho biết, chiều dày hợp lý của lớp không khí nằm giữa mặt hấp thụ và mặt kính ở trên như sau:

Đối với nhiệt độ thấp ($t_2 < 60^{\circ}\text{C}$), lớp không khí có chiều dày 15 đến 20 *mm* là đủ.

Đối với nhiệt độ trung bình và nhiệt độ cao ($t_2 > 160^{\circ}\text{C}$), thì cần thiết phải có một lớp không khí dày từ 60 *mm* đến 80 *mm* để hạn chế tổn thất nhiệt.

Tính toán sức bền

Nhiều thiết bị trao đổi nhiệt làm việc ở điều kiện áp suất dư hoặc chân không. Do độ chênh áp suất giữa bên trong và bên ngoài thiết bị, xuất hiện những ứng suất lực. Đó là những ứng suất nhiệt, ứng suất do trọng lượng của bản thân thiết bị cũng như của các môi chất trong đó gây ra. Để đảm bảo cho thiết bị làm việc an toàn, phải tính toán sức bền cho thiết bị. Theo tiêu chuẩn Việt Nam, nếu như tích của dung lượng thiết bị (tính bằng lít) nhân với độ chênh áp suất (tính bằng at) nhỏ hơn 500 thì không cần tính sức bền. Qua tính toán sức bền, ta có thể tính toán được chiều dày vỏ hình trụ, chiều dày nắp cũng như chiều dày tấm lắp ống.

8.1. XÁC ĐỊNH CHIỀU DÀY THÂN TRỤ

Có thể phân biệt hai loại thân trụ: loại thân dày và loại thân mỏng. Loại thân dày là loại có tỷ số đường kính bên trong và bên ngoài thiết bị lớn hơn hoặc bằng 1,1. Trong trường hợp thân mỏng, tỷ số đường kính trong và ngoài nhỏ hơn 1,1.

Bằng phương pháp tính toán cân bằng lực theo phương bán kính, xem hình 8-1, ta có:

$$P.d_i.L = 2.L.\delta.\sigma$$

Suy ra bề dày thân trụ bằng:

$$\delta = \frac{P.d_i}{2.\sigma} \quad (8-1)$$

Nếu thiết bị đặt đứng có vỏ tương đối mỏng, do phải chịu tải của bản thân cũng như của các môi chất chứa trong đó, cần phải kiểm tra độ bền theo tiết diện ngang, nghĩa là kiểm tra tác động của lực đứng, xem hình 8-2.

Phương trình cân bằng lực có dạng:

$$G + P\pi \frac{d_i^2}{4} = \pi \cdot d_i \cdot \delta \cdot \sigma$$

Chiều dày của vách sẽ là:

$$\delta = \frac{P \cdot d_i}{4 \cdot \sigma} + \frac{G}{\pi \cdot d_i \cdot \sigma} \quad (8-2)$$

trong đó:

P - áp suất dư bên trong, MPa

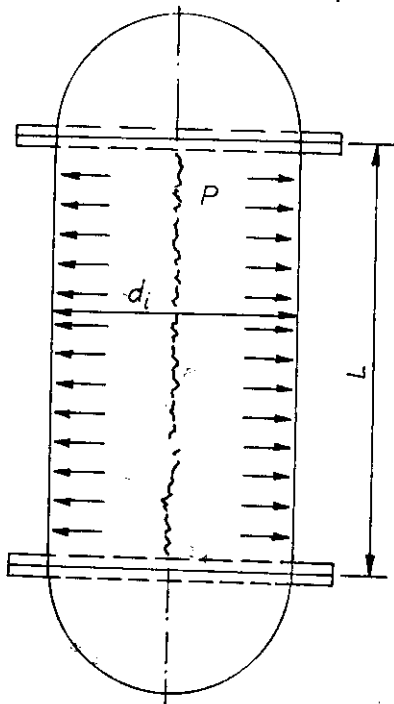
d_i - đường kính trong của thân trụ, m

L - chiều cao của thiết bị, m

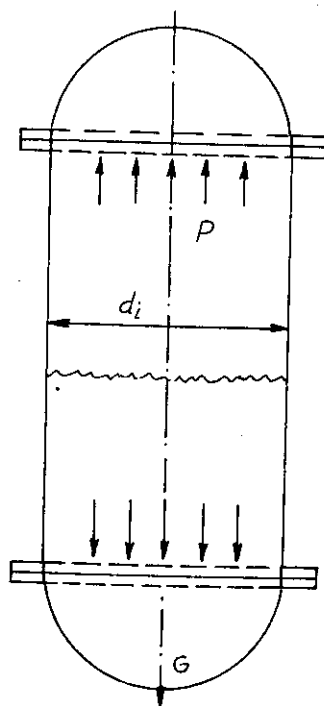
σ - ứng suất cho phép:

$$\sigma = \eta \cdot \sigma^*$$

G - tổng trọng lượng bản thân thiết bị và trọng lượng của các môi chất chứa trong nó, kg



Hình 8-1.



Hình 8-2.

σ^* - ứng suất định mức ở nhiệt độ đã cho, MPa

η - hệ số hiệu chỉnh tính đến điều kiện sử dụng.

Chiều dày thân bình hay thiết bị làm việc với áp suất dư được tính theo công thức:

$$\delta = \frac{P \cdot D_i}{2 \cdot \sigma^* \cdot \eta \cdot \varphi - P} + C \quad (8-3)$$

P - áp suất dư trong bình. Nếu áp suất thay đổi thì phải chọn áp suất cực đại, MPa .

η - hệ số hiệu chỉnh tính đến loại thiết bị. Với các loại môi chất không nguy hiểm $\eta = 1$, với môi chất độc hại $\eta = 0,9$.

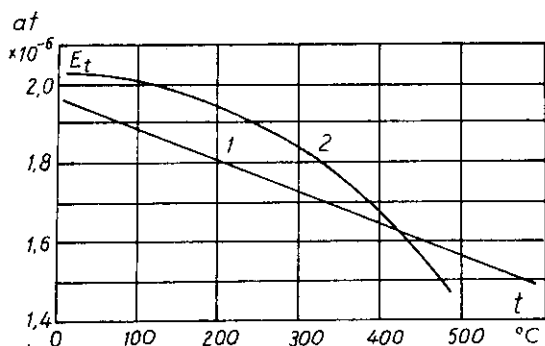
φ - hệ số độ bền của các mối hàn phụ thuộc vào cách hàn, ví dụ: $\varphi = 1$ khi hàn nối hai mặt bằng mối hàn tự động; $\varphi = 0,95$ khi hàn nối chữ T bằng tay; $\varphi = 0,90$ khi hàn bằng tay; $\varphi = 0,80$ khi hàn đính nối chữ T.

Bảng 8-1. Ứng suất định mức cho phép của một số thép, MPa

Nhiệt độ vách bình, °C	Loại thép			
	CT3	CT10	CT20	CT9G2C
20	140	130	147	170
100	134	125	142	160
200	126	118	136	148
250	120	112	132	145
300	108	100	119	134
350	98	88	106	123
400	88	77	92	110

C - hệ số hiệu chỉnh kể đến độ bào mòn và thường được làm tròn tới kích thước của tấm thép kim loại cơ sẵn. Thông thường $C > 0,0005 m$; đối với các môi trường ăn mòn mạnh $C = 0,003 \div 0,005 m$.

Với thiết bị chịu áp lực bên ngoài, chiều dày được tính toán như sau:



Hình 8-3. Giá trị môđun sức bền $E^t = f(t)$
1. Thép cacbon; 2. Thép không gỉ.

$$\delta = 0,47 \frac{D_i}{100} \left(\frac{P}{10^{-6} \cdot E^t} \frac{l}{D_i} \right)^{0,4} + C \quad (8-4)$$

trong đó:

l - chiều dài tính toán, tính bằng chiều cao phần thân trụ cộng với phần

trụ của nắp thiết bị.

E^l - môđun sức bền, xác định theo đồ thị ở hình 8-3, at

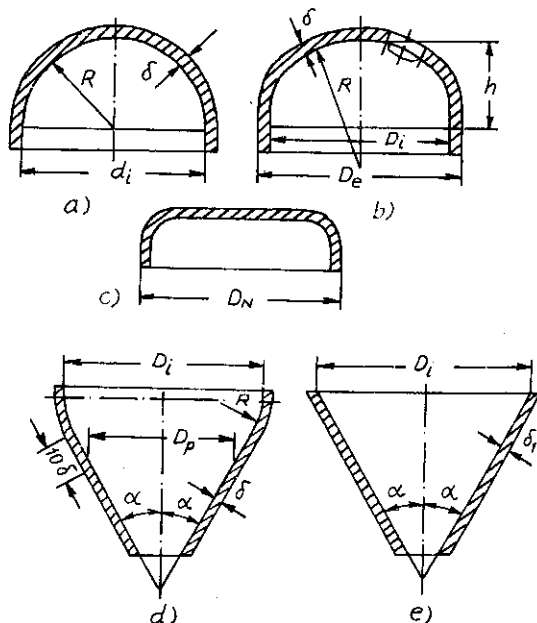
P, C - có giá trị như trong công thức (8-3).

8.2. TÍNH TOÁN CHIỀU DÀY NẮP VÀ ĐÁY THIẾT BỊ

Các loại nắp thường gặp là nắp elip, nắp bán cầu, nắp hộp, nắp hình côn có cổ hoặc không có cổ. Với các loại nắp khác nhau (hình 8-4), công thức tính toán cũng khác nhau.

8.2.1. Nắp hình elíp

Đây là loại hay được dùng nhất (hình 8-4b) do chịu được áp suất cao, đường kính của hình trụ chính là trục elíp lớn, trục nhỏ của elíp bằng hai lần chiều cao phần lồi h của đáy, h phải lớn hơn $0,2d_i$. Khi $h > 0,3d_i$, chiều dày của đáy được chọn bằng chiều dày của thành trụ, đơn giản vì sức bền của đáy cao hơn của thân trụ. Đối với nắp có lỗ, công thức sẽ có dạng sau:



Hình 8-4. Các loại nắp và đáy cơ bản
a. Nắp hình cầu; b. Nắp elíp; c. Nắp hình hộp;
d. Nắp hình côn; e. Nắp hình côn không vẽ thành.

$$\delta = \frac{p \cdot D_i}{2 \cdot \sigma^* \cdot \eta \cdot \varphi \cdot K \cdot z - p} \cdot \frac{D_i}{2 \cdot h} + C \quad (8-5)$$

$$h \geq 0,2D_i$$

$z = 1 - d/D_i$ - hệ số kể đến ảnh hưởng của lỗ khoan trên đáy.

d - đường kính của lỗ khoan, m

K - hệ số kết cấu, có tính đến hình dạng của đáy:

- đáy có lỗ khoan: $K = 0,95$

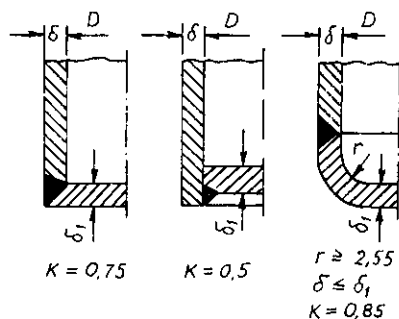
- đáy không có lỗ khoan: $K = 1$

8.2.2. Nắp hình cầu

Đối với nắp hình cầu (hình 8-4a), chiều dày nắp có kích thước nhỏ nhất, nhưng giá thành gia công lại cao nhất nên chỉ ưu tiên sử dụng loại nắp này cho các loại thiết bị chịu áp lực cao. Công thức tính toán dùng như ở trường hợp nắp elíp.

8.2.3. Nắp hình hộp

Loại nắp này có hình dạng đơn giản hơn (hình 8-4c). Nhưng tại chỗ hàn giữa đỉnh nắp phẳng và phần cổ hình trụ hay xuất hiện các vết rạn do những ứng suất dọc theo thành ống gây ra. Không nên dùng loại đáy này. Tuy nhiên chiều dày nắp có thể tính toán theo (8-5).



Hình 8-5. Hệ số K tính cho các trường hợp hàn đáy và nắp vào thân khác nhau
a. $K = 0,75$; b. $K = 0,50$; c. $K = 0,85$

8.2.4. Nắp hình côn

Nắp côn chỉ dùng cho các thiết bị chịu áp suất thấp, hoặc hay dùng cho các loại thiết bị làm việc với các môi chất có độ nhớt cao (hình 8-4d).

Khi góc mở của hình côn $\alpha < 70^\circ$, chiều dày nắp được tính toán theo các ứng suất uốn và ứng suất kéo như dưới đây.

Theo ứng suất uốn:

$$\delta = \frac{p \cdot D \cdot y}{4 \cdot \sigma^* \cdot \varphi \cdot \eta} + C \quad (8-6)$$

Theo ứng suất kéo:

$$\delta = \frac{p \cdot D}{2 \cos \alpha (\sigma^* \cdot \varphi \cdot \eta - p)} + C \quad (8-7)$$

D - đường kính tính toán, m

$D = D_1$ đối với nắp không có cổ (hình 8-4d).

Giá trị δ được chọn theo giá trị lớn trong hai giá trị tính được.

Khi góc mở $\alpha > 70^\circ$ ta có:

$$\delta = 0,3(D_i - r) \cdot \frac{r}{90} \sqrt{p/\sigma \cdot \varphi} + C \quad (8-8)$$

y - hệ số hình dáng đáy, phụ thuộc vào α , được xác định theo đồ thị ở hình (8-5a).

Đối với nắp không có cổ hình trụ:

$$D = d_i$$

Với nắp có cổ hình trụ:

$$D = d_i - 2[(r - (1 - \cos\alpha) + 10\delta \cdot \sin\alpha)]$$

trong đó:

$r = (0,01 \div 0,5)d_i$ dùng cho nắp có cổ hình trụ (hình 8-4c);

$r = 0,01d_i$ dùng cho nắp không có cổ hình trụ.

8.2.5. Nắp và đáy phẳng hàn vào thân trụ

Với loại đáy phẳng được hàn vào thân trụ, chiều dày thân được tính theo công thức sau:

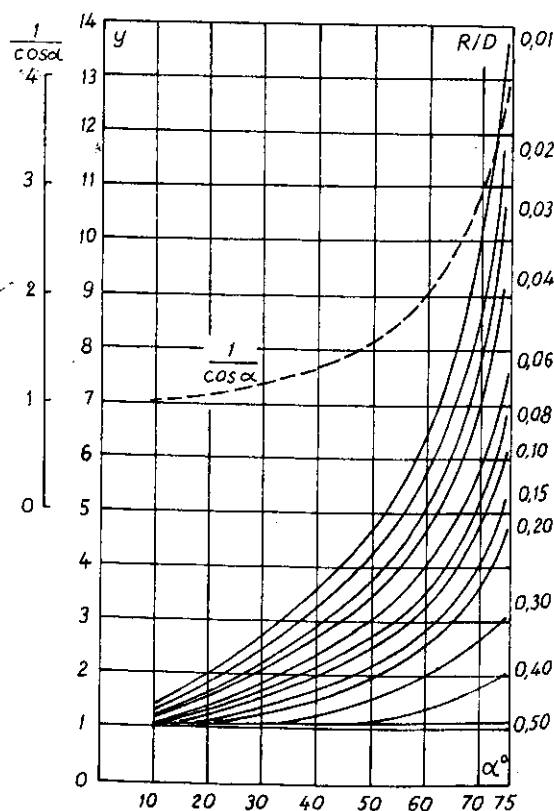
$$\delta = K \cdot D_i \cdot \sqrt{\frac{\pi}{\sigma^*}} + C \quad (8-9)$$

K - hệ số tính đến hình dạng đáy và cách hàn, xem hình 8-5.

Đối với đáy hoặc nắp được lắp vào thân trụ bằng bulông, ta có thể dùng công thức trên, trong đó d_i phải được coi là đường kính trung bình d_{tb} , còn giá trị K được chọn tùy theo cách lắp ghép (hình 8-5). Cần chú ý, khi kéo căng bulông, đáy hoặc nắp sẽ bị uốn, như vậy K sẽ phải tính theo công thức:

$$K = 0,4 + 1,4 \frac{Q \cdot h}{H \cdot d_{tb}} \quad (8-10)$$

trong đó:



Hình 8-6. Hệ số hình dạng đáy $y = f(\alpha)$

$$Q = n \cdot p \frac{\pi d^2}{4} : - \text{tải trên bulông, MPa}$$

d - đường kính bulông;

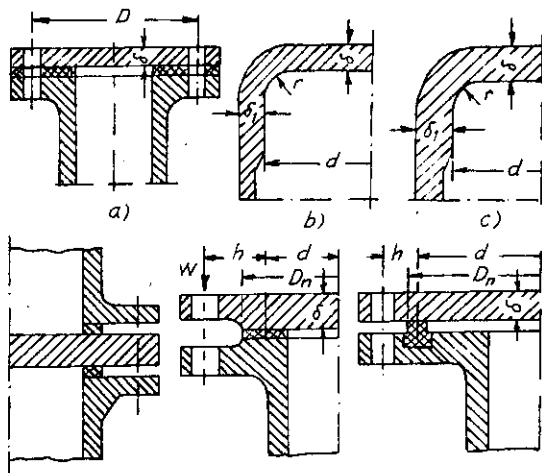
n - số bulông;

h - kích thước (xem hình 8-7)

H - tải trọng tĩnh tác động lên bề mặt ngoài đường kính D_1 :

$$H = p \pi \frac{D_1^2}{4}$$

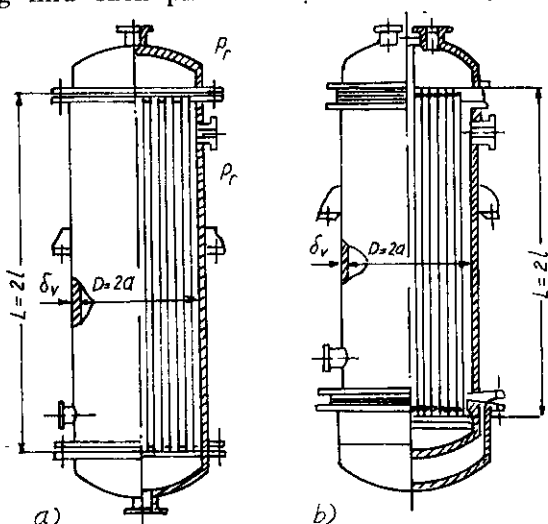
Công thức tính toán cho thấy đường kính của thiết bị càng lớn, bề dày của đáy cũng lớn theo, vì vậy loại đáy phẳng này chỉ dùng cho các loại thiết bị trao đổi nhiệt có đường kính nhỏ, làm việc ở áp suất dư nhỏ.



Hình 8-7. Các phương án lắp ghép đáy và nắp vào thành vỏ

8.3. TÍNH TOÁN CHIỀU DÀY TẤM LẮP ỐNG (MẶT SÀNG)

Để tính toán được chiều dày của tấm lắp ống, cần phải biết cách gá lắp các ống trên mặt sàng cũng như cách phân bố lực trên bề mặt của nó. Trong thiết bị trao đổi nhiệt, khi một đầu chùm ống được gá cứng trên mặt sàng, phía đầu kia để tự do, thì dễ hiểu là mặt sàng, phía trên nhận toàn bộ tải do độ chênh áp bên trong và bên ngoài ống cũng như trọng tải của ống gây nên. Còn nếu như hai mặt sàng được ghép cứng, ta có thể bỏ qua tải trên bề mặt bên trong ống, vì áp suất của cả hai bên ống đều như nhau. Ngoài ra, một phần tải sẽ được các ống tiếp nhận, làm cho khung ống cứng thêm. Do vậy chiều dày của mặt sàng sẽ nhỏ đi. Nhưng mặt



Hình 8-8. Cấu trúc cơ bản của thiết bị trao đổi nhiệt

a. Cấu trúc cứng; b. Cấu trúc có mặt sàng di động

khác do được ghép cứng nên sẽ xuất hiện ứng suất nhiệt. Nếu các giá trị này lớn, phải tạo ra những bộ phận bù cần thiết.

8.3.1. Thiết bị trao đổi nhiệt có cơ cấu ghép cứng

Cấu trúc của loại thiết bị này ở hình 8-8a.

Như đã nói ở trên, khi độ chênh nhiệt độ giữa chùm ống và thân vỏ lớn, dễ gây ra những ứng suất nhiệt lớn. Ranh giới nhiệt độ là 15°C .

Khi độ chênh nhiệt độ nhỏ hơn 15°C , chiều dày của mặt sàng có thể tính theo một trong hai công thức như sau:

$$\delta = \frac{C_1 \cdot d_i}{2} \cdot \sqrt{\frac{0,2p_{n\phi}}{\varphi \cdot \sigma}} \quad (8-11)$$

$$\delta = 1,1K_1 \cdot C_2 \cdot d_i \cdot \sqrt{\frac{0,2p_{t\phi}}{\varphi \cdot \sigma}} \quad (8-12)$$

trong đó:

$p_{n\phi}$ - áp suất ngoài ống, MPa

$p_{t\phi}$ - áp suất trong ống, MPa

C_1, C_2 - hệ số không thứ nguyên:

$$C_1 = \sqrt{\frac{1}{2\rho + 3}}$$

$$C_2 = \sqrt{\frac{2\rho + 1}{2\rho + 3}}$$

$\varphi = \frac{s - d_o}{s}$ - hệ số độ bền của mặt sàng;

s, d_o - bước lỗ và đường kính của ống trên mặt sàng;

ρ - tỷ số độ cứng của ống và của vỏ:

$$\rho = \frac{E_o \cdot F_o}{E_v \cdot F_v}$$

K_1 - hệ số xác định theo đồ thị ở hình 7-9.

