

NGUYỄN ĐỨC LỢI

Giáo trình thiết kế

HỆ THỐNG

# ĐIỀU HOÀ KHÔNG KHÍ



NHÀ XUẤT BẢN GIÁO DỤC

## TÍNH CHUYỂN ĐỔI CÁC ĐƠN VỊ THEO HỆ SI

1. Chiều dài	1 inch = 0,0254m 1 ft. = 0,3048m 1 yard = 0,914m 1 mile = 1609,35
2. Tốc độ Gia tốc	1 mph(miles per hour) = 0,447 m/s 1 ft/ min.(fpm)= 0,0051m/s 1 km/h = 0,278 m/s 1ft/s <sup>2</sup> = 0,3048m/s <sup>2</sup>
3. Diện tích	1 sq.in. = 6,45 cm <sup>2</sup> = 0,645.10 <sup>-3</sup> m <sup>2</sup> = 0,000645 m <sup>2</sup> 1 sq ft = 0,0929 m <sup>2</sup> 1 sq mile = 2,590 km <sup>2</sup> = 2.590 007 m <sup>2</sup> 1 acre = 43,560 ft <sup>2</sup> = 4.050 m <sup>2</sup>
4. Thể tích Thể tích riêng Lưu lượng thể tích	1 cu.in = 16,39 cm <sup>3</sup> = 16,39.10 <sup>-6</sup> m <sup>3</sup> 1 cu.ft = 28,32 dm <sup>3</sup> = 0,02832 m <sup>3</sup> 1 imp.gallon = 4,546 lit = 0,004546 m <sup>3</sup> 1 USA gallon (chất lỏng) = 3,785 lit = 0,003785 m <sup>3</sup> 1 USA gallon (chất khô) = 4,405 lit = 0,004405 m <sup>3</sup> 1 bushel (chất khô) = 0,0352 m <sup>3</sup> 1 cu.ft/ lb = 0,06243 m <sup>3</sup> / kg 1 cfm(cu.ft./ min) = 0,472 lit/s = 0,000472 m <sup>3</sup> / s
5. Khối lượng Khối lượng riêng Lưu lượng khối lượng Lưu lượng khối lượng, diện tích	1 lb (pound) = 0,4536 kg 1 Zentner = 50kg 1 grain = 64,8 10 <sup>-6</sup> kg 1 ton(US long) = 224Lb = 1016 kg 1 ton(US short) = 2000Lb = 907 kg 1 Lb (mass) /s = 0,454 kg/s 1 cfm/ ft <sup>2</sup> = 5,01 lit/ sm <sup>2</sup> 1 Lb/ ft <sup>3</sup> = 16,02 kg/ m <sup>3</sup>
6. Lực	1 dyn = 10 <sup>-5</sup> N 1 kG = 9,81 N 1 lb (force) = 16oz (force) = 4,45 N
7. áp suất (1N/ m <sup>2</sup> = 1Pa)	1 kG/ cm <sup>2</sup> = 1at = 98100 N/ m <sup>2</sup> = 0,981bar 1 bar = 100000 N/m <sup>2</sup> = 100 000 Pa 1 mbar = 100Pa 1 atm = 1,013 bar 1 mm H <sub>2</sub> O = 1 kG = 9,81 Pa/m <sup>2</sup> = 0,098 mbar 1 mm Hg = 1 Torr = 133,2 Pa = 1,332 mbar 1 psi (lb/ in <sup>2</sup> ) = 6895 Pa = 0,06895 bar 1 in Hg = 33,87 mbar = 3387 Pa 1 in WG = ,0361 psi = 249,1 Pa
8. Công, Nhiệt lượng	1 kWh = 3600kJ 1kGm = 9,81 J 1kcal = 4,187 kJ 1 Btu = 1,055kJ 1Btu/ lb = 2,326 kJ/ kg 1 therm = 10 <sup>8</sup> Btu = 105,500kJ 1 quard = 10 <sup>15</sup> Btu = 1,05.10 <sup>8</sup> kJ 1 ft lb (force) = 1,3558J 1 erg = 1kg m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup> = 10 <sup>-7</sup> J

NGUYỄN ĐỨC LỢI

GIÁO TRÌNH  
THIẾT KẾ HỆ THỐNG  
ĐIỀU HOÀ KHÔNG KHÍ

NHÀ XUẤT BẢN GIÁO DỤC

**Công ty Cổ phần sách Đại học – Dạy nghề – Nhà xuất bản Giáo dục giữ quyền  
công bố tác phẩm.**

*Mọi tổ chức, cá nhân muốn sử dụng tác phẩm dưới mọi hình thức phải được sự đồng ý của  
chủ sở hữu quyền tác giả.*

# Lời nói đầu

Trong những năm gần đây, cùng với sự phát triển kinh tế của cả nước, ngành điều hoà không khí cũng đã có những bước phát triển vượt bậc và ngày càng trở nên quen thuộc trong đời sống và sản xuất.

Ngày nay, điều hoà tiện nghi không thể thiếu trong các toà nhà, khách sạn, văn phòng, nhà hàng, các dịch vụ du lịch, văn hoá, y tế, thể thao mà còn cả trong các căn hộ, nhà ở, các phương tiện đi lại như ô tô, tàu hoả, tàu thuỷ...

Điều hoà công nghệ trong những năm qua cũng đã hỗ trợ đắc lực cho nhiều ngành kinh tế, góp phần để nâng cao chất lượng sản phẩm, đảm bảo quy trình công nghệ như trong các ngành sợi, dệt, chế biến thuốc lá, chè, in ấn, điện tử, vi điện tử, bưu điện, viễn thông, máy tính, quang học, cơ khí chính xác, hoá học...

Trường Đại học Bách khoa Hà Nội là cơ sở đào tạo kỹ sư Nhiệt Lạnh và Điều hoà không khí từ gần ba chục năm nay với số lượng sinh viên đào tạo tăng gấp nhiều lần. Do yêu cầu thực tế, nhiều trường khác cũng mở ngành Nhiệt Lạnh nên nhu cầu về các giáo trình ngành Lạnh là rất lớn. Trong hơn 30 năm qua chúng tôi đã biên soạn nhiều giáo trình phục vụ cho các môn học (xem bảng trang 4)\*. Hiện nay, nhu cầu về một cuốn **Giáo trình Hướng dẫn thiết kế hệ thống điều hoà không khí** dùng làm tài liệu khi thiết kế đồ án môn học hoặc đồ án tốt nghiệp là rất lớn. Để đáp ứng phần nào đòi hỏi cấp bách của thực tế, chúng tôi biên soạn giáo trình này.

Ngoài việc đáp ứng nhu cầu của sinh viên chuyên ngành lạnh và điều hoà không khí, giáo trình cũng rất bổ ích cho các cán bộ, kỹ sư các ngành khác có liên quan đến điều hoà không khí về việc tìm hiểu, lựa chọn, tính toán, thiết kế cũng như việc lắp đặt, vận hành, bảo dưỡng, sửa chữa các thiết bị lạnh và các hệ thống điều hoà không khí...

Giáo trình chắc chắn không tránh khỏi những thiếu sót, nhầm lẫn, chúng tôi rất mong nhận được ý kiến đóng góp xây dựng của bạn đọc. Các ý kiến xin gửi về Công ty CP Sách Đại học – Dạy nghề – Nhà xuất bản Giáo dục, 25 Hà Thuyên, Hà Nội hoặc cho tác giả (Mob: 0982288995, NR: 04.3.716.5860).

Xin trân trọng cảm ơn!

PGS. TS NGUYỄN ĐỨC LỢI  
Viện Nhiệt Lạnh ĐHBK Hà Nội  
Phó Chủ tịch Hội Lạnh và ĐHKK Việt Nam

(\*) Các môn học về kỹ thuật lạnh và điều hoà không khí do Bộ môn Kỹ thuật Lạnh và Điều hoà không khí Viện KHCN Nhiệt Lạnh biên soạn trong gần 30 năm qua phục vụ các môn học xin xem bảng sau.

### BẢNG CÁC MÔN HỌC VÀ GIÁO TRÌNH

<b>Môn học</b>	<b>Giáo trình</b>
1. Kỹ thuật lạnh cơ sở (60t);	Kỹ thuật lạnh cơ sở, NXB GD
2. Kỹ thuật lạnh ứng dụng (60t);	Kỹ thuật ứng dụng, NXB GD Bài tập tính toán Kỹ thuật lạnh, NXB BK
3. Đồ án môn học kỹ thuật lạnh (30t);	Hướng dẫn thiết kế hệ thống lạnh, NXB KHKT Giáo trình thiết kế hệ thống lạnh, NXB GD
4. Kỹ thuật điều hoà không khí (60t);	Kỹ thuật điều hoà không khí, NXB KHKT
5. Đồ án môn học ĐHKK (30t);	Hướng dẫn thiết kế HT ĐHKK, NXB KHKT Giáo trình thiết kế HT ĐHKK, NXB GD
6. Tự động hoá hệ thống lạnh (60t);	Tự động hoá hệ thống lạnh, NXB GD
7. Vật liệu kỹ thuật Nhiệt Lạnh (30t)	Vật liệu kỹ thuật Nhiệt Lạnh, NXB KHKT
8. Kỹ thuật an toàn hệ thống lạnh (30t);	Kỹ thuật an toàn hệ thống lạnh, NXB GD
9. Tiếng Anh chuyên ngành Lạnh và ĐHKK (75t);	Tiếng Anh chuyên ngành (lưu hành nội bộ) Từ điển Kỹ thuật lạnh và ĐHKK Anh – Pháp – Việt, NXB KHKT
10. Các chuyên đề (mỗi chuyên đề 30t); a) Tủ lạnh và máy điều hoà nhiệt độ gia dụng; b) Lắp đặt, vận hành, bảo dưỡng, sửa chữa máy lạnh dân dụng; c) Lắp đặt, vận hành, bảo dưỡng, sửa chữa máy lạnh công nghiệp; d) Bơm nhiệt và ứng dụng của bơm nhiệt	Tủ lạnh, máy kem, máy đá, máy điều hoà nhiệt độ, NXB KHKT Tủ lạnh và máy điều hoà dân dụng, NXB BK Dạy nghề sửa chữa tủ lạnh và máy điều hoà dân dụng, NXB GD Sửa chữa máy lạnh và ĐHKK, NXB KHKT

Ghi chú: Xem thêm phần tài liệu tham khảo

# LỊCH SỬ PHÁT TRIỂN, MỤC ĐÍCH VÀ Ý NGHĨA CỦA ĐIỀU HOÀ KHÔNG KHÍ

Ngay từ thời cổ đại, con người đã biết đốt lửa sưởi ấm vào mùa đông và dùng quạt hoặc tìm vào các hang động mát mẻ vào mùa hè. Hoàng đế thành Rô-ma Varius Avitus trị vì từ năm 218 đến 222 đã cho đắp cả một núi tuyết trong vườn thượng uyển để mùa hè có thể thưởng ngoạn những ngọn gió mát thổi vào cung điện. Trong cuốn "The Origins of Air Conditioning" đã nhắc đến rất nhiều tài liệu tham khảo và giới thiệu nhiều hình vẽ mô tả những thử nghiệm về điều hoà không khí... Ví dụ, Agricola đã mô tả một công trình bơm không khí xuống giếng mỏ để cung cấp khí tươi cũng như điều hoà nhiệt độ cho công nhân mỏ vào năm 1555. Nhà bác học thiên tài Leonardo de Vinci cũng đã thiết kế và chế tạo hệ thống thông gió cho một giếng mỏ. Ở Anh, Humphrey Davy đã trình Quốc hội một dự án cải thiện không khí trong toà nhà Quốc hội.

Năm 1845, bác sĩ người Mỹ John Gorrie đã chế tạo máy lạnh nén khí đầu tiên để điều hoà không khí cho bệnh viện tư của ông. Chính sự kiện này đã làm cho ông nổi tiếng thế giới và đi vào lịch sử của kỹ thuật điều hoà không khí.

Năm 1850, nhà thiên văn học Piuzzi Smith người Scotland lần đầu tiên đưa ra dự án điều hoà không khí phòng ở bằng máy lạnh nén khí. Sự tham gia của nhà bác học nổi tiếng Rankine đã làm cho đề tài không những trở nên nghiêm túc mà còn được đông đảo mọi người quan tâm theo dõi. Bắt đầu từ những năm 1860 ở Pháp, F. Carré đã đưa ra những ý tưởng về điều hoà không khí cho các phòng ở và đặc biệt cho các nhà hát.

Theo C. Linde, ngay cả vào thời điểm những năm 1890 và sau đó, người ta vẫn chưa hiểu được những yêu cầu vệ sinh của không khí đối với con người cũng như những khả năng kinh tế mà ngành kỹ thuật này có thể tạo ra, tuy rằng không có khó khăn gì về mặt kỹ thuật.

Năm 1894, Công ty Linde đã xây dựng một hệ thống điều hoà không khí bằng máy lạnh amoniac dùng để làm lạnh và khử ẩm không khí

mùa hè. Dàn lạnh đặt trên trần nhà, không khí đối lưu tự nhiên, không khí lạnh từ trên đi xuống phía dưới do mật độ lớn hơn. Máy lạnh đặt dưới tầng hầm.

Năm 1901, một công trình khống chế nhiệt độ dưới  $28^{\circ}\text{C}$  với độ ẩm thích hợp cho phòng hoà nhạc ở Monte Carlo được khánh thành. Không khí được đưa qua buồng phun nước với nhiệt độ nước  $10^{\circ}\text{C}$  rồi cấp vào phòng. Năm 1904, trạm điện thoại ở Hamburg được duy trì nhiệt độ mùa hè dưới  $23^{\circ}\text{C}$  và độ ẩm 70%. Năm 1910 Cty Borsig xây dựng các hệ thống điều hoà không khí ở Koeln và Rio de Janeiro. Các công trình này chủ yếu mới là khống chế nhiệt độ, chưa đạt được sự hoàn thiện và đáp ứng được các yêu cầu kỹ thuật cần thiết. Nhưng cũng từ lúc này đã bắt đầu hình thành hai xu hướng cơ bản là điều hoà tiện nghi cho các phòng ở và điều hoà công nghệ phục vụ các nhu cầu sản xuất.

Đúng vào thời điểm này, một nhân vật quan trọng đã đưa ngành điều hoà không khí của Mỹ nói riêng và của toàn thế giới nói chung đến một bước phát triển rực rỡ, đó là Willis H. Carrier. Chính ông là người đã đưa ra định nghĩa điều hoà không khí là kết hợp sưởi ấm, làm lạnh, gia ẩm, hút ẩm, lọc và rửa không khí, tự động duy trì khống chế trạng thái không khí không đổi phục vụ cho mọi yêu cầu tiện nghi hoặc công nghệ.



Willis H. Carrier

Năm 1911, Carrier đã lần đầu tiên xây dựng ẩm độ của không khí ẩm và cất nghĩa tính chất nhiệt của không khí ẩm và các phương pháp xử lý để đạt được các trạng thái không khí yêu cầu (Trans. Amer. Soc. mech. Engineers, Bd.33 (1911) p.1005). Ông là người đi đầu cả trong việc xây dựng cơ sở lý thuyết cũng như trong phát minh, sáng chế, thiết kế và chế tạo các thiết bị và hệ thống điều hoà không khí. Ông đã cống hiến trọn đời mình cho ngành điều hoà không khí và cũng đã trở thành ông tổ vĩ đại nhất của ngành này.

Mỗi hệ thống điều hoà không khí bao gồm một máy lạnh (hoặc một nguồn nước lạnh  $10^{\circ}\text{C}$  đủ dùng).



Do các hệ thống điều hoà không khí thường phục vụ cho các phòng có người ở, trong các khu dân cư đông đúc như thành phố, khu công nghiệp nên vấn đề sử dụng môi chất lạnh là rất quan trọng và cần được lựa chọn cẩn thận. Amoniac và điôxit sunfua độc hại có mùi khó chịu nên không sử dụng được. CO<sub>2</sub> không độc nhưng áp suất ngưng tụ quá cao. Carrier đã thiết kế máy lạnh với máy nén ly tâm, môi chất dicloetylen và diclomêtan. Ban đầu, hai môi chất này tạm thời đáp ứng được một số yêu cầu đề ra. Trong quá trình phát triển, kỹ thuật điều hoà không khí đã thúc đẩy các ngành khác phát triển, đặc biệt thúc đẩy ngành công nghiệp hoá chất tìm tòi môi chất lạnh mới. Năm 1930, lần đầu tiên hãng Du Pont de Nemours và Co. (Kinetic Chemicals) ở Wilmington (Mỹ) đã sản xuất ra một loạt các môi chất lạnh mới với tên thương mại freon rất phù hợp với những yêu cầu của điều hoà không khí. Chỉ từ khi đó, điều hoà không khí mới có những bước nhảy vọt mới và nước Mỹ trở thành nước có ngành công nghiệp điều hoà không khí lớn nhất thế giới.

Ngoài việc điều hoà tiện nghi cho các phòng có người như nhà ở, nhà hàng, nhà hát, rạp chiếu phim, hội trường, phòng họp, khách sạn, trường học, văn phòng... mà khi đó ở châu Âu vẫn coi là xa xỉ và sang trọng thì việc điều hoà công nghệ cũng đã được công nhận. Điều hoà công nghệ bao gồm nhiều lĩnh vực sản xuất khác nhau, trong đó có sợi dệt, thuốc lá, in ấn, phim ảnh, dược liệu, đồ da, quang học, điện tử, cơ khí chính xác và một loạt các phòng thí nghiệm khác nhau... Ví dụ, điều hoà không khí trong các giếng mỏ đã phát triển mạnh mẽ vì nó đảm bảo sức khoẻ và nâng cao hiệu suất lao động của công nhân rất nhiều.

Ở Mỹ, từ năm 1945, điều hoà không khí trong ngành đường sắt phát triển đến mức không còn một toa xe lửa chở người nào mà không được điều hoà. Công ty đường sắt Baltimore – Ohio đã có những toa tàu điều hoà không khí đầu tiên bằng nước đá ngay từ những năm 1884. Đến năm 1929 các toa tàu được điều hoà bằng máy lạnh amoniac, năm 1930 bằng máy lạnh metylclorid và đến ngày 24 – 5 – 1931, đoàn tàu điều hoà không khí toàn bộ chạy trên đoạn New York – Washington đi vào hoạt động. Trước năm 1932 máy lạnh kiểu amoniac, máy nén được kéo bằng động cơ xăng. Nhưng từ năm 1932, toàn bộ các hệ thống điều hoà không khí đã chuyển sang sử dụng môi chất freon R12. Những thành tựu đáng kể trong lĩnh vực này thuộc về chương trình "Train of Tomorrow" của hãng Frigidaire ở Dayton Ohio.

Hãng Carrier còn phát triển máy lạnh ejectơ để điều hoà không khí cho tàu hoả vì nguồn hơi có thể lấy trực tiếp từ đầu tàu, nhưng chương trình này không đạt được kết quả vì càng ngày các đầu máy hơi nước càng bị thay thế bằng các đầu máy diesel và đầu máy chạy điện.

Mặc dù việc điều hoà bằng máy lạnh phát triển nhanh chóng, nhưng việc điều hoà cho tàu hoả bằng nước đá vẫn được sử dụng tới nhiều năm sau vì tính chất đơn giản của nó. Các cây đá 150kg được cung cấp tại các trạm tiếp đá đảm bảo việc điều hoà cho cả đoạn đường. Việc điều hoà bằng nước đá cũng được ứng dụng rộng rãi hơn trên tàu thuỷ.

Việc điều hoà không khí cho máy bay (đặc biệt là buồng lái) cũng trở nên hết sức quan trọng. Tốc độ máy bay càng cao, buồng lái càng nóng. Tuy ở độ cao lớn, không khí rất lạnh, nhưng do không khí đập vào vỏ ngoài, động năng biến thành nhiệt năng làm cho máy bay bị bao trùm bởi một lớp không khí nóng. Hơn nữa, vì phải đảm bảo áp suất trong khoang máy bay bằng áp suất khí quyển trên mặt đất nên phải nén không khí loãng bên ngoài máy bay để cung cấp cho các khoang. Quá trình nén này cũng làm cho nhiệt độ không khí tăng đáng kể. Trên máy bay thường có hệ thống nén khí turbin để cung cấp khí nén cho các động cơ phản lực nên chu trình lạnh nén khí để điều hoà không khí là phù hợp hơn cả. Ở đây chỉ cần trang bị thêm một máy dẫn nở turbin phù hợp và hiệu quả với các thiết bị trao đổi nhiệt thích hợp là đã có một hệ thống điều hoà không khí hoàn chỉnh.

Điều hoà không khí còn tác động mạnh mẽ đến sự phát triển của bơm nhiệt, một loại máy lạnh dùng để sưởi ấm trong mùa đông. Bơm nhiệt thực ra là một máy lạnh với khác biệt là ở mục đích sử dụng. Gọi là máy lạnh khi người ta sử dụng hiệu ứng lạnh ở thiết bị bay hơi còn gọi là bơm nhiệt khi sử dụng nguồn nhiệt lấy từ thiết bị ngưng tụ.

Bơm nhiệt đầu tiên được William Thomson (Lord Kelvin) sáng chế năm 1852. Theo tính toán lý thuyết, bơm nhiệt nén khí của ông sẽ đạt hệ số nhiệt  $\varphi = 30$  (nghĩa là nếu bỏ ra một công nén 1kWh cấp cho máy nén ta thu được 30kWh nhiệt tương đương để sưởi ấm phòng) với độ chênh nhiệt độ giữa nguồn nóng và lạnh là 10°C. Nguồn lạnh là nước 10°C và nguồn nóng là không khí sưởi trong phòng 20°C. Tuy vậy, việc phát triển bơm nhiệt đã trải qua một thời gian khá dài. Lý do chính là giá thành thiết bị bơm nhiệt, giá điện cũng như giá vận hành khá đắt. Ngày nay các loại máy điều hoà không khí hai chiều (bơm nhiệt) đã trở thành rất phổ biến và thông dụng.

## CÁC SỐ LIỆU BAN ĐẦU

## 1.1. CHỌN CÁC THÔNG SỐ THIẾT KẾ TRONG NHÀ

## 1.1.1. Nhiệt độ và độ ẩm tiện nghi

Đối với điều hoà tiện nghi cần phải chọn các điều kiện tiện nghi phù hợp, còn đối với điều hoà công nghệ thì thông số thiết kế trong nhà phải tuân theo yêu cầu công nghệ.

Về tiện nghi cũng cần lựa chọn các thông số thích hợp với từng ứng dụng cụ thể. Ví dụ, với nhà ở bình thường nên chọn theo tiêu chuẩn Việt Nam mới TCVN 5687–2008 [23], nhưng nếu là khách sạn phục vụ du khách nước ngoài thì có thể tham khảo thêm thông số tiện nghi của các tài liệu tiêu chuẩn Anh, Mỹ hoặc châu Âu.

Theo TCVN mới, các thông số vi khí hậu thích ứng với các trạng thái lao động khác nhau của con người được giới thiệu trên bảng 1.1, trong đó  $t$  – nhiệt độ,  $\varphi$  – độ ẩm tương đối và  $\omega$  – tốc độ không khí.

**Bảng 1.1. Thông số vi khí hậu tối ưu thích ứng với các trạng thái lao động (Phụ lục 1 – TCVN mới)**

Trạng thái lao động	Mùa đông			Mùa hè		
	$t, ^\circ\text{C}$	$\varphi, \%$	$\omega, \text{m/s}$	$t, ^\circ\text{C}$	$\varphi, \%$	$\omega, \text{m/s}$
Nghỉ ngơi	22 ÷ 24		0,1 ÷ 0,2	25 ÷ 28		0,5 ÷ 0,6
Lao động nhẹ	21 ÷ 23	60 ÷ 70	0,4 ÷ 0,5	23 ÷ 26	60 ÷ 70	0,8 ÷ 1,0
Lao động vừa	20 ÷ 22		0,8 ÷ 1,0	22 ÷ 25		1,2 ÷ 1,5
Lao động nặng	18 ÷ 20		1,2 ÷ 1,5	20 ÷ 23		2,0 ÷ 2,5

Ở miền Bắc, từ đèo Hải Vân trở ra, có hai mùa hè và đông rõ rệt. Mùa hè nóng và ẩm, nhiệt độ trung bình tháng nóng nhất trên  $30^\circ\text{C}$ , nhiệt độ cao nhất trong bóng râm ghi nhận được trên  $40^\circ\text{C}$ . Mùa đông giá rét, ở các vùng Tây Bắc có khi có băng giá, trên núi có thể có tuyết. Ở đồng bằng và trung du mùa đông đỡ khắc nghiệt hơn. Tuy nhiên vào mùa đông, do thói quen mặc áo ấm của người Việt Nam nên có thể lấy nhiệt độ trong nhà trung bình là  $20^\circ\text{C}$  để tính toán thiết kế, như vậy công suất thiết bị sấy có thể tiết kiệm, giảm được chi phí đầu tư ban đầu.

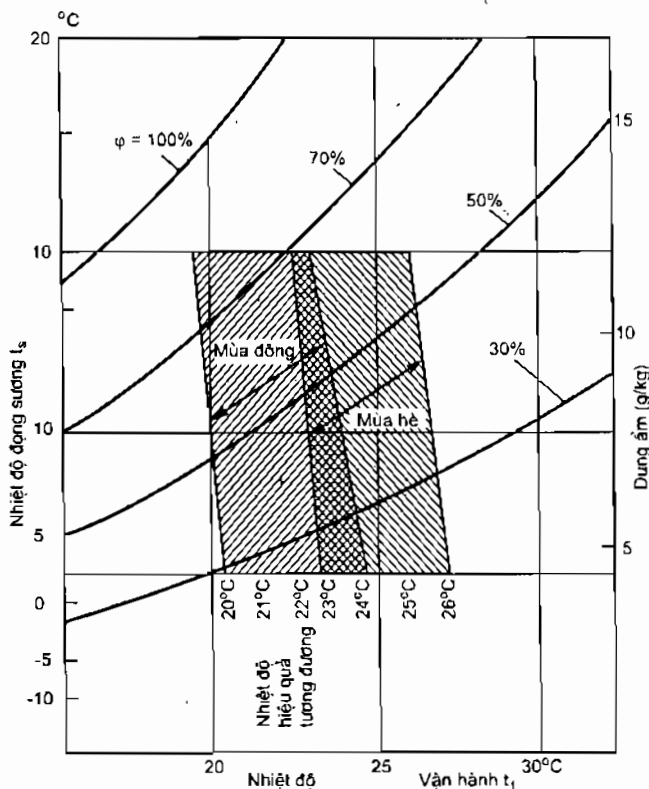
Về mùa hè, cần thiết lấy theo bảng 1.1, tuy có một số nghiên cứu cho rằng người Việt Nam ưa nóng hơn người châu Âu và người ở vùng

ôn đới, hơn nữa vóc dáng người Việt Nam nhỏ bé, tỷ lệ bề mặt da (diện tích toả nhiệt) trên khối lượng của người Việt Nam so với người vùng ôn đới cao hơn, khả năng toả nhiệt do đó lớn hơn nên cũng nên chọn nhiệt độ trong nhà cao hơn. Nhưng tùy mục đích sử dụng chúng ta có thể chọn khác tiêu chuẩn Việt Nam. Ví dụ, một căn hộ cho người Ả Rập thuê có thể chọn nhiệt độ trong nhà cao hơn so với căn hộ cho người Canada thuê chẳng hạn.

Hình 1.1 giới thiệu đồ thị vùng tiện nghi của Hội Lạnh và Điều hoà Không khí của Mỹ ASHRAE. Vùng tiện nghi được biểu diễn trên trục tung là nhiệt độ đọng sương (dew point temperature) và trục hoành là nhiệt độ vận hành  $t_v$  (operative temperature). Nhiệt độ vận hành được định nghĩa là:

$$t_v = \frac{\alpha_{dl} \cdot t_k + \alpha_{bx} \cdot t_{bx}}{\alpha_{dl} + \alpha_{bx}}$$

trong đó:  $t_k$  - nhiệt độ không khí bầu khô, °C;  $t_{bx}$  - nhiệt độ bức xạ trung bình, °C;  $\alpha_{dl}$ ,  $\alpha_{bx}$  - hệ số toả nhiệt đối lưu và bức xạ, W/m<sup>2</sup>K. Khi bỏ qua trao đổi nhiệt bức xạ thì nhiệt độ vận hành bằng nhiệt độ không khí bầu khô.



Hình 1.1. Đồ thị vùng tiện nghi theo tiêu chuẩn ASHRAE của Mỹ

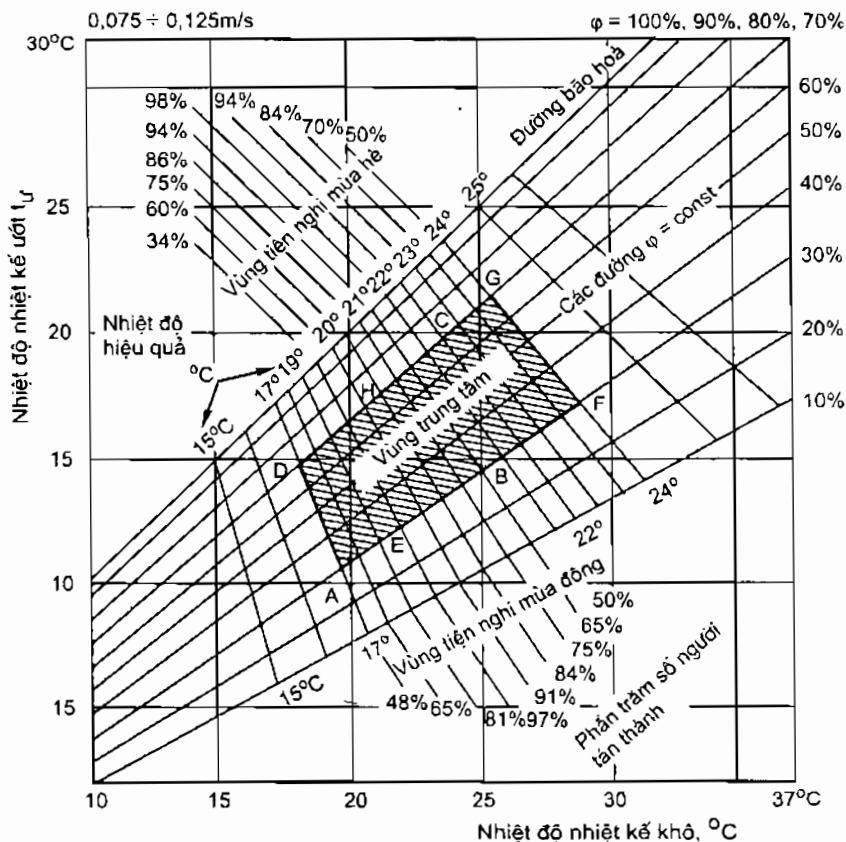
Phía trong vùng tiện nghi có ghi nhiệt độ hiệu quả tương đương  $t_e$ . Nhiệt độ hiệu quả tương đương được biểu diễn trên đồ thị quen thuộc "dải lựa bay" là hàm của nhiệt độ bầu khô, bầu ướt và tốc độ không khí:

$$t_e = 0,5 \cdot (t_k + t_v) - 1,94 \cdot \sqrt{\omega_k}$$

trong đó  $t_k$ ,  $t_v$  là nhiệt độ bầu khô và bầu ướt, °C và  $\omega_k$  là tốc độ lưu động của không khí, m/s.

Vùng tiện nghi mùa hè và mùa đông đều có chung dung ẩm từ khoảng 4,5 đến 12g/kg không khí khô, nhưng nhiệt độ vận hành vào mùa hè cao hơn từ 23 đến 27°C, mùa đông từ 20 đến 24°C, độ ẩm tương đối vào khoảng 30 đến 70%.

Để trực quan hơn chúng ta quan sát đồ thị vùng tiện nghi khác biểu diễn theo nhiệt độ khô và ướt có chú thích thêm phần trăm số người tán thành (phần trăm số người cảm thấy thoải mái) trên hình 1.2.



Hình 1.2. Đồ thị vùng tiện nghi theo  $t_k$  và  $t_w$

Qua các đồ thị trên ta thấy độ ẩm tương đối vùng tiện nghi theo tiêu chuẩn Mỹ thấp hơn nhiều so với tiêu chuẩn Việt Nam (60 ÷ 70%). Đây là một thực tế rất đặc trưng. Ở Mỹ, người ta rất chú ý đến giảm độ ẩm để tăng cường toả nhiệt nhờ bay hơi nước từ phổi và bề mặt da nhưng người Việt Nam lại không thể chịu đựng được độ ẩm quá thấp. Ở độ ẩm thấp (30%) các bộ phận nhạy cảm ở miệng và đường hô hấp của người Việt Nam rất dễ bị tổn thương do nứt, nẻ. Khi thiết kế hệ thống điều hoà không khí tại Việt Nam, chúng ta nên chọn nhiệt độ,

độ ẩm theo tiêu chuẩn Việt Nam. Các tài liệu khác chỉ nên dùng để tham khảo, đặc biệt khi thiết kế các công trình cho người nước ngoài.

Riêng đối với điều hoà không khí tiện nghi cũng cần lưu ý rằng, các thông số trong nhà không phải giữ nguyên mà thường được thay đổi tùy theo điều kiện khí hậu bên ngoài. Nhiệt độ bên ngoài giảm, nhiệt độ trong nhà giảm theo và ngược lại, nhiệt độ bên ngoài tăng, nhiệt độ trong nhà cũng tăng theo. Như vậy con người vẫn cảm thấy tiện nghi thoải mái mà tránh được sốc do chênh lệch nhiệt độ trong ngoài quá cao. Điều đó cũng nhằm đảm bảo điều kiện vệ sinh, tránh con người bị cảm hoặc ngã bệnh do chênh lệch nhiệt độ quá lớn, đặc biệt ở các không gian điều hoà không có phòng đệm với bên ngoài. Điều này thể hiện rất rõ trong tiêu chuẩn của Cộng hoà liên bang (CHLB) Đức.

Bảng 1.2 giới thiệu tiêu chuẩn của CHLB Đức về điều kiện tiện nghi trong nhà phụ thuộc vào nhiệt độ ngoài trời. Ở đây, nhiệt độ ngoài trời và trong nhà chỉ chênh nhau cao nhất là 7K.

**Bảng 1.2.** Nhiệt độ, độ ẩm và tốc độ gió trong phòng phụ thuộc vào nhiệt độ bên ngoài (CHLB Đức)

Nhiệt độ ngoài trời, °C	Nhiệt độ trong phòng, °C	Độ ẩm tương đối của không khí $\varphi_r$ , %	Tốc độ không khí trong phòng, m/s
dưới 20	20	35 ÷ 65	0,04 ÷ 0,12
20	21	35 ÷ 65	0,04 ÷ 0,14
23	22	35 ÷ 65	0,05 ÷ 0,17
25	23	35 ÷ 65	0,07 ÷ 0,21
28	24	35 ÷ 60	0,09 ÷ 0,26
30	25	35 ÷ 55	0,12 ÷ 0,32
32	26	35 ÷ 55	0,16 ÷ 0,40
35	28	35 ÷ 50	0,18 ÷ 0,45

### 1.1.2. Điều hoà công nghệ

Khi thiết kế hệ thống điều hoà không khí phục vụ cho quá trình công nghệ thì tất cả các thông số không khí như nhiệt độ, độ ẩm, tốc độ gió, độ sạch bụi, trường tĩnh điện... hoàn toàn phải phù hợp với yêu cầu công nghệ sản xuất hoặc chế biến đó.

Bảng 1.3 giới thiệu các giá trị định hướng về điều kiện nhiệt độ và độ ẩm của TCVN mới sử dụng trong một số ngành công nghiệp.

**Bảng 1.3. Nhiệt độ và độ ẩm định hướng một số ngành công nghiệp theo phụ lục 1 bảng 3 TCVN mới (vận tốc gió 1,0 ÷ 1,3 m/s)**

TT	Loại công trình hay công nghệ	Phân xưởng	Nhiệt độ, °C	Độ ẩm tương đối, %
1	Bệnh viện	– Phòng mổ	20 ÷ 25	50 ÷ 60
2	Thư viện	– Kho sách	20 ÷ 28	50 ÷ 60
3	Bảo tàng	– Phòng trưng bày (hiển vật bằng gỗ, giấy, da, đồ vật dán keo)	20 ÷ 26	50 ÷ 60
4	Nhà máy in	– In nhiều màu	24 ÷ 26	50 – 55
		– In thường	24 ÷ 26	55 ÷ 60
5	Phim ảnh	– Tráng phim	20 ÷ 24	60 ± 5
		– hong khô phim	22 ÷ 26	60 ± 5
		– Kho giấy, thuốc ảnh	20 ÷ 27	40 ÷ 50
6	Nhà máy sợi dệt	– Chải sợi	22 ÷ 28	50 ÷ 55
		– Kéo sợi	24 ÷ 28	50 – 60
		– Dệt	22 ÷ 28	70 – 75
7	Công nghiệp tơ nhân tạo (kapron)	– Kéo sợi	24 ÷ 26	60 ± 5
		– Cuộn sợi	18 ÷ 20	50 ± 3
		– Dệt	24 ÷ 26	55 ± 5
		– Phòng TN cơ lý sợi và vải	20 ± 2	55 ± 5
8	Nhà máy thuốc lá	– Kho thuốc lá	20 ÷ 26	75 ÷ 80
		– Sợi thuốc	20 ÷ 26	70 ÷ 75
		– Cuốn điếu	20 ÷ 26	65 ÷ 70
		– Buồng làm dịu	24 ± 1	75 ± 5
9	Nhà máy chè đen	– Vò chè	20 ÷ 28	90 ÷ 95
		– Lên men chè	20 ÷ 26	95 – 98
		– Sàng chọn, đóng bao	20 ÷ 28	55 ÷ 65
10	Cơ khí chính xác	– Phòng ổn định nhiệt	18 ÷ 20	40 ± 5
		– Nấu thủy tinh quang học	24 ± 1	45 ± 5
		– Mài thấu kính	24 ± 5	80 ± 5
		– Chế tạo thiết bị đo điện	22 ÷ 26	50 ÷ 55
		– Máy vi tính	20 ÷ 28	50 ÷ 70

### 1.1.3. Tiêu chuẩn gió tươi và số lần thay đổi không khí

Tiêu chuẩn gió tươi là lượng gió ngoài cần thiết cấp cho phòng điều hoà để đảm bảo ôxi cho con người hoạt động bình thường, đơn vị là  $m^3/h/người$ , đôi khi là  $m^3/h/m^2$  sàn. Lưu lượng gió tươi phụ thuộc vào loại công trình, chức năng phòng, số người trong phòng và số người hút thuốc hoặc không hút thuốc. Bảng 1.4 giới thiệu tiêu chuẩn gió tươi theo phụ lục 7 TCVN về gió tươi cho công trình, cho các ứng dụng khác nhau. Nói chung tiêu chuẩn gió tươi cho phần lớn các ứng dụng là  $25m^3/h/người$ . Phụ lục 7 quy định phòng hút thuốc phải bố trí riêng và chỉ được hút thải, không tái tuần hoàn.

Số lần thay đổi không khí (còn gọi là bội số tuần hoàn) là lưu lượng không khí ngoài cấp (và thải) cho một không gian có thông gió cơ khí

(không điều hòa) như các phân xưởng sản xuất, kho, bếp, khu vệ sinh, gara ô tô, các tầng hầm của các nhà cao tầng... Bảng 1.5 giới thiệu số lần thay đổi không khí theo phụ lục 8 TCVN mới.

**Bảng 1.4. Tiêu chuẩn gió tươi cho ĐHKK (phụ lục 7 TCVN mới)**

TT	Loại công trình	Tên phòng	Diện tích định hướng m <sup>2</sup> /người	Tiêu chuẩn gió tươi	
				m <sup>3</sup> /h/người	m <sup>3</sup> /h/m <sup>2</sup> sàn
1	Nhà ở	Phòng ngủ <sup>1)</sup>	8 ÷ 10	35	
		Phòng khách	2 ÷ 10	30	
2	Công sở, nhà hành chính	Phòng làm việc	8 ÷ 10	25	
		Phòng hội thảo, phòng họp	1	30	
3	Khách sạn, nhà nghỉ	Phòng ngủ <sup>1)</sup>	10	35	35
		Phòng khách	5	-	
		Hành lang	3	25	
		Phòng hội thảo	2	30	
		Hội trường	1	25	40
		Phòng làm việc	12 – 14	30	
		Sân lễ tân	1,5	25	
		Phòng ngủ tập thể	5	25	
Phòng tắm <sup>2)</sup>	-	-			
4	Nhà hàng ăn uống	Phòng ăn	1,4	30	
		Phòng cà phê, thức ăn nhanh	1	30	
		Quầy bar, cốc tai	1	35	
		Nhà bếp, nấu nướng <sup>3)</sup>	5	25	
5	Nhà hát Rạp chiếu bóng	Phòng khán giả <sup>4)</sup>	0,7	25	
		Hành lang	0,7	20	
		Studio	1,5	25	
		Phòng bán vé	1,6	30	
6	Cơ sở đào tạo trường học	Phòng học	2	25	
		Phòng thí nghiệm <sup>5)</sup>	3,3	35	
		Phòng hội thảo, tập huấn	3,5	30	
		Thư viện	5	25	
		Hội trường	0,7	25	
		Phòng học nhạc, học hát	2	25	
		Hành lang	-	-	
Phòng kho <sup>2)</sup>	-	-			
7	Bệnh viện Trạm xá Nhà an dưỡng	Phòng bệnh nhân	10	40	9
		Phòng khám bệnh	5	25	
		Phòng phẫu thuật	5	50	
		Phòng khám nghiệm tử thi <sup>6)</sup>	-	-	
		Phòng vật lý trị liệu	5	25	
		Phòng ăn	1	25	
Phòng bảo vệ	2,5	25			
8	Nhà thi đấu Thế thực thể thao và giải trí	Khán đài thi đấu	0,7	25	
		Phòng thi đấu	1,4	35	
		Sân trượt băng trong nhà	-	-	
		Bể bơi trong nhà có khán giả <sup>7)</sup>	-	-	
		Sân khiêu vũ	1	40	
		Phòng bowling	1,4	40	



TT	Loại công trình	Tên phòng	Diện tích định hướng m <sup>2</sup> /người	Tiêu chuẩn gió tươi	
				m <sup>3</sup> /h/người	m <sup>3</sup> /h/m <sup>2</sup> sàn
9	Các không gian công cộng	Dãy cửa hiệu buôn bán	5	-	
		Cửa hàng	20	-	4
		Phòng nghỉ	1,5	25	1
		Phòng hút thuốc <sup>6)</sup>	1,5	30	
10	Các cửa hàng đặc biệt	Cửa hàng cắt tóc	4	25	
		Cửa hàng chăm sóc sắc đẹp	4	40	
		Cửa hàng quần áo, đồ gỗ	-	-	5
		Cửa hàng bán hoa	12	25	
		Siêu thị	12	25	
11	Bến xe Nhà ga	Phòng đợi tàu xe	1	25	
		Sân ga (trong nhà)	1	25	

**Ghi chú** (bảng 1.4)

- 1) Tiêu chuẩn gió tươi không phụ thuộc vào diện tích phòng ngủ.
- 2) Chỉ hoạt động khi cần.
- 3) Cần lắp đặt thêm hệ thống hút khói, phải có hệ thống hút mùi. Tổng lượng gió ngoài và gió thâm nhập từ các phòng kê bên phải đủ đảm bảo lưu lượng hút thải không dưới 27 m<sup>3</sup>/h/m<sup>2</sup>sàn.
- 4) Cần có thông gió đặc biệt để loại bỏ ảnh hưởng của quá trình dàn dựng, ví dụ như sâu khâu lều, khói, sương mù...
- 5) Xem thêm quy định riêng cho phòng thí nghiệm ở phụ lục khác.
- 6) Không được lấy khí tuần hoàn từ đây để cấp vào các phòng khác.
- 7) Có thể lấy lượng gió tươi lớn hơn để khống chế độ ẩm.
- 8) Phòng hút thuốc phải hút và thải, không tuần hoàn.

**Bảng 1.5. Số lần thay đổi không khí (gió tươi) (phụ lục 8 TCVN mới) khi chỉ dùng thông gió cơ khí (không dùng điều hoà không khí)**

Công trình, tên phòng	Số lần thay đổi không khí K, m <sup>3</sup> /h/m <sup>3</sup> phòng (lần/h)
Công sở	6
Nhà ở, phòng ngủ	2 ÷ 3
Phòng ăn, khách sạn, căng tin	10
Cửa hàng, siêu thị	6
Xí nghiệp, nhà máy	6
Phòng học	8
Phòng thí nghiệm	10 ÷ 12
Thư viện	5 ÷ 6
Bệnh viện	6 ÷ 8
Nhà hát, rạp chiếu bóng	8
Sảnh, hành lang, cầu thang, lối ra <sup>1)</sup>	4
Phòng tắm, phòng vệ sinh	10
Phòng bếp (kitchen, xí nghiệp,...)	20
Tầng hầm, gara ô tô <sup>2)</sup> (Tầng hầm 3 trở xuống phải có cấp và thải)	6
Trung tâm cứu hoả	6
Phòng máy bơm cấp thoát nước	8

**Ghi chú:**

- 1) Sảnh có diện tích dưới 10m<sup>2</sup> không yêu cầu phải có thông gió cơ khí.
- 2) Áp dụng đối với chiều cao phòng 2,5m. Khi chiều cao phòng trên 2,5m phải tính theo tỷ lệ tầng của chiều cao.

#### 1.1.4. Độ ồn cho phép

Độ ồn được coi là một yếu tố quan trọng gây ô nhiễm môi trường nên nó cần được khống chế, đặc biệt đối với điều hoà tiện nghi và một số công trình điều hoà như các phòng studio, trường quay, phòng phát thanh truyền hình, ghi âm... Bộ Xây dựng Việt Nam đã ban hành tiêu chuẩn ngành về tiếng ồn 20 TCN 175 – 90 quy định về mức ồn cho phép.

Bảng 1.6 giới thiệu độ ồn cho phép đối với một số loại buồng điều hoà không khí theo điều 2.2 của 20 TCN 175–90.

**Bảng 1.6. Độ ồn cho phép trong công trình công cộng theo điều 2.2 tiêu chuẩn Bộ Xây dựng 20 TCN 175–90**

TT	Tên công trình công cộng	Mức ồn cực đại cho phép, dB	
		Ban đêm 22 ÷ 6 h	Ban ngày 6 ÷ 22 h
1	Phòng điều trị nội trú trong bệnh viện, phòng mổ, phòng ngủ trẻ em trong nhà trẻ, nhà mẫu giáo	35	50
2	Khu vực bệnh viện, nhà nghỉ, nhà điều dưỡng, nhà trẻ, nhà mẫu giáo	40	55
3	Phòng khám ở bệnh viện đa khoa, chuyên khoa, nhà điều dưỡng, nhà nghỉ, phòng đọc, phòng ngủ trong khách sạn và trong nhà tập thể	40	55
4	Phòng học trong các trường phổ thông, kỹ thuật, nghiệp vụ, v.v...	40	55
5	Phòng khán giả trong các rạp, các câu lạc bộ, nhà văn hoá, gian hoà nhạc, phòng họp, hội trường, phòng xử án, v.v...	–	55
6	Phòng làm việc trong trụ sở, cơ quan viện thiết kế, viện nghiên cứu	40	55
7	Tiệm ăn, nhà ăn tập thể, phòng ăn của khách sạn, tiền sảnh của các loại phòng khán giả...	–	60
8	Cửa hàng bách hoá bán lẻ xen kẽ trong các khu nhà ở...	45	60
9	Gian bán hàng của trung tâm thương mại, bách hoá, gian thể thao, gian hành khách của các ga xe lửa, ga hàng không, bến xe	55	70
10	Khu vực chợ trung tâm, hội chợ triển lãm lớn, sân vận động, bãi thể thao	55	70
11	Khu vực chợ xanh, vùng sinh hoạt văn hoá công cộng xen kẽ trong khu nhà ở	–	65
12	Khu vực sân bãi thể thao trong các khu nhà ở	–	65

### ***Hàm lượng chất độc hại, bụi, cháy nổ***

Giới hạn nồng độ cho phép của hoá chất và bụi cho phép tại các nơi làm việc cho trong phụ lục 4 TCVN mới.

Bảng phân loại công trình theo các cấp nguy hiểm cháy nổ trong điều hoà không khí được giới thiệu trong phụ lục 5 TCVN mới.

Đối với các yêu cầu đặc biệt về phòng sạch như sản xuất thuốc, dược liệu, linh kiện điện tử, quang học... có các tiêu chuẩn riêng. Ở đây do khuôn khổ cuốn sách có hạn nên không giới thiệu.

## **1.2. CHỌN THÔNG SỐ THIẾT KẾ NGOÀI NHÀ**

### **1.2.1. Chọn cấp điều hoà không khí và hệ số bảo đảm**

Theo tiêu chuẩn cũ 5687-1992 thì tuỳ theo mức độ quan trọng của công trình mà hệ thống điều hoà không khí được chia làm 3 cấp:

– Cấp 1: Hệ thống điều hoà phải duy trì được các thông số trong nhà ở mọi phạm vi biến thiên độ ẩm ngoài trời cả mùa hè và mùa đông (phạm vi sai lệch là 0h), dùng cho các công trình đặc biệt quan trọng.

– Cấp 2: Hệ thống phải duy trì được các thông số trong nhà ở phạm vi sai lệch là 200h một năm, dùng cho các công trình tương đối quan trọng.

– Cấp 3: Hệ thống phải duy trì được các thông số trong nhà ở phạm vi sai lệch không quá 400h một năm, dùng cho các công trình thông dụng như khách sạn, văn phòng, nhà ở.

Tiêu chuẩn mới 5687 – 2008 vẫn cho phép sử dụng cấp điều hoà nhưng định nghĩa lại về độ lệch như sau: Cấp 1 có độ sai lệch là 0 ÷ 35h/năm, cấp 2 có độ sai lệch là 150 ÷ 200h/năm và cấp 3 có độ sai lệch là 350 ÷ 400h/năm. Tiêu chuẩn mới cũng đưa thêm khái niệm hệ số bảo đảm  $K_{bd}$ . Hệ số bảo đảm được định nghĩa là tỷ số giữa số giờ bảo đảm trong năm trên tổng số giờ của năm:

$$K_{bd} = \frac{\tau_{bd}}{\tau_{năm}}$$

$$\tau_{năm} = 24 \text{ h} \cdot 365 \text{ ngày/năm} = 8760 \text{ h/năm},$$

$\tau_{bd}$  – số giờ bảo đảm (cấp 1 là  $8760 - 35 = 8725$  giờ, cấp 2 là  $8760 - 200 = 8560$  giờ và cấp 3 là  $8760 - 400 = 8360$  giờ);

– Cấp 1 có hệ số bảo đảm là  $K_{bd} = 8725/8760 = 0,996$

– Cấp 2 có hệ số bảo đảm là  $K_{bd} = 8560/8760 = 0,977$

– Cấp 3 có hệ số bảo đảm là  $K_{bd} = 8360/8760 = 0,954$

Tiêu chuẩn điều hoà mới (phụ lục 2) cho 12 bậc hệ số đảm bảo ứng với 12 cấp số giờ không đảm bảo từ 0h đến 500 h, cách nhau 50 giờ. Về lý thuyết có thể tính toán hệ thống điều hoà theo các hệ số bảo đảm đó tùy theo mức độ quan trọng của công trình. Tuy nhiên, do khuôn khổ cuốn sách ở đây chỉ giới thiệu 3 cấp với 3 hệ số bảo đảm tương đương (bảng 1.7). Ba cấp điều hoà này thực tế cũng đại diện đầy đủ cho các công trình. TCVN mới hướng dẫn cách chọn cấp điều hoà không khí (ĐHKK) (điều 3.2.2) cho công trình như sau:

a) Cấp 1 có số giờ không bảo đảm 35h/năm, dùng cho các công trình đặc biệt quan trọng như Lăng Chủ tịch Hồ Chí Minh, khách sạn 4 – 5 sao, các xưởng sản xuất linh kiện điện tử, quang học, cơ khí chính xác, thuốc hoặc dược liệu đặc biệt...

b) Cấp 2 có số giờ bảo đảm 150 ÷ 200h/năm dùng phổ cập cho các khách sạn, văn phòng, nhà ở, bệnh viện, trường học, hội trường, rạp chiếu bóng, rạp hát, các xưởng in ấn, vải sợi, thuốc lá...

c) Cấp 3 có số giờ bảo đảm từ 350 ÷ 400h/năm dùng cho các công trình không đòi hỏi cao về chế độ nhiệt ẩm như căn hộ, nhà ở, các phân xưởng may mặc, da giày, cơ khí... mà thông gió cơ khí không thể đảm bảo được các thông số trong nhà yêu cầu.

Do phụ lục 2 tiêu chuẩn mới cũng chỉ giới thiệu 13 địa phương trong 64 địa phương trong cả nước nên nếu thiết kế điều hoà không khí cho các địa phương khác thì phải tra bảng 1.8 xem địa phương thuộc tiểu vùng khí hậu nào và sau đó tra bảng 1.9 để định hướng và tìm ra các thông số thiết kế ngoài nhà phù hợp. Ví dụ, khi thiết kế cho Hải Phòng, ta thấy Hải Phòng nằm trong tiểu vùng khí hậu IC mà ở đây chỉ có Hà Nội là đại diện ở bảng 1.7 nên ta phải lấy số liệu tính toán của Hà Nội. Ví dụ khác, khi thiết kế cho Long An, ta có thể lấy theo Cần Thơ hoặc Tp Hồ Chí Minh hoặc nội suy từ 2 giá trị trên tùy theo các dữ liệu tìm được ở bảng 1.9.

**Bảng 1.7. Thông số tính toán ngoài nhà theo hệ số bảo đảm  $K_{bd}$  và cấp điều hoà của một số địa phương**

Tiểu vùng khí hậu	Địa phương	Hệ số đảm bảo	Cấp điều hoà	Số giờ không đảm bảo, h	Mùa hè				Mùa đông			
					I kJ/kg	$t_N$ °C	$\varphi_N$ %	$t_U$ °C	I kJ/kg	$t_N$ °C	$\varphi_N$ %	$t_U$ °C
(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)	(11)	(12)	(13)
IA	Lai Châu	0,996	1	35	91,9	38,1	46,9	27,8	26,7	9,4	91,5	8,7
		0,977	2	200	85,9	36,8	46,8	26,7	32,8	12,1	91,5	11,3
		0,954	3	400	83,4	36,1	47,1	26,2	35,6	13,4	89,8	12,4
	Yên Bái	0,996	1	35	95,6	37,1	55,8	29,0	25,8	9,0	92,8	8,4
		0,977	2	200	90,9	35,6	57,5	28,1	30,7	11,3	91,6	10,5
		0,954	3	400	88,3	35,0	57,2	27,5	33,5	12,6	90,5	11,7
IB	Sa Pa	0,996	1	35	72,2	27,4	62,9	21,7	12,0	1,2	86,0	0,3
		0,977	2	200	67,2	26,5	60,6	20,5	16,9	3,8	86,7	2,8
		0,954	3	400	64,7	26,0	59,5	19,8	20,2	5,1	91,1	4,4
	Lạng Sơn	0,996	1	35	89,9	35,4	55,8	27,6	16,4	4,5	88,2	3,6
		0,977	2	200	84,6	34,5	54,2	26,4	21,8	7,3	87,5	6,4
		0,954	3	400	82,3	33,9	54,0	25,9	24,4	8,7	87,1	7,6
	Hà Giang	0,996	1	35	94,8	37,0	55,1	28,8	23,5	8,0	91,4	7,3
		0,977	2	200	89,3	35,6	55,3	27,6	29,4	10,8	90,0	9,9
		0,954	3	400	86,6	35,1	54,8	27,1	32,6	12,2	90,3	11,3
	Quảng Ninh	0,996	1	35	93,7	34,6	65,0	28,7	22,7	8,4	83,0	7,1
		0,977	2	200	89,5	33,7	64,6	27,8	28,0	10,7	85,5	9,4
		0,954	3	400	87,5	32,9	66,0	27,4	31,0	12,0	85,9	10,8
IC	Hà Nội	0,996	1	35	95,5	37,8	53,4	29,1	23,0	8,6	83,4	7,2
		0,977	2	200	90,6	36,1	55,1	28,1	27,7	10,6	85,5	9,4
		0,954	3	400	88,4	35,1	57,2	27,6	30,7	12,0	85,6	10,6
IIA	Nghệ An (Vinh)	0,996	1	35	94,6	38,4	50,3	28,9	27,8	10,1	91,5	9,4
		0,977	2	200	88,0	36,7	50,4	27,5	33,2	12,6	90,3	11,7
		0,954	3	400	85,7	36,0	51,0	27,1	36,6	13,9	90,8	13,0
IIB	Đà Nẵng	0,996	1	35	91,5	37,6	50,5	28,3	-	-	-	-
		0,977	2	200	87,4	36,5	50,6	27,4	-	-	-	-
		0,954	3	400	85,6	35,8	51,6	27,0	-	-	-	-
	Nha Trang	0,996	1	35	89,3	35,2	57,8	27,8	-	-	-	-
		0,977	2	200	85,5	34,6	56,6	27,0	-	-	-	-
		0,954	3	400	83,7	34,2	55,9	26,6	-	-	-	-
IIB	Đà Lạt (Lâm Đồng)	0,996	1	35	66,9	27,5	56,0	20,5	28,0	8,9	89,9	8,0
		0,977	2	200	62,9	26,7	53,8	19,5	33,6	11,0	91,4	10,2
		0,954	3	400	61,3	26,3	53,3	19,1	36,5	12,1	92,1	11,3
	Buôn Ma Thuột	0,996	1	35	80,0	35,7	44,0	25,1	-	-	-	-
		0,977	2	200	77,4	34,6	45,4	24,5	-	-	-	-
		0,954	3	400	75,8	33,9	46,3	24,2	-	-	-	-
IIC	Tp Hồ Chí Minh	0,996	1	35	94,1	36,8	56,0	28,8	-	-	-	-
		0,977	2	200	84,5	36,0	49,9	26,8	-	-	-	-
		0,954	3	400	82,9	35,6	49,7	26,5	-	-	-	-
	Cần Thơ	0,996	1	35	91,9	34,9	62,2	28,4	-	-	-	-
		0,977	2	200	85,7	34,2	58,4	27,1	-	-	-	-
		0,954	3	400	83,9	33,9	58,0	26,7	-	-	-	-
	Cà Mau	0,996	1	35	88,8	35,1	57,7	27,8	-	-	-	-
		0,977	2	200	85,3	34,5	57,0	27,0	-	-	-	-
		0,954	3	400	83,8	34,1	57,0	26,7	-	-	-	-

**Bảng 1.8. Bẫy tiểu vùng khí hậu của Việt Nam theo TCVN 4088 – 85**

Ký hiệu tiểu vùng	Tên tiểu vùng khí hậu	Địa phương
IA	Tiểu vùng khí hậu núi Tây Bắc và Trường Sơn	Lai Châu, Sơn La, Điện Biên, phía tây dãy Hoàng Liên Sơn; Lào Cai, Yên Bái, Hoà Bình, phía tây các tỉnh Bắc Trung Bộ; phía tây Thanh Hoá, Nghệ An, Quảng Bình, Quảng Trị, Thừa Thiên Huế.
IB	Tiểu vùng khí hậu núi Đông Bắc và Việt Bắc	Cao Bằng, Lạng Sơn, Hà Giang, Tuyên Quang, Bắc Kạn, Thái Nguyên, Phú Thọ, Lào Cai (Sa Pa), Bắc Giang, Quảng Ninh.
IC	Tiểu vùng khí hậu đồng bằng và trung du Bắc Bộ	Bắc Ninh, Vĩnh Phúc, Hà Tây, Hà Nội, Hải Phòng, Hải Dương, Hưng Yên, Hà Nam, Nam Định, Ninh Bình, Thái Bình.
ID	Tiểu vùng khí hậu khu 4 cũ	Phía đông các tỉnh Thanh Hoá, Nghệ An, Hà Tĩnh, Quảng Bình, Quảng Trị, Thừa Thiên Huế.
IIA	Tiểu vùng khí hậu duyên hải Nam Trung Bộ	Vùng đồng bằng và núi thấp dưới 100m thuộc Đà Nẵng, Quảng Nam, Quảng Ngãi, Bình Định, Phú Yên, Khánh Hoà, Ninh Thuận, Bình Thuận (Nha Trang).
IIB	Tiểu vùng khí hậu Tây Nguyên	Bao gồm toàn bộ phần núi cao trên 100m của nửa phần phía Nam thuộc các tỉnh Gia Lai, Kon Tum, Đắc Lắc, Lâm Đồng (Đà Lạt), Buôn Ma Thuột.
IIC	Tiểu vùng khí hậu Nam Bộ	Vũng Tàu, Đồng Nai, Bình Dương, Bình Phước, Tây Ninh, TP. Hồ Chí Minh, Vĩnh Long, Trà Vinh, Đồng Tháp, Bến Tre, Long An, Tiền Giang, Cần Thơ, Sóc Trăng, Kiên Giang, Minh Hải, Cà Mau.