Khi độ chênh nhiệt độ lớn hơn hoặc bằng 15°C , chiều dày của mặt sàng có thể tính theo công thức dưới đây:

$$\delta = \left[17 \delta_v \sqrt[4]{\frac{1 \cdot p}{\sigma}} \right]^{0,8} \quad (8-13)$$

ở đây:

δ_v - chiều dày của thân vỏ, m ,

$L = 2,1$ - chiều dài của ống, m

p - áp suất tính toán được chọn theo giá trị lớn nhất trong ba giá trị tính theo các công thức dưới đây:

$$p = (0,6 + 0,4\alpha)(p_{n0} - p_{t0}) - \rho(p_{t0} - 0,6p_{n0}) + K \cdot \gamma \cdot l \quad (8-14)$$

$$p = (0,6 + 0,4\alpha + 0,6\rho)p_{n0} \quad (8-15)$$

$$p = (0,6 + 0,4\alpha + \rho)p_{tn}$$

p_{n0}, p_{t0} - áp suất ngoài ống và trong ống, MPa

p_{tn} - áp suất thử nước

$$K = \frac{E_o \cdot F_o}{\pi \cdot l \cdot a^2} - \text{môđun đàn hồi của mặt sàng, } MPa/m$$

E_o, E_v - môđun đàn hồi của vật liệu làm ống và làm vỏ.

F_o, F_v - diện tích tiết diện ngang của ống và của vỏ, m^2 ;

$$F_o = \pi n \cdot d_{tb} \cdot \delta \text{ và } F_v = 2 \cdot \pi \cdot a \cdot \delta_v, m^2$$

a - bán kính thân vỏ:

$$a = \frac{D_1}{2}$$

Các giá trị áp suất thử nước trong thiết bị trao đổi nhiệt được trình bày trong bảng 8-2.

Bảng 8- 2. Giá trị áp suất thử nước theo áp suất tính toán

Loại bình	Áp suất tính toán p_t kG/cm^2	Áp suất thử nước p_{tn} kG/cm^2
Tất cả các loại bình, trừ loại được đúc sẵn	< 5	$15p_t$ nhưng ≥ 2
- nt -	≥ 5	$125p_t$ nhưng $\geq p_t + 3$
Các loại bình được đúc và thiết bị	không phụ thuộc vào áp suất	$15p_t$ nhưng ≥ 3

Cần phải tính toán ứng suất uốn trong mặt sàng, nếu như kết quả thu được lớn hơn ứng suất cho phép thì phải tăng chiều dày mặt sàng và tính toán lại. Nếu ứng suất cho phép lớn hơn hoặc bằng ứng suất uốn thì không phải tính lại:

$$\sigma \geq \frac{6M_{\max}}{\varphi \cdot \delta^2} \leq 1,3\sigma^*$$

trong đó:

$$\varphi = \frac{s - d_0}{s} - \text{hệ số độ cứng của mặt sàng;}$$

s - bước lỗ;

d_0 đường kính lỗ, m

Mômen uốn tính toán cực đại sẽ là:

$$M_{\max} = \frac{A \cdot Q_a}{B},$$

trong đó $A = f(m, \omega)$ được xác định theo bảng 8-3.

Bảng 8-3. Bảng xác định A theo m và ω

ω	m				ω	m			
	0	0,1	0,2	0,3		0	0,1	0,2	0,3
2,0	0,55	0,48	0,43	0,40	6,0	0,41	0,35	0,30	0,26
3,0	0,44	0,40	0,37	0,34	8,0	0,40	0,35	0,30	0,26
4,0	0,38	0,32	0,28	0,26	10,0	0,40	0,34	0,30	0,25
5,0	0,41	0,35	0,30	0,26	14,0	0,30	0,28	0,20	0,25

m - đặc tính không bị khoan lỗ của mặt sàng:

$$m = \beta \frac{M_a}{Q_a}$$

$\omega = \beta \cdot a$ - thông số không thứ nguyên.

$$\beta = \sqrt{\frac{K}{D_t}} - \text{hệ số hệ thống ống và mặt sàng;}$$

$$D_1 = \gamma_t \cdot E^I \frac{\delta^3}{10,9} - \text{độ cứng của mặt sàng.}$$

$$K = \frac{E_o \cdot F_o}{l \pi a}$$

$$\gamma_t = \gamma_o \left(1 + 0,1 \cdot \frac{d_o}{\delta_t} \right)$$

$$\gamma_o = \alpha_1^2 \cdot \sqrt{\alpha_t}$$

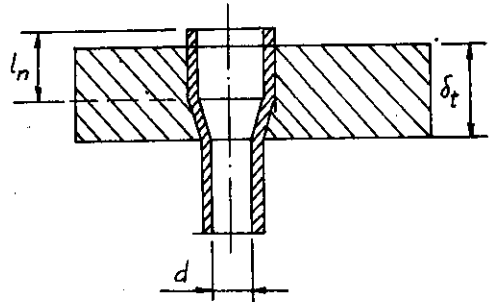
$$\alpha_t = -\alpha(0,8 + 0,2l_n/\delta_t)$$

l_n - chiều dài đoạn ống nằm trong mặt sàng được núc, xem hình 8-9.

Đối với ống hàn $\alpha_t = \alpha$.

Bảng 8-4.

$\omega = \beta \cdot a$	ϕ_1	ϕ_2	ϕ_3
1,0	2,06	0,19	1,76
2,0	2,79	1,72	2,75
3,0	4,50	2,94	4,65
4,0	6,19	4,13	6,03
5,0	7,65	5,13	7,38
6,0	9,08	6,15	8,91
7,0	10,51	7,17	10,24



Hình 8-9

Mômen uốn phân bố theo chu vi của mặt sàng

$$M = \frac{1}{\beta} \left[\frac{p_o \cdot a \cdot \phi_2 - T(\phi_1 + 2\rho)}{(\phi_1 + 2\rho)(\phi_3 + \theta) - \phi_2^2} \right]$$

Các hệ số ϕ_1, ϕ_2, ϕ_3 được xác định theo bảng 8-4.

trong đó:

$$T = \frac{a \cdot K}{2\beta_v^2 \cdot K\phi} \left(1 + \frac{\beta \cdot h}{2} \right) p$$

$$\theta = \frac{a \cdot K}{\beta_v^2 \cdot K\phi} \quad \beta_v = \frac{1,28}{\sqrt{a \cdot \delta_v}}$$

$$h = \delta_t - 0,3$$

Độ cứng khâu nối bằng mặt bích:

$$K_{\phi} = 2E \left[\frac{b \cdot h^3}{12R^2} + 0,24 \frac{\delta_v^3}{\sqrt{a} \cdot \delta_v} \left(1 + \frac{\beta_v \cdot h}{2} \right) \right]$$

b - chiều rộng của gờ mặt bích;

R - khoảng cách từ trọng tâm mặt bích đến trục chính của thiết bị.

Lực cắt phân bố theo chu vi mặt sàng:

$$Q_a = \frac{p_1 \cdot a(\phi_3 + \theta) - T \cdot \phi_2}{(\phi_1 + 2\rho)(\phi_3 + \theta - \phi_2^2)}$$

8.3.2. Thiết bị trao đổi nhiệt có mặt sàng phía dưới di động

Cấu trúc của loại thiết bị này xem ở hình 8-8b.

Chiều dày của mặt sàng được tính theo công thức:

$$\delta_t = \frac{D_2}{4 \cdot 2} \sqrt{\frac{p}{\varphi \cdot \sigma^*}} + C$$

D_2 - đường kính vỏ ngoài của thân trụ.

Cần phải kiểm tra giá trị δ_t theo ứng suất uốn như trường hợp trước:

$$\sigma \geq \frac{6M_{\max}}{\varphi \cdot \delta^2}$$

Trong đó φ có giá trị như trước, riêng $M_{\max} = \frac{p \cdot a}{5\beta}$

8.3.3. Kiểm tra độ bền liên kết ống với mặt sàng

Xuất phát từ điều kiện bền của mối nối ống, chiều dày tối thiểu của mặt sàng phải là:

$$\delta_{t.min} = \frac{0,435d + 0,15}{s - d} > 0,01$$

d - đường kính ống, m

s - bước ống.

Ống được lắp vào mặt sàng theo nhiều cách khác nhau: bằng cách núc trơn, núc có gờ, núc có miệng loe, hàn và nối có đệm trượt.

Xuất phát từ điều kiện lắp an toàn ống vào mặt sàng, chiều dày của mặt sàng phải thỏa mãn điều kiện:

$$\delta_l \geq l_n > \frac{p}{d \cdot q}$$

l_n - chiều sâu cần thiết để núc ống.

q - ứng suất cho phép để bứt ống ra khỏi mặt sàng.

- với ống núc trơn: $q = 15 \text{ MPa}$

- với ống núc có rãnh gờ: $q = 30 \text{ MPa}$

- với ống núc có làm loe ở miệng: $q = 40 \text{ MPa}$

p - lực tác dụng lên ống chịu tải lớn nhất theo hướng dọc trục.

Với thiết bị trao đổi nhiệt có cấu trúc cứng, khi tính ứng suất nhiệt giữa mặt sàng ta có:

$$\text{- nếu } \Delta t < 15^\circ\text{C} \quad p = \alpha \cdot \pi \cdot D^2 \cdot \frac{p_v}{4 \cdot n}$$

$$\text{- nếu } \Delta t > 15^\circ\text{C} \quad p = \alpha \cdot \pi \cdot (d - \delta_l)$$

Thiết bị trao đổi nhiệt có mặt sàng ở phía dưới di động:

$$p = p_v \frac{\pi \cdot d^2}{4}$$

α - hệ số khoan lỗ của mặt sàng;

n - số ống;

d - đường kính của ống;

p_v - áp suất tính toán;

σ - ứng suất uốn của mặt sàng, MPa

8.3.4. Tính chiều dày mặt bích

Chiều dày mặt bích được xác định như sau:

$$\delta = \sqrt{\frac{p(r_0 - r)}{\sigma(b - d)d}} + 0,012$$

r_0 - bán kính đường tròn qua tâm bulông, m

r - bán kính trong của vỏ, m

b, d - bước và đường kính bulông, m

σ - ứng suất uốn. $\sigma = 0,43$ cho mặt bích không chịu uốn. $\sigma = 0,60$ cho mặt bích chịu uốn;

$$p = \frac{\pi D^2}{4} \cdot \frac{p}{z} - \text{nội lực trên một bulông;}$$

p - áp suất bên trong vỏ;

z - số bulông.

Bài tập mẫu

Tính toán độ bền của một thiết bị trao đổi nhiệt cụm cấu trúc cứng trong những điều kiện sau: chiều dài ống $L = 2l = 4 \text{ m}$, đường kính ống $0,025/0,021 \text{ m}$, đường kính lỗ khoan trên mặt sàng $d_o = 0,0258 \text{ m}$, số ống trên mặt sàng $n = 121$, bước lỗ $s = 0,032 \text{ m}$, đường kính trong của thân ống $D = 2a = 0,4 \text{ m}$, chiều dày của thân vỏ $\delta_v = 0,004 \text{ m}$, áp suất trong ống $p_{t\delta} = 0,294 \text{ MPa}$, áp suất bên ngoài ống $p_{n\delta} = 0,98 \text{ MPa}$, nhiệt độ vách ống $t_\delta = 60^\circ\text{C}$, nhiệt độ thân vỏ $t_v = 20^\circ\text{C}$, $E_s = E_v = E_t = 20,6 \cdot 10^{10} \text{ Pa}$, hệ số dẫn nở theo nhiệt độ $\alpha_t = \alpha_\delta = 11,8 \cdot 10^{-4} \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$.

Giải

Áp suất tính toán:

$$\begin{aligned} p &= (0,6 + 0,4\alpha)(p_{n\delta} - p_{t\delta}) - \rho(p_{t\delta} - 0,6p_{n\delta}) + K \cdot \gamma \cdot l \\ &= (0,6 + 0,4 \times 0,66)(0,98 - 0,294) \cdot 10^4 - 3,5(0,294 - \\ &\quad - 0,6 \times 0,98) \cdot 10^4 + 47,2 \cdot 10^{-5} \times 14400 \cdot 10^6 \times 2 = 151 \cdot 10^5 \text{ Pa} \end{aligned}$$

$$p = (0,6 + 0,4\alpha + \rho) \cdot p_{in}$$

$$p = (0,6 + 0,4 \times 0,66 + 3,5) \times 0,98 \cdot 10^6 \times 1,25 = 53,4 \cdot 10^5 \text{ Pa}$$

Như vậy áp suất làm việc lớn hơn áp suất thử nước.

Hệ số khoan lỗ:

$$\alpha = 1 - \frac{n}{4} \left(\frac{d_i}{2} \right)^2$$

$$\alpha = 1 - \frac{121}{4} \left(\frac{0,021}{2} \right)^2 = 0,66$$

Tỷ số độ cứng của ống và vỏ:

$$\rho = \frac{E_o.F_o}{E_v.F_v} = \frac{20,6.10^{10} \cdot 176.10^{-4}}{20,6.10^{10} \cdot 50,3.10^{-4}} = 3,5$$

$$\gamma = \alpha_o.t_o - \alpha_v.t_v = 11,8.10^{-6}.60 - 11,8.10^{-6}.20 = 47,2.10^{-5}$$

$$K = \frac{E_o.F_o}{1\pi.a^2} = \frac{20,6.10^{10} \cdot 176.10^{-4}}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,2^2} = 14,400.10^4 \text{ N/m}^2$$

$$\delta = [17.\delta_v.\sqrt{1.\frac{p}{\sigma}}]^{0,8} = [17 \cdot 0,4.10^{-2}.\sqrt{2}.\frac{151.10^5}{140.10^4}]^{0,8} = 0,022 \text{ m}$$

Ở đây δ_v là chiều dày của thân vỏ m .

Với thép CT3 ta có $\sigma = 140 \text{ MPa}$

Mômen uốn phân bố theo chu vi của mặt sàng được tính như sau:

$$M = \frac{1}{\beta} \left[\frac{p_o.a.\phi_2 - T(\phi_1 + 2\rho)}{(\phi_1 + 2\rho)(\phi_3 + \theta) - \phi_2^2} \right]$$

$$M = \frac{1}{19,9} \left[\frac{151.10^5 \times 0,2 \times 4,13 - 7,9.10^4(6,19 + 2 \times 3,5)}{(6,19 + 2 \times 3,5)(6,03 + 11,6) - 4,13^2} \right]$$

$$M = 2440 \text{ N.cm/cm}$$

Ở đây $\beta = \sqrt{\frac{K}{D_t}} = \sqrt{\frac{14400.10^6}{9,15.10^4}} = 19,9 \text{ m}^{-1}$

Các hệ số: $\phi_1 = 6,19$; $\phi_2 = 4,13$; $\phi_3 = 6,03$ được chọn từ bảng 8-4;

$$\omega = \beta.a = 19,9 \times 0,2 = 4,0$$

$$\beta_v = \frac{1,28}{\sqrt{\alpha.\delta_v}} = \frac{1,28}{\sqrt{0,2 \times 0,004}} = 45,4 \text{ m}^{-1}$$

Gọi $T = \frac{a.K}{2\beta_v^2.K_a} \left(1 + \frac{\beta.h}{2}\right) p_{n\delta}$

$$= \frac{0,2 \times 14400.10^6}{2 \times 45,4^2 \times 62,5.10^4 \times 19,9} \left(1 + \frac{45,4 \times 0,019}{2}\right) 0,98.10^6 = 79000 \text{ N/m}$$

Độ cứng mặt bích K_ϕ :

$$\begin{aligned}
 K_\phi &= 2.E \left[\frac{b.h^3}{12.R^2} + 0,24 \cdot \frac{\delta_v^3}{\sqrt{a}.\delta_v} \left(1 + \frac{\beta_v.h}{2} \right) \right] \\
 &= 2 \times 20,6 \cdot 10^{10} \left[\frac{0,072 \times 0,019^3}{12 \times 0,236^2} + 0,24 \frac{0,004^3}{\sqrt{0,2} \times 0,004} \left(1 + \frac{45,4 \times 0,019}{2} \right) \right] \\
 &= 62,5 \cdot 10^4 \text{ N}
 \end{aligned}$$

Ở đây ta chọn $R = 0,236 \text{ m}$; $b = 0,072$ (xem hình 8-10);

$$h = \delta - 0,003 = 0,019 \text{ m}$$

$$\theta = \frac{a.K}{\beta_v^2.K_\phi} = \frac{0,2 \times 14400 \cdot 10^6}{19,9^2 \times 62,5 \cdot 10^4} = 11,6$$

Lực cắt tác dụng theo chu vi mặt sàng:

$$Q_n = \frac{P_1.a(\phi_3 + \theta) - T.\phi_2}{(\phi_1 + 2\rho)(\phi_3 + \theta) - \phi_2^2}$$

$$Q_a = \frac{155 \cdot 10^5 \times 0,2(6,03 + 11,6) - 79000 \times 4,13}{(6,19 + 2 \times 3,5)(6,03 + 11,6) - 4,13^2} = 2,45 \cdot 10^5 \text{ N/m}$$

Mômen uốn lớn nhất lên mặt sàng:

$$M_{\max} = A \frac{Q}{\beta} = \frac{0,28 \times 2,45 \cdot 10^5}{19,9} = 3450 \text{ N}$$

$$A = f(m, \omega) = 0,28 \text{ theo bảng 8-3.}$$

$$m = \frac{\beta.M_a}{Q_a} = \frac{19,9 \times 2440}{2,45 \cdot 10^5} = 0,198$$

$$D_t = \frac{\gamma_1.E^t.\delta^3}{10,9} = 0,455 \frac{20,6 \cdot 10^{10} \cdot 0,022^3}{10,9} = 9,15 \cdot 10^4 \text{ N/m}$$

$$\gamma_1 = \gamma_0 \left(1 + 0,1 \frac{\dot{d}_0}{\delta_t} \right)$$

$$\gamma_1 = 0,407 \left(1 + 0,1 \frac{0,0258}{0,022} \right) = 0,455$$

$$\gamma_0 = \alpha_1^2 \sqrt{\alpha_1} = 0,68 \cdot \sqrt{0,68} = 0,407$$

$$\alpha_1 = \alpha(0,8 + 0,2 \frac{l_n}{\delta_1}) = 0,66(0,8 + 0,2 \frac{0,025}{0,022}) = 0,68$$

$$\sigma = \frac{6.M_{\max}}{\varphi.\delta^2} \leq \sigma^*$$

Hệ số độ bền:

$$\varphi = \frac{s - d_{\alpha}}{s} = \frac{0,032 - 0,0258}{0,032} = 0,194$$

$$\sigma = \frac{6 \times 0,0345 \cdot 10^5}{0,194 \times 0,022^2} = 2220 \cdot 10^5 \text{ Pa} > 140 \text{ MPa}$$

nghĩa là $\sigma > \sigma^*$.

Giá trị ứng suất uốn trên mặt bích cao hơn giá trị ứng suất cho phép σ^* , vì vậy ta phải tăng chiều dày $\delta = 3,0 \text{ cm}$ và tính lại. Kết quả mới phải thỏa mãn điều kiện $\sigma < \sigma^*$.

Vận hành thiết bị trao đổi nhiệt

9.1. ĐIỀU KIỆN ĐỂ VẬN HÀNH HIỆU QUẢ CÁC THIẾT BỊ TRAO ĐỔI NHIỆT

Nếu các điều kiện vận hành thực tế càng khác nhiều so với các số liệu giả thiết trong tính toán, thì các thông số làm việc của thiết bị trao đổi nhiệt là nhiệt độ nung không khí (khí đốt) và nhiệt độ cực đại của thành các đơn nguyên trao đổi nhiệt sẽ càng khác nhiều so với các kết quả tính toán.

Tuy nhiên, trong nhiều trường hợp, sự sai lệch giữa các điều kiện vận hành thực tế của thiết bị so với các giá trị tính toán trung bình có thể còn có nguyên nhân do cấu trúc của thiết bị gây ra, ví dụ dòng khí chuyển động không đồng đều quanh bố ống do trường tốc độ không đồng đều.

Nhiệm vụ chủ yếu khi thiết kế, chế tạo thiết bị trao đổi nhiệt là phải tiến hành phân tích đúng đắn các điều kiện vận hành thực tế của thiết bị để làm cho thiết kế gần với thực tế nhất.

Dưới đây sẽ phân tích các điều kiện làm việc thực tế của thiết bị trao đổi nhiệt và những biện pháp để đảm bảo cho thiết bị làm việc hiệu quả nhất. Đây là những vấn đề cần phải lưu ý khi thiết kế, chế tạo các thiết bị trao đổi nhiệt.

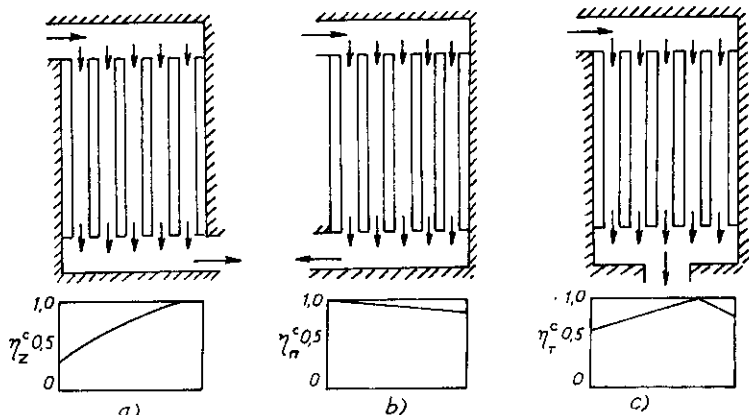
9.1.1. Điều kiện khí động

Thông thường khi tính thiết bị trao đổi nhiệt thì tốc độ chuyển động của không khí (hoặc khí đốt) trong các kênh được xác định bằng thương số của phép chia lượng không khí (khí đốt) cho tiết diện ngang của kênh dẫn không khí. Như vậy thông thường thiết bị trao đổi nhiệt gồm một số đơn nguyên (ống) và khi tính toán đã cho rằng tốc độ không khí (khí đốt) hoàn toàn giống

nhau trong tất cả các ống. Trong thực tế điều này không bao giờ có được và tốc độ của không khí (khí đốt) trong các ống của thiết bị khác nhau đáng kể.

Bằng thực nghiệm trên mô hình dòng thổi, các nhà khoa học đã thiết lập được đặc tính phân bố tốc độ dòng khí trong các đơn nguyên trao đổi nhiệt đối với ba sơ đồ đưa khí vào và dẫn khí ra hay gặp nhất (hình 9-1). Trên

hình ta thấy, tốc độ phân bố đồng đều nhất trong sơ đồ chuyển động của khí có hình chữ Π , khi đó tốc độ nhỏ nhất của khí bằng 84% tốc độ lớn nhất. Sự không đồng đều lớn nhất trong phân bố tốc độ xảy ra trong sơ đồ hình chữ Z, khi



Hình 9-1. Sơ đồ chuyển động của khí và sự phân bố tốc độ trong các thiết bị nung không khí

- a. Sơ đồ dạng chữ Z; b. Sơ đồ dạng chữ II;
c. Sơ đồ dạng chữ T

mà tốc độ nhỏ nhất chỉ bằng 35% tốc độ lớn nhất. Tính phân bố không đồng đều tốc độ xảy ra cả với sự tăng áp và sự hạ áp. Tỉ số giữa tốc độ nhỏ nhất $\omega_{\min}$ với tốc độ lớn nhất $\omega_{\max}$ được coi là hệ số không đồng đều tốc độ η^{td} cần phải gần bằng 1, bởi vì nếu không được như vậy thì sự vận hành thiết bị trao đổi nhiệt sẽ khác nhiều so với kết quả tính toán.

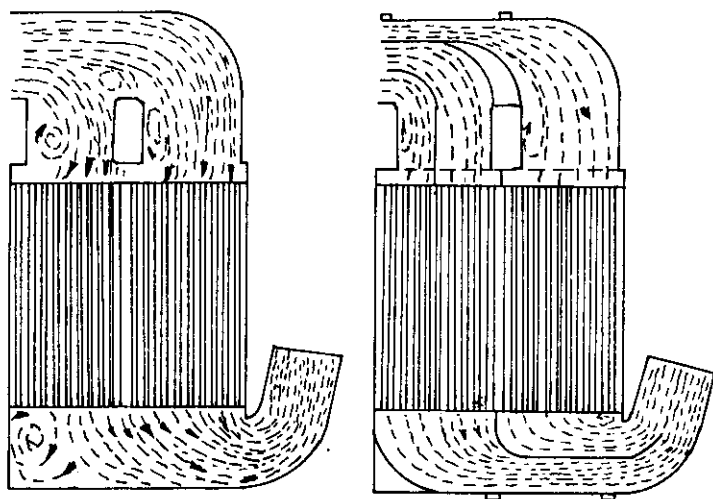
Các nhà nghiên cứu nhận thấy rằng, nếu càng phân bố không đồng đều không khí và khí lò thì càng làm giảm hệ số truyền nhiệt tổng cộng và làm tăng đáng kể nhiệt độ cực đại của thành đơn nguyên trao đổi nhiệt so với giá trị tính toán. Điều này cho thấy, nhiệt độ cực đại của thành thiết bị là hàm của tỉ số giữa hệ số truyền nhiệt từ phía không khí và hệ số truyền nhiệt từ phía khí lò α_{kk}/α_k . Nếu tỉ số này càng nhỏ (khi nhiệt độ không khí và khí lò không đổi) thì nhiệt độ thành thiết bị sẽ càng cao.

Như vậy, vấn đề quan trọng khi chế tạo các thiết bị trao đổi nhiệt là phải áp dụng mọi biện pháp để làm đồng đều dòng khí lò và không khí trước khi chúng vào thiết bị trao đổi nhiệt, tức là làm tăng giá trị η^{td} của đường dẫn

khí lò và không khí.

Muốn làm được điều này cần phải đặt thiết bị trao đổi nhiệt ở xa những chỗ có trở lực cục bộ như khuỷu nối ống, chỗ ngoặt dòng, chỗ thay đổi tiết diện đột ngột và đặc biệt phải xa các bộ phận chịu lực như van bướm, van tiết lưu, tấm chắn.

Trong thực tế, đa số các trường hợp người ta có thể tạo được một đoạn thẳng trên ống khói để đặt thiết bị trao đổi nhiệt. Nhưng trên đường dẫn không khí dứt khoát phải có các khuỷu nối ống, các ống mở



Hình 9-2. Sơ đồ phân bố hợp lý dòng chảy trong thiết bị nung nóng khí
a. Khi không có gờ định hướng; b. Khi đặt các gờ định hướng

rộng và thu hẹp ở gần chỗ không khí vào thiết bị trao đổi nhiệt. Vì vậy cần thiết phải làm các gờ định hướng hay các cấu trúc tương tự trong các hộp góp gió của thiết bị trao đổi nhiệt. Các thí nghiệm cho thấy, các gờ định hướng rất hiệu quả, cho phép loại trừ các túi khí, làm đồng đều dòng chảy và làm tăng đáng kể hệ số không đồng đều η^{ld} .

Hình 9-2 mô tả việc đặt gờ định hướng khi thử nghiệm thiết bị nung nóng không khí. Trên hình 9-2a ta thấy, do phân bố không hợp lý dòng khí nên nửa bên trái của thiết bị hầu như không hoạt động. Hình 9-2b mô tả sự phân bố hợp lý dòng khí trong thiết bị sau khi đã tạo được các gờ định hướng ở hộp góp gió vào và ở hộp góp gió ra.

Như vậy, các gờ định hướng cho phép làm đồng đều đáng kể dòng chảy của không khí và làm tăng hệ số η^{ld} , làm cho các điều kiện vận hành thiết bị trao đổi nhiệt gần giống với thiết kế và làm việc hiệu quả kể cả về mặt truyền nhiệt và về độ bền thiết bị.

9.1.2. Điều kiện nhiệt

Việc chọn nhiệt độ cực đại của khí lò vào thiết bị trao đổi nhiệt trước hết phụ thuộc vào chất lượng của kim loại dùng để chế tạo các đơn nguyên thiết bị. Nếu nhiệt độ khí lò cao hơn giá trị nhiệt độ tối đa cho phép đối với kim loại thì thường phải tiến hành làm nguội khí lò đến nhiệt độ không gây nguy hiểm cho thiết bị, bằng cách pha loãng với một lượng không khí lạnh trên đường dẫn khí từ lò đến thiết bị trao đổi nhiệt.

Mặc dù phương pháp giảm nhiệt độ khí lò bằng cách hòa trộn vào nó một lượng không khí lạnh là đơn giản và phổ biến nhất, nhưng nó cũng có một số nhược điểm mà nhược điểm cơ bản là khó hòa trộn, do có sự khác biệt nhiều về độ nhớt của không khí lạnh và của khí lò nóng.

Để đảm bảo hòa trộn tốt không khí lạnh với khí lò nóng, cần phải dẫn không khí vào theo toàn bộ tiết diện của kênh khói, muốn vậy phải tạo được quãng đường đủ dài để nhận được sự hòa trộn tốt giữa không khí với khí lò. Tốt nhất là dẫn không khí dùng để pha loãng vào ống góp hình tròn gắn vào thành kênh khói và phun không khí ra theo các dây lỗ phun có hướng vuông góc với dòng khí lò.

Trong trường hợp, nếu chỉ đưa không khí pha loãng vào tại một điểm của đường dẫn khói thì chiều dài đường dẫn khói từ chỗ cấp không khí vào đến thiết bị trao đổi nhiệt cần phải lớn hơn rất nhiều so với việc cấp không khí qua một lượng lớn lỗ phun phân bố theo toàn bộ chu vi của đường dẫn khói. Tuy nhiên, trong mọi trường hợp cần chọn vị trí cấp không khí pha loãng cách xa thiết bị trao đổi nhiệt một khoảng không nhỏ hơn hai lần đường kính thủy lực của kênh khói.

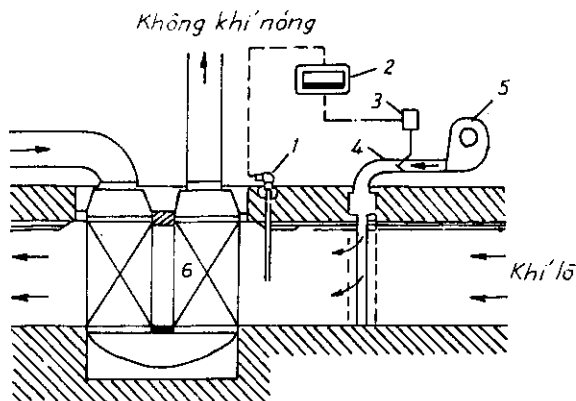
Không khí dùng để pha loãng phải được cấp vào bằng cách thổi cưỡng bức sao cho có đủ áp lực để xuyên qua dòng khí lò có độ nhớt cao hơn và hòa trộn tốt với khí lò.

Những thử nghiệm pha loãng khí lò bằng cách hút tự nhiên không khí từ ngoài vào đều cho những kết quả không tốt, vì khí lò sẽ được cường hóa, áp suất trong lò tăng lên và qua các lỗ để hút không khí vào pha loãng sẽ không phải không khí đi vào mà lại là một lượng khí lò lùa ra ngoài. Kết quả là khí lò không được pha loãng và nhiệt độ của nó khi vào thiết bị trao đổi nhiệt cao hơn so với mức yêu cầu.

Hiện nay nhiều thiết bị trao đổi nhiệt được trang bị bộ điều chỉnh cấp không khí pha loãng, trên hình 9-3 trình bày một trong các sơ đồ tự động điều chỉnh này.

Sơ đồ này khá đơn giản, tín hiệu từ cặp nhiệt dùng để đo nhiệt độ của hỗn hợp khí lò và không khí pha loãng trước khi vào thiết bị trao đổi nhiệt được truyền tới bộ điều chỉnh

nhiệt độ, rồi từ đó đến động cơ nối với van tiết lưu để điều chỉnh lượng không khí pha loãng cấp từ quạt đến.



Hình 9-3. Sơ đồ tự động điều chỉnh pha loãng khí lò nóng bằng không khí lạnh thổi từ quạt vào
1. Cặp nhiệt; 2. Bộ điều chỉnh nhiệt độ; 3. Động cơ; 4. Van tiết lưu; 5. Quạt gió; 6. Thiết bị trao đổi nhiệt hai ngăn.

Nhược điểm thứ hai của phương pháp pha loãng khí lò bằng không khí lạnh là khả năng tăng nhiệt độ của khí lò sau khi hòa trộn chứ không phải là giảm nhiệt độ như mong muốn. Điều này có thể xảy ra khi nung kim loại trong lò ở môi trường hoàn nguyên khi khí lò có chứa các thành phần có thể cháy được (khí CO v.v...). Trong trường hợp này, không khí cấp vào sẽ đóng vai trò không khí đốt hai dùng để cháy hết các chất cháy trong khí lò và làm tăng nhiệt độ của hỗn hợp lên. Vì vậy, đối với các lò làm việc ở điều kiện hoàn nguyên, việc cấp không khí pha loãng cần phải đảm bảo ở hai vùng nằm cách nhau khá xa. Ở một vùng sẽ xảy ra quá trình cháy nốt các chất có thể cháy trong khí lò, còn ở vùng kia thì pha loãng để làm giảm nhiệt độ của khí lò đến giá trị không gây nguy hiểm cho thiết bị trao đổi nhiệt.

Một đặc điểm quan trọng khi vận hành thiết bị trao đổi nhiệt là sự thay đổi chế độ nhiệt độ của nó. Khi tăng phụ tải tức là tăng năng suất của thiết bị trao đổi nhiệt thì nhiệt độ nung nóng không khí sẽ giảm mạnh và nhiệt độ khí lò ra khỏi thiết bị trao đổi nhiệt sẽ tăng lên. Ngược lại, khi giảm phụ tải của thiết bị trao đổi nhiệt, nhiệt độ của không khí sẽ tăng lên. Điều này xảy ra là do có sự giảm tỉ số khí lò/không khí và do entanpi của không khí và khí lò tỉ lệ với tốc độ theo quan hệ bậc 1 tức là hàm $I = f(\omega)$, còn hệ số

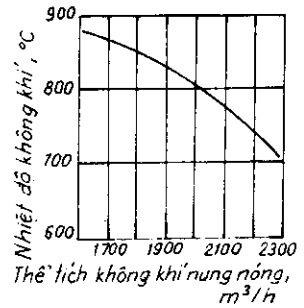
truyền nhiệt tỉ lệ với tốc độ theo số mũ nhỏ hơn 1 nghĩa là $\alpha = f(\omega^n)$, trong đó $n < 1$ (1).

Trong thực tế, sự thay đổi nhiệt độ nung không khí là khá lớn. Trên hình 9-4 trình bày đường cong nhiệt độ của thiết bị trao đổi nhiệt bức xạ. Từ hình này ta thấy, nếu giảm lượng không khí cần nung nóng từ 2300 xuống 1700 m^3/h (tức là giảm 26%), sẽ dẫn tới sự tăng nhiệt độ không khí nung nóng từ 700 đến 870°C, tức là tăng 170°C.

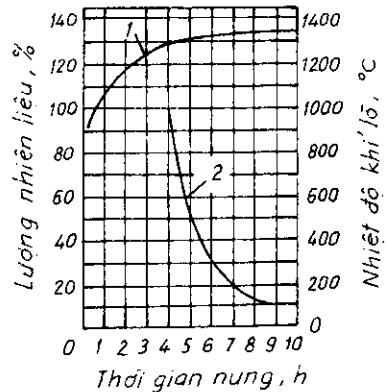
Trên hình 9-5 ta thấy, đối với các lò hoạt động theo chu kỳ thì thiết bị trao đổi nhiệt phải chịu sự thay đổi lớn về điều kiện làm việc. Trong một chu kỳ nung, nhiệt độ khí lò không ngừng tăng lên (ví dụ trên hình 9-5 tăng từ 900 đến 1340°C), nhưng lượng nhiên liệu và cả lượng không khí đi qua thiết bị trao đổi nhiệt giảm mạnh (trên hình 9-5, đến cuối chu kỳ nung giảm chỉ còn bằng 10% so với lượng không khí ban đầu).

Như vậy, vào cuối chu kỳ nung các đơn nguyên trao đổi nhiệt bị quá nung từ phía khí lò và việc làm nguội ở phía không khí thì bị giảm đi đáng kể do tốc độ của không khí giảm mạnh và do đó nhiệt độ không khí tăng lên. Điều này có thể dẫn tới hiện tượng một số đơn nguyên trao đổi nhiệt nhanh chóng bị cháy hỏng.

Người ta nhận thấy rằng, với khả năng dự trữ bình thường trong thiết kế, nếu muốn thiết bị trao đổi nhiệt đảm bảo độ bền nhiệt thì giới hạn của sự giảm lượng không khí đi qua thiết bị trao đổi nhiệt đối lưu là 50 - 60% so với giá trị bình thường. Nếu trong điều kiện làm việc của lò, lưu lượng không khí có thể giảm đi nhiều thì cần phải áp dụng các biện pháp để tránh cho thiết bị trao đổi nhiệt khỏi bị quá nhiệt.



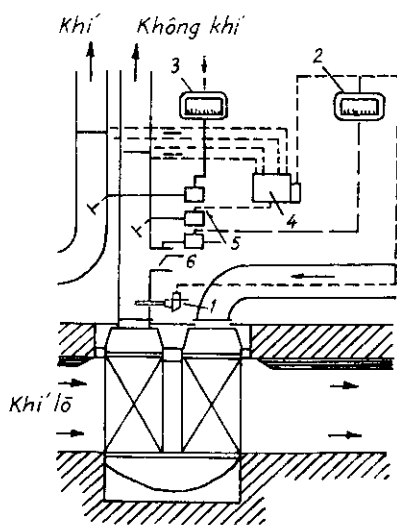
Hình 9-4. Sự thay đổi nhiệt độ nung nóng không khí phụ thuộc vào lưu lượng của nó trong thiết bị trao đổi nhiệt bức xạ.



Hình 9-5. Sự thay đổi lượng nhiên liệu và nhiệt độ khí lò theo thời gian đối với lò nung làm việc theo chu kỳ.
1. Nhiệt độ khí lò; 2. Lượng nhiên liệu

Nếu lắp đặt thiết bị trao đổi nhiệt cho lò chỉ với mục đích tiết kiệm nhiên liệu, đồng thời làm tốt hơn quá trình đốt cháy nhiên liệu, thì có thể cho phép sự dao động nhiệt độ nung không khí. Tuy nhiên, nếu theo yêu cầu công nghệ cần phải nung nóng không khí (hoặc khí đốt) đến nhiệt độ xác định như lò nung không ôxy hóa có ngọn lửa mở, lò nung cao tốc, lò đốt nhiên liệu có nhiệt trị thấp v.v... thì trong trường hợp này, thiết bị trao đổi nhiệt cần phải đảm bảo để không khí luôn luôn đạt nhiệt độ yêu cầu.

Trong trường hợp nêu trên, có thể sử dụng sơ đồ tự động điều chỉnh cấp không khí, khí đốt vào lò và lượng không khí đi qua thiết bị trao đổi nhiệt (hình 9-6). Sơ đồ gồm hai mạch, một mạch để tự động điều chỉnh lượng và tỉ lệ không khí và khí đốt cấp qua các mỏ đốt vào lò. Đến với nó có tín hiệu từ cặp nhiệt đặt trong không gian công tác của lò và tín hiệu thứ hai từ cặp nhiệt đo nhiệt độ nung không khí trong thiết bị trao đổi nhiệt. Một mạch khác để tự động điều chỉnh hoạt động của thiết bị trao đổi nhiệt. Nó nhận được tín hiệu từ cặp nhiệt đặt trong ống dẫn không khí nóng từ thiết bị trao đổi nhiệt ra. Nhờ điện kế điều chỉnh khi có sự giảm lượng không khí cấp cho lò dẫn tới tăng nhiệt độ không khí trong thiết bị trao đổi nhiệt, động cơ sẽ hoạt động làm mở van trên đường ống nhánh thải bớt một lượng không khí nóng ra ngoài khí quyển. Lúc đó lượng không khí đi qua thiết bị trao đổi nhiệt lại tăng lên và nhiệt độ nung không khí giảm xuống đến giá trị yêu cầu. Như vậy sẽ luôn có một lượng không khí cần thiết đi qua thiết bị trao đổi nhiệt để đảm bảo vận hành an toàn thiết bị mà không phụ



Hình 9-6. Sơ đồ điều chỉnh tự động lưu lượng và tỉ lệ khí đốt và không khí cấp cho các mỏ đốt của lò, và lượng không khí đi qua thiết bị trao đổi nhiệt phụ thuộc vào nhiệt độ nung nóng nó. 1. Cặp nhiệt; 2. Điện kế chỉ nhiệt độ không khí nóng; 3. Điện kế chỉ nhiệt độ lò; 4. Bộ điều chỉnh hỗn hợp; 5. Các động cơ điều chỉnh các van tiết lưu; 6. Van điều chỉnh lượng không khí nóng thải vào khí quyển.

thuộc vào nhu cầu tiêu thụ không khí của lò. Lượng không khí nóng dư thừa sẽ được thải vào khí quyển.

Nếu sử dụng sơ đồ tự động điều chỉnh hoạt động của thiết bị trao đổi nhiệt trên hình 9-6 cho các lò có chế độ nhiệt ổn định cũng rất có lợi (ví dụ cho các lò nung liên tục, lò bán liên tục, lò thông v.v...). Bởi vì đối với các lò này thường có các giai đoạn khi mà thực tế lò buộc phải ngừng hoạt động (khi máy cán hay búa máy phục vụ lò bị hỏng phải sửa chữa), công suất của các mỏ đốt giảm đến giá trị cực tiểu, nhưng các đơn nguyên trao đổi nhiệt vẫn tiếp tục nhận được sự nung nóng mạnh từ phía khí lò, còn sự làm nguội về phía không khí thì lại không đáng kể, nên các đơn nguyên có thể nhanh chóng bị quá nung. Vì vậy, nếu sử dụng thiết bị tự động điều khiển chế độ nhiệt cho thiết bị trao đổi nhiệt như ở hình 9-6 thì có thể tránh cho nó khỏi bị quá nung, quá cháy trong các giai đoạn này. Thiết bị tự động điều chỉnh này còn cần thiết cho cả giai đoạn phải ngừng lò, đã tắt tất cả các mỏ đốt, nhưng để tránh cho thiết bị trao đổi nhiệt khỏi bị cháy hỏng thì vẫn phải tiếp tục cho không khí đi qua nó thêm một khoảng thời gian nữa.

9.1.3. Sự dẫn nở nhiệt độ

Khi bị nung nóng, tất cả các đơn nguyên của thiết bị trao đổi nhiệt đều bị dẫn nở. Độ dẫn dài thẳng của các đơn nguyên có thể xác định theo công thức sau:

$$\Delta l = l_0 \beta (t_2 - t_1) \quad (9-1)$$

trong đó:

Δl - độ dẫn dài thẳng, m

l_0 - độ dài ban đầu của đơn nguyên, m

β - hệ số dẫn dài thẳng, có thể nhận bằng $0,000011\text{độ}^{-1}$ đối với thép, và bằng $0,000012\text{độ}^{-1}$ đối với gang.

t_1 - nhiệt độ đầu của đơn nguyên, $^{\circ}\text{C}$.

t_2 - nhiệt độ cuối của đơn nguyên, $^{\circ}\text{C}$.

Trong công nghiệp ngày càng có nhu cầu thường xuyên phải nung nóng không khí đến $700 - 850^{\circ}\text{C}$, khi đó nhiệt độ kim loại các đơn nguyên trao đổi nhiệt có thể đạt đến $800 - 950^{\circ}\text{C}$. Điều này dẫn tới sự dẫn dài đáng kể các đơn nguyên (khoảng 10 mm cho mỗi mét chiều dài đơn nguyên).

Để đảm bảo độ bền của thiết bị trao đổi nhiệt khi vận hành, khi thiết kế, chế tạo và lắp đặt phải tính đến sự dẫn nở nhiệt độ. Nếu phân tích không đúng hoặc bỏ qua sự dẫn nở nhiệt có thể làm cho các đơn nguyên trao đổi nhiệt phải chịu ứng lực quá lớn và bị phá hỏng.