**Bảng 1.9. Nhiệt độ và độ ẩm của các địa phương dùng để tính toán hệ thống điều hoà không khí trích từ TCVN 4088 – 85, riêng  $\varphi_{13-15}$  tính toán theo chỉ dẫn của TCVN 5687 – 1992**

T	Địa phương	Nhiệt độ trung bình cả năm $t_{tb}$ , °C	Mùa nóng				Mùa lạnh			
			$t_{tbmax}$ °C	$t_{max}$ °C	$\varphi_{tb}$ %	$\varphi_{13-15}$ %	$t_{tbmin}$ °C	$t_{min}$ °C	$\varphi_{tb}$ %	$\varphi_{13-15}$ %
(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)	(11)
1	Lai Châu	23,1	33,3	42,5	80	58	13,2	4,9	80	56
2	Điện Biên	22,0	32,2	41,5	82	59	11,0	0,8	82	53
3	Lào Cai	22,8	32,7	42,8	81	62	13,2	2,2	85	66
4	Sa Pa	15,3	23,2	33,0	88	78	6,2	2,0	86	64
5	Sơn La	21,0	30,8	40,4	76	55	9,9	1,1	78	53
6	Mộc Châu	18,5	27,8	35,8	81	62	8,7	1,1	85	62
7	Sông Mã	22,4	34,0	43,6	78	53	11,3	0,5	80	52
8	Hà Giang	22,6	32,5	42,6	81	63	12,9	1,6	86	69
9	Tuyên Quang	23,0	32,8	41,4	84	65	13,0	0,4	83	66
10	Cao Bằng	21,5	32,0	42,4	79	61	10,5	1,8	78	59
11	Lạng Sơn	21,3	31,5	39,8	82	64	10,1	2,1	76	58
12	Thái Nguyên	23,0	32,8	41,5	82	64	12,9	3,0	78	62
13	Bắc Cạn	22,0	32,4	41,9	84	65	11,6	0,9	82	63
14	Bắc Giang	23,3	32,6	42,5	83	67	13,3	3,3	77	62
15	Hòn Gai	22,9	31,6	40,7	82	68	13,5	5,0	77	63
16	Móng Cái	22,5	31,2	39,1	86	73	12,1	1,1	79	63
17	Vinh Yên	23,6	32,9	41,8	81	64	13,9	2,2	78	63
18	Yên Bái	22,7	32,5	41,9	87	68	13,2	1,7	88	72
19	Việt Trì	23,3	32,6	42,3	83	75	13,8	3,1	82	66
20	Tam Đảo	18,0	26,0	35,5	89	75	9,3	0,7	86	78

(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)	(11)
21	Hà Nội	23,4	32,8	41,6	83	66	13,8	3,1	80	64
22	Hải Dương	23,5	32,3	40,4	83	69	13,8	3,1	80	64
23	Hưng Yên	23,3	32,4	42,3	85	69	13,8	3,6	83	66
24	Phủ Liễn	23,0	31,8	41,5	86	71	14,2	4,5	83	68
25	Hải Phòng	23,5	32,1	41,8	83	68	14,1	5,2	76	63
26	Thái Bình	23,2	32,0	42,3	82	67	14,0	5,3	84	68
27	Sơn Tây	23,2	32,7	42,5	84	67	13,5	3,5	82	65
28	Hoà Bình	23,2	33,5	43,6	83	66	13,3	1,2	83	63
29	Nam Định	23,5	32,5	42,2	82	66	14,3	3,8	84	68
30	Ninh Bình	23,5	32,4	41,5	81	66	14,3	5,5	83	68
31	Nho Quan	23,4	33,0	43,2	81	64	13,6	1,8	82	64
32	Thanh Hoá	23,6	32,9	42,0	82	65	14,8	5,4	84	69
33	Yên Định	23,5	33,1	41,1	83	66	14,4	3,9	83	67
34	Hải Xuân	23,1	33,4	43,3	86	69	14,0	3,1	85	65
35	Vinh	23,9	33,9	42,1	74	58	15,5	4,0	89	75
36	Tương Dương	23,7	34,4	44,6	81	57	14,5	3,1	82	61
37	Hà Tĩnh	23,9	33,9	41,1	75	59	15,7	7,0	90	76
38	Đồng Hới	24,4	33,5	42,8	72	55	16,5	7,7	88	73
39	Quảng Trị	25,0	34,0	40,1	74	55	17,3	9,3	90	73
40	Huế	25,2	34,5	40,0	73	55	17,4	8,8	90	75
41	Đà Nẵng	25,6	34,5	40,9	77	59	18,8	11,0	86	72
42	Quảng Ngãi	25,8	34,5	41,1	81	60	19,2	12,8	89	73
43	Quy Nhơn	26,7	33,7	42,1	74	59	20,7	15,0	82	63
44	Plâycu	21,7	29,6	34,8	76	54	13,3	5,6	76	51
45	Buôn Ma Thuột	23,4	32,5	39,4	82	58	17,2	7,4	80	61
46	Tuy Hoà	26,5	34,3	39,7	73	52	20,9	15,5	84	71
47	Nha Trang	26,5	33,7	39,5	79	59	20,7	14,6	78	67
48	Liên Khương	21,0	29,6	34,2	76	52	13,5	6,4	74	50
49	Bảo Lộc	21,3	29,6	33,5	83	70	13,1	4,5	81	53
50	Phan Thiết	26,6	32,2	37,6	82	65	20,0	12,4	76	58
51	Phước Long	26,2	34,9	38,3	69	48	18,7	12,4	69	64
52	Lộc Ninh	26,0	34,4	37,9	76	55	18,2	10,7	72	65
53	Vũng Tàu	25,8	31,8	38,4	85	63	21,7	15,0	82	68
54	Hiệp Hoà	27,7	34,1	39,0	77	54	19,2	12,5	76	52
55	Mỹ Tho	27,9	34,7	38,9	74	53	20,8	14,9	78	57
56	Vĩnh Long	26,6	33,0	36,4	76	58	21,4	16,4	78	62
57	Sóc Trăng	26,8	33,9	37,8	77	57	21,7	16,2	80	62
58	Cần Thơ	26,7	34,5	40,0	78	57	21,0	13,8	82	62
59	Côn Sơn	27,1	31,3	34,5	81	58	23,9	18,4	78	70
60	Rạch Giá	27,3	33,5	37,2	79	60	24,4	14,8	78	59
61	Phủ Quốc	27,0	31,8	38,1	81	65	21,8	16,0	77	63
62	Cà Mau	26,5	33,1	38,3	81	60	21,2	15,3	83	63
63	Hoàng Sa	26,8	31,3	35,9	83	73	21,9	14,9	82	72
64	Tp Hồ Chí Minh	27,0	34,6	40,0	74	55	21,0	13,8	74	54

**Ghi chú:**

$t_{ibmax}$  – nhiệt độ trung bình của tháng nóng nhất

$t_{ibmin}$  – nhiệt độ trung bình của tháng lạnh nhất

$t_{max}$  – nhiệt độ tối cao tuyệt đối

$t_{min}$  – nhiệt độ tối thấp tuyệt đối

$\varphi_{1b}$  – độ ẩm tương đối trung bình của mùa nóng hoặc mùa lạnh

$\varphi_{13-15}$  – độ ẩm tương đối lúc 13 ÷ 15 h

Các nhiệt độ  $t_{max}$ ,  $t_{ibmax}$ ,  $t_{min}$ ,  $t_{ibmin}$  được ghi nhận từ năm 1900 đến 1985.

## 1.2.2. Nhiệt độ ngưng tụ

Nhiệt độ ngưng tụ dùng để hiệu chỉnh lại năng suất lạnh của máy điều hoà nếu nhiệt độ ngưng tụ thực lệch khỏi chế độ làm việc cho trong catalog.

### a) Dàn ngưng giải nhiệt gió

Nhiệt độ ngưng tụ dàn ngưng giải nhiệt gió thường lấy cao hơn nhiệt độ không khí từ  $15 + 17\text{ K}$ :

$$t_k = t_N + (15 + 17\text{ K}), \text{ } ^\circ\text{C}$$

Ví dụ, điều hoà cấp 3 ở Hà Nội có nhiệt độ ngưng tụ tính toán của dàn ngưng giải nhiệt gió là  $t_k = 35^\circ\text{C} + 15\text{ K} \approx 50^\circ\text{C}$ .

### b) Bình ngưng giải nhiệt nước

1. *Nước tuần hoàn.* Đối với bình ngưng giải nhiệt nước và hệ thống sử dụng nước tuần hoàn qua tháp giải nhiệt có thể lấy nhiệt độ ngưng tụ như sau:

– Nhiệt độ nước ra khỏi tháp giải nhiệt cao hơn nhiệt độ nước kể ướt từ  $3$  đến  $4^\circ\text{C}$  và bằng nhiệt độ vào bình ngưng ( $t_{w1}$ ).

– Nhiệt độ nước ra khỏi bình ngưng ( $t_{w2}$ ) cao hơn nhiệt độ vào khoảng  $5\text{K}$  (nhiệt độ nước ra khỏi bình ngưng bằng nhiệt độ nước vào tháp giải nhiệt).

– Nhiệt độ ngưng tụ ( $t_k$ ) cao hơn nhiệt độ nước ra khỏi bình ngưng khoảng  $5\text{K}$ .

$$t_{w1} = t_u + (3 + 4\text{K}) \quad (1.2)$$

$$t_{w2} = t_{w1} + 5\text{K} \quad (1.3)$$

$$t_k = t_{w2} + 5\text{K} \quad (1.4)$$

Ví dụ, đối với hệ thống điều hoà không khí với  $K_{bd} = 0,977$  ở Hà Nội (tương đương cấp 3):

$$t_N = 35,1^\circ\text{C}; \varphi_N = 57,2\%; t_u = 27,6^\circ\text{C}$$

Chọn:  $t_{w1} = 31^\circ\text{C}$  ( $\Delta t = 3,4\text{ K}$ );  $t_{w2} = 36^\circ\text{C}$ ;  $t_k = 41^\circ\text{C}$ .

Nhiệt độ ngưng tụ để tính toán lại năng suất lạnh là  $t_k = 41^\circ\text{C}$ , nếu chế độ làm việc này không có trong catalog.

2. *Trường hợp sử dụng nước giếng một lần* (không tuần hoàn, vì  $t_{w1} = t_{ab}$ ;  $t_{wg} = t_{w1} + 5\text{K}$  và  $t_k = t_{w2} + 5\text{K}$  nên có thể chọn nhiệt độ ngưng tụ cao hơn nhiệt độ trung bình năm  $10\text{K}$  không phụ thuộc nhiệt độ bên ngoài của cấp điều hoà. Ví dụ ở Hà Nội

$$t_k = 24 + 10\text{K} = 34^\circ\text{C}.$$

3. *Trường hợp sử dụng nước mặt ao, hồ:*  $t_{w1} = t_u$  nên ở Hà Nội với  $t_u = 27,6^\circ\text{C}$  thì  $t_k = 37,6^\circ\text{C}$ .

## 1.3. KIẾN THỨC CƠ BẢN VỀ KHÔNG KHÍ ẨM

### 1.3.1. Định nghĩa và tính chất của không khí ẩm

Không khí ẩm là hỗn hợp của không khí khô và hơi nước. Không khí khô gồm  $78\%$  nitơ,  $21\%$  ôxi,  $1\%$  còn lại là hơi nước,  $\text{CO}_2$  và các khí khác. Vì phần áp suất của hơi nước trong không khí là rất nhỏ nên hơi



nước trong không khí được coi là khí lý tưởng. Các khí khác như nitơ, ôxi,... ở đây cũng được coi là khí lý tưởng.

– Áp suất của không khí ẩm bằng tổng áp suất của không khí khô và hơi nước:

$$p = p_k + p_h \quad (1.5)$$

– Nhiệt độ của không khí khô, không khí ẩm và hơi nước bằng nhau:

$$t = t_h = t_k \quad (1.6)$$

– Khối lượng của không khí ẩm bằng tổng khối lượng không khí khô và hơi nước:

$$G = G_k + G_h \quad (1.7)$$

### 1.3.2. Phân loại không khí ẩm

**a) Không khí ẩm bão hoà:** là không khí ẩm mà lượng hơi nước trong đó đạt cực đại  $G_{hmax}$ , áp suất riêng phần hơi nước đạt cực đại  $p_{hmax}$  bằng áp suất hơi bão hoà khô của nước. Bảng 1.10 giới thiệu áp suất riêng phần hơi nước cực đại theo nhiệt độ không khí.

**Bảng 1.10. Áp suất riêng phần hơi nước max theo nhiệt độ  $p_{hmax} = f(t)$**

t °C	$p_{hmax}$ Pa	t °C	$p_{hmax}$ Pa	t °C	$p_{hmax}$ Pa	t °C	$p_{hmax}$ Pa	t °C	$p_{hmax}$ Pa
1	657	11	1312	21	2486	31	4491	41	7777
2	705	12	1402	22	2642	32	4754	42	8198
3	758	13	1497	23	2808	33	5029	43	8639
4	813	14	1597	24	2982	34	5318	44	9100
5	872	15	1704	25	3166	35	5622	45	9582
6	935	16	1817	26	3360	36	5940	46	10085
7	1001	17	1936	27	3564	37	6274	47	10612
8	1072	18	2063	28	3779	38	6624	48	11161
9	1147	19	2196	29	4004	39	6991	49	11735
10	1227	20	2337	30	4242	40	7375	50	12335

**b) Không khí ẩm quá bão hoà:** là không khí bão hoà có chứa thêm một lượng nước ngưng lơ lửng trong không khí ở dạng sương mù.

**c) Không khí ẩm chưa bão hoà:** là không khí ẩm mà lượng hơi nước chưa đạt đến giá trị cực đại  $G < G_{max}$ . Ở điều kiện khí hậu bình thường không khí ở trạng thái chưa bão hoà. Rất hiếm hữu không khí có trạng thái bão hoà và quá bão hoà. Đó là các trường hợp như những ngày nồm ở miền Bắc hoặc những khi có sương mù. Trạng thái bão hoà rất nguy hiểm cho các thiết bị điện tử, cơ khí chính xác và cả sức khoẻ của con người. Có hai phương pháp giảm độ ẩm tương đối là hút ẩm và/hoặc sấy nóng không khí. Hút ẩm là dùng thiết bị để loại trừ bớt ẩm ra khỏi không khí. Còn sấy nóng là giữ nguyên lượng ẩm trong không khí nhưng tăng nhiệt độ để tăng  $p_{hmax}$ . Khi đó độ ẩm tương đối sẽ giảm xuống.

### 1.3.3. Các thông số cơ bản của không khí ẩm

**1.3.3.1. Độ ẩm tuyệt đối** là khối lượng hơi nước chứa trong 1 m<sup>3</sup> không khí ẩm. Đây cũng chính là khối lượng riêng hơi nước trong không khí ẩm vì  $V = V_h$ :

$$\rho_h = \frac{G_h}{V}, \text{ kg/m}^3 \quad (1.8)$$

Đại lượng này ít có ý nghĩa trong thực tế.

**1.3.3.2. Độ ẩm tương đối** là tỷ số giữa độ ẩm tuyệt đối của không khí chưa bão hoà và bão hoà ở cùng nhiệt độ:

$$\varphi = \frac{p_h}{p_{h \max}}, \% \quad (1.9)$$

Khi sử dụng phương trình của khí lý tưởng  $p_h V = G_h R_h T_h$  thay vào công thức trên sẽ rút ra được:

$$\varphi = \frac{p_h}{p_{h \max}} \quad (1.10)$$

Vì  $p_h = 0 \div p_{h \max}$  nên  $\varphi$  cũng thay đổi từ 0 đến 100%. Đối với không khí khô  $\varphi$  bằng 0 và không khí bão hoà thì  $\varphi$  bằng 100%. Độ ẩm tiện nghi cho con người được coi là từ 30 ÷ 70%.

### 1.3.3.3. Độ chứa hơi

Độ chứa hơi còn gọi là dung ẩm hoặc ẩm dung là lượng hơi chứa trong 1kg không khí khô:

$$d = \frac{G_h}{G_k}, \text{ kg hơi/kg không khí khô (kg}_h\text{/kg}_k\text{)} \quad (1.11)$$

Thế phương trình trạng thái  $G_h = \frac{p_h V}{R_h T}$  và  $G_k = \frac{p_k V}{R_k T}$  vào phương trình trên ta được:

$$d = \frac{R_k p_h}{R_h p_k} = \frac{(8314/29)p_h}{(8314/18)p_k} = 0,622 \frac{p_h}{p - p_h}, \text{ kg}_h\text{/kg}_k \quad (1.12a)$$

Khi  $p_h = p_{h \max}$  ta có  $d_{\max}$ , như vậy:

$$d_{\max} = 0,622 \frac{p_{h \max}}{p - p_{h \max}}, \text{ kg}_h\text{/kg}_k \quad (1.12b)$$

### 1.3.3.4. Entanpy của không khí ẩm

Entanpy riêng của không khí ẩm được tính theo 1kg không khí khô.

Khi có 1kg không khí khô thì có  $d$  kg hơi nước và  $(1 + d)$  kg không khí ẩm, vậy entanpy của 1kg không khí khô là:

$$I = i_k + d i_h, \text{ kJ/kg}_k \quad (1.13)$$

trong đó:

$i_k = C_{p,t}$  là entanpy của không khí khô với  $C_{p,k} = 1 \text{ kJ/kg}_k\text{K}$

$i_h = i' + r(t_s) + C_{p,h}(t - t_s) = i'' + C_{p,h}(t - t_s)$  với:

$i'$  – entanpy của nước bão hoà,  $\text{kJ/kg}$ , ở nhiệt độ sôi  $t_s$ ,

$i''$  – entanpy của hơi nước bão hoà,  $\text{kJ/kg}$ , ở nhiệt độ sôi  $t_s$ ,

$r(t_s)$  – nhiệt hoá hơi của nước ở nhiệt độ sôi  $t_s$ ,  $\text{kJ/kg}$

$C_{p,h}$  – nhiệt dung riêng của hơi quá nhiệt,  $\text{kJ/kgK}$

$t$  – nhiệt độ quá nhiệt của hơi (bằng nhiệt độ không khí),  $^\circ\text{C}$

$t_s$  – nhiệt độ sôi của nước (nhiệt độ đọng sương của không khí ẩm),  $^\circ\text{C}$ .

Thay vào phương trình (1.9) và rút gọn ta có:

$$I = t + d(2500 + 1,93t), \text{ kJ/kg}_k \quad (1.14)$$

với điểm mốc quy ước là  $I = 0 \text{ kJ/kg}_k$  khi nhiệt độ  $t = 0^\circ\text{C}$  và  $d = 0 \text{ kg}_h/\text{kg}_k$ .

### 1.3.4. Đồ thị I–d và t–d của không khí ẩm

Đồ thị I–d còn được gọi là đồ thị h–x (entanpy – độ chứa hơi) hoặc đồ thị Mollier của không khí ẩm vì đồ thị này được nhà bác học Mollier (TU – Dresden Đức) xây dựng lần đầu tiên năm 1912 (xem hình 1.3). Trục tung là entanpy của không khí ẩm, trục hoành là độ chứa hơi. Để các đường khô xít vào nhau, ông đã kéo trục hoành lệch xuống dưới tạo với trục tung một góc  $135^\circ\text{C}$ .

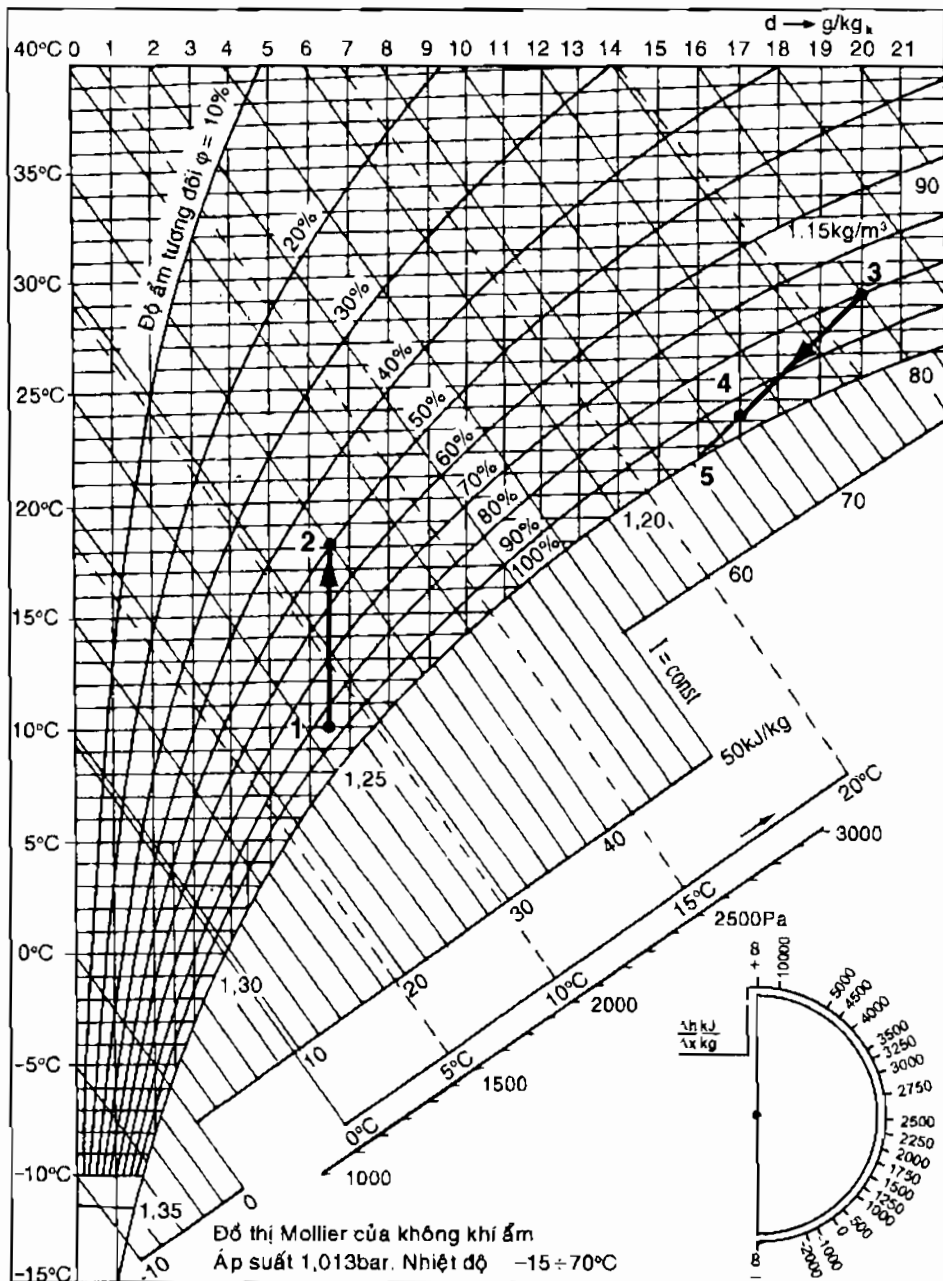
Khi biết 2 đại lượng, nhờ đồ thị I–d có thể dễ dàng xác định được các đại lượng còn lại. Các đại lượng biểu diễn trên đồ thị I–d là:

- Entanpy,  $\text{kJ/kg}_k$ , (đơn vị cũ là  $\text{kcal/kg}_k$ )
- Độ chứa hơi  $d$ ,  $\text{kg}_h/\text{kg}_k$
- Nhiệt độ nhiệt kế khô  $t_k$ ,  $^\circ\text{C}$
- Nhiệt độ nhiệt kế ướt  $t_w$ ,  $^\circ\text{C}$
- Nhiệt độ đọng sương  $t_s$ ,  $^\circ\text{C}$
- Độ ẩm tương đối  $\varphi$ , %
- Áp suất riêng phần hơi nước  $p_h$  và riêng phần max  $p_{h\max}$ , Pa
- Tia quá trình  $\epsilon = \Delta i/\Delta d$ ,  $\text{kJ/kg}_k$ .

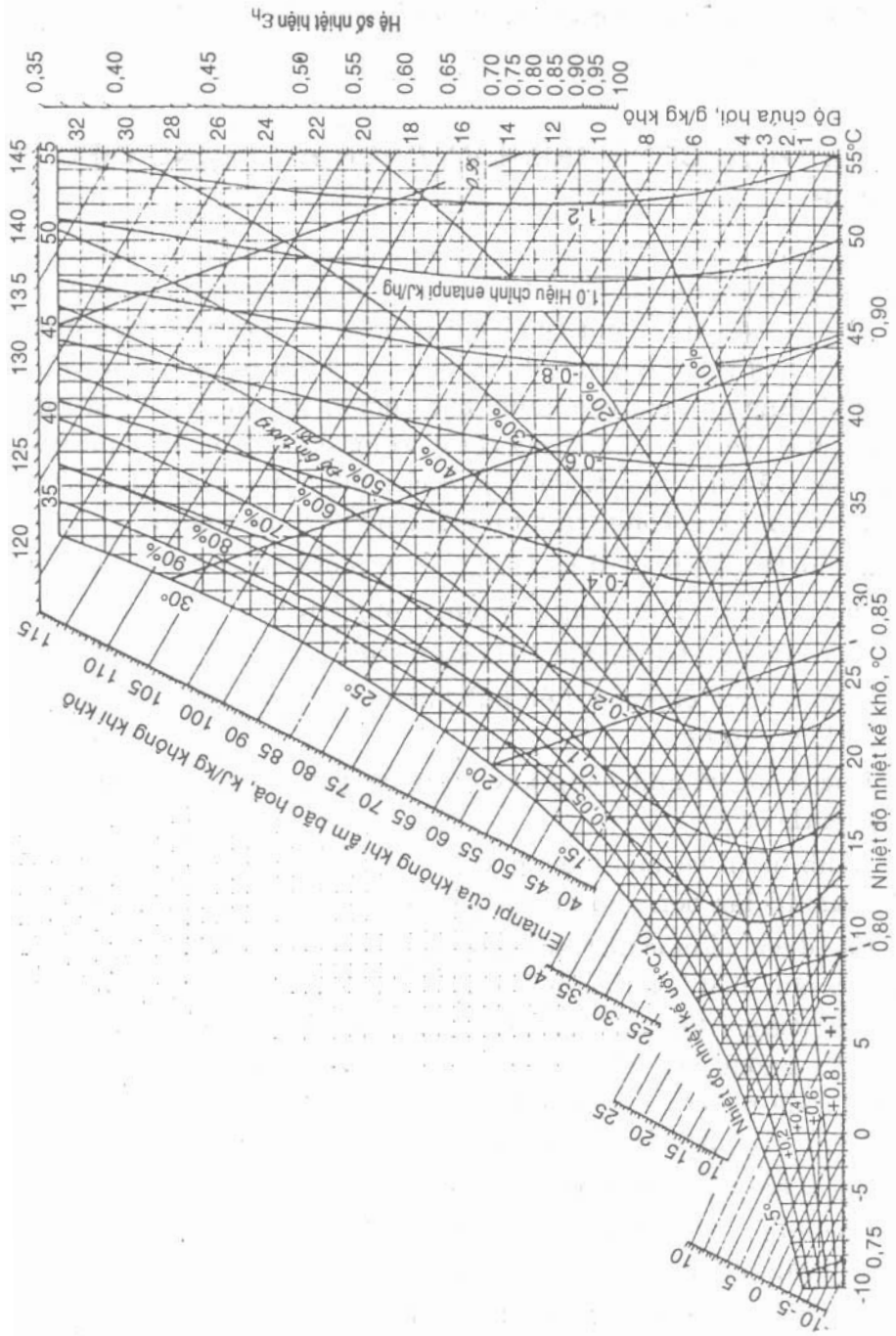
Ngoài ra ở một số đồ thị còn cho thêm thể tích riêng không khí khô  $v$ ,  $\text{m}^3/\text{kg}$ . Thường đồ thị I–d được xây dựng cho áp suất khí quyển  $1,013\text{bar}$  ( $= 1\text{atm} = 760\text{mmHg}$ ) nhưng đôi khi cho áp suất  $1\text{bar}$  ( $= 1\text{atm} = 750\text{mmHg}$ ) hoặc  $0,98\text{bar}$  ( $735\text{mmHg}$ ). Một số đồ thị còn cho bảng tính chuyển đổi cho các áp suất khí quyển khác nhau từ  $0,5\text{bar}$  đến  $1,2\text{bar}$ .

Đồ thị t–d của không khí ẩm (còn gọi là ẩm đồ) được Carrier người Mỹ xây dựng cùng thời với Mollier (hình 1.4). Đồ thị này cũng biểu diễn những đại lượng như vừa nêu nhưng trục toạ độ là nhiệt độ và độ

chứa hơi nên các họ đường cong hơi khác đi một chút so với đồ thị I-d. Khi quan sát hai hình 1.3 và 1.4 trên hai trang sách liên tiếp ta dễ dàng nhận thấy đồ thị t-d là hình ảnh trong gương của I-d.



Hình 1.3. Đồ thị I-d của không khí ẩm theo Mollier ở  $p_a = 760\text{mm Hg}$   
 (xem thêm phụ lục 1, 2)



Thể tích riêng, m<sup>3</sup>/kg không khí khô

Hình 1.4. Đồ thị t-d của không khí ẩm (theo Carrier)

### 1.3.6. Các quá trình cơ bản của không khí ẩm trên đồ thị i-d

Phần này được trình bày chi tiết trong chương 3 (xem mục 3.4).

## 1.4. GIỚI THIỆU CÔNG TRÌNH VÀ CHỌN HỆ THỐNG ĐIỀU HOÀ PHÙ HỢP

Giới thiệu công trình là một phần quan trọng của đồ án hoặc thuyết minh kỹ thuật và thiết kế hệ thống điều hoà không khí vì chỉ có phân tích đầy đủ tính chất của công trình ta mới có thể chọn được hệ thống điều hoà thích hợp đạt được hiệu quả kinh tế cao cả về vốn đầu tư thiết bị cũng như giá vận hành, bảo dưỡng, sửa chữa... Ngoài ra, còn đáp ứng được yêu cầu thẩm mỹ công trình, đảm bảo cảnh quan xung quanh, bảo vệ được môi trường, hạn chế được tiếng ồn cũng như các ảnh hưởng khác của công trình tới môi trường xung quanh.

Khi giới thiệu công trình cần nêu được một số đặc điểm sau đây:

- Đặc điểm khí hậu vùng xây dựng công trình.
- Quy mô công trình, đặc điểm kiến trúc, hướng xây dựng...
- Tầm quan trọng của điều hoà không khí đối với công trình, chọn cấp điều hoà phù hợp...
- Đặc điểm về mặt bằng xây dựng công trình với các bản vẽ xây dựng kèm theo.
- Cảnh quan và môi trường xung quanh, vườn hoa, bể bơi, quảng trường, tượng đài, bồn phun nước...
- Đặc điểm về mục đích sử dụng: điều hoà tiện nghi hoặc công nghệ. Phân tích sâu: điều hoà tiện nghi như nhà ở, khách sạn, văn phòng, triển lãm, hội trường, cơ quan, y tế, bệnh viện, thể dục thể thao, phòng cưới, phòng tiệc, phòng hoà nhạc, nhà hát, rạp chiếu bóng, nhà hàng... hoặc điều hoà công nghệ: vải sợi, may mặc, da giày, in ấn, tranh ảnh, quang học, điện tử, vi tính, viễn thông, bưu điện, chè, thuốc lá...
- Đặc điểm về trang thiết bị nội thất.
- Đặc điểm về các nguồn phát nhiệt như chiếu sáng, động cơ, máy tính, máy văn phòng, quạt gió, bức xạ...
- Đặc điểm về cấu trúc bao che và nhiệt tổn thất vào toà nhà.
- Đặc điểm về thay đổi tải lạnh và tải nhiệt của công trình như thay đổi số người trong công trình, điều hoà cả ngày lẫn đêm hay theo giờ hành chính, điều hoà hằng ngày hay chỉ diễn ra khi có hội họp, hội nghị...

– Đặc điểm về vận hành và sử dụng thiết bị điều hoà, ví dụ vận hành cả năm hay chỉ làm lạnh vào mùa hè, vận hành toàn bộ hay từng khu vực, một chủ thuê hay nhiều chủ thuê, giá tính bình quân (giá khoán) theo diện tích cho thuê hay tính theo tiền điện chạy điều hoà riêng...

## **1.5. CÁC NỘI DUNG CHÍNH CỦA MỘT ĐỒ ÁN MÔN HỌC VÀ TỐT NGHIỆP**

### **1.5.1. Đồ án môn học**

Sau khi học xong môn học "*Điều hoà không khí*" và các môn có liên quan sinh viên phải thực hiện và hoàn thành một đồ án môn học về điều hoà không khí để vận dụng các kiến thức lý thuyết đã học được vào việc thiết kế một hệ thống điều hoà không khí thực tế. Đề tài của đồ án có thể là điều hoà tiện nghi hoặc công nghệ, hệ thống lạnh cần tính toán có thể là dạng hệ thống điều hoà gọn hoặc trung tâm nước hoặc hệ VRV... khối lượng khoảng từ 40 đến 50 trang chế bản vi tính trên khổ A4 co chữ 14, cùng với một số bản vẽ yêu cầu như sơ đồ nguyên lý hệ thống điều hoà không khí, sơ đồ mặt bằng công trình điều hoà không khí, mặt bằng bố trí máy và thiết bị, mặt cắt đứng toà nhà có bố trí hệ thống điều hoà không khí. Tùy theo yêu cầu, đồ án môn học điều hoà không khí có thể có một số nội dung sau:

#### 1. Phân mở đầu

1.1. Ý nghĩa của điều hoà không khí

1.2. Phân tích đặc điểm công trình, định hướng thiết kế

1.3. Chọn cấp điều hoà không khí

1.4. Chọn thông số tính toán ngoài nhà mùa hè (và mùa đông)

1.5. Chọn thông số tính toán trong nhà mùa hè (và mùa đông)

2. Phân tích các hệ thống điều hoà, chọn hệ thống phù hợp cho công trình

3. Tính cân bằng nhiệt ẩm cho công trình

Phần này có thể tính toán theo phương pháp truyền thống, phương pháp Carrier hoặc Daikin... theo yêu cầu của đề tài.

4. Thành lập và tính toán sơ đồ điều hoà không khí

3.1. Thành lập và tính toán sơ đồ điều hoà không khí về mùa hè

3.2. Thành lập và tính toán sơ đồ điều hoà không khí về mùa đông

5. Lựa chọn máy và thiết bị của hệ thống điều hoà không khí
  - 5.1. Chọn máy
  - 5.2. Chọn thiết bị (dàn lạnh, tháp giải nhiệt, bơm...)
6. Tính toán đường ống gió (nếu cần)
7. Tính toán đường ống nước (nếu cần)
8. Các bản vẽ (tất cả các bản vẽ phải được thu nhỏ xuống khổ A3 hoặc A4 kẹp theo đồ án. Chỉ cần vẽ một số bản khổ A0 hoặc A1 theo yêu cầu để bảo vệ. Ngày nay, các bản vẽ được vẽ bằng AUTO-CAD nên rất sắc nét và rõ ràng, do đó kích thước bản vẽ giảm đi đáng kể. Các bản vẽ của các công trình điều hoà không khí nhiều khi chỉ cần thể hiện trên bản vẽ khổ A3 hoặc A2 là đủ).
  - 8.1. Sơ đồ nguyên lý hệ thống điều hoà không khí (tất cả các máy hoặc hệ thống điều hoà không khí của công trình phải được thể hiện trên bản vẽ này).
  - 8.2. Mặt bằng bố trí máy và thiết bị (ví dụ Chiller, bơm nước giải nhiệt, tháp giải nhiệt, hệ ống nước giải nhiệt, bơm nước lạnh, hệ ống nước lạnh, bình dẫn nở...).
  - 8.3. Mặt bằng bố trí ống gió, FCU, AHU... của phân xưởng hoặc của các tầng trong toà nhà.
  - 8.4. Sơ đồ điều hoà không khí mùa hè và mùa đông.
  - 8.5. Bản vẽ các chi tiết khác: các chi tiết lắp đặt đường ống nước giải nhiệt, nước lạnh, các dàn bay hơi, các dàn lạnh FCU và các buồng xử lý không khí AHU, các đường ống gió, các chi tiết cần thiết về lắp đặt vận hành, điều khiển, điều chỉnh và báo hiệu nếu được yêu cầu.

### **1.5.2. Đồ án tốt nghiệp**

Đồ án tốt nghiệp có yêu cầu cao hơn đồ án môn học không những về khối lượng mà cả về chất lượng nên tùy tình hình và khối lượng thực tế mà yêu cầu sinh viên đi sâu vào để tính toán thiết kế các phần khác của hệ thống như tính toán thiết kế hệ thống sưởi mùa đông, hệ thống cấp gió tươi, gió thải, hệ thống áp dương cầu thang cứu hộ khi có hoả hoạn, hệ thống thoát nước ngưng, hệ thống chống ồn, chống rung...

Một phần quan trọng khác cần thuyết minh tính toán là hệ thống điện và tự động điều chỉnh nhiệt độ phòng, điều chỉnh năng



suất lạnh của hệ thống, hệ thống tự động bảo vệ ở các chế độ làm việc nguy hiểm... cũng có thể đưa vào đề án tốt nghiệp để sinh viên tìm hiểu.

Ngoài ra là các phần lắp đặt, vận hành, bảo dưỡng, sửa chữa... cũng cần được thuyết minh trong đề án tốt nghiệp.

Cuối cùng, do yêu cầu về khối lượng của một đề án tốt nghiệp, sinh viên có thể viết thêm một phần chuyên đề nào đó phục vụ cho nội dung chính của đề án, ví dụ chuyên đề thay thế môi chất lạnh của các loại máy điều hoà cũ bằng các chất môi chất lạnh mới hoặc chuyên đề so sánh ưu, nhược điểm của các loại máy làm lạnh nước (water chiller) kiểu pittông, trục vít hoặc ly tâm.

## PHÂN TÍCH CÁC HỆ THỐNG ĐIỀU HOÀ KHÔNG KHÍ

### 2.1. PHÂN LOẠI CÁC HỆ THỐNG ĐIỀU HOÀ KHÔNG KHÍ

Hệ thống điều hoà không khí là một tập hợp các máy móc, thiết bị, dụng cụ... để tiến hành các quá trình xử lý không khí như sưởi ấm, làm lạnh, khử ẩm, gia ẩm... điều chỉnh khống chế và duy trì các thông số vi khí hậu trong nhà như nhiệt độ, độ ẩm, độ sạch, khí tươi, sự tuần hoàn phân phối không khí trong phòng nhằm đáp ứng nhu cầu tiện nghi và công nghệ.

Việc phân loại các hệ thống điều hoà không khí là rất phức tạp vì chúng quá đa dạng và phong phú đáp ứng nhiều ứng dụng cụ thể của hầu hết các ngành kinh tế. Tuy nhiên, có thể phân loại các hệ thống điều hoà không khí theo các đặc điểm sau đây:

- Theo mục đích ứng dụng có thể phân ra điều hoà tiện nghi và điều hoà công nghệ.
- Theo tính chất quan trọng phân ra điều hoà cấp 1, cấp 2 và cấp 3.
- Theo tính tập trung phân ra hệ thống điều hoà cục bộ, hệ thống điều hoà tổ hợp gọn (với các cụm máy gọn) và hệ thống trung tâm nước.
- Theo cách làm lạnh không khí phân ra hệ thống trực tiếp (làm lạnh trực tiếp không khí bằng dàn bay hơi) hoặc gián tiếp (qua nước lạnh với dàn FCU và AHU). Loại gián tiếp có thể phân ra loại khô và loại ướt. Loại khô là loại có dàn ống xoắn trao đổi nhiệt có cánh, nước lạnh đi trong ống còn không khí đi ngoài ống. Loại ướt còn gọi dàn phun là loại buồng điều không có dàn phun phun trực tiếp nước lạnh vào không khí cần làm lạnh. Loại khô còn được gọi là hệ thống kín và loại ướt gọi là hệ thống hở.
- Theo cách phân phối không khí có thể phân ra hệ thống cục bộ hoặc trung tâm. Kiểu cục bộ là xử lý không khí có tính chất cục bộ cho từng không gian điều hoà riêng lẻ, còn kiểu trung tâm là không khí được xử lý tại một trung tâm và phân phối đến các không gian điều hoà bằng ống gió.

- Theo năng suất lạnh có thể phân ra loại nhỏ (tới 2 tấn lạnh Mỹ hay 24.000 Btu/h hoặc 7kW), loại trung bình từ 3 đến 100 tấn lạnh Mỹ và loại lớn từ 100 tấn lạnh Mỹ trở lên.

- Theo chức năng có loại một chiều hoặc 2 chiều. Máy điều hoà 1 chiều là loại chỉ có một chức năng làm lạnh. Máy điều hoà 2 chiều là loại bơm nhiệt có khả năng làm lạnh vào mùa hè và sưởi ấm vào mùa đông.

- Căn cứ kết cấu máy chia ra máy điều hoà 1 cụm, 2 cụm và nhiều cụm. Loại 1 cụm còn được gọi là máy điều hoà nguyên cụm như máy điều hoà cửa sổ, máy điều hoà lắp trên máy, máy điều hoà nguyên cụm giải nhiệt nước. Máy 2 và nhiều cụm còn được gọi là máy điều hoà tách. Các loại máy này có tên chung là máy điều hoà tổ hợp gọn (theo các đơn nguyên) (unitary packaged air conditioner) hay gọi tắt là máy điều hoà gọn.

- Theo cách bố trí dàn lạnh chia ra loại cửa sổ, treo tường, treo trần, giấu trần hoặc âm trần, giấu trần cassette, giấu trần cassette một cửa hoặc nhiều cửa thổi, tủ tường, hộp tường, kiểu tủ hành lang...

- Theo cách làm mát thiết bị ngưng tụ chia ra loại giải nhiệt gió (làm mát bằng không khí kiểu dàn quạt) hoặc giải nhiệt nước (làm mát bằng nước) hoặc kết hợp gió nước. Làm mát bằng nước có thể dùng nước thành phố, nước giếng nhưng hầu hết các công trình sử dụng nước tuần hoàn với tháp giải nhiệt. Làm mát bằng nước kết hợp với gió là loại dàn ngưng tưới hoặc tháp ngưng.

- Theo chu trình lạnh có thể phân ra máy lạnh nén hơi, hấp thụ, ejectơ hoặc nén khí.

- Theo môi chất lạnh của máy nén hơi chia ra máy lạnh dùng amoniác, freôn R22, 134a, 404 A, B, 507, 123 hoặc nước...

- Theo kiểu máy nén chia ra máy nén pittông, trục vít, rôto, xoắn ốc hoặc tuabin.

- Theo kết cấu máy nén chia ra kiểu kín, hở hoặc nửa kín.

- Theo cách bố trí hệ thống ống dẫn nước lạnh của hệ thống trung tâm nước chia ra hệ thống 2 ống, hệ hồi ngược, hệ 3 ống và 4 ống nước.

- Theo hệ thống ống phân phối gió chia ra hệ thống 1 ống gió, 2 ống gió hoặc hệ thống không ống gió.

- Theo cách điều chỉnh gió phân ra loại hệ thống lưu lượng không thay đổi (CAV – Constant Air Volume) và hệ thống lưu lượng thay đổi (VAV – Variable Air Volume).

- Theo cách điều chỉnh năng suất lạnh bằng đóng ngắt máy nén hoặc điều chỉnh vô cấp tốc độ qua máy biến tần phân ra hệ thống lưu lượng môi chất không đổi hoặc hệ thống lưu lượng môi chất thay đổi (VRV – Variable Refrigerant Volume). VRV là kiểu máy điều hoà đặc

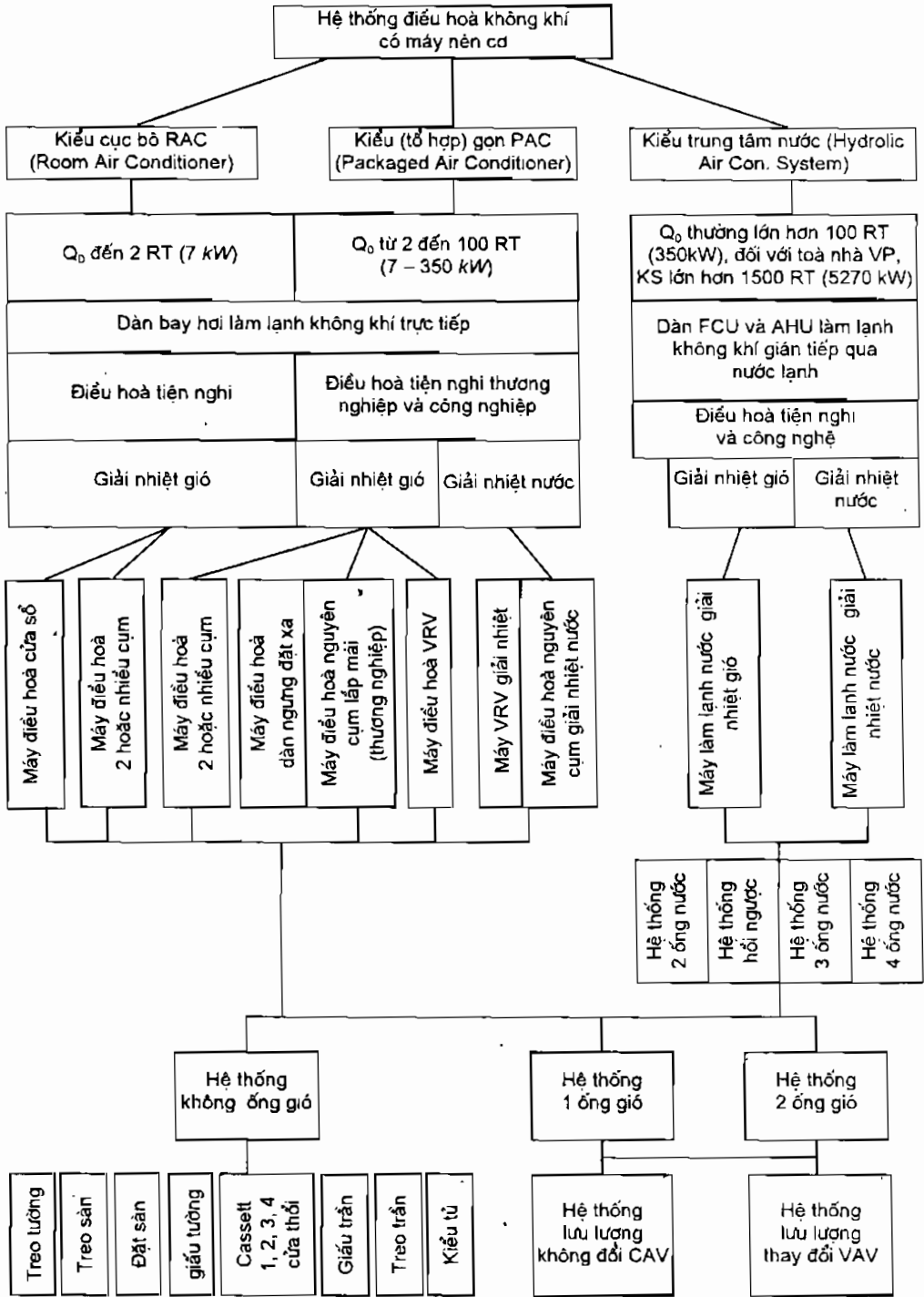
biệt của Daikin điều chỉnh năng suất lạnh bằng máy biến tần, một cụm dàn nóng kết nối được tới 8 hoặc 16 dàn lạnh.

- Theo áp suất gió trong ống gió có loại gió áp cao và gió áp thấp.
- Theo tốc độ gió trong ống có loại gió tốc độ cao và tốc độ thấp...

Nói chung, với sơ bộ 20 đặc điểm phân loại như trên để phân loại và gọi tên đầy đủ cho một hệ thống hoặc một máy điều hoà không khí là rất khó. Tuy nhiên, việc phân loại các hệ thống điều hoà không khí một cách hợp lý là hết sức cần thiết. Ở đây chúng tôi đưa ra một cách phân loại theo các đặc điểm đã phân tích ở trên (hình 2.1) và một số định nghĩa theo tiêu chuẩn thuật ngữ BS5436 – 1984 của Anh đã được Bộ Thủy sản (trước đây) chuyển dịch chọn lọc và biên soạn lại để ban hành làm tiêu chuẩn ngành TCN 166:2001.

Với cách phân loại như trên ta có thể định nghĩa một số thuật ngữ như sau:

1. *Hệ thống điều hoà không khí cục bộ* (xem máy điều hoà phòng RAC).
2. *Hệ thống điều hoà không khí tổ hợp gọn* (unitary package air conditioning system) là các loại máy hoặc hệ thống điều hoà cỡ trung bình bố trí gọn thành các tổ hợp thiết bị có năng suất lạnh từ 3 đến 220 tấn lạnh Mỹ, dàn bay hơi làm lạnh không khí trực tiếp, dàn ngưng giải nhiệt gió hoặc giải nhiệt nước, kiểu nguyên cụm (máy điều hoà thương nghiệp lắp trên máy, máy điều hoà nguyên cụm giải nhiệt nước) hoặc loại tách (2 hoặc nhiều cụm), có hoặc không có ống gió, 1 hoặc 2 chiều, chủ yếu dùng cho điều hoà thương nghiệp và công nghệ (xem máy điều hoà tổ hợp gọn PAC).
3. *Hệ thống điều hoà không khí trung tâm nước* (hydraulic central air conditioning system) là các loại hệ thống điều hoà gián tiếp bằng nước lạnh với máy làm lạnh nước (water chiller) và các dàn lạnh FCU và AHU khô hoặc ướt, năng suất lạnh thường từ 100 tấn lạnh Mỹ trở lên, giải nhiệt gió hoặc nước, hệ thống ống dẫn nước lạnh có thể là hệ 2 ống, hồi ngược, 3 ống hoặc 4 ống.
4. *Hệ thống 2 ống nước* (two pipe system) là hệ thống ống nước cấp cho các dàn FCU và AHU với một ống cấp và một ống hồi chung cho cả nước nóng và nước lạnh. Các FCU và AHU được mắc giữa hai ống.
5. *Hệ thống hồi ngược* (reverse return system) là hệ thống 2 ống nước nhưng có thêm ống hồi ngược để cân bằng áp suất tự nhiên giữa các FCU và AHU.
6. *Hệ thống 3 ống* (three pipe system) là hệ thống 2 ống nước với 2 ống cấp riêng rẽ cho nước nóng và nước lạnh nhưng chỉ có một ống hồi chung.



**Hình 2.1. Phân loại hệ thống điều hoà không khí**  
(1 tấn lạnh Mỹ = 12.000 Btu/h = 3,516kW).

7. *Hệ thống 4 ống* (four pipe system) là hệ thống ống với 2 ống cấp riêng rẽ và 2 ống hồi riêng rẽ.
8. *Hệ thống không ống gió* (non-ducted air conditioning system) là các hệ thống (hoặc máy) điều hoà không khí không được phép lắp thêm ống gió vì quạt dàn bay hơi có cột áp nhỏ.
9. *Hệ thống có ống gió* (ducted air conditioning system) là các hệ thống (hoặc máy) điều hoà không khí được phép lắp thêm ống gió phân phối vì quạt dàn bay hơi có cột áp đủ cao.
10. *Hệ thống 1 ống gió* (single duct system) là hệ thống điều hoà không khí trong đó gió được xử lý và đưa đến không gian điều hoà bằng một ống gió duy nhất.
11. *Hệ thống 2 ống gió* (dual duct system) là hệ thống điều hoà không khí trong đó gió được xử lý ở trạm trung tâm thành 2 dòng riêng biệt với 2 giá trị nhiệt độ và độ ẩm khác nhau rồi được cấp vào không gian điều hoà qua 2 hệ thống đường ống độc lập. Để đạt được các thông số nhiệt độ và độ ẩm riêng rẽ của từng không gian điều hoà, chúng được hoà trộn theo tỷ lệ nhất định (hệ thống này rất công kênh phức tạp nên ngày nay ít được sử dụng trong thực tế).
12. *Máy điều hoà cửa sổ* (window-type room air conditioner) là thiết bị gọn tròn bộ lắp trong một vỏ dùng để điều hoà không khí cho một phòng, năng suất lạnh đến 7kW (24.000 Btu/h), một chiều hoặc hai chiều, thường được lắp qua cửa sổ hoặc qua vách, còn được gọi là máy điều hoà 1 cụm, máy điều hoà phòng.
13. *Máy điều hoà phòng* (RAC room air conditioner) là các loại máy điều hoà nhỏ, năng suất lạnh đến 7kW (24.000 Btu/h), dàn ngưng giải nhiệt gió, dàn bay hơi làm lạnh không khí trực tiếp, 1 hoặc 2 chiều loại cửa sổ hoặc loại hai cụm.
14. *Máy điều hoà nguyên cụm* (self-contained packaged air conditioner) là máy điều hoà mà tất cả các thiết bị được lắp gọn thành một tổ hợp duy nhất như máy điều hoà cửa sổ hoặc máy điều hoà lắp mái, máy điều hoà nguyên cụm giải nhiệt nước.
15. *Máy điều hoà tổ hợp gọn* (PAC packaged air conditioner) là máy điều hoà được chế tạo theo các tổ hợp gọn hoặc các đơn nguyên kiểu 1 cụm, 2 cụm hoặc nhiều cụm.
16. *Máy điều hoà lắp mái* (roof-top (commercial) air conditioner) là máy điều hoà nguyên cụm thiết kế để đặt trên mái bằng, mái hiên hoặc ban công, thường có ống gió phân phối và ống gió hồi, dùng cho thương nghiệp và công nghệ, năng suất lạnh tới 100kW, 1 chiều hoặc 2 chiều.

17. *Máy điều hoà giải nhiệt gió* (air-cooled air conditioner) là máy điều hoà có dàn ngưng được làm mát bằng không khí.
18. *Máy điều hoà giải nhiệt nước* (water-cooled air conditioner) là máy điều hoà có bình ngưng làm mát bằng nước.
19. *Máy điều hoà 2 cụm* (split air conditioner) là máy điều hoà gồm 2 cụm dàn nóng và dàn lạnh. Cụm dàn nóng bao gồm máy nén, dàn ngưng quạt, cụm dàn lạnh bao gồm dàn lạnh và quạt.
20. *Máy điều hoà 2 chiều* (heat pump air conditioner, all year air conditioner) là máy điều hoà có khả năng làm lạnh về mùa hè và sưởi ấm về mùa đông bằng chu trình lạnh và bơm nhiệt.
21. *Máy điều hoà nhiều cụm* (multi-system split air conditioner) là máy điều hoà có một cụm dàn nóng với nhiều cụm dàn lạnh bố trí cho các phòng khác nhau.
22. *Máy điều hoà tách* (split air conditioner) – xem máy điều hoà 2 cụm và máy điều hoà nhiều cụm.
23. *Máy điều hoà tủ tường* (slim packaged hoặc free blow packaged air conditioner) là máy điều hoà tách, cụm dàn lạnh có dạng một tủ tường năng suất lạnh đến 14kW (48.000 Btu/h).
24. *Máy điều hoà VRV* (VRV air conditioner) là máy điều hoà gồm một cụm dàn nóng và nhiều cụm dàn lạnh (16 hoặc lớn nhất là 32) của hãng Daikin với các đặc điểm chiều dài đường ống gas lên tới 150m, độ cao giữa dàn nóng và lạnh lên tới 50m và độ cao giữa các dàn lạnh tới 15 m, điều chỉnh năng suất lạnh bằng máy biến tần với 21 bước điều chỉnh, công suất động cơ dàn nóng tới 48 HP.
25. *Máy điều hoà thương nghiệp* (commercial air conditioner) là máy điều hoà dùng trong thương nghiệp, loại gọn một hoặc nhiều cụm giải nhiệt gió hoặc giải nhiệt nước, 1 hoặc 2 chiều, năng suất lạnh trung bình, thích hợp cho các nhà hàng, cửa hàng, siêu thị...
26. *Máy điều hoà có ống gió* (ducted air conditioner) là máy điều hoà gọn kiểu nguyên cụm hoặc nhiều cụm, năng suất lạnh lớn, dàn bay hơi có quạt ly tâm áp suất cao, được phép lắp thêm ống gió phân phối.
27. *Máy điều hoà không ống gió* (non-ducted air conditioner), free-blow air conditioner) là máy điều hoà gọn một hoặc nhiều cụm, không ống gió lạnh.

Nói chung, theo sơ đồ phân loại hệ thống điều hoà không khí (hình 2.1) ta thấy hệ thống điều hoà cục bộ và hệ thống điều hoà gọn không khác nhau nhiều. Nhiều loại máy (ví dụ hệ 2 và nhiều cụm) chỉ khác nhau về năng suất lạnh. Tuy nhiên, khi phân loại như trên chúng ta sẽ có các so sánh rất bổ ích về nhiều mặt mà sau này sẽ đề cập đến.

## 2.2. MÁY ĐIỀU HOÀ PHÒNG RAC

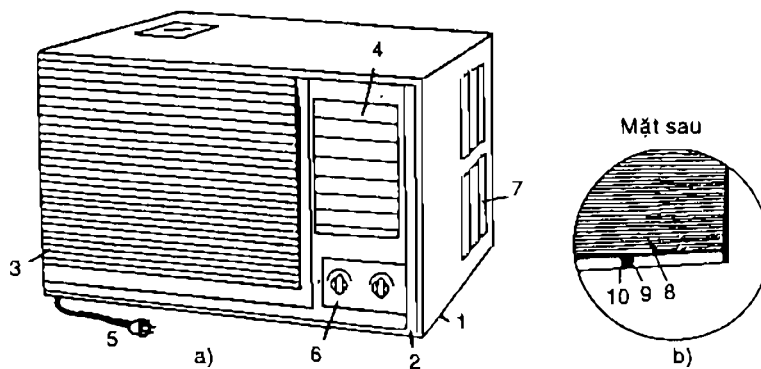
Như đã định nghĩa, máy điều hoà cục bộ gồm các loại chính là máy điều hoà cửa sổ và máy điều hoà hai và nhiều cụm năng suất lạnh đến 7kW (24.000 Btu/h). Đây là các loại máy nhỏ, hoạt động hoàn toàn tự động, lắp đặt, vận hành, bảo trì, bảo dưỡng sửa chữa dễ dàng, tuổi thọ trung bình, độ tin cậy lớn, giá thành rẻ, rất thích hợp với các phòng và các căn hộ nhỏ.

Nhược điểm cơ bản của máy điều hoà phòng là rất khó áp dụng cho các phòng lớn, hội trường, phân xưởng, nhà hàng, cửa hàng, các toà nhà cao tầng như khách sạn, văn phòng vì khi bố trí ở đây, các cụm dàn nóng bố trí bên ngoài nhà sẽ làm mất mỹ quan và phá vỡ kiến trúc của toà nhà.

### 2.2.1. Máy điều hoà cửa sổ

Máy điều hoà cửa sổ là loại máy điều hoà không khí nhỏ nhất cả về năng suất lạnh và kích thước cũng như khối lượng. Toàn bộ các thiết bị chính như máy nén, dàn ngưng, dàn bay hơi, quạt giải nhiệt, quạt gió lạnh, các thiết bị điều khiển, điều chỉnh tự động, phin lọc gió, khử mùi của gió tươi cũng như các thiết bị phụ khác được lắp đặt trong một vỏ gọn nhẹ. Năng suất lạnh không quá 7kW (24.000 Btu/h) và thường chia ra 5 loại 6, 9, 12, 18 và 24 ngàn Btu/h.

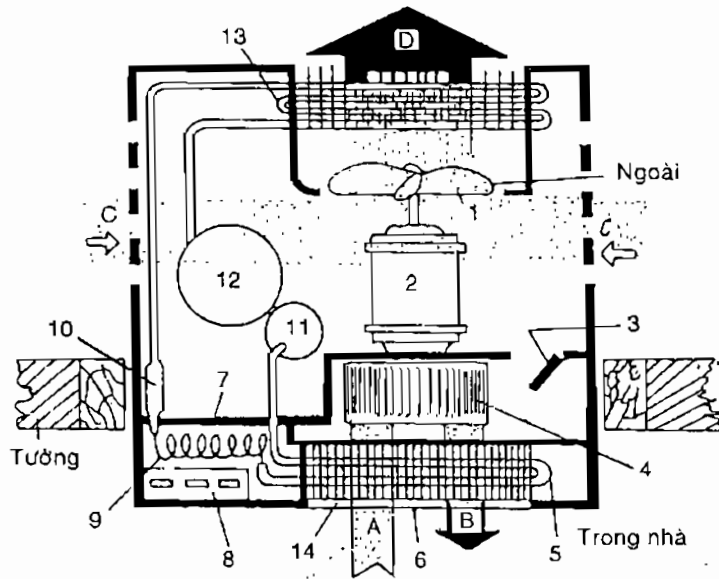
Hình 2.2 và 2.3 giới thiệu hình dáng và kết cấu của một máy điều hoà cửa sổ nói chung.