Trong các thiết bị trao đổi nhiệt, tất cả các dẫn nở nhiệt độ có thể do các nguyên nhân sau đây:

1. Sự tăng thể tích chung của thiết bị trao đổi nhiệt khi nung nóng nó từ trạng thái nguội đến trạng thái công tác ổn định, và ngược lại khi làm nguội thiết bị trao đổi nhiệt thể tích sẽ giảm đi.

2. Sự tăng thể tích hoặc giảm không đồng đều kích thước của từng đơn nguyên hoặc từng phần của thiết bị trao đổi nhiệt khi nung nóng và làm nguội nó.

3. Sự tăng nhiệt không đồng đều của từng đơn nguyên trao đổi nhiệt ở trạng thái công tác.

Do có sự chênh lệch nhiệt độ giữa hai phần cấu trúc kim loại và lớp gạch chịu lửa bao ngoài của thiết bị trao đổi nhiệt, và cũng do hệ số dẫn dài thẳng của kim loại và gạch chịu lửa khác nhau nên dẫn đến có sự chênh lệch dẫn nở nhiệt độ giữa hai phần này, vì vậy cần lưu ý để mạch nhiệt có kích thước vừa đủ giữa các cấu trúc kim loại và phần xây bằng gạch chịu lửa.

Ở chế độ nhiệt không ổn định, trong thiết bị trao đổi nhiệt sẽ xuất hiện sự dẫn nở nhiệt không đồng đều lớn và gây nguy hiểm cho độ bền của thiết bị do tạo ứng lực lớn, vì vậy cần phải áp dụng mọi khả năng để làm giảm dẫn nở không đồng đều này. Khi thiết kế, chế tạo, lắp đặt thiết bị trao đổi nhiệt, cần phải đảm bảo tạo được sự đồng đều tốc độ của khí lò đi vào thiết bị bằng cách đặt thiết bị cách xa các chỗ ngoặt dòng, chỗ có thay đổi đột ngột tiết diện đường dẫn khí lò, chỗ có van v.v....

Cần lưu ý nhất là sự dẫn nở nhiệt không đồng đều của các đơn nguyên trao đổi nhiệt do nguyên nhân thứ 3 nói trên, tức là có sự khác nhau trong dẫn dài của các đơn nguyên khi thiết bị trao đổi nhiệt đã ở chế độ nhiệt ổn định.

Nếu như sự dẫn nở không đồng đều do nguyên nhân 2 sẽ triệt tiêu khi kết thúc quá trình nung thiết bị thì sự dẫn không đều do nguyên nhân 3 sẽ tồn tại trong suốt thời gian thiết bị trao đổi nhiệt hoạt động, bởi vì cả khí lò

và không khí khi đi qua thiết bị sẽ thay đổi nhiệt độ theo thời gian.

Khi trong một thiết bị trao đổi nhiệt, các đơn nguyên được chế tạo từ các vật liệu khác nhau thì cần thiết phải tính đến sự khác nhau về hệ số dẫn nhiệt của các vật liệu này.

9.1.4. Điều khiển nhiệt thủy lực

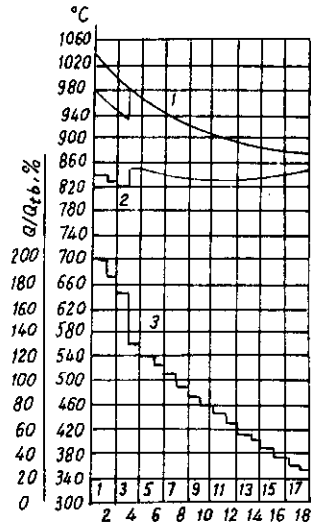
Đối với các thiết bị trao đổi nhiệt nhiệt độ cao, một nhiệm vụ quan trọng là phải giải quyết vấn đề tạo được sự phân bố đều không khí cho các đơn nguyên (ống) xếp song song.

Khi sự truyền nhiệt bên ngoài đến bề mặt các ống trao đổi nhiệt không đều đồng thời lượng không khí đi trong ống cũng không đều, ngoài ra đối với các ống chịu tải trọng nhiệt lớn thì lượng không khí đi trong ống lại bị giảm đi do trở lực khí động tăng lên, điều này dẫn tới làm cháy hỏng các thành ống kim loại do bị quá nhiệt.

Để khắc phục hiện tượng này, Viện năng lượng Matxcova đã ứng dụng phương pháp điều khiển nhiệt thủy lực các ống trao đổi nhiệt bằng cách chần màng đối với các ống có ứng suất nhiệt nhỏ hơn trong chúng, ví dụ các ống nằm xa hơn chỗ khí lò nóng đi vào thiết bị. Với phương pháp này, ở vùng các ống chịu ứng suất nhiệt lớn, tốc độ của khí lò sẽ tăng lên, còn nhiệt độ của thành ống sẽ giảm đi.

Hiệu quả của phương pháp này được minh họa bằng đồ thị (hình 9-7) cho ta thấy rõ, trong trường hợp chỉ đối với ba dây ống chịu ứng suất nhiệt lớn nhất, dùng ống có đường kính tương đương 0,01 m, còn đối các dây ống sau đó, dùng loại có đường kính tương đương 0,008 m, cho phép giảm nhiệt độ của dây ống đầu tiên (dây chịu ứng suất nhiệt lớn nhất) từ 1040°C xuống đến 970°C.

Cũng có thể sử dụng các thanh lõi đặt



Dãy ống theo đường khí lò

Hình 9-7. Chế độ nhiệt độ của các ống trong thiết bị trao đổi nhiệt nhiệt độ cao.

Q - năng suất nhiệt của dây ống;
 Q_{tb} - năng suất nhiệt của thiết bị trao đổi nhiệt chia cho số dây ống. 1. Nhiệt độ của các ống ở đầu ra của không khí; 2. Nhiệt độ trung bình của ống theo chiều dài; 3. Năng suất nhiệt tương đương của dây ống.

bên trong ống, để làm tốt hơn sự trao đổi nhiệt bên trong và làm giảm nhiệt độ thành ống trao đổi nhiệt.

Nhưng cần thấy rằng, cả khi sử dụng màng chắn và cả khi sử dụng các thanh lõi đều làm tăng đáng kể trở lực khí động của thiết bị trao đổi nhiệt.

9.1.5. Sự bắn tắc thiết bị trao đổi nhiệt

Các khí đi qua thiết bị trao đổi nhiệt có chứa bụi, bụi sẽ lắng lại trên thành các đơn nguyên của thiết bị. Lượng bụi lắng phụ thuộc chủ yếu vào nồng độ của nó trong khí, thời gian làm việc, hình dạng và cấu trúc của thiết bị. Khí lò chứa nhiều bụi nhất, còn các khí đốt và không khí chứa ít bụi hơn. Nhưng không nên cho rằng không khí rất sạch và bỏ qua khả năng bắn tắc thiết bị trên đường dẫn không khí.

Không ít trường hợp không khí có chứa nhiều bụi, bụi này sẽ lắng trong các đơn nguyên của thiết bị, vì vậy đôi khi cần phải có các biện pháp đặc biệt để làm sạch đường dẫn không khí của thiết bị.

Do bị bám bụi nên khả năng trao đổi nhiệt và độ bền của các đơn nguyên bị giảm đi. Nếu có tính đến nhiệt trở của lớp bụi bám trên thành đơn nguyên trao đổi nhiệt thì hệ số truyền nhiệt của thiết bị trao đổi nhiệt được xác định theo công thức sau:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_k} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{\delta_b}{\lambda_b} + \frac{1}{\alpha_{kk}}} \quad (9-2)$$

trong đó:

α_k - hệ số truyền nhiệt từ khí lò đến thành thiết bị, $W/m^2 \cdot ^\circ C$

α_{kk} - hệ số truyền nhiệt từ thành thiết bị đến không khí (khí) cần nung, $W/m^2 \cdot ^\circ C$

δ - chiều dày thành thiết bị, m

λ - hệ số dẫn nhiệt của thành thiết bị, $W/m \cdot ^\circ C$

δ_b - chiều dày lớp bụi, m

λ_b - hệ số dẫn nhiệt của lớp bụi, $W/m \cdot ^\circ C$

Khi tính toán các thiết bị trao đổi nhiệt kim loại, người ta thường bỏ qua nhiệt trở của thành kim loại (δ/λ) khi trị số của nó nhỏ. Tuy nhiên, trong trường hợp khí lò có chứa nhiều bụi thì không được phép bỏ qua nhiệt trở của lớp bụi, bởi vì hệ số dẫn nhiệt của bụi nhỏ nên nhiệt trở của lớp bụi khá

lớn. Ví dụ, các số liệu thực tế cho thấy, nếu có một lớp bụi dày 3 mm bám trên mặt các đơn nguyên trao đổi nhiệt thì hệ số truyền nhiệt chung của thiết bị giảm 30%. Có trường hợp một thiết bị trao đổi nhiệt của lò luyện kim loại màu do bị bám bụi nên sau 3 ngày hoạt động, hệ số truyền nhiệt của nó bị giảm đi 2 lần.

Trong các thiết bị trao đổi nhiệt mà đơn nguyên của nó có cấu trúc tạo sự chảy rối (gai kim, răng cưa v.v...) thì ảnh hưởng của lớp bụi lắng còn lớn hơn, bởi vì khi đó không chỉ có nhiệt trở của thành ống tăng lên mà sự chảy rối của dòng khí cũng bị giảm đi, làm cho khả năng truyền nhiệt bị giảm nhiều.

Khi bị bám bẩn, độ bền cơ học của thiết bị trao đổi nhiệt bị giảm đi do độ bám bụi không đều, các đơn nguyên bị bám bụi nhiều sẽ có nhiệt độ thành ống thấp hơn so với nhiệt độ thành ống các đơn nguyên bị bám bụi ít hơn. Điều này dẫn tới sự giãn dài về nhiệt của các đơn nguyên sẽ khác nhau và gây nên những biến dạng trong thiết bị trao đổi nhiệt, đôi khi làm đứt các mối hàn hoặc gây ra những hư hỏng khác. Thực tế cho thấy, đối với loại thiết bị trao đổi nhiệt ống thép nhẵn, nếu khí lò chứa nhiều bụi thì cần sử dụng cấu trúc thiết bị trong đó khí lò chạy trong ống chứ không đi bên ngoài bố ống, bởi vì nếu đi bên ngoài thì độ bám bụi các ống không đồng đều và việc làm sạch chúng rất khó khăn. Đối với một số lò công nghiệp, bụi khí lò không những ảnh hưởng đến độ bền cơ học của thiết bị trao đổi nhiệt mà còn có những tác động hóa học đối với vật liệu chế tạo các đơn nguyên của thiết bị.

Đặc điểm không thuận lợi trong các trường hợp sử dụng thiết bị trao đổi nhiệt cho các lò luyện kim màu, khí lò chứa nhiều chất độc hại như các hợp chất sunfua và clorua gây tác hại cho kim loại. Ví dụ, khí lò tinh luyện nhôm có nhiệt độ 750 - 950°C có chứa nhiều tạp chất dễ nóng chảy như clorua và florua (NaCl , KCl , Na_2AlF_6), ở nhiệt độ nóng chảy 650 - 680°C các chất này sẽ bám trên bề mặt các đơn nguyên của thiết bị và sẽ phá hỏng chúng. Vì vậy, khi lắp đặt thiết bị trao đổi nhiệt cho các lò luyện kim màu, ngoài các giải pháp cấu trúc để hạn chế sự lắng bụi trong thiết bị, còn cần có những biện pháp để chống lại các tác động hóa học có hại của bụi, tức là khi xác định được các tính chất lý hóa của bụi khí lò thì cần lựa chọn kim loại có thành phần hóa học tương ứng thích hợp để chế tạo các đơn nguyên thiết bị.

Mặc dù đối với các thiết bị trao đổi nhiệt, có thể coi buồng lò và kênh

cổng khói từ lò đến thiết bị chính là các buồng lắng bụi, nhưng nếu khí lò có hàm lượng bụi cao (khí dùng nhiên liệu rắn, than bụi, v.v...) thì cần thiết phải đặt thêm buồng lắng bụi phía trước thiết bị trao đổi nhiệt. Khi chế tạo các thiết bị trao đổi nhiệt, cần bố trí các ống sao cho chúng ít bị bám bụi nhất và mặt tiếp xúc với khí lò phải dễ tiếp cận để việc làm sạch được thuận lợi và nhanh chóng.

Đối với các loại thiết bị trao đổi nhiệt khác nhau thì phương pháp làm giảm lượng bụi lắng trên bề mặt đường khí lò các đơn nguyên trao đổi nhiệt sẽ khác nhau, nhưng có một nguyên tắc chung là phải giảm diện tích bề mặt nung nằm ngang, bởi vì lượng bụi lắng trên mặt nằm ngang là lớn nhất.

Khi lắp đặt các thiết bị trao đổi nhiệt bằng gang có gai kim, để giảm lượng bụi lắng thì tốt nhất nên bố trí để khí lò đi theo phương thẳng đứng, còn các ống đặt nằm ngang cho không khí đi trong ống, lúc này trục lớn tiết diện của ống sẽ đặt thẳng đứng.

9.1.6. Lắp đặt thiết bị trao đổi nhiệt

Khi lắp đặt các thiết bị trao đổi nhiệt trên kênh, cổng khói của lò, phải xem xét các điều kiện để đảm bảo độ bền nhiệt của thiết bị và đảm bảo được các chỉ tiêu tính toán quá trình nung nóng không khí (khí đốt).

Các hiện tượng xảy ra trong các thiết bị trao đổi nhiệt đã trình bày ở phần trước: khí động, nhiệt, bám bụi v.v... không xảy ra một cách riêng biệt mà thường kết hợp với nhau, làm tăng tác động có hại của mỗi hiện tượng.

Để đảm bảo cho các đơn nguyên thiết bị trao đổi nhiệt đủ độ bền, làm việc lâu dài, điều quan trọng nhất là phải chọn đúng vị trí để lắp đặt thiết bị. Thiết bị trao đổi nhiệt cần phải đặt đủ xa cách vùng cháy nhiên liệu, đặc biệt trong trường hợp có ngọn lửa cháy. Cần chọn khoảng cách sao cho loại trừ được khả năng cháy nổ của khí lò có thể xảy ra trong thiết bị, bởi vì nếu xảy ra sự cháy khí gần các đơn nguyên thiết bị, chỉ cần khoảng thời gian rất ngắn cũng sẽ nhanh chóng phá hỏng chúng và làm cho cả thiết bị trao đổi nhiệt bị hỏng.

Hình dạng và độ dài của kênh, cổng khói từ lò đến thiết bị trao đổi nhiệt cũng có ý nghĩa quan trọng. Nếu kênh khói từ lò đến thiết bị trao đổi nhiệt thẳng, không có chỗ ngoặt nào thì sẽ không tránh được thiết bị trao đổi nhiệt phải chịu sự bức xạ trực tiếp của khí lò và tường lò nhiệt độ cao.

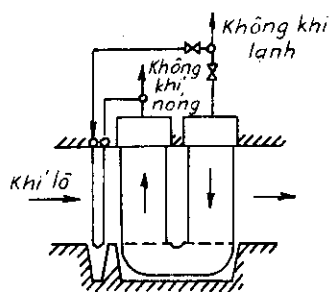
Chiều dài và hình dạng của kênh khói đến thiết bị trao đổi nhiệt phụ thuộc trước hết vào loại nhiên liệu và phương pháp đốt nhiên liệu. Khi đốt dầu madut, than khối và các loại nhiên liệu khác cho ngọn lửa dài khi cháy thì độ dài đường dẫn khí lò tới thiết bị trao đổi nhiệt cần phải lớn hơn so với khi đốt các loại nhiên liệu tạo ngọn lửa ngắn (nhiên liệu khí, than antraxit v.v...)

Nên có thêm những đường ống nhánh dẫn khí lò có các van cho phép điều chỉnh sự phân bố khí lò vào thiết bị trao đổi nhiệt. Người ta có thể đưa qua đường ống nhánh này lượng khí lò dư thừa trong trường hợp lò cường hóa mạnh, tránh không để tốc độ khí lò trong thiết bị trao đổi nhiệt tăng quá cao làm cháy các đơn nguyên.

Nếu đặt thiết bị trao đổi nhiệt phía trên lò thì cần có van khói ở phía trước thiết bị. Trong trường hợp này, van khói sẽ bảo vệ cho thiết bị trao đổi nhiệt tránh được tác động của khí nóng khi lò ngừng hoạt động, bởi vì ngay cả khi đã tắt tất cả các mỏ đốt nhưng do nhiệt độ tường lò rất cao nên khí nóng vẫn tiếp tục đi lên về phía thiết bị trao đổi nhiệt. Trong trường hợp không có van này thì sau khi đã tắt các mỏ đốt hay mỏ phun vẫn yêu cầu tiếp tục cấp không khí từ quạt vào thiết bị để làm mát các đơn nguyên của nó.

Trường hợp các thiết bị trao đổi nhiệt sử dụng sơ đồ ngược dòng, các đơn nguyên nằm ở phía khí lò vào thiết bị sẽ chịu ứng suất nhiệt lớn nhất, bởi vì nơi đó nhiệt độ không khí và khí lò cao nhất. Do đó các dây ống đầu tiên bị hỏng nhanh hơn rất nhiều so với các dây ống còn lại. Sự chênh lệch về độ bền này sẽ càng tăng khi nhiệt độ của khí lò tăng lên, khi nhiệt độ của khí lò cao hơn $800 - 900^{\circ}\text{C}$ thì quá trình bức xạ nhiệt từ khí lò bắt đầu gây ảnh hưởng lớn đối các dây ống trao đổi nhiệt đầu tiên của thiết bị.

Để khắc phục hiện tượng này, đối với các thiết bị trao đổi nhiệt ngược dòng lớn, đắt tiền, có nhiệt độ khí lò khi vào thiết bị cao hơn $800 - 900^{\circ}\text{C}$ (thiết bị trao đổi nhiệt đối lưu), nên có các màn chắn bảo vệ. Sơ đồ thiết bị trao đổi nhiệt có màn



Hình 9-8. Sơ đồ bảo vệ thiết bị trao đổi nhiệt bằng màn chắn

chấn được trình bày trên hình 9-8. Màn chấn có thể được chế tạo một cách đơn giản bằng các ống thép nhẵn chịu nhiệt hình vòng.

Màn chấn này không được liên kết cơ học với thiết bị chính, để có thể thay thế nó một cách nhanh chóng mà không làm ảnh hưởng đến cấu trúc của thiết bị. Màn chấn được mắc song song với thiết bị trao đổi nhiệt và làm việc theo nguyên lý thuận dòng. Người ta đưa qua màn chấn khoảng 8 - 10% lượng không khí chung.

Đối với các thiết bị trao đổi nhiệt làm bằng các ống thép nhẵn, khi dòng khí lò đi bên ngoài các ống thì hiệu quả tối ưu đạt được nếu đặt ống trao đổi nhiệt thẳng đứng và dòng khí lò đi theo phương nằm ngang.

Trong các thiết bị đặt các ống nằm ngang và cho dòng khí lò đi theo phương thẳng đứng thì mặt tiếp xúc khí lò bị bám bụi nhiều hơn.

Đối với các thiết bị trao đổi nhiệt bức xạ, chỉ nên đặt ống dẫn khí lò theo phương thẳng đứng.

Nếu thiết bị trao đổi nhiệt được đặt phía trên lò thì cần có sàn thao tác ở cạnh cửa ra của khí lò để vận hành và bảo dưỡng thiết bị được thuận lợi.

Khi lựa chọn vị trí đặt thiết bị trao đổi nhiệt, phải lưu ý đặt sao cho nắp bên trên của nó nằm ở vùng mà cầu trục hoặc cơ cấu nâng hạ có thể hoạt động được.

Nếu đặt thiết bị trao đổi nhiệt trong đường dẫn khí lò (cống khói) thì thường phải tháo thiết bị ra để làm sạch và kiểm tra các ống trao đổi nhiệt. Do vậy, nên có cửa và lỗ chui vào để có thể làm sạch thiết bị mà không cần phải tháo ra. Các cửa và lỗ vào phải nằm ở gần thiết bị trao đổi nhiệt và phải có nắp đậy bảo vệ.

Thông thường bề mặt phía khí lò của thiết bị trao đổi nhiệt được làm sạch bằng phương pháp cơ học, sau đó thổi sạch bằng không khí nén.

9.2. VẬN HÀNH THIẾT BỊ TRAO ĐỔI NHIỆT KIM LOẠI

Để theo dõi hoạt động của thiết bị trao đổi nhiệt, cần phải trang bị những thiết bị đo đặc kiểm tra tối thiểu sau đây: cặp nhiệt trên đường dẫn khí thải trước khi vào thiết bị, nhiệt kế hoặc cặp nhiệt trên đường ống dẫn không khí nóng ra khỏi thiết bị và van tiết lưu trên đường dẫn không khí vào thiết bị. Cần có nhiệt kế và cặp nhiệt để kiểm tra thường xuyên nhiệt độ của khí lò trước khi vào thiết bị và nhiệt độ đốt nóng không khí trong thiết bị, còn van tiết lưu để điều chỉnh lượng không khí đi qua thiết bị và định kỳ kiểm tra độ kín khí.

Với các thiết bị trao đổi nhiệt của lò nhiệt luyện có nhiệt độ khí lò trước khi vào thiết bị không cao hơn $650 - 700^{\circ}\text{C}$ thì không có nguy cơ bị quá nung, vì vậy không cần thiết phải kiểm tra nhiệt độ của khí lò một cách thường xuyên nên có thể không cần đặt cặp nhiệt trên đường dẫn khí lò.

Trước khi đưa thiết bị trao đổi nhiệt vào vận hành, điều cần thiết là phải kiểm tra độ kín khí của nó. Độ kín khí được kiểm tra theo chỉ số lưu lượng không khí của các thiết bị đo (van tiết lưu hoặc ống pitô) đặt ở đường dẫn không khí trước thiết bị khi đã đóng chặt van ở đường dẫn không khí phía sau thiết bị. Khi áp suất không khí trước thiết bị không thấp hơn áp suất công tác trong thiết bị thì các thiết bị đo phải cho thấy không khí nào đi qua thiết bị trao đổi nhiệt.