Hình 2.2. Hình dáng bên ngoài một máy điều hoà cửa sổ

1. Vỏ; 2. Tấm nắp; 3. Ghi lấy gió đồng thời là mặt trang trí; 4. Chóp lật hướng gió thổi;
5. Phích cắm điện; 6. Bảng điều khiển; 7. Cửa chớp lấy gió giải nhiệt;
8. Dàn ngưng; 9. Tấm đỡ; 10. Ống xả nước ngưng.





**Hình 2.3. Nguyên tắc cấu tạo máy điều hoà cửa sổ**

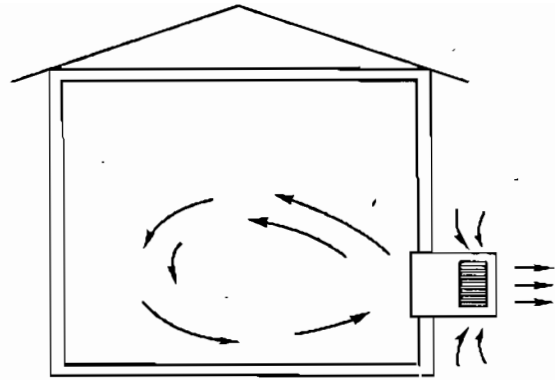
1. Quạt hướng trực; 2. Động cơ quạt; 3. Cửa lấy gió tươi; 4. Quạt ly tâm; 5. Dàn bay hơi; 6. Phin lọc không khí; 7. Tấm ngăn cách nhiệt; 8. Bảng điều khiển; 9. Ống mao; 10. Phin sấy lọc; 11. Bấu dẫn nở, tách lỏng, tiêu âm đường hút; 12. Máy nén rôto; 13. Dàn ngưng; 14. Phin lọc không khí; 15. A, B – Không khí lạnh trong phòng vào và ra; C, D – Gió giải nhiệt vào và ra.

Máy điều hoà cửa sổ có các ưu, nhược điểm chủ yếu sau:

- Chỉ cần cắm phích điện là máy chạy, không cần công nhân lắp đặt có tay nghề cao.
- Có sưởi mùa đông bằng bơm nhiệt.
- Có khả năng lấy gió tươi qua cửa lấy gió tươi.
- Nhiệt độ phòng được điều chỉnh nhờ thermostat với độ dao động khá lớn, độ ẩm tự biến đổi theo nên không khống chế được độ ẩm, điều chỉnh theo kiểu on-off.
- Khả năng làm sạch không khí kém.
- Độ ồn cao.
- Khó bố trí trong phòng hơn so với loại 2 cụm.
- Phải đục một khoảng tường rộng bằng máy điều hoà hoặc phải cắt cửa sổ để bố trí máy. Không có khả năng lắp cho phòng không có tường trực tiếp ngoài trời.
- Vốn đầu tư thấp vì giá rẻ do được sản xuất hàng loạt.
- Thích hợp cho các phòng nhỏ, căn hộ gia đình. Khó sử dụng cho các toà nhà cao tầng vì làm mất mỹ quan và phá vỡ kiến trúc.

Hình 2.4 giới thiệu cách lắp đặt máy điều hoà cửa sổ sổ trên vách phòng.

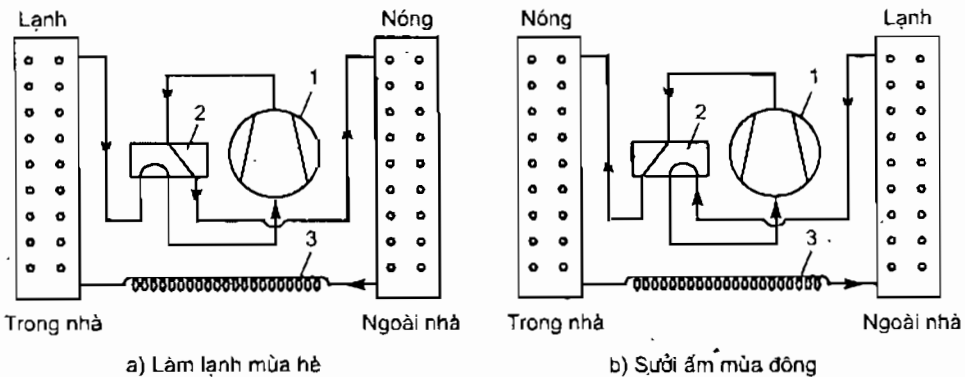
Cần hết sức chú ý là hướng luồng gió phía trong và phía ngoài nhà cần được thông thoáng, nếu bị cản trở khả năng làm việc của máy giảm, tiêu tốn điện năng tăng, đôi khi dẫn đến cháy máy, đặc biệt khi bố trí các bao che bảo vệ máy phía ngoài.



Hình 2.4. Cách lắp đặt máy điều hoà cửa sổ hướng gió tuần hoàn phía trong nhà và ngoài nhà

### Máy điều hoà hai chiều

Hình 2.5 giới thiệu nguyên lý làm việc của một máy điều hoà cửa sổ 2 chiều. Để đổi chiều làm việc, dàn nóng thành dàn lạnh và dàn lạnh trong nhà thành dàn nóng vào mùa đông cần thiết phải lắp thêm một van đảo chiều 2 như biểu diễn trên hình 2.5.



Hình 2.5. Máy điều hoà 2 chiều (heat pump) có van đảo chiều:

a) Làm lạnh; b) Sưởi ấm;

1. Máy nén; 2. Van đảo chiều; 3. Ống mao.

Ở chế độ làm lạnh, dòng môi chất đi vào dàn nóng phía ngoài nhà và đi qua ống mao (từ phải sang trái) để vào dàn lạnh trong nhà. Ở chế độ sưởi ấm, van đảo chiều 2 hoạt động làm đổi chiều dòng môi chất từ máy nén ra đi vào dàn trong nhà, rồi mới qua ống mao (từ trái sang phải) để đi vào dàn ngoài trời, dàn trong nhà trở thành dàn nóng, dàn ngoài trời trở thành dàn lạnh.

Quá trình đảo chiều kéo dài khoảng 10 giây. Trong quá trình đảo chiều xảy ra hiện tượng hơi nóng có áp suất cao tràn vào đường hút. Áp suất đầu đẩy tụt xuống một chút rồi lại quay trở lại giá trị ban đầu. Áp suất hút tăng lên rồi lại hạ xuống dần dần.

Bảng 2.1 giới thiệu thông số kỹ thuật một số loại máy điều hoà cửa sổ Carrier.

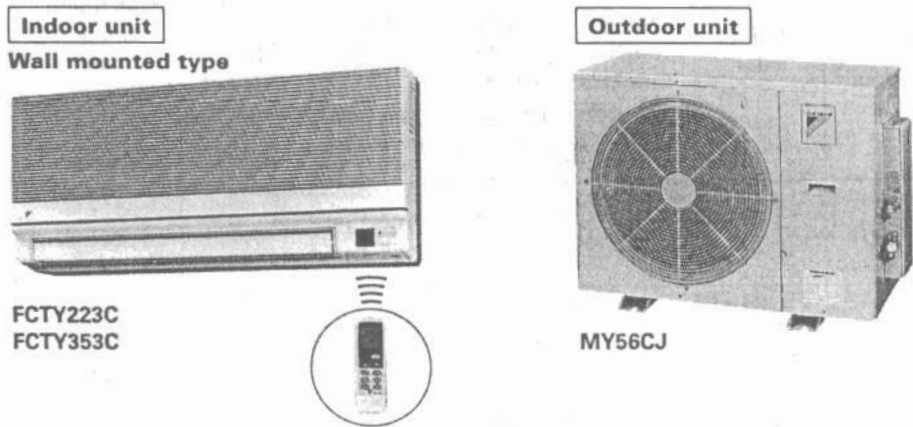
**Bảng 2.1. Máy điều hoà cửa sổ Carrier loại 1 chiều/2 chiều, điện áp 220V, 1 pha, 50Hz**

Kiểu	Năng suất lạnh, kW (Btu/h)	Năng suất nhiệt sưởi, kW (Btu/h)	Công suất tiêu thụ, kW làm lạnh (sưởi ấm)	Dòng làm việc, A làm lạnh (sưởi ấm)	Năng suất hút ẩm, l/h	Kích thước tủ bì, mm Rộng W Cao H Sâu D	Khối lượng, kg
51G7	2,05 (7000)	- -	0,735 (-)	3,4 (-)	1,5	470 327 435	27
51G9	2,61 (8900)	- -	1,04 (-)	5,0 (-)	1,8	470 327 435	27
51V12	3,52 (12000)	- -	1,41 (-)	6,5 (-)	2,5	560 378 600	41
51V18	5,28 (18000)	- -	2,22 (-)	11,9 (-)	2,5	620 395 716	64
51C24	6,89 (23500)	- -	2,80 (-)	13,3 (-)	2,7	660 445 738	77
77QRA 009	2,55 (8700)	2,35 (8000)	0,95 (0,73)	4,4 (3,4)	0,94	560 378 600	42
51QCB 612	3,93 (13400)	3,58 (12200)	1,14 (1,13)	6,5 (5,2)	1,7	620 395 716	55
51QGA 118	5,57 (19000)	5,51 (18800)	2,33 (2,14)	10,0 (9,9)	2,0	660 445 738	75
51QG 222	6,68 (22800)	6,65 (22000)	2,62 (2,30)	12,1 (10,7)	3,2	660 445 738	77

## 2.2.2. Máy điều hoà phòng 2 và nhiều cụm

### a) Máy điều hoà 2 cụm

Hình 2.6 giới thiệu hình dáng cấu tạo của một máy điều hoà phòng 2 cụm. Cụm trong nhà gồm dàn lạnh, bộ điều khiển và quạt ngang dòng. Cụm ngoài trời gồm lốc (máy nén), động cơ và quạt hướng trục. Hai cụm được nối với nhau bằng các đường ống gas đi và về. Ống xả nước ngưng từ dàn bay hơi ra và đường dây điện đôi khi được bố trí dọc theo hai đường ống này thành một búi ống.



Hình 2.6. Máy điều hoà 2 cụm

1. Cụm trong nhà; 2. Cụm ngoài nhà; 3. Bộ điều khiển từ xa (remote controller).

Máy điều hoà hai cụm có nhiều ưu điểm, trong đó việc giảm được tiếng ồn trong nhà rất phù hợp với yêu cầu tiện nghi nên được sử dụng rộng rãi trong gia đình.

Một ưu điểm khác là dễ lắp đặt, dễ bố trí dàn lạnh và dàn nóng, ít phụ thuộc hơn vào kết cấu nhà, đỡ tốn diện tích lắp đặt, chỉ phải đục tường một lỗ nhỏ đường kính 70mm, đảm bảo thẩm mỹ cao.

Nhược điểm chủ yếu là không lấy được gió tươi nên cần có quạt lấy gió tươi. Nhược điểm khác là ống dẫn gas dài hơn, dây điện tốn nhiều hơn, giá thành đắt hơn. Khi lắp đặt, thường dàn lạnh cao hơn dàn ngưng nhưng chiều cao không nên quá 3m và chiều dài đường ống dẫn gas không nên quá 10m. Một nhược điểm nữa là ồn phía ngoài nhà, có thể làm ảnh hưởng đến các hộ bên cạnh.

Bảng 2.2 giới thiệu thông số kỹ thuật của một số máy điều hoà 2 cụm

thông dụng, dàn lạnh là kiểu treo tường ký hiệu FTY hoặc đặt sàn ký hiệu FVY. Các giá trị cho trong bảng 2.2 là tính cho điện áp 220V, 50Hz. Năng suất lạnh tính theo nhiệt độ trong nhà  $t_T = 27^\circ\text{C}$ ,  $t_{Tu} = 19^\circ\text{C}$  và nhiệt độ ngoài trời  $t_N = 35^\circ\text{C}$ ,  $t_{Nu} = 24^\circ\text{C}$  với tốc độ quạt cao (Hi-Fan). Năng suất sưởi tính theo nhiệt độ trong nhà  $t_T = 20^\circ\text{C}$ , nhiệt độ ngoài trời  $t_N = 7^\circ\text{C}$  và  $t_{Nu} = 6^\circ\text{C}$  ở tốc độ quạt cao (Hi-Fan).

Bảng 2.3 đến 2.6 giới thiệu thông số kỹ thuật của một số loại máy điều hoà 2 cụm và nhiều cụm mới nhất của Daikin, điều chỉnh năng suất lạnh bằng máy biến tần với một số đặc tính ưu việt khác so với máy thông thường.

Ví dụ, loạt máy ký hiệu FTK(X) giới thiệu trong bảng 2.3 có trang bị một thiết bị gọi là con mắt thông minh (intelligent eye) có đầu cảm hồng ngoại nhận biết được có người trong phòng hay không. Khi có người trong phòng, máy điều hoà hoạt động tự động ở chế độ bình thường, nhưng khi không còn người trong phòng, con mắt thông minh lập tức chuyển máy sang chế độ canh chừng để tiết kiệm năng lượng.

Loạt máy ký hiệu FTK(X)D và FLK(X)D (bảng 2.4) có khả năng tiết kiệm điện năng cao hơn nhưng đảm bảo tiện nghi hơn đối với phòng ngủ và căn hộ. Với công nghệ thân thiện với môi trường là sử dụng một máy nén kiểu lác và động cơ điện một chiều, khả năng tiết kiệm năng lượng của máy điều hoà biến tần này đã tăng lên một cách đáng kể. Ngoài ra, dàn lạnh trong nhà treo tường với ba chiều thổi gió đảm bảo sự đồng đều nhiệt độ rất cao ngay cả với phòng rộng. Nếu bạn ra khỏi phòng hoặc nằm ngủ (không di động), con mắt thông minh sẽ tự động đưa máy về chế độ làm việc đã đặt sẵn để tiết kiệm năng lượng.

Với loại này, khách hàng có khả năng chọn 3 kiểu dàn lạnh khác nhau:

- Loại treo tường thông dụng FTKD và FTXD (wall mounted type);
- Loại treo trần FLK (ceiling suspended dual type);
- Loại treo sàn FLX (floor suspended type) vẫn gắn vào tường nhưng dàn lạnh chỉ cách mặt sàn khoảng 20 cm, hoạt động hiệu quả hơn về mùa đông vì hơi nóng thổi ra ở phía dưới.

**Bảng 2.2. Máy điều hoà 2 cụm (điều chỉnh năng suất lạnh bằng máy biến tần, dàn lạnh treo tường của DAIKIN 2 chiều (heat pump), điện áp 220V, 1 pha 50Hz)**

Kiểu	Cụm trong nhà		FTY25FV1A	FTY35FV1A	FTY50GV1A	FTY60GV1A
	Cụm ngoài nhà		RY25FV1A	RY35FV1A	RY50GV1A	RY60GV1A
Năng suất lạnh	kW Btu/h		2,50 8.530	3,75 12.800	5,20 17.750	6,15 21.000
Năng suất sưởi	kW Btu/h		3,26 11.130	4,22 14.400	5,80 19.800	7,00 23.900
Dòng làm việc	Làm lạnh Sưởi ấm	A	4,2 4,5	6,8 6,4	9,7 8,8	11,2 11,0
Công suất tiêu thụ	Làm lạnh Sưởi ấm	kW	0,87 0,95	1,39 1,30	1,90 1,70	2,30 2,26
COP	Hệ số lạnh Hệ số nhiệt	kW/kW	2,87 3,45	2,70 3,25	2,74 3,41	2,67 3,10
Đường ống gas	Lồng Hơi	mm mm	Φ6,4			
			Φ9,5	Φ12,7	Φ15,9	
Cụm trong nhà (màu trắng hạnh nhân)			FTY25FV1A	FTY35FV1A	FTY50GV1A	FTY60GV1A
Lưu lượng gió (Hi) quạt 5 tốc độ và Auto	Làm lạnh Sưởi ấm	m <sup>3</sup> /ph	7,2 7,8	9,5 10,6	14,0 16,3	14,0 16,3
Độ ồn	Làm lạnh Sưởi ấm	dB(A)	29 - 38 29 - 38	32 ÷ 39 32 ÷ 39	35 ÷ 45 33 ÷ 44	37 - 46 34 ÷ 46
Kích thước (cao x rộng x sâu)		mm	275x750x179	289x790x189	298x1050x190	
Khối lượng		kg	7	9	12	
Điều chỉnh gió			Trái, phải, ngang và xuống			
Cụm ngoài nhà (màu trắng ngà)			RY25FV1A	RY35FV1A	RY50GV1A	RY60GV1A
Máy nén kín rôto công suất		kW	0,75	1,30	1,70	2,20
Lượng nạp R22		kg	1,02	1,12	1,55	1,75
Độ ồn	Làm lạnh Sưởi ấm	dB(A)	47 48	47 48	49 51	54 54
Kích thước (cao x rộng x sâu)		mm	540x750x270	540x750x270	685x800x300	685x880x350
Khối lượng		kg	38	41	51	75

**Ghi chú:**

- Kiểu FVY là loại dàn lạnh đặt trên sàn.
- Các giá trị đã cho theo điện áp 220V.
- Năng suất lạnh tính theo nhiệt độ trung bình trong nhà  $t_T = 27^\circ\text{C}$ ,  $t_{T'} = 19^\circ\text{C}$  và nhiệt độ ngoài trời  $t_N = 35^\circ\text{C}$ ,  $t_{N'} = 24^\circ\text{C}$ , tốc độ quạt cao nhất (Hi).
- Năng suất sưởi dựa trên nhiệt độ trong nhà  $20^\circ\text{C}$  và nhiệt độ ngoài trời  $t_N = 7^\circ\text{C}$ ,  $t_{N'} = 6^\circ\text{C}$  ở tốc độ quạt cao nhất (Hi).
- Mức ồn là giá trị chuyển đổi của phòng không tiếng dội đo theo tiêu chuẩn của Nhật JIS. Trong thực tế, vận hành mức ồn có thể cao hơn do các điều kiện môi trường.

**Bảng 2.3. Loại máy điều hoà 2 cụm ký hiệu FTK(X) biến tần, có con mắt thông minh, 1 và 2 chiều**

			1 chiều lạnh		2 chiều nóng, lạnh		
Ký hiệu	Cụm trong nhà		FTK25JVE	FTK35JVE	FTK25JVEA	FTK35JVEA	
	Cụm ngoài trời		RK25JVE	RK35JVE	RK25JVE	RK35JVE	
Năng suất	lạnh	danh định (min - max)	kW	2,55 (1,3 - 3,2)	3,50 (1,4 - 4,0)	2,54 (1,3 - 3,0)	3,60 (1,4 - 3,8)
			Btu/h	8720 (4400 -10900)	12000 (4800 -13700)	8700 (4400 -10300)	12300 (4800 -13000)
	sưởi	danh định (min - max)	kW	-	-	3,4 (1,3-4,0)	4,2 (1,4-5,1)
			Btu/h	-	-	11600 (4400-13600)	14300 (4800-17600)
Nguồn điện			1 pha, 220 - 240V, 50 Hz/1 pha, 220 - 230V, 60 Hz				
Kích thước phù bì (H x W x D)			mm 273 x 784 x 185				
Khối lượng			kg 7,5				
Kích thước phù bì (H x W x D)			mm 560 x 695 x 265				
Khối lượng			kg 31	31	31	32	
Phạm vi nhiệt độ làm việc	làm lạnh	°C khô	10 đến 46		10 đến 46		
		°C ướt	-		- 10 đến 21		

**Bảng 2.4. Loại máy điều hoà 2 cụm ký hiệu FTK(X)D và FTK(X)D biến tần, có con mắt thông minh, 1 và 2 chiều**

KIỂU DÀN LẠNH TREO TƯỜNG				1 chiều lạnh			2 chiều nóng, lạnh		
Ký hiệu	Cụm trong nhà			FTKD50JVE	FTKD60JVE	FTK25JVEA	FTXD50JVEA	FTXD60JVEA	FTXD71JVEA
	Cụm ngoài trời			(RKD60JVEA)	(RKD60JVEA)	(RKD71JVEA)	(RXD50JVEA)	(RXD60JVEA)	(RXD71JVEA)
Năng suất	lạnh	danh định (min - max)	kW	5,2 (0,9-5,8)	6,2 (0,9-7,0)	7,1 (0,9-8,0)	5,2 (0,9-5,8)	6,2 (0,9-7,0)	7,1 (0,9-8,0)
			Btu/h	17800 (3100-19800)	21200 (3100-24000)	24300 (3100-27300)	17800 (3100-19800)	21200 (3100-24000)	24300 (3100-27300)
	sưởi	danh định (min - max)	kW	-	-	-	6,5 (0,9-8,0)	7,2 (0,9-8,5)	8,5 (0,9-9,5)
			Btu/h	-	-	-	22200 (3100-27300)	24600 (3100-29000)	29100 (3100-32500)
Nguồn điện				1 pha, 220 - 240V, 50 Hz/1 pha, 220 - 230V, 60 Hz					
Kích thước (H x W x D)				mm 298 x 1050 x 190					
Khối lượng				kg 12					
Phạm vi nhiệt độ làm việc	làm lạnh	°C khô		-5 đến 46			-5 đến 46		
		sưởi ấm		°C ướt			- 15 đến 24		
KIỂU DÀN LẠNH TREO TƯỜNG				1 chiều lạnh			2 chiều nóng, lạnh		
Ký hiệu	Cụm trong nhà			FLK50JVEA	FLK60JVEA	FLX50JVEA	FLX60JVEA		
	Cụm ngoài trời			(RKD50JVEA)	(RKD60JVEA)	(RXD50JVEA)	(RXD60JVEA)		
Năng suất	Lạnh	danh định (min - max)	kW	4,7 (0,9-5,3)	5,7 (0,9-6,5)	4,7 (0,9-5,3)	5,7 (0,9-6,5)		
			Btu/h	16000 (3100-18100)	19500 (3100-22200)	16000 (3100-18100)	19500 (3100-22200)		
	Sưởi	danh định (min - max)	kW	-	-	6,1 (0,9-7,5)	6,7 (0,9-8,0)		
			Btu/h	-	-	20800 (3100-25600)	22900 (3100-32000)		
Nguồn điện				1 pha, 220 - 240V, 50 Hz/1 pha, 220 - 230V, 60 Hz					
Kích thước (H x W x D)				mm 490 x 1050 x 200					
Khối lượng				kg 17					
Phạm vi nhiệt độ làm việc	làm lạnh	°C khô		- 5 đến 46			- 5 đến 46		
		sưởi ấm		°C ướt			- 15 đến 24		

**Ghi chú:** Năng suất lạnh dựa trên  $t_r = 27^{\circ}\text{C}$ ,  $t_{rv} = 19^{\circ}\text{C}$ ,  $t_n = 35^{\circ}\text{C}$ .  
Năng suất nhiệt dựa trên  $t_r = 20^{\circ}\text{C}$ ,  $t_n = 7^{\circ}\text{C}$ ,  $t_{nv} = 6^{\circ}\text{C}$ .

**Bảng 2.5. Loại máy điều hoà 2 cụm ký hiệu FTE độ sạch cao trong phòng và cụm ngoài nhà chịu mưa axit và muối, một chiều lạnh**

Ký hiệu	Cụm trong nhà	FTE25JV1	FTE35JV1
	Cụm ngoài nhà	RE25JV1	RE35JV1
Năng suất lạnh	kW	2,64	3,52
	Btu/h	9000	12000
Nguồn điện		1 pha, 220 – 240V, 50Hz	
Kích thước phủ bì (H x D x W)	mm	273 x 784 x 185	
Khối lượng	kg	8,0	
Kích thước phủ bì (H x D x W)	mm	560 x 695 x 265	
Khối lượng	kg	27	33
Phạm vi làm việc (nhiệt độ khô)	°C	21 đến 46	

**Ghi chú:**

Năng suất lạnh dựa trên nhiệt độ trong nhà  $t_r = 27^\circ\text{C}$ ,  $t_{tr} = 19^\circ\text{C}$ , nhiệt độ ngoài nhà  $35^\circ\text{C}$ .

Loại máy ký hiệu FTE (bảng 2.5) có cách phân phối gió kép hiệu quả và cánh hướng gió tự động, cửa thổi rộng làm cho sự phân phối gió đều hơn. Khả năng lọc bụi của phin lọc cao hơn, có thể lọc được bụi kích thước 0,01 micron đảm bảo không khí trong lành trong phòng. Lưới gió được xử lý để chống nhiễm tĩnh điện, có thể tháo ra và vệ sinh lau rửa. Việc xử lý chống ăn mòn đặc biệt của cụm ngoài nhà đảm bảo tuổi thọ lâu bền gấp 5 đến 6 lần chống mưa axit và nước muối so với loại thông thường.

Loại máy ký hiệu FT(Y) giới thiệu trong bảng 2.6 cũng là các loại máy điều chỉnh năng suất lạnh bằng biến tần nhưng với một cụm ngoài nhà, khách hàng có khả năng lựa chọn 1 trong 4 loại dàn lạnh trong nhà khác nhau từ 2,5 đến 6,0kW. Các điểm ưu việt của các máy này giống như các máy trên, tuy nhiên với khả năng chọn dàn lạnh, người ta có thể chọn được dàn phù hợp nhất với trang trí nội thất trong nhà.

**b) Máy điều hoà nhiều cụm**

Vào đầu năm 1994, hãng Daikin của Nhật bản giới thiệu máy điều hoà nhiều cụm (multi-system) gồm 1 cụm dàn nóng và 3 đến 5 cụm dàn lạnh, 1 chiều và 2 chiều, dùng cho căn hộ từ 3 đến 5 phòng. Máy có bộ điều khiển trung tâm đặt ở phòng máy chủ. Có thể chọn phòng máy chủ là phòng khách hoặc phòng ngủ sao cho tiện lợi nhất. Các phòng khác vẫn có bộ điều khiển riêng rẽ nhưng vẫn phải phụ thuộc vào phòng máy chủ. Ví dụ, phòng máy chủ bật chế độ làm lạnh thì 4 phòng còn lại chỉ có thể làm lạnh hoặc tắt máy, chứ không thể sưởi ấm. Khi phòng máy chủ tắt chế độ lạnh thì các phòng khác mới có thể sưởi ấm được mà thôi. Máy có thể làm việc hoàn toàn tự động theo chương trình kể cả việc chuyển đổi chế độ làm lạnh và sưởi ấm.



**Bảng 2.6. Loạt máy điều hoà 2 cụm ký hiệu FT(Y) biến tần, tự chọn 4 loại dàn lạnh treo tường, tiện nghi và không ồn, 1 và 2 chiều**

		1 chiều lạnh			
Ký hiệu	Cụm trong nhà	FT25JV1	FT35JV1	FT50GAVE	FT60GAVE
	Cụm ngoài nhà	R25JV1	R35JV1	R50GV1	R60GV1
Năng suất lạnh (danh định)	kW	2.62	3.5	5.3	6.4
	Btu/h	8900	12000	18100	21800
Nguồn điện		1 pha, 220 – 240V, 50Hz			
Kích thước (H x D x W)	mm	273 x 784 x 185		298 x 1050 x 190	
Khối lượng	kg	8		12	
Kích thước (H x D x W)	mm	273 x 695 x 265		540 x 750 x 270	685 x 800 x 300
Khối lượng	kg	27	33	42	61
Phạm vi làm việc	°C khô	19.4 đến 46			

		2 chiều nóng, lạnh			
Ký hiệu	Cụm trong nhà	FTY25FV1A	FTY35FV1A	FTY50GAV1A	FTY60GAV1A
	Cụm ngoài nhà	RY25FV1A	RY35FV1A	RY50GAV1A	RY60GAV1A
Năng suất lạnh (danh định)	kW	2.50	3.75	5.20	6.15
	Btu/h	8500	12800	17750	21000
Nguồn điện		1 pha, 220 – 240V, 50Hz			
Kích thước (H x D x W)	mm	275x750x179	298x790x189	298x1050x190	
Khối lượng	kg	7	9	12	
Kích thước (H x D x W)	mm	540x750x270		685x800x300	685x880x350
Khối lượng	kg	38	41	51	75
Phạm vi làm việc	lâm lạnh	°C khô	19.4 đến 46		
	sưởi ấm	°C ướt	-10 đến 15		

**Ghi chú:**

Năng suất lạnh dựa trên nhiệt độ  $t_T = 27^\circ\text{C}$ ,  $t_{T_u} = 19^\circ\text{C}$  và  $t_N = 35^\circ\text{C}$ .

Hình 2.7 giới thiệu máy điều hoà tách nhiều cụm: 1 cụm ngoài nhà với 2 đến 7 cụm trong nhà (split air conditioner multi system) dùng cho một hộ gia đình có nhiều phòng.

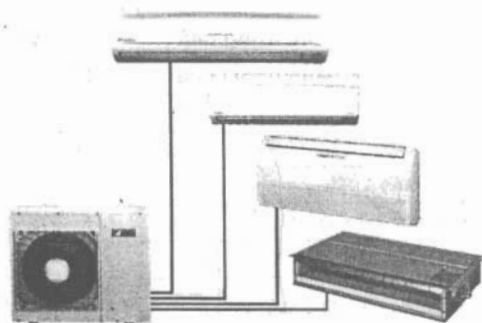
Khi chọn năng suất lạnh thích hợp có thể sử dụng lạnh đồng thời cho tất cả các phòng (trường hợp văn phòng) hoặc sử dụng lạnh không đồng thời cho gia đình, ví dụ ban ngày chạy cho phòng khách, phòng làm việc, ban đêm chạy phòng ngủ.

Các loại dàn lạnh cho máy điều hoà nhiều cụm rất đa dạng, từ loại treo tường truyền thống đến loại treo trần, treo trên sàn, giấu trần có hoặc không có ống gió, năng suất lạnh của các dàn lạnh như thông thường từ 2,5kW đến 6kW, thậm chí 7,0kW.

Máy điều hoà nhiều cụm cũng có hai loại 1 chiều lạnh và 2 chiều nóng lạnh, điều chỉnh năng suất lạnh bằng máy biến tần. Với

nút ấn "Powerful" (mạnh) máy có thể chạy vượt năng suất lạnh danh định đến 30% trong vòng 20 phút để làm lạnh nhanh phòng, sau đó lại trở về chế độ bình thường (xem thêm phần 2.3.1).

R-22 R-410A



Connectable to up to 4 indoor units

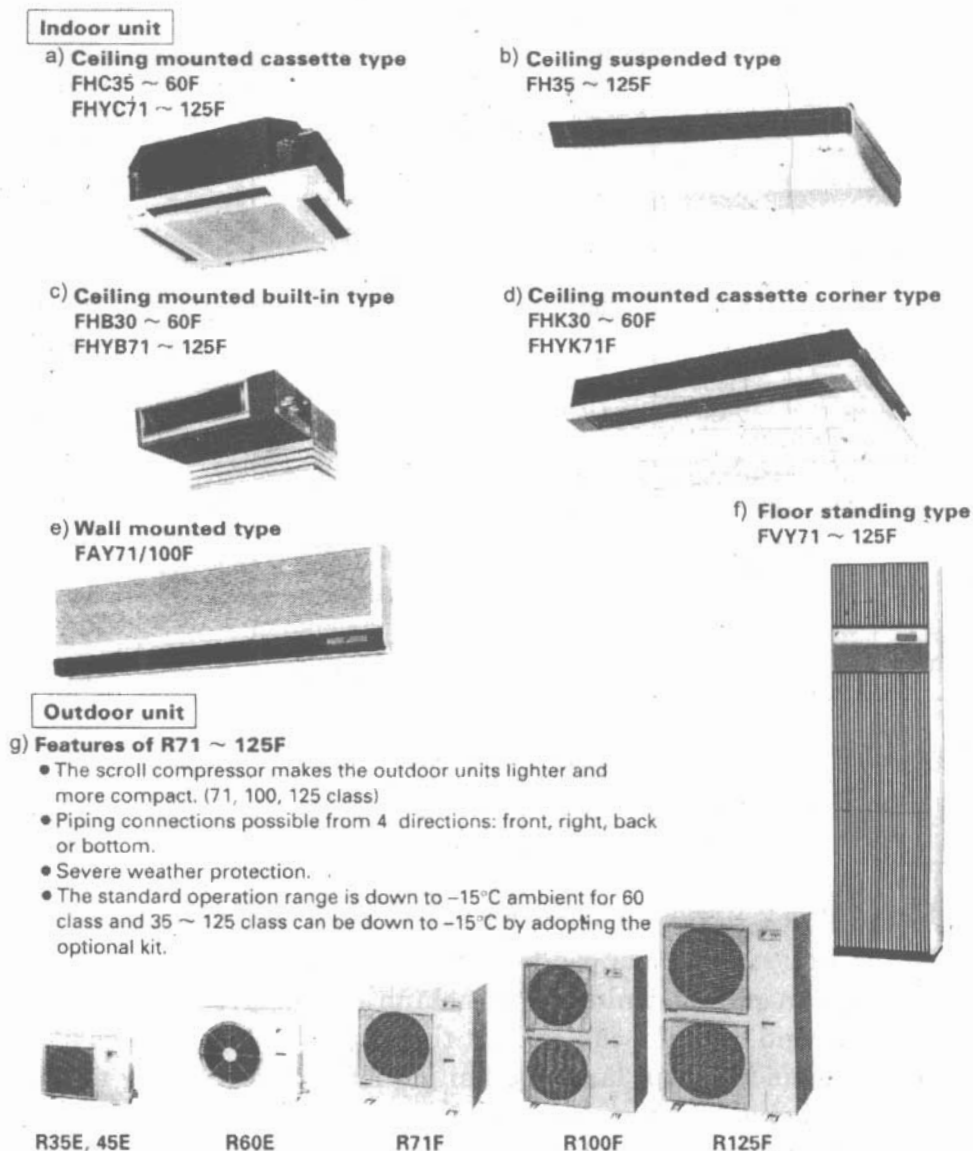
Hình 2.7. Máy điều hoà nhiều cụm.

## 2.3. HỆ THỐNG ĐIỀU HOÀ [TỔ HỢP] GỌN PAC

### 2.3.1. Máy điều hoà hai cụm không ống gió

Có thể nói, nhiều máy điều hoà 2 cụm của hệ thống điều hoà gọn và của hệ thống điều hoà cục bộ chỉ khác nhau về cỡ máy hay năng suất lạnh. Do năng suất lạnh lớn hơn nên kết cấu của cụm dàn nóng và dàn lạnh đôi khi cũng có nhiều kiểu dáng hơn. Cụm dàn nóng có kiểu quạt hướng trục thổi lên trên với 3 mặt dàn. Cụm dàn lạnh cũng đa dạng hơn rất nhiều ngoài loại treo tường còn có loại treo trần, giấu trần, kê sàn, giấu tường... Đôi khi trong điều hoà thương nghiệp hoặc công nghệ ta còn gặp loại tách đặc biệt với cụm nóng chỉ có dàn quạt, còn máy nén lại được lắp cùng với cụm dàn lạnh. Loại máy này còn được gọi là loại máy có dàn ngưng đặt xa (remote condenser air conditioner). Do dàn lạnh có năng suất lạnh lớn, lưu lượng gió cũng lớn nên nhiều cụm dàn lạnh có thể được lắp thêm ống phân phối gió để phân phối đều gió cho cả phòng lớn hoặc cho nhiều phòng khác nhau.

Hình 2.8 giới thiệu một số máy điều hoà 2 cụm, 2 chiều truyền thống của Daikin với các phương án dàn lạnh khác nhau. Bảng 2.7 giới thiệu một số thông số kỹ thuật của các máy điều hoà 2 cụm biểu diễn trên hình 2.8.



Hình 2.8. Hình dáng một số máy điều hoà 2 cụm 2 chiều truyền thống của Daikin với các dàn lạnh khác nhau theo bảng 2.7.

- a) Dàn lạnh giấu trần cassette 4 cửa thổi; b) Dàn lạnh treo trần; c) Dàn lạnh lắp trong trần; d) Dàn lạnh giấu trần cassette đặt góc; e) Dàn lạnh treo tường; f) Dàn lạnh kiểu tủ (dàn lạnh đứng sàn); g) Các loại dàn nóng (dàn ngoài nhà).

**Bảng 2.7. Một số loại máy điều hoà 2 cụm kiểu 2 chiều nóng lạnh (bơm nhiệt) của DAIKIN, điện áp 220V(380V), 50Hz. Năng suất lạnh tính theo nhiệt độ trong nhà  $t_x = 27^\circ\text{C}$ ,  $t_y = 19^\circ\text{C}$  và nhiệt độ ngoài trời  $35^\circ\text{C}$ , HiFan, năng suất nhiệt theo nhiệt độ trong nhà  $20^\circ\text{C}$  và ngoài trời  $7^\circ\text{C}$**

**1 chiều lạnh**

Kiểu	Cụm trong nhà	FHC35F FH35F FHB35F FHK35F	FHC45F FH45F FHB45F FHK45F	FH60F FH60F FHB60F FHK60F	FHC71F FAY71F FHYC71F FHYB71F FHK71F FVY71F FHC71F FV71B FHS71BA	FH100F FHYC100F FHYB100F FAY100F FVY100F FHC100F FA100F FV100B FHS100BA	F125F FHYC125F FHYB125F FVY125F FHC125F FV125B
	Cụm ngoài nhà	R35F	R45E	R60E	R71F	R100F	R125F
Năng suất lạnh	kW	3,4	5,1	6,5	7,7	10,5	12,8
	Btu/h	11600	17500	22200	26200	35700	43600
	kcal/h	2930	4400	5600	6600	9000	11000

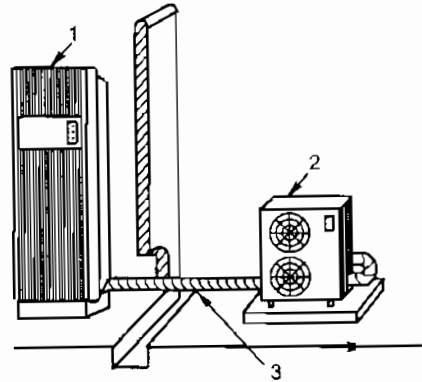
**2 chiều nóng, lạnh**

Kiểu	Cụm trong nhà	FHYC35F FHY35F FHYB35F FHYK35F	FHYC45F FHY45F FHYB45F FHYK45F	FHYC60F FHY60F FHYB60F FHYK60F	FHYC71F FHY71F FHYB71F FHYB71F FAY71F FVY71F	FHYC100F FHY100F FHYB100F FVY100F FVY100F	FHYC125F FHY125F FHYB125F
	Cụm ngoài nhà	RY353	RY45E	RY60E	RY71F	RY100F	RY125F
Năng suất lạnh	kW	3,5	4,5	6,15	7,7	10,4	12,8
	Btu/h	11.900	16.600	21.000	26.200	35.300	43.600
Năng suất nhiệt	kW	4,05	5,5	7,1	7,9	11,2	14,2
	Btu/h	13.800	18.800	24.200	27.000	38.100	48.400

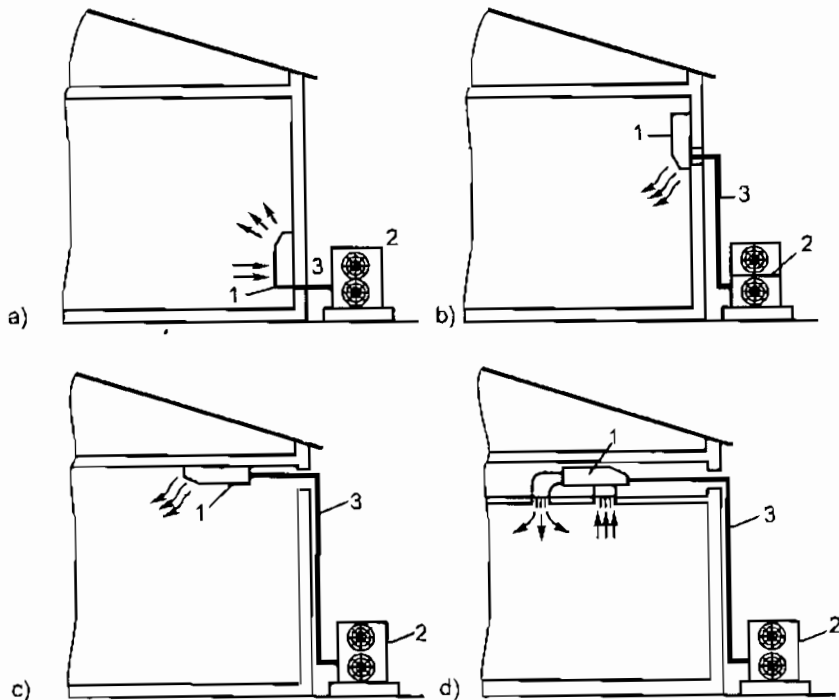
Hình 2.9 và 2.10 giới thiệu phương pháp lắp đặt của các loại máy này.

Ưu và nhược điểm của các loại máy này giống như máy cục bộ 2 cụm. Cũng cần nhắc lại nhược điểm chính của máy này là không có khả năng lấy gió tươi nên cần có quạt thông gió đặc biệt cho các không gian đông người hội họp, làm việc khi gió lọt qua cửa không đủ cung cấp ôxi cho phòng. Thường người ta bố trí quạt xả gắn trên tường, sát trần nhà. Không khí nóng bốc lên trên được quạt hút xả ra ngoài, không khí tươi sẽ tự động lọt vào phòng qua các kẽ hở như khe cửa sổ, cửa ra vào, hoặc chớp gió bố trí ở cửa ra vào. Thông gió theo kiểu này dễ gây đọng sương vì khí tươi có nhiệt độ và độ ẩm lớn. Ở các phòng nhỏ, gió lọt đủ cung cấp ôxi thì không cần quạt.

Máy điều hoà kiểu tủ thường sử dụng cho các hội trường, nhà khách, nhà hàng, văn phòng tương đối rộng. Dàn bay hơi với quạt gió thổi tự do (free blow), không có ống gió, năng suất lạnh đến 14kW hay 48.000 Btu/h. Do quạt dàn bay hơi có tiếng ồn thấp nên rất thích hợp cho điều hoà tiện nghi. Ngoài kiểu tủ tường, còn có rất nhiều phương án bố trí dàn lạnh khác như đặt sàn, treo tường, treo trần và cassette giấu trần như hình 2.10 giới thiệu. Để đảm bảo mỹ quan kiểu đặt sàn có thể chuyển thành kiểu giấu tường, nghĩa là dàn lạnh nằm ở trong hõm tường, bên ngoài chỉ nhìn thấy chớp gió. Loại giấu trần có miệng gió phân phối và miệng gió hồi.



**Hình 2.9. Máy điều hoà 2 cụm kiểu tủ tường (slim packaged air conditioner)**  
 1. Cụm dàn lạnh kiểu tủ tường; 2. Cụm dàn nóng; 3. Ống dẫn gas đi và về.



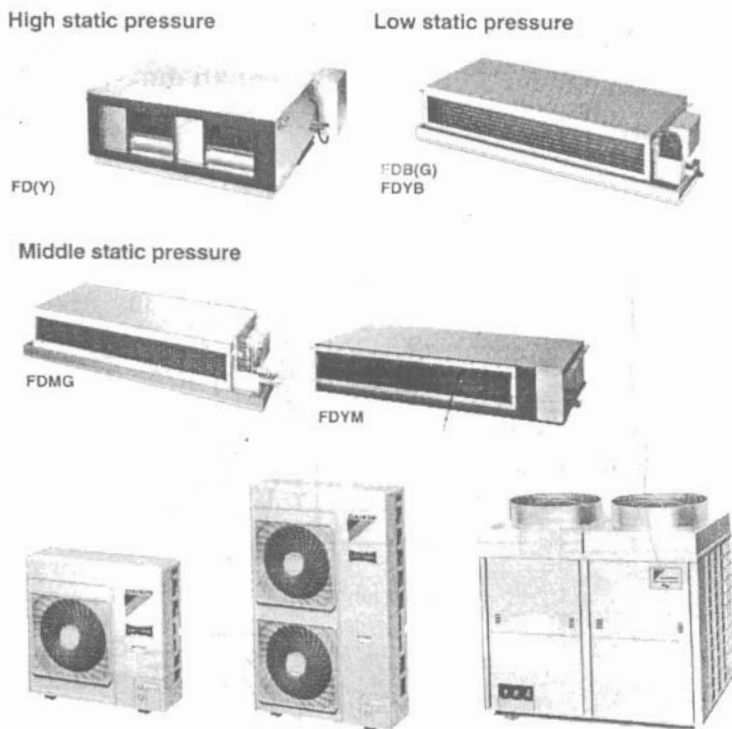
**Hình 2.10. Máy điều hoà 2 cụm với 4 phương án bố trí dàn lạnh khác nhau**  
 a) Đặt sàn (floor mounted type); b) Treo tường (wall mounted type); c) Treo trần (ceiling suspended type); d) Cassette giấu trần (ceiling mounted cassette type).

### 2.3.2. Máy điều hoà 2 cụm có ống gió

Máy điều hoà 2 cụm có ống gió thường được gọi là máy điều hoà 2 cụm thương nghiệp, năng suất lạnh từ 36.000 đến 240.000 Btu/h. Dàn lạnh được bố trí quạt ly tâm cột áp cao nên có thể lắp thêm ống gió để phân phối đều gió trong phòng rộng hoặc đưa gió đi xa phân phối cho nhiều phòng khác nhau. Hình 2.11 giới thiệu một số máy điều hoà thương nghiệp loại 2 cụm này. Bảng 2.8 giới thiệu thông số kỹ thuật máy điều hoà thương nghiệp có ống gió của hãng Daikin. Năng suất lạnh của máy tính theo điện áp cấp cho máy là 220 hoặc 380V, 50Hz, nhiệt độ trong nhà  $t_T = 27^\circ\text{C}$ ,  $t_{T_u} = 19,5^\circ\text{C}$  và nhiệt độ ngoài nhà  $35^\circ\text{C}$ . Năng suất nhiệt tính theo nhiệt độ trong nhà  $21^\circ\text{C}$  và nhiệt độ ngoài trời bầu khô  $7^\circ\text{C}$  và bầu ướt là  $6^\circ\text{C}$ . Máy gồm hai chủng loại: 1 chiều lạnh và 2 chiều nóng lạnh. Dàn lạnh có chiều cao nhỏ để dễ dàng lắp đặt trong trần giả. Chỉ cần mở một nắp bên cụm dàn nóng để sửa chữa lắp đặt làm cho diện tích lắp đặt và dịch vụ đạt tối thiểu. Các dàn lạnh có 3 loại quạt áp thấp, trung bình với các ký hiệu tương ứng là B, M và quạt áp cao. Các ký hiệu đuôi của cụm dàn nóng và dàn lạnh là VE có nghĩa nguồn điện 1 pha, 220 – 240V, 50/60Hz, ký hiệu V1 có nghĩa 1 pha, 220 – 240V, 50Hz và Y1 là 3 pha, 380 – 415V, 50Hz.

**Bảng 2.8. Một số máy điều hoà 2 và nhiều cụm có ống gió quạt áp cao của hãng DAIKIN, điện áp 220V, 380V, 50Hz, năng suất lạnh tính theo nhiệt độ trong nhà  $t_T = 27^\circ\text{C}$ ,  $t_{T_u} = 19,5^\circ\text{C}$  và nhiệt độ ngoài trời  $35^\circ\text{C}$ . Năng suất nhiệt tính theo nhiệt độ trong nhà  $21^\circ\text{C}$  và nhiệt độ ngoài trời  $t_N = 7^\circ\text{C}$ ,  $t_{N_u} = 6^\circ\text{C}$  (loại 2 chiều và 1 chiều)**

Kiểu		Năng suất lạnh		Năng suất nhiệt	
Cụm dàn lạnh	Cụm dàn nóng	kW	Btu/h	kW	Btu/h
FDY05J	RY6L	14,9	50.800	15,7	53.600
FDY08J	RY8L	19,2	65.000	19,8	67.500
FDY10J	RY10L	25,6	87.000	26,7	91.300
FD 03KV1	R71FUV1	8,1	27.800	-	-
FD04KV1	R100FUV1	11,0	37.700	-	-
FD05KV1	R125FUY1	14,0	47.600	-	-
FD05J	RU05J	15,5	52.800	-	-
FD07J	RU07J	17,0	58.000	-	-
FD08J	RU08J	22,0	75.000	-	-
FD10J	RU08J	23,0	78.600	-	-
FD08J	RU10J	24,0	81.800	-	-
FD10J	RU10J	25,8	88.100	-	-
FD11J	RU10J	26,9	91.700	-	-
FD10J	RU11J	27,3	93.300	-	-
FD11J	RU11J	29,8	101.600	-	-
FD16J	RU16J	43,6	148.900	-	-
FD22J	RU22J(A)	60,5	206.500	-	-



Hình 2.11. Hình dáng một số máy điều hoà 2 cụm có ống gió của Daikin theo bảng 2.8

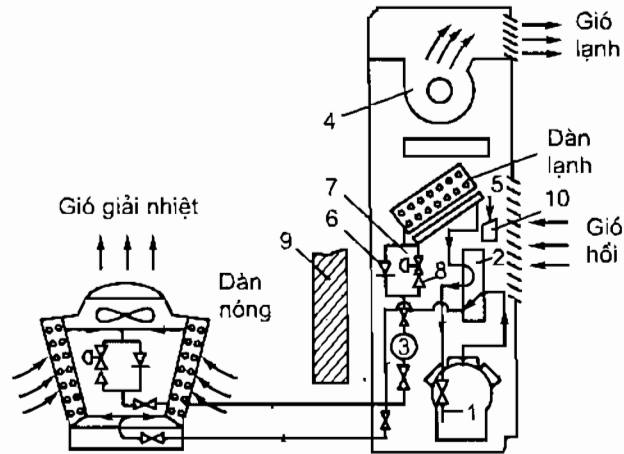
### 2.3.3. Máy điều hoà dàn ngưng đặt xa

Đại bộ phận các máy điều hoà tách có máy nén bố trí chung với cụm dàn nóng. Nhưng trong một số trường hợp, máy nén lại nằm trong cụm dàn lạnh. Trường hợp này người ta gọi là máy điều hoà có dàn ngưng đặt xa (remote condenser air conditioner).

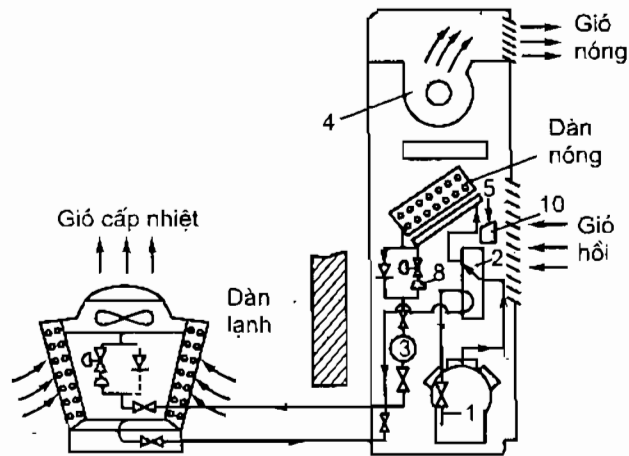
Hình 2.12 giới thiệu kết cấu của một máy điều hoà có dàn ngưng đặt xa. Cụm dàn nóng gồm quạt hút và dàn ngưng đặt chung quanh, dàn lạnh kiểu tủ có dàn lạnh quạt ly tâm gió lạnh và máy nén bố trí bên trong. Máy này là loại 2 chiều kiểu bơm nhiệt dùng một van đảo chiều 2. Mỗi dàn đều có 1 van tiết lưu và 1 van một chiều. Van một chiều có tác dụng vô hiệu hoá van tiết lưu không cần thiết cho chu trình. Dòng môi chất đi theo mũi tên (xem hình 2.12).

Máy điều hoà dàn ngưng đặt xa cũng có chung các ưu, nhược điểm của máy điều hoà tách. Tuy nhiên, do đặc điểm máy nén bố trí ở cụm dàn lạnh nên độ ồn trong nhà cao. Chính vì lý do đó, máy điều hoà dàn ngưng đặt xa không thích hợp cho điều hoà tiện nghi. Chỉ nên sử dụng

loại máy này cho điều hoà công nghệ hoặc thương nghiệp trong các phân xưởng hoặc cửa hàng, những nơi chấp nhận được tiếng ồn của nó.



a) Làm lạnh



b) Sưởi ấm

**Hình 2.12. Máy điều hoà có dàn ngưng đặt xa, 2 chiều**

1. Máy nén; 2. Van đảo chiều; 3. Bình chứa; 4. Quạt gió lạnh; 5. Phin lọc không khí;
6. Van 1 chiều; 7. Van tiết lưu; 8. Phin sấy lọc; 9. Vách ngăn trong nhà và ngoài trời;
10. Máy phun ẩm khi cần.

Bảng 2.9 giới thiệu thông số kỹ thuật một số máy điều hoà dàn ngưng đặt xa của hãng Daikin, điện áp 220V, 380V, 50Hz. Năng suất lạnh tính theo nhiệt độ trong nhà  $t_T = 27^\circ\text{C}$ ,  $t_{T_u} = 19^\circ\text{C}$  và nhiệt độ ngoài trời  $35^\circ\text{C}$ . Năng suất nhiệt tính theo nhiệt độ trong nhà  $20^\circ\text{C}$ , nhiệt độ ngoài trời  $7^\circ\text{C}$ . Các máy này có 2 loại 1 chiều lạnh và 2 chiều nóng, lạnh kiểu bơm nhiệt.



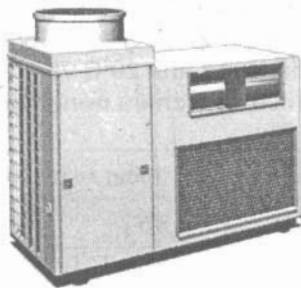
**Bảng 2.9. Một số máy điều hoà dàn ngưng đặt xa (của DAIKIN (dàn ngưng giải nhiệt gió, năng suất lạnh dựa trên nhiệt độ trong nhà  $t_n = 27^\circ\text{C}$ ,  $t_a = 19^\circ\text{C}$  và nhiệt độ ngoài trời  $35^\circ\text{C}$ , năng suất lạnh dựa trên nhiệt độ trong nhà  $20^\circ\text{C}$  và nhiệt độ ngoài trời  $7^\circ\text{C}$ , điện áp 220, 380V, 50Hz) loại 1 chiều và 2 chiều nóng, lạnh)**

Kiểu máy		Năng suất lạnh		Năng suất nhiệt	
Cụm dàn lạnh	Cụm dàn nóng	kW	Btu/h	kW	Btu/h
FRYPJ80P	CRYJ80P	7,3	24.900	8,2	28.000
FRYPJ140P	CRYJ140P	12,8	43.700	13,2	45.000
FRYPJ200J	CRYJ200P	18,6	63.500	20,0	68.300
FRYPJ280J	CRYJ280P	25,9	88.400	26,5	90.400
FRYJ400J	CRYJ200Px2	36,9	126.000	40,0	136.500
FRYJ560P	CRYJ280Px2	52,3	178.500	56,0	191.100
FRYJ630P	CRYJ315Px2	58,3	199.000	63,0	215.000
FRYJ800P	CRYJ400Px2	74,5	254.300	80,0	273.000
FRYJ1120P	CRYJ560Px2	105,7	360.800	106,0	361.800
FRYJ1400P	CRYJ710Px2	132,3	451.500	125,0	426.600
FRPJ80P	CRJ80P	7,3	24.900	—	—
FRPJ140P	CRJ140P	12,8	43.700	—	—
FRPJ200P	CRJ200P	18,6	63.500	—	—
FRPJ280P	CRJ280P	25,9	88.400	—	—
FRJ400P	CRJ200Px2	36,9	125.900	—	—
FRJ560P	CRJ280Px2	52,3	178.500	—	—
FRJ630P	CRJ315Px2	58,3	199.000	—	—
FRJ800P	CRJ400Px2	74,5	254.300	—	—
FRJ1120P	CRJ560Px2	105,7	360.800	—	—

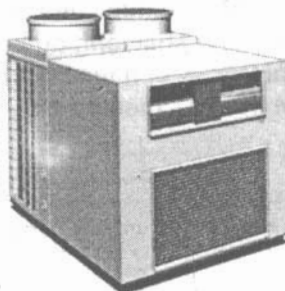
### 2.3.4. Máy điều hoà lắp mái

Máy điều hoà lắp mái (rooftop air conditioner) là máy điều hoà nguyên cụm có năng suất lạnh trung bình và lớn, chủ yếu dùng trong thương nghiệp và công nghiệp. Cụm dàn nóng và dàn lạnh được gắn liền với nhau thành một khối duy nhất. Hình 2.13 giới thiệu hình dáng bên ngoài của máy và cách lắp đặt máy trên mái.

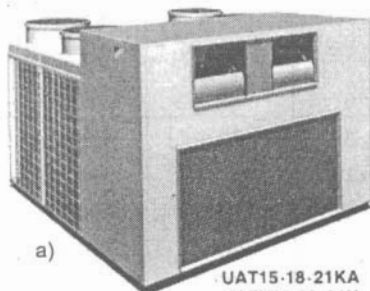
Quạt dàn lạnh là loại quạt ly tâm cột áp cao. Máy được bố trí ống phân phối gió lạnh và ống gió hồi. Ngoài khả năng lắp đặt máy trên mái bằng của phòng điều hoà còn có khả năng lắp máy ở ban công hoặc mái hiên hoặc giả chia, sau đó bố trí đường ống gió cấp và gió hồi hợp lý và đúng kỹ thuật, mỹ thuật.



UAT06KA  
UATY06K

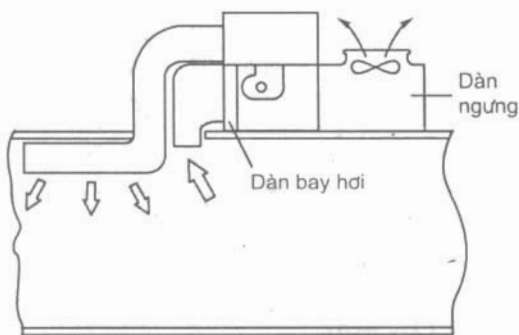


UAT08-09-10-12KA  
UATY08-09-10-12K



a)

UAT15-18-21KA  
UATY15-18-21K



b) Lắp đặt với ống gió

**Hình 2.13. Máy điều hoà lắp mái (rooftop air conditioner)**

a) Hình dáng bên ngoài; b) Cách lắp trên mái với ống gió phân phối và gió hồi.

Bảng 2.10 giới thiệu một số thông số kỹ thuật của máy điều hoà lắp mái do Daikin chế tạo. Máy làm việc với điện áp 220 hoặc 380V, 50Hz. Phương pháp tính toán năng suất lạnh và năng suất nhiệt giống như máy điều hoà tách thông dụng. Năng suất lạnh tính theo nhiệt độ trong nhà  $27^{\circ}\text{C}$ ,  $t_u = 19,5^{\circ}\text{C}$ , nhiệt độ ngoài trời  $35^{\circ}\text{C}$  và năng suất nhiệt tính theo nhiệt độ trong phòng  $20^{\circ}\text{C}$ , nhiệt độ ngoài trời  $7^{\circ}\text{C}$ . Năng suất lạnh từ 14 đến 97kW. Năng suất nhiệt từ 15 đến 58kW.