Lượng không khí bị dò chủ yếu qua các chỗ hở ở phần nối giữa các hộp góp gió với thân thiết bị, qua các van không khí, còn trong các thiết bị trao đổi nhiệt ống có gai kim thì mất qua chỗ nối mặt bích các ống gai kim. Cần phải bọc cách nhiệt cho các ống dẫn không khí nóng từ thiết bị đến các mỏ đốt hoặc mỏ phun.

Khi đưa thiết bị trao đổi nhiệt vào làm việc, để tránh cho nó khỏi bị quá cháy thì cần phải đảm bảo chặt chẽ trình tự cấp không khí và khí lò vào thiết bị. Luôn phải cấp không khí vào trước, rồi sau mới cấp khí lò vào. Nếu thiết bị có bộ phận pha loãng khí lò bằng không khí nguội, thì khi bật thiết bị trao đổi nhiệt phải cấp vào lượng không khí pha loãng lớn nhất và chỉ sau khi chế độ công tác của lò đã bình thường thì mới điều chỉnh lượng không khí pha loãng sao cho nhiệt độ của khí lò trước thiết bị không vượt quá nhiệt độ tối đa cho phép đối với vật liệu chế tạo các đơn nguyên của thiết bị.

Khi ngừng lò và ngắt thiết bị trao đổi nhiệt thì ngược lại, phải sau khi đã không còn có khí lò đi vào thiết bị thì mới ngừng cấp không khí vào thiết bị.

Nếu không có van trước thiết bị và không có ống nhánh thải khí lò, trong trường hợp này mặc dù đã ngừng lò nhưng vẫn không ngừng được lượng khí nóng đi vào thiết bị và để tránh phá hỏng thiết bị thì vẫn phải tiếp tục cấp không khí vào thêm một thời gian nữa (1 - 1,2 giờ) cho đến khi nhiệt độ của khí lò vào thiết bị phải giảm đến giá trị không gây nguy hiểm cho vật liệu chế tạo các đơn nguyên trao đổi nhiệt (500°C cho thép cacbon thường, $550 - 600^{\circ}\text{C}$ cho gang xám v.v...). Trong trường hợp này không khí nóng sẽ được thải vào khí quyển qua một ống đặc biệt.

Trong thời gian vận hành thiết bị trao đổi nhiệt, phải định kỳ kiểm tra độ kín khí của thiết bị, thường 2 đến 3 tuần một lần.

Khi các thông số khác của thiết bị trao đổi nhiệt ổn định nhưng nhiệt độ nung nóng không khí bị giảm xuống thì chỉ do độ kín khí của thiết bị kém đi hoặc do bề mặt nung bị bám bẩn làm cho hệ số truyền nhiệt giảm. Phía khí lò của thiết bị trao đổi nhiệt bị bám bẩn đối với mọi dạng nhiên liệu và mọi dạng thiết bị trao đổi nhiệt. Khí lò càng nhiều bụi thì thiết bị trao đổi nhiệt càng nhanh bị bẩn tắc.

Từ thực tế vận hành các thiết bị trao đổi nhiệt kim loại, có thể nêu ra khoảng thời gian tối đa giữa các lần làm sạch đối với trường hợp thiết bị trao đổi nhiệt có sự sắp xếp hợp lý đơn nguyên theo chiều chuyển động của dòng khí lò, để giảm lượng bụi lắng và muội cacbon.

Phương pháp làm sạch mặt phía khí lò phụ thuộc chủ yếu vào dạng thiết bị trao đổi nhiệt và đặc tính của chất bám dính trên bề mặt. Thường làm sạch cơ học sau đó thổi sạch bằng không khí nén. Làm sạch cơ học được thực hiện bằng các phương pháp khác nhau. Khi khí lò chuyển động bên ngoài các ống thép nhẵn thì làm sạch bề mặt nung bằng cào.

Khi khí lò đi bên trong các ống thép nhẵn thì làm sạch bằng que thông ống. Để làm sạch bề mặt của các ống trao đổi nhiệt phía khí lò hai mặt có gai kim, có thể sử dụng bàn chải bằng kim loại.

Bảng dưới đây đưa ra khoảng thời gian giữa các lần làm sạch bề mặt phía khí lò của thiết bị trao đổi nhiệt.

Thiết bị trao đổi nhiệt	Khí đốt sạch	Dầu madút hoặc khí đốt bẩn	Nhiên liệu rắn (đốt dạng lớp hoặc than bụi)
Ống có gai kim, loại 17,5	4 tháng	15 ngày	---
Ống có gai kim, loại 28	6 tháng	1 tháng	5 ngày
Ống gai kim một mặt, mặt ngoài nhẵn	6 tháng	3 tháng	15 ngày
Thiết bị trao đổi nhiệt bằng ống thép nhẵn	6 tháng	3 tháng	15 ngày

PHỤ LỤC

Bảng 1. Tính chất nhiệt vật lý của không khí khô ở $p = 760 \text{ mmHg}$

t	ρ	C_p	$\lambda \cdot 10^2$	$\alpha \cdot 10^6$	$\mu \cdot 10^8$	$\nu \cdot 10^6$	Pr
$^{\circ}\text{C}$	kg/m^3	$\text{kJ/kg} \cdot ^{\circ}\text{C}$	$\text{W/m} \cdot ^{\circ}\text{K}$	m^2/s	Ns/m^2	m^2/s	
-50	1,584	1,013	2,04	12,7	14,6	9,23	0,728
-40	1,515	1,013	2,12	13,8	15,2	10,04	0,728
-30	1,453	1,013	2,20	14,9	15,7	10,80	0,723
-20	1,395	1,009	2,28	16,2	16,2	12,79	0,716
-10	1,342	1,005	2,36	17,4	16,7	12,43	0,712
0	1,293	1,005	2,44	18,8	17,2	13,28	0,707
10	1,247	1,005	2,54	20,0	17,6	14,16	0,705
20	1,205	1,005	2,59	21,4	18,1	15,06	0,703
30	1,165	1,005	2,70	22,9	18,6	16,00	0,701
40	1,128	1,005	2,76	24,3	19,1	16,96	0,699
50	1,093	1,005	2,83	25,7	19,6	17,95	0,698
60	1,060	1,005	2,90	27,2	20,1	18,97	0,696
70	1,029	1,009	2,96	28,6	20,6	20,02	0,694
80	1,000	1,009	3,05	30,2	21,1	21,09	0,692
90	0,972	1,009	3,13	31,9	21,5	22,10	0,690
100	0,946	1,009	3,21	33,6	21,9	23,13	0,688
120	0,898	1,009	3,34	36,8	22,8	25,45	0,686
140	0,854	1,013	3,49	40,3	23,7	27,80	0,684
160	0,815	1,017	3,64	43,9	24,5	30,09	0,682
180	0,779	1,022	3,78	47,5	25,3	32,49	0,681
200	0,746	1,026	3,93	51,4	26,0	34,85	0,680
250	0,674	1,038	4,27	61,0	27,4	40,61	0,677
300	0,615	1,047	4,60	71,6	29,7	48,33	0,674
350	0,566	1,059	4,91	81,9	31,4	55,46	0,676
400	0,524	1,068	5,21	93,1	33,0	63,09	0,679
500	0,456	1,093	5,74	115,3	36,2	79,38	0,687
600	0,404	1,114	6,22	138,3	39,1	96,89	0,699
700	0,362	1,135	6,71	163,4	41,8	115,4	0,706
800	0,329	1,156	7,18	188,8	44,3	134,8	0,713
900	0,301	1,172	7,63	216,2	46,7	155,4	0,717
1000	0,277	1,185	8,07	245,9	49,0	177,1	0,719
1100	0,257	1,197	8,50	276,2	51,2	199,3	0,722

Bảng 2. Tính chất nhiệt vật lý của nước trên đường bão hòa

t	$p \cdot 10^{-5}$	ρ	i	C_p	$\lambda \cdot 10^2$	$\alpha \cdot 10^8$	$\mu \cdot 10^6$	$\nu \cdot 10^6$	$\beta \cdot 10^4$	$\sigma \cdot 10^4$	Pr
°C	Pa	kg/m ³	kJ/kg	kJ/kg.độ	W/m ² K	m ² /s	N.s/m ²	m ² /s	°K ⁻¹	N/m	
0	1,013	999,9	0,00	4,212	55,1	13,1	1788	1,789	-0,63	756,0	13,62
10	1,013	999,7	42,04	4,191	57,4	13,7	1306	1,306	+0,70	741,6	9,52
20	1,013	998,2	83,91	4,183	59,9	14,3	1004	1,006	1,82	726,9	7,02
30	1,013	995,7	125,7	4,174	61,8	14,9	801,5	0,805	3,21	712,2	5,42
40	1,013	992,2	167,5	4,174	63,5	15,3	653,3	0,659	3,87	696,5	4,31
50	1,013	988,1	209,3	4,174	64,8	15,7	549,4	0,556	4,49	676,9	3,54
60	1,013	983,1	251,1	4,179	65,9	16,0	469,9	0,478	5,11	662,2	2,98
70	1,013	977,8	293,0	4,487	66,8	16,3	406,1	0,415	5,70	643,5	2,55
80	1,013	971,8	355,0	4,195	67,4	16,3	355,1	0,365	6,32	625,9	2,21
90	1,013	958,4	419,1	4,220	68,3	16,9	282,5	0,295	7,52	588,6	1,75
100	1,013	958,4	419,1	4,220	68,3	16,9	282,5	0,295	7,52	588,6	1,75
110	1,430	951,0	461,4	4,233	68,5	17,0	259,0	0,272	8,08	569,0	1,60
120	1,980	943,1	503,7	4,250	68,6	17,1	237,4	0,252	8,64	548,4	1,47
130	2,700	934,8	546,4	4,266	68,6	17,2	217,8	0,233	9,19	528,8	1,36
140	3,610	926,1	589,1	4,287	68,5	17,2	201,1	0,217	9,72	507,2	1,26
150	4,760	917,0	632,2	4,313	68,4	17,3	186,4	0,203	10,3	486,6	1,17
160	6,180	907,0	675,4	4,346	68,3	17,3	173,6	0,191	10,7	466,0	1,10
170	7,920	897,3	719,3	4,380	67,9	17,3	162,8	0,181	11,3	443,4	1,05
180	10,03	886,9	763,3	4,417	67,4	17,2	153,0	0,173	11,9	422,8	1,00
190	12,55	876,0	807,8	4,459	67,0	17,1	144,2	0,165	12,6	400,2	0,96
200	15,55	863,0	852,5	4,505	66,3	17,0	136,4	0,158	13,3	376,7	0,93
210	19,08	852,8	897,7	4,555	65,5	16,9	130,5	0,153	14,1	354,1	0,91
220	23,20	840,3	943,7	4,614	64,5	16,6	124,6	0,148	14,8	331,6	0,89
230	27,98	827,3	990,2	4,681	63,7	16,4	119,7	0,145	15,9	310,0	0,88
240	33,48	813,6	1037,5	4,756	62,8	16,2	114,8	0,141	16,8	285,5	0,87
250	39,78	799,0	1085,7	4,844	61,8	15,9	109,9	0,137	18,1	261,9	0,86
260	46,94	784,0	1135,5	4,949	60,5	15,6	105,9	0,135	19,7	237,4	0,87
270	55,05	767,9	1185,7	5,070	59,0	15,1	102,0	0,133	21,6	214,8	0,88
280	64,19	750,7	1236,8	5,230	57,4	14,6	98,1	0,131	23,7	191,3	0,90
290	74,45	732,3	1290,0	5,485	55,8	13,9	94,2	0,129	26,2	168,7	0,93
300	85,92	712,5	1344,0	5,736	54,0	13,2	91,2	0,128	29,2	144,2	0,97
310	98,70	691,1	1402,2	6,071	52,3	12,5	88,3	0,128	32,9	120,7	1,03
320	112,90	667,1	1462,1	6,574	50,6	11,5	85,3	0,128	38,2	98,10	1,11
330	128,65	640,2	1526,2	7,244	48,4	10,4	81,4	0,127	43,3	76,71	1,22
340	146,08	610,1	1594,8	8,165	45,7	9,17	77,5	0,127	53,4	56,70	1,39
350	165,37	574,4	1671,4	9,504	43,0	7,88	72,6	0,126	66,8	38,16	1,60
360	186,74	528,0	1761,5	13,984	39,5	5,36	66,7	0,126	109	20,21	2,35
370	210,53	450,5	1892,5	40,32	33,7	1,86	56,9	0,126	164	4,709	6,79

Bảng 3. Tính chất nhiệt vật lý của không khí

($B = 760 \text{ mmHg} \approx 1,01 \times 10^5 \text{ Pa}$; $\bar{P}_{\text{CO}_2} = 0,13$; $\bar{P}_{\text{H}_2\text{O}} = 0,11$; $\bar{P}_{\text{N}_2} = 0,76$) [A.1]

t, °C	ρ , kg/m ³	C_p , kJ/kg.°C	λ .10 W/m.°C	α .10 ⁶ m ² /s	μ .10 ⁶ Ns/m ²	ν .10 ⁶ m ² /s	Pr
0	1,295	1,042	2,28	16,9	15,8	12,20	0,72
100	0,950	1,068	3,13	30,8	20,4	21,54	0,69
200	0,748	1,097	4,01	48,9	24,5	32,80	0,67
300	0,617	1,122	4,84	69,9	28,2	45,81	0,65
400	0,525	1,151	5,70	94,3	31,7	60,38	0,64
500	0,457	1,185	6,56	121,1	34,8	76,30	0,63
600	0,405	1,214	7,42	150,9	37,9	93,61	0,62
700	0,363	1,239	8,27	183,8	40,7	112,1	0,61
800	0,330	1,264	9,15	219,7	43,4	131,8	0,60
900	0,301	1,290	10,0	258,0	45,9	152,5	0,59
1000	0,275	1,306	10,9	303,4	48,4	174,3	0,58
1100	0,257	1,323	11,75	345,5	50,7	197,1	0,57
1200	0,240	1,340	12,62	392,4	53,0	221,0	0,56

Bảng 4. Tính chất nhiệt vật lý của dầu máy biến áp

t, °C	ρ , kg/m ³	C_p , kJ/kg.°C	λ W/m.°C	μ .10 ⁶ Ns/m ²	ν .10 ⁶ m ² /s	α .10 ⁶ m ² /s	β .10 ⁴ °K ⁻¹	Pr
0	892,5	1,549	0,1123	629,8	70,5	8,14	6,80	866
10	886,4	1,620	0,1115	335,5	37,9	7,83	6,85	484
20	880,3	1,666	0,1106	198,2	22,5	7,56	6,90	298
30	874,2	1,729	0,1098	128,5	14,7	7,28	6,95	202
40	868,2	1,788	0,1090	89,4	10,3	7,03	7,00	145
50	862,1	1,846	0,1082	65,3	7,58	6,80	7,05	111
60	856,0	1,905	0,1072	49,5	5,78	6,58	7,10	87,8
70	850,0	1,964	0,1064	38,6	4,54	6,36	7,15	71,3
80	843,9	2,026	0,1056	30,8	3,66	6,17	7,20	59,3
90	837,8	2,085	0,1047	25,4	3,03	6,00	7,25	50,5
100	831,8	2,144	0,1038	21,3	2,56	5,83	7,30	43,9
110	825,7	2,202	0,1030	18,1	2,20	5,67	7,35	38,8
120	819,6	2,261	0,1022	15,7	1,92	5,50	7,40	34,9

Bảng 5. Lượng bức xạ mặt trời qua cửa kính cơ bản $R, W/m^2$

Vĩ độ: 10° Bắc		Giờ mặt trời												
Tháng	Hướng	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
6	Bắc	60	139	158	142	139	136	129	136	139	142	158	139	6
	Đông Bắc	173	413	483	442	334	205	88	44	44	41	35	25	6
	Đông	170	423	489	438	309	129	44	44	44	41	35	25	6
	Đông Nam	57	155	173	136	79	44	44	44	44	41	35	25	6
	Nam	6	25	35	41	44	44	44	44	44	41	35	25	6
	Tây Nam	6	25	25	41	44	44	44	44	79	136	173	155	57
	Tây	6	25	25	41	44	44	44	129	309	438	489	423	170
	Tây Bắc	6	25	25	41	44	57	88	205	334	442	483	413	173
	Mặt nằm ngang	13	139	337	524	647	735	766	735	647	524	337	139	13
	Bắc	16	107	123	110	104	98	95	98	104	110	123	107	16
	Đông Bắc	132	401	467	419	344	177	69	44	44	41	35	22	3
	Đông	158	426	498	448	309	136	44	44	44	41	35	22	3
7	Đông Nam	82	180	208	177	101	44	44	44	44	41	35	22	3
	Nam	3	22	35	41	44	44	44	44	44	41	35	22	3
	Tây Nam	3	22	35	41	44	44	44	44	101	177	208	180	82
	Tây	3	22	35	41	44	44	44	136	309	448	498	426	158
	Tây Bắc	3	22	35	41	44	44	69	177	344	419	467	401	132
	Mặt nằm ngang	9	132	337	524	662	744	779	744	662	524	337	132	9
	Bắc	3	47	50	47	47	44	44	44	47	47	50	47	3
	Đông Bắc	54	356	410	350	252	107	44	44	44	41	35	22	3
	Đông	79	435	514	470	328	145	44	44	44	41	35	22	3
	Đông Nam	57	249	296	268	189	85	44	44	44	41	35	22	3
	Nam	3	22	35	41	44	44	44	44	44	41	35	22	3
	Tây Nam	3	22	35	41	44	44	44	85	189	268	296	249	57
4 và 8	Tây	3	22	35	41	44	44	44	145	252	470	514	435	79
	Tây Bắc	3	22	35	41	44	44	44	107	237	350	410	356	54
	Mặt nằm ngang	6	120	331	527	672	763	789	763	672	527	331	120	6
	Bắc	3	19	35	41	44	44	44	44	44	41	35	19	3
	Đông Bắc	3	281	325	252	142	54	44	44	44	41	35	19	3
	Đông	3	410	517	476	334	148	44	44	44	41	35	19	3
	Đông Nam	3	306	401	385	296	177	66	44	44	41	35	19	3
	Nam	3	19	41	60	76	85	88	85	76	60	41	19	3
	Tây Nam	3	19	35	41	44	44	66	177	296	385	401	306	3
	Tây	3	19	35	41	44	44	44	148	334	476	517	410	3
	Tây Bắc	3	19	35	41	44	44	44	54	142	252	325	281	3
	Mặt nằm ngang	3	98	306	505	653	741	779	741	653	505	306	98	3

Bảng 5. (tiếp theo)

Vĩ độ: 10° Bắc		Giờ mặt trời													
Tháng	Hướng	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	
2 và 10	Bắc	0	16	32	41	44	44	44	44	44	41	32	16	0	
	Đông Bắc	0	183	208	139	88	44	44	44	44	41	32	16	0	
	Đông	0	372	489	457	315	126	44	44	44	41	32	16	0	
	Đông Nam	0	325	464	470	380	255	145	57	44	41	32	16	0	
	Nam	0	57	126	173	205	224	238	224	205	173	126	57	0	
	Tây Nam	0	16	32	41	44	57	145	255	386	470	464	325	0	
	Tây	0	16	32	41	44	44	44	126	315	457	489	372	0	
	Tây Bắc	0	16	32	41	44	44	44	44	88	139	208	183	0	
	Mặt nằm ngang	0	69	268	438	609	694	735	694	609	438	268	69	0	
1 và 11	Bắc	0	13	28	38	41	44	44	44	41	38	28	13	0	
	Đông Bắc	0	85	117	54	41	44	44	44	41	38	28	13	0	
	Đông	0	312	451	416	293	123	44	44	41	38	28	13	0	
	Đông Nam	0	312	483	508	460	344	221	98	54	38	28	13	0	
	Nam	0	110	205	287	303	328	334	328	306	287	205	110	0	
	Tây Nam	0	13	28	38	54	98	221	344	460	508	483	312	0	
	Tây	0	13	28	38	41	44	44	123	293	416	451	512	0	
	Tây Bắc	0	13	28	38	41	44	44	44	41	54	117	85	0	
	mặt nằm ngang	0	54	196	413	552	637	662	637	552	413	196	54	0	
12	Bắc	0	13	28	38	41	44	44	44	41	38	28	13	0	
	Đông Bắc	0	47	88	54	41	44	44	44	41	38	28	13	0	
	Đông	0	271	432	410	287	132	44	44	41	38	28	13	0	
	Đông Nam	0	312	486	514	470	382	249	114	73	38	28	13	0	
	Nam	0	158	233	296	344	366	378	366	344	296	233	158	0	
	Tây Nam	0	13	28	38	73	114	249	382	470	514	486	312	0	
	Tây	0	13	28	38	41	44	44	132	287	410	432	271	0	
	Tây Bắc	0	13	28	38	41	44	44	44	41	54	88	47	0	
	Mặt nằm ngang	0	44	208	378	527	609	637	609	527	378	208	44	0	
Vĩ độ: 20° Bắc															
6	Bắc	88	129	104	79	60	54	47	54	60	79	104	129	88	
	Đông Bắc	255	454	385	262	120	47	44	44	44	38	28	9	9	
	Đông	255	467	505	451	303	129	44	44	44	44	38	28	9	
	Đông Nam	88	196	230	208	139	66	44	44	44	44	38	28	9	
	Nam	9	28	38	44	44	44	44	44	44	44	38	28	9	
	Tây Nam	9	28	38	44	44	44	44	66	139	208	230	196	88	
	Tây	9	28	38	44	44	44	44	129	302	451	505	467	255	
	Tây Bắc	9	28	38	44	44	44	47	120	202	385	454	486	255	
	Mặt nằm ngang	35	189	382	555	681	732	789	732	681	555	382	189	35	

Bảng 5. (tiếp theo)