**Bảng 2.10. Thông số kỹ thuật một số máy điều hoà lắp mái của DAIKIN, 1/2 chiều, nguồn điện Y1: 3 pha, 380 – 415V, 50Hz**

Kiểu máy	Năng suất lạnh, kW	Năng suất nhiệt kW	Kích thước H x W x D	Khối lượng
UAT06KAY1	17,7	–	1490 x 690 x 1750	218
UAT08KAY1	22,0	–	1270 x 1600 x 1280	313
UAT09KAY1	26,4	–	1270 x 1600 x 1280	316
UAT10KAY1	31,4	–	1490 x 1600 x 1200	330
UAT15KAY1	43,9	–	1270 x 1980 x 1980	626
UAT18KAY1	52,7	–	1270 x 1980 x 1980	632
UAT21KAY1	61,6	–	1490 x 1980 x 1980	660
UATY06KY1	17,7	18,1	1490 x 690 x 1750	230
UATY08KY1	22,0	23,0	1270 x 1600 x 1280	329
UATY09KY1	26,4	26,9	1270 x 1600 x 1280	329
UATY10KY1	31,4	32,1	1490 x 1600 x 1280	344
UATY15KY1	43,9	46,1	1270 x 1980 x 1980	650
UATY18KY1	52,7	54,2	1270 x 1980 x 1980	656
UATY21KY1	61,6	62,8	1490 x 1980 x 1980	686

**Ghi chú:** 1kW = 860 kcal/h = 3413 Btu/h.

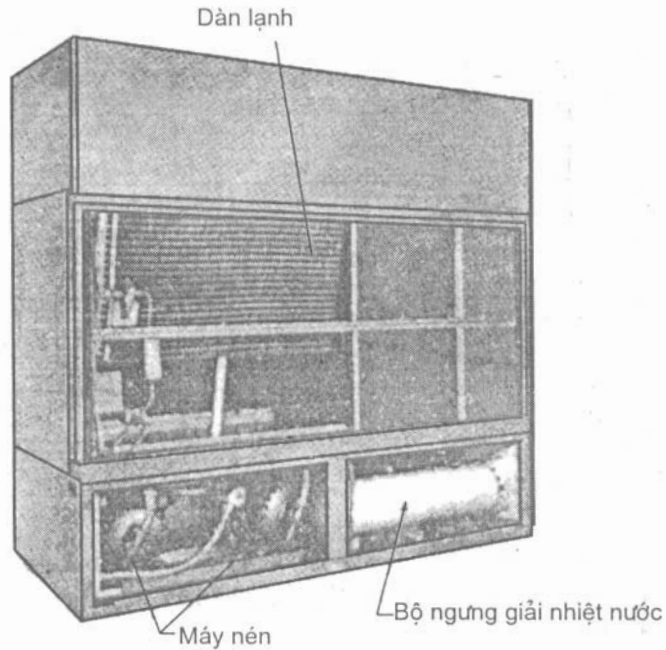
Năng suất lạnh từ 17,7kW đến 61,6kW. Năng suất nhiệt từ 18,1kW đến 62,8kW.

Các loại máy điều hoà lắp mái đời mới (sản xuất năm 2001) này có nhiều ưu điểm hơn, ví dụ máy nén xoắn ốc nhẹ hơn 10% và gọn hơn 30% so với máy pittông truyền thống làm cho kích thước máy gọn nhẹ hơn nhiều. Ưu điểm khác là máy nén xoắn ốc đỡ rung và đỡ ồn hơn nhiều so với máy nén pittông truyền thống.

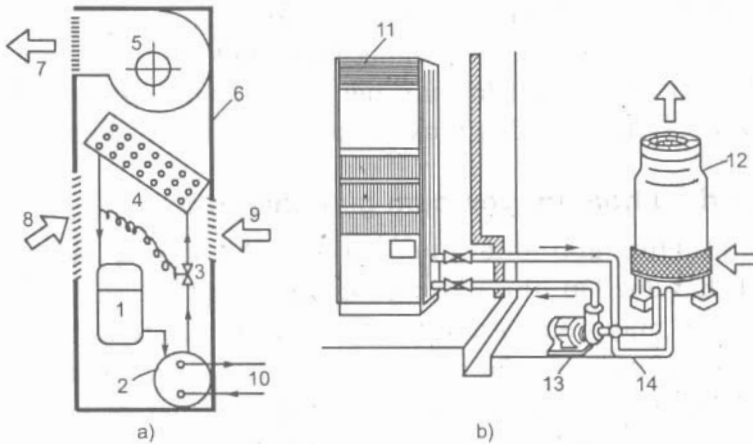
### 2.3.5. Máy điều hoà nguyên cụm giải nhiệt nước

Do bình ngưng giải nhiệt nước rất gọn nhẹ, không chiếm diện tích và thể tích lắp đặt lớn như dàn ngưng giải nhiệt gió nên thường được bố trí cùng với máy nén và dàn bay hơi thành một tổ hợp hoàn chỉnh. Hình 2.14 mô tả cấu tạo của một máy điều hoà nguyên cụm giải nhiệt nước của hãng Carrier (Mỹ). Toàn bộ máy và thiết bị lạnh như máy nén, bình ngưng, dàn bay hơi và các thiết bị khác được bố trí gọn và trong một vỏ dạng tủ. Phía trên dàn bay hơi là quạt ly tâm. Do bình ngưng làm mát bằng nước nên máy thường đi kèm với tháp giải nhiệt và bơm nước. Tủ có cửa gió cấp để lắp đường ống gió phân phối và có cửa gió hồi cũng như cửa lấy gió tươi và các phin lọc trên các đường ống

gió. Máy có năng suất lạnh tới 370kW và chủ yếu dùng cho điều hoà công nghệ và thương nghiệp. Hình 2.15 giới thiệu nguyên tắc làm việc của một máy điều hoà nguyên cụm giải nhiệt nước với tháp giải nhiệt và bơm nước tuần hoàn.



Hình 2.14. Một máy điều hoà nguyên cụm giải nhiệt nước của Carrier



Hình 2.15. Máy điều hoà nguyên cụm giải nhiệt nước

- a) Nguyên tắc cấu tạo: 1. Máy nén; 2. Bình ngưng tụ; 3. Van tiết lưu; 4. Dàn bay hơi; 5. Quạt gió tâm; 6. Vỏ tủ; 7. Không khí cấp; 8. Không khí tái tuần hoàn; 9. Không khí tươi; 10. Nước giải nhiệt vào và ra
- b) Cách lắp đặt cùng tháp giải nhiệt: 11. Cửa thổi tự do ngang hoặc cửa lắp ống gió phía trên; 12. Tháp giải nhiệt; 13. Bơm nước; 14. Ống nước.

Bảng 2.11 giới thiệu năng suất lạnh của một số máy điều hoà nguyên cụm giải nhiệt nước của Daikin.

Máy điều hoà nguyên cụm giải nhiệt nước có ưu điểm cơ bản là:

– Được sản xuất hàng loạt và lắp ráp hoàn chỉnh tại nhà máy nên có độ tin cậy, tuổi thọ và mức độ tự động cao, giá thành rẻ, máy gọn nhẹ, chỉ cần nối với hệ thống nước làm mát và hệ thống ống gió nếu cần là sẵn sàng hoạt động.

**Bảng 2.11. Năng suất lạnh của một số máy điều hoà nhiệt độ nguyên cụm giải nhiệt nước của DAIKIN tính theo nhiệt độ trong nhà  $t_r = 27^\circ\text{C}$ ,  $t_{tu} = 19^\circ\text{C}$  và nhiệt độ nước làm mát vào  $19,5^\circ\text{C}$  và ra khỏi bình ngưng là  $35^\circ\text{C}$ , tần số điện áp 50Hz**

Kiểu máy	Năng suất lạnh		Kiểu máy	Năng suất lạnh	
	kW	Btu/h		kW	Btu/h
UCPJ100N	9,2	31.400	UCJ1000N	99,0	338.000
UCPJ170N	17,1	58.400	UCJ1320N	130,7	446.000
UCPJ250N	24,1	82.300	UCJ100N	147,3	503.000
UCPJ335N	33,8	115.400	UCJ2000N	189,6	647.000
UCJ500N	49,2	167.900	UCJ2500N	234,5	800.000
UCJ670N	65,3	223.000	UCJ3150N	291,6	995.000
UCJ850N	82,9	283.000	UCJ4000N	369,0	1.260.000

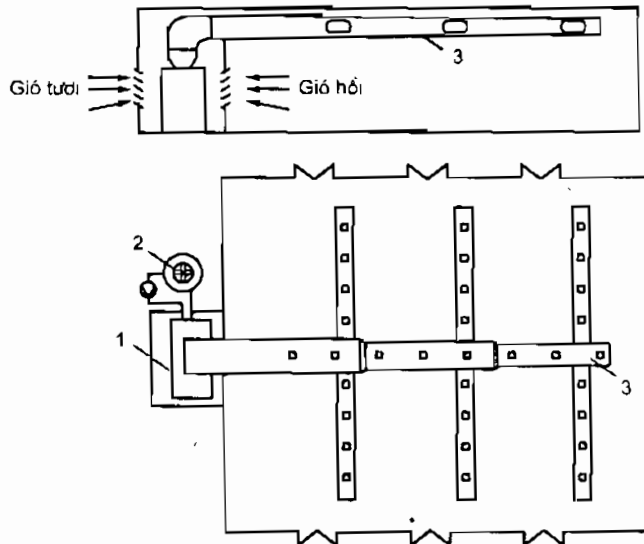
– Vận hành kinh tế trong điều kiện tải thay đổi.

– Lắp đặt nhanh chóng, không cần thợ chuyên ngành lạnh, vận hành bảo dưỡng, vận chuyển dễ dàng.

– Có cửa lấy gió tươi.

– Bố trí dễ dàng cho các phân xưởng sản xuất (sợi, dệt...) và các nhà hàng, siêu thị chấp nhận được độ ồn cao. Nếu dùng cho điều hoà tiện nghi phải có buồng máy cách âm và bố trí tiêu âm cho cả ống gió cấp và gió hồi.

Hình 2.16 giới thiệu ứng dụng của máy điều hoà nguyên cụm giải nhiệt nước cho một phân xưởng sản xuất (sợi dệt) có ống gió.



**Hình 2.16. Nguyên tắc làm việc của máy điều hoà nguyên cụm giải nhiệt nước với tháp giải nhiệt, ứng dụng cho một phân xưởng sản xuất**

1. Máy điều hoà nguyên cụm, giải nhiệt nước;
2. Tháp giải nhiệt; 3. Hệ thống ống gió phân phối.

### 2.3.6. Máy điều hoà VRV giải nhiệt gió

Do những hệ thống điều hoà trung tâm nước lạnh với các hệ thống ống nước, gió công kênh, tổn nhiều không gian và diện tích lắp đặt, tổn nguyên vật liệu làm đường ống nên hãng Daikin của Nhật năm 1982 đã cho ra đời hệ VRV để lắp đặt cho các nhà cao tầng như khách sạn, các toà nhà văn phòng, chung cư cao tầng... mà trước đây hầu như chỉ do hệ thống trung tâm nước đảm nhận (xem hình 2.22). Daikin cũng đã đưa ra VRV cải tiến gọi là VRVIII có nhiều tính năng vượt trội. Sản phẩm tương tự của các hãng khác gọi chung là VRF (Variable Refrigerant Flow).

Hệ VRVIII có những đặc điểm sau:

**1.** VRVIII được chia ra 2 loại: loại thông thường và loại hiệu suất cao. Loại hiệu suất cao có đặc điểm là dàn nóng lớn hơn.

**2. Dàn nóng** (dàn ngoài nhà) giải nhiệt gió có dải công suất động cơ 5, 8, 10,..., 54 HP (cách nhau 2 HP mỗi loại). Năng suất lạnh từ 14,4kW (49200 Btu/h) đến 156kW (474000 Btu/h) trung bình 2,9kW/1 HP.

Dàn nóng có 3 loại:

- 1 chiều lạnh (cooling only).
- 2 chiều nóng lạnh (heat pump).
- Loại thu hồi nhiệt (heat recovery) (đồng thời có thể một số dàn làm lạnh, một số dàn khác lại sưởi ấm đồng thời ở thời kỳ giao mùa).

Dàn nóng cơ sở có từ 1 đến 4 máy nén trong đó có 1 máy nén biến tần.

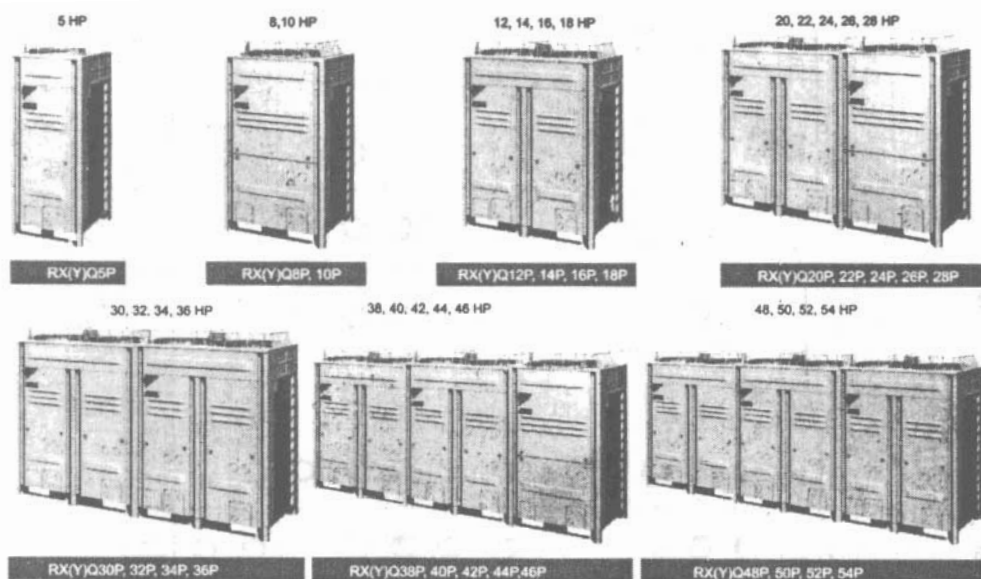
Điều chỉnh năng suất lạnh từ 21 cấp (5 HP) trở lên (4% ÷ 100%). Một dàn nóng có thể kết nối với tối đa là 64 dàn lạnh. Hình 2.17 giới thiệu dàn nóng lại 1 chiều lạnh, điện 50Hz.

Ký hiệu dàn nóng:

- 1 chiều lạnh – HP (RX–K) ví dụ 16 HP (RX16K)
- 2 chiều nóng lạnh – HP (RXY–K) ví dụ 16 HP (RXY16K)
- loại thu hồi nhiệt REYQ–MY1B ví dụ REYQ20–MY1B.

**3. Dàn lạnh:** Có 9 kiểu dàn lạnh khác nhau với 6 cấp năng suất lạnh. Hình 2.18 giới thiệu giải dàn lạnh và các cấp năng suất lạnh khác nhau. Năng suất lạnh của dàn lạnh được cho theo kW, kcal/h và Btu/h. Ngoài ra năng suất lạnh còn được cho theo công suất mã lực của dàn nóng để có thể tính nhanh sự kết nối các dàn. Ví dụ, khi chọn dàn nóng là 10 HP thì có thể chọn 1 dàn lạnh 10 HP, 2 dàn 5 HP hoặc 4 dàn 2,5 HP hoặc 8 dàn 1,25 HP.















Cũng có thể chọn tới 13 dàn 0,8 HP ( $13 \times 0,8 = 10,4$  HP). Thậm chí có thể chọn tới 16 dàn 0,8 HP ( $16 \times 0,8 = 12,8$  HP) vì trong hệ VRV tỷ lệ kết nối của dàn lạnh với dàn nóng có thể đạt tới 130%, nghĩa là dàn nóng 10 HP thì tổng năng suất lạnh của dàn lạnh có thể tới 13 HP. Trường hợp chọn 16 dàn 0,8 HP thì tỷ lệ kết nối là 12,5% là cho phép. Số dàn 16 là số dàn lớn nhất mà 1 cụm dàn nóng 10 HP được phép kết nối (xem cột cuối cùng hình 2.17).



Công suất dàn nóng HP	Q <sub>0</sub> , kW	Ký hiệu dàn máy	Tổ hợp từ các modul	Bộ kết nối dàn nóng ngoài nhà	Số dàn lạnh kết nối max
5 HP	14,1	RX(Y)Q5P	RX(Y)Q5P	–	8
8 HP	22,5	RX(Y)Q8P	RX(Y)Q8P	–	13
10 HP	28,2	RX(Y)Q10P	RX(Y)Q10P	–	16
12 HP	33,7	RX(Y)Q12P	RX(Y)Q12P	–	19
14 HP	40,2	RX(Y)Q14P	RX(Y)Q14P	–	23
16 HP	45,3	RX(Y)Q16P	RX(Y)Q16P	–	26
18 HP	49,3	RX(Y)Q18P	RX(Y)Q18P	BHFP22P100	29
20 HP	56,2	RX(Y)Q20P	RX(Y)Q8P + RX(Y)Q12P		32
22 HP	61,9	RX(Y)Q225P	RX(Y)Q10P + RX(Y)Q12P		35
24 HP	67,8	RX(Y)Q24P	RX(Y)Q8P + RX(Y)Q16P		39
26 HP	71,8	RX(Y)Q26P	RX(Y)Q8P + RX(Y)Q18P		42
28 HP	77,5	RX(Y)Q28P	RX(Y)Q10P + RX(Y)Q18P		45
30 HP	83,0	RX(Y)Q30P	RX(Y)Q12P + RX(Y)Q18P		49
32 HP	90,5	RX(Y)Q32P	RX(Y)Q16P x 2		52
34 HP	94,6	RX(Y)Q34P	RX(Y)Q16P + RX(Y)Q18P		55
36 HP	99,0	RX(Y)Q36P	RX(Y)Q18P x 2		58
38 HP	106	RX(Y)Q38P	RX(Y)Q8P + RX(Y)Q12P + RX(Y)Q18P	BHFP22P151	61
40 HP	113	RX(Y)Q40P	RX(Y)Q8P + RX(Y)Q16P x 2		64
42 HP	117	RX(Y)Q42P	RX(Y)Q8P + RX(Y)Q16P + RX(Y)Q18P		
44 HP	121	RX(Y)Q44P	RX(Y)Q8P + RX(Y)Q18P x 2		
46 HP	127	RX(Y)Q46P	RX(Y)Q10P + RX(Y)Q18P x 2		
48 HP	133	RX(Y)Q48P	RX(Y)Q12P + RX(Y)Q18P x 2		
50 HP	139	RX(Y)Q50P	RX(Y)Q14P + RX(Y)Q18P x 2		
52 HP	144	RX(Y)Q52P	RX(Y)Q16P + RX(Y)Q18P x 2		
54 HP	148	RX(Y)Q54P	RX(Y)Q18P x 3		

Hình 2.17. Dài dàn nóng VRVIII 1 chiều lạnh (năng suất lạnh  $\approx 2,8\text{kW}/1\text{HP}$ ) ở điều kiện danh định  $t_r = 27^\circ\text{C}$ ,  $t_{rv} = 19,5^\circ\text{C}$ ,  $t_n = 35^\circ\text{C}$ , ga R410A

Bảng 2.12. Dải năng suất lạnh của các kiểu dàn lạnh khác nhau hệ VRVIII Daikin

Kiểu dàn lạnh	Ký hiệu	Năng suất lạnh	HP*	0,8	1	1,25	1,6	2	2,5	3,2	4	5	8	10	
				Chỉ số năng suất lạnh		2,3	2,500	3,7	4,7	5,8	7,3	9,3	11,6	14,5	23,0
		kcal/h													
Loại Âm trần 2 hướng thổi	FXCO-MVE			○	○	○	○	○	○	○	○	○			
Loại Âm trần 4 hướng thổi	FXFO-MVE			○	○	○	○	○	○	○	○	○			
Loại Âm trần đời góc (1 hướng thổi)	FXXQ-MAVE			○	○	○	○	○	○	○	○	○			
Loại Giấu trần dạng mỏng	FXDQ-PVE (700 mm rộng)		có bơm nước xả	○	○	○	○	○	○	○	○	○			
	FXDQ-PVET (700 mm rộng)		không có bơm nước xả	○	○	○	○	○	○	○	○	○			
	FXDQ-NAVE (900/1100 mm rộng)		có bơm nước xả	○	○	○	○	○	○	○	○	○			
	FXDQ-NVET (900/1100 mm rộng)		không có bơm nước xả	○	○	○	○	○	○	○	○	○			
Loại Giấu trần nổi ống gió áp suất tĩnh trung bình	FXSQ-MAVE			○	○	○	○	○	○	○	○	○			
Loại Giấu trần nổi ống gió áp suất tĩnh cao	FXMQ-MAVE			○	○	○	○	○	○	○	○	○			
Loại Áp trần	FXHQ-MAVE				○				○		○				
Loại Treo tường	FXAQ-MAVE			○	○	○	○	○	○	○	○	○			
Loại Đặt sàn	FXLO-MAVE			○	○	○	○	○	○	○	○	○			
Loại Đặt sàn giấu bên trong	FXNQ-MAVE			○	○	○	○	○	○	○	○	○			
Loại Áp trần dạng vuông (4 hướng thổi)	FXUQ-MAV1									○	○	○			

(\*) Năng suất lạnh tính theo mã lực của dàn nóng



**4. Môi chất lạnh:** Hiện nay Daikin chế tạo VRV với 2 loại môi chất lạnh là R22 và R410A, riêng VRV VIII chỉ có một loại R410A.

5. Chiều dài đường ống ga lên tới 165m, thực tế, chiều dài tương đương (tính với các tê, cút) tới 190m. Chênh lệch độ cao giữa dàn nóng và dàn lạnh lên tới 90m và độ cao giữa các dàn lạnh có thể chênh lệch nhau trong vòng 15m. Các modul dàn nóng cũng có thể lắp ở độ cao chênh lệch với nhau tới 5m. Những tính năng trên tạo điều kiện cho việc bố trí máy cho các toà nhà cao đến 30 tầng một cách dễ dàng. Nếu bố trí các tầng kỹ thuật xen kẽ để đặt dàn nóng thì có thể lắp VRV cho toà nhà với mọi chiều cao.

Nếu so sánh với hệ thống trung tâm nước (TTN) lắp cho nhà cao tầng VRV có những ưu, nhược điểm sau:

1. Về năng suất lạnh: Với dãy công suất dàn nóng từ 5, 8, 10,..., 54 HP và kết hợp các dàn nóng khác nhau, VRV có khả năng thích ứng cao hơn với mọi nhu cầu năng suất lạnh từ 7 đến hàng ngàn kW, trong khi các tổ máy làm lạnh nước (WC – water chiller) có số bậc điều chỉnh nhỏ hơn nhiều.

2. Không gian và thời gian lắp đặt cho hệ VRV nhỏ hơn nhiều vì đường ống ga rất bé so với hệ thống đường ống nước và đường ống gió.

Thời gian lắp đặt cho hệ VRV cũng ngắn hơn vì đơn giản hơn, gần giống như lắp điều hoà 2 cụm, không phải đi các đường ống nước. Công việc tại hiện trường ít do đó độ tin cậy cũng cao hơn. Hệ VRV không cần phòng máy và phòng AHU. Các diện tích làm phòng máy của hệ TTN có thể dùng làm gara và các phòng AHU có thể dùng để cho thuê hoặc tăng diện tích sử dụng vì các dàn nóng của hệ VRV đặt trên tầng thượng và không có AHU. Công việc lắp đặt dàn nóng cũng đơn giản hơn vì tất cả các mô đun dàn nóng đều có thể đưa lên tầng thượng bằng thang máy trong khi hệ TTN cần có cần cẩu.

3. Về vận hành: Hệ TTN cần có một đội thợ vận hành, trong khi hệ VRV không cần vì khả năng tự động hoá cao nên có khả năng hoạt động hoàn toàn tự động trong một năm.

4. Việc sử dụng ngoài giờ hành chính: Hầu hết các toà nhà văn phòng chỉ chạy máy trong giờ hành chính (từ 8 giờ đến 17 giờ) nên các phòng giám đốc, vi tính, thông tin liên lạc... và các văn phòng cho thuê phải lắp riêng thêm hệ cục bộ khi dùng hệ TTN rất bất tiện để các hệ cục bộ đảm bảo điều hoà ngoài giờ hành chính. Hệ VRV thuận tiện hơn nhiều vì có thể sử dụng 24/24h với bất kỳ % tải lạnh nào, ở bất kỳ phòng nào.

5. Tổn thất do quán tính nhiệt. Hệ TTN cố tổn thất quán tính nhiệt rất lớn nếu sử dụng cho toà nhà văn phòng làm việc theo giờ hành chính. Lúc 17 giờ máy dừng, toàn bộ khối nước lạnh  $7^{\circ}\text{C}$  trong hệ thống nóng lên đến nhiệt độ môi trường. Ngày hôm sau, thợ vận hành lại phải cho máy chạy trước để đưa toàn bộ khối nước lạnh đó xuống đến  $7^{\circ}\text{C}$ . Hệ VRV làm lạnh trực tiếp bằng ga lạnh nên tổn thất do quán tính nhiệt là bằng 0. Từ đây ta cũng thấy hệ TTN chỉ thích hợp cho các xưởng sản xuất làm việc 3 ca 24/24 giờ như sợi, dệt, in ấn...

6. Khả năng tính tiền điện riêng biệt. Ví dụ 1 toà nhà cho thuê, các hộ thuê rất muốn trả tiền điện điều hoà theo thực tế mình đã sử dụng, nhưng hệ TTN không có khả năng tính tiền điện riêng biệt mà chỉ có thể trả khoán theo diện tích, nghĩa là người thuê không dùng nhưng vẫn phải trả. Trong khi với hệ VRV người ta có khả năng tính tiền điện riêng biệt tuỳ theo mức độ họ đã sử dụng.

7. Sưởi ấm mùa đông. Hệ VRV sưởi ấm mùa đông rất dễ dàng với loại máy 2 chiều bơm nhiệt, giá máy hầu như không đắt hơn. Trong khi đó, hệ TTN giải nhiệt nước không có khả năng sưởi ấm bằng bơm nhiệt mà phải dùng dàn sưởi điện trở hoặc nổi hơi. Chỉ có hệ TTN giải nhiệt gió mới có thể sưởi ấm bằng bơm nhiệt.

8. Khả năng mở rộng công suất: Hệ VRV có khả năng mở rộng công suất bất kỳ trong khi hệ TTN không có khả năng vì sẽ phải thay đổi lại toàn bộ hệ đường ống nước.

9. Vốn đầu tư: Trước đây hệ VRV đắt hơn khoảng 20 + 30% nhưng hiện nay vốn đầu tư của 2 hệ này gần như ngang nhau.

10. Giá vận hành: Theo các nhà chế tạo thì do hệ VRV có máy nén biến tần, động cơ 1 chiều, van tiết lưu điện tử, trình độ tự động hoá rất cao nên tiêu tốn điện năng thấp hơn so với hệ TTN. Thực tế một số công trình ở Việt Nam cho thấy tiết kiệm điện đạt khoảng 30% so với hệ TTN.

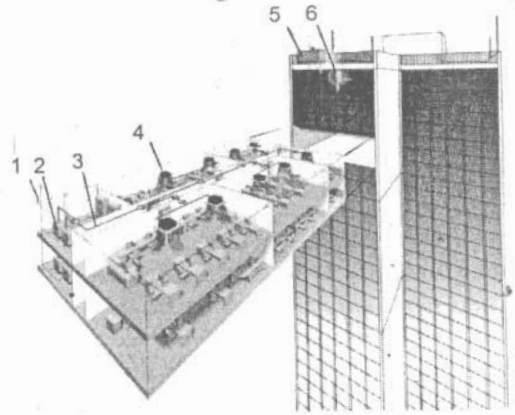
Với một hệ thống điều hoà không khí thì tiền vốn đầu tư so với chi phí điện năng lâu dài cho cả vòng đời máy (suốt tuổi thọ của máy) là rất nhỏ bé. Do đó tiết kiệm điện năng là điều cần đặc biệt quan tâm trong bài toán tối ưu về kinh tế khi lựa chọn hệ thống điều hoà không khí, nhất là đối với một toà nhà văn phòng cao tầng.

### **2.3.7. Máy điều hoà VRV giải nhiệt nước**

Vừa qua, Daikin mới đưa ra hệ VRV II W giải nhiệt nước. Cấu tạo hệ thống cũng giống như VRV II nhưng các dàn nóng giải nhiệt bằng nước. Như vậy mỗi tầng chỉ cần 1 phòng nhỏ để lắp đặt dàn nóng. Ống ga sẽ nối tới các dàn lạnh cùng tầng. Trên tầng thượng có tháp giải

nhật và bơm nước giải nhiệt phục vụ cho dàn nóng ở tất cả các tầng. Với phương án giải nhiệt nước, hệ VRV có thể lắp đặt cho toà nhà với bất kỳ chiều cao nào. Hình 2.18 giới thiệu phương án điều hoà VRV giải nhiệt nước. Có 3 loại dàn nóng 10, 20 và 30 HP năng suất lạnh tương ứng 27, 54 và 81kW (92000, 184200 và 276000 Btu/h). Các cụm dàn lạnh giống như của hệ VRVII.

Cụm dàn nóng được lắp ngay cùng tầng với dàn lạnh nên đường ống ga sẽ rất ngắn. Các cụm dàn nóng cũng có thể được gom thành 1 phòng máy miễn sao chiều dài đường ống ga, chênh lệch độ cao giữa 2 cụm và chênh lệch độ cao giữa các cụm dàn lạnh đảm bảo là được. Đường ống nước làm mát sẽ được đưa từ tháp giải nhiệt ở tầng thượng đến từng cụm dàn nóng. Áp lực nước cho phép là 1,96 MPa



**Hình 2.18. Hệ điều hoà VRV giải nhiệt nước**  
 1. Đường ống nước giải nhiệt dẫn lên tháp giải nhiệt;  
 2. Cụm dàn nóng; 3. Ống ga đi về; 4. Dàn lạnh;  
 5. Tháp giải nhiệt; 6. Bình đun nước nóng để sưởi mùa đông.

tương đương chiều cao toà nhà gần 200m. Với giải pháp này hệ VRV có thể lắp đặt cho các toà nhà cao tới khoảng 56 tầng x 3,6m/1 tầng. Do làm mát bằng nước nên sưởi ấm mùa đông phải thông qua 1 bình đun nước nóng bằng điện, được hệ thống điều hoà hấp thụ qua chu trình bơm nhiệt để chuyển đến cho các phòng.

## 2.4. HỆ THỐNG ĐIỀU HOÀ TRUNG TÂM NƯỚC.

### 2.4.1. Khái niệm chung

Hệ thống điều hoà trung tâm nước là hệ thống sử dụng nước lạnh 7°C để làm lạnh không khí qua các dàn trao đổi nhiệt FCU và AHU. Hệ điều hoà trung tâm nước chủ yếu gồm:

- Máy làm lạnh nước (Water Chiller) hay máy sản xuất nước lạnh thường từ 12°C xuống 7°C.
- Hệ thống nước lạnh (hệ thống bơm, đường ống, FCU, AHU...).
- Hệ thống nước giải nhiệt (hệ thống bơm, đường ống, tháp giải nhiệt...).

– Nguồn nhiệt để sưởi ấm dùng để điều chỉnh độ ẩm và sưởi ấm mùa đông thường do nồi hơi nước nóng hoặc thanh điện trở cung cấp nếu là chiller giải nhiệt gió.

– Các dàn trao đổi nhiệt để làm lạnh hoặc sưởi ấm không khí bằng nước nóng FCU (Fan Coil Unit) hoặc AHU (Air Handling Unit).

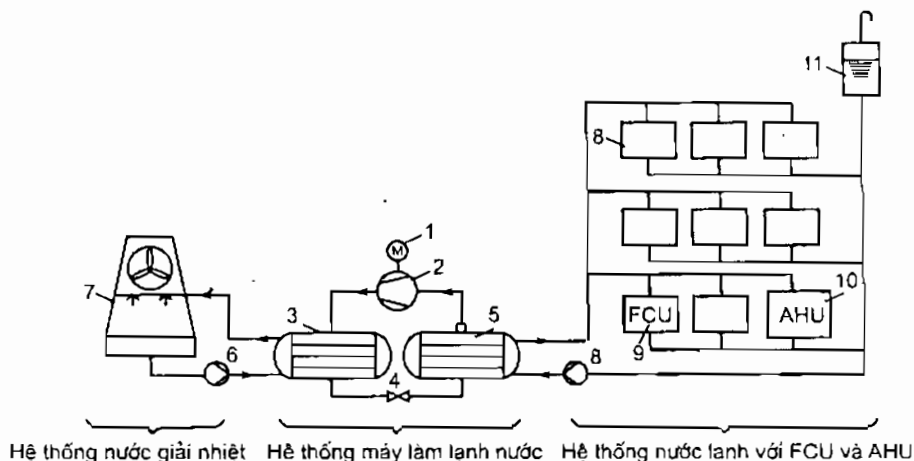
– Hệ thống gió tươi, gió hồi, vận chuyển và phân phối không khí.

– Hệ thống tiêu âm và giảm âm.

– Hệ thống lọc bụi, thanh trùng và triệt khuẩn, rửa không khí.

– Hệ thống tự động điều chỉnh nhiệt độ, độ ẩm phòng, điều chỉnh gió tươi, gió hồi và phân phối không khí, điều chỉnh năng suất lạnh và điều khiển cũng như báo hiệu và bảo vệ toàn bộ hệ thống.

Hình 2.19 giới thiệu sơ đồ nguyên lý hệ thống điều hoà trung tâm nước đơn giản nhất.



**Hình 2.19. Sơ đồ nguyên lý hệ thống điều hoà trung tâm nước đơn giản**

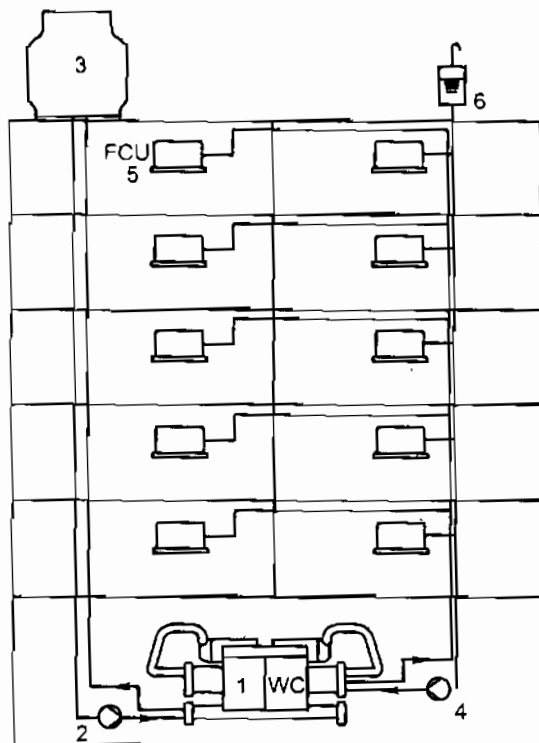
1. Động cơ; 2. Máy nén; 3. Bình ngưng; 4. Tiết lưu; 5. Bình bay hơi; 6. Bơm nước giải nhiệt;  
7. Tháp giải nhiệt; 8. Bơm nước lạnh; 9. Dàn FCU; 10. AHU; 11. Bình dẫn nở

Hình 2.20, 2.21, 2.22 giới thiệu phương án bố trí hệ thống điều hoà trung tâm nước với máy làm lạnh nước, giải nhiệt nước, giải nhiệt gió và để so sánh với cách bố trí hệ thống điều hoà VRV

Máy làm lạnh nước giải nhiệt nước cùng hệ thống bơm thường được bố trí phía dưới tầng hầm hoặc tầng trệt, tháp giải nhiệt đặt trên tầng thượng. Trái lại, máy làm lạnh nước giải nhiệt gió thường được đặt trên tầng thượng.

Nước lạnh được làm lạnh trong bình bay hơi xuống  $7^{\circ}\text{C}$  rồi được bơm nước lạnh đưa đến các dàn trao đổi nhiệt FCU hoặc AHU. Ở đây

nước thu nhiệt của không khí nóng trong phòng, nóng lên đến  $12^{\circ}\text{C}$  và lại được bơm đẩy trở về bình bay hơi để tái làm lạnh xuống  $7^{\circ}\text{C}$ , khép kín vòng tuần hoàn nước lạnh. Đối với hệ thống nước lạnh kín (không có dàn phun) cần thiết phải có thêm bình dẫn nở để bù nước trong hệ thống dẫn nở khi thay đổi nhiệt độ.



**Hình 2.20. Phương án bố trí hệ thống điều hoà trung tâm nước với máy làm lạnh nước giải nhiệt nước và tháp giải nhiệt (các FCU và AHU kiểu có bình dẫn nở)**

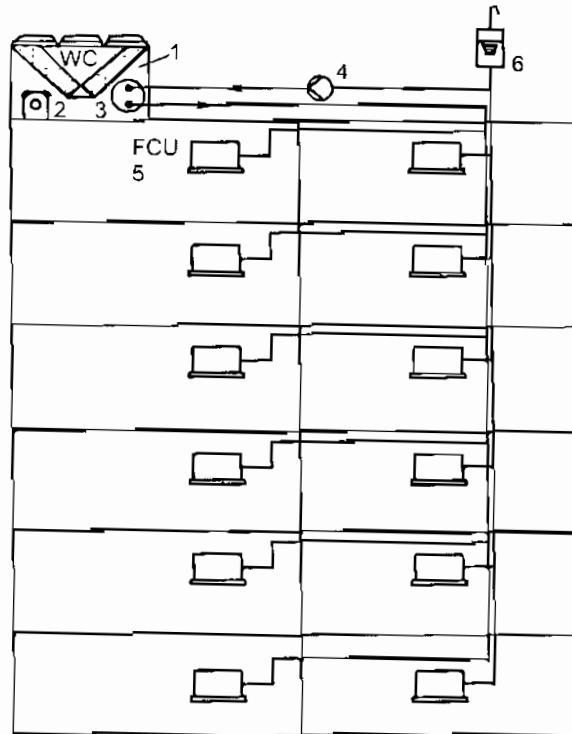
1. Máy làm lạnh nước giải nhiệt nước; 2. Bơm nước giải nhiệt; 3. Tháp giải nhiệt;
4. Bơm nước lạnh; 5. FCU; 6. Bình dẫn nở.

Nếu so sánh về diện tích lắp đặt ta thấy hệ thống có máy làm lạnh nước giải nhiệt nước tốn thêm một diện tích lắp đặt ở tầng dưới cùng. Nếu dùng hệ thống với máy làm lạnh nước giải nhiệt gió hoặc dùng hệ VRV thì có thể sử dụng diện tích đó vào mục đích khác như làm gara ô tô chẳng hạn.

Hệ thống trung tâm nước có các ưu điểm cơ bản sau:

- Có vòng tuần hoàn an toàn là nước nên không sợ ngộ độc hoặc tai nạn do rò rỉ môi chất lạnh ra ngoài, vì nước hoàn toàn không độc hại.

- Có thể khống chế nhiệt ẩm trong không gian điều hoà theo từng phòng riêng rẽ, ổn định và duy trì các điều kiện vi khí hậu tốt nhất.



**Hình 2.21. Phương án bố trí hệ thống điều hoà trung tâm nước với máy làm lạnh nước giải nhiệt gió**

1. Máy làm lạnh nước giải nhiệt gió; 2. Máy nén; 3. Bình ngưng; 4. Bơm nước lạnh; 5. Dàn FCU, 6. Bình dẫn nở.

– Thích hợp cho các toà nhà như các khách sạn, văn phòng hoạt động với mọi chiều cao và mọi kiểu kiến trúc, không phá vỡ cảnh quan.

– Ống nước so với ống gió nhỏ hơn nhiều do đó tiết kiệm được nguyên vật liệu xây dựng.

– Có khả năng xử lý độ sạch không khí cao, đáp ứng mọi yêu cầu công nghệ đề ra cả về độ sạch bụi bẩn, tạp chất hoá chất và mùi...

– Ít phải bảo dưỡng, sửa chữa, tuổi thọ chiller cao...

– Năng suất lạnh gần như không bị hạn chế.

– So với hệ thống điều hoà VRV, vòng tuần hoàn môi chất lạnh đơn giản hơn nhiều nên rất dễ kiểm soát.

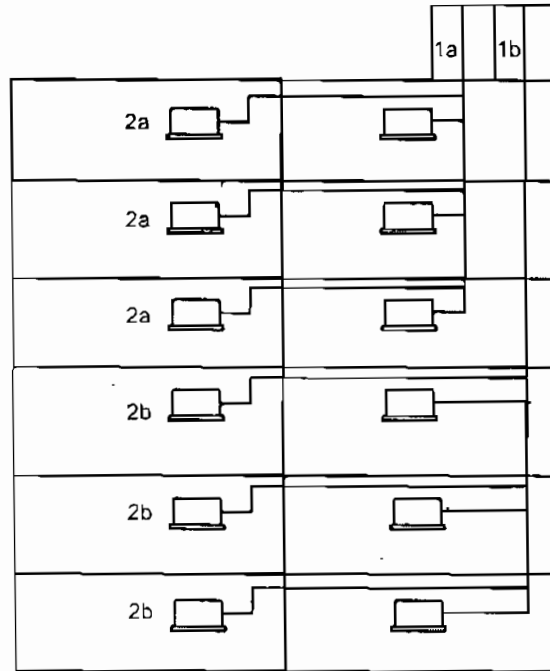
*Nhược điểm:*

– Vì dùng nước làm chất tải lạnh nên về mặt nhiệt động, tổn thất exergy lớn hơn...

– Cần phải bố trí hệ thống lấy gió tươi cho các FCU.

– Vấn đề cách nhiệt đường ống nước lạnh và cả khay nước ngưng khá phức tạp đặc biệt do động ẩm vì độ ẩm ở Việt Nam quá cao.

- Lắp đặt khó khăn hơn, bố trí sưởi ấm mùa đông khó.
- Khó tự động hoá hơn hệ VRV rất nhiều.
- Đòi hỏi công nhân vận hành lành nghề, việc vận hành phức tạp hơn.
- Cần định kỳ sửa chữa bảo dưỡng máy lạnh và các dàn FCU.



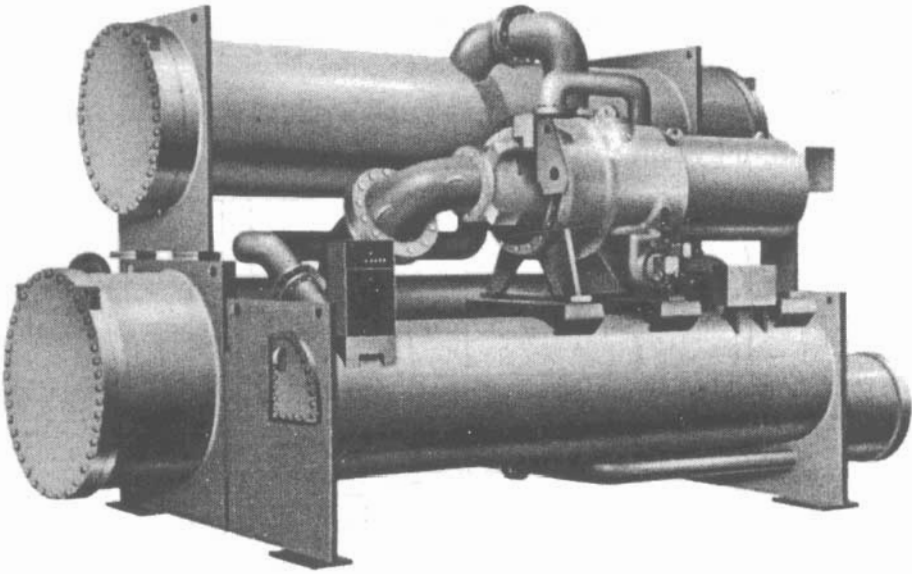
Hình 2.22. Phương án bố trí máy điều hoà VRV

1. Cụm dàn nóng; 2. Cụm dàn lạnh bay hơi trực tiếp (để so sánh với phương án lắp đặt máy điều hoà trung tâm nước).

## 2.4.2. Máy làm lạnh nước (WC – Water Chiller)

### 2.4.2.1. Máy làm lạnh nước giải nhiệt nước (WCWC – Water Cooled Water Chiller)

Bộ phận quan trọng nhất của hệ thống điều hoà trung tâm nước là máy làm lạnh nước. Căn cứ vào chu trình lạnh có thể phân ra máy làm lạnh nước dùng máy nén cơ, dùng máy nén ejectơ hoặc máy lạnh hấp thụ. Máy lạnh có máy nén cơ cũng lại có thể phân ra nhiều loại khác nhau theo kiểu máy nén như máy nén pittông rôto, trục vít và tuabin, kiểu kín, nửa kín hoặc hở... Theo môi chất phân ra máy nén R22, R134a, R404a, R123... Theo cách giải nhiệt ngưng tụ phân ra giải nhiệt nước hoặc gió...



**Hình 2.23. Máy làm lạnh nước giải nhiệt nước, máy nén ly tâm 17/19 series năng suất lạnh 2.290 + 21.100kW của Carrier**

Hình 2.23 giới thiệu một tổ máy làm lạnh nước có máy nén ly tâm, giải nhiệt nước của hãng Carrier (Mỹ). Máy gồm một bình ngưng lắp phía trên và một bình bay hơi lắp phía dưới trong một hệ chân đỡ. Máy là một tổ hợp hoàn chỉnh nguyên cụm. Tất cả mọi công tác lắp ráp, thử bên, thử kín, nạp gas được tiến hành tại nhà máy chế tạo nên chất lượng rất cao, năng suất lạnh rất lớn từ 2.290 đến 21.100 kW, dùng cho các công trình lớn. Người sử dụng chỉ cần nối với hệ thống nước giải nhiệt và hệ thống nước lạnh là máy có thể vận hành được ngay.

Để tiết kiệm nước giải nhiệt người ta sử dụng nước tuần hoàn với bơm và tháp giải nhiệt nước. Việc lắp nhiều máy nén trong một cụm máy có ưu điểm:

- Dễ dàng điều chỉnh năng suất lạnh theo nhiều bậc.
- Trường hợp hỏng 1 máy vẫn có thể cho các máy khác hoạt động trong khi tiến hành sửa chữa máy hỏng .
- Các máy có thể khởi động từng chiếc tránh dòng khởi động quá lớn.

Bảng 2.13 đến 2.15 giới thiệu đặc tính một số máy làm lạnh nước của hãng Carrier, máy nén pittông, trục vít và tuabin, môi chất R22, R134a, R407c và R123.



**Bảng 2.13. Đặc tính kỹ thuật một số máy làm lạnh nước của hãng Carrier, máy nén pittông môi chất R22, R134a, R407c (năng suất lạnh  $Q_0$ , nhiệt  $Q_k$  và công suất hữu ích  $N_k$  tính theo nhiệt độ nước vào 12°C, ra 7°C ở bình bay hơi và nhiệt độ nước vào 30°C ra 35°C ở bình ngưng, điện 50Hz)**

Kiểu máy	$Q_0$ , kW	$Q_k$ , kW	$N_k$ , kW	Lượng nạp môi chất, kg	Môi chất lạnh	Số máy nén	Bậc điều chỉnh	Khối lượng, kg	Ghi chú
30HK040	114	146	31,6	27	R22	1	3	960	Carrier - Toyo kiểu pittông
30HK050	153	195	42,9	18 x 2		2	4	1270	
30HK060	184	230	45,8	21 x 2		2	4	1400	
30HK080	228	291	63,2	26 x 2		2	4	1720	
30HK0100	320	377	75,1	24 + 42		3	4	2320	
30HK0120	343	438	94,8	24 + 54		3	4	2450	
30HT091	248,4	306,6	61,3	33,5 + 16,5	R22	3	6	2020	30HQ là bơm nhiệt 30HW là loại giàn ngưng đặt xa của hãng Carrier France kiểu pittông
30HT101	290,9	356,0	68,6	25,5 + 25,5		4	8	2350	
30HT111	323,0	395,5	76,5	30 + 25,5		4	8	2440	
30HT121	340,2	418,0	81,9	30 + 30		4	8	2490	
30HT141	402,6	495,7	89,0	34 + 34		4	8	2710	
30HT161	446,0	555,7	115,4	37,5 + 37,5		4	8	2810	
30HT195	577,0	713,8	145,0	48 + 41,5		5	5	3480	
30HT225	676,6	842,1	174,1	48 + 48		6	6	3780	
30HT250	781,0	976,2	205,4	46 + 45		7	7	4440	
30HT280	852,0	1072	231,5	56 + 56		8	8	4870	
30HT260	871,6	1059,1	197	73+72	R22	4	4 (8)	5980	
30HT290	958,1	1169,0	222	83+72		5	5 (10)	6469	
30HT320	1.029,4	1265,6	244	83+72		5	5 (10)	6624	
30HT370	1.233,2	1512,3	294	92+92		6	6 (12)	7620	
3HG036	67,9	85,5	18,4		R134a	1	2	730	Máy nén kiểu pittông
3HG065	136,8	172,5	37,7			2	4	1296	
3HG091	193,9	245,5	54,3			3	6	2060	
3HG121	276,3	346,5	73,9			4	11	2560	
3HG195	368,4	456,9	93,1			5	5	3480	
3HG225	436,8	542,6	111,4			6	6	3780	
3HG250	493,7	615,8	128,5			7	7	4368	
3HG280	552,2	691,8	146,9			8	8	4798	
3HG320	680,3	833,1	160,8			5	5 (10)	6355	
3HG370	821,5	1005,5	193,6			6	6 (12)	7284	
30HZ018	56,4		14,8	15	R407c	1	2	582	
30HZ024	73,1		20,8	17,2		1	2	605	
30HZ027	80,2		23,8	18,6		1	2	654	
30HZ036	105,0		32,7	19,2		1	2	686	
30HZ043	134,0		36,7	32,4		2	4	1075	
30HZ052	153,8		46,5	33,6		2	4	1165	
30HZ065	199,1		64,7	37,1		2	4	1232	
30HZ091	231,1		65,9	57,5		3	6	2020	
30HZ101	270,4		74,1	58,0		4	8	2350	
30HZ111	300,0		82,5	63,0		4	8	2440	

**Bảng 2.14. Thông số kỹ thuật một số máy làm lạnh nước, giải nhiệt nước (máy nén trục vít kiểu 23XL, môi chất R22, điện áp 346 và 400V, năng suất lạnh 460 ÷ 1012kW của hãng Carrier)**

23XL										
Năng suất lạnh	kW	460	530	580	670	720	805	880	950	1012
Kiểu máy nén	-	C2	C4	C4	C6	C6	D4	D4	D6	D6
Khối lượng	kg	4512	4512	4649	4943	5079	9036	9290	9036	9290
Lượng nạp R22	kg	272	272	294	317	340	408	454	408	454

**Bảng 2.15. Thông số kỹ thuật một số máy làm lạnh nước, giải nhiệt nước (máy nén tuabin, môi chất R134a, kiểu 19EX, 19 và 17 của hãng Carrier)**

Loại máy 19EX		4141	4242	4343	4545	4646	4747
Năng suất lạnh	kW	3870	4220	4570	4700	4820	4920
Cỡ khung	-	3	3	3	4	4	4
Khối lượng	kg	25.800	26.300	25.800	30.500	31.200	31.900

Loại máy 19		19EF2626	19EF5626	19FA6032	19FA6032L
Năng suất lạnh	kW	2.990	3.520	7.030	7.740
Khối lượng	kg	19.600	22.000	41.200	44.800

Loại máy 17		17FA6032	17FA6032L	17DA7-6767	17DA7-7575	17DA8-8383	17DA8-8787
Năng suất lạnh	kW	7.030	7.740	10.550	14.060	17.585	21.100
Khối lượng	kg	44.200	47.800	40.400	52.500	70.500	84.600

#### **2.4.2.2. Máy làm lạnh nước giải nhiệt gió (ACWC–Air Cooled Water Chiller)**

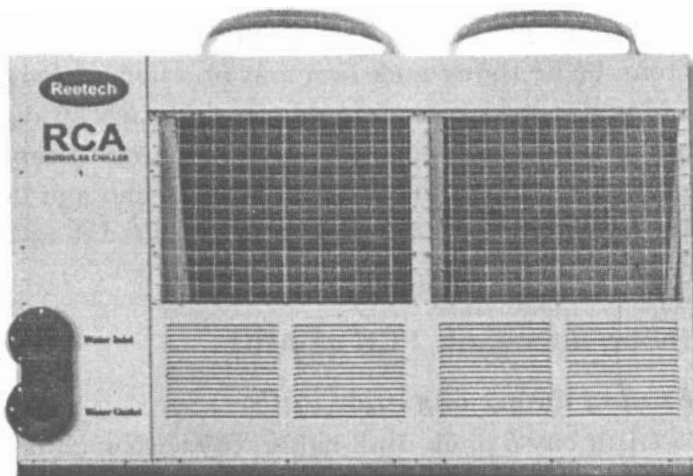
Máy làm lạnh nước giải nhiệt gió chỉ khác máy làm lạnh nước giải nhiệt nước ở dàn ngưng làm mát bằng không khí. Do khả năng trao đổi nhiệt của dàn ngưng giải nhiệt gió kém nên diện tích của dàn lớn, công kênh làm cho năng suất lạnh của một tổ máy nhỏ hơn so với máy giải nhiệt nước. Máy nén thường là loại xoắn ốc, trục vít, pittông, môi chất là R22, R134a, R407c. Hình 2.24 giới thiệu một máy làm lạnh nước giải nhiệt gió của hãng Reetech, máy nén xoắn ốc, thiết kế theo từng modul, tùy theo năng suất lạnh yêu cầu, có thể ghép các modul lại với nhau.

Các máy làm lạnh nước giải nhiệt gió của hãng Carrier, máy nén pittông môi chất R134a có ký hiệu 30GG gồm 8 loại 30GG045, 085, 120, 145, 170, 190, 220 và 245 với năng suất lạnh tương ứng ở nhiệt độ nước vào 12,3°C ra 6,7°C, nhiệt độ không khí vào 35°C là 116,5; 200,0; 262,5; 334,6; 395,9; 457,5; 503,1 và 523,6kW.

Với môi chất R407c dàn nóng là loại có lắp thêm ống gió có năng suất lạnh từ 50 ÷ 190kW gồm 7 loại ký hiệu 30GV020 đến 059 và loại truyền thống ký hiệu 30GZ090–100 với 14 dải năng suất lạnh từ 21,5 đến 330,2kW.

Môi chất R22 vẫn là loại môi chất có nhiều chủng loại máy nhất với năng suất lạnh từ nhỏ (21kW) đến lớn (1317,5kW).

Bảng 2.16 giới thiệu đặc tính kỹ thuật của một số loại máy này.



Hình 2.24. Một máy làm lạnh nước giải nhiệt gió của Reetech Tp Hồ Chí Minh  
máy nén xoắn ốc, chế tạo theo dạng modul

Bảng 2.16. Đặc tính kỹ thuật một số máy làm lạnh nước giải nhiệt gió, máy nén pittông, môi chất R22 của hãng Carrier (năng suất tính theo nhiệt độ nước vào 12,3°C, ra 6,7°C nhiệt độ không khí vào 35°C, điện 50Hz)

Kiểu 30GH	Năng suất lạnh, kW	Công suất hữu ích, kW	Lượng nạp R22, kg	Số máy nén	Bậc điều chỉnh Q <sub>0</sub>	Khối lượng vận hành, kg	Ghi chú
30GH009	21,0	7,6	5,0	1	1	265	1 chu trình
30GH013	32,0	13,0	8,0	1	1	283	
30GH015	40,0	12,3	9,2	2	2	400	
30GH020	51,8	16,9	13,0	2	2	460	
30GH025	64,2	22,9	13,3	2	2	510	
30GH030	73,8	24,5	14,5	2	2	682	1 chu trình
30GH035	93,2	35,3	15,7	2	2	725	
30GH040	106,5	34,0	30,0	2	4	1.380	
30GH045	124,0	46,7	30,0	2	4	1.445	
30GH050	155,1	49,7	34,4	2	4	1.710	
30GH060	198,4	71,6	39,0	2	4	1.780	
30GH085	254	87	55	3	6	3.012	
30GH095	299	108	61	3	6	3.067	
30GH100	343	125	62	4	4	3.439	
30GH120	395	137	78	4	4	3.884	
30GH130	437	158	85	5	5	4.330	1 chu trình
30GH145	456	165	85	5	5	4.452	
30GH150	498	182	97	5	5	5.010	
30GH160	515	180	113	5	5	5.172	
30GH170	560	201	115	6	6	5.592	
30GH190	630	230	123	7	7	6.442	
30GH220	723	268	126	8	8	6.742	
30GH245	797	277	142	8	8	7.992	
30GH260	874,0	306,2	192 + 84	5	5	8.938	2 chu trình
30GH300	965,1	385,4	84 + 84	6	6	9.224	
30GH340	1.081,4	376,9	130 + 130	6	6	10.782	
30GH380	1.248,6	510,7	130 + 130	8	8	11.840	
30GH400	1.317,5	498,5	155 + 155	8	8	12.728	

Kiểu giải nhiệt gió có ưu điểm là không cần nước làm mát nên giảm được toàn bộ hệ thống nước làm mát như bơm, đường ống và tháp giải nhiệt. Máy đặt trên mái cũng đỡ tốn diện tích sử dụng nhưng vì trao đổi nhiệt ở dàn ngưng kém nên nhiệt độ ngưng tụ cao hơn dẫn đến công nén cao hơn và điện năng tiêu thụ cao hơn cho một đơn vị lạnh so với máy làm mát bằng nước. Đây cũng là vấn đề đặt ra đối với người thiết kế khi chọn máy.

### **2.4.3. Hệ thống nước lạnh, FCU và AHU**

#### **2.4.3.1. Hệ thống đường ống nước lạnh**

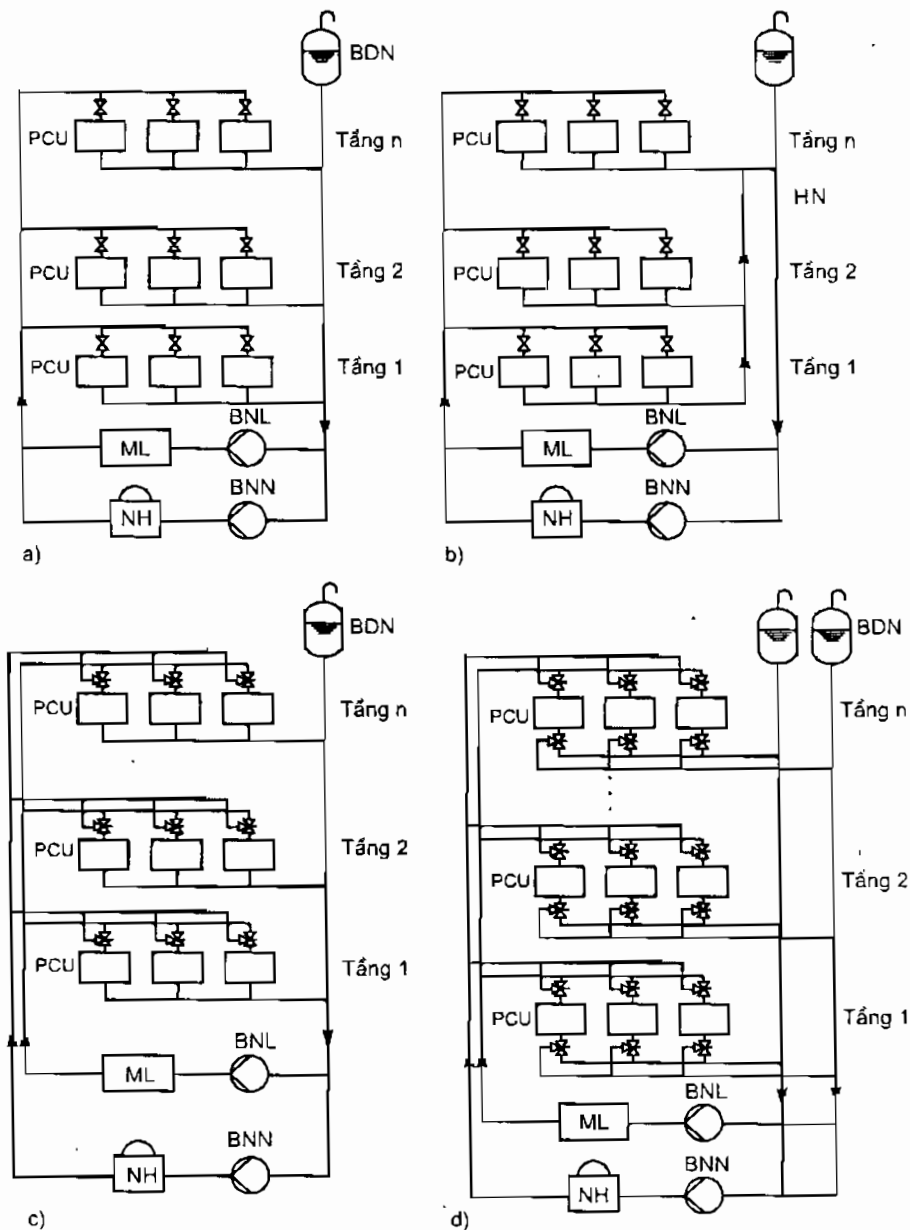
Như đã trình bày ở phần định nghĩa, tùy theo cách bố trí ống nước mà phân ra hệ thống hai ống, hệ hồi ngược, hệ 3 ống và 4 ống. Hình 2.25 giới thiệu sơ đồ nguyên lý của các hệ thống ống nước với FCU.