Vĩ độ: 20° Bắc		Giờ mặt trời												
Tháng	Hướng	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
5 và 7	Bắc	63	88	73	54	47	44	44	44	37	54	73	88	63
	Đông Bắc	224	416	435	350	230	98	44	44	44	41	38	25	9
	Đông	237	467	514	457	312	145	44	44	44	41	38	25	9
	Đông Nam	98	221	268	249	180	91	44	44	44	41	38	25	9
	Nam	9	25	38	41	44	44	44	44	44	41	38	25	9
	Tây Nam	9	25	38	41	44	44	44	91	180	249	268	221	96
	Tây Bắc	9	25	38	41	44	44	44	145	312	457	514	467	237
4 và 8	Tây Bắc	9	25	38	41	44	44	44	98	230	350	435	416	224
	Mặt nằm ngang	25	173	372	552	681	757	792	757	681	552	372	173	25
	Bắc	19	32	35	41	44	44	44	44	44	41	35	32	19
	Đông Bắc	142	350	372	281	158	57	44	44	44	41	35	22	6
	Đông	167	448	520	470	334	161	44	44	44	41	35	22	6
	Đông Nam	91	281	356	341	309	173	63	44	44	41	35	22	6
	Nam	6	22	35	44	63	76	82	76	63	44	35	22	6
3 và 9	Tây Nam	6	22	35	41	44	44	63	173	309	341	356	281	91
	Tây	6	22	35	41	44	44	44	161	334	470	520	448	167
	Tây Bắc	6	22	35	41	44	44	44	57	158	281	372	350	142
	Mặt nằm ngang	16	151	337	527	662	741	779	741	662	527	337	151	16
	Bắc	0	19	35	41	44	44	44	44	44	41	35	19	0
	Đông Bắc	0	262	274	186	69	44	44	44	44	41	35	19	0
	Đông	0	410	514	470	328	142	44	44	44	41	35	19	0
2 và 10	Đông nam	0	312	429	442	378	265	129	47	44	41	35	19	0
	Nam	0	25	69	120	164	199	205	199	164	120	69	25	0
	Tây Nam	0	19	35	41	44	47	129	265	378	442	429	312	0
	Tây	0	19	35	41	44	44	44	142	328	470	514	410	0
	Tây Bắc	0	19	35	41	44	44	44	69	186	274	262	0	
	Mặt nằm ngang	0	95	293	483	624	710	735	710	624	483	293	95	0
	Bắc	0	13	28	38	41	44	44	44	41	38	28	13	0
1 và 11	Đông Bắc	0	139	164	91	41	44	44	44	41	38	28	13	0
	Đông	0	312	464	445	315	155	44	44	41	38	28	13	0
	Đông Nam	0	287	460	505	470	375	233	85	41	38	28	13	0
	Nam	0	66	158	240	293	335	350	334	293	240	158	66	0
	Tây Nam	0	13	28	38	41	44	44	44	41	38	28	13	0
	Tây	0	13	28	38	41	44	44	155	315	445	464	312	0
	Tây Bắc	0	13	28	38	41	44	44	44	41	38	28	13	0
0 và 12	Mặt nằm ngang	0	57	214	401	539	618	656	618	539	401	214	57	0
	Bắc	0	13	28	38	41	44	44	44	41	38	28	13	0
	Đông Bắc	0	139	164	91	41	44	44	44	41	38	28	13	0
	Đông	0	312	464	445	315	155	44	44	41	38	28	13	0
	Đông Nam	0	287	460	505	470	375	233	85	41	38	28	13	0
	Nam	0	66	158	240	293	335	350	334	293	240	158	66	0
	Tây Nam	0	13	28	38	41	44	44	44	41	38	28	13	0
12 và 0	Tây	0	13	28	38	41	44	44	155	315	445	464	312	0
	Tây Bắc	0	13	28	38	41	44	44	44	41	38	28	13	0
	Mặt nằm ngang	0	57	214	401	539	618	656	618	539	401	214	57	0
	Bắc	0	13	28	38	41	44	44	44	41	38	28	13	0
	Đông Bắc	0	139	164	91	41	44	44	44	41	38	28	13	0
	Đông	0	312	464	445	315	155	44	44	41	38	28	13	0
	Đông Nam	0	287	460	505	470	375	233	85	41	38	28	13	0
11 và 1	Nam	0	66	158	240	293	335	350	334	293	240	158	66	0
	Tây Nam	0	13	28	38	41	44	44	44	41	38	28	13	0
	Tây	0	13	28	38	41	44	44	155	315	445	464	312	0
	Tây Bắc	0	13	28	38	41	44	44	44	41	38	28	13	0
	Mặt nằm ngang	0	57	214	401	539	618	656	618	539	401	214	57	0
	Bắc	0	13	28	38	41	44	44	44	41	38	28	13	0
	Đông Bắc	0	139	164	91	41	44	44	44	41	38	28	13	0
10 và 2	Đông	0	312	464	445	315	155	44	44	41	38	28	13	0
	Đông Nam	0	287	460	505	470	375	233	85	41	38	28	13	0
	Nam	0	66	158	240	293	335	350	334	293	240	158	66	0
	Tây Nam	0	13	28	38	41	44	44	44	41	38	28	13	0
	Tây	0	13	28	38	41	44	44	155	315	445	464	312	0
	Tây Bắc	0	13	28	38	41	44	44	44	41	38	28	13	0
	Mặt nằm ngang	0	57	214	401	539	618	656	618	539	401	214	57	0
9 và 3	Bắc	0	13	28	38	41	44	44	44	41	38	28	13	0
	Đông Bắc	0	139	164	91	41	44	44	44	41	38	28	13	0
	Đông	0	312	464	445	315	155	44	44	41	38	28	13	0
	Đông Nam	0	287	460	505	470	375	233	85	41	38	28	13	0
	Nam	0	66	158	240	293	335	350	334	293	240	158	66	0
	Tây Nam	0	13	28	38	41	44	44	44	41	38	28	13	0
	Tây	0	13	28	38	41	44	44	155	315	445	464	312	0
8 và 4	Tây Bắc	0	13	28	38	41	44	44	44	41	38	28	13	0
	Mặt nằm ngang	0	57	214	401	539	618	656	618	539	401	214	57	0
	Bắc	0	13	28	38	41	44	44	44	41	38	28	13	0
	Đông Bắc	0	139	164	91	41	44	44	44	41	38	28	13	0
	Đông	0	312	464	445	315	155	44	44	41	38	28	13	0
	Đông Nam	0	287	460	505	470	375	233	85	41	38	28	13	0
	Nam	0	66	158	240	293	335	350	334	293	240	158	66	0
7 và 5	Tây Nam	0	13	28	38	41	44	44	44	41	38	28	13	0
	Tây	0	13	28	38	41	44	44	155	315	445	464	312	0
	Tây Bắc	0	13	28	38	41	44	44	44	41	38	28	13	0
	Mặt nằm ngang	0	57	214	401	539	618	656	618	539	401	214	57	0
	Bắc	0	13	28	38	41	44	44	44	41	38	28	13	0
	Đông Bắc	0	139	164	91	41	44	44	44	41	38	28	13	0
	Đông	0	312	464	445	315	155	44	44	41	38	28	13	0
6 và 6	Đông Nam	0	287	460	505	470	375	233	85	41	38	28	13	0
	Nam	0	66	158	240	293	335	350	334	293	240	158	66	0
	Tây Nam	0	13	28	38	41	44	44	44	41	38	28	13	0
	Tây	0	13	28	38	41	44	44	155	315	445	464	312	0
	Tây Bắc	0	13	28	38	41	44	44	44	41	38	28	13	0
	Mặt nằm ngang	0	57	214	401	539	618	656	618	539	401	214	57	0
	Bắc	0	13	28	38	41	44	44	44	41	38	28	13	0
5 và 7	Đông Bắc	0	139	164	91	41	44	44	44	41	38	28	13	0
	Đông	0	312	464	445	315	155	44	44	41	38	28	13	0
	Đông Nam	0	287	460	505	470	375	233	85	41	38	28	13	0
	Nam	0	66	158	240	293	335	350	334	293	240	158	66	0
	Tây Nam	0	13	28	38	41	44	44	44	41	38	28	13	0
	Tây	0	13	28	38	41	44	44	155	315	445	464	312	0
	Tây Bắc	0	13	28	38	41	44	44	44	41	38	28	13	0
4 và 8	Mặt nằm ngang	0	57	214	401	539	618	656	618	539	401	214	57	0
	Bắc	0	13	28	38	41	44	44	44	41	38	28	13	0
	Đông Bắc	0	139	164	91	41	44	44	44	41	38	28	13	0
	Đông	0	312	464	445	315	155	44	44	41	38	28	13	0
	Đông Nam	0	287	460	505	470	375	233	85	41	38	28	13	0
	Nam	0	66	158	240	293	335	350	334	293	240	158	66	0
	Tây Nam	0	13	28	38	41	44	44	44	41	38	28	13	0
3 và 9	Tây	0	13	28	38	41	44	44	155	315	445	464	312	0
	Tây Bắc	0	13	28	38	41	44	44	44	41	38	28	13	0
	Mặt nằm ngang	0	57	214	401	539	618	656	618	539	401	214	57	0
	Bắc	0	13	28	38	41	44	44	44	41	38	28	13	0
	Đông Bắc	0												

Bảng 5. (tiếp theo)

Vĩ độ: 20° Bắc		Giờ mặt trời												
Tháng	Hướng	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
1 và 11	Bắc	0	9	25	35	41	41	41	41	41	35	25	9	0
	Đông Bắc	0	76	82	44	41	41	41	41	41	35	25	9	0
	Đông	0	224	404	401	287	136	41	41	41	35	25	9	0
	Đông Nam	0	230	450	517	498	426	287	145	50	35	25	9	0
	Nam	0	88	218	315	388	429	445	429	388	395	218	88	0
	Tây Nam	0	9	25	35	50	145	287	426	498	517	454	230	0
	Tây	0	9	25	35	38	41	41	136	287	401	404	224	0
	Tây Bắc	0	9	25	35	38	41	41	41	41	44	82	76	0
	Mặt nằm ngang	0	16	151	319	460	542	568	542	460	319	151	16	0
	Bắc	0	6	22	35	38	41	41	41	38	35	22	6	0
	Đông Bắc	0	44	57	38	38	41	41	41	38	35	22	6	0
	Đông	0	177	372	382	268	107	41	41	38	35	22	6	0
12	Đông Nam	0	186	438	527	501	423	306	189	63	35	22	6	0
	Nam	0	79	233	350	416	460	470	460	416	350	233	79	0
	Tây Nam	0	6	22	35	63	198	306	423	501	527	438	186	0
	Tây	0	6	22	35	38	41	41	107	268	382	372	177	0
	Tây Bắc	0	6	22	35	38	41	41	41	38	38	57	44	0
	Mặt nằm ngang	0	13	114	290	426	508	536	508	426	290	114	13	0
Vĩ độ: 30° Bắc														
6	Bắc	104	91	57	44	44	44	44	44	44	44	57	91	104
	Đông Bắc	331	410	306	173	60	44	44	44	44	38	32	16	16
	Đông	341	492	508	451	309	139	44	44	44	44	38	32	16
	Đông Nam	132	237	284	284	230	139	54	44	44	44	38	32	16
	Nam	16	32	38	44	47	60	66	60	47	44	38	32	16
	Tây Nam	16	32	28	44	44	44	54	139	230	284	284	237	132
	Tây	16	32	38	44	44	44	44	139	309	451	508	492	341
	Tây Bắc	16	32	38	44	44	44	44	60	173	306	410	438	331
	Mặt nằm ngang	60	192	413	568	684	757	789	757	684	568	413	192	60
	Bắc	69	63	44	44	44	44	44	44	44	44	44	63	69
	Đông Bắc	293	413	388	281	145	50	44	44	44	41	38	28	13
	Đông	315	489	517	457	312	139	44	44	44	41	38	28	13
5 và 7	Đông Nam	132	259	315	315	262	167	69	44	44	41	38	28	13
	Nam	13	28	38	44	63	85	95	85	63	44	38	28	13
	Tây Nam	13	28	38	41	44	44	44	167	262	315	315	258	132
	Tây	13	28	38	41	44	44	44	139	312	457	517	489	315
	Tây Bắc	13	28	38	41	44	44	44	50	145	281	388	413	293
	Mặt nằm ngang	47	208	388	555	675	744	776	744	675	555	388	208	47

Bảng 5. (tiếp theo)

Vĩ độ: 30° Bắc		Giờ mặt trời												
Tháng	Hướng	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
4 và 8	Bắc	19	25	35	41	41	44	44	44	41	41	35	25	19
	Đông Bắc	173	341	315	208	85	44	44	44	41	41	35	25	6
	Đông	208	464	520	467	322	145	44	44	41	41	35	25	6
	Đông Nam	117	309	401	407	353	259	123	47	41	41	35	25	6
	Nam	6	25	41	85	148	183	198	183	148	85	41	25	6
	Tây Nam	6	25	35	41	41	47	123	259	353	407	401	309	117
	Tây	6	25	35	41	41	44	44	145	322	467	520	464	208
	Tây Bắc	6	25	35	41	41	44	44	44	85	208	315	341	173
3 và 9	Mặt nằm ngang	19	148	337	508	631	710	741	710	631	508	337	148	19
	Bắc	0	16	32	38	41	44	44	44	41	38	32	16	0
	Đông Bắc	0	233	284	126	47	44	44	44	41	38	32	16	0
	Đông	0	391	498	454	325	151	44	44	41	38	32	16	0
	Đông Nam	0	309	413	479	445	356	211	79	41	38	32	16	0
	Nam	0	28	57	189	259	309	331	309	259	189	57	28	0
	Tây Nam	0	16	32	38	41	79	211	356	445	479	413	309	0
	Tây	0	16	32	38	41	44	44	151	325	454	498	391	0
2 và 10	Tây Bắc	0	16	32	38	41	44	44	44	47	126	284	233	0
	Mặt nằm ngang	0	79	255	426	565	637	669	637	565	426	255	79	0
	Bắc	0	9	25	35	38	41	44	41	38	35	25	9	0
	Đông Bắc	0	140	123	57	38	41	44	41	38	35	25	9	0
	Đông	0	249	426	416	296	136	44	41	38	35	25	9	0
	Đông Nam	0	230	448	514	501	429	290	148	47	35	25	9	0
	Nam	0	57	180	290	382	438	457	438	382	290	180	57	0
	Tây Nam	0	9	25	35	47	148	290	429	501	514	448	230	0
1 và 11	Tây	0	9	25	35	38	41	44	136	296	416	426	294	0
	Tây Bắc	0	9	25	35	38	41	44	41	38	57	123	104	0
	Mặt nằm ngang	0	19	155	315	451	539	565	538	451	315	155	19	0
	Bắc	0	3	19	28	35	38	38	38	35	28	19	3	0
	Đông Bắc	0	25	50	28	35	38	38	38	35	28	19	3	0
	Đông	0	85	344	366	262	110	38	38	35	28	19	3	0
	Đông Nam	0	88	401	508	511	451	328	202	73	28	19	3	0
	Nam	0	32	214	344	432	486	501	486	432	344	214	32	0
	Tây Nam	0	3	19	28	73	202	328	451	511	508	401	88	0
	Tây	0	3	19	28	35	38	38	110	262	366	344	85	0
	Tây Bắc	0	3	19	28	35	38	38	38	35	28	50	25	0
	Mặt nằm ngang	0	6	85	224	344	429	457	429	344	224	85	6	0

Bảng 5. (tiếp theo)

Vĩ độ: 30° Bắc		Giờ mặt trời													
Tháng	Hướng	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	
12	Bắc	0	0	13	28	35	38	38	38	35	28	13	0	0	
	Đông Bắc	0	0	32	28	35	38	38	38	35	28	13	0	0	
	Đông	0	0	290	331	252	101	38	38	35	28	13	0	0	
	Đông Nam	0	0	360	495	511	451	341	227	88	28	13	0	0	
	Nam	0	0	202	356	448	501	514	501	448	356	202	0	0	
	Tây Nam	0	0	13	28	88	227	341	451	511	495	360	0	0	
	Tây	0	0	13	28	35	38	38	101	252	331	290	0	0	
	Tây Bắc	0	0	13	28	35	38	38	38	35	28	32	0	0	
	Mặt nằm ngang	0	0	60	189	306	385	413	385	306	189	60	0	0	

Bảng 6. Lượng bức xạ mặt trời lớn nhất xâm nhập qua kính cơ bản*, W/m^2

Vĩ độ (Bắc)	Tháng	Hướng								
		Bắc	Đông bắc	Đông	Đông nam	Nam	Tây nam	Tây	Tây bắc	Mặt nằm ngang
0	6		492	464	132	44	132	464	492	713
	7 và 5	151	483	479	164	44	164	479	483	735
	8 và 4	79	445	514	294	44	294	514	445	773
	9 và 3	32	372	527	372	44	372	527	372	789
	10 và 2	32	249	514	445	107	445	514	249	773
	11 và 1	32	164	479	483	211	483	479	164	735
	12	32	132	464	492	259	492	464	132	713
10	6	126	483	489	173	44	173	489	483	766
	7 và 5	95	467	498	208	44	208	498	467	779
	8 và 4	41	410	514	296	44	296	514	410	789
	9 và 3	32	325	517	401	88	401	517	325	779
	10 và 2	32	208	489	470	230	470	489	208	725
	11 và 1	28	117	451	508	334	508	451	117	662
	12	28	88	432	514	378	514	432	88	637
20	6	82	486	505	230	44	230	505	486	789
	7 và 5	60	435	514	268	44	268	514	435	792
	8 và 4	35	372	520	356	82	356	520	372	779
	9 và 3	32	274	514	442	205	442	514	274	735
	10 và 2	28	164	464	505	350	505	464	164	656
	11 và 1	25	82	404	517	445	517	404	82	568
	12	25	57	382	527	470	527	382	57	536

Bảng 6. (tiếp theo)

Vĩ độ (Bắc)	Tháng	Hướng								Mặt nằm ngang
		Bắc	Đông bắc	Đông	Đông nam	Nam	Tây nam	Tây	Tây bắc	
30	6	63	438	508	284	66	284	508	438	789
	7 và 5	50	413	517	315	95	315	517	413	776
	8 và 4	35	341	520	407	199	407	520	341	741
	9 và 3	28	284	498	479	331	479	498	284	669
	10 và 2	25	123	426	514	457	514	426	123	565
	11 và 1	22	50	366	511	501	511	366	50	457
	12	19	38	331	511	514	511	331	38	413

Bảng 7. Giá trị U ($W/m^2 \cdot ^\circ K$) qua kính, giếng trời bằng kính, cửa gỗ ra vào và tường bằng kính trong

Kính cửa sổ và giếng trời										
Độ dày khoảng không giữa các lớp kính, mm	Kính để đứng						Kính nằm ngang			
	một lớp		hai lớp		ba lớp		một lớp		hai lớp	
	Hè	Đông	Hè	Đông	Hè	Đông	Hè	Đông	Hè	Đông
0	5,89	6,42					4,88	7,95	2,84	3,98
5			3,35	3,52	2,31	2,39				
10			3,15	3,29	2,10	2,16				
15			2,97	3,10	1,93	1,99				
20 - 100			2,89	3,01	1,88	1,93				

Cửa gỗ ra vào			Tường bằng kính trong				
Độ dày cửa gỗ, mm	U ($W/m^2 \cdot ^\circ K$)		Kích thước	Khối lượng kg/m^2	U ($W/m^2 \cdot ^\circ K$)		
	Hè	Đông			Hè	Đông	
20	3,27	3,43	196 x 196 x 40 mm dày	55	3,00	3,13	
30	2,65	2,75	196 x 196 x 100 mm dày	90	2,89	3,01	
40	2,23	2,30	196 x 196 x 100 mm dày				
50	2,01	2,07	có màu che bằng sợi thủy tinh	90	2,69	2,79	
			300 x 300 x 100 mm	90	2,79	2,90	
			300 x 300 x 100 mm dày có màu che bằng sợi thủy tinh	90	2,57	2,67	

Bảng 8. Hệ số truyền nhiệt U của mái bằng và mái che

Mùa hè dòng nhiệt từ trên xuống, mùa đông dòng nhiệt từ dưới lên $W/m^2 \cdot ^\circ C$

Số liệu trong ngoặc chỉ khối lượng, kg tổng trọng lượng trên mét vuông là tổng của tất cả các thành phần.