Hệ thống 2 ống (two pipe system) là hệ thống đơn giản nhất, gồm 2 ống góp mắc song song còn các FCU mắc nối tiếp giữa 2 ống. Vào mùa hè không sưởi ấm, nồi hơi không hoạt động, chỉ có vòng tuần hoàn nước lạnh hoạt động để làm lạnh phòng. Nước lạnh được bơm qua các FCU để thu nhiệt trong không gian điều hoà thải ra ngoài qua tháp giải nhiệt. Vào mùa đông chỉ có vòng tuần hoàn nước nóng hoạt động. Nước nóng được bơm từ nồi hơi đến cấp nhiệt cho các dàn FCU để sưởi phòng. Hệ thống này có ưu điểm là đơn giản, chi phí vật liệu nhỏ, rẻ tiền nhưng có nhược điểm lớn là khó cân bằng áp suất bơm giữa các dàn vì nước có xu hướng chỉ đi tắt qua các dàn đặt gần. Ở đây cần đặt các van điều chỉnh để cân bằng áp suất, chia đều nước cho các dàn.

– Cũng do khó cân bằng áp suất nên người ta cải tiến hệ 2 ống thành hệ hồi ngược (reverse return system). Ở đây bố trí thêm một ống hồi ngược nên đảm bảo cân bằng áp suất tự nhiên trong toàn bộ các dàn vì tổng chiều dài đường ống qua các dàn là bằng nhau (5b). Tuy nhiên, nhược điểm của hệ thống này là tốn thêm đường ống, giá thành cao hơn.

– Hệ 3 đường ống (three pipe system) và hệ 4 đường ống (four pipe system) nhằm mục đích sử dụng lạnh và sưởi đồng thời ở mùa giao thời (mùa xuân và mùa thu) cho các khách sạn sang trọng 4, 5 sao hoặc các công trình quan trọng, trong cùng một thời gian phòng này cần làm lạnh nhưng phòng kia lại cần sưởi ấm. Hệ 3 ống tiết kiệm hơn nhưng chỉ có 1 đường hồi nên tổn thất năng lượng vận hành lớn. Nước hồi do hoà trộn của cả nguồn nóng và nguồn lạnh sẽ làm cho máy lạnh cũng

như nổi hơi đều phải làm việc với công suất lớn hơn. Hệ 4 đường ống tiêu tốn nhiều vật liệu hơn nhưng lại loại trừ được nhược điểm vận hành của hệ 3 ống vì có hai đường ống hồi riêng rẽ.



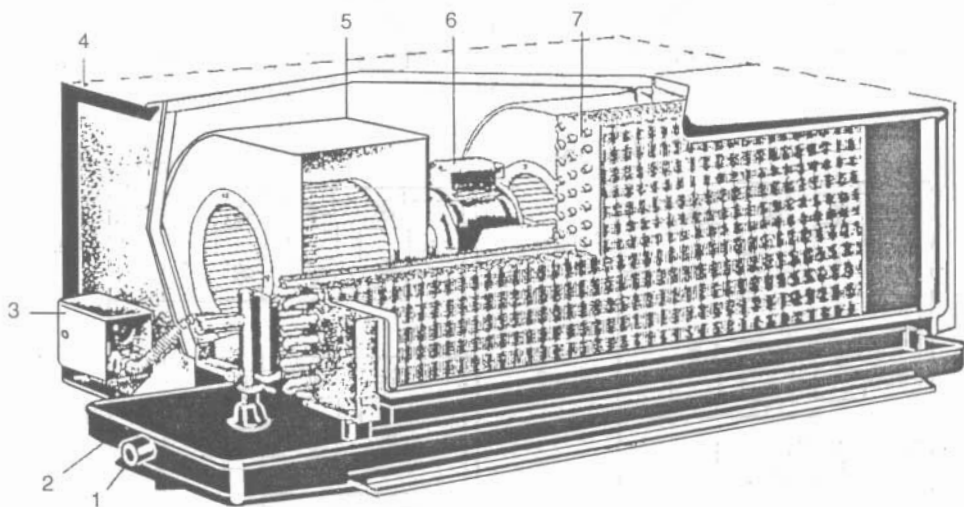
**Hình 2.25. Các hệ thống ống nước và FCU**

a) Hệ 2 ống; b) Hệ hồi ngược; c) Hệ 3 ống; d) Hệ 4 ống; ML – Máy làm lạnh nước, NH – Nồi hơi đun nước nóng sưởi mùa đông; FCU – Dàn trao đổi nhiệt; BNL – Bơm nước lạnh; BNN – Bơm nước nóng; V – Van điện từ 2 và 3 ngã; HN – Ống hồi ngược.

Đối với các vùng không có mùa đông hoặc mùa đông ngắn thì người ta chỉ sử dụng hệ 2 ống hoặc hệ hồi ngược và sử dụng điện trở mắc trong FCU và AHU để sưởi cho mùa đông nếu cần. Khi toà nhà có độ cao từ 6 đến 7 tầng trở lên nên sử dụng hệ hồi ngược.

#### 2.4.3.2. FCU (Fan Coil Unit)

Các FCU là các dàn trao đổi nhiệt ống xoắn có quạt, nước lạnh (hoặc nước nóng) chảy phía trong ống xoắn, không khí đi phía ngoài. Để tăng cường độ trao đổi nhiệt phía không khí, người ta bố trí cánh tản nhiệt bằng nhôm với bước cánh khoảng  $0,8 \div 3\text{mm}$ . Giống như dàn bay hơi, FCU cũng có rất nhiều loại như treo tường, tủ tường, đặt sàn, giấu tường, treo trần và giấu trần, nhưng thông dụng nhất vẫn là loại treo trần và giấu trần. Loại giấu trần cũng chia ra làm nhiều loại khác nhau. Căn cứ vào cột áp quạt chia ra loại cột áp thấp với đường gió ngắn hoặc không có ống gió; loại cột áp cao với đường ống gió dài. Theo hàng ống, chia ra loại 2, 3 và 4 hàng ống...



Hình 2.26. Nguyên tắc cấu tạo của một FCU giấu trần

1. Ống thoát nước;
2. Máng hứng nước ngưng;
3. Hộp đấu điện;
4. Vỏ FCU;
5. Quạt;
6. Động cơ quạt;
7. Dàn ống nước lạnh.

Hình 2.26 giới thiệu nguyên tắc cấu tạo của một FCU giấu trần. Các bộ phận chính của FCU là dàn ống nước lạnh và quạt để thổi cưỡng bức không khí trong phòng từ phía sau qua dàn ống trao đổi nhiệt. Dưới dàn bố trí máng hứng nước ngưng. Để đảm bảo áp suất gió phân phối qua ống gió và miệng thổi, các FCU thường được trang bị quạt ly tâm. FCU có ưu điểm gọn nhẹ, dễ bố trí, nhưng cũng có nhược điểm là không có cửa lấy gió tươi nếu cần phải bố trí hệ thống gió tươi riêng.

Bảng 2.17 giới thiệu đặc tính kỹ thuật một số dàn FCU giấu trần cột áp thấp và cao của hãng Carrier.

**Bảng 2.17. Đặc tính kỹ thuật của một số FCU giấu trần kiểu 42CMA của hãng Carrier (năng suất lạnh tính theo nhiệt độ nước vào dàn 7°C và nhiệt độ phòng  $t_r = 26^\circ\text{C}$ ,  $t_{Tr} = 19,5^\circ\text{C}$  ( $\varphi = 55\%$ ))**

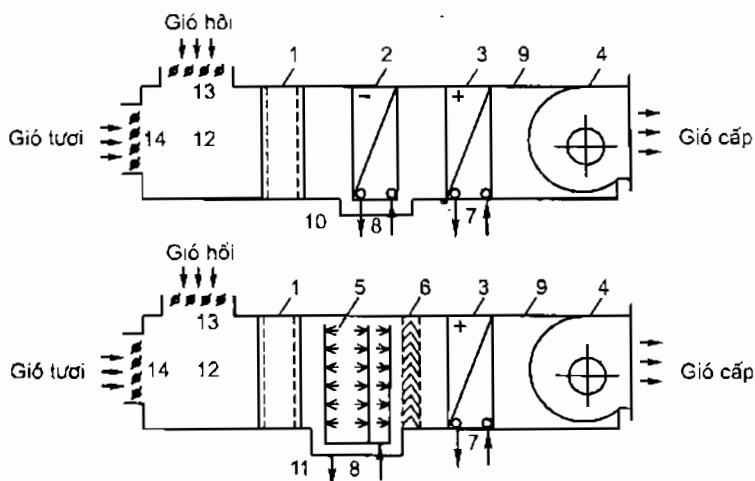
Kiểu 42CMA	Lưu lượng nước, l/s	Tổn thất áp suất nước, kPa	Năng suất lạnh, W		Lưu lượng gió HiFan, m <sup>3</sup> /h	Khối lượng, kg	Ghi chú
			Hiện	Tổng			
002	0,07	4,5	1.185	1.500	441	16,4 16,4	Điện áp 220V 1 pha 50Hz; các chữ cái xen giữa ký hiệu 42CMA và chữ số 002- 012 ví dụ:  42CMA - A - 002 có nghĩa. A: 3 hàng 12 ống cột áp thấp B: 3 hàng 12 ống cột áp cao C 4 hàng 14 ống cột áp thấp D 4 hàng 14 ống cột áp cao E: 2 hàng 12 ống cột áp thấp F: 2 hàng 12 ống cột áp cao - Nấc quạt trung bình $Q_0$ còn 84 ÷ 87% - Nấc quạt thấp $Q_0$ còn 72 ÷ 75% - Khối lượng máy có hộp gió và phin lọc
	0,09	4,9	1.295	1.756			
	0,12	7,2	1.365	1.936			
	0,14	9,2	1.369	2.064			
003	0,10	6,9	2.003	2.841	595	17,1	
	0,13	10,8	2.121	3.091			
	0,17	14,0	2.220	3.321			
	0,20	20,3	2.265	3.415			
004	0,13	10,8	2.513	3.194	685	17,1	
	0,18	17,6	2.610	3.805			
	0,23	26,1	2.707	3.912			
	0,28	36,4	2.803	4.146			
006	0,20	11,0	3.824	4.870	1.071	21,9	
	0,25	15,4	3.951	5.386			
	0,30	20,1	4.042	5.590			
	0,35	26,6	4.132	5.921			
008	0,27	21,1	5.292	7.009	1.402	25,7	
	0,37	33,2	5.509	7.764			
	0,47	54,7	5.654	8.061			
	0,57	71,6	5.751	8.544			
010	0,33	39,8	5.883	8.518	1.675	32,5	
	0,43	51,8	6.326	9.109			
	0,53	73,5	6.522	9.364			
	0,63	91,7	6.794	9.692			
012	0,40	43,5	7.829	10.462	2.014	35,8	
	0,50	77,8	8.119	11.187			
	0,60	99,8	8.228	11.501			
	0,70	123,0	8.372	11.904			

### 2.4.3.3. Các buồng xử lý không khí AHU (Air Handling Unit)

Giống như FCU cũng là các dàn trao đổi nhiệt nhưng có năng suất lạnh lớn hơn để sử dụng cho các phòng ăn, sảnh, hội trường, phòng khách..., có cửa lấy gió tươi (đây là ưu điểm so với FCU), có các bộ phận lọc khí, rửa khí, gia nhiệt để có thể điều chỉnh và khống chế chính xác nhiệt độ cũng như độ ẩm tương đối của không khí thổi vào phòng. AHU có quạt ly tâm cột áp cao để có thể lắp với hệ thống ống gió lớn. Một khác biệt cơ bản nữa là AHU có loại khô như FCU nhưng có loại ướt, loại có dàn phun nước lạnh trực tiếp vào không khí (còn gọi kiểu hở) để làm lạnh và rửa khí.

Tùy theo đặc điểm kết cấu và hoạt động, AHU cũng được phân ra nhiều loại khác nhau. Trước hết AHU được phân ra kiểu khô và kiểu ướt. Kiểu khô là nước và không khí trao đổi nhiệt qua dàn ống có cánh còn kiểu ướt là không khí và nước lạnh trao đổi nhiệt ẩm trực tiếp khi phun nước lạnh vào không khí. Hệ điều hoà có dùng FCU và AHU kiểu khô còn được gọi là hệ nước kín có bình dẫn nở. Hệ điều hoà dùng AHU kiểu ướt còn được gọi là hệ nước hở không có bình dẫn nở. Theo hình dạng chia ra kiểu đứng và kiểu nằm ngang. Căn cứ vào dàn gia nhiệt, có loại sử dụng dàn ống nước nóng hoặc dàn sưởi điện trở. Căn cứ vào áp suất có loại áp suất thấp, áp suất cao, 1 quạt hoặc 2 quạt...

Hình 2.27 giới thiệu sơ đồ nguyên lý cấu tạo của AHU kiểu nằm ngang có dàn lạnh khô và dàn phun (ướt).



**Hình 2.27. Nguyên lý cấu tạo của AHU kiểu nằm ngang**

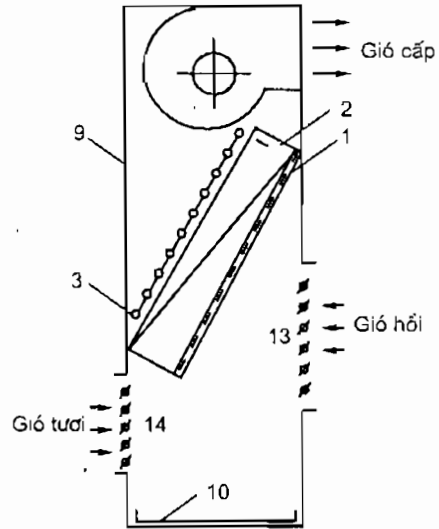
a) Có dàn lạnh kiểu khô; b) Có dàn phun kiểu ướt

1. Phin lọc gió; 2. Dàn làm lạnh; 3. Dàn sưởi; 4. Quạt ly tâm; 5. Dàn phun nước lạnh;
6. Tấm chắn nước; 7. Ống cấp nước nóng; 8. Ống cấp nước lạnh; 9. Vỏ cách nhiệt;
10. Máng hứng nước; 11. Bể nước; 12. Buồng hoà trộn gió tươi và gió hồi;
13. Van điều chỉnh gió hồi; 14. Van điều chỉnh gió tươi.



Hình 2.28 giới thiệu nguyên tắc cấu tạo của một AHU đặt đứng dùng dùng dàn lạnh kiểu khô.

Bảng 2.18 giới thiệu đặc tính kỹ thuật một số AHU cỡ nhỏ kiểu tủ đứng và kiểu treo trần của Toyo Carrier trong đó 40CV và 40HW là loại treo trần, 40RW là loại tủ đứng có ống gió, 40SW là loại tủ đứng không ống gió (free blow).



Hình 2.28. Nguyên tắc cấu tạo của một AHU đặt đứng dùng dàn lạnh kiểu khô

1. Phin lọc gió; 2. Dàn lạnh kiểu khô; 3. Dàn sưởi; 4. Quạt ly tâm; 9. Vỏ cách nhiệt kiểu tủ; 13. Van điều chỉnh gió hồi; 14. Van điều chỉnh gió tươi.

Bảng 2.18. Đặc tính kỹ thuật của một số AHU cỡ nhỏ kiểu 40HW, RW và SW (năng suất lạnh tính theo nhiệt độ nước lạnh vào 7°C và nhiệt độ không khí vào  $t_T = 27^\circ\text{C}$ ,  $t_{TV} = 19,5\%$  và năng suất sưởi tính theo nhiệt độ nước vào 60°C và không khí vào 18°C) lưu lượng nước trung bình và lưu lượng gió tối đa (Hi)

Kiểu AHU	Lưu lượng gió, l/s	Lưu lượng nước nóng và lạnh, l/s	Năng suất lạnh, kW	Năng suất nhiệt, kW	Động cơ quạt, kW	Khối lượng máy + dàn sưởi, kg
40CW 003	470	0,5	11,5	18,2	0,18	39+11
40CW 004	620	0,67	15,4	25,3	0,32	47+15
40CW 005	920	1,25	25,3	38,7	0,40	58+20
40HW, RW, SW 008	1.670	1,83	40,0	58,1	0,75 (1,5)	117+17
40HW, RW, SW 012	2.080	1,67	43,1	73,8	1,5 (2,2)	156+22
40HW, RW 016	2.870	2,50	60,7	102	2,2 (3,7)	190+29
40HW, RW 024	3.830	3,33	83,1	141	3,7 (5,5)	255+33
40HW, RW 028	4.800	4,17	107	187	3,7 (5,5)	330+40
40HW, RW 034	5.770	5,00	127	229	5,5 (7,5)	450+47
40HW, RW 044	7.670	6,67	165	304	7,5 (11)	570+62
40HW, RW, SW 008HE	1.670	1,25	38,6	69,8	0,75 (1,5)	145+15
40HW, RW, SW 012HE	2.080	1,67	49,9	89,7	1,5 (2,2)	180+19
40HW, RW 016 HE	2.870	2,50	74,0	127,4	2,2 (3,7)	220+28

#### 2.4.4. Hệ thống nước giải nhiệt

Hệ thống nước giải nhiệt gồm có tháp giải nhiệt (cooling tower), bơm nước giải nhiệt và hệ thống đường ống nước tuần hoàn từ bình ngưng tới tháp và ngược lại.

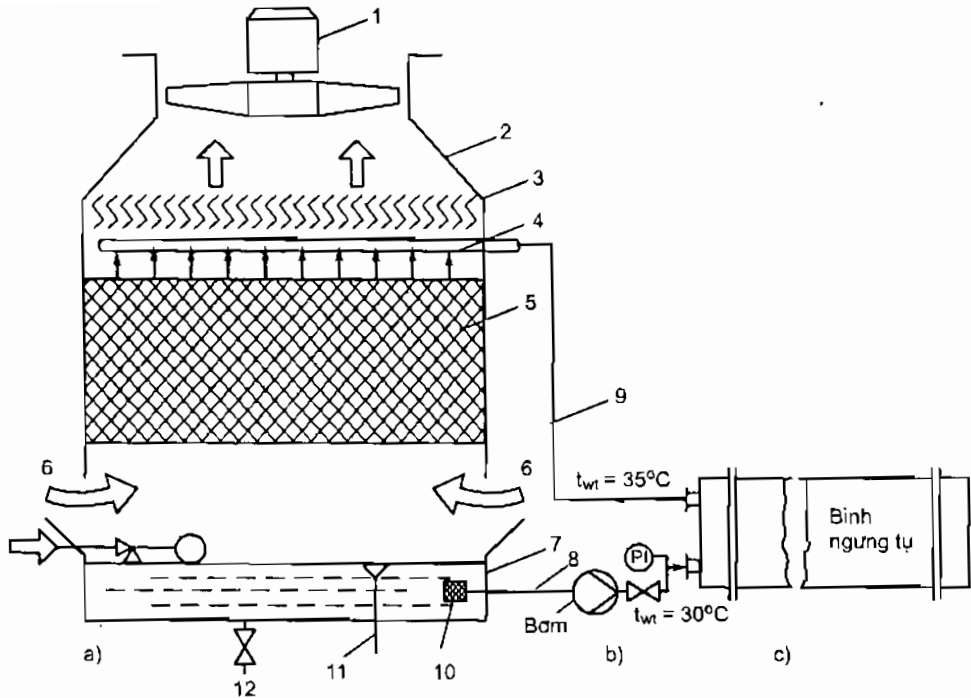
Về nguyên tắc, hệ thống điều hoà trung tâm nước với máy làm lạnh nước giải nhiệt nước có thể sử dụng nước giếng hoặc nước thành phố một lần không tái tuần hoàn nhưng xu hướng sử dụng nước tái tuần hoàn với tháp giải nhiệt là rất lớn vì các ưu điểm cơ bản của tháp giải nhiệt như sau:

- Nước càng ngày càng khan hiếm và được tiết kiệm tới mức tối đa mà tháp giải nhiệt có khả năng tiết kiệm nước cao.
- Các dàn ngưng tụ kiểu tưới và dàn ngưng tụ bay hơi tỏ ra kém hiệu quả, công kênh và thiếu tính sản xuất hàng loạt.
- Các tổ hợp máy làm lạnh nước giải nhiệt gió rất công kênh và không thể ứng dụng cho các máy lạnh công suất lớn và rất lớn do điều kiện vận chuyển và chuyên chở.
- Một lý do khác nữa là tháp giải nhiệt đã có hiệu quả rất cao, kích thước gọn nhẹ, hình thức đẹp, chịu được mưa nắng, độ tin cậy cao, tuổi thọ lớn do áp dụng được các tiến bộ khoa học kỹ thuật mới nhất, thích hợp với việc lắp đặt trên tầng thượng toà nhà.

Hình 2.29 giới thiệu nguyên tắc cấu tạo của tháp giải nhiệt thường dùng trong hệ thống điều hoà trung tâm nước với máy làm mát nước giải nhiệt nước.

Tháp giải nhiệt biểu diễn trên hình vẽ gồm một vỏ bao hình trụ đứng 2, quạt gió hướng trục 1, dàn phun nước 4, khối đệm 5, cửa gió vào 6, bể nước 7. Nước phun đều lên khối đệm và chảy từ trên xuống. Gió đi từ dưới lên trên. Khối đệm là một băng nhựa dập sóng cuộn tròn có bề mặt trao đổi nhiệt rất rộng, tăng cường hiệu quả trao đổi nhiệt ẩm giữa nước và không khí. Bộ chắn bụi nước 3 dùng để chắn các bụi nước cuốn theo gió tổn thất ra ngoài. Nước đi qua tháp, nhiệt độ giảm khoảng từ 4 đến 6°C tùy theo điều kiện trao đổi nhiệt giữa gió và nước trong tháp.

Phân tích chọn tháp giải nhiệt trình bày trong chương 5.



**Hình 2.29. Nguyên tắc cấu tạo của tháp giải nhiệt**

a) Tháp giải nhiệt; b) Bơm nước tuần hoàn; c) Bình ngưng tụ của máy lạnh

1. Động cơ quạt gió; 2. Vỏ tháp; 3. Chấn bụi nước; 4. Dàn phun nước; 5. Khối đệm;
6. Cửa không khí vào; 7. Bể nước; 8. Đường nước lạnh cấp để làm mát bình ngưng;
9. Đường nước nóng từ bình ngưng ra đưa vào dàn phun để làm mát xuống nhờ không khí đi ngược chiều từ dưới lên; 10. Phin lọc nước; 11. Phễu chảy tràn; 12. Van xả đáy;
13. Đường nước cấp với van phao; PI – Áp kế (pressure indicator).

## 2.5. BẢNG SO SÁNH CÁC HỆ THỐNG ĐIỀU HOÀ KHÔNG KHÍ

Bảng 2.19 tóm tắt những đặc điểm của từng hệ thống điều hoà không khí đã giới thiệu ở các phần trên. Bảng so sánh này thực ra cũng chỉ là tương đối vì một số loại máy gần như giống nhau hoàn toàn về mọi đặc điểm, chỉ khác nhau về năng suất lạnh, ví dụ máy điều hoà tách (2 hoặc nhiều cụm) của hệ thống điều hoà cục bộ và hệ thống điều hoà [tổ hợp] gọn chằng hạn.

Một ví dụ khác, đối với các máy điều hoà giải nhiệt gió, cần phải bố trí cụm dàn nóng sao cho không bị cản trở do các bức tường chắn, ánh nắng mặt trời, hướng gió và cần phải đặc biệt tránh gió quần khi bố trí nhiều cụm nóng gần nhau, tránh máy này hút phải không khí nóng của máy kia... Hướng gió rất quan trọng, thường

người ta bố trí quạt vuông góc với hướng gió. Nếu bố trí ngược hướng gió, có thể gió làm mất tác dụng quạt và máy sẽ bị quá tải vì không thải được nhiệt.

Đối với máy điều hoà nhiều cụm cục bộ dùng trong gia đình rất thuận tiện cho một gia đình nhiều phòng nhưng sử dụng lạnh không đồng thời, ví dụ ban ngày chỉ cấp lạnh cho phòng làm việc, phòng khách, ban đêm cấp lạnh cho các phòng ngủ. Cụm dàn nóng không đủ công suất cấp lạnh đồng thời cho tất cả các phòng. Nhưng đối với máy điều hoà nhiều cụm kiểu thương nghiệp hoặc công nghệ dàn nóng lại phải đủ lớn để cấp lạnh đồng thời cho các phân xưởng hoặc công sở.

## **2.6. LỰA CHỌN HỆ THỐNG ĐIỀU HOÀ THÍCH HỢP CHO CÔNG TRÌNH**

Việc lựa chọn hệ thống điều hoà thích hợp cho công trình là hết sức quan trọng, nó đảm bảo cho hệ thống đáp ứng được đầy đủ những yêu cầu của công trình. Nói chung, một hệ thống điều hoà không khí thích hợp khi thoả mãn các yêu cầu do công trình đề ra cả về mặt kỹ thuật, mỹ thuật, môi trường, sự tiện dụng về vận hành, bảo dưỡng, sửa chữa, độ an toàn, độ tin cậy, tuổi thọ và hiệu quả kinh tế cao.

Ví dụ, khi thiết kế hệ thống điều hoà không khí cho một toà nhà hoặc một phân xưởng có năng suất lạnh yêu cầu dưới 100 tấn lạnh (350kW) thì chỉ nên dùng loại tổ hợp gọn mà không dùng trung tâm nước. Nhưng đối với một toà nhà chung cư, dù năng suất lạnh yêu cầu có lớn đến mấy cũng không thể dùng hệ thống trung tâm nước vì ở Việt Nam chưa có thói quen tính tiền điều hoà theo kiểu khoán diện tích vì mức sống còn chưa cao, hơn nữa nhiều gia đình không có thói quen dùng điều hoà, vì vậy tốt hơn hết là để gia đình tự trang bị, sử dụng và tự chịu tiền điện. Ở các nước phương Tây, việc sưởi ấm mùa đông và điều hoà mùa hè thường được tính khoán ngay vào tiền nhà vì các hệ thống cung cấp năng lượng này đều là kiểu trung tâm nhưng ở Việt Nam, chế độ này còn lâu mới thực hiện được. Do đó các chung cư cao vài chục tầng ở các khu Linh Đàm, Định Công, Trung Hoà vẫn phải thiết kế để các hộ gia đình có điều kiện tự lắp đặt các máy điều hoà cục bộ kiểu cửa sổ, 2 hoặc nhiều cụm kiểu tách, tùy ý thích của chủ hộ.

**Bảng 2-19. Bảng so sánh các hệ điều hoà cục bộ RAC, tổ hợp gọn PAC và trung tâm nước TTN hệ thống điều hoà không khí có máy nén cơ**

Đặc điểm	Hệ thống điều hoà cục bộ RAC		Hệ thống điều hoà [tổ hợp] gọn PAC					Hệ thống điều hoà trung tâm nước TTN	
	Máy điều hoà của số	Máy điều hoà tách (2 hoặc nhiều cụm)	Máy điều hoà tách 2 và nhiều cụm (đến 60 kW)	Máy điều hoà nguyên cụm lắp ngoài (đến 770 kW)	Máy điều hoà nguyên cụm giải nhiệt nước (đến 770 kW)	Máy điều hoà VRV (đến 770 kW hoặc hơn)	Hệ thống điều hoà với máy làm lạnh nước giải nhiệt gió	Hệ thống điều hoà	
Hạng mục	(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	
Năng suất lạnh $Q_0$	7kW (đến 2 RT- lắp lạnh Mỹ)	24.000 Btu/h	(10 ÷ 350 kW) (từ 3 đến 100 RT) (36.000 ÷ 1.200.000 Btu/h)			Công suất dàn nóng đến 64 HP, $Q_0 \approx 186kW$	350kW ( $\geq 100 RT$ )	đối với các toà nhà văn phòng, khách sạn $\geq 1500RT$	
Cấu tạo thiết bị bay hơi	làm lạnh không khí trực tiếp								
Thiết bị ngưng tụ	giải nhiệt gió		giải nhiệt gió	giải nhiệt nước	giải nhiệt nước	gió	giải nhiệt gió	giải nhiệt nước	
Máy nén	pitông kín	pitông kín	pitông (kín, nửa kín, hở)	rôto lặn, lắp trượt (kín)	xoăn ốc (kín) trực vít		xoăn ốc kín	pitông (hở, nửa kín) trực vít (hở, nửa kín) tuabin (hở, nửa kín)	
Thiết bị tiết lưu	ống mao	ống mao	ống mao, van tiết lưu					van tiết lưu	
Bơm nhiệt	1/2 chiều	1/2 chiều	1/2 chiều	1 chiều	1 chiều	1/2 chiều	1/2 chiều	1/(2) chiều	
Hệ thống phụ trợ phía thiết bị ngưng tụ	không	không	không	tháp và hệ thống nước giải nhiệt	không	không	không	tháp và hệ thống nước giải nhiệt	
Phương pháp xử lý gió	cục bộ		trung tâm, có hoặc không có ống gió (hoặc cục bộ)					trung tâm có hoặc không có ống gió (hoặc cục bộ)	

**Bảng 2-19 (tiếp)**

	(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)
Ứng dụng	tiện nghi dân dụng							
Sử dụng thích hợp cho	nhà ở, căn hộ, phòng ở ...							
Vấn đề cung cấp gió	không có cửa lấy gió tươi, phải có quạt thông gió	không có cửa lấy gió tươi nên phải có quạt thông gió	không có cửa lấy gió tươi phải có quạt thông gió	không có cửa lấy gió tươi	không có cửa lấy gió tươi, phải có quạt thông gió hồi nhiệt HRV	nhà cao tầng, văn phòng, khách sạn ...	tiện nghi, công nghệ (đặc biệt thích hợp cho công nghệ)	
Điều chỉnh nhiệt độ phòng	nhật độ dao động lớn do phân phối gió khó đều	nhật độ phòng dao động trung bình và rất tốt nếu có hệ thống phân phối gió tốt hơn và khi có biến tần						FCU - không có cửa lấy gió tươi AHU có thể có cửa lấy gió tươi. Nếu không có phải có quạt thông gió hoặc hệ thống cấp gió tươi riêng hoặc dùng PAU
Khả năng làm sạch không khí phòng	thấp (lọc bụi thô, tinh và có thể có khử mùi cung cấp ion âm và ô xi)	tốt hơn nếu có các bộ phận lọc không khí tốt hơn (cả lọc bụi và khử mùi cũng như cung cấp ion âm và ô xi)						khả năng điều chỉnh nhiệt độ tốt nhất và ổn định nhất  tốt nhất
Độ ổn trong nhà	ổn cả trong nhà và ngoài nhà	ổn ngoài nhà, không ổn trong nhà	ổn ngoài nhà, không ổn trong nhà	ổn trong nhà (cần có tiêu âm trên đường ống hút và cấp nếu dùng cho điều hoà tiện nghi)	không ổn trong nhà, ổn phía trên tầng thượng nơi đặt máy			đáp ứng mọi nhu cầu về làm sạch bụi, tạp chất hoá chất và mùi, đặc biệt xử lý gió bằng AHU
Hiệu suất thiết bị	thấp	trung bình	cao (do có biến tần)					không ổn trong nhà, ổn ở gian máy, bơm và quạt tháp giải nhiệt nhưng có khả năng tập trung xử lý tốt

**Bảng 2-19 (tiếp)**

	(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)
Tuổi thọ		thấp		trung bình				cao (hiêng cho chiller)
Bảo dưỡng, sửa chữa	bảo dưỡng định kỳ thường xuyên cả cụm dàn nóng và dàn lạnh, đo độ cần lắp đặt các cụm dàn sao cho dễ dàng bảo dưỡng, sửa chữa		sửa chữa, bảo dưỡng định kỳ nhưng tùy loại, nói chung là ít thường xuyên hơn. Các tổ hợp lắp đặt cần chú ý đến việc bảo dưỡng, sửa chữa thuận tiện sau này		chấn đoán bệnh tự động, ít sửa chữa bảo dưỡng định kỳ		ít phải bảo dưỡng, sửa chữa nhất, chủ yếu bảo dưỡng cho các gian máy và FCU	
Phòng máy		không cần	không cần		không cần		phòng máy đặt ở tầng thượng	phòng máy thường đặt ở tầng hầm (hoặc tầng thượng)
Lắp đặt	dễ dàng, tuy phải đục một khoảng tương đương kích thước máy	dễ dàng, phải đục tương 1 lỗ Ø70 mm để đi ống	dễ dàng, tuy vẫn phải đục tường, trần		khó hơn vì phải có phòng máy và ống gió (nếu cần)	phức tạp vì phải lắp đường ống dẫn môi chất và hệ điều khiển phức tạp hơn	phức tạp nhất vì phải lắp hệ đường ống nước lạnh và nước giải nhiệt với các thiết bị và phụ kiện	
Công nhân vận hành		không	không		không		không	không
Khả năng sử dụng lạnh cục bộ	dễ dàng, vì cần lạnh phòng nào bật máy phòng đó		khó hơn, vì mỗi máy có thể phục vụ nhiều buồng và điều chỉnh năng suất lạnh bao giờ cũng gắn liền với tổn thất công suất		dễ dàng qua máy biến tần		khó nhất, vì không thể cho chạy máy khi chỉ cần năng suất lạnh quá nhỏ vì tổn thất công suất lớn	
Khả năng linh hoạt riêng biệt cho từng hồ tiêu thụ	cao vì có thể linh cho từng máy, từng phòng riêng biệt		thấp hơn, tuy nhiên vẫn có thể linh từng hồ thuê và máy thuê dễ dàng hơn		không		không	không thể, ở đây chỉ có thể thu tiền khoan theo điện tích phòng điều hòa

**Bảng 2-19 (tiếp)**

	(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)
Vốn đầu tư ban đầu	thấp nhất	thấp		trung bình		cao	cao	
Phương án sưởi ấm mùa đông	2 chiếu bơm nhiệt hoặc điện trở	thấp	2 chiếu bơm nhiệt hoặc điện trở	điện trở	bơm nhiệt (hoàn nhiệt)	- bơm nhiệt - điện trở - nồi hơi đun nước nóng	- điện trở - nồi hơi đun nước nóng (bơm nhiệt nếu có nguồn nước ngầm)	
Giá vận hành	thấp		trung bình		thấp nhất	cao nhất		
Ảnh hưởng đến cảnh quan và kiến trúc	rất lớn	lớn	lớn	trung bình	(hầu như) không	(hầu như) không		
Ảnh hưởng đến môi trường (khả năng rò rỉ môi chất lạnh) vào phòng	lớn	lớn	lớn	trung bình	trung bình	trung bình	không	
Ảnh hưởng do tải nhiệt dân nóng	rất cao	cao	cao	trung bình	trung bình	nhỏ (do tập trung ở tầng thượng)	nhỏ (do tập trung ở tầng giải nhiệt)	
Khả năng mở rộng hệ thống điều hoà không khí	đễ dàng	đễ dàng	đễ dàng	trung bình	đễ dàng		không thể	



Khi một vùng khí hậu thiếu nước sinh hoạt thì không thể chọn máy kiểu giải nhiệt nước mà phải chọn kiểu giải nhiệt gió, ví dụ như các vùng Trung cận đông. Những vùng khí hậu có độ ẩm không khí quá cao cũng không nên chọn phương án giải nhiệt nước bằng nước tuần hoàn vì khi đó tháp giải nhiệt làm việc không hiệu quả.

Khi nói đến điều hoà tiện nghi thường người ta phải nghĩ ngay đến việc khống chế độ ồn dưới mức cho phép ngoài nhiệt độ và độ ẩm tiện nghi mà hệ thống cần đạt được. Như vậy phải chọn các loại máy có độ ồn thấp, đó là các loại máy kiểu tách, VRV hoặc trung tâm nước. Đây là các máy có các cụm dàn lạnh trong nhà với quạt ngang dòng (lồng sóc) nên rất êm.

Khi nói đến điều hoà công nghệ hoặc thương nghiệp, có nghĩa là ở đây có thể chấp nhận được độ ồn cao hơn, do đó có thể chọn các loại máy nguyên cụm hoặc loại dàn ngưng đặt xa.

Nếu vì lý do nào đó mà phải chọn các loại máy có độ ồn cao như các loại máy nguyên cụm hoặc dàn ngưng đặt xa cho điều hoà tiện nghi thì nhất thiết phải bố trí chống ồn, chống rung và tiêu âm đường gió cấp, đường gió hồi.

Nếu sử dụng các loại máy này cho các trường quay, studio, phòng ghi âm, phòng phát thanh, hoà nhạc thì vấn đề tiêu âm, chống ồn, chống rung lại càng phải có yêu cầu đặc biệt hơn.

Như bảng 2.19 đã phân tích đặc điểm các hệ thống điều hoà, ta thấy hệ thống điều hoà cục bộ chỉ thích hợp cho các nhà ở, căn hộ, phòng ở hạn chế của một gia đình nhỏ 3 – 5 người. Hệ thống điều hoà tổ hợp gọn được ứng dụng rộng rãi hơn cho cả điều hoà tiện nghi, thương nghiệp và công nghệ, ví dụ các phòng rộng, nhà ở rộng, cửa hàng, quầy hàng thương nghiệp, siêu thị, nhà hàng ăn uống, điểm tâm, giải khát, các phân xưởng sản xuất, các phòng thí nghiệm, bệnh viện, trạm xá, trường học, văn phòng, trung tâm thể thao, hội trường, rạp hát, rạp chiếu bóng... Mỗi cụm máy có thể phục vụ cho một diện tích đến  $400 + 500\text{m}^2$  sàn.

Riêng hệ VRV thích hợp cho nhiều dạng nhà cao tầng, văn phòng, khách sạn giống như hệ thống trung tâm nước với mọi kích cỡ về bề rộng, bề cao và phù hợp cho mọi kiểu kiến trúc của toà nhà. Hệ trung tâm nước cũng phù hợp cho các xưởng sản xuất lớn như nhà máy sợi, dệt, in ấn, chè, thuốc lá... nơi mà độ ẩm cần khống chế tương đối nghiêm ngặt.

Khi cần độ trong sạch của không khí cao, thường người ta phải sử dụng hệ thống điều hoà trung tâm nước vì ở đây có thể bố trí dễ dàng tất cả các loại thiết bị lọc khí, lọc tạp chất bụi, hoá chất và khử mùi hiệu quả cao.

Một căn cứ quan trọng khác cần lưu ý là vốn đầu tư cho công trình. Đôi khi vốn đầu tư không phù hợp nên không chọn được hệ thống phù hợp nhất cho công trình. Ví dụ hệ VRV hiện nay khá đắt, thường đắt hơn hệ thống trung tâm nước. Dù biết rằng VRV không cần công nhân vận hành, đỡ phức tạp hơn rất nhiều trong việc vận hành và lắp đặt, đồng thời còn có khả năng tiết kiệm điện cao nhưng do không đủ vốn nên vẫn phải chọn hệ thống trung tâm nước.

Tóm lại, cần phải chọn được hệ thống điều hoà phù hợp với công trình, phát huy được các ưu điểm và khắc phục được các nhược điểm của hệ thống làm cho hệ thống vận hành đạt được hiệu quả kinh tế kỹ thuật cao nhất.

## TÍNH CÂN BẰNG NHIỆT ẨM BẰNG PHƯƠNG PHÁP TRUYỀN THỐNG

Có rất nhiều phương pháp tính cân bằng nhiệt ẩm khác nhau để xác định năng suất lạnh yêu cầu khác nhau. Ở đây giới thiệu 2 phương pháp là phương pháp truyền thống và phương pháp Carrier. Nhiều phương pháp đã được lập trình và chỉ cần đưa số liệu vào là có các kết quả mong muốn. Chương này giới thiệu tính cân bằng nhiệt ẩm theo phương pháp truyền thống.

### 3.1. ĐẠI CƯƠNG

Các bước chủ yếu của phương pháp tính cân bằng nhiệt ẩm truyền thống gồm bảy bước, chủ yếu như sau:

1. Xác định các nguồn nhiệt toả vào phòng từ các nguồn khác nhau như do người, máy móc, chiếu sáng, rò lọt không khí, bức xạ mặt trời, thẩm thấu qua kết cấu bao che...

Phương trình cân bằng nhiệt tổng quát có dạng:

$$Q_t = Q_{toả} + Q_{tt} \quad (3.1)$$

$Q_t$  – nhiệt thừa trong phòng, W;

$Q_{toả}$  – nhiệt toả ra trong phòng, W;

$Q_{tt}$  – nhiệt thẩm thấu từ ngoài vào qua kết cấu bao che do chênh lệch nhiệt độ, W:

$$Q_{toả} = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6 + Q_7 + Q_8 \quad (3.2)$$

$Q_1$  – nhiệt toả từ máy móc;

$Q_2$  – nhiệt toả từ đèn chiếu sáng;

$Q_3$  – nhiệt toả từ người;

$Q_4$  – nhiệt toả từ bán thành phẩm;

$Q_5$  – nhiệt toả từ bề mặt thiết bị trao đổi nhiệt;

$Q_6$  – nhiệt toả do bức xạ mặt trời qua cửa kính;

$Q_7$  – nhiệt toả do bức xạ mặt trời qua bao che;

$Q_8$  – nhiệt toả do rò lọt không khí qua cửa;

$$Q_{tt} = Q_9 + Q_{10} + Q_{11} + Q_{bs}, W \quad (3.3)$$

$Q_9$  – nhiệt thẩm thấu qua vách;

$Q_{10}$  – nhiệt thẩm thấu qua trần (mái);

$Q_{11}$  – nhiệt thẩm thấu qua nền;

$Q_{bs}$  – nhiệt tổn thất bổ sung do gió và hướng vách.

2. Xác định các nguồn ẩm thừa trong phòng điều hoà  $W_t$ :

$$W_t = W_1 + W_2 + W_3 + W_4, \text{ kg/s} \quad (3.4)$$

$W_1$  – lượng ẩm do người toả vào phòng, kg/s;

$W_2$  – lượng ẩm bay hơi từ bán thành phẩm, kg/s;

$W_3$  – lượng ẩm do bay hơi từ sàn ẩm, kg/s;

$W_4$  – lượng ẩm do hơi nước nóng toả vào phòng, kg/s.

3. Xác định tia quá trình  $\varepsilon$  (còn gọi là hệ số góc tia quá trình):

$$\varepsilon_t = \frac{Q_t}{W_t}, \text{ kJ/kg} \quad (3.5)$$

4. Xác định sơ đồ điều hoà không khí với các thông số trạng thái không khí trong nhà T, ngoài nhà N, hoà trộn H và thổi vào V như entanpy  $I_T, I_N, I_H, I_V$ , nhiệt độ  $t_T, t_N, t_H, t_V$ , lưu lượng không khí  $G_T, G_N, G_H, G_V$  (kg/s),  $L_T, L_N, L_H, L_V$  ( $\text{m}^3/\text{s}$ ), khối lượng riêng không khí  $\rho_T, \rho_N, \rho_H, \rho_V$ , ẩm dung của không khí  $d_T, d_N, d_V, d_H...$

5. Xác định năng suất gió của hệ thống

Để có thể thải được hết nhiệt thừa ra khỏi phòng điều hoà cần một lượng gió  $G_t$  là:

$$G_t = \frac{Q_t}{I_T - I_V}, \text{ kg/s} \quad (3.6)$$

Để thải hết được ẩm thừa ra khỏi phòng điều hoà cần một lượng gió  $G_M$  là:

$$G_M = \frac{W_t}{d_T - d_V}, \text{ kg/s} \quad (3.7)$$

Năng suất gió của hệ thống G phải bằng  $G_t$  và  $G_w$  do đó:

$$G = G_t = G_w$$

hay: 
$$\frac{Q_t}{I_T - I_V} = \frac{W_t}{d_T - d_V}$$

rút ra: 
$$\frac{Q_t}{W_t} = \frac{I_T - I_V}{d_T - d_V} = \varepsilon_t \quad (3.8)$$

$\varepsilon_t$  chính là hệ số góc tia quá trình.

6. Năng suất lạnh của hệ thống điều hoà không khí  $Q_0$

$$Q_0 = G_V(I_H - I_V) \text{ , kW} \quad (3.9)$$

$$Q_0 = Q_t \frac{I_H - I_V}{I_T - I_V} \text{ , kW} \quad (3.10)$$

7. Lượng ẩm ngưng tụ trên dàn bay hơi  $W$

$$W = G_V(d_H - d_V) \text{ , kg/s} \quad (3.11)$$

## 3.2. TÍNH CÂN BẰNG NHIỆT

### 3.2.1. Nhiệt toả từ máy móc $Q_1$

$$Q_1 = \Sigma N_{dc} \cdot K_{pt} \cdot K_{dt} \cdot \left( \frac{1}{\eta} - 1 + K_T \right) \text{ , W} \quad (3.12)$$

$N_{dc}$  – công suất động cơ lắp đặt của máy, W;

$K_{pt}$  – hệ số phụ tải, bằng tỷ số giữa công suất thực (hiệu dụng) của máy trên công suất động cơ lắp đặt,  $K_{pt} = N_{eff}/N_{dc}$ ;

$K_{dt}$  – hệ số đồng thời,  $K_{dt} = \Sigma N_i \tau_i / \Sigma N_i \tau$  trong đó  $N_i$ ,  $\tau_i$  là công suất động cơ thứ  $i$  làm việc trong thời gian  $\tau_i$  và  $\tau$  là tổng thời gian hoạt động của hệ thống điều hoà không khí trong ngày.

$K_T$  – hệ số thải nhiệt. Hầu hết các động cơ làm việc ở chế độ biến điện năng thành cơ năng đều lấy  $K_T = 1$ . Trường hợp động cơ quạt gió mà động cơ ở trong phòng, ống gió bên ngoài lấy  $K_T = 0,1$ ; bơm có động cơ ở trong phòng, ống nước bên ngoài lấy  $K_T = 0,2$ ;

$\eta$  – hiệu suất làm việc thực của động cơ,  $\eta = \eta_{dc} \cdot K_{hc}$ , trong đó  $\eta_{dc}$  – hiệu suất động cơ cho trong catalog và  $K_{hc}$  – hệ số hiệu chỉnh theo phụ tải:

Hệ số phụ tải  $K_{pt}$       0,80   0,70   0,60   0,50   0,40   0,30

Hệ số hiệu chỉnh  $K_{hc}$    1      0,99   0,98   0,97   0,95   0,92

Trường hợp không có catalog động cơ có thể lấy gần đúng  $\eta_{dc}$  theo công suất động cơ như sau:

Công suất động cơ  $N$ , kW    $\leq 0,5$     $0,5 \div 5$     $5 \div 10$     $10 \div 28$     $> 28$

Hiệu suất động cơ  $\eta_{dc}$       0,75   0,84   0,85   0,88   0,9

### 3.2.2. Nhiệt toả từ đèn chiếu sáng $Q_2$

$$Q_2 = N_{cs} \text{ , W} \quad (3.13)$$

$N_{cs}$  – tổng công suất của tất cả các đèn chiếu sáng, W.

Đối với nhà hát, sân khấu, hội trường... ta phải tính tổng công suất của đèn chiếu sáng. Đối với phòng làm việc, phân xưởng sản xuất, khách sạn, văn phòng... có thể tính công suất chiếu sáng theo  $m^2$  sàn. Bình thường, theo tiêu chuẩn chiếu sáng lấy  $10 \div 12 \text{ W/m}^2$  diện tích sàn cho văn phòng, khách sạn, công xưởng...

### 3.2.3. Nhiệt toả từ người $Q_3$

Nhiệt toả từ người thay đổi theo điều kiện vi khí hậu, cường độ lao động và thể trạng cũng như giới tính. Nhiệt độ không khí chung quanh càng thấp, nhiệt toả càng nhiều. Người càng to béo vạm vỡ, nhiệt toả càng nhiều và nói chung nhiệt toả của nam giới lớn hơn của nữ giới. Nhiệt toả từ người gồm 3 phần là đối lưu trực tiếp với không khí, bức xạ vào không khí và bay hơi nước từ phổi và bề mặt da (mồ hôi) vào không khí. Người ta tính gộp đối lưu và bức xạ thành phần nhiệt hiện  $q_h$ , còn nhiệt toả bằng bay hơi nước gọi là thành phần nhiệt ẩn  $q_a$ :

$$q = q_h + q_a, \text{ W} \quad (3.14)$$

Nhiệt toả từ người được tính theo biểu thức sau:

$$Q_3 = n \cdot q, \text{ W} \quad (3.15)$$

$q$  – nhiệt toả từ một người, W/người;

$n$  – số người.

Bảng 3.1 giới thiệu nhiệt toả từ một người đàn ông trưởng thành, cân nặng khoảng 68kg với cả thành phần nhiệt hiện và nhiệt ẩn ở nhiệt độ không khí trong phòng điều hoà từ 20 đến 28°C. Nếu tính cho phụ nữ có thể nhân thêm với hệ số 0,85 và đối với trẻ em nhân với hệ số 0,75 vì phụ nữ và trẻ em toả nhiệt ít hơn. Đối với nhà hàng cần nhân với 1,20 vì tính đến thức ăn toả nhiệt.

Trường hợp không thể xác định chính xác được số lượng người trong không gian điều hoà thì có thể lấy giá trị định hướng theo bảng 3.2.

**Bảng 3.1. Nhiệt toả từ người đàn ông trưởng thành (phụ nữ nhân với hệ số 0,85; trẻ em nhân với hệ số 0,75), W/người**

Nhiệt độ phòng, °C	15	20	25	30	35
Tĩnh tại	125	100	80	80	80
Lao động nhẹ	135	130	125	125	125
Lao động trung bình	180	175	170	170	170
Lao động nặng	250	250	250	250	250
Phòng ăn khách sạn	175	145	125	125	125
Vũ trường	235	200	190	230	300

**Bảng 3.2. Mật độ định hướng số mét vuông sàn cho một người**

Loại không gian điều hoà	Văn phòng	Nhà hàng	Cửa hàng	Vũ trường
Mật độ, m <sup>2</sup> /người	6 ÷ 20	2	1 ÷ 1,5	0,5

**3.2.4. Nhiệt toả từ bán thành phẩm Q<sub>4</sub>**

Trong các phân xưởng sản xuất hoặc chế biến như chè, thuốc lá, sợi dệt, nông, lâm, hải, sản... khi các bán thành phẩm này có nhiệt độ khác với nhiệt độ điều hoà thì sẽ có một lượng nhiệt toả ra hoặc thu vào tùy theo nhiệt độ bán thành phẩm cao hơn hoặc thấp hơn nhiệt độ phòng. Nhiệt lượng này cũng có 2 thành phần hiện và ẩn khi có thành phần nước bay hơi hoặc ngưng tụ:

$$Q_4 = G_4 C_p (t_2 - t_1) + W_4 \cdot r, \quad W \quad (3.16)$$

$G_4$  – khối lượng bán thành phẩm đưa vào, kg/s;

$C_p$  – nhiệt dung riêng khối lượng của bán thành phẩm, kJ/kgK;

$t_1, t_2$  – nhiệt độ vào và ra của bán thành phẩm;

$W_4$  – lượng ẩm toả ra (hoặc ngưng tụ vào) bán thành phẩm;

$r$  – nhiệt ẩn hoá hơi của nước,  $r = 2442$  kJ/kg (ở 25°C).

**3.2.5. Nhiệt toả từ thiết bị trao đổi nhiệt Q<sub>5</sub>**

Nếu trong phòng có đặt các thiết bị trao đổi nhiệt, các đường ống dẫn môi chất có nhiệt độ làm việc khác với nhiệt độ không gian điều hoà thì lượng nhiệt toả ra hoặc thu vào từ không gian điều hoà được xác định theo biểu thức:

$$Q_5 = \alpha_{tb} \cdot F_{tb} (t_{tb} - t_T), \quad W \quad (3.17)$$

$\alpha_{tb}$  – hệ số toả nhiệt do đối lưu và bức xạ từ vách thiết bị trao đổi nhiệt, W/m<sup>2</sup>K, lấy gần đúng bằng 10 W/m<sup>2</sup>K;

$F_{tb}$  – diện tích bề mặt thiết bị trao đổi nhiệt, m<sup>2</sup>;

$t_{tb} - t_T$  : hiệu nhiệt độ bề mặt thiết bị và nhiệt độ phòng, K.

**3.2.6. Nhiệt toả do bức xạ mặt trời qua cửa kính Q<sub>6</sub>**

Nhiệt toả do bức xạ mặt trời qua cửa kính phụ thuộc vào rất nhiều yếu tố khác nhau như:

- Trực xạ hoặc tán xạ bầu trời, sương mù, bụi khói và mây;
- Cường độ bức xạ mặt trời tại địa phương;
- Thời gian quan sát để tính toán (góc làm bởi trực xạ và mặt kính);
- Kiểu cửa sổ, vật liệu làm cửa sổ, trạng thái đóng hoặc mở;

- Vật liệu làm kính và các lớp phủ chống nắng;
- Diện tích kính, độ dày kính và các tính chất khác của kính;
- Ôvăng che nắng...

Nói chung, xác định được chính xác nhiệt toả do bức xạ là rất khó khăn. Ở đây giới thiệu cách xác định gần đúng như sau:

$$Q = I_{sd} \cdot F_k \cdot \tau_1 \cdot \tau_2 \cdot \tau_3 \cdot \tau_4, \quad W \quad (3.18)$$

$I_{sd}$  - cường độ bức xạ mặt trời lên mặt đứng, phụ thuộc hướng địa lý,  $W/m^2$  (xem bảng 3.3);

$F_k$  - diện tích cửa kính chịu bức xạ tại thời điểm tính toán,  $m^2$ ;

$\tau_1$  - hệ số trong suốt của kính:

Cửa mở  $\tau_1 = 1$

Kính 1 lớp  $\tau_1 = 0,9$

Kính 1 lớp  $\tau_1 = 0,81$

$\tau_2$  - hệ số hấp dẫn:

Cửa mở  $\tau_2 = 1$

Cửa kính 1 lớp đặt đứng  $\tau_2 = 0,8$

Cửa kính 1 lớp đặt nghiêng  $\tau_2 = 0,65$

Cửa kính hai lớp đặt đứng  $\tau_2 = 0,7$

$\tau_3$  - hệ số khúc xạ:

Cửa mở không kính  $\tau_3 = 1$

Cửa kính 1 lớp khung gỗ  $\tau_3 = 0,61 \div 0,64$

Cửa kính 2 lớp khung gỗ  $\tau_3 = 0,30 \div 0,55$

Cửa kính 1 lớp khung kim loại  $\tau_3 = 0,75 \div 0,79$

$\tau_4$  - hệ số tán xạ do che nắng:

Mái đua (ô văng)  $\tau_4 = 0,05$

Mành màn  $\tau_4 = 0,25$

Cửa chớp  $\tau_4 = 0,30$

Sơn trắng trên kính  $\tau_4 = 0,35$

Rèm che ngoài  $\tau_4 = 0,30$

Rèm che trong  $\tau_4 = 0,60$

Kính khuếch tán  $\tau_4 = 0,70$



### 3.2.7. Nhiệt toả do bức xạ mặt trời qua bao che $Q_7$

Thành phần nhiệt này toả vào phòng do bức xạ mặt trời làm cho kết cấu bao che nóng lên hơn mức bình thường, ở đây chủ yếu tính cho mái. Nhiệt toả do chênh lệch nhiệt độ không khí trong và ngoài nhà tính theo  $Q_{tt}$ .

Nhiệt truyền qua mái do bức xạ mặt trời tính theo biểu thức:

$$Q_7 = C_s \cdot K_s \cdot \sin h \cdot \cos \theta \cdot F \cdot \epsilon_s \cdot k / \alpha_N \cdot \sin(h + a_s) \quad (3.19)$$

$C_s = 1360 \text{ W/m}^2$  – hằng số bức xạ mặt trời;

$K_s$  – hệ số phụ thuộc mùa trong năm, mùa hè  $K_s = 0,97$ , mùa đông  $K_s = 1$ ;

$h$  và  $\theta$  – tương ứng là góc phương vị mặt trời, độ;

$F$  – diện tích bề mặt nhận bức xạ (theo phương nằm ngang),  $\text{m}^2$ ;

$\epsilon_s$  – hệ số hấp thụ bức xạ mặt trời của bề mặt nhận bức xạ;

$k$  – hệ số truyền nhiệt qua kết cấu bao che tính với  $\Delta t$  bao che bình thường,  $\text{W/m}^2\text{K}$  (xem biểu thức tính 3.21);

$\alpha_N$  – hệ số toả nhiệt từ bề mặt bao che tới không khí ngoài trời,  $\text{W/m}^2\text{K}$ .

Ở  $21^\circ$  vĩ bắc (Hà Nội, Hải Dương, Hải Phòng, Hà Đông, Sơn La...), góc cao mặt trời vào lúc 12 giờ trưa là khoảng  $91^\circ 27'$ , góc phương vị đối với mặt ngang là  $\theta = 0^\circ$ , đối với mặt đứng  $\theta = 90^\circ$ ; hệ số  $a_s = 0,30 + 0,54$ , trị số  $\alpha_N = 20 \text{ W/m}^2\text{K}$ , có thể sử dụng biểu thức gần đúng sau đây để tính  $Q_7$  theo phương nằm ngang:

$$Q_7 = 0,55 \cdot k \cdot F \cdot \epsilon_s \cdot I_s, \text{ W} \quad (3.20)$$

trong đó: 
$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_T} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_N}} \quad (3.21)$$

với:  $\alpha_T = 10 \text{ W/m}^2\text{K}$  – hệ số toả nhiệt phía trong nhà;

$\alpha_N = 20 \text{ W/m}^2\text{K}$  – hệ số toả nhiệt phía ngoài nhà;

$\delta_i, \lambda_i$  – bề dày và hệ số dẫn nhiệt của các lớp vật liệu xây dựng bao che;

$F$  – diện tích nhận bức xạ của bao che,  $\text{m}^2$ ;

$\epsilon_s$  – hệ số hấp thụ bức xạ mặt trời của vật liệu kết cấu bao che (xem phụ lục);

$I_s$  – cường độ bức xạ mặt trời (xem bảng 3.3),  $\text{W/m}^2$ .

**Bảng 3.3. Cường độ bức xạ mặt trời  $I_s$ ,  $W/m^2$  trên mặt nằm ngang lúc 12 giờ và đứng của một số địa phương lúc 8 đến 9 giờ và 15 đến 16 giờ tháng 6 hoặc tháng 7 (lấy trị số cực đại) theo TCVN 40788-85**

Địa phương	Mặt nằm ngang, $W/m^2$	Mặt thẳng đứng, $W/m^2$				
		Đông/Tây	Nam	Bắc	Đông Nam Tây Nam	Đông Bắc Tây Bắc
Lai Châu	858	608	3	133	321	447
Sơn La	903	558	0	147	356	499
Sapa	994	600	10	164	359	537
Cao Bằng	935	730	10	108	370	516
Móng Cái	897	512	0	122	324	457
Phủ Liễn	935	600	0	140	342	485
Phủ Hộ	935	576	0	122	335	481
Hà Nội	928	569	0	122	328	450
Vinh	942	590	0	143	321	513

### 3.2.8. Nhiệt toả do rò lọt không khí qua cửa $Q_8$

Khi có chênh lệch nhiệt độ và áp suất giữa trong nhà và ngoài trời thì xuất hiện một dòng không khí rò lọt qua cửa mở hoặc qua khe cửa. Mùa hè, không khí lạnh đi ra ở phía dưới, không khí nóng ẩm đi vào phòng phía trên. Mùa đông ngược lại, không khí lạnh vào phòng ở phía dưới và ra ở phía trên. Sự rò lọt này luôn mang theo tổn thất nhiệt mùa đông và lạnh vào mùa hè. Đối với các buồng điều hoà không có quạt thông gió, sự rò lọt này với mức độ nào đó là cần thiết vì nó cung cấp dưỡng khí cho những người trong phòng. Đối với các buồng có cung cấp gió tươi thì cần phải hạn chế kiểm soát nó đến mức thấp nhất để tránh tổn thất nhiệt và lạnh.

Nhiệt toả do rò lọt không khí qua cửa được tính theo biểu thức:

$$Q_8 = G_8(I_N - I_T), W \quad (3.22)$$

$G_8$  – lượng không khí rò lọt qua cửa mở hoặc khe cửa,  $kg/s$ ;

$I_N, I_T$  – entanpy không khí ngoài nhà và trong nhà,  $J/kg$ .

Bình thường thường khó xác định được lượng không khí rò lọt. Tuy trường hợp có thể lấy  $L_8 = (1,5 + 2).V$ ,  $m^3/h$ , trong đó  $V$  là thể tích phòng,  $m^3$ . Khi cửa ít mở và kín khít lấy 1,5, đối với các phòng công cộng như nhà hàng, câu lạc bộ, phòng họp lấy 2. Khi đó  $G_8 = \rho.L_8 = 1,2.(1,5 + 2).V$ ,  $kg/h$ .