Loại tầng thượng	Độ dày của trần, mm và khối lượng	Tấm trần	Lớp cách nhiệt nằm ở phía trên tầng thượng, mm				
			không cách nhiệt	25	50	75	100
Bê tông	100 (229), 150 (454) hoặc 200 (342)	Không có trần hoặc trần bằng nhựa	2,89	1,19	0,80	0,57	0,38
		Trần bằng nhựa treo	1,59	0,91	0,68	0,51	0,34
		Tấm cách âm treo	1,19	0,47	0,57	0,45	0,31
	25 mm (15)	Không có trần hoặc trần bằng nhựa	2,27	1,08	0,74	0,51	0,36
		Trần bằng nhựa treo	1,36	0,80	0,62	0,45	0,32
		Tấm cách âm treo	1,08	0,74	0,57	0,40	0,30
	50 mm (24)	Không có trần hoặc trần bằng nhựa	1,59	0,91	0,62	0,45	0,34
		Trần bằng nhựa treo	1,08	0,74	0,57	0,39	0,30
		Tấm cách âm treo	0,91	0,62	0,51	0,39	0,30
Gỗ	100 (229), 150 (454) hoặc 200 (342)	Không có trần hoặc trần bằng nhựa	2,89	1,19	0,80	0,57	0,38
		Trần bằng nhựa treo	1,59	0,91	0,68	0,51	0,34
		Tấm cách âm treo	1,19	0,47	0,57	0,45	0,31
	25 mm (15)	Không có trần hoặc trần bằng nhựa	2,27	1,08	0,74	0,51	0,36
		Trần bằng nhựa treo	1,36	0,80	0,62	0,45	0,32
		Tấm cách âm treo	1,08	0,74	0,57	0,40	0,30
	50 mm (24)	Không có trần hoặc trần bằng nhựa	1,59	0,91	0,62	0,45	0,34
		Trần bằng nhựa treo	1,08	0,74	0,57	0,39	0,30
		Tấm cách âm treo	0,91	0,62	0,51	0,39	0,30

Bảng 9. Các giá trị hệ số truyền nhiệt U qua tường xây, $W/m^2 \cdot ^\circ K$
(Số trong ngoặc là giá trị khối lượng ứng với $1 m^2$, kg/m^2)

Lớp bên ngoài	Độ dày, mm và khối lượng, kg/m ²	Lớp bên trong								
		Không có lớp trong	Lớp thạch cao 9 mm (9,76)	Có lớp thạch cao bên trong dày 15mm	Lớp vữa dày 16mm trên tường		Có đặt thanh lati kim loại được trát lớp vữa lót		Có tấm cách nhiệt phẳng hay được trát lớp vữa lót	
					Bê tông cát (29,3)	Bê tông nhẹ (14,6)	Lớp cát dày 19 mm (34,2)	Lớp cát nhẹ (14,6)	Tấm dày 13mm (9,9)	Tấm dày 25 mm (19,5)
Gạch đặc và gạch hồng thường	200(425) 300(600) 400(844)	2.73 1.99 1.53	2.33 1.76 1.48		2.56 1.87 1.48	2.33 1.70 1.42	1.76 1.42 1.19	1.59 1.31 1.08	1.25 1.08 0.91	0.91 0.79 0.74
Gạch thông thường	200(390) 300(586) 400(781)	2.33 1.76 1.42	2.22 1.70 1.36		2.22 1.70 1.36	1.99 1.53 1.31	1.14 1.31 1.08	1.48 1.25 1.02	1.19 1.02 0.91	0.85 0.80 0.68
Khối bê tông rỗng	100(98) 200(180)	2.33 1.87	2.10 1.70		2.22 1.82	1.99 1.65	1.59 1.36	1.48 1.25	1.19 1.02	0.91 0.80
Hỗn hợp cát và sỏi	100(112) 200(210)	2.78 2.33	2.50 2.10		2.61 2.22	2.33 1.99	1.82 1.59	1.65 1.48	1.25 1.19	0.97 0.91
Gạch xám rỗng	100(78) 200(146)	2.33 1.76	2.10 1.65		2.22 1.70	1.99 1.59	1.59 1.31	1.48 1.25	1.19 1.02	0.91 0.80
Bê tông: hỗn hợp bê tông đá 1 xi măng, 2 cát tinh, 4 cát thô, mật độ 2400 kg/m ³	100(240)	4.59		4.15						
	100(240)	4.29		3.91						
	150(360)	3.95		3.61						
	150(360)	3.73		3.42						
	300(720)	2.80		2.63						
300(720)	2.69		2.53							
Hỗn hợp bê tông sạch 1 xi măng, 2,5 cát mịn, 7 cát thô, mật độ 1522 kg/m ³	100(152)	2.22		2.12						
	100(152)	2.16		2.05						
	150(228)	1.67		1.61						
	150(228)	1.63		1.57						
	300(457)	0.953		0.93						
300(457)	0.940		0.92							
Gạch đặc 2 lớp x 90 mm cách nhau 60 mm	240(346)	2.12		2.02						
	240(346)	2.11		2.01						
Gạch đặc 2 lớp x 110 mm cách nhau 50 mm	270(423)	1.97		1.88						
	270(423)	1.96		1.88						

Bảng 10. Tiêu chuẩn Pr của hơi nước

$\frac{p, \text{ bar}}{t, ^\circ\text{C}}$	50	60	70	80	90	100	110	120	130	140
360	1,09	1,13	1,17	1,22	1,28	1,33	1,40	1,48	1,57	1,69
370	1,07	1,11	1,14	1,19	1,24	1,29	1,34	1,41	1,48	1,56
380	1,05	1,08	1,12	1,15	1,19	1,24	1,28	1,34	1,39	1,46
390	1,03	1,06	1,09	1,12	1,16	1,19	1,23	1,28	1,32	1,38
400	1,02	1,04	1,06	1,09	1,13	1,16	1,19	1,23	1,27	1,31
410	1,00	1,02	1,05	1,07	1,1	1,12	1,16	1,19	1,22	1,26
420	0,99	1,01	1,03	1,05	1,07	1,10	1,13	1,15	1,18	1,21
430	0,98	1,00	1,02	1,04	1,06	1,08	1,10	1,12	1,15	1,18
440	0,97	0,99	1,00	1,02	1,04	1,06	1,08	1,10	1,12	1,14
450	0,96	0,98	0,99	1,01	1,02	1,04	1,06	1,07	1,10	1,12
460	0,96	0,97	0,98	1,00	1,01	1,03	1,04	1,06	1,08	1,09
470	0,95	0,96	0,97	0,98	1,00	1,02	1,03	1,04	1,06	1,07
480	0,94	0,95	0,96	0,97	0,99	1,00	1,01	1,02	1,04	1,05
490	0,94	0,95	0,95	0,96	0,98	0,99	1,00	1,01	1,02	1,03
500	0,93	0,94	0,95	0,96	0,97	0,98	0,99	1,00	1,01	1,02
520	0,92	0,93	0,94	0,95	0,95	0,96	0,97	0,98	0,98	0,99
540	0,92	0,92	0,93	0,93	0,94	0,94	0,95	0,96	0,96	0,97
560	0,91	0,91	0,92	0,92	0,93	0,94	0,94	0,94	0,95	0,95
580	0,9	0,9	0,91	0,91	0,92	0,92	0,93	0,93	0,94	0,94
600	0,89	0,9	0,9	0,9	0,91	0,91	0,91	0,92	0,92	0,92

$\frac{p, \text{ bar}}{t, ^\circ\text{C}}$	50	60	70	75	80	90	100	110	120	125	130	140
365	2,602	2,759	2,938	3,028	3,314	3,374	3,655	3,981	4,362	4,578	4,822	5,40
370	2,578	2,725	2,981	2,973	3,072	3,293	2,546	3,836	4,178	4,374	4,583	5,08
375	2,552	2,690	2,845	2,928	3,018	3,218	3,446	3,710	4,015	4,188	4,376	4,806
380	2,528	2,657	2,802	2,880	2,964	3,148	3,356	3,594	3,869	1,022	4,189	4,566
385	2,505	2,627	2,627	2,836	2,913	3,083	3,274	3,491	3,739	3,876	4,024	4,357
390	2,486	2,600	2,726	2,795	2,867	3,025	3,201	3,400	3,626	3,749	3,882	4,177
395	2,467	2,575	2,694	2,758	2,826	2,973	3,137	3,319	3,524	3,636	3,756	4,021
400	2,451	2,553	2,665	2,726	2,789	2,926	3,078	3,246	3,435	3,537	3,646	3,885
405	2,437	2,534	2,640	2,697	2,756	2,884	3,025	3,181	3,355	3,449	3,548	3,764
410	2,425	2,517	2,617	2,670	2,727	2,847	2,979	3,123	3,284	3,370	3,462	3,659
415	2,414	2,501	2,596	2,647	2,700	2,812	2,936	3,071	3,221	3,300	3,384	3,564
420	2,404	2,487	2,577	2,625	2,675	2,871	2,898	3,024	3,162	3,236	3,313	3,480
425	2,395	2,474	2,560	2,605	2,653	2,753	2,863	2,981	3,110	3,179	3,252	3,404
430	2,387	2,462	2,544	2,587	2,632	2,727	2,830	2,942	3,063	3,127	3,194	3,336
435	2,379	2,452	2,529	2,571	2,613	2,703	2,800	2,906	3,018	3,079	3,141	3,274
440	2,372	2,441	2,516	2,555	2,596	2,682	2,773	2,873	2,979	3,035	3,094	3,217
450	2,360	2,424	2,492	2,528	2,565	2,643	2,726	2,815	2,909	2,959	3,010	3,119
460	2,350	2,409	2,472	2,504	2,538	2,609	2,684	2,764	2,850	2,894	2,940	3,036
480	2,334	2,385	2,439	2,467	2,496	2,555	2,618	2,685	2,754	2,790	2,828	3,905
500	2,324	2,368	2,416	2,439	2,464	2,515	2,569	2,625	2,683	2,713	2,744	2,808
520	2,318	2,357	2,398	2,419	2,441	2,485	2,531	2,579	2,629	2,655	2,681	2,735
540	2,314	2,349	2,385	2,404	2,423	2,462	2,502	2,544	2,587	2,610	2,632	2,678
560	2,317	2,349	2,382	2,399	2,416	2,451	2,487	2,524	2,562	2,582	2,602	2,642
580	2,313	2,342	2,371	2,386	2,401	2,432	2,465	2,498	2,531	2,549	2,566	2,602
600	2,311	2,336	2,362	2,375	2,389	2,417	2,445	2,474	2,504	2,519	2,535	2,566
620	2,312	2,334	2,358	2,369	2,381	2,406	2,431	2,456	2,483	2,496	2,510	2,538
640	2,317	2,337	2,358	2,368	2,379	2,401	2,423	2,446	2,469	2,481	2,493	2,517
660	2,325	2,343	2,362	2,372	2,381	2,401	2,421	2,442	2,462	2,473	2,484	2,506
680	2,335	2,352	2,370	2,379	2,388	2,406	2,424	2,443	2,462	2,471	2,481	2,500
700	2,346	2,362	2,379	2,387	2,396	2,412	2,429	2,447	2,464	2,473	2,482	2,500

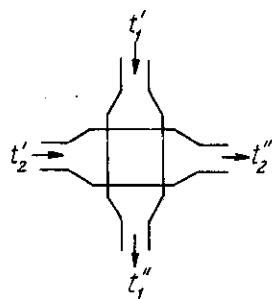
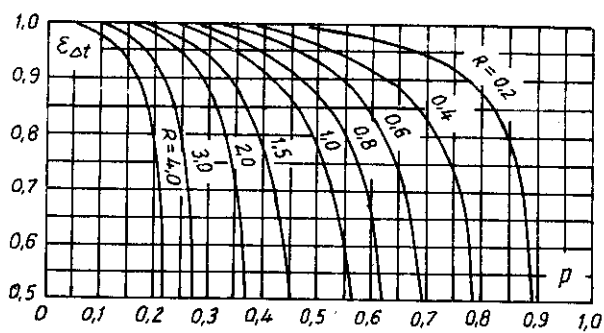
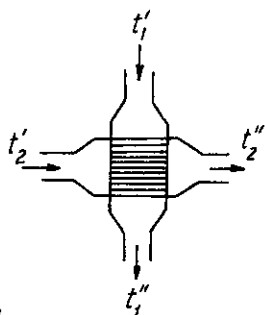
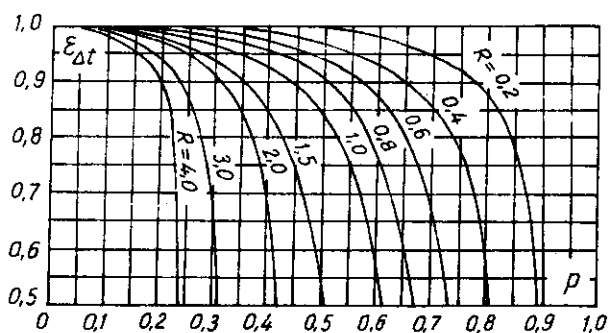
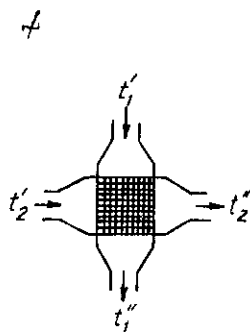
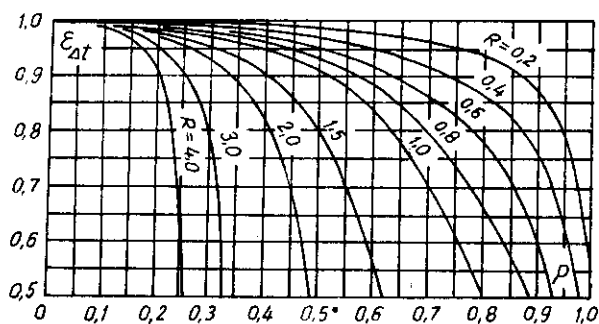
Bảng 12. Hệ số dẫn nhiệt của hơi nước $\lambda \cdot 10^3$, W/m.K

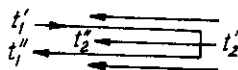
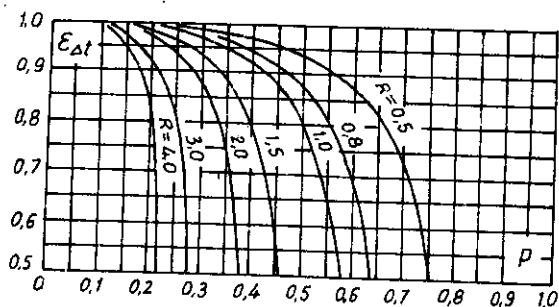
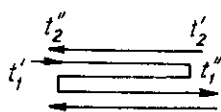
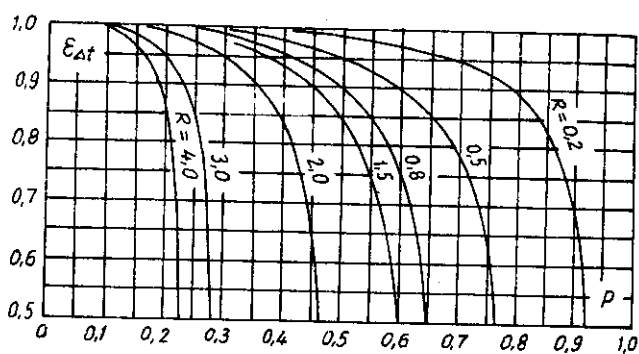
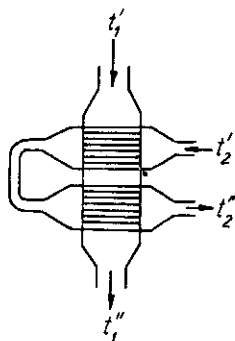
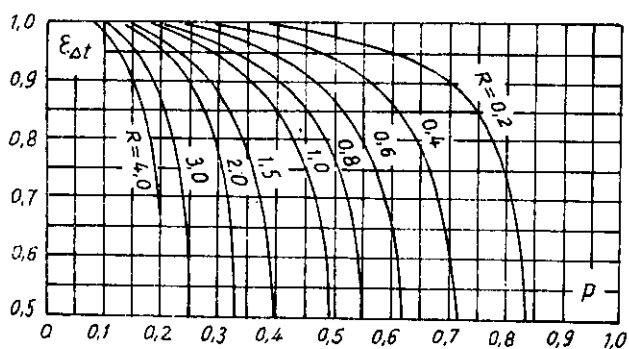
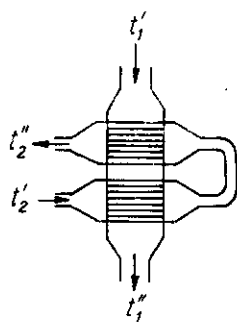
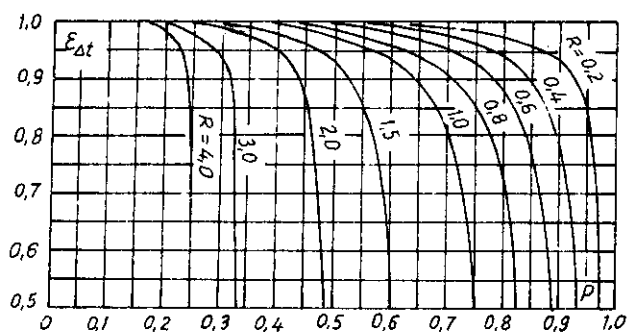
$t, ^\circ\text{C}$ P, bar	50	60	70	80	90	100	110	120	130	140
360	56,2	58,0	60,0	62,3	65,0	68,1	71,9	75,9	80,9	87,1
370	57,2	59,8	60,6	62,7	65,0	67,8	70,9	74,5	78,6	83,5
380	58,1	59,7	61,4	63,3	65,4	67,8	70,5	73,6	77,2	81,2
390	59,1	60,6	62,2	64,0	65,9	68,1	70,7	73,2	76,3	79,7
400	60,2	61,6	63,1	64,7	66,5	68,6	70,7	73,1	75,8	78,8
410	61,3	62,6	64,0	65,6	67,3	69,1	71,1	73,3	75,7	78,3
420	62,4	63,7	65,0	66,5	68,1	69,8	71,6	73,6	75,8	78,2
430	63,5	64,8	66,1	67,5	69,0	70,6	72,3	74,1	76,1	78,3
440	64,7	65,9	67,1	68,5	69,9	71,4	73,0	74,8	76,6	78,6
450	65,9	67,0	68,2	69,5	70,9	72,4	73,9	75,5	77,2	79,0
460	67,1	68,2	69,4	70,6	71,9	73,3	74,8	76,3	77,9	79,6
470	68,3	69,4	70,5	71,7	73,0	74,3	75,7	77,2	78,7	80,3
480	69,5	70,6	71,7	72,9	74,0	75,4	76,7	78,1	79,6	81,1
490	70,7	71,8	72,9	74,0	75,2	76,5	77,8	79,1	80,5	82,0
500	72,0	73,0	74,1	75,2	76,4	77,6	78,8	80,1	81,5	82,9
510	73,3	74,3	75,3	76,4	77,5	78,7	79,9	81,2	82,5	83,8
520	74,5	75,5	76,6	77,6	78,7	79,9	81,1	82,3	83,5	84,8
530	75,8	76,8	77,8	78,9	80,0	81,1	82,2	83,4	84,6	85,9
540	77,1	78,1	79,1	80,1	81,2	82,3	83,4	84,6	85,8	87,0
550	78,4	79,3	80,4	81,4	82,4	83,5	84,6	85,8	86,9	88,1
560	79,7	80,6	81,6	82,7	83,7	84,7	85,8	87,0	88,1	89,2
570	81,0	82,0	82,9	83,9	85,0	86,0	87,1	88,2	89,3	90,4
580	82,3	83,3	84,2	85,2	86,2	87,3	88,3	89,4	90,5	91,6
590	83,6	84,6	85,6	86,5	87,5	88,5	89,6	90,6	91,7	92,8
600	85,0	85,9	86,8	87,8	88,8	89,8	90,9	91,9	93,0	94,0
610	86,3	87,2	88,2	89,2	90,1	91,1	92,1	93,2	94,2	95,3
620	87,7	88,6	89,5	90,5	91,4	92,4	93,4	94,5	95,5	96,5
630	89,0	89,9	90,9	91,8	92,8	93,8	94,8	95,8	96,8	97,8
640	90,4	91,3	92,2	93,2	94,1	95,1	96,1	97,1	98,1	99,1
650	91,7	92,6	93,6	94,5	95,5	96,1	97,4	98,4	99,4	100
660	93,1	94,0	94,9	95,8	96,8	97,7	98,7	99,7	101	102
670	94,5	95,4	96,3	97,2	98,1	99,1	100	101	102	103
680	95,8	96,7	97,6	98,5	99,4	100	101	102	103	104
690	97,2	98,1	99,0	99,9	101	102	103	104	105	106
700	98,6	99,5	100	101	102	103	104	105	106	107

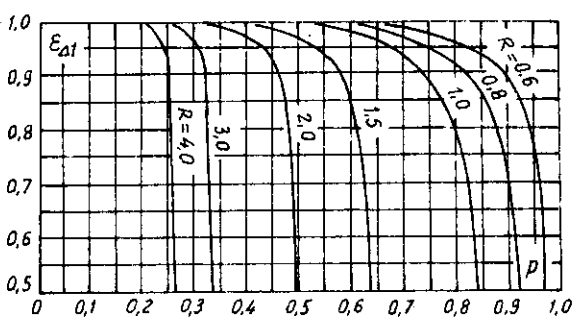
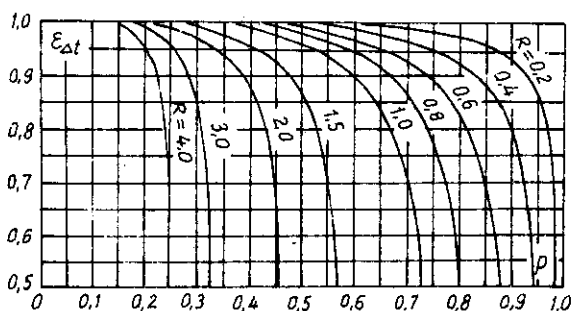
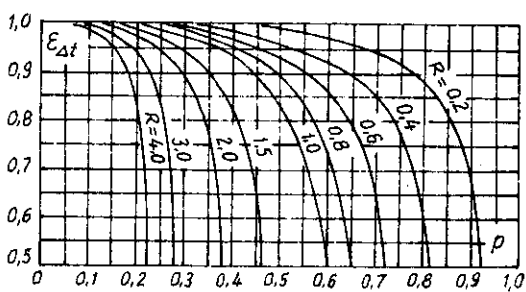
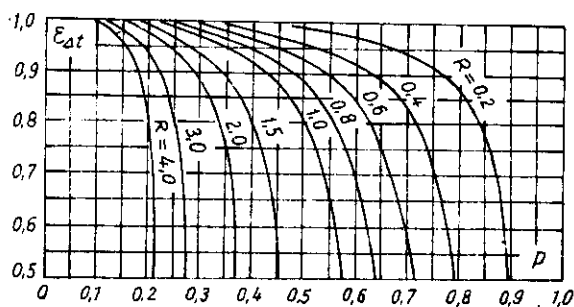
Bảng 13. Độ nhớt động lực của hơi nước $\mu \cdot 10^7, \text{NS/m}^2$