### 3.2.9. Nhiệt thấm thấu qua vách $Q_9$

Nhiệt thấm thấu qua kết cấu bao che do chênh lệch nhiệt độ bên ngoài và bên trong nhà được tính theo biểu thức tổng quát:

$$Q_9 = \Sigma k_i F_i \Delta t_i \quad (3.23)$$

$k_i$  – hệ số truyền nhiệt qua kết cấu bao che thứ  $i$ ,  $W/m^2K$ ;

$F_i$  – diện tích bề mặt kết cấu bao che thứ  $i$ ,  $m^2$ ;

$\Delta t_i$  – hiệu nhiệt độ trong và ngoài nhà của kết cấu bao che thứ  $i$ , K. Bình thường  $\Delta t_i = t_N - t_T$ , nhưng khi buồng điều hoà có buồng đệm hoặc hành lang thì chọn  $\Delta t_i$  nhỏ hơn. Ví dụ, với điều hoà cấp 3 ở Hà Nội  $\Delta t_i = 32,8^\circ C - 25^\circ C = 7,8$  K.

Công thức tính  $Q_9$ :  $Q_9 = k_9 F_9 \Delta t_9$

$$k_9 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_T} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_N}} \quad (3.24)$$

Lấy  $\alpha_T = 10$   $W/m^2K$ ;  $\alpha_N = 20$   $W/m^2K$  còn  $\delta_i$  và  $\lambda_i$  là bề dày và hệ số dẫn nhiệt của vật liệu xây dựng vách lấy theo bảng 4.11 trang 166. Do vách buồng điều hoà không phức tạp như vách buồng lạnh nên có thể lấy  $k$  định hướng theo bảng 3.4 như sau:

**Bảng 3.4. Giá trị định hướng hệ số truyền nhiệt  $k$  qua kết cấu bao che**

Kết cấu bao che	$k$ , $W/m^2K$
Tường bao bằng gạch xây 200mm không trát vữa	2,22
Tường bao bằng gạch xây 200mm có trát vữa	1,48
Tường bao bằng gạch xây 300mm có trát vữa	1,25
Tường bao bằng bê tông 150mm không trát vữa	3,30
Tường bao bằng bê tông 300mm có trát vữa	2,34
Tường gạch rỗng 250mm không trát vữa	1,42
Tường gạch rỗng 250mm có trát vữa	1,12
Vách ngăn bằng kính 5mm 1 lớp	6,12
Vách ngăn bằng kính 5mm 2 lớp	2,84
Vách ngăn bằng gạch xây 100mm có trát vữa	2,10
Vách ngăn bằng gỗ dày 25mm	3,93
Vách ngăn bằng gỗ dày 40mm	2,95
Vách ngăn bằng gỗ dày 50mm	2,62
Sàn hoặc trần bằng gỗ	1,59
Sàn hoặc trần bằng xi măng, bê tông	1,88
Sàn hoặc trần bằng gỗ	1,12
Sàn hoặc trần trát xi măng phẳng	1,90
Sàn hoặc trần trát vôi cát	2,44

$\Delta t_9$  được chọn như sau:

- Vách tiếp xúc trực tiếp với không khí ngoài trời:  $\Delta t = t_N - t_T$ .
- Có một không gian đệm:  $\Delta t = 0,7(t_N - t_T)$ .
- Vách tiếp xúc trực tiếp với không gian có điều hoà không khí:  $\Delta t = 0$ .

### 3.2.10. Nhiệt thấm thấu qua trần $Q_{10}$

Nhiệt thấm thấu qua trần được xác định giống như vách:

$$Q_{10} = k_{10} \cdot F_{10} \Delta t_{10}$$

$k_{10}$  – xem bảng 3.4;

$F_{10}$  – diện tích bề mặt trần hoặc mái,  $m^2$ ;

$\Delta t_{10}$  được xác định giống như  $\Delta t_9$ :

- Khi trần tiếp xúc trực tiếp với không khí ngoài trời lấy bằng  $t_N - t_T$ .
- Khi trần có không gian đệm lấy bằng  $0,7(t_N - t_T)$ .
- Khi trần tiếp xúc trực tiếp với không gian điều hoà của tầng trên lấy bằng 0.

### 3.2.11. Nhiệt thấm thấu qua nền $Q_{11}$

Biểu thức tính  $Q_{11}$ , giống như  $Q_9$  và  $Q_{10}$ :

$$Q_{11} = \sum k_i F_i \Delta t_{11}$$

Hiệu nhiệt độ  $\Delta t_{11}$  ở đây cũng có 3 trường hợp:

- Nếu là sàn, phía dưới là phòng điều hoà lấy bằng 0 và  $Q_{11} = 0$ ;
- Nếu là sàn, phía dưới chỉ là không gian đệm lấy  $\Delta t_{11} = 0,7(t_N - t_T)$  và tính  $k_i$  giống như qua trần hoặc vách của biểu thức (3.24) và  $F_{11}$  là diện tích sàn quan sát;
- Nếu là nền đặt trực tiếp trên nền đất lấy  $\Delta t_{11} = t_N - t_T$  nhưng áp dụng phương pháp tính theo dải nền rộng 2m tính từ ngoài vào trong phòng với hệ số truyền nhiệt quy ước cho từng dải, cụ thể:
  - + Dải 1 rộng 2m theo chu vi buồng với  $k = 0,47 \text{ W/m}^2\text{K}$ ;
  - + Dải 2 rộng 2m tiếp theo với  $k = 0,23 \text{ W/m}^2\text{K}$ ;
  - + Dải 3 rộng 2m tiếp theo  $k = 0,12 \text{ W/m}^2\text{K}$ ;
  - + Dải 4 là phần còn lại của buồng với  $k = 0,07 \text{ W/m}^2\text{K}$ .

Riêng diện tích góc  $2m \times 2m$  của dải 1 được tính hai lần cho hai chiều rộng và dài vì dòng nhiệt được coi là đi vào từ hai phía.

Diện tích các dải nền được xác định như sau (xem hình 3.1):

$F_1 = 2(2a + 2b) = 4(a + b)$  trong đó  $a$  là chiều rộng,  $b$  là chiều dài;

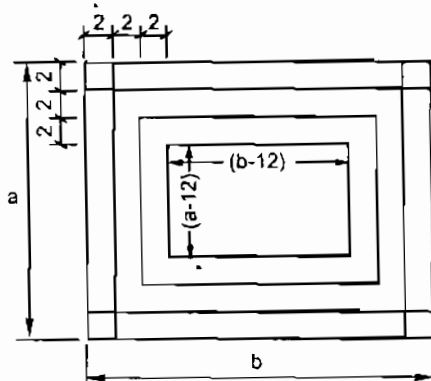
$$F_2 = 2[2(a - 4) + 2(b - 8)] = 4(a + b) - 48 = F_1 - 48$$

Ở đây lấy  $b - 8$  vì góc không còn được tính gấp đôi nữa

$$F_3 = 2[2(a - 8) + 2(b - 12)] = 4(a + b) - 80 = F_1 - 80$$

$$F_4 = (a - 12) \cdot (b - 12)$$

Như vậy, nếu phòng nhỏ hơn  $48m^2$  sẽ không có  $F_2$ , nhỏ hơn  $80m^2$  sẽ không có  $F_3$  và nếu một cạnh nhỏ hơn hoặc bằng  $12m$  sẽ không có  $F_4$ . Nói cách khác, khi đó phòng chỉ có 1 dải, 2 dải hoặc 3 dải nên. \*



Hình 3.1. Cách tính các dải nền

**Vi dụ 3.1.** Hãy xác định dòng nhiệt thẩm thấu qua nền buồng điều hoà không khí tại Hà Nội với diện tích  $24m \times 24m = 576m^2$ , điều hoà cấp 3.

**Giải**

Với điều hoà cấp 3 tại Hà Nội, ta có  $\Delta t_{11} = t_N - t_T = 35,1 - 27 = 8,1K$ .

Diện tích của các dải như sau:

$$F_1 = 2 \cdot 2 \cdot (a + b) = 4(24 + 24) = 192m^2$$

$$F_2 = F_1 - 48 = 192 - 48 = 144m^2$$

$$F_3 = F_1 - 80 = 192 - 80 = 112m^2$$

$$F_4 = (24 - 12) \cdot (24 - 12) = 12 \cdot 12 = 144m^2$$

$$Q_{11} = (k_1 F_1 + k_2 F_2 + k_3 F_3 + k_4 F_4) (t_N - t_T), W$$

$$= (0,47 \cdot 192 + 0,23 \cdot 144 + 0,12 \cdot 112 + 0,07 \cdot 144) \cdot 8,1$$

$$Q_{11} = 1190W$$

**Vi dụ 3.2.** Hãy xác định dòng nhiệt thẩm thấu qua sàn buồng điều hoà như ví dụ 3.1 với điều kiện phía dưới sàn là tầng hầm.

**Giải**

Trong trường hợp phía dưới là một không gian đệm kiểu tầng hầm không có điều hoà, xác định  $Q_{11}$  theo biểu thức:

$$Q_{11} = k_{11} F_{11} \Delta t_{11}$$

Giả thiết sàn có lớp bê tông dày 200mm có trát và lát, theo bảng 3.4 có k định hướng bằng  $1,88 \text{ W/m}^2\text{K}$ .

$$F_{11} = a \cdot b = 24 \times 24 = 576 \text{ m}^2$$

$$\Delta t_{11} = 0,7(t_N - t_T) = 0,7 \cdot 8,1 = 5,67 \text{ K}$$

Vậy:  $Q_{11} = 1,88 \cdot 576 \cdot 5,67 \text{ W}$

$$Q_{11} = 6044 \text{ W}$$

Qua hai ví dụ trên ta thấy, tổn thất nhiệt qua sàn khi có không gian phía dưới lớn gấp hơn 5 lần so với nền trực tiếp trên nền đất.

### 3.2.12. Nhiệt tổn thất bổ sung do gió và hướng vách $Q_{bs}$

– Các tính toán tổn thất nhiệt qua vách  $Q_9$  ở mục 3.2.9 chưa tính đến ảnh hưởng của gió khi công trình có độ cao lớn hơn 4 m, vì ở trên cao  $\alpha_N$  tăng làm cho k tăng và  $Q_9$  tăng. Để bổ sung tổn thất do gió, cứ từ mét thứ 5 lấy tổn thất  $Q_9$  tăng thêm từ 1 đến 2% nhưng toàn bộ không quá 15%.

– Bổ sung khác cho  $Q_9$  là đối với các vách hướng Đông và Tây. Nếu trong mục 3.2.7 khi tính  $Q_7$  mới chỉ tính cho mái (trần) mà không tính cho vách đứng thì cần tính bổ sung nhiệt tổn thất do bức xạ mặt trời cho vách đứng hướng Đông và Tây. Ở vách hướng Đông, bức xạ mặt trời lên vách mạnh nhất vào lúc 8 đến 9 giờ và ở vách hướng Tây từ 16 đến 17 giờ. Tuy không đồng thời nhưng vẫn tính bổ sung từ 5 đến 10% tùy theo vách dày hay mỏng.

Như vậy tổn thất nhiệt qua vách  $Q_{bs}$  sẽ là:

$$Q_{bs} = (1 \div 2\%) \cdot (H - 4)Q_9 + (5 \div 10\%) \frac{F_D + F_T}{F} \cdot Q_9 \quad (3.25)$$

H – chiều cao toà nhà (không gian điều hoà), m;

$F_D, F_T$  – diện tích bề mặt vách hướng Đông và Tây của không gian điều hoà,  $\text{m}^2$ ;

F – diện tích tổng vách bao của không gian điều hoà,  $\text{m}^2$ .

Tổng nhiệt thừa của công trình sẽ là:

$$Q_t = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6 + Q_7 + Q_8 + Q_9 + Q_{10} + Q_{11} + Q_{bs}, \text{ W}$$

*Một số lưu ý*

Việc tính toán nhiệt thừa ở trên nhằm tìm ra nhiệt thừa tối cao có thể xuất hiện tác dụng vào tải lạnh hoặc tải nhiệt của hệ thống điều hoà không khí mùa hè hoặc mùa đông.

Như ta biết, lượng nhiệt thừa tối cao (max) đó không phải là tổng của các lượng nhiệt thừa tối cao thành phần mà là tối cao tại cùng một thời điểm khi cộng các nhiệt thừa thành phần lại.

Ví dụ, khi tính đến ảnh hưởng của bức xạ mặt trời từ 8 đến 9 giờ thì vách phía đông nhận nhiệt bức xạ cao nhất, 12 giờ trưa mái nhận bức xạ cao nhất và 16 đến 17 giờ chiều vách phía tây nhận nhiệt bức xạ cao nhất. Vậy tác động lên năng suất lạnh của hệ thống điều hoà như thế nào? Nếu bức xạ trực tiếp vào buồng ta chỉ cần tính với một nguồn bức xạ lớn nhất là đủ, vì rõ ràng khi vách phía đông nhận nhiệt cao nhất thì mái và phía tây gần như bằng không. Khi mái nhận bức xạ lớn nhất thì vách phía đông và tây bằng không.

Hơn nữa kết cấu bao che (vách, mái và nền) luôn có quán tính nhiệt. Sự truyền nhiệt từ ngoài vào trong lại không phải là sự truyền nhiệt ổn định nên lượng nhiệt toả vào buồng điều hoà sẽ bị lệch pha về thời gian nên rất khó đánh giá về kết quả tính toán chính xác đến mức nào, ví dụ bức xạ mặt trời lên mái bằng đạt cực đại vào 12 giờ trưa, nếu mái mỏng, chỉ sau 1 giờ bức xạ cực đại đó vào được trong phòng nhưng nếu mái dày thì có thể đến 2 giờ, thậm chí 3 giờ sau cực đại đó mới vào được phòng và đỉnh của cực đại đã giảm đi rất nhiều...

Trong tính toán, ta lấy độ chênh lệch nhiệt độ bên trong và bên ngoài nhà là không đổi theo nhiệt độ vi khí hậu trong nhà đã chọn và cấp điều hoà không khí, tuy nhiên nhiệt độ bên ngoài biến thiên rất mạnh có tính chu kỳ, theo ngày, tháng, mùa và năm.

Chính vì các thực tế đó, người thiết kế hệ thống điều hoà không khí không thể xác định nhiệt thừa một cách cứng nhắc mà phải linh hoạt và mềm dẻo trong việc tính toán, xem xét và cân nhắc tới mọi yếu tố ảnh hưởng đến công trình để đảm bảo những yêu cầu của công trình mà không gây lãng phí vì đầu tư thiết bị quá lớn.

### **3.2.13. Tính kiểm tra đọng sương trên vách**

Khi có độ chênh nhiệt độ giữa trong nhà và ngoài trời xuất hiện một trường nhiệt độ trên vách bao che, kể cả cửa kính. Nhiệt độ trên bề mặt vách phía nóng không được thấp hơn nhiệt độ đọng sương. Nếu bằng và nhỏ hơn nhiệt độ đọng sương trên vách. Hiện tượng đọng sương trên vách làm cho tổn thất nhiệt lớn lên, tải lạnh yêu cầu tăng mà còn làm mất mỹ quan do ẩm ướt, nấm mốc gây ra.

Hiện tượng đọng sương chỉ xảy ra ở bề mặt vách phía nóng, nghĩa là về mùa hè là bề mặt ngoài nhà và mùa đông là bề mặt phía trong nhà.

Để không xảy ra hiện tượng đọng sương, hệ số truyền nhiệt thực tế  $k_t$  của vách phải nhỏ hơn hệ số truyền nhiệt cực đại  $k_{max}$  tính theo các biểu thức sau đây:

Điều kiện đọng sương:

$$k_t < k_{max} \quad (3.26)$$

Mùa hè:  $k_{max} = \alpha_N \frac{t_N - t_{sN}}{t_N - t_T}, \text{ W/m}^2\text{K} \quad (3.27)$

Mùa đông:  $k_{max} = \alpha_T \frac{t_T - t_{sT}}{t_N - t_T}, \text{ W/m}^2\text{K} \quad (3.28)$

$\alpha_N$  – hệ số toả nhiệt phía ngoài nhà,  $\alpha_N = 20 \text{ W/m}^2\text{K}$  nếu bề mặt ngoài tiếp xúc trực tiếp với không khí ngoài trời và  $\alpha_N = 10 \text{ W/m}^2\text{K}$  nếu có không gian đệm;

$\alpha_T$  – hệ số toả nhiệt phía trong nhà,  $\alpha_T = 10 \text{ W/m}^2\text{K}$ ;

$t_{sN}$  – nhiệt độ đọng sương bên ngoài, xác định theo  $t_N, \varphi_N$  mùa hè;

$t_{sT}$  – nhiệt độ đọng sương trong nhà, xác định theo  $t_T, \varphi_T$  mùa đông.

Nếu không đảm bảo  $k_t < k_{max}$ , cần phải tăng cường cách nhiệt cho bao che.

### 3.3. TÍNH TOÁN LƯỢNG ẨM THỪA

Ẩm thừa trong không gian điều hoà gồm thành phần chính:

$$W = W_1 + W_2 + W_3 + W_4, \text{ kg/s} \quad (3.29)$$

$W_1$  – lượng ẩm thừa do người toả ra, kg/s;

$W_2$  – lượng ẩm bay hơi từ bán thành phẩm, kg/s;

$W_3$  – lượng ẩm bay hơi đoạn nhiệt từ sàn ẩm, kg/s;

$W_4$  – lượng ẩm bay hơi từ thiết bị, kg/s.

Khi phòng điều hoà có nhiệt độ thấp hơn nhiệt độ ngoài trời, ngoài dòng nhiệt còn có một dòng ẩm thấm thấu qua kết cấu bao che vào phòng nhưng được coi là không đáng kể.

Khi có rò lọt không khí qua cửa vào nhà, dòng không khí nóng cũng mang theo lượng ẩm nhất định vì độ chứa hơi của không khí nóng cao hơn nhưng lượng ẩm này cũng coi như bỏ qua hoặc tính vào phần cung cấp khí tươi.

#### 3.3.1. Lượng ẩm do người toả

Lượng ẩm do người toả ra được xác định theo biểu thức:

$$W_1 = n \cdot q_n, \text{ kg/s} \quad (3.30)$$



trong đó:

$n$  – số người trong phòng điều hoà;

$q_n$  – lượng ẩm mỗi người toả ra trong một đơn vị thời gian, kg/s.

Giống như toả nhiệt, lượng ẩm toả ra từ con người cũng phụ thuộc vào nhiều yếu tố như: nhiệt độ, độ ẩm môi trường, cường độ lao động, lứa tuổi, giới tính... Bảng 3.5 giới thiệu lượng ẩm toả  $q_n$  của mỗi người đàn ông trung niên cân nặng khoảng 68kg.

**Bảng 3.5. Lượng ẩm toả  $q_n$  của một người, g/h/người**

Trạng thái \ Nhiệt độ	Nhiệt độ				
	15	20	25	30	35
Tĩnh tại	40	40	50	75	115
Lao động nhẹ	55	75	115	150	200
Lao động trung bình	110	140	185	230	280
Lao động nặng	185	240	295	355	415
Nhà ăn	90	90	171	165	250
Vũ trường	160	160	200	305	465

### 3.3.2. Lượng ẩm bay hơi từ bán thành phẩm

Trong các phân xưởng chế biến chè, thuốc lá, sợi dệt, in ấn, các bán thành phẩm đưa vào phòng điều hoà có thể thay đổi thuỷ phần. Nếu thuỷ phần lớn, nước từ bán thành phẩm có thể bay hơi vào không khí, sản phẩm khô đi. Ngược lại, với bán thành phẩm có thuỷ phần nhỏ, độ ẩm không khí lại cao hơn độ ẩm cân bằng, khi đó sản phẩm hút ẩm, thuỷ phần tăng và sản phẩm bị ẩm thêm. Như vậy lượng ẩm toả vào phòng có thể mang dấu dương hoặc âm:

$$W_2 = G_2(y_1 - y_2), \text{ kg/s} \quad (3.31)$$

$G_2$  – khối lượng bán thành phẩm đưa vào phòng điều hoà trong một đơn vị thời gian, kg/s;

$y_1, y_2$  – thuỷ phần của bán thành phẩm khi vào và khi ra khỏi phòng điều hoà, kg  $H_2O$ /kg bán thành phẩm.

### 3.3.3. Lượng ẩm bay hơi từ sàn ẩm

Trong các phân xưởng điều hoà như xưởng chế biến thịt, cá, rau quả... có thể có các mặt sàn ướt. Lượng ẩm bay hơi đoạn nhiệt từ sàn ướt được tính theo biểu thức:

$$W_3 = 0,006.F_s(t_T - t_w), \text{ kg/h} \quad (3.32)$$

$F_s$  – diện tích bề mặt sàn bị ướt,  $m^2$ ;

$t_T$  – nhiệt độ không khí trong phòng,  $^{\circ}C$ ;

$t_w$  – nhiệt độ nhiệt kế ướt tương ứng  $t_T$  và  $\phi_T$ ,  $^{\circ}C$ .

### 3.3.4. Lượng ẩm do hơi nước nóng toả ra

Trong các phân xưởng có nồi hơi, nồi nấu, nồi cô đặc hoặc trong phòng làm việc như ấm đun nước, bình pha cà phê... đều có lượng ẩm toả ra từ các thiết bị này. Ở đây phải tính toán riêng cho từng thiết bị theo sự cấp nhiệt hoặc phát nhiệt dưới dạng nhiệt ẩn. Ví dụ, trong cửa hàng ăn uống phải tính được sự phát ẩm của nồi lẩu, các đĩa thức ăn nóng, tách cà phê... Ở đây không đi sâu giới thiệu vấn đề này.

## 3.4. CÁC QUÁ TRÌNH CƠ BẢN TRÊN ĐỒ THỊ I – D

### 3.4.1. Cách tra các thông số trên đồ thị I–d

Nếu biết 2 trong số các thông số nhờ đồ thị I–d ta có thể dễ dàng xác định được các thông số còn lại (xem hình 3.2). Ví dụ, khi biết  $t_1$  và  $\varphi_1$  ta có thể kẻ  $t_1 = \text{const}$  và  $\varphi_1 = \text{const}$ . Giao điểm của 2 đường trên chính là điểm 1. Xác định các thông số còn lại như sau:

$I_1$  là entanpy đi qua điểm 1.

$d_1$  là độ chứa hơi đóng từ điểm 1 xuống trục hoành.

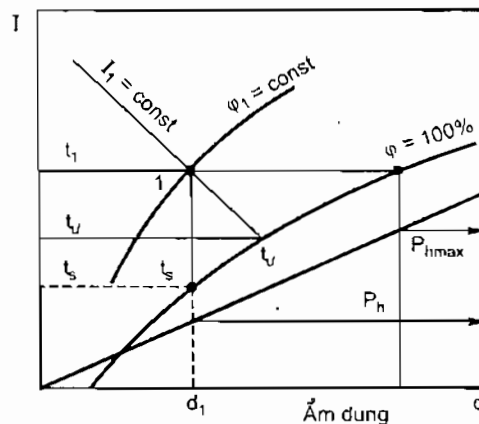
$t_u$  là giao điểm của  $I_1 = \text{const}$  với  $\varphi = 100\%$

$t_s$  là giao điểm của  $d_1 = \text{const}$  với  $\varphi = 100\%$

$p_h$  là giao điểm của  $d_1$  và đường phụ rồi tạt ngang sang trục tung bên phải.

$p_{hmax}$  là giao điểm của  $d_{max1}$  với đường phụ rồi tạt ngang sang trục tung bên phải (ở nhiều đồ thị thang  $p_h$  được đặt ngay dưới thang độ chứa hơi d nên không có đường phụ).

$d_{1max}$  là giao điểm của  $t_1$  và  $\varphi = 100\%$ .



Hình 3.2. Biểu diễn các thông số cơ bản của không khí trên đồ thị I–d

$t_1, t_u, t_s, I_1, d_1, \varphi_1, p_h$  và  $p_{hmax}$ .

### 3.4.2. Quá trình hoà trộn

Quá trình hoà trộn xảy ra ở phần đầu bộ xử lý không khí AHU. Đó là sự hoà trộn giữa dòng gió tươi và dòng gió tái tuần hoàn (xem hình 2.27). Điểm hoà trộn H nằm trên đường thẳng nối 2 điểm N và T. Tỷ lệ hoà trộn (hình 3.3):

$$\frac{G_N}{G_T} = \frac{a}{b} \quad (3.33)$$

trong đó:  $G_N$  – lưu lượng gió tươi (có thông số ngoài nhà), kg/s;  $G_T$  – lưu lượng gió hồi (có thông số trong nhà), kg/s.

Bằng cách cân bằng lưu lượng khối lượng, lưu lượng thể tích, nhiệt độ, entanpy và độ chứa hơi (các dòng vào bằng các dòng ra của điểm hoà trộn) ta dễ dàng tính được:

Lưu lượng thể tích dòng hoà trộn:

$$L_H = L_N + L_T, \text{ m}^3/\text{s} \quad (3.34)$$

Lưu lượng của dòng hoà trộn:

$$G_H = G_N + G_T, \text{ kg/s} \quad (3.35)$$

Nhiệt độ:  $t_H \cdot G_H = t_N \cdot G_N + t_T \cdot G_T$  nên:

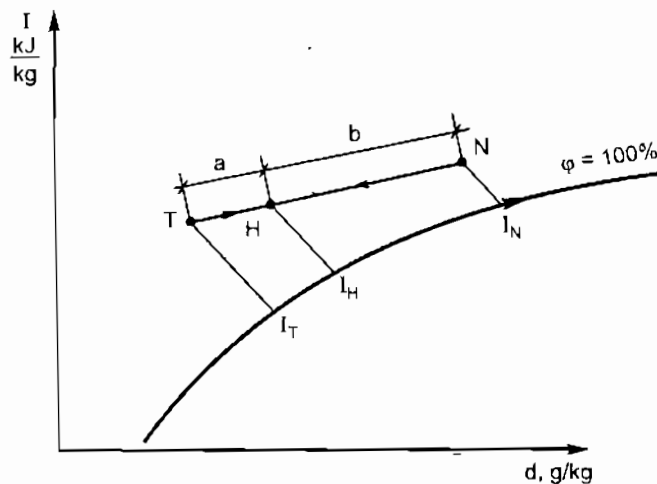
$$t_H = (t_N G_N + t_T G_T) / G_H, \text{ } ^\circ\text{C} \quad (3.36)$$

Entanpy:  $I_H G_H = I_N G_N + I_T G_T$  nên:

$$I_H = (I_N G_N + I_T G_T) / M_H, \text{ kJ/kg} \quad (3.37)$$

Độ chứa hơi:  $d_H \cdot G_H = d_N \cdot G_N + d_T \cdot G_T$  nên:

$$d_H = (d_N M_N + d_T M_T) / M_H, \text{ kg/kg} \quad (3.38)$$

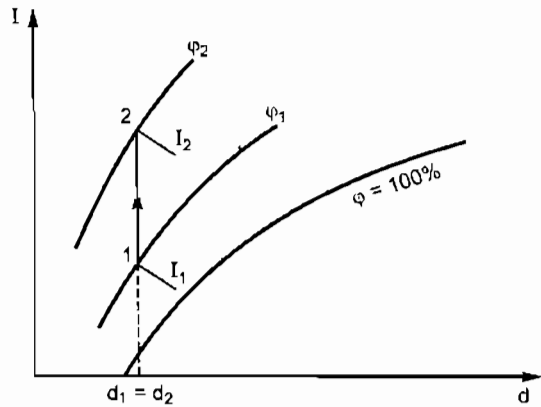


Hình 3.3. Quá trình hoà trộn

### 3.4.3. Quá trình sưởi ẩm không khí

Sưởi ẩm không khí trong AHU nhờ dàn calorife hoặc dàn dây điện trở. Khi sưởi ẩm, không khí có ẩm dung không đổi, độ ẩm tương đối giảm, còn entanpy tăng (hình 3.4).

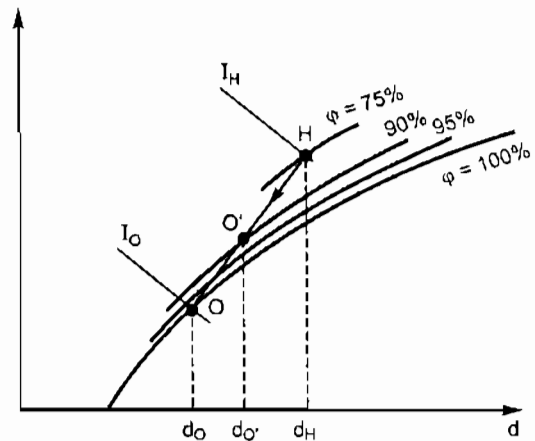
Ví dụ, không khí được làm nóng từ trạng thái 1 đến trạng thái 2. Nhiệt độ tăng từ  $4^{\circ}\text{C}$  lên  $15^{\circ}\text{C}$ . Ẩm dung không đổi, độ ẩm tương đối giảm từ 80% xuống 38%. Entanpy tăng từ 14 kJ/kg lên 25 kJ/kg, mỗi kg không khí được cung cấp một nhiệt lượng 11 kJ/kg.



Hình 3.4. Quá trình sưởi ẩm không khí 1–2

### 3.4.4. Quá trình làm lạnh và khử ẩm

Hình 3.5 biểu diễn quá trình làm lạnh và khử ẩm trên đồ thị I–d của không khí ẩm. Quá trình làm lạnh ở trong dàn lạnh (dàn bay hơi, dàn nước lạnh FCU, AHU hoặc dàn phun AHU) luôn luôn gắn liền với việc khử ẩm. Ví dụ có không khí ở điểm hòa trộn H với  $t = 27^{\circ}\text{C}$ ,  $\varphi = 75\%$  và có dàn lạnh là dàn bay hơi, nhiệt độ bề mặt dàn là  $7^{\circ}\text{C}$ . Về lý thuyết, nếu bề mặt dàn lớn vô cùng thì không khí sẽ có trạng thái ở điểm ra là  $7^{\circ}\text{C}$  và độ ẩm là 100% (điểm O).



Hình 3.5. Quá trình làm lạnh và khử ẩm không khí trong dàn lạnh

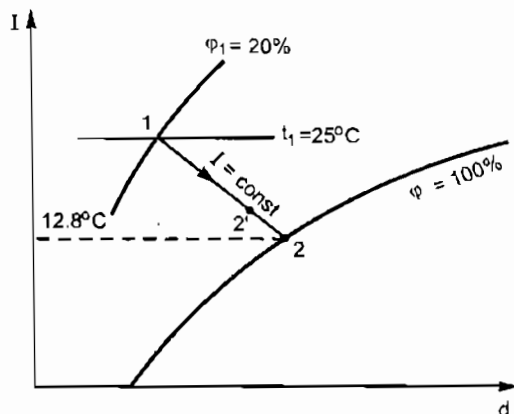
Nhưng trên thực tế, bề mặt dàn là hữu hạn, nên tùy theo dàn lạnh có diện tích trao đổi nhiệt nhiều hay ít (1, 2 và nhiều hàng ống) mà điểm O' là điểm ra thực của không khí nằm gần hay xa điểm O lý

thuyết. Điểm O' nằm trên đường thẳng nối H và O. Thường với dàn bay hơi và dàn nước lạnh kín lấy điểm O nằm trên đường  $\varphi = 90 + 95\%$  và dàn nước lạnh phun lấy  $\varphi = 95\%$ . Như vậy, khi H có trạng thái  $\varphi = 75\%$ ,  $t = 27^\circ\text{C}$ , qua dàn lạnh  $7^\circ\text{C}$  tùy theo bề mặt dàn ta có thể có nhiệt độ không khí ra khoảng từ 14 đến  $19^\circ\text{C}$ .

### 3.4.5. Quá trình tăng ẩm bằng nước và hơi

Hình 3.6 giới thiệu quá trình tăng ẩm bằng nước. Người ta phun nước trực tiếp vào không gian điều hoà và cho nước bay hơi đoạn nhiệt.

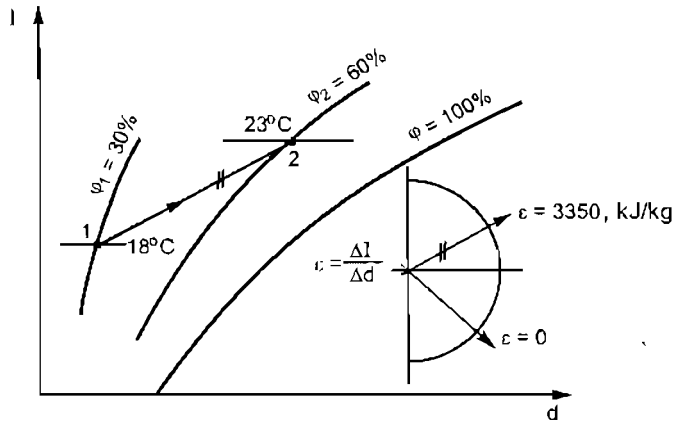
Ví dụ, nếu phun ẩm vào không khí ở trạng thái 1 ( $\varphi = 20\%$ ,  $t_1 = 25^\circ\text{C}$ ), về lý thuyết, không khí có thể đạt được trạng thái 2 đi theo đường  $I_1 = \text{const}$  (gần đúng) với  $\varphi = 100\%$  và  $t_2 \approx 12,8^\circ\text{C}$ . Tuy nhiên, theo yêu cầu tiện nghi và công nghệ, ta có thể dừng quá trình phun ẩm ở bất cứ điểm nào (2') trên đoạn 1 - 2. Ở trên nói không khí biến đổi trạng thái gần đúng theo đường  $I_1 = \text{const}$  vì nước



Hình 3.6. Quá trình tăng ẩm bằng phun nước trực tiếp vào không gian điều hoà và cho nước bay hơi đoạn nhiệt

phun có nhiệt độ gần với nhiệt độ nhiệt kế ướt. Nếu muốn chính xác cần phải tính tia quá trình  $\epsilon = \Delta I / \Delta d$ . Giả sử nước phun vào có nhiệt độ  $0^\circ\text{C}$ ,  $\Delta I = 0 \text{ kJ/kg}$  (theo giả thiết thành lập đồ thị I-d) thì  $\epsilon = 0$ . Nếu phun nước có nhiệt độ  $100^\circ\text{C}$  ta có  $\epsilon = 418,6 \text{ kJ/kg/1kg}$ , đường  $\epsilon$  này hơi chệch lên và làm với  $\epsilon$  của nước  $0^\circ\text{C}$  một góc chừng  $6,7^\circ$  và nhiệt độ điểm 2 khoảng  $13,1^\circ\text{C}$ . Vì chênh lệch đó không đáng kể nên thường lấy quá trình tăng ẩm bằng phun nước đi theo đường  $I_1 = \text{const}$ .

Hình 3.7 giới thiệu quá trình tăng ẩm bằng hơi nước. Ví dụ, không khí ở trạng thái 1 có  $t_1 = 18^\circ\text{C}$ ,  $\varphi_1 = 30\%$  được hoà trộn với hơi nước quá nhiệt có  $I = 3350 \text{ kJ/kg}$ . Tia quá trình  $\epsilon = \Delta I / \Delta d = 3350 \text{ kJ/kg H}_2\text{O}$ . Từ điểm 1 ( $18^\circ\text{C}$ ,  $30\%$ ) kẻ đường song song với tia quá trình  $\epsilon = 3350$ . Ví dụ, muốn có  $\varphi = 60\%$  thì nhiệt độ trong phòng đạt được sẽ là  $23^\circ\text{C}$ . Quá trình này rất phù hợp với tăng ẩm vào mùa đông khi nhiệt độ ngoài trời thấp hơn nhiệt độ trong nhà.



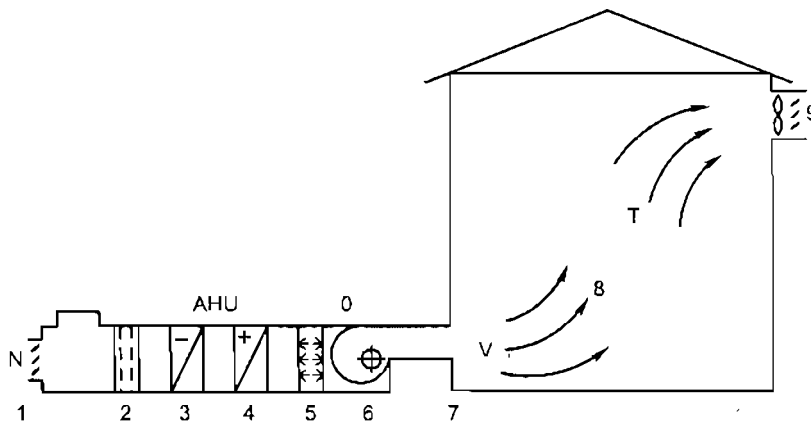
Hình 3.7. Tăng ẩm bằng hơi nước quá nhiệt  $l = 3350 \text{ kJ/kg}$

Nếu sử dụng hơi nước bão hoà ở  $10^\circ\text{C}$ , ta có  $\epsilon = 2675 \text{ kJ/kg}$ , đường  $\epsilon$  sẽ thoải hơn và khi đạt  $\phi = 60\%$  thì nhiệt độ đạt được chỉ là  $18,5^\circ\text{C}$ .

### 3.5. THÀNH LẬP VÀ TÍNH TOÁN SƠ ĐỒ ĐIỀU HOÀ KHÔNG KHÍ

#### 3.5.1. Sơ đồ thẳng

Sơ đồ thẳng còn gọi sơ đồ không tuần hoàn, là sơ đồ mà không khí ngoài trời sau khi qua xử lý nhiệt ẩm được cấp vào phòng điều hoà rồi được thải thẳng ra ngoài. Hình 3.8 biểu diễn nguyên lý cấu tạo thiết bị và làm việc của sơ đồ thẳng.



Hình 3.8. Nguyên lý làm việc của sơ đồ thẳng

Trạng thái không khí: N – Ngoài trời; O – Sau khi xử lý nhiệt ẩm; V – Điểm thổi vào (nếu bỏ qua tổn thất nhiệt qua quạt và ống gió cấp  $O \equiv V$ ); T – trong nhà; AHU – Bộ xử lý không khí (Air Handling Unit); 1. Cửa lấy gió tươi; 2. Bộ lọc không khí; 3. Dàn lạnh; 4. Dàn sưởi (calorife); 5. Dàn phun ẩm bổ sung; 6. Quạt ly tâm; 7. Miệng thổi; 8. Không gian điều hoà; 9. Quạt thổi gió.

Nguyên lý làm việc như sau: 100% gió ngoài được lấy qua cửa lấy gió 1, qua phin lọc gió 2 vào dàn lạnh (mùa hè), qua quạt 6 vào phòng điều hoà và được quạt 9 xả ra ngoài. Mùa đông dàn lạnh không làm việc, gió được lấy qua cửa 1, qua phin lọc 2 vào calorife 4, qua dàn phun ẩm bổ sung 5 rồi qua quạt 6 để vào phòng điều hoà. Mùa hè là quá trình làm lạnh và khử ẩm, mùa đông là quá trình sưởi ẩm và tăng ẩm (hoặc gia ẩm).

**Ưu điểm:**

- Đơn giản;
- Thải được toàn bộ chất độc hại, mùi hôi thối ra ngoài.

**Nhược điểm:**

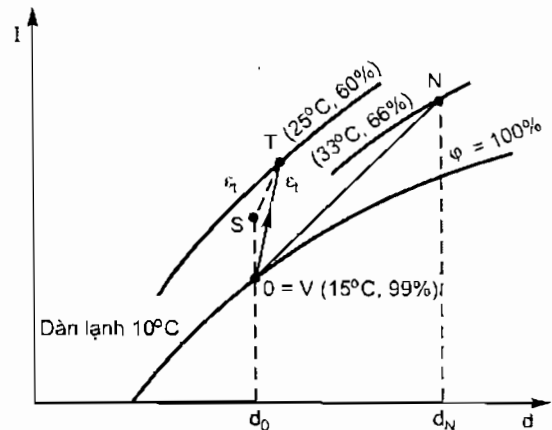
- Yêu cầu năng suất lạnh và nhiệt rất lớn;
- Muốn tiết kiệm năng lượng lạnh và nhiệt phải dùng hồi nhiệt nhưng thiết bị hồi nhiệt gió/gió khí hiệu quả thấp, rất cồng kềnh và đắt tiền.

**Ứng dụng:**

- Cho các phân xưởng độc hại, hầm ngầm, các giếng mỏ, các cơ sở quân sự đặc biệt...
- Các cơ sở y tế như phòng mổ, phòng lây nhiễm.

### a) Sơ đồ thẳng mùa hè

Hình 3.9 giới thiệu sơ đồ mùa hè biểu diễn trên đồ thị I-d. Ví dụ, nhiệt độ ngoài trời  $t_N = 33^\circ\text{C}$ , độ ẩm  $\varphi = 66\%$ , ẩm dung  $d_N = 0,0215\text{kg/kg}$ , được làm lạnh xuống điểm  $O \equiv V$  có  $t_V = 15^\circ\text{C}$ ,  $\varphi = 99\%$ ,  $d_V = 0,0105\text{kg/kg}$  (nhiệt độ bề mặt dàn  $10^\circ\text{C}$ ), sau đó được thổi vào phòng điều hoà và tự biến đổi theo tia quá trình  $\varepsilon$  đặc trưng cho cân bằng nhiệt ẩm của phòng là T với  $t_T = 25^\circ\text{C}$ ,  $\varphi_T = 60\%$  (yêu cầu của vi khí hậu trong nhà), sau đó được thải thẳng ra ngoài.



**Hình 3.9. Sơ đồ thẳng mùa hè trên đồ thị I-d**  
 N - ngoài nhà; O = V điểm thổi vào; T - Trong nhà;  
 S - Sưởi; NO - Quá trình làm lạnh và khử ẩm;  
 VT - Quá trình tự biến đổi trạng thái theo  $\varepsilon_i$ ;  
 OS - Sưởi bổ sung.

Tính toán sơ đồ mùa hè như sau:

- Năng suất gió cần thiết:

$$G = \frac{Q_T}{I_T - I_V} = \frac{W_T}{d_T - d_V}, \text{ kg/s}$$

hoặc tính theo lưu lượng thể tích:

$$L = \frac{G}{\rho} = \frac{G}{1,2}, \text{ m}^3/\text{s}$$

- Năng suất lạnh cần thiết:

$$Q_0 = G(I_N - I_0), \text{ kW}$$

Trường hợp tia  $\varepsilon$  không đủ độ dốc thì từ V đến T phải đi qua điểm S với quá trình V-S là quá trình sưởi bổ sung. ST là quá trình sưởi bổ sung. Khi đó, năng suất sưởi bổ sung sẽ là:

$$Q_s = G(I_s - I_0), \text{ kW}$$

Lượng ẩm thải ra ở dàn lạnh:

$$W = G(d_N - d_0), \text{ kg/s}$$

G - lưu lượng gió theo khối lượng, kg/s;

L - lưu lượng gió theo thể tích, m<sup>3</sup>/s;

$\rho$  - mật độ không khí, kg/m<sup>3</sup>;

$Q_0$  - năng suất lạnh, kW;

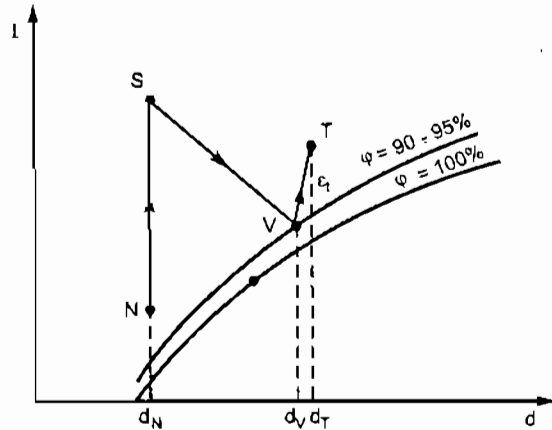
$Q_s$  - năng suất sưởi, kW;

$I_N, I_0, I_s$  - entanpy không khí ngoài trời, điểm O sau dàn lạnh và điểm S sau dàn sưởi;

$d_T, d_V$  - ẩm dung không khí trong nhà và điểm thổi vào.

### b) Sơ đồ thẳng mùa đông

Hình 3.10 giới thiệu sơ đồ thẳng mùa đông. Không khí ngoài trời (khu vực Hà Nội) có thông số sau  $t_N = 8,5^\circ\text{C}$ ;  $\varphi = 66\%$  được đưa vào AHU sưởi ấm lên đến  $22^\circ\text{C}$  theo quá trình đẳng ẩm dung, do đó độ ẩm giảm xuống đến 28%. Qua dàn phun ẩm bổ sung, độ ẩm được đưa lên 90%, nhiệt độ giảm xuống  $13^\circ\text{C}$ , khi thổi vào phòng không khí tự biến đổi theo tia quá trình  $\varepsilon_T$  để đạt nhiệt độ  $t_T = 20^\circ\text{C}$  và  $\varphi_T = 60\%$  theo yêu cầu về vi khí hậu của không gian điều hoà.



Hình 3.10. Sơ đồ thẳng mùa đông trên đồ thị i-d

N - Ngoài nhà; S - Sưởi ấm; V - Tăng ẩm bổ sung;  
T - Trong nhà; NS - quá trình sưởi ẩm không khí đẳng ẩm dung; SV - quá trình tăng ẩm đoạn nhiệt bằng nước phun;  
VT - quá trình tự biến đổi trạng thái trong phòng điều hoà.



*Lưu ý:* Nếu dùng hơi nước quá nhiệt để tăng ẩm, ta có thể thực hiện được quá trình NV mà không cần phải qua quá trình sưởi NS và tăng ẩm đoạn nhiệt SV.

*Tính toán sơ đồ thẳng mùa đông:*

– Năng suất gió:

$$G = \frac{Q_T}{I_T - I_V} = \frac{W_T}{d_T - d_V}, \text{ kg/s}$$

– Năng suất sưởi:

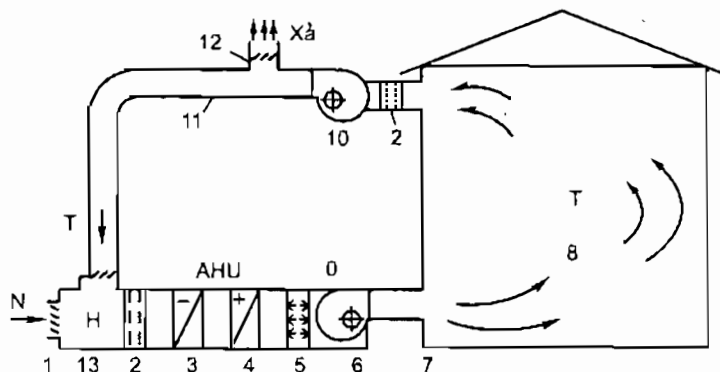
$$Q_S = G(I_S - I_N), \text{ kW}$$

– Năng suất tăng ẩm cho không khí:

$$W = G(d_V - d_N), \text{ kg/s}$$

### 3.5.2. Sơ đồ tuần hoàn không khí 1 cấp

Hình 3.11 mô tả nguyên lý cấu tạo thiết bị và làm việc của sơ đồ tuần hoàn không khí một cấp.



**Hình 3.11. Nguyên lý làm việc của sơ đồ tuần hoàn không khí một cấp**

- AHU – Bộ xử lý không khí (Air Handling Unit); N – Không khí ngoài trời; T – Không khí trong nhà; H – Dòng không khí hỗn hợp; 1. Cửa chớp (van) lấy gió tươi (gió trời); 2. Phin lọc không khí; 3. Dàn lạnh (dàn bay hơi hoặc dàn ống xoắn nước lạnh); 4. Dàn sưởi (calorife); 5. Dàn phun tăng ẩm; 6. Quạt gió ly tâm; 7. Miếng thổi vào phòng điều hoà; 8. Không gian điều hoà; 10. Quạt gió xả và hồi (có thể không có); 11. Ống gió hồi và van điều chỉnh lưu lượng gió hồi; 12. Ống gió xả và van điều chỉnh lưu lượng gió thải; 13. Buồng hoà trộn.

Nguyên lý làm việc của hệ thống như sau: không khí ngoài trời (gió tươi) với lưu lượng  $G_N$ , kg/s, trạng thái N được quạt hút vào qua cửa chớp (van gió tươi) vào phòng hoà trộn 13. Ở đây diễn ra quá trình hoà trộn với gió hồi có trạng thái T và lưu lượng  $G_T$ . Sau khi hoà trộn, hỗn hợp có trạng thái không khí H và lưu lượng  $G_N + G_T$  được đưa qua các

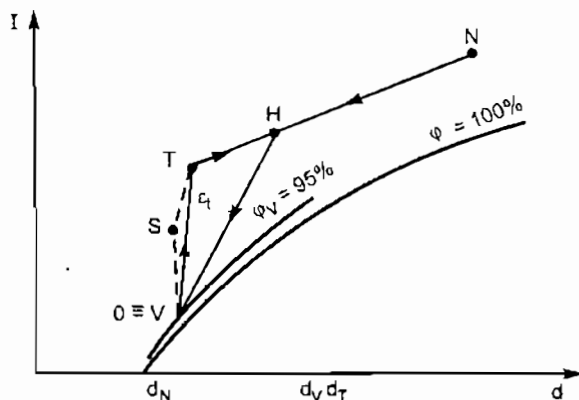
thiết bị xử lý không khí như phin lọc 2, dàn làm lạnh 3, calorife 4, dàn phun ẩm để tăng ẩm 5 đạt được trạng thái không khí O, sau đó được quạt đưa vào phòng điều hoà qua các miệng thổi phân phối 7. Trạng thái không khí thổi vào là V. Trong phòng điều hoà không khí sẽ tự biến đổi trạng thái từ V đến T do nhận nhiệt thừa và ẩm thừa trong không gian điều hoà theo hệ số góc của tia quá trình  $\epsilon_t = Q_t/W_t$  đã xác định trước. Sau đó không khí ở trạng thái T được quạt 10 hút qua các miệng hút, thải một phần ra ngoài theo đường xả và đưa một phần về phòng hoà trộn theo đường hồi.

Sơ đồ này được sử dụng rộng rãi nhất vì hệ thống tương đối đơn giản, đảm bảo được các yêu cầu vệ sinh, vận hành không phức tạp lại có tính kinh tế cao. Sơ đồ này được sử dụng cả ở lĩnh vực điều hoà tiện nghi và công nghệ yêu cầu xử lý không khí kiểu trung tâm như hội trường, rạp hát, nhà ăn, tiền sảnh, phòng họp, nhà thể thao, trung tâm y tế, phân xưởng sản xuất, nhà hàng ăn uống, siêu thị, cửa hàng...

### a) Sơ đồ tuần hoàn một cấp mùa hè

Hình 3.12 biểu diễn các quá trình của sơ đồ tuần hoàn không khí một cấp mùa hè trên đồ thị I-d. Trước hết có thể xác định ngay điểm T và N theo các thông số đã cho. Ví dụ, điều hoà tiện nghi cấp 3 ở Hà Nội lấy T với  $t_T = 25^\circ\text{C} \pm 2^\circ\text{C}$ ,  $\varphi_T = 65\% \pm 5\%$  và N với  $t_N = 32,8^\circ\text{C}$  và  $\varphi_N = 66\%$ .

Sau đó xác định điểm V bằng cách kẻ tia quá trình  $\epsilon_t = Q_t/W_t$  đi qua điểm T. Điểm V là điểm cắt giữa  $\epsilon_t$  và đường  $\varphi = 95\%$ .



**Hình 3.12. Sơ đồ tuần hoàn một cấp mùa hè**

TH và NH – quá trình hoà trộn của không khí tái tuần hoàn có trạng thái T và gió tươi trạng thái N;

HV – Quá trình làm lạnh và khử ẩm;

VT – Quá trình tự biến đổi trạng thái của không khí để khử  $Q_t$  và  $W_t$ .

Lưu lượng không khí cần thiết để triệt tiêu toàn bộ nhiệt thừa và ẩm thừa là:

$$G = \frac{Q_t}{I_T - I_v} = \frac{W_t}{d_T - d_v}, \text{ kg/s}$$

$$G = G_N + G_T = G_H$$

$G_N$  – lưu lượng gió tươi, kg/s để đảm bảo ôxi cần thiết cho người, đảm bảo điều kiện vệ sinh;

$G_T$  – lưu lượng gió tái tuần hoàn, kg/s;

$G_H$  – lượng gió điểm hoà trộn (lượng gió tuần hoàn), kg/s.

Để tính toán  $G_N$  lấy các giá trị cho ở bảng 1.4.  $G_N$  phải đạt ít nhất 10% lượng gió tuần hoàn  $G$ . Nếu không đạt, lấy  $G_N$  bằng 10% $G$ .

Thể tích gió tuần hoàn:

$$L = \frac{G}{\rho}, \text{ m}^3/\text{s}$$

$\rho = 1,2 \text{ kg/m}^3$  – mật độ không khí.

Đại lượng  $L$  cần thiết để chọn quạt gió tuần hoàn không khí. Số lần thay đổi không khí (hay bội số tuần hoàn):

$$B = \frac{L}{V_F}$$

phải thoả mãn điều kiện cho ở bảng 1.4, trong đó  $V_F$  là thể tích phòng,  $\text{m}^3$ .

Xác định điểm hoà trộn  $H$  qua  $I_H$  hoặc  $d_H$  như công thức (3.37) và (3.38):

$$I_H = I_T \frac{G_T}{G} + I_N \frac{G_N}{G}$$

$$d_H = d_T \frac{G_T}{G} + d_N \frac{G_N}{G}$$

Năng suất lạnh yêu cầu:

$$Q_0 = G(I_H - I_0), \text{ kW}$$

Nước ngưng tụ lại ở dàn lạnh:

$$W = G(d_H - d_0), \text{ kg/s}$$

Trường hợp tia quá trình  $\epsilon_t$  không cắt  $\varphi = 75\%$  hoặc cắt ở nhiệt độ quá thấp không hợp với yêu cầu vệ sinh, cần có quá trình sưởi bổ sung trước khi thổi vào phòng (quá trình sưởi và  $\epsilon_t$  có sưởi bổ sung biểu diễn bằng đường nét đứt), khi đó năng suất sưởi bổ sung là:

$$Q_s = G(I_s - I_0), \text{ kW}$$

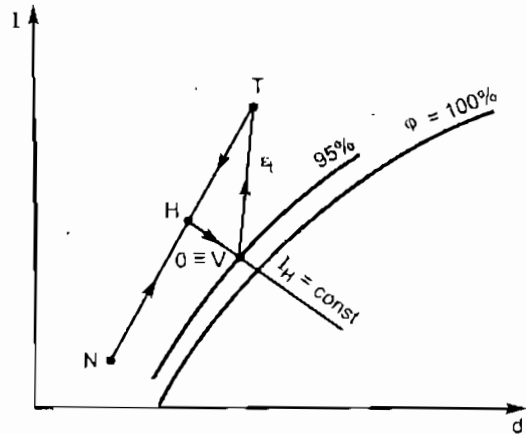
Với VS – quá trình sưởi bổ sung và ST – quá trình tự biến đổi để khử ẩm thừa và nhiệt thừa trong không gian điều hoà.

Thường chọn nhiệt độ thổi vào thấp hơn nhiệt độ trong phòng 4 đến 10K.

**b) Sơ đồ tuần hoàn một cấp mùa đông**

Hình 3.13 biểu diễn sơ đồ tuần hoàn không khí một cấp mùa đông có  $\epsilon_t$  dương và trị số lớn. Các trạng thái không khí trong nhà và ngoài trời T, N được xác định theo các thông số tính toán mùa đông. Ví dụ, điều hoà tiện nghi cấp 3 ở Hà Nội có  $t_T = 20^\circ\text{C} \pm 2^\circ\text{C}$ ,  $\varphi_T = 60\% \pm 5\%$ ,  $t_N = 8,5^\circ\text{C}$ ,  $\varphi_N = 66\%$ .

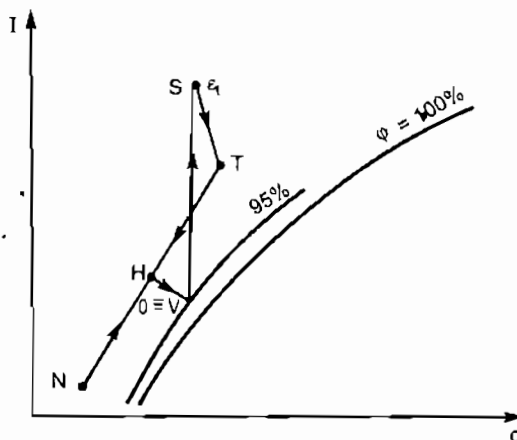
Hai dòng gió tươi N và gió hồi T hoà trộn thành dòng không khí có trạng thái H. Sau khi phun ẩm bổ sung đoạn nhiệt dòng khí sẽ đạt trạng thái O  $\equiv$  V. Từ đây dòng khí đã xử lý được thổi vào phòng điều hoà và tự biến đổi đến điểm T để khử nhiệt thừa và ẩm thừa trong gian máy.



**Hình 3.13. Sơ đồ tuần hoàn một cấp mùa đông có  $\epsilon_t$  dương và trị số lớn**

NH và TH – Quá trình hoà trộn; HV – Tăng ẩm đoạn nhiệt; VT – Quá trình tự biến đổi trong không gian điều hoà

Hình 3.14 biểu diễn sơ đồ tuần hoàn không khí một cấp mùa đông có  $\epsilon_t$  âm.



**Hình 3.14. Sơ đồ tuần hoàn một cấp mùa đông có  $\epsilon_t$  âm**

HV – Quá trình phun ẩm bổ sung; VS – Quá trình sưởi ẩm đẳng dung ẩm trong calorife; ST – Quá trình tự biến đổi bù nhiệt và khử ẩm trong không gian điều hoà.

Giá trị  $\varepsilon_t$  nghĩa là nhiệt thừa  $Q_t$  âm, tia quá trình  $\varepsilon$  lệch xuống phía dưới  $\varepsilon_t = 0$ , hướng quá trình đi từ trên xuống dưới. Trong trường hợp này, sau khi tăng ẩm đoạn nhiệt bằng phun nước, không khí được sưởi nóng đến điểm S đẳng dung ẩm  $d_v = d_s$ . Điểm S được xác định là điểm cắt của  $d_v = \text{const}$  và  $\varepsilon_t$  đi qua T.

Năng suất phun ẩm:

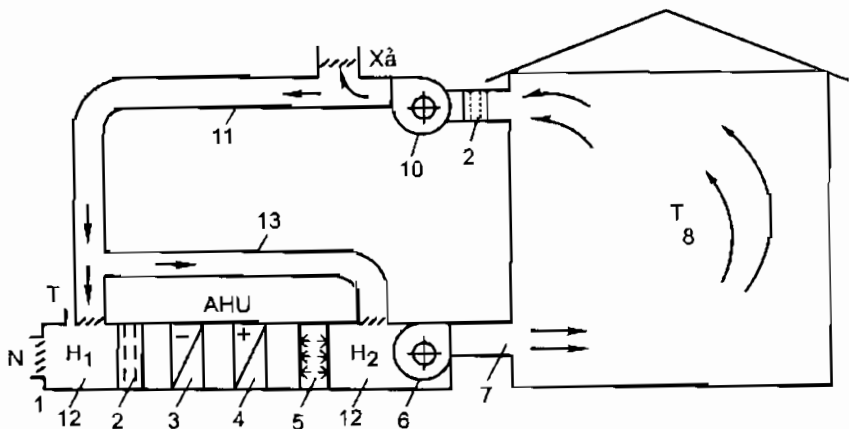
$$W = G(d_v - d_H), \text{ kg/s}$$

Năng suất nhiệt để sưởi ẩm:

$$Q_s = G(I_s - I_v), \text{ kW.}$$

### 3.5.3. Sơ đồ tuần hoàn hai cấp

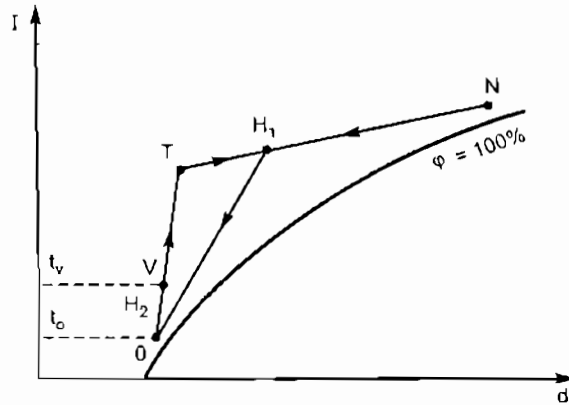
Sơ đồ này được sử dụng trong các xí nghiệp công nghiệp nhằm nâng cao hiệu quả kinh tế và tiết kiệm năng lượng. Sử dụng sơ đồ này có thể giảm năng lượng sưởi cấp 2 hoặc bỏ được thiết bị phun ẩm bổ sung trong hệ thống. Nhờ có dòng tuần hoàn thứ 2 người ta có thể thay đổi được nhiệt độ thổi vào (thay cho sưởi cấp 2). Hình 3.15 giới thiệu nguyên lý bố trí thiết bị và làm việc của sơ đồ tuần hoàn 2 cấp nhằm nâng cao nhiệt độ thổi vào trong các trường hợp nhiệt độ thổi vào quá thấp, không đảm bảo tiêu chuẩn vệ sinh.



Hình 3.15. Nguyên lý cấu tạo và làm việc của sơ đồ tuần hoàn 2 cấp nhằm tăng nhiệt độ thổi vào  $t_v$

1. Cửa (van) lấy gió tươi; 2. Phin lọc; 3. Dàn lạnh; 4. Dàn sưởi; 5. Tầng ẩm đoạn nhiệt;
6. Quạt cấp; 7. Miếng thổi; 8. Phòng điều hoà; 10. Quạt hồi; 11. Ống gió hồi;
12. Buồng hoà trộn cấp một  $H_1$  và cấp hai  $H_2$ ; 13. Ống gió tuần hoàn cấp 2.

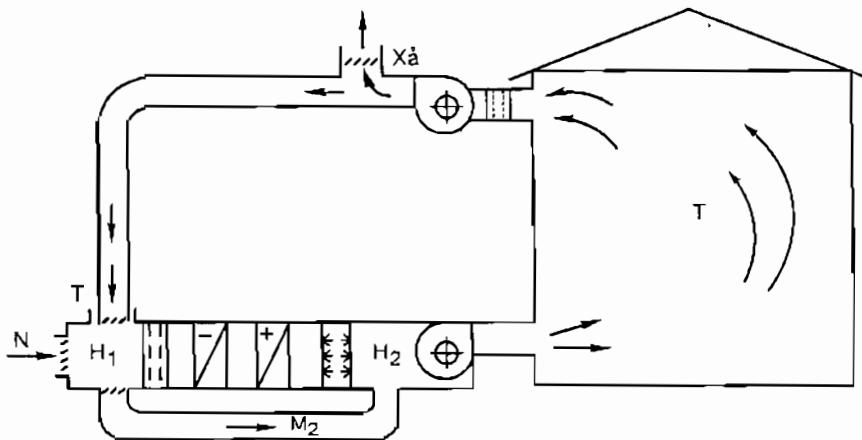
Hình 3.16 giới thiệu sự thay đổi trạng thái không khí trên đồ thị I-d.



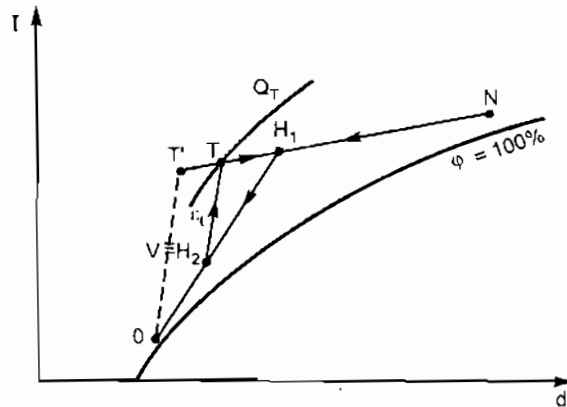
**Hình 3.16. Sơ đồ tuần hoàn không khí cấp 2 nhằm tăng nhiệt độ thổi vào**  
 $H_1$  - Điểm hoà trộn cấp 1;  $H_2$  - Điểm hoà trộn cấp 2;  $t_v > t_o$ .

Không khí tái tuần hoàn cấp 1 có trạng thái T hoà trộn với gió tươi trạng thái N đạt trạng thái H. Sau khi được xử lý trong AHU, không khí hỗn hợp đạt trạng thái O, có nhiệt độ quá thấp. Hỗn hợp này lại được hoà trộn với không khí tuần hoàn cấp 2 có trạng thái T để được điểm hoà trộn  $H_2$  với trạng thái V. V chính là điểm thổi vào nên nhiệt độ thổi vào đã được nâng lên  $t_v > t_o$ .

Hình 3.17 giới thiệu nguyên lý bố trí thiết bị và làm việc của sơ đồ tuần hoàn cấp 2 nhằm điều chỉnh độ ẩm thổi vào. Hình 3.18 giới thiệu sự thay đổi trạng thái trên đồ thị I-d.



**Hình 3.17. Nguyên lý cấu tạo và làm việc của sơ đồ tuần hoàn 2 cấp điều chỉnh độ ẩm và nhiệt độ thổi vào (chú thích xem hình 3.14)**



Hình 3.18. Sơ đồ tuần hoàn 2 cấp để điều chỉnh độ ẩm và nhiệt độ thổi vào  $\varphi > \varphi_T$  và  $t_v > t_o$

Sau khi hoà trộn cấp 1 được trạng thái  $H_1$ , một phần được đưa qua AHU để xử lý xuống trạng thái O. Tại phòng hoà trộn cấp 2 dòng không khí đã xử lý tới trạng thái O được hoà trộn với dòng có trạng thái  $H_1$  để được hỗn hợp không khí trạng thái  $H_2$  hay V thổi vào phòng. Bằng cách điều chỉnh lưu lượng gió cấp 2, có thể điều chỉnh độ ẩm  $\varphi_T$  của phòng.

Lưu lượng gió của hệ thống:  $G = G_N + G_1 + G_2$ .

Tỷ lệ tuần hoàn cấp 1 và cấp 2:

$$\frac{G_1}{G} = \frac{H_1 T}{N T}$$

$$\frac{G_2}{G} = \frac{H_2 O}{H_1 O}$$

Năng suất lạnh cần thiết:

$$Q_0 = (G - G_2) \cdot (I_{H_1} - I_O), \text{ kW}$$

### 3.5.4. Sơ đồ phun ẩm bổ sung trong gian máy

Phun ẩm bổ sung trực tiếp ngay trong gian máy hoặc không gian điều hoà bằng máy phun ẩm được sử dụng cho cả ba sơ đồ:

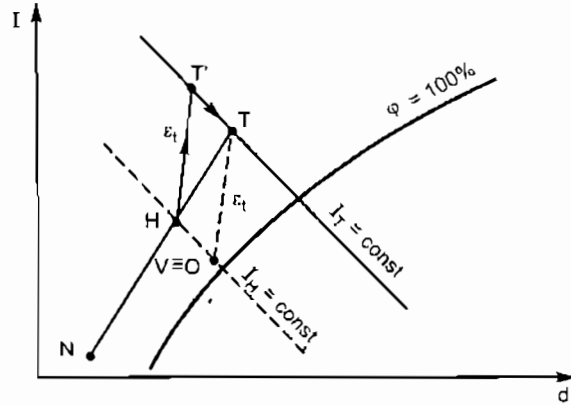
- Sơ đồ thẳng;
- Sơ đồ tuần hoàn một cấp;
- Sơ đồ tuần hoàn hai cấp.

Có thể phun ẩm bằng hơi nước hoặc bằng nước. Ở đây giả thiết là phun ẩm bằng nước với quá trình tăng ẩm đoạn nhiệt như hình 3.5 giới thiệu với  $I = \text{const}$ .

### a) Sơ đồ mùa đông

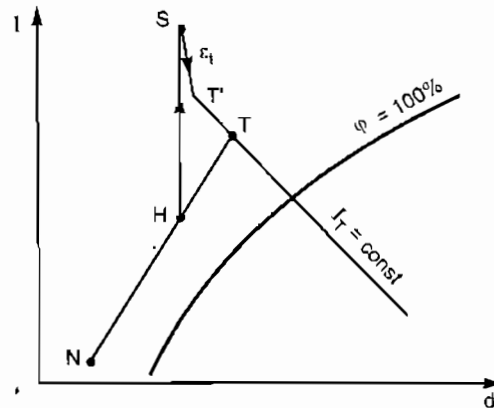
Mùa đông thường gắn liền với quá trình sưởi ấm và tăng ẩm cho không khí nên sơ đồ này rất hay được sử dụng. Hình 3.19 và 3.20 giới thiệu sơ đồ tuần hoàn 1 cấp có phun ẩm bổ sung, trường hợp  $\epsilon_t$  dương và  $\epsilon_t$  âm.

Trên hình 3.19, nếu tiến hành không có phun ẩm trong gian máy ta có quá trình phun ẩm đoạn nhiệt  $I_H = \text{const}$  (với  $\phi_0 = 95\%$ ) trong AHU, sau đó thổi vào phòng. VT là quá trình tự biến đổi trạng thái không khí để khử nhiệt thừa và ẩm thừa theo tia quá trình  $\epsilon_t$ . Nếu có phun ẩm bổ sung trong gian máy thì sau khi hoà trộn, không khí có trạng thái H được thổi luôn vào gian máy. Quá trình T'T là quá trình tăng ẩm đoạn nhiệt bằng phun nước trực tiếp ngay trong gian máy với  $I_T = \text{const}$ .



Hình 3.19. Sơ đồ tuần hoàn một cấp có phun ẩm bổ sung trong gian máy T'T với  $\epsilon_t$  dương

Trên hình 3.20 là quá trình phun ẩm bổ sung trường hợp  $\epsilon_t$  có giá trị âm. Vì  $Q_t$  âm nên phải bù lại lượng nhiệt thiếu đó bằng quá trình sấy nóng không khí đẳng ẩm dung HS. Không khí có trạng thái S được thổi thẳng vào phòng và tự biến đổi theo tia quá trình  $\epsilon_t$  (quá trình ST). T'T là quá trình phun ẩm bổ sung ngay trong phòng điều hoà và trạng thái không khí biến đổi theo đường  $I = \text{const}$  từ T' đến T.



Hình 3.20. Sơ đồ tuần hoàn một cấp có phun ẩm bổ sung trong gian máy T'T với  $\epsilon_t$  âm



Năng suất gió của hệ thống:

$$G = \frac{Q_I}{I_T - I_H} = \frac{W_I}{d_T - d_H}, \text{ kg/s}$$

Năng suất phun ẩm bổ sung trong gian máy:

$$W_{bs} = G(d_T - d_T), \text{ kg/s}$$

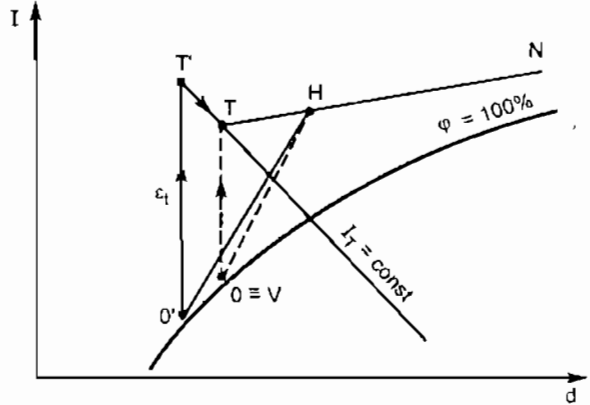
Năng suất sưởi của không khí:

$$Q_S = G(I_S - I_H), \text{ kW}$$

### b) Sơ đồ mùa hè

Hình 3.21 giới thiệu sơ đồ tuần hoàn một cấp mùa hè có phun ẩm bổ sung trực tiếp trong gian máy.

Nếu không phun ẩm bổ sung tại gian máy thì sơ đồ tuần hoàn một cấp là T và N hoà trộn được H, qua xử lý lạnh và khử ẩm đến O, thổi vào phòng và trạng thái không khí tự biến đổi để khử ẩm và khử nhiệt thừa theo tia  $\epsilon_t$  ( OT hoặc VT). Nếu có phun ẩm bổ sung, điểm O lùi xuống điểm O' và được thổi vào phòng, tự biến đổi theo  $\epsilon_t$  đến điểm T', được phun ẩm bổ sung nên biến đổi đến T theo đường  $I_T = \text{const}$ .



Hình 3.21. Sơ đồ tuần hoàn một cấp có phun ẩm bổ sung trực tiếp tại gian máy T'T

Với sơ đồ có phun ẩm bổ sung tại gian máy có:

Năng suất gió cần thiết:

$$G = \frac{Q_T}{I_T - I_{O'}}$$

Năng suất lạnh cần thiết:

$$Q_0 = G(I_H - I_{O'})$$

*Nhận xét:*

– Vì  $I_{T'} - I_{O'}$  lớn hơn  $I_T - I_O$  nên lưu lượng gió G nhỏ hơn so với sơ đồ không phun ẩm.

– Vì  $I_H - I_{O'}$  lớn hơn  $I_H - I_O$  nên năng suất lạnh  $Q_0$  cũng nhỏ hơn so với sơ đồ không phun ẩm.

Như vậy, khi dùng sơ đồ có phun ẩm bổ sung năng suất gió G và năng suất lạnh đều giảm. Tuy nhiên, để đánh giá xem sơ đồ có phun ẩm bổ sung kinh tế đến mức nào thì cần phải có các đánh giá chính xác hơn vì rõ ràng điểm thổi vào nhỏ hơn, khó phù hợp hơn với điều kiện vệ sinh. Hơn nữa khi nhiệt độ điểm O' nhỏ hơn, nhiệt độ bay hơi của môi chất lạnh yêu cầu cũng nhỏ hơn và ta biết rằng, khi nhiệt độ bay hơi giảm 1K năng suất lạnh giảm khoảng 3,3% (xem chương 5) và công nén tiêu tốn tăng 1,5%. Nguy cơ đóng băng nước lạnh trong ống bình bay hơi cũng tăng cao hơn. Ngoài ra cần thiết bị phun ẩm ngay trong gian máy và phải đảm bảo phun ẩm đều cho cả một phân xưởng với lưu lượng yêu cầu cũng không phải dễ dàng.

**Ví dụ 3.3.** Một phân xưởng sợi dệt tại Hà Nội có nhiệt thừa  $Q_t = 150\text{kW}$ , ẩm thừa  $W_t = 54\text{kg/h}$ . Yêu cầu nhiệt ẩm trong gian máy là  $t_T = 24^\circ\text{C}$  và  $\varphi = 60\%$ . Hãy xác định lưu lượng không khí và năng suất lạnh yêu cầu. Cho biết hệ thống làm việc với sơ đồ tuần hoàn một cấp và với lượng gió tươi bằng 10% gió tổng.

**Giải**

– Xác định tia quá trình  $\epsilon_t$ :

$$\epsilon_t = \frac{Q_t}{W_t} = \frac{150.3600}{54} = 10000 \text{ kJ/kg}$$

– Xác định năng suất gió:

Ta biết  $G_N = 0,1G$ , vậy  $G_T = 0,9G$ .

Điểm hoà trộn H có thể xác định qua giao điểm của TN và  $I_H$  hoặc  $d_H$ .

– Xác định các thông số trạng thái tại các điểm T, N và H (bảng 3.6).

**Bảng 3.6. Bảng thông số trạng thái các điểm nút**

Thông số trạng thái	t, °C	$\varphi$ , %	I, kJ/kg	d, g/kg
T (trong nhà)	24	60	53	11,5
N (ngoài trời cấp 3)	35,1	57,2	88,4	21,4
H (hoà trộn)	25	61	56,5	12,4
O $\equiv$ V (thổi vào)	15	95	41,6	10,3

$$I_H = I_T \cdot \frac{G_T}{G} + I_N \cdot \frac{G_N}{G} = 53.0,9 + 88.4.0,1 = 56,5 \text{ kJ/kg}$$

Như vậy xác định được điểm H với  $I_H = 56,5 \text{ kJ/kg}$ ,  $t_H = 25^\circ\text{C}$ ,  $d_H = 0,0124 \text{ g/kg}$  và  $\varphi_H = 61\%$ .

– Điểm O  $\equiv$  V xác định bằng điểm cắt giữa  $\epsilon_t = 10000$  kẻ qua T và  $\varphi = 95\%$ . Điểm O  $\equiv$  V có các thông số  $\varphi_V = 95\%$ ;  $t_V = 15^\circ\text{C}$ ;  $I_V = 41,6\text{kJ/kg}$  và  $d_V = 10,3 \text{ g/kg}$ .

– Năng suất gió yêu cầu:

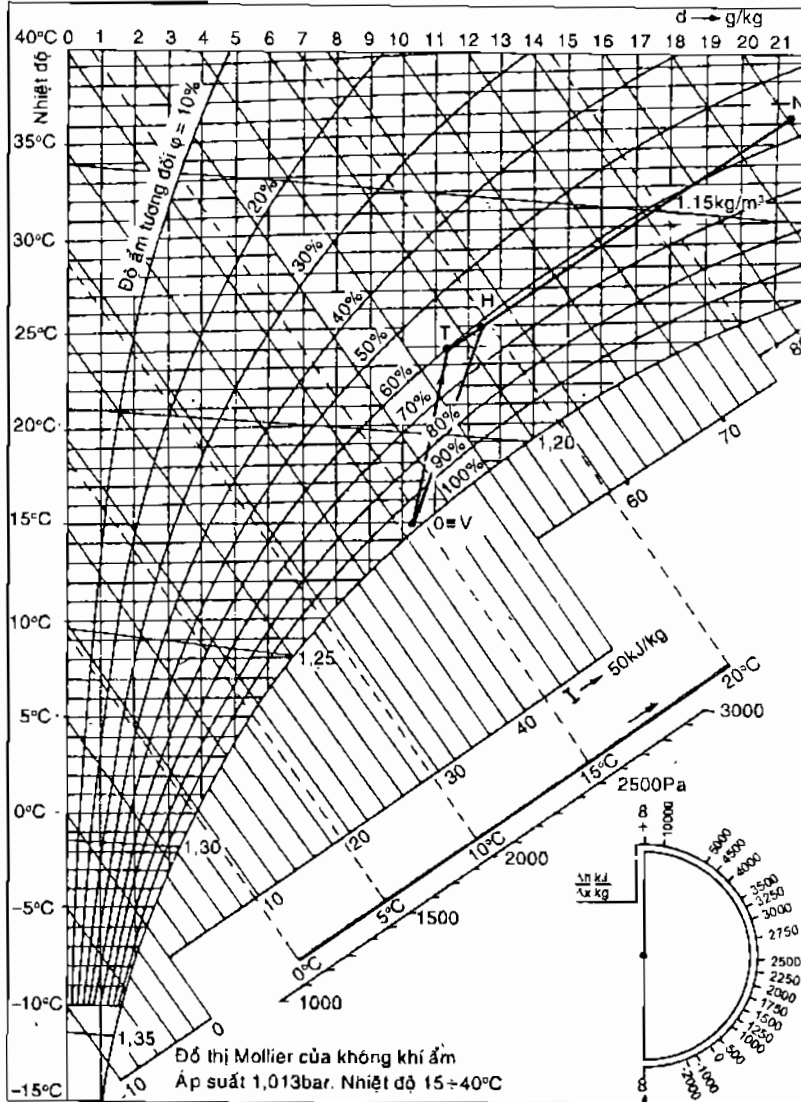
$$G = \frac{Q_T}{I_T - I_O} = \frac{150}{56 - 41,6} = 13,16 \text{kg/s}$$

$$L = \frac{G}{\rho} = \frac{13,6}{1,2} \text{ m}^3/\text{s} = 10,97 \text{ m}^3/\text{s} = 39.500 \text{ m}^3/\text{h}$$

– Năng suất lạnh yêu cầu:

$$Q_0 = G(I_H - I_O) = 13,16.(56,5 - 41,6) = 196 \text{kW}$$

Hình 3.22 biểu diễn sơ đồ điều hoà không khí mùa hè tuần hoàn một cấp trên đồ thị I-d cho ví dụ 3.3.



Hình 3.22. Sơ đồ tuần hoàn một cấp mùa hè cho ví dụ 3.3.

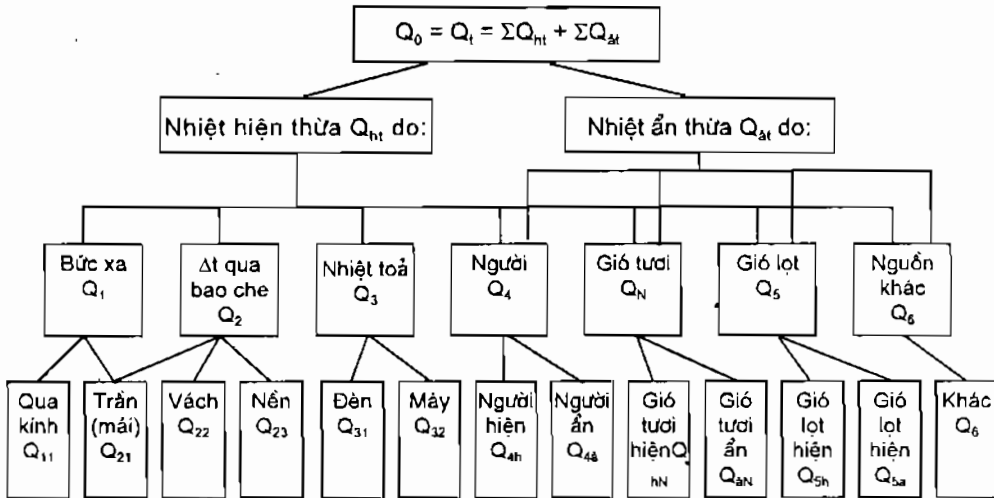
# TÍNH CÂN BẰNG NHIỆT ẤM BẰNG PHƯƠNG PHÁP CARRIER

## 4.1. ĐẠI CƯƠNG

Phương pháp tính tải lạnh Carrier chỉ khác phương pháp truyền thống ở cách xác định năng suất lạnh  $Q_0$  mùa hè và năng suất sưởi  $Q_S$  mùa đông bằng cách tính riêng tổng nhiệt hiện thừa  $Q_{ht}$  và nhiệt ẩn thừa  $Q_{\Delta t}$  của mọi nguồn nhiệt toả và thẩm thấu tác động vào phòng điều hoà:

$$Q_0 = Q_t = \Sigma Q_{ht} + \Sigma Q_{\Delta t}$$

Hình 4.1 giới thiệu sơ đồ đơn giản tính các nguồn nhiệt hiện thừa và nhiệt ẩn thừa theo Carrier.



Hình 4.1. Sơ đồ tính các nguồn nhiệt hiện và nhiệt ẩn chính theo Carrier

Nhiệt tổn thất do bức xạ  $Q_1$ , bao che  $Q_2$  và nhiệt toả  $Q_3$  chỉ có nhiệt hiện. Riêng nhiệt toả do người, gió tươi và gió rò lọt gồm 2 thành phần nhiệt và ẩn.

Ngoài ra, ở các phân xưởng, xí nghiệp hoặc không gian điều hoà nào có các nguồn toả nhiệt hiện và ẩn khác như các dụng cụ nhà bếp ví dụ nồi lẩu, thức ăn bay hơi, các ống dẫn chất lỏng, các thiết bị trao đổi nhiệt, các bán thành phẩm đưa vào, các thiết bị toả nhiệt... thì cần

thiết phải tính bổ sung thêm. Đối với hệ thống điều hoà có ống gió cũng cần phải tính bổ sung tổn thất nhiệt trên ống gió.

Cần phải tính năng suất gió thổi vào, gió hồi, gió tươi, nhiệt độ thổi vào, nhiệt độ các thành phần... tiến hành giống như phương pháp truyền thống.

Các phương pháp lập sơ đồ điều hoà mùa hè, mùa đông cũng như các sơ đồ thẳng, tuần hoàn 1 cấp, 2 cấp và phun ẩm bổ sung trong gian máy đều giống như phương pháp truyền thống, khác biệt duy nhất là tất cả tiến hành trên đồ thị t-d (ẩm độ) của không khí ẩm theo Carrier.

## 4.2. TÍNH NHIỆT HIỆN THỪA VÀ NHIỆT ẨN THỪA

### 4.2.1. Nhiệt hiện bức xạ qua kính $Q_{11}$

Phần lớn các kính cửa sổ đều thẳng đứng, trừ một số ít cửa sổ ở tầng áp mái có cửa sổ nghiêng hoặc tum có cửa sổ nằm ngang.

Mặt trời mọc ở hướng Đông, lặn ở hướng Tây. Bức xạ mặt trời tác động vào một bề mặt tường đứng, nghiêng hoặc ngang là liên tục thay đổi. Cửa sổ quay hướng Đông sẽ nhận bức xạ cực đại vào 8 đến 9 giờ sáng và kết thúc lúc 12 giờ trưa. Cửa sổ quay hướng Tây sẽ nhận bức xạ cực đại lúc 4 đến 5 giờ chiều và nếu là cửa sổ nằm ngang trên mái tum thì sẽ nhận bức xạ cực đại vào 12 giờ trưa. Cửa sổ quay về hướng Bắc ở  $20^\circ$  vĩ bắc thì hầu như không nhận bức xạ trực tiếp mặt trời, quay về hướng Nam thì bức xạ cũng rất hạn chế. Khi có tấm che nắng như ô văng, cửa chớp, màn chắn thì bức xạ vào phòng sẽ giảm hẳn. Rõ ràng bức xạ qua kính là rất phức tạp, không đồng thời và khó xác định chính xác. Biểu thức sau đây chỉ để xác định gần đúng theo kinh nghiệm nhiệt bức xạ qua kính:

$$Q_{11} = n_t \cdot Q'_{11} \quad (4.1)$$

$n_t$  – hệ số tác dụng tức thời (xem hình 4.2 + 5.3 và bảng 4.6 + 4.8).

$$Q'_{11} = F \cdot R_T \cdot \epsilon_c \cdot \epsilon_{ds} \cdot \epsilon_{mm} \cdot \epsilon_{kh} \cdot \epsilon_m \cdot \epsilon_r, \quad W \quad (4.2)$$

$Q'_{11}$  – lượng nhiệt bức xạ tức thời qua kính vào phòng.

$F$  – diện tích bề mặt kính cửa sổ có khung thép,  $m^2$ , nếu là khung gỗ lấy bằng  $0,85F$ .

$R_T$  – nhiệt bức xạ mặt trời qua cửa kính vào trong phòng,  $W/m^2$  (xem bảng 4.1). Giá trị  $R_T$  phụ thuộc vào vĩ độ, tháng, hướng của kính, cửa sổ, giờ trong ngày và ở độ cao bằng mực nước biển ( $H = 0$ ), ở đây lấy góc tới trung bình của tia bức xạ là  $30^\circ$ , tốc độ gió mặt ngoài kính  $2,5m/s$ , mặt trong kính  $1m/s$ .

Nếu hệ thống điều hoà nhiệt độ hoạt động 24/24h hoặc từ 6 giờ sáng đến 4 giờ chiều (trong các giờ có nắng) có thể lấy ngay lượng nhiệt bức xạ mặt trời cực đại qua cửa kính vào trong phòng  $R_{Tmax}$  cho trong bảng 4.2 để tính toán. Bảng 4.2 là rút gọn của bảng 4.1, chỉ gồm các giá trị cực đại của  $R_T$ .

$\epsilon_c$  – hệ số ảnh hưởng của độ cao so với mặt nước biển, tính theo công thức:

$$\epsilon_c = 1 + \frac{H}{1000} \cdot 0,023 \quad (4.3)$$

$\epsilon_{ds}$  – hệ số kể đến ảnh hưởng của độ chênh giữa nhiệt độ đọng sương của không khí quan sát so với nhiệt độ đọng sương của không khí ở trên mặt nước biển là 20°C, xác định theo công thức:

$$\epsilon_{ds} = 1 - \frac{(t_s - 20)}{10} \cdot 0,13 \quad (4.4)$$

$\epsilon_{mm}$  – hệ số ảnh hưởng của mây mù, khi trời không mây  $\epsilon_{mm} = 1$ , khi trời có mây  $\epsilon_{mm} = 0,85$ .

$\epsilon_{kh}$  – hệ số ảnh hưởng của khung, khung gỗ lấy  $\epsilon_{kh} = 1$ , khung kim loại  $\epsilon_{kh} = 1,17$ ;

$\epsilon_m$  – hệ số kính, phụ thuộc màu sắc và kiểu loại kính khác với kính cơ bản (xem bảng 4.3). Kính cơ bản là loại kính trong suốt, dày 3mm có hệ số hấp thụ  $\alpha = 6\%$ , hệ số phản xạ  $\rho = 8\%$  ứng với góc tới của tia phản xạ là 30°.

$\epsilon_r$  – hệ số mặt trời, kể đến ảnh hưởng của kính cơ bản khi có màn che bên trong kính (xem bảng 4.4), khi không có màn che bên trong  $\epsilon_r = 1$ .

Nếu khác kính cơ bản và có rèm (màn) che bên trong, nhiệt bức xạ mặt trời vẫn được tính theo công thức (4.2) nhưng  $\epsilon_r = 1$  và  $R_T$  được thay bằng nhiệt bức xạ vào phòng khác kính cơ bản  $R_K$ :

$$Q'_{11} = F \cdot R_K \cdot \epsilon_c \cdot \epsilon_{ds} \cdot \epsilon_{mm} \cdot \epsilon_{kh} \cdot \epsilon_m, \quad W \quad (4.5)$$

$$\text{với:} \quad R_K = [0,4\alpha_k + \tau_k(\alpha_m + \tau_m + \rho_k\rho_m + 0,4\alpha_k\alpha_m)]R_N \quad (4.6)$$

$$R_N = \frac{R_T}{0,88} \quad (4.7)$$

$R_n$  – bức xạ mặt trời đến bên ngoài mặt kính;

$R$  – bức xạ mặt trời qua kính vào trong không gian điều hoà (xem biểu thức 4.2 và bảng 4.1);

$\alpha_k, \tau_k, \rho_k, \alpha_m, \tau_m, \rho_m$  – hệ số hấp thụ, xuyên qua, phản xạ của kính và màn che, giới thiệu trong bảng 4.3.

**Bảng 4.1. Lượng bức xạ mặt trời qua kính vào phòng R, W/m<sup>2</sup>**

Vĩ độ: 0°		Giờ mặt trời											
Tháng	Hướng	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
6	Bắc	0	142	205	233	246	252	259	252	246	233	205	142
	Đông Bắc	0	375	492	486	419	300	167	63	44	41	35	19
	Đông	0	366	464	426	293	136	44	44	44	41	35	19
	Đông Nam	0	117	132	85	47	44	44	44	44	41	35	19
	Nam	0	19	35	41	44	44	44	44	44	41	35	19
	Tây Nam	0	19	35	41	44	44	44	44	47	85	132	117
	Tây	0	19	35	41	44	44	44	136	293	426	464	366
	Tây Bắc	0	19	35	41	44	63	167	300	419	486	492	375
Mặt nằm ngang	0	88	274	464	602	684	713	684	602	464	274	88	
5 và 7	Bắc	0	117	170	192	205	208	211	208	205	192	170	117
	Đông Bắc	0	372	483	473	391	271	136	50	44	41	35	19
	Đông	0	382	479	438	303	136	44	44	44	41	35	19
	Đông Nam	0	145	164	114	57	44	44	44	44	41	35	19
	Nam	0	19	35	41	44	44	44	44	44	41	35	19
	Tây Nam	0	19	35	41	44	44	44	44	57	114	164	145
	Tây	0	19	35	41	44	44	44	136	303	438	479	382
	Tây Bắc	0	19	35	41	44	50	136	271	391	473	483	372
Mặt nằm ngang	0	91	287	476	615	703	735	703	615	476	287	91	
4 và 8	Bắc	0	54	88	98	104	107	107	107	104	98	88	54
	Đông Bắc	0	347	445	419	322	192	76	44	44	41	38	19
	Đông	0	407	514	467	325	145	44	44	44	41	38	19
	Đông Nam	0	211	249	205	110	47	44	44	44	41	38	19
	Nam	0	19	38	41	44	44	44	44	44	41	38	19
	Tây Nam	0	19	38	41	44	44	44	47	110	205	249	211
	Tây	0	19	38	41	44	44	44	145	325	465	514	407
	Tây Bắc	0	19	38	41	44	44	76	192	322	419	445	347
Mặt nằm ngang	0	98	306	473	650	738	773	738	650	473	306	98	
3 và 9	Bắc	0	19	38	41	44	44	44	44	44	41	38	19
	Đông Bắc	0	300	372	319	214	98	44	44	44	41	38	19
	Đông	0	423	527	476	337	148	44	44	44	41	38	19
	Đông Nam	0	300	372	319	214	98	44	44	44	41	38	19
	Nam	0	19	38	41	44	44	44	44	44	41	38	19
	Tây Nam	0	19	38	41	44	44	44	98	214	319	372	300
	Tây	0	19	38	41	44	44	44	148	337	476	527	423
	Tây Bắc	0	19	38	41	44	44	44	98	214	319	372	300
Mặt nằm ngang	0	101	315	514	662	757	789	757	662	514	315	101	
2 và 10	Bắc	0	19	38	41	44	44	44	44	44	41	38	19
	Đông Bắc	0	211	249	205	110	47	44	44	44	41	38	19
	Đông	0	407	514	467	325	145	44	44	44	44	38	19
	Đông Nam	0	347	445	419	322	192	76	44	44	41	38	19
	Nam	0	54	88	98	104	107	107	107	104	98	88	54
	Tây Nam	0	19	38	41	44	44	75	192	322	419	445	347

Vĩ độ: 0°		Giờ mặt trời											
Tháng	Hướng	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
	Tây	0	19	38	41	44	44	44	145	325	467	514	407
	Tây Bắc	0	19	38	41	44	44	44	47	101	205	249	211
	Mặt nằm ngang	0	98	306	473	650	738	773	738	650	473	306	98
1 và 11	Bắc	0	19	35	41	44	44	44	44	44	41	35	19
	Đông Bắc	0	145	164	114	57	44	44	44	44	41	35	19
	Đông	0	382	479	438	303	136	44	44	44	41	35	19
	Đông Nam	0	372	483	473	391	271	136	50	44	41	35	19
	Nam	0	117	170	192	205	208	211	208	205	192	170	19
	Tây Nam	0	19	35	41	44	50	136	271	391	473	483	19
	Tây	0	19	35	41	44	44	44	136	303	438	479	382
	Tây Bắc	0	19	35	41	44	44	44	44	57	114	164	145
	Mặt nằm ngang	0	91	287	476	615	703	735	703	615	476	287	91
12	Bắc	0	19	35	41	44	44	44	44	44	41	35	19
	Đông Bắc	0	117	132	85	47	44	44	44	44	41	35	19
	Đông	0	366	464	426	293	136	44	44	44	41	35	19
	Đông Nam	0	375	492	486	419	300	167	63	44	41	35	19
	Nam	0	142	205	233	246	252	259	252	246	233	205	142
	Tây Nam	0	19	35	41	44	50	63	167	300	419	486	375
	Tây	0	19	35	41	44	44	44	136	293	426	464	366
	Tây Bắc	0	19	35	41	44	44	44	44	47	85	132	117
	Mặt nằm ngang	0	88	274	464	602	684	713	684	602	464	274	88
6	Bắc	60	139	158	142	139	136	129	136	139	142	158	139
	Đông Bắc	173	413	483	442	334	205	88	44	44	41	35	25
	Đông	170	423	489	438	309	129	44	44	44	41	35	25
	Đông Nam	57	155	173	136	79	44	44	44	44	41	35	25
	Nam	6	25	35	41	44	44	44	44	44	41	35	25
	Tây Nam	6	25	25	41	44	44	44	44	79	136	173	155
	Tây	6	25	25	41	44	44	44	129	309	438	489	423
	Tây Bắc	6	25	25	41	44	57	88	205	334	442	483	413
	Mặt nằm ngang	13	139	337	524	647	735	766	735	647	524	337	139
5 và 7	Bắc	16	107	123	110	104	98	95	98	104	110	123	107
	Đông Bắc	132	401	467	419	344	177	69	44	44	41	35	22
	Đông	158	426	498	448	309	136	44	44	44	41	35	22
	Đông Nam	82	180	208	177	101	44	44	44	44	41	35	22
	Nam	3	22	35	41	44	44	44	44	44	41	35	22
	Tây Nam	3	22	35	41	44	44	44	44	101	177	208	180
	Tây	3	22	35	41	44	44	44	136	309	448	498	426
	Tây Bắc	3	22	35	41	44	44	69	177	344	419	467	401
	Mặt nằm ngang	9	132	337	524	662	744	779	744	662	524	337	132
4 và 8	Bắc	3	47	50	47	47	44	44	44	47	47	50	47
	Đông Bắc	54	356	410	350	252	107	44	44	44	41	35	22
	Đông	79	435	514	470	328	145	44	44	44	41	35	22



Vĩ độ: 0°		Giờ mặt trời											
Tháng	Hướng	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
4 và 8	Đông Nam	57	249	296	268	189	85	44	44	44	41	35	22
	Nam	3	22	35	41	44	44	44	44	44	41	35	22
	Tây Nam	3	22	35	41	44	44	44	85	189	268	296	249
	Tây	3	22	35	41	44	44	44	145	252	470	514	435
	Tây Bắc Mặt nằm ngang	3 6	22 120	35 331	41 527	44 672	44 763	44 789	107 763	237 672	350 527	410 331	356 120
3 và 9	Bắc	3	19	35	41	44	44	44	44	44	41	35	19
	Đông Bắc	3	281	325	252	142	54	44	44	44	41	35	19
	Đông	3	410	517	476	334	148	44	44	44	41	35	19
	Đông Nam	3	306	401	385	296	177	66	44	44	41	35	19
	Nam	3	19	41	60	76	85	88	85	76	60	41	19
	Tây Nam	3	19	35	41	44	44	66	177	296	385	401	306
	Tây Tây Bắc Mặt nằm ngang	3 3 3	19 19 98	35 35 306	41 41 505	44 44 653	44 44 741	44 44 779	148 54 741	334 142 653	476 252 505	517 325 306	410 281 98
2 và 10	Bắc	0	16	32	41	44	44	44	44	44	41	32	16
	Đông Bắc	0	183	208	139	88	44	44	44	44	41	32	16
	Đông	0	372	489	457	315	126	44	44	44	41	32	16
	Đông Nam	0	325	464	470	388	255	145	57	44	41	32	16
	Nam	0	57	126	173	205	224	230	224	205	173	126	57
	Tây Nam	0	16	32	41	44	57	145	255	388	470	464	325
	Tây Tây Bắc Mặt nằm ngang	0 0 0	16 16 69	32 32 268	41 41 438	44 44 609	44 44 694	44 44 735	126 88 694	315 139 609	457 208 438	489 208 268	372 183 69
1 và 11	Bắc	0	13	28	38	41	44	44	44	41	38	28	13
	Đông Bắc	0	85	117	54	41	44	44	44	41	38	28	13
	Đông	0	312	451	416	293	123	44	44	41	38	28	13
	Đông Nam	0	312	483	508	460	344	221	98	54	38	28	13
	Nam	0	110	205	287	303	328	334	328	303	287	205	110
	Tây Nam	0	13	28	38	54	98	221	344	460	508	483	312
	Tây Tây Bắc Mặt nằm ngang	0 0 0	13 13 54	28 28 196	38 38 413	41 41 552	44 44 637	44 44 662	123 44 637	293 41 552	416 54 413	451 117 196	312 85 54
12	Bắc	0	13	28	38	41	44	44	44	41	38	28	13
	Đông Bắc	0	47	88	54	41	44	44	44	41	38	28	13
	Đông	0	271	432	410	287	132	44	44	41	38	28	13
	Đông Nam	0	312	486	514	470	382	249	114	73	38	28	13
	Nam	0	158	233	296	344	366	378	366	344	296	233	158
	Tây Nam	0	13	28	38	73	144	249	382	70	514	486	312
	Tây Tây Bắc Mặt nằm ngang	0 0 0	13 13 44	28 28 208	38 38 378	41 41 527	44 44 609	44 44 637	132 44 609	287 41 527	410 54 378	287 117 208	13 47 44

Vĩ độ: 0°		Giờ mặt trời											
Tháng	Hướng	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
Vĩ độ: 20° Bắc													
6	Bắc	88	129	104	79	60	54	47	54	60	79	104	129
	Đông Bắc	255	454	385	262	120	47	44	44	44	38	28	9
	Đông	255	467	505	451	303	129	44	44	44	44	38	28
	Đông Nam	88	196	230	208	139	66	44	44	44	44	38	28
	Nam	9	28	38	44	44	44	44	44	44	44	38	28
	Tây Nam	9	28	38	44	44	44	44	66	139	208	230	196
	Tây	9	28	38	44	44	44	44	129	302	451	505	467
Tây Bắc	9	28	38	44	44	44	47	120	262	385	454	486	
Mặt nằm ngang	35	189	382	555	681	732	789	732	681	555	382	189	
5 và 7	Bắc	63	88	73	54	47	44	44	44	47	54	73	88
	Đông Bắc	224	416	435	350	230	98	44	44	44	41	38	25
	Đông	237	467	514	457	312	145	44	44	44	41	38	25
	Đông Nam	98	221	268	249	180	91	44	44	44	41	38	25
	Nam	9	25	38	44	44	44	44	44	44	41	38	25
	Tây Nam	9	25	38	44	44	44	44	91	180	249	268	221
	Tây	9	25	38	41	44	44	44	145	312	457	514	467
Tây Bắc	9	25	38	41	44	44	44	98	230	350	435	416	
Mặt nằm ngang	25	173	372	552	681	757	792	757	681	552	372	173	
4 và 8	Bắc	19	32	35	41	44	44	44	44	44	41	35	32
	Đông Bắc	142	350	372	281	158	57	44	44	44	41	35	22
	Đông	167	448	520	470	334	161	44	44	44	41	35	22
	Đông Nam	91	281	356	341	309	173	63	44	44	41	35	22
	Nam	6	22	35	44	63	76	82	76	63	44	35	22
	Tây Nam	6	22	35	41	44	44	63	173	309	341	356	281
	Tây	6	22	35	41	44	44	44	161	334	470	520	148
Tây Bắc	6	22	35	41	445	44	44	57	158	281	372	350	
Mặt nằm ngang	16	151	337	527	662	741	779	741	662	527	337	151	
3 và 9	Bắc	0	19	35	41	44	44	44	44	44	41	35	19
	Đông Bắc	0	262	274	186	69	44	44	44	44	41	35	19
	Đông	0	410	514	470	328	142	44	44	44	41	35	19
	Đông Nam	0	312	429	442	378	265	129	47	44	44	35	19
	Nam	0	25	69	120	164	199	205	199	164	120	69	25
	Tây Nam	0	19	35	41	44	47	129	265	378	442	429	312
	Tây	0	19	35	41	44	44	44	142	328	470	514	410
Tây Bắc	0	19	35	41	44	44	44	44	69	186	247	262	
Mặt nằm ngang	0	95	293	483	624	710	735	710	624	483	293	95	
2 và 10	Bắc	0	13	28	38	41	44	44	44	41	38	28	13
	Đông Bắc	0	139	164	91	41	44	44	44	41	38	28	13
	Đông	0	312	464	445	315	155	44	44	41	38	28	13
	Đông Nam	0	287	460	505	470	375	233	85	41	38	28	13
	Nam	0	66	158	240	293	335	350	334	293	240	158	66
	Tây Nam	0	13	28	38	41	85	233	375	470	505	460	287

Vĩ độ: 0°		Giờ mặt trời											
Tháng	Hướng	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
	Tây	0	13	28	38	41	44	44	155	315	445	464	312
	Tây Bắc	0	13	28	38	41	44	44	44	41	91	164	139
	Mặt nằm ngang	0	57	214	401	539	618	656	618	539	401	214	57
1 và 11	Bắc	0	9	25	35	41	41	41	41	41	35	25	9
	Đông Bắc	0	76	82	44	41	41	41	41	41	35	25	9
	Đông	0	224	404	401	287	136	41	41	41	35	25	9
	Đông Nam	0	230	450	517	498	426	287	145	50	35	25	9
	Nam	0	88	218	315	388	429	445	429	388	315	218	88
	Tây Nam	0	9	25	35	50	145	287	426	498	517	454	230
	Tây	0	9	25	35	38	41	41	136	287	401	404	224
	Tây Bắc	0	9	25	35	38	41	41	41	41	41	82	76
	Mặt nằm ngang	0	16	151	319	460	542	568	542	460	319	151	16
12	Bắc	0	6	22	35	38	41	41	41	38	35	22	6
	Đông Bắc	0	44	57	38	38	41	41	41	38	35	22	6
	Đông	0	177	372	382	268	107	41	41	38	35	22	6
	Đông Nam	0	186	438	527	501	423	306	189	63	35	22	6
	Nam	0	79	233	350	416	460	470	460	416	350	233	79
	Tây Nam	0	6	22	35	63	198	306	423	501	527	438	186
	Tây	0	6	22	35	38	41	41	107	268	382	372	177
	Tây Bắc	0	6	22	35	38	41	41	41	38	38	57	44
	Mặt nằm ngang	0	13	114	290	246	508	536	508	426	290	114	13
Vĩ độ: 30° Bắc													
6	Bắc	104	91	57	44	44	44	44	44	44	44	57	91
	Đông Bắc	331	410	306	173	60	44	44	44	44	38	32	16
	Đông	341	492	508	451	309	139	44	44	44	44	38	32
	Đông Nam	132	237	284	284	230	139	54	44	44	44	38	32
	Nam	16	32	38	44	47	60	66	60	47	44	38	32
	Tây Nam	16	32	28	44	44	44	54	139	230	284	284	237
	Tây	16	32	38	44	44	44	44	139	309	451	508	492
	Tây Bắc	16	32	38	44	44	44	44	60	173	306	410	438
	Mặt nằm ngang	60	192	413	568	684	757	789	757	684	568	413	192
5 và 7	Bắc	69	63	44	44	44	44	44	44	44	44	44	63
	Đông Bắc	293	413	388	281	145	50	44	44	44	41	38	28
	Đông	315	489	517	457	312	139	44	44	44	41	38	28
	Đông Nam	132	259	315	315	262	167	69	44	44	41	38	28
	Nam	13	28	38	44	63	85	95	85	63	44	38	28
	Tây Nam	13	28	38	41	44	44	44	167	262	315	315	258
	Tây	13	28	38	41	44	44	44	139	312	457	517	489
	Tây Bắc	13	28	38	41	44	44	44	50	145	281	388	413
	Mặt nằm ngang	47	208	388	555	675	744	776	744	675	555	388	208
4 và 8	Bắc	19	25	35	41	41	44	44	44	41	41	35	25
	Đông Bắc	173	341	315	208	85	44	44	44	41	41	35	25
	Đông	208	464	520	467	322	145	44	44	41	413	35	25

Vĩ độ: 0°		Giờ mặt trời											
Tháng	Hướng	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
4 và 8	Đông Nam	117	309	401	407	353	259	123	47	41	41	35	25
	Nam	6	25	41	85	148	183	198	183	148	85	41	25
	Tây Nam	6	25	35	41	41	47	123	259	353	407	401	309
	Tây	6	25	35	41	41	44	44	145	322	467	520	464
	Tây Bắc	6	25	35	41	41	44	44	44	85	208	315	341
	Mặt nằm ngang	19	148	337	508	631	710	741	710	631	508	337	148
3 và 9	Bắc	0	16	32	38	41	44	44	44	41	38	32	16
	Đông Bắc	0	233	284	126	47	44	44	44	41	38	32	16
	Đông	0	391	498	454	325	151	44	44	41	38	32	16
	Đông Nam	0	309	413	479	445	356	211	79	41	38	32	16
	Nam	0	28	57	189	259	309	331	309	259	189	57	28
	Tây Nam	0	16	32	38	41	79	211	356	445	479	413	309
	Tây	0	16	32	38	41	44	44	151	325	454	498	391
	Tây Bắc	0	16	32	38	41	44	44	44	47	126	284	233
	Mặt nằm ngang	0	79	255	426	565	637	669	637	565	426	255	79
2 và 10	Bắc	0	9	25	35	38	41	44	41	38	35	25	9
	Đông Bắc	0	140	123	57	38	41	44	41	38	35	25	9
	Đông	0	249	426	416	296	136	44	41	38	35	25	9
	Đông Nam	0	230	448	514	501	429	290	148	47	35	25	9
	Nam	0	57	180	290	382	438	457	438	382	290	180	57
	Tây Nam	0	9	25	35	47	148	290	429	501	514	448	230
	Tây	0	9	25	35	38	41	44	136	296	416	426	294
	Tây Bắc	0	9	25	35	38	41	44	41	38	57	123	104
	Mặt nằm ngang	0	19	155	315	451	539	565	538	451	315	155	19
1 và 11	Bắc	0	3	19	28	35	38	38	38	35	28	19	3
	Đông Bắc	0	25	50	28	35	38	38	38	35	28	19	3
	Đông	0	85	344	366	262	110	38	38	35	28	19	3
	Đông Nam	0	88	401	508	511	451	328	202	73	28	19	3
	Nam	0	32	214	344	432	486	501	486	432	344	214	32
	Tây Nam	0	3	19	28	73	202	328	451	511	508	401	88
	Tây	0	3	19	28	35	38	38	110	262	366	344	85
	Tây Bắc	0	3	19	28	35	38	38	38	35	28	50	25
	Mặt nằm ngang	0	6	85	224	344	429	457	429	344	224	85	6
12	Bắc	0	0	13	28	35	38	38	38	35	28	13	0
	Đông Bắc	0	0	32	28	35	38	38	38	35	28	13	0
	Đông	0	0	290	331	252	101	38	38	35	28	13	0
	Đông Nam	0	0	360	495	511	451	341	227	88	28	13	0
	Nam	0	0	202	356	448	501	514	501	448	356	202	0
	Tây Nam	0	0	13	28	88	227	341	451	511	495	360	0
	Tây	0	0	13	28	35	38	38	101	252	331	290	0
	Tây Bắc	0	0	13	28	35	38	38	38	35	28	32	0
	Mặt nằm ngang	0	0	60	189	306	385	413	385	306	189	60	0

**Bảng 4.2. Lượng bức xạ mặt trời lớn nhất  $R_{Tmax}$  xâm nhập qua cửa kính loại cơ bản vào trong phòng,  $W/m^2$  (rút gọn của bảng 4.1)**

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
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 4.3. Đặc tính bức xạ và hệ số kính của các loại kính  $\epsilon_m$**

Loại kính	Hệ số hấp thụ $\alpha_k$	Hệ số phản xạ $\rho_k$	Hệ số xuyên qua, $\tau_k$	Hệ số kính, $\epsilon_m$
Kính cơ bản	0,06	0,08	0,86	1,00
Kính trong, phẳng, dày 6mm	0,15	0,08	0,77	0,94
Kính Spectrafloat, màu đồng nâu, 6mm	0,34	0,10	0,56	0,80
Kính Antisun, màu xám, 6mm	0,51	0,05	0,44	0,73
Kính Antisun, màu đồng nâu, 12mm	0,74	0,05	0,21	0,58
Kính Calorex, màu xanh, 6mm	0,75	0,05	0,20	0,57
Kính Stopray, màu vàng, 6mm	0,36	0,39	0,25	0,44
Kính trong tráng màng phản xạ RS20, 6mm	0,44	0,44	0,12	0,34
Kính trong tráng màng phản xạ A18, 4mm	0,30	0,53	0,17	0,33

**Bảng 4.4. Đặc tính bức xạ của màn che và hệ số mặt trời  $\epsilon_r$**

Loại màn che, rèm cửa	Hệ số hấp thụ, $\alpha_m$	Hệ số phản xạ, $\rho_m$	Hệ số xuyên qua, $\tau_m$	Hệ số mặt trời, $\epsilon_r$
Mành mỏng 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 loại Metalon 310/2	0,29	0,48	0,23	0,58
Màn che Brella trắng kiểu Hà Lan	0,09	0,77	0,14	0,33

**Hệ số tác dụng tức thời  $n_t$**

Từ biểu thức (4.1) ta có:

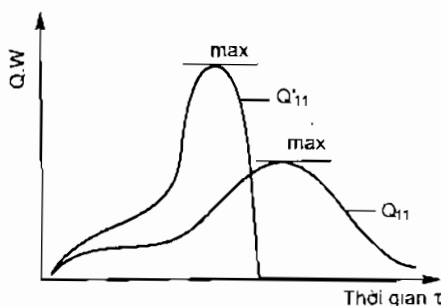
$$n_t = \frac{Q_{11}}{Q'_{11}} \tag{4.8}$$

$Q_{11}$  là nhiệt lượng tác dụng trực tiếp đến phụ tải lạnh.

$Q'_{11}$  là lượng nhiệt bức xạ tức thời qua kính vào phòng nhưng không tác dụng trực tiếp đến phụ tải lạnh. Có thể coi:

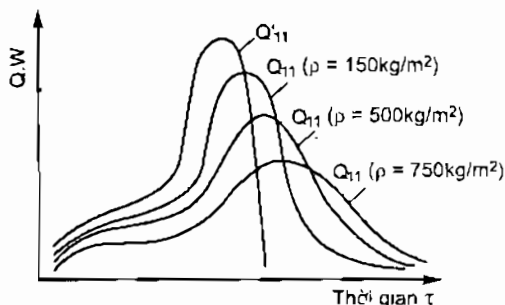
$$Q'_{11} = Q_{11} + Q_{tr\ddot{e}}$$

$Q_{tr\ddot{e}}$  là phần bức xạ bị hấp thụ bởi vách, trần, nền và các đồ vật trong nhà, sau một thời gian mới toả vào không khí. Do đó  $Q'_{11}$  không trùng pha với  $Q_{11}$ , cả ở thời điểm đạt cực đại và không cực đại.



**Hình 4.2. Sự lệch pha của nhiệt lượng bức xạ mặt trời tức thời  $Q'_{11}$  với phụ tải lạnh  $Q_{11}$  do sự tích và trễ nhiệt của vật liệu vách, trần, nền...**

Hình 4.2 biểu diễn sự lệch pha đó trong thời gian 24 giờ (coi hệ thống điều hoà không khí hoạt động liên tục 24/24h một ngày) do tác động tích nhiệt của vách, tường, trần, nền và đồ đạc. Tác động tích nhiệt càng lớn khi mật độ (khối lượng riêng) vật liệu càng lớn và như vậy  $Q_{11}$  có cực đại càng nhỏ (xem hình 4.3) và càng lệch xa  $Q'_{11max}$ . Như vậy, vách càng dày, chức năng điều hoà nhiệt càng tốt, càng thuận lợi cho hệ thống điều hoà không khí.



**Hình 4.3. Sự lệch pha của  $Q'_{11}$  và  $Q_{11}$  phụ thuộc vào mật độ (khối lượng riêng), diện tích của vật liệu xây dựng sàn, trần, vách tường**

Không những bức xạ mặt trời qua kính gây ra tích và trữ nhiệt mà nhiều nguồn nhiệt toả khác cũng có hiện tượng tương tự. Bảng 4.5 giới thiệu thành phần nhiệt bức xạ của các nguồn nhiệt toả đó.

**Bảng 4.5. Thành phần nhiệt bức xạ của các nguồn nhiệt toả**

Nguồn nhiệt toả	Bức xạ, %	Đổi lưu, %
Bức xạ mặt trời qua kính không màn che	100	0
Bức xạ mặt trời qua kính có màn che	58	42
Ánh sáng đèn ống	50	50
Ánh sáng đèn dây tóc	80	20
Nhiệt hiện toả từ người	40	60
Máy móc, dụng cụ (phụ thuộc nhiệt độ bề mặt, nhiệt độ bề mặt càng lớn, thành phần bức xạ càng nhiều)	20 + 80	80 - 20

Bảng 4.6 giới thiệu hệ số tác dụng tức thời  $n_t$  của bức xạ mặt trời có màn che qua bên trong khi hệ thống điều hoà hoạt động 24/24 giờ và coi nhiệt độ không khí trong phòng không đổi.

Bảng 4.7 giới thiệu hệ số tác dụng tức thời  $n_t$  của bức xạ qua kính trần (không màn che) hoặc có bóng râm bên ngoài, khi hệ thống điều hoà hoạt động 24/24 h, nhiệt độ không khí trong phòng không đổi.

Bảng 4.8 giới thiệu hệ số tác dụng tức thời  $n_t$  của bức xạ ánh sáng đèn và người với nhiệt độ trong nhà không đổi. Trong trường hợp người quá đông và dày đặc như rạp hát, rạp chiếu bóng, vũ trường thì lấy  $n_t = 1$  vì lúc này bức xạ nhiệt từ người tới vách tường bị giảm đi rất nhiều. Bảng 4.8 cũng được dùng cho máy móc thiết bị hoạt động theo chu kỳ với bề mặt nóng ở bên ngoài.

Trong các bảng từ 4.6 đến 4.8,  $n_t = f(g_s)$ , trong đó  $g_s$  là mật độ (khối lượng riêng) diện tích trung bình,  $\text{kg/m}^2$  của toàn bộ kết cấu bao che vách, trần, sàn. Giá trị  $g_s$  xác định như sau:

$$g_s = \frac{G' + 0,5.G''}{F_s}$$

$G'$  – khối lượng tường có mặt ngoài tiếp xúc với bức xạ mặt trời và của sàn nằm trên mặt đất, kg;

$G''$  – khối lượng của tường có mặt ngoài không tiếp xúc với bức xạ mặt trời và của sàn không nằm trên mặt đất, kg;

$F_s$  – diện tích sàn,  $\text{m}^2$ .





**Bảng 4.6. Hệ số tác động tức thời  $n_t$  của bức xạ mặt trời qua cửa kính trần (không có màn che) hoặc có bóng râm bên ngoài (hoạt động 24/24 h, nhiệt độ không khí không đổi)**

Hướng	B <sub>v</sub> , kg/m <sup>2</sup> sân	Sáng, h										Chiều, tối, h										Sáng, h				
		6	7	8	9	10	11	12	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	1	2	3	4	5	
Đông Bắc	≥ 700	0,17	0,27	0,33	0,33	0,31	0,29	0,27	0,25	0,23	0,22	0,20	0,19	0,17	0,15	0,14	0,12	0,11	0,10	0,09	0,08	0,07	0,07	0,06	0,06	
	500	0,19	0,31	0,38	0,39	0,36	0,34	0,27	0,24	0,22	0,21	0,19	0,17	0,16	0,14	0,12	0,10	0,07	0,08	0,07	0,06	0,05	0,05	0,05	0,04	
	150	0,31	0,56	0,65	0,61	0,46	0,33	0,26	0,21	0,18	0,16	0,14	0,12	0,09	0,06	0,04	0,03	0,02	0,01	0,01	0,01	0	0	0	0	
Đông	≥ 700	0,16	0,26	0,34	0,39	0,40	0,38	0,34	0,30	0,28	0,26	0,23	0,22	0,20	0,18	0,16	0,14	0,13	0,12	0,10	0,09	0,08	0,08	0,07	0,06	
	500	0,16	0,29	0,40	0,46	0,46	0,42	0,36	0,31	0,28	0,25	0,23	0,20	0,18	0,15	0,14	0,12	0,11	0,09	0,08	0,08	0,06	0,06	0,05	0,04	
	150	0,27	0,50	0,67	0,73	0,68	0,53	0,38	0,27	0,22	0,18	0,15	0,12	0,09	0,06	0,04	0,03	0,02	0,01	0,01	0,01	0,01	0	0	0,01	
Đông Nam	≥ 700	0,08	0,14	0,22	0,21	0,38	0,43	0,44	0,43	0,39	0,35	0,32	0,29	0,26	0,23	0,21	0,19	0,16	0,15	0,13	0,12	0,11	0,10	0,09	0,08	
	500	0,05	0,12	0,23	0,35	0,44	0,49	0,51	0,47	0,41	0,36	0,31	0,27	0,24	0,21	0,18	0,16	0,14	0,12	0,10	0,09	0,08	0,08	0,06	0,06	
	150	0	0,18	0,40	0,59	0,72	0,77	0,72	0,60	0,44	0,32	0,23	0,18	0,14	0,09	0,07	0,05	0,03	0,02	0,01	0,01	0,01	0	0	0	
Nam	≥ 700	0,10	0,10	0,13	0,20	0,28	0,35	0,42	0,48	0,51	0,51	0,48	0,42	0,37	0,33	0,29	0,26	0,23	0,21	0,19	0,17	0,15	0,14	0,13	0,12	
	500	0,07	0,06	0,12	0,20	0,30	0,39	0,46	0,54	0,58	0,57	0,53	0,45	0,37	0,31	0,24	0,23	0,20	0,18	0,16	0,14	0,12	0,11	0,10	0,08	
	150	0	0	0,12	0,29	0,48	0,64	0,75	0,82	0,81	0,75	0,61	0,42	0,28	0,19	0,13	0,09	0,06	0,04	0,03	0,02	0,01	0,01	0	0	
Tây Nam	≥ 700	0,11	0,10	0,10	0,10	0,10	0,14	0,21	0,29	0,36	0,43	0,47	0,46	0,40	0,34	0,30	0,27	0,24	0,22	0,20	0,18	0,16	0,14	0,13	0,12	
	500	0,09	0,09	0,08	0,09	0,09	0,14	0,22	0,31	0,42	0,50	0,53	0,51	0,44	0,35	0,29	0,26	0,22	0,19	0,17	0,15	0,13	0,12	0,11	0,09	
	150	0,02	0,03	0,05	0,06	0,08	0,12	0,34	0,53	0,68	0,78	0,78	0,68	0,46	0,29	0,20	0,14	0,09	0,07	0,05	0,03	0,02	0,02	0,01	0,01	
Tây	≥ 700	0,12	0,10	0,11	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,12	0,17	0,25	0,34	0,42	0,44	0,38	0,33	0,29	0,26	0,23	0,21	0,18	0,16	0,15	0,13	0,12
	500	0,08	0,09	0,09	0,09	0,09	0,09	0,10	0,12	0,19	0,30	0,40	0,48	0,51	0,42	0,35	0,30	0,25	0,22	0,19	0,16	0,14	0,13	0,11	0,09	
	150	0,02	0,04	0,05	0,06	0,07	0,07	0,08	0,14	0,29	0,49	0,67	0,76	0,75	0,53	0,33	0,22	0,15	0,11	0,08	0,05	0,04	0,03	0,02	0,01	
Tây Bắc	≥ 700	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,12	0,17	0,25	0,34	0,39	0,34	0,29	0,26	0,23	0,20	0,18	0,16	0,14	0,13	0,12	0,10	
	500	0,08	0,09	0,09	0,09	0,09	0,09	0,09	0,09	0,11	0,19	0,29	0,40	0,46	0,40	0,32	0,26	0,22	0,19	0,16	0,14	0,13	0,11	0,10	0,08	
	150	0,02	0,04	0,05	0,07	0,08	0,09	0,10	0,10	0,13	0,27	0,48	0,65	0,73	0,49	0,31	0,21	0,16	0,10	0,07	0,05	0,04	0,03	0,02	0,01	
Bắc	≥ 700	0,16	0,23	0,33	0,41	0,47	0,52	0,57	0,61	0,66	0,69	0,72	0,74	0,59	0,52	0,46	0,42	0,37	0,34	0,31	0,27	0,25	0,23	0,21	0,17	
	500	0,11	0,33	0,44	0,54	0,57	0,62	0,66	0,70	0,74	0,76	0,79	0,80	0,60	0,51	0,44	0,37	0,32	0,29	0,27	0,23	0,21	0,18	0,16	0,13	
	150	0	0,48	0,66	0,76	0,82	0,87	0,91	0,43	0,95	0,97	0,98	0,98	0,52	0,34	0,24	0,16	0,11	0,07	0,05	0,04	0,02	0,02	0,01	0,01	

**Bảng 4.8.** Hệ số tác dụng tức thời  $n_t$  của nhiệt ánh sáng và nhiệt hiện của con người (nhiệt độ không khí trong phòng không đổi, thời gian sử dụng ánh sáng đèn 10 giờ, nếu ánh sáng đèn dùng 24 giờ như hệ thống điều hoà thì hệ số  $n_t = 1$ )

Máy hoạt động	$g_s$ , kg/m <sup>2</sup> sàn	Số giờ sau khi bật đèn											
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
24 giờ	≥ 700	0,37	0,67	0,71	0,74	0,76	0,79	0,81	0,83	0,84	0,86	0,87	0,29
	500	0,21	0,67	0,72	0,76	0,79	0,81	0,83	0,85	0,87	0,88	0,90	0,30
	150	0,25	0,74	0,83	0,88	0,91	0,94	0,96	0,96	0,98	0,98	0,99	0,26
		12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23
	> 700	0,26	0,23	0,20	0,19	0,17	0,15	0,14	0,12	0,11	0,10	0,09	0,08
	500	0,26	0,22	0,19	0,16	0,15	0,13	0,12	0,10	0,09	0,08	0,07	0,06
	150	0,17	0,12	0,08	0,05	0,04	0,03	0,02	0,01	0,01	0	0	

#### Vi dụ 4.1

Xác định lượng nhiệt bức xạ mặt trời lớn nhất có khả năng xâm nhập vào không gian điều hoà qua một cửa sổ bằng kính tại Hà Nội, cửa sổ quay về hướng Đông tháng 6, khung kim loại, nhiệt độ động sương trung bình  $t_s = 27^\circ\text{C}$ , kính cơ bản, diện tích cửa sổ kể cả khung là  $4\text{m}^2$ .