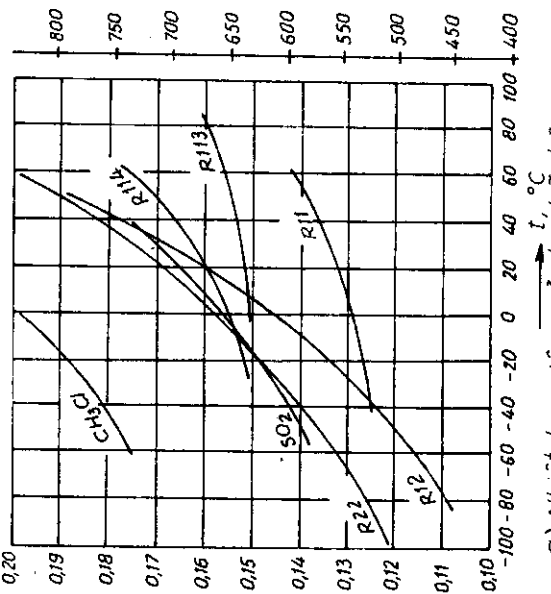
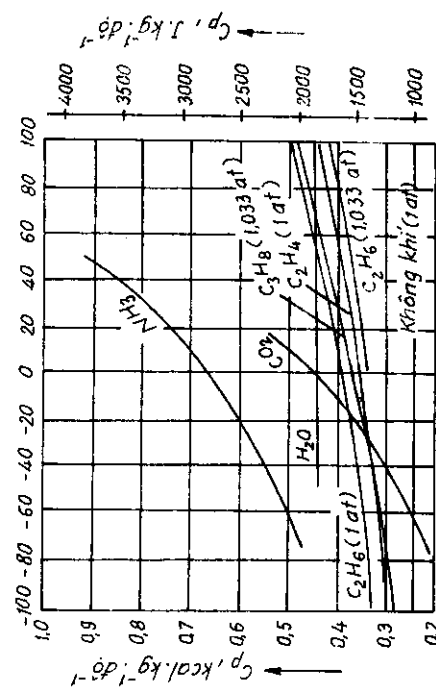
$\frac{p, \text{bar}}{t, ^\circ\text{C}}$	50	60	70	80	90	100	110	120	130	140
360	233	234	236	237	239	241	244	246	248	251
370	237	239	240	243	244	246	248	251	253	256
380	242	243	245	246	248	250	252	255	257	260
390	246	247	249	250	252	254	256	258	260	263
400	250	251	252	254	256	258	259	262	264	266
410	253	255	256	258	260	261	263	265	267	269
420	257	259	260	262	263	265	267	268	270	272
430	261	263	264	266	267	269	270	272	274	276
440	265	267	268	269	271	272	274	276	277	279
450	269	270	272	273	275	276	278	279	281	283
460	273	274	276	277	278	280	281	283	285	286
470	277	278	280	281	282	284	285	287	288	290
480	281	282	284	285	286	288	289	290	292	294
490	285	286	288	289	290	291	293	294	296	297
500	289	290	292	293	294	295	297	298	299	301
510	293	294	295	297	298	299	300	302	303	305
520	297	298	299	301	302	303	304	306	307	308
530	301	302	303	304	306	307	308	309	311	312
540	305	3060	307	308	310	311	312	313	314	316
550	309	310	311	312	314	315	316	317	318	320
560	313	314	315	316	317	319	320	321	322	323
570	317	318	319	320	321	322	324	325	326	327
580	321	322	323	324	325	326	328	329	330	331
590	325	326	327	328	329	330	331	332	334	335
600	329	330	331	332	333	334	335	336	338	339
610	333	334	335	336	337	338	339	340	341	342
620	337	338	339	340	341	342	343	344	345	346
630	341	342	343	344	345	346	347	348	349	350
640	345	346	347	348	349	350	351	352	353	354
650	349	350	351	352	353	354	355	356	357	358
660	353	354	355	356	357	358	359	360	361	362
670	357	358	359	360	361	362	363	364	365	366
680	361	362	363	364	365	366	367	368	369	370
690	365	366	367	368	369	370	371	372	373	374
700	369	370	371	372	373	374	375	376	376	378

Đồ thị xác định hệ số hiệu chỉnh $\epsilon_{\Delta t}$ theo P và R

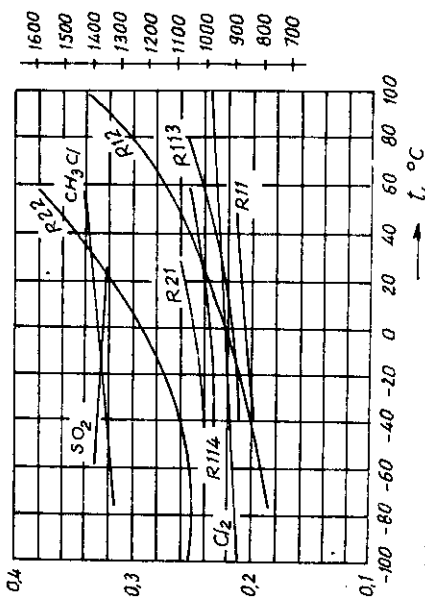
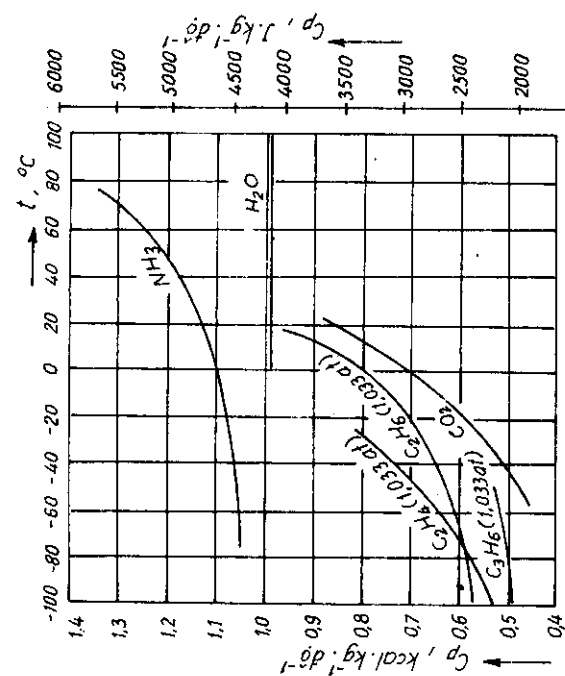




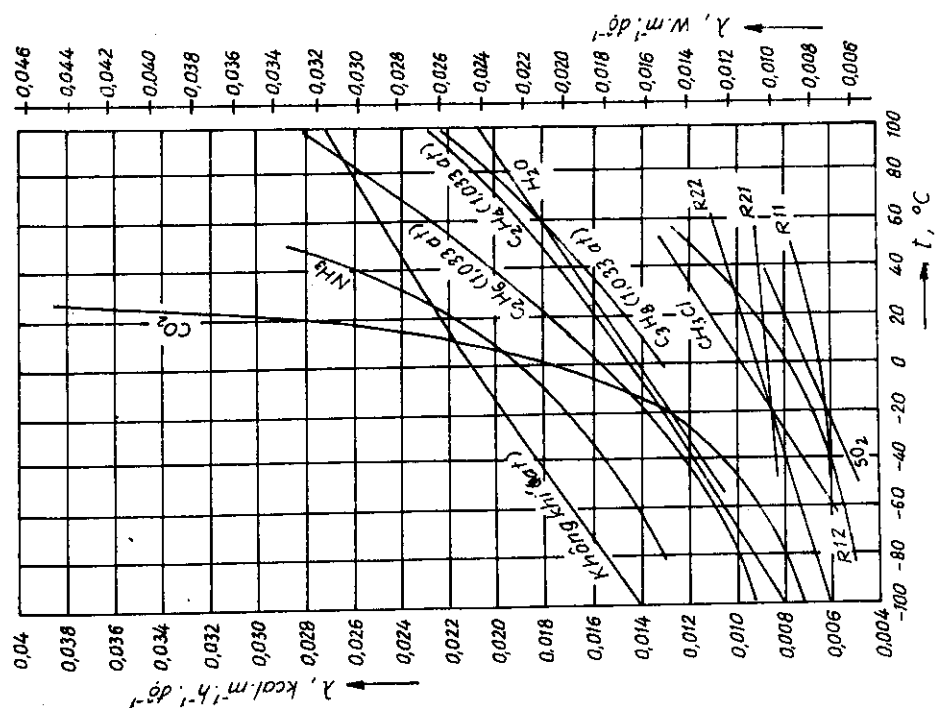




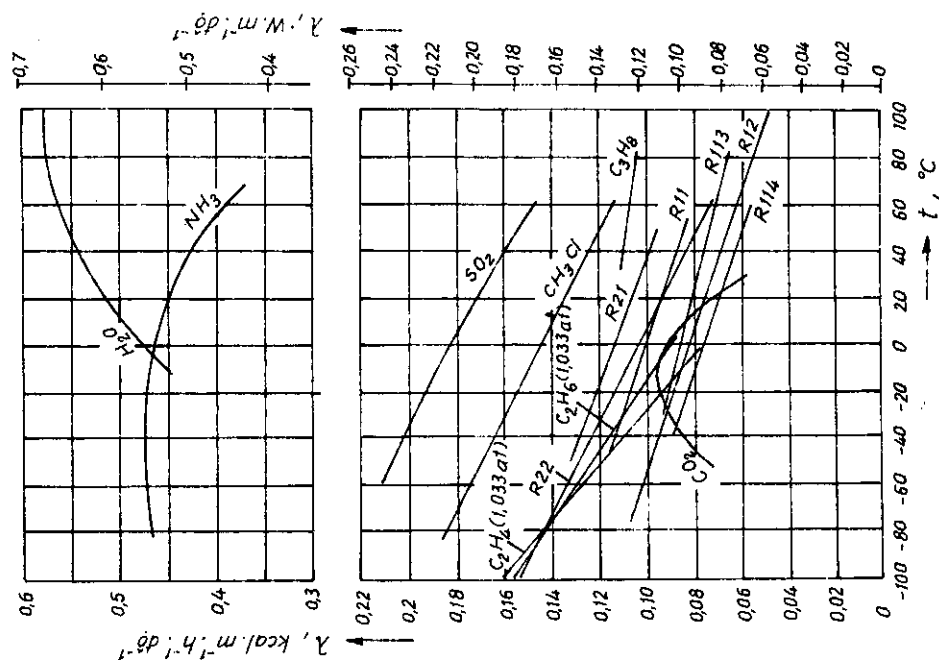
a) Nhiệt dung riêng của hơi bão hòa



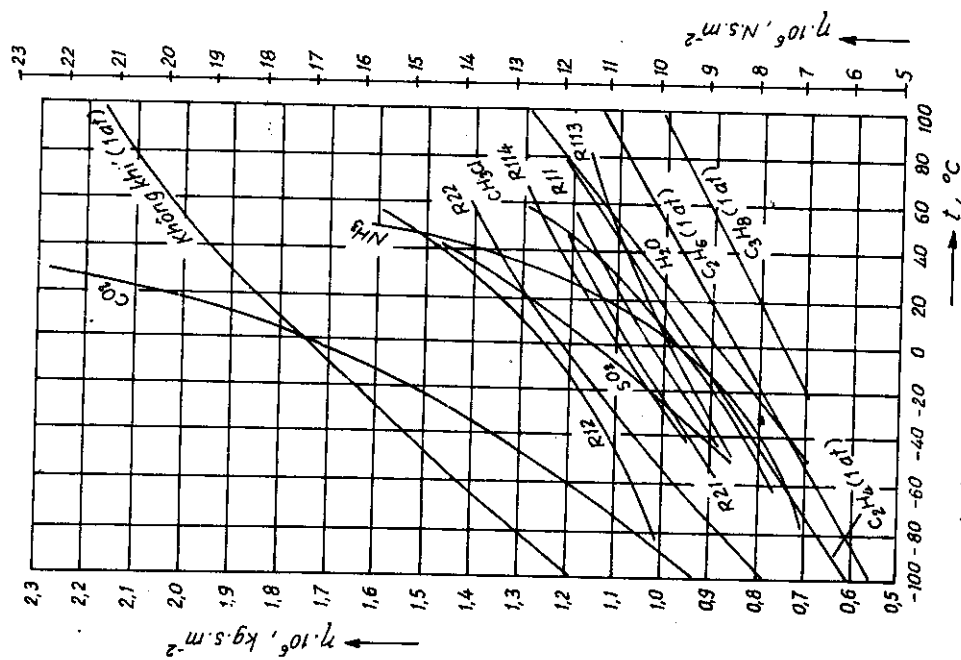
b) Nhiệt dung riêng của chất lỏng bão hòa



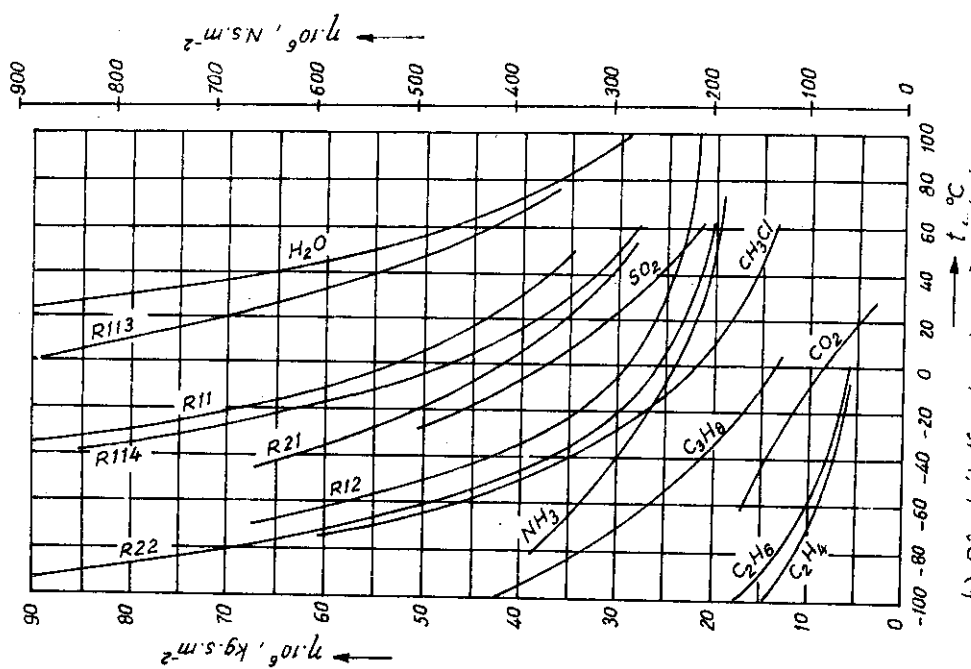
a) Hệ số dẫn nhiệt của hơi bão hòa



b) Hệ số dẫn nhiệt của chất lỏng bão hòa



a) Độ nhớt động lực học của hơi bão hòa



b) Độ nhớt động lực học của chất lỏng bão hòa

TÀI LIỆU THAM KHẢO

1. *Bùi Hải, Dương Đức Hồng, Hà Mạnh Thu.* Thiết bị trao đổi nhiệt, Đại học bách khoa Hà Nội 1996.
2. *Nguyễn Đình Cúc.* Thiết bị trao đổi nhiệt. Đại học bách khoa Hà Nội, 1976.
3. *Bùi Hải, Trần Thế Sơn.* Kỹ thuật nhiệt. Đại học bách khoa Hà Nội, 1993.
4. *Phạm Lê Dân, Bùi Hải.* Nhiệt động học kỹ thuật. Đại học bách khoa Hà nội, 1994.
5. *Hoàng Đình Tín, Lê Chí Hiệp.* Nhiệt động lực học kỹ thuật. Nhà xuất bản khoa học và kỹ thuật, 1997.
6. *Bùi Hải:* Luận án PTS, Praha 1984.
7. *Đặng Quốc Phú, Trần Thế Sơn, Trần Văn Phú:* Truyền nhiệt, Đại học bách khoa Hà Nội, 1991.
8. *Nguyễn Đức Lợi, Phạm Văn Tuy:* Kỹ thuật lạnh cơ sở, Nhà xuất bản Đại học và Giáo dục chuyên nghiệp, Hà Nội 1990.
9. *Nguyễn Đức lợi, Phạm Văn Tuy, Đinh Văn Thuận:* Kỹ thuật lạnh ứng dụng, Nhà xuất bản Giáo dục 1995.
10. *Hà Đăng Trung, Nguyễn Quân:* Thông gió và điều tiết không khí, ĐHBK Hà Nội, 1993.
11. *Лебедев Ф.А.* Теплообменные сушильные холодильные установки, Москва 1972.
12. *Баклатов А.М.* Промышленные теплообменные процессы и установки, Москва. 1986.
13. *Исаченко Б.П.* Теплопередача, Москва, 1969.
14. *Керх Д.* Развитые поверхности теплообмена, Москва, 1977
16. *Краскощев Е.А.* Задачник по теплопередаче, Москва 1975.
17. *Михеев* Теплопередача

18. *Лебедев Ф.Д.* Теплообменные холодильные установки. Москва, 1992.
19. *Тебенков Б.А.* Рекуператоры для промышленных печей. Изд. "Металлургия", Москва, 1967
20. *Кривандин В.А.* Керамические рекуператоры, Металлаиргиздат, Москва 1960.
21. *Кейс В.М. Лондон* Компактные теплообменники, Москва, Энергия, 1967
22. *Шикин А.А.* Автономные высокотемпературный нагрев воздуха. Изд. Вузы, 1972.
23. *Филимоков Ю.А. Храрк К.В. Морозов В.А.* Металлургическая теплотехника, Москва Металлургия, 1974
24. *Барановский Н.В. Коваленко Л.М. Ястребневский А.Р.* Пластинчатые и спиральные теплообменники, Москва, "Машины и Машиностроение", 1973
22. *Carrier Load estimatiny and psychrometrics System design Manual*, 1974

MỤC LỤC

	Trang
<i>Lời nói đầu</i>	1
 <i>Chương 1. KHÁI NIỆM CHUNG VỀ THIẾT BỊ TRAO ĐỔI NHIỆT</i>	
1.1. Phân loại thiết bị trao đổi nhiệt	3
1.2. Yêu cầu về thiết bị trao đổi nhiệt	7
1.3. Hiệu suất thiết bị trao đổi nhiệt	11
1.4. Môi chất sử dụng trong thiết bị trao đổi nhiệt	23
 <i>Chương 2. THIẾT BỊ TRAO ĐỔI NHIỆT VÁCH NGĂN HOẠT ĐỘNG LIÊN TỤC</i>	
2.1. Tính nhiệt và trở kháng thủy lực	27
2.2. Thiết bị trao đổi nhiệt kiểu ống trơn	41
2.3. Thiết bị trao đổi nhiệt kiểu ống bọc ống	77
2.4. Thiết bị trao đổi nhiệt kiểu ống vỏ	85
2.5. Thiết bị trao đổi nhiệt kiểu ống có cánh	98
2.6. Thiết bị trao đổi nhiệt kiểu tấm	116
2.7. Thiết bị trao đổi nhiệt dùng cho các lò công nghiệp	147
2.8. Thiết bị trao đổi nhiệt dùng cho các lò công nghiệp	206
 <i>Chương 3. THIẾT BỊ TRAO ĐỔI NHIỆT HOẠT ĐỘNG THEO CHU KỲ</i>	
3.1. Thiết bị đốt nóng chu kỳ	222
	467

3.2. Thiết bị đốt nóng không khí hồi nhiệt	235
--	-----

Chương 4. THIẾT BỊ TRAO ĐỔI NHIỆT HỖN HỢP GIỮA CHẤT LỎNG VÀ CHẤT KHÍ

4.1. Nguyên lý hoạt động và phân loại	248
4.2. Biểu diễn các quá trình trên đồ thị I-d của không khí ẩm	252
4.3. Tính nhiệt và trở kháng thuỷ lực cho thiết bị trao đổi nhiệt hỗn hợp loại dòng đệm	267
4.4. Tháp làm mát nước bình ngưng (tháp giải nhiệt)	275
4.5. Tính toán quá trình điều hoà không khí bằng phương pháp tính tải Carrier	281

Chương 5. THIẾT BỊ CÔ ĐẶC

5.1. Khái niệm	304
5.2. Phân loại thiết bị cô đặc	307
5.3. Cấu tạo thiết bị cô đặc	308
5.4. Phân ly hơi thứ cấp	317
5.5. Sơ đồ nguyên lý thiết bị cô đặc nhiều cấp hoạt động liên tục	319
5.6. Tính nhiệt cho thiết bị cô đặc có bề mặt đốt tác động liên tục	323
5.7. Cân bằng nhiệt tiêu hao hơi đốt của thiết bị cô đặc hoạt động liên tục	333

Chương 6. THIẾT BỊ CHUNG CẤT

6.1. Khái niệm	343
6.2. Tính chất lý hoá của hỗn hợp chất lỏng	347
6.3. Thiết bị tinh cất	355
6.4. Thiết bị chưng	361

<i>Chương 7. THIẾT BỊ TRAO ĐỔI NHIỆT KIỂU MỚI</i>	
7.1. Thiết bị trao đổi nhiệt kiểu ống nhiệt	376
7.2. Thiết bị dùng năng lượng mặt trời	396
 <i>Chương 8. TÍNH TOÁN SỨC BỀN</i>	
8.1. Xác định chiều dày vỏ thân hình trụ	409
8.2. Tính toán chiều dày nắp và đáy thiết bị	412
8.3. Tính toán chiều dày tấm lắp ống (mặt sàng)	415
 <i>Chương 9. VẬN HÀNH THIẾT BỊ TRAO ĐỔI NHIỆT</i>	
9.1. Điều kiện để vận hành hiệu quả các thiết bị trao đổi nhiệt	426
9.2. Vận hành thiết bị trao đổi nhiệt kim loại	440
9.3. Vận hành thiết bị trao đổi nhiệt bằng gốm	
 Phụ lục	443
Tài liệu tham khảo	465

BÙI HẢI, DƯƠNG ĐỨC HỒNG, HÀ MẠNH THƯ

THIỆT BỊ TRAO ĐỔI NHIỆT

<i>Chịu trách nhiệm xuất bản:</i>	Pgs. Pts. TÔ ĐĂNG HẢI
<i>Biên tập:</i>	PHẠM VĂN NIÊN
	NGUYỄN THỊ NGỌC KHUÊ
<i>Trình bày và chế bản:</i>	VĂN CẨM
<i>Vẽ bìa:</i>	HƯƠNG LAN

NHÀ XUẤT BẢN KHOA HỌC VÀ KỸ THUẬT
70 Trần Hưng Đạo, Hà Nội

In 1000 cuốn khổ 16 x 24 cm tại Công ty In Hàng không.

Giấy phép xuất bản số: 123 - 225 - 23/7/2001

In xong và nộp lưu chiểu tháng 8/2001