#### Giải

Hà Nội nằm ở bán cầu Bắc, vĩ độ 20.

Tra bảng 4.2 được  $R_{T_{\max}} = 505\text{W/m}^2$  vào lúc nào đó của một ngày nào đó trong tháng 6.

Tra bảng 4.1 được  $R_{T_{\max}} = 505\text{W/m}^2$  vào lúc 8h sáng của một ngày nào đó trong tháng 6. Khi tra bảng 4.2, ta phải tự hiểu là cửa sổ hướng Đông có  $R_{T_{\max}}$  vào lúc 8 đến 9h sáng, hướng Tây vào khoảng 4 đến 5 giờ chiều. Do có các chênh lệch so với giá trị mốc nên cần có các hiệu chỉnh như sau:

– Do có nhiệt độ động sương lớn nên  $\varepsilon_{ds}$  giảm:

$$\varepsilon_{ds} = 1 - \frac{(t_s - 20)}{10} \cdot 0,13 = 1 - \frac{27 - 20}{10} \cdot 0,13 = 0,909$$

– Hiệu chỉnh về độ cao: Hà Nội cao hơn mực nước biển 13m nhưng giả thiết là căn phòng này nằm ở tầng 36 nên cao hơn mực nước biển khoảng 100m, ta có hệ số hiệu chỉnh như sau:

$$\varepsilon_c = 1 + \frac{H}{1000} \cdot 0,023 = 1 + \frac{100}{1000} \cdot 0,023 = 1,0023$$

– Khi xét bức xạ lớn nhất có nghĩa là trời không có mây  $\varepsilon_{mm} = 1$ .

– Khung bằng kim loại nên  $\varepsilon_{kh} = 1,17$ .

- Do là kính cơ bản nên  $\varepsilon_m = 1$ .
- Vì không có màn nên che  $\varepsilon_r = 1$ .

Vậy ta có:

$$Q'_{11} = 4.505.1.0023.0.909.1.1.17.1.1 = 2153W$$

Giả sử hệ thống điều hoà hoạt động 24/24 h,  $g_s = 700\text{kg/m}^2$ , tìm được  $n_t$  lớn nhất vào lúc 8 giờ sáng là:

$$n_t = 0,62$$

Tải lạnh lớn nhất rơi vào lúc 8 giờ sáng sẽ là:

$$Q_{11} = 0,62.Q'_{11} = 1335 W.$$

#### ***Ví dụ 4.2***

Các điều kiện giống như ví dụ 4.1 nhưng ở đây không dùng kính cơ bản mà dùng kính 6mm có màn chắn màu trung bình. Xác định nhiệt bức xạ lớn nhất xâm nhập vào trong phòng.

#### ***Giải***

Với kính khác cơ bản, có màn che, xác định  $Q'_{11}$  theo biểu thức (4.5):

$$Q'_{11} = A.R_K.\varepsilon_c.\varepsilon_{ds}.\varepsilon_{mm}.\varepsilon_{kh}.\varepsilon_m, W$$

với  $R_K = [0,4\alpha_k + \tau_k(\alpha_m + \tau_m + \rho_k\rho_m + 0,4\alpha_k\alpha_m)]R_N$

- Tra bảng 4.3 với kính trong dày 6mm được:  $\alpha_k = 0,15$ ;  $\rho_k = 0,08$ ;  $\tau_k = 0,77$  và hệ số kính  $\varepsilon_m = 0,94$ :

$$R_N = \frac{R_T}{0,88} = \frac{505}{0,88} = 574 W$$

- Tra bảng 4.4 cho màn che màu trung bình ta có:  $\alpha_m = 0,58$ ;  $\rho_m = 0,39$ ; hệ số xuyên qua  $\tau_m = 0,03$  và hệ số mặt trời  $\varepsilon_r = 0,62$ .

Thay số vào được:

$$R_K = [0,4.0,15 + 0,77(0,58 + 0,03 + 0,08.0,39 + 0,4.0,15.0,58)].574$$

$$R_K = 333 W/m^2.$$

Vậy:  $Q'_{11} = 4.333.1.0023.0.909.1.1.17.1.1 = 1420 W$

Với  $n_t = 0,62$

có:  $Q_{11} = 0,62.1432 = 906 W$

#### ***Ví dụ 4.3***

Các điều kiện giống như ví dụ 4.1, cho biết phòng nằm trong một toà nhà văn phòng lớn, vị trí phòng ở tầng 2, diện tích sàn  $64\text{m}^2 = 8 \times 8\text{m}$ , cao 3m, vật liệu tường có khối lượng  $360\text{kg/m}^2$ , trần và sàn có khối lượng  $410\text{kg/m}^2$ .

### **Giải**

$Q'_{11} = 2153\text{W}$  đã tìm được ở ví dụ 4.1.

– Giá trị hệ số tác dụng tức thời của bức xạ  $n_t$  qua kính khi không có màn che tra ở bảng 4.7.

Xác định  $g_s$  theo biểu thức:

$$g_s = \frac{G' + 0,5G''}{F_s}$$

– Diện tích sàn  $F_s = 8.8 = 64 \text{ m}^2$ .

– Khối lượng tường có cửa sổ tiếp xúc với bức xạ mặt trời:

$$G' = 360.(8.3 - 4) = 7200\text{kg}$$

– Khối lượng tường không tiếp xúc với bức xạ mặt trời và cửa sàn không nằm trên mặt đất (ở đây gồm cả sàn và trần vì trên trần có tầng 3):

$$G'' = 360(3.3.8) + 410(2.8.8) = 78400\text{kg}$$

$$g_s = \frac{7200 + 78400}{64} = 630\text{kg/m}^2 \text{ sàn}$$

Tra bảng 4.7 với  $g_s = 630\text{kg/m}^2$  sàn, cửa sổ quay hướng Đông được  $n_t$  lớn nhất vào lúc 9 đến 10 giờ sáng là  $n_t = 0,46$ . Vậy:

$$Q_{11} = 0,46.2153 = 990 \text{ W}$$

### **Ví dụ 4.4**

Các điều kiện giống như ví dụ 4.1, 4.2 và 4.3, cho biết nhiệt toả do đèn ống và nhiệt hiện toả từ người là  $960 + 560\text{W} = 1520\text{W}$ . Xác định nhiệt hiện thực tế của người và đèn tới năng suất lạnh, giả sử đèn và người hoạt động liên tục từ 8 đến 16 h.

### **Giải**

Với số giờ hoạt động là 8 giờ (từ 8h sáng đến 16h chiều) và  $g_s = 613\text{kg/m}^2$  sàn, tra bảng 4.8 được:  $n_t = 0,87$ , vậy nhiệt hiện thực tế để tính tải lạnh cho hệ thống điều hoà không khí là:

$$Q_0 = 0,87.1520 = 1322 \text{ W.}$$

### **4.2.2. Nhiệt hiện truyền qua mái bằng bức xạ và do $\Delta t$ : $Q_{21}$**

Mái bằng của phòng điều hoà có ba dạng:

a) Phòng điều hoà nằm giữa các tầng trong một toà nhà điều hoà, nghĩa là bên trên cũng là phòng điều hoà, khi đó  $\Delta t = 0$  và  $Q_{21} = 0$ .

b) Phía trên phòng điều hoà đang tính toán là phòng không điều hoà, khi đó lấy  $k$  ở bảng 4.15 và  $\Delta t = 0,5(t_N - t_T)$ , tính như mục 4.2.4.

c) Trường hợp trần mái có bức xạ mặt trời, đối với toà nhà nhiều tầng, đây là mái bằng tầng thượng thì lượng nhiệt truyền vào phòng gồm 2 thành phần, do ảnh hưởng của bức xạ mặt trời và do chênh lệch nhiệt độ giữa không khí trong nhà và ngoài nhà. Dưới đây ta khảo sát trường hợp này.

Dưới tác dụng của bức xạ mặt trời, mái dần dần nóng lên do hấp thụ nhiệt. Một phần lượng nhiệt hấp thụ toả ngay vào không khí ngoài trời bằng đối lưu và bức xạ. Một phần truyền qua kết cấu mái vào trong phòng điều hoà và toả vào lớp không khí trong phòng cũng bằng đối lưu và dẫn nhiệt.

Tuỳ theo vật liệu cũng như độ dày của kết cấu mái mà cường độ dòng nhiệt toả vào phòng lớn hay nhỏ, có độ trễ nhiều hay ít.

Việc xác định chính xác lượng nhiệt này cũng như việc xác định độ trễ, cường độ, thời điểm đạt cực đại là khá phức tạp. Trong kỹ thuật điều hoà không khí người ta tính toán gần đúng theo biểu thức quen thuộc:

$$Q = k \cdot F \cdot \Delta t_{td} \quad (4.9)$$

nhưng với hiệu nhiệt độ tương đương  $\Delta t_{td}$ .

$Q$  – dòng nhiệt đi vào không gian cần điều hoà do sự tích nhiệt của các kết cấu mái và do độ chênh nhiệt độ của không khí giữa bên ngoài và bên trong.

$k$  – hệ số truyền nhiệt qua mái, phụ thuộc vào kết cấu và vật liệu làm mái, tra bảng 4.9 theo hình 4.4 là kết cấu của trần mái bằng. Lớp không khí đệm dày ít nhất 100mm. Hệ số truyền nhiệt qua mái có giá trị riêng cho mùa hè và mùa đông. Mùa hè nhiệt truyền từ ngoài vào trong nhà và mùa đông từ trong nhà ra ngoài.

$$\Delta t_{td} = t_{N,ef} - t_T = t_N + \frac{\varepsilon_s \cdot R_N}{\alpha_N} - t_T = (t_N - t_T) + \frac{\varepsilon_s \cdot R_N}{\alpha_N} \quad (4.10)$$

Như vậy hiệu nhiệt độ tương đương bao gồm hai thành phần:  $(t_N - t_T)$  là độ chênh nhiệt độ giữa không khí ngoài và trong nhà và  $\varepsilon_s \cdot R_N / \alpha_N$  là phần hiệu chỉnh do bức xạ mặt trời tác dụng lên mái, trong đó:

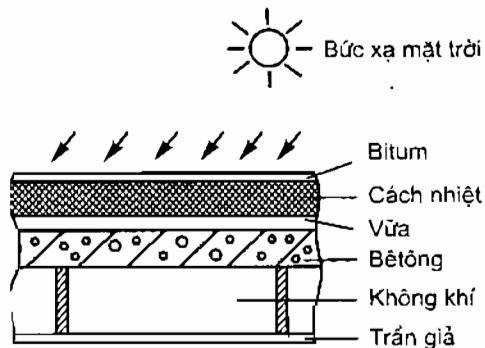
$$R_N = \frac{R_T}{0,88} \quad (4.11)$$

$\epsilon_s$  – hệ số hấp thụ bức xạ mặt trời của một số dạng bề mặt mái giới thiệu trong bảng 4.10.

**Bảng 4.9. Hệ số truyền nhiệt của trần mái bằng (trần tầng thượng) k, W/m<sup>2</sup>K**

Mô tả trần mái bằng (hình 4.4)		Trần giả bằng gỗ dày 12mm			Trần giả bằng	
		Không có lớp cách nhiệt	Có lớp cách nhiệt bông khoáng		Thạch cao 12mm	Bông thủy tinh
			Đày 50mm	Đày 100mm		
Trần bê tông dày 100mm, lớp vữa xi măng cát dày 25mm trên có lớp bitum, 317kg/m <sup>2</sup>	hè	1,72	0,546	0,324	1,77	1,55
	đồng	1,97	0,566	0,333	2,03	1,75
Trần bê tông dày 150mm, lớp vữa xi măng cát dày 25mm trên có lớp bitum, 437kg/m <sup>2</sup>	hè	1,62	0,536	0,321	1,67	1,47
	đồng	1,85	0,558	0,329	1,9	1,65
Trần bê tông dày 300mm, lớp vữa xi măng cát dày 25mm trên có lớp bitum, 797kg/m <sup>2</sup>	hè	1,39	0,508	0,311	1,42	1,28
	đồng	1,55	0,527	0,318	1,59	1,41
Mái tôn, 9,4kg/m <sup>2</sup>	hè	2,56	0,62	0,367	2,67	2,20
	đồng	2,16	0,58	0,356	2,32	1,89
Mái gỗ dày 22mm, có lớp bitum 12mm, 62kg/m <sup>2</sup>	hè	2,02	0,582	0,353	2,08	1,78
	đồng	1,75	0,553	0,345	1,81	1,58

**Ghi chú:** \* Lớp không khí dày ít nhất 100mm.



**Hình 4.4. Trần mái bằng**

**Bảng 4.10. Hệ số hấp thụ bức xạ mặt trời  $\epsilon_s$  của các bề mặt kết cấu bao che**

STT	Vật liệu	Hệ số $\epsilon$
(1)	(2)	(3)
	<i>Mặt mái</i>	
1	Fibrôximăng, mới, màu trắng	0,42
2	Fibrôximăng, sau 12 tháng sử dụng	0,61
3	Fibrôximăng, sau 6 năm sử dụng	0,71
4	Tấm ép gợn sóng bằng bông khoáng	0,61
5	Giấy dầu lợp nhà để thờ	0,91
6	Tôn màu sáng	0,8
7	Tôn màu đen	0,86
8	Ngói màu đỏ hay nâu	0,65 ÷ 0,72
9	Ngói mới đỏ tươi	0,60
10	Ngóiximăng màu xám	0,65
11	Thép đánh bóng hay mạ màu trắng	0,45
12	Thép đánh bóng hay mạ màu xanh	0,76
13	Tôn tráng kẽm, mới	0,64
14	Tôn tráng kẽm, bị bụi bẩn	0,90
15	Nhóm không đánh bóng	0,52
16	Nhóm đánh bóng	0,26
	<i>Mặt quét sơn</i>	
17	Sơn màu đỏ sáng (màu hồng)	0,52
18	Sơn màu xanh da trời	0,64
19	Sơn màu tím	0,83
20	Sơn màu vàng	0,44
21	Sơn màu đỏ	0,63
	<i>Mặt tường</i>	
22	Đá granit mài nhẵn màu đỏ, xám nhạt	0,55
23	Đá granit mài nhẵn đánh bóng, màu xám	0,60
24	Đá cẩm thạch mài nhẵn màu trắng	0,30
25	Gạch trắng men màu trắng	0,26
26	Gạch trắng men màu nâu sáng	0,55
27	Gạch nung màu, đỏ, mới	0,70 ÷ 0,74
28	Gạch nung, có bụi bẩn	0,77
29	Gạch gốm, ốp mặt màu sáng	0,45
30	Mặt bê tông nhẵn phẳng	0,54 ÷ 0,65
31	Mặt trát vữa, màu vàng, trắng	0,42
32	Mặt trát vữa, màu xỉm nhạt	0,47

### 4.2.3. Nhiệt hiện truyền qua vách $Q_{22}$

Nhiệt truyền qua vách  $Q_{22}$  cũng gồm 2 thành phần:

- Do chênh lệch nhiệt độ giữa ngoài trời và trong nhà  $\Delta t = t_N - t_T$ .
- Do bức xạ mặt trời vào tường, ví dụ tường hướng đông, tây,..., tuy nhiên phần nhiệt này được coi bằng không khi tính toán.

Ở đây tạm định nghĩa để tính toán: vách là toàn bộ bao che gồm tường, cửa ra vào, cửa sổ... Tường là bao che xây bằng gạch, vữa, xi măng, bê tông nặng.

Vách bao che xung quanh cũng có nhiều dạng: tường, cửa ra vào và cửa sổ, cần thiết phải tính cho từng loại riêng biệt.

Nhiệt truyền qua vách cũng được tính theo biểu thức quen thuộc:

$$Q_{22} = \Sigma Q_{2i} = k_i F_i \Delta t = Q_{22t} + Q_{22c} + Q_{22k}, \quad W$$

$Q_{2i}$  – nhiệt truyền qua tường, cửa ra vào (gỗ, nhôm), cửa sổ (kính)...

$k_i$  – hệ số truyền nhiệt tương ứng của tường, cửa, kính,  $W/m^2K$ ;

$F_i$  – diện tích tường, cửa, kính tương ứng,  $m^2$ .

#### a) Hệ số truyền nhiệt qua tường $Q_{22t}$

Hệ số truyền nhiệt của tường xác định bằng biểu thức:

$$\begin{aligned} k &= \frac{1}{\frac{1}{\alpha_N} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_T}} \\ &= \frac{1}{\frac{1}{\alpha_N} + \sum R_i + \frac{1}{\alpha_T}}, \quad W/m^2K \end{aligned} \quad (4.12)$$

$\alpha_N = 20 \text{ W/m}^2\text{K}$  – hệ số toả nhiệt phía ngoài tường khi tiếp xúc trực tiếp với không khí bên ngoài,  $\alpha_N = 10 \text{ W/m}^2\text{K}$  khi tường tiếp xúc gián tiếp với không khí bên ngoài;

$\alpha_T = 10 \text{ W/m}^2\text{K}$  – hệ số toả nhiệt phía trong nhà;

$R_i$  – nhiệt trở dẫn nhiệt lớp vật liệu thứ  $i$  của cấu trúc tường,  $m^2K/W$ ;

$\delta_i$  – độ dày lớp vật liệu thứ  $i$  của cấu trúc tường,  $m$ ;

$\lambda_i$  – hệ số dẫn nhiệt lớp vật liệu thứ  $i$  của cấu trúc tường,  $W/mK$  (xem bảng 4.11).



**Bảng 4.11. Hệ số dẫn nhiệt  $\lambda$  của một số vật liệu xây dựng, W/mK**

STT	Vật liệu	Mật độ kg/m <sup>3</sup>	Hệ số dẫn nhiệt $\lambda$ , W/mK
(1)	(2)	(3)	(4)
<b>I – VẬT LIỆU AMIĂNG</b>			
1	Tấm và bản ximăng amiăng	1900	0,35
2	Tấm cách nhiệt ximăng amiăng	500	0,13
3	Tấm cách nhiệt ximăng amiăng	300	0,09
<b>II – BÊTÔNG</b>			
4	Bê tông cốt thép	2400	1,55
5	Bê tông đá dăm	2200	1,28
6	Bê tông gạch vỡ	1800	0,87
7	Bê tông xỉ	1500	0,70
8	Bê tông bọt hấp hơi nóng	1000	0,24
9	Bê tông bọt hấp hơi nóng	400	0,15
10	Tấm thạch cao ốp mặt tường	1000	0,23
11	Tấm và miếng thạch cao nguyên chất	1000	0,41
<b>III – VẬT LIỆU ĐẤT VÀ VẬT LIỆU NHÉT ĐẦY</b>			
12	Gạch mộc	1600	0,70
<b>IV – MẢNG GẠCH XÂY ĐẶC</b>			
13	Gạch thông thường với vữa nặng	1800	0,81
14	Gạch rỗng ( $\gamma = 1300$ ) xây với vữa nhẹ ( $\gamma = 1400$ )	1350	0,58
15	Gạch nhiều lỗ xây với vữa nặng	1300	0,52
<b>V – VẬT LIỆU TRÁT VÀ VỮA</b>			
16	Vữa ximăng và vữa trát ximăng	1800	0,93
17	Vữa tam hợp và vữa trát tam hợp	1700	0,87
18	Vữa vôi trát mặt ngoài	1600	0,87
19	Vữa vôi trát mặt trong	1600	0,70
20	Tấm ốp mặt bằng thạch cao	1000	0,23
21	Tấm sợi gỗ cứng ốp mặt	700	0,23
<b>VI – VẬT LIỆU CUỘN</b>			
22	Giấy cactông thường	700	0,17
23	Giấy tấm dầu thông nhựa đường bitum hay hắc ín	600	0,17
24	Thảm dùng trong nhà (thảm bông)	150	0,06
25	Thảm bông khoáng chất	200	0,07
<b>VII – VẬT LIỆU THỦY TINH</b>			
26	Kính cửa sổ	2500	0,76
27	Sợi thủy tinh	200	0,06
28	Thủy tinh hơi và thủy tinh bọt	500	0,16
29	Thủy tinh hơi và thủy tinh bọt	300	0,12
<b>VIII – VẬT LIỆU GỖ</b>			
30	Gỗ thông và gỗ tùng ngang thớ	550	0,17
31	Mùn cưa	250	0,09
32	Gỗ dán	600	0,17
33	Tấm bằng sợi gỗ ép	600	0,16
34	Tấm bằng sợi gỗ ép	250	0,076
35	Tấm bằng sợi gỗ ép	150	0,06
36	Tấm gỗ mềm (lie)	250	0,07
<b>IX – VẬT LIỆU KHÁC</b>			
37	Tấm silicat bề mặt in hoa và tấm ximăng silicat in hoa	600	0,23
38	Tấm silicat bề mặt in hoa và tấm ximăng silicat in hoa	400	0,16
39	Tấm silicat bề mặt in hoa và tấm ximăng silicat in hoa	250	0,12

**b) Nhiệt truyền qua cửa ra vào**

$$Q_{22c} = k.F.\Delta t, \text{ W}$$

F – diện tích cửa, m<sup>2</sup>;

$\Delta t$  – hiệu nhiệt độ trong và ngoài nhà  $t_N - t_T$ , K;

k – hệ số truyền nhiệt qua cửa, W/m<sup>2</sup>K. Bảng 4.12 giới thiệu hệ số truyền nhiệt qua cửa gỗ.

**Bảng 4.12. Hệ số truyền nhiệt k qua cửa gỗ, W/m<sup>2</sup>K**

Chiều dày cửa gỗ, mm	k, W/m <sup>2</sup> K	
	Mùa hè	Mùa đông
20	3,27	3,43
30	2,65	2,75
40	2,23	2,30
50	2,01	2,07

**c) Nhiệt truyền qua kính cửa sổ**

Biểu thức chung để tính vẫn là:

$$Q_{22k} = k.F.\Delta t, \text{ W}$$

trong đó: F – diện tích cửa sổ, m<sup>2</sup>;  $\Delta t = t_N - t_T$ , K; k – hệ số truyền nhiệt qua kính, W/m<sup>2</sup>K.

Trong một ngôi nhà thường có 3 loại cửa kính khác nhau:

– Cửa kính thông thường lắp ở cửa sổ có thể có 1 lớp, 2 lớp hoặc 3 lớp kính, thường lắp theo phương thẳng đứng;

– Cửa kính giếng trời, nằm ngang lắp trên tum, cũng có thể có 1 lớp, 2 lớp;

– Kính xây trên tường bằng các viên gạch kính đục, chỉ để lấy ánh sáng, có kích thước tiêu chuẩn 196 × 196mm, dày 40 hoặc 100mm, có viên 300 × 300mm dày 100mm.

Các bảng 4.13 và 4.14 giới thiệu hệ số truyền nhiệt của các loại kính đó cho mùa hè và mùa đông.

**Bảng 4.13. Hệ số truyền nhiệt k, W/m<sup>2</sup>K của kính cửa sổ và kính giếng trời**

Khoảng cách giữa 2 lớp kính, mm	Kính đặt đứng (cửa sổ)						Kính nằm ngang (giếng trời)			
	1 lớp		2 lớp		3 lớp		1 lớp		2 lớp	
	hè	đông	hè	đông	hè	đông	hè	đông	hè	đông
0	5,89	6,42	–	–	–	–	4,88	7,95	–	–
5	–	–	3,35	3,52	2,31	2,39	–	–	2,84	3,98
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	–	–	–	–

**Bảng 4.14. Hệ số truyền nhiệt k, W/m<sup>2</sup>K của gạch kính tường**

Kích thước gạch kính rộng x cao x dày, mm	Khối lượng riêng diện tích, kg/m <sup>2</sup>	k, W/m <sup>2</sup> .K	
		Hè	Đông
196 x 196 x 40	55	3,00	3,13
196 x 196 x 100	90	2,89	3,01
196 x 196 x 100 có màn che	90	2,69	2,79
300 x 300 x 100	90	2,79	2,90
300 x 300 x 100 có màn che	90	2,57	2,67

**4.2.4. Nhiệt hiện truyền qua nền Q<sub>23</sub>**

Nhiệt truyền qua nền cũng được tính theo biểu thức:

$$Q_{23} = k.F.\Delta t, \quad W$$

F – diện tích sàn, m<sup>2</sup>;

$\Delta t = t_N - t_T$ , hiệu nhiệt độ bên ngoài và bên trong;

k – hệ số truyền nhiệt qua sàn hoặc nền, W/m<sup>2</sup>K, giới thiệu trong bảng 4.15: k mùa hè cho nhiệt truyền từ ngoài vào và k mùa đông, ngược lại từ trong ra ngoài.

**Bảng 4.15. Hệ số truyền nhiệt k, W/m<sup>2</sup>K, của sàn hay trần**

Cấu tạo sàn hoặc trần		Đặc điểm mặt trên của sàn hoặc trần			
Mô tả	Chiều dày, mm	Mùa	Không có	Có lát gạch Vinyl 3mm	Có lót giấy và trải thảm
Sàn bê tông dày 100mm, có lớp vữa ở trên 25mm	125	hè	3,14	3,07	1,38
		đông	2,4	2,35	1,22
Sàn bê tông dày 150mm, có lớp vữa ở trên 25mm	175	hè	2,84	2,78	1,32
		đông	2,21	2,17	1,17
Sàn bê tông dày 300mm, có lớp vữa ở trên 25mm	325	hè	2,18	2,15	1,16
		đông	1,8	1,77	1,04
Sàn gỗ dày 22mm, khoảng trống 100mm	122	hè	2,65	2,60	1,28
		đông	2,10	2,06	1,13

Ở đây cũng xảy ra 3 trường hợp tương tự:

a) Sàn đặt ngay trên mặt đất: lấy k của sàn bê tông dày 300mm,  $\Delta t = t_N - t_T$ ;

b) Sàn đặt trên tầng hầm hoặc phòng không điều hoà, lấy  $\Delta t = 0,5(t_N - t_T)$ , nghĩa là tầng hầm hoặc phòng không điều hoà có nhiệt độ bằng nhiệt độ trung bình giữa bên ngoài và bên trong;

c) Sàn giữa hai phòng điều hoà  $Q_{23} = 0$ .

#### 4.2.5. Nhiệt hiện toả do đèn chiếu sáng $Q_{31}$

Có hai loại đèn dùng cho chiếu sáng là đèn dây tóc và đèn huỳnh quang.

Đối với đèn dây tóc:

$$Q = \Sigma N, W \quad (4.13)$$

Đối với đèn huỳnh quang (đèn ống) phải nhân hệ số 1,25 với công suất ghi trên đèn:

$$Q = \Sigma 1,25.N, W \quad (4.14)$$

trong đó:  $N$  – tổng công suất ghi trên bóng đèn.

Nếu chưa biết tổng công suất đèn có thể chọn giá trị định hướng theo tiêu chuẩn là  $10 \div 12 W/m^2$  sàn.

Nhiệt toả do chiếu sáng cũng gồm hai thành phần: bức xạ và đối lưu. Phần bức xạ cũng bị kết cấu bao che hấp thụ nên nhiệt tác động lên tải lạnh cũng nhỏ hơn trị số tính toán được:

$$Q_{32} = n_t \cdot n_d \cdot Q, W \quad (4.15)$$

$Q$  – tổng nhiệt toả do chiếu sáng;

$n_t$  – hệ số tác dụng tức thời của đèn chiếu sáng, lấy ở bảng 4.8;

$n_d$  – hệ số tác dụng đồng thời, chỉ dùng cho các toà nhà và các công trình điều hoà không khí lớn, các công trình khác  $n_d = 1$ .

Đối với công sở  $n_d = 0,7 \div 0,85$

Nhà cao tầng, khách sạn  $n_d = 0,3 \div 0,5$

Cửa hàng bách hoá  $n_d = 0,9 \div 1$ .

#### 4.2.6. Nhiệt hiện toả do máy móc $Q_{32}$

Nhiệt hiện toả do máy và dụng cụ dùng điện như tivi, radio, máy tính, máy sấy tóc, bàn là... trong gia đình hoặc văn phòng là các loại không dùng động cơ điện có thể tính như nguồn nhiệt toả của đèn chiếu sáng:

$$Q_{32} = \Sigma N_i, W$$

$N_i$  – công suất điện ghi trên dụng cụ,  $W$ .

Nhiệt toả do máy móc dùng động cơ điện như quạt gió trong hệ thống ống gió hoặc trong các phân xưởng sản xuất như máy dệt, máy kéo sợi, máy in, máy cuốn thuốc lá, máy chế biến chè... sẽ được chia ra 3 trường hợp để tính toán như sau:

a) Động cơ điện và máy móc đều nằm trong phòng điều hoà với công suất định mức  $N$ ,  $W$  và hiệu suất động cơ  $\eta$  đầy tải, nhiệt toả ra thì toàn bộ năng lượng cung cấp cho động cơ đều biến thành điện rên:

$$Q_{32} = \frac{N}{\eta}, W \quad (4.16)$$

b) Động cơ điện nằm bên ngoài, còn máy được động cơ dẫn động nằm ở trong phòng điều hoà nên nhiệt toả trong phòng chính bằng công suất định mức:

$$Q_{32} = N, W \quad (4.17)$$

c) Động cơ điện nằm bên trong phòng điều hoà, còn máy được dẫn động nằm ở ngoài nên nhiệt toả trong phòng nên phát nhiệt trong chỉ là:

$$Q_{32} = \frac{N}{\eta} - N = \frac{(1-\eta)N}{\eta}, W \quad (4.18)$$

Ở trên, ta coi công suất định mức bằng công suất đầy tải nhưng trong nhiều trường hợp công suất định mức (ghi trên động cơ) lớn hơn công suất yêu cầu. Khi đó có thể xác định chính xác các lượng nhiệt như sau: Trường hợp a) công suất đo được trên bảng đấu điện của động cơ; b) công suất đo được trên trục động cơ và c) chính là hiệu của a và b.

Hiệu suất động cơ  $\eta$  phụ thuộc vào công suất định mức đầu ra (hay công suất ghi trên mác động cơ) được giới thiệu trong bảng 4.16.

**Bảng 4.16. Hiệu suất động cơ  $\eta$  theo công suất định mức  $N$**

Công suất định mức $N$ , kW	0,04	0,06	0,09	0,12	0,18	0,25	0,37	0,55	0,75	1,1
Hiệu suất $\eta$ , %	41	49	55	60	64	67	70	72	73	79
Công suất định mức $N$ , kW	1,5	2,2	4,0	5,5	7,5	11	15	18,5	22	30
Hiệu suất $\eta$ , %	80	82	83	84	85	86	87	88	88	89
Công suất định mức $N$ , kW	37	45	55	75	90	110	132	150	185	250
Hiệu suất $\eta$ , %	89	90	90	90	90	91	91	91	91	92

Các biểu thức tính  $Q_{32}$  ở trên là dùng cho động cơ hoạt động liên tục, nếu hoạt động không liên tục thì phải xác định thời gian làm việc. Dòng nhiệt toả có thể lấy bằng  $Q_{32}$  đã tính ở trên nhân với thời gian làm việc của động cơ và chia cho tổng thời gian điều hoà trong ngày.

#### 4.2.7. Nhiệt hiện và ẩn do người toả $Q_4$

a) Nhiệt hiện do người toả vào phòng chủ yếu bằng đối lưu và bức xạ, được xác định theo biểu thức:

$$Q_{4h} = n \cdot q_h, \quad W \quad (4.19)$$

$n$  – số người ở trong phòng điều hoà. Nếu không biết chính xác, lấy các giá trị định hướng theo bảng 4.17.

$q_h$  – nhiệt hiện toả ra từ 1 người, W/người, lấy định hướng theo bảng 4.18.

Ngoài trường hợp quá đông đúc như vũ trường, hội trường, rạp hát, rạp chiếu bóng, nhà thi đấu thể thao... cần kể đến sự hấp thụ của kết cấu bao che, do đó phải tính thêm hệ số tác động tức thời  $n_t$  tra theo bảng 4.8: hệ số tác dụng tức thời của nhiệt chiếu sáng và nhiệt hiện của người.

**Bảng 4.17. Mật độ người định hướng trong phòng điều hoà**

Phòng điều hoà	Văn phòng	Cửa hàng	Nhà hàng	Vũ trường
Mật độ, m <sup>2</sup> /người	6 ÷ 20	2	1 ÷ 1,5	0,5

Như vậy  $Q_{4h}$  sẽ là:

$$Q_{4h} = n_t \cdot n \cdot q_h, \quad W$$

Đối với nhà hàng ăn uống, cộng thêm vào  $q_h$  10W/người và  $q_a$  10W/người do thức ăn toả.

Đối với các toà nhà lớn cần nhân thêm hệ số tác dụng không đồng thời  $n_d$ :

– Nhà cao tầng công sở  $n_d = 0,75 \div 0,9$

– Nhà cao tầng khách sạn  $n_d = 0,8 \div 0,9$

– Cửa hàng bách hoá  $n_d = 0,8 \div 0,9$ .

Như vậy:

$$Q_{4h} = n_d \cdot n_t \cdot n \cdot q_h, \quad W$$

b) Nhiệt ẩn do người toả  $Q_{4a}$

Nhiệt ẩn do người toả được xác định theo biểu thức:

$$Q_{4a} = n \cdot q_a, \quad W \quad (4.20)$$

$n$  – số người trong phòng điều hoà;

$q_a$  – nhiệt ẩn do một người toả ra, W/người, xác định theo bảng 4.18.

**Bảng 4.18. Nhiệt toả ra từ cơ thể con người, W/người**

Mức độ hoạt động	Nơi hoạt động	Nhiệt tỏa ra của nam giới	Nhiệt tỏa trung bình	Nhiệt độ phòng cân điều hòa, °C											
				28		27		26		24		22		20	
				q <sub>h</sub>	q <sub>a</sub>	q <sub>h</sub>	q <sub>a</sub>	q <sub>h</sub>	q <sub>a</sub>	q <sub>h</sub>	q <sub>a</sub>	q <sub>h</sub>	q <sub>a</sub>	q <sub>h</sub>	q <sub>a</sub>
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 vận 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	160	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
Khiếu 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

**Ghi chú:** - Số lượng nhiệt thải trên tính cho nam giới trưởng thành, phụ nữ có thể lĩnh bằng 85% nam giới, trẻ em tính bằng 75% nam giới.  
 - q<sub>h</sub> (W/người) nhiệt hiện, q<sub>a</sub> (W/người) nhiệt ẩn tỏa ra từ một người, q = q<sub>h</sub> + q<sub>a</sub> nhiệt tỏa từ con người

#### 4.2.8. Nhiệt hiện và ẩn do gió tươi mang vào $Q_{hN}$ và $Q_{aN}$

Phòng điều hoà luôn phải được cung cấp một lượng gió tươi để đảm bảo đủ ôxy cần thiết cho người ở trong phòng. Do gió tươi có trạng thái ngoài trời N với entanpy  $I_N$ , nhiệt độ  $t_N$  và ẩm dung  $d_N$  lớn hơn không khí trong nhà do đó khi đưa vào phòng, gió tươi sẽ toả ra một lượng nhiệt hiện  $Q_{hN}$  và nhiệt ẩn  $Q_{aN}$  (ở đây ký hiệu chân N để chỉ trạng thái gió tươi đưa vào có  $t_N$ ,  $\varphi_N$ ,  $d_N$  và tiện tính toán hệ số nhiệt hiện sau này). Với biểu thức tổng quát  $Q_{hN} = L \cdot \rho \cdot C_p \cdot (t_N - t_T)$  và  $Q_{aN} = L \cdot \rho \cdot r \cdot (d_N - d_T)$  và với L lưu lượng gió tươi,  $\rho = 1,2 \dots 1,23 \text{kg/m}^3$ ,  $C_p = 1,01 \text{kJ/kgK}$ ,  $r = 2500 \text{kJ/kg}$ :

$$Q_{hN} = 1,2 \cdot n \cdot l \cdot (t_N - t_T), \quad W \quad (4.21)$$

$$Q_{aN} = 3,0 \cdot n \cdot l \cdot (d_N - d_T), \quad W \quad (4.22)$$

$d_N, d_T$  – ẩm dung, g/kg;

$n$  – số người trong phòng điều hoà;

$L = n \cdot l$  = lưu lượng không khí, l/s;

$l$  – lượng không khí tươi cần cho 1 người trong 1 giây, l/s; lấy theo giá trị định hướng bảng 4.19 của Carrier. Ngoài ra, đối với người không hút thuốc  $l = 2,5 \div 3,5 \text{l/s}$  và đối với người hút thuốc  $l = 12 \div 19 \text{l/s}$ .

**Bảng 4.19. Lượng không khí tươi l cần cho 1 người, l/s**

Không gian điều hoà	Lượng khí tươi cần cho một người l	
	l/s	m <sup>3</sup> /h
Công sở, văn phòng	7,5	27
Cửa hàng bán lẻ	5	18
Cửa hàng tạp hóa	3,5	12,6

#### Vi dụ 4.5

Văn phòng điều hoà có 5 người, cho biết  $t_N = 32,8^\circ\text{C}$ ;  $d_N = 23 \text{g/kg}$ ;  $d_T = 14 \text{g/kg}$ ,  $t_T = 25^\circ\text{C}$ . Xác định  $Q_{hN}$  và  $Q_{aN}$ .

#### Giải

$$Q_{hN} = 1,2 \cdot 5 \cdot 7,5 (32,8 - 25) = 351 \text{W}$$

$$Q_{aN} = 3,0 \cdot 5 \cdot 7,5 (23 - 14) = 1013 \text{W}$$

#### 4.2.9. Nhiệt hiện và ẩn do gió lọt $Q_{sh}$ và $Q_{sa}$

Không gian điều hoà được làm kín để chủ động kiểm soát được lượng gió tươi cấp cho phòng nhằm tiết kiệm năng lượng nhưng vẫn có hiện tượng rò lọt không khí qua khe cửa sổ, cửa ra vào và khi mở cửa



do người ra vào. Hiện tượng này xảy ra càng mạnh khi chênh lệch nhiệt độ trong nhà và ngoài trời càng lớn. Khí lạnh có xu hướng thoát ra ở phía dưới cửa và khí nóng ngoài trời lọt vào phía trên cửa. Nhiệt hiện và ẩn do gió lọt được xác định như sau:

$$Q_{5h} = 0,39.\xi.V.(t_N - t_T), \quad W \quad (4.23)$$

$$Q_{5a} = 0,84.\xi.V.(d_N - d_T), \quad W \quad (4.24)$$

V – thể tích phòng, m<sup>3</sup>;

ξ – hệ số kinh nghiệm, xác định theo bảng 4.20.

**Bảng 4.20. Hệ số kinh nghiệm ξ**

Thể tích phòng V, m <sup>3</sup>	< 500	500	1000	1500	2000	2500	> 3000
Hệ số ξ	0,7	0,6	0,55	0,5	0,42	0,4	0,35

Nếu số người ra vào nhiều, cửa đóng mở nhiều lần, phải bổ sung thêm nhiệt hiện và ẩn sau:

$$Q_{bsh} = 1,23.L_{bs}(t_N - t_T), \quad W \quad (4.25)$$

$$Q_{bsa} = 3,00.L_{bs}(d_N - d_T), \quad W \quad (4.26)$$

trong đó:

$$L_{bs} = 0,28.L_c.n, \quad l/s \quad (4.27)$$

n – số người qua cửa trong 1 giờ;

L<sub>c</sub> – lượng không khí lọt mỗi một lần mở cửa, m<sup>3</sup>/người, tra theo bảng 4.21;

**Bảng 4.21. Lượng không khí lọt L<sub>c</sub>, m<sup>3</sup>/người**

n, người/h	L <sub>c</sub> , m <sup>3</sup> /người	
	Cửa bản lề	Cửa xoay
< 100	3	0,8
100 ÷ 700	3	0,7
700 ÷ 1400	3	0,5
1400 ÷ 2100	2,75	0,3

Sau khi xác định được Q<sub>5h</sub> và Q<sub>5a</sub> có thể tính theo phương án:

a) Nếu coi gió lọt là một thành phần của gió tươi thì Q<sub>5h</sub> và Q<sub>5a</sub> đã có trong thành phần Q<sub>hN</sub> và Q<sub>aN</sub> nên không tính cho tải lạnh của hệ thống điều hoà không khí nữa.

b) Nếu coi Q<sub>5h</sub> và Q<sub>5a</sub> là thành phần bổ sung không phụ thuộc vào việc cấp gió tươi chủ động cho phòng thì cộng thêm Q<sub>5h</sub> và Q<sub>5a</sub> vào nhiệt hiện và nhiệt ẩn do gió tươi mang vào để tính các hệ số nhiệt hiện mục 4.4.

#### 4.2.10. Các nguồn nhiệt khác

Ngoài 6 nguồn nhiệt đã nêu ở trên (hình 4.1) các nguồn nhiệt khác ảnh hưởng tới phụ tải lạnh có thể là:

– Nhiệt hiện và ẩn toả từ bán thành phẩm, đặc biệt khi tính toán cho các phân xưởng sản xuất chế biến nông, lâm, thủy sản, thực phẩm như chè, thuốc lá, sợi dệt, in ấn...

– Nhiệt hiện và ẩn toả từ các thiết bị trao đổi nhiệt, các đường ống dẫn môi chất nóng hoặc lạnh đi qua phòng điều hoà, các thùng chứa chất lỏng nóng ở các phân xưởng sản xuất.

– Nhiệt toả từ quạt và nhiệt tổn thất qua đường ống gió vào làm cho không khí lạnh bên trong nóng lên nếu có...

Ở đây hướng dẫn cách tính nhiệt tác động do quạt gió và tổn thất do độ chênh nhiệt độ của đường ống gió.

##### a) Lượng nhiệt không khí hấp thụ khi đi qua quạt

Khi đi qua quạt, không khí bị nóng lên do hấp thụ lượng nhiệt toả ra từ quạt. Lượng nhiệt này chính là một phần năng lượng điện cung cấp cho quạt biến đổi thành. Độ tăng nhiệt độ  $\Delta t$  của dòng không khí được xác định gần đúng theo biểu thức:

$$\Delta t = 0,0078H \cdot \frac{1-\eta}{\eta}, \text{ K} \quad (4.28)$$

H – cột áp của quạt gió bằng mm cột nước ( $\text{mm H}_2\text{O}$ );

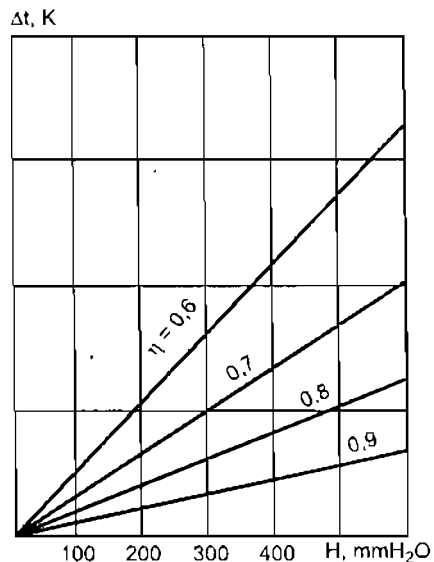
$\eta$  – hiệu suất của quạt.

Hình 4.5 biểu diễn  $\Delta t = f(H, \eta)$ .

Trong các tính toán thông thường, có thể chọn  $\Delta t = 0,5 \text{ K}$ . Các quạt ly tâm sử dụng trong các hệ thống ống gió có hiệu suất vào khoảng 0,7, các quạt của máy điều hoà nguyên cụm khoảng 0,5.

Cột áp tổng của quạt có thể dự tính theo các giá trị định hướng sau:

– Máy điều hoà không ống gió:  $12,5 \div 25 \text{ mmH}_2\text{O}$ .



Hình 4.5. Độ tăng nhiệt độ  $\Delta t$ , K, của dòng không khí khi đi qua quạt phụ thuộc cột áp và hiệu suất của quạt

– Hệ thống ống gió tốc độ thấp, chiều dài ống gió không lớn:  $20 \div 40\text{mmH}_2\text{O}$ .

– Hệ thống ống gió tốc độ thấp, chiều dài ống gió lớn:  $30 \div 50\text{mmH}_2\text{O}$ .

– Hệ thống tốc độ cao, chiều dài trung bình:  $50 \div 100\text{mmH}_2\text{O}$ .

– Hệ thống tốc độ cao, chiều dài lớn:  $75 \div 200\text{mmH}_2\text{O}$ .

### **b) Nhiệt tổn thất qua ống gió**

Ống gió được cách nhiệt, cách ẩm, tuy nhiên do có chênh lệch nhiệt độ giữa bên trong và bên ngoài ống gió nên phải có tổn thất nhiệt.

Lượng nhiệt tổn thất  $Q$  được tính toán theo biểu thức quen thuộc:

$$Q = k.F.\Delta t$$

$k$  – hệ số truyền nhiệt,  $\text{W/m}^2\text{K}$ :

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_N} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_T}}$$

$\alpha_N$  – hệ số toả nhiệt phía ngoài ống  $\alpha_N = 10 \text{ W/m}^2\text{K}$ ;

$\alpha_T$  – hệ số toả nhiệt phía trong ống, phụ thuộc tốc độ chuyển động không khí, chọn  $\alpha_T = 32 \div 45 \text{ W/m}^2\text{K}$ ;

$\delta_i, \lambda_i$  – bề dày và hệ số dẫn nhiệt của các vật liệu kết cấu ống gió, chủ yếu là lớp cách nhiệt, có thể bỏ qua các lớp khác như tôn, kẽm, cách ẩm...

$F$  – diện tích trao đổi nhiệt, bằng chu vi ngoài ống gió nhân chiều dài,  $\text{m}^2$ ;

$\Delta t$  – độ chênh nhiệt độ giữa bên ngoài và không khí bên trong ống gió:  $\Delta t = t_N - t_T$ ;

$t_T$  là giá trị trung bình bên trong vì coi là có tổn thất nhiệt nên nhiệt độ đầu và cuối của dòng không khí khác nhau nên  $t_T = 0,5(t_{T1} + t_{T2})$ .

Khi ống gió đặt trong không gian điều hoà thì không phải tính toán lượng nhiệt này vì  $t_N$  và  $t_T$  được coi là bằng nhau.

### **4.2.11. Xác định phụ tải lạnh**

Thông thường sau khi xác định các phụ tải lạnh thành phần thì phụ tải lạnh chính là tổng các phụ tải thành phần như hình 4.1 đã giới thiệu:

$$Q_0 = Q_t = \Sigma Q_{ht} + \Sigma Q_{\text{ait}} = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6 + Q_N$$

Đối với các công trình điều hoà lớn, có nhiều không gian điều hoà khác nhau, ví dụ một toà nhà nhiều tầng, khách sạn, văn phòng... cần lưu ý thêm về:

- Sự tác động tức thời của các nguồn nhiệt tác động lên phụ tải lạnh;
- Mức độ trễ của các nguồn nhiệt tác động;
- Mức độ không đồng thời của các nguồn tác động.

Ví dụ toà nhà cao tầng có một loạt phòng quay hướng Đông và một loạt phòng quay hướng Tây. Loạt phòng quay hướng Đông sẽ nhận bức xạ mặt trời lớn nhất vào 8 đến 9 giờ sáng và phụ tải lạnh cũng đạt lớn nhất vào 8 đến 9 giờ. Dàn lạnh thiết kế cho phòng phải đủ lớn để dập được phụ tải đó. Loạt phòng quay về hướng Tây lại nhận bức xạ mặt trời lớn nhất vào 15 đến 16 giờ chiều và dàn lạnh thiết kế cho các phòng này cũng phải đủ lớn để dập được phụ tải đó. Nhưng vì các tải xuất hiện không đồng thời nên hệ thống lạnh trung tâm không cần phải có năng suất lạnh bằng tổng phụ tải lớn nhất của loạt phòng phía Đông và phía Tây.

Trong trường hợp tương tự, tốt nhất nên xây dựng đường biểu diễn nhiệt thừa của từng không gian thành phần theo thời gian để xác định giá trị nhiệt thừa tổng cục đại, tránh cho việc lựa chọn thiết bị quá lớn, gây lãng phí tiền đầu tư, năng lượng vận hành và hiệu suất thiết bị.

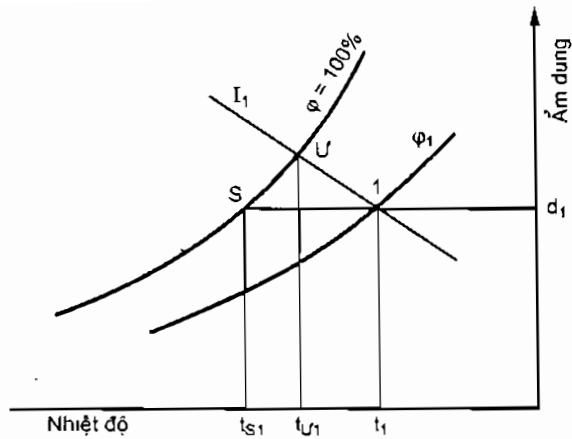
### 4.3. CÁC QUÁ TRÌNH CƠ BẢN TRÊN ẨM ĐỒ

#### 4.3.1. Xác định các thông số trạng thái không khí trên ẩm đồ

Hình 4.6 giới thiệu cách xác định các thông số trạng thái của không khí trên ẩm đồ.

Khi có điểm 1 trên ẩm đồ ta có thể dễ dàng xác định các đại lượng sau:

- Kẻ vuông góc với trục tung ta xác định được ẩm dung (độ chứa hơi)  $d$ , g hơi nước/kg không khí khô;
- Kẻ vuông góc với trục hoành xác định được nhiệt độ nhiệt kế khô của không khí  $t_1$ , °C;
- Theo đường chéo song song với các đường  $I = \text{const}$  xác định được entanpy  $I_1$ , kJ/kg;
- Đường  $I_1$  cắt  $\varphi = 100\%$  tại  $U$ . Hạ đường vuông góc từ  $U$  xuống trục hoành xác định được nhiệt độ nhiệt kế bầu ướt;
- Kéo dài đường  $d_1 - 1$  cắt đường  $\varphi = 100\%$  tại  $S$ . Từ  $S$  hạ đường vuông góc xuống trục hoành, xác định được nhiệt độ đọng sương của không khí.



Hình 4.6. Xác định các thông số trạng thái của không khí trên ẩm đồ

Trên ẩm đồ còn có thể xác định được thể tích riêng  $v$ ,  $m^3/kg$  cũng như các tia quá trình gọi là hệ số nhiệt hiện với thang chia ở bên phải ẩm đồ và điểm gốc  $G$  ( $t = 24^\circ C$ ,  $\varphi = 50\%$ ), sau này (ở phần 4.4) chúng ta sẽ trực tiếp tìm hiểu sâu hơn.

Không giống như đồ thị  $I-d$ , trên ẩm đồ không xác định được áp suất riêng phần hơi nước và áp suất hơi nước bão hoà.

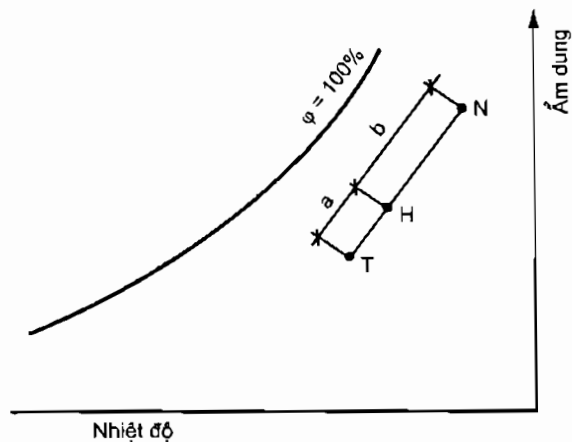
#### 4.3.2. Quá trình hoà trộn (xem thêm phần 3.4)

Hình 4.7 giới thiệu quá trình hoà trộn trên ẩm đồ.

Điểm  $N$  là trạng thái không khí ngoài trời với  $G_N$ ,  $I_N$ ,  $t_N$ ,  $d_N$ .

Điểm  $T$  là trạng thái không khí trong nhà với  $G_T$ ,  $I_T$ ,  $t_T$  và  $d_T$ .

Điểm  $H$  là trạng thái không khí sau khi hoà trộn với  $G_H$ ,  $I_H$ ,  $t_H$  và  $d_H$ .



Hình 4.7. Quá trình hoà trộn biểu diễn trên ẩm đồ

Tỷ lệ hoà trộn:

$$\frac{G_N}{G_T} = \frac{a}{b} \quad \text{với } a + b = 1$$

Lưu lượng dòng hoà trộn:

$$G = G_H = G_N + G_T, \text{ kg/s}$$

Lưu lượng dòng hoà trộn:

$$L = L_H = L_N + L_T, \text{ m}^3/\text{s}$$

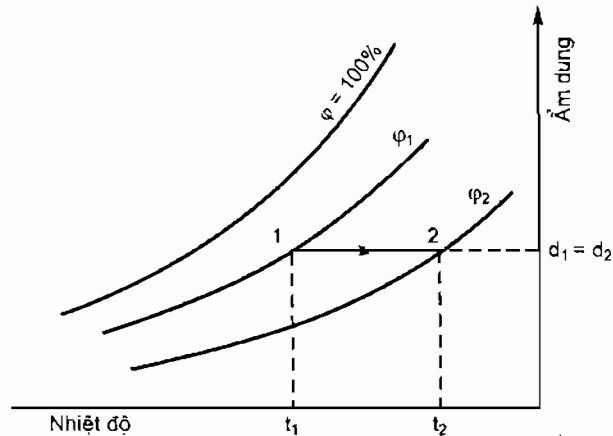
Entanpy: 
$$I_H = \frac{G_N I_N + G_T I_T}{G_H} = \frac{L_N I_N + L_T I_T}{L_H}$$

Nhiệt độ: 
$$t_H = \frac{G_N t_N + G_T t_T}{G_H} = \frac{L_N t_N + L_T t_T}{L_H}$$

Độ chứa hơi: 
$$d_H = \frac{G_N d_N + G_T d_T}{G_H} = \frac{L_N d_N + L_T d_T}{L_H}$$

### 4.3.3. Quá trình sưởi ẩm không khí đẳng ẩm dung

Hình 4.8 biểu diễn quá trình sưởi ẩm không khí đẳng ẩm dung.

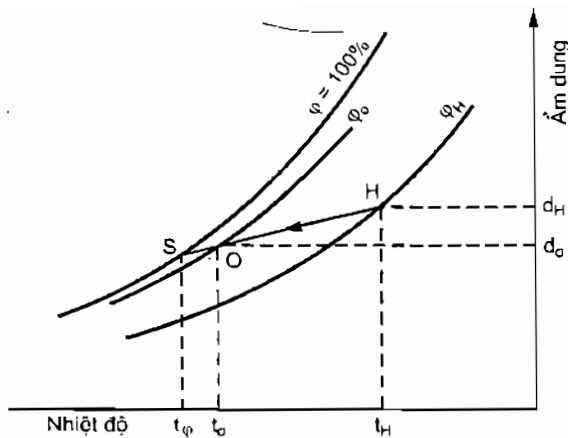


Hình 4.8. Quá trình sưởi ẩm không khí đẳng ẩm dung 1-2

Sau khi sưởi ẩm trong calorife hoặc dàn nóng, nhiệt độ không khí tăng từ  $t_1$  đến  $t_2$ , độ ẩm giảm từ  $\varphi_1$  xuống  $\varphi_2$ , còn ẩm dung không đổi  $d_1 = d_2$ .

### 4.3.4. Quá trình làm lạnh và khử ẩm

Hình 4.9 biểu diễn quá trình làm lạnh và khử ẩm của không khí sau khi hoà trộn từ điểm H xuống O. Điểm S là điểm đọng sương thiết bị.

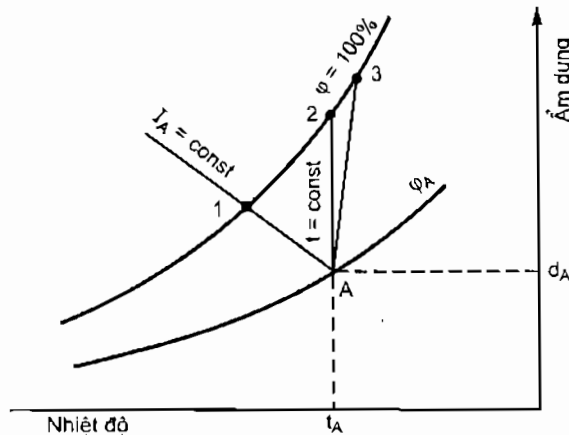


Hình 4.9. Quá trình làm lạnh và khử ẩm H-O biểu diễn trên ẩm đồ

Không khí sau khi đi qua dàn lạnh để làm lạnh và khử ẩm có  $d < d_H$ ;  $t_0 < t_H$ ;  $\varphi \approx 95\% < \varphi_H$  và  $I_0 < I_H$ .

#### 4.3.5. Quá trình tăng ẩm bằng nước và hơi

Hình 4.10 biểu diễn quá trình tăng ẩm bằng cách phun nước hoặc hơi trực tiếp vào không khí.



Hình 4.10. Quá trình tăng ẩm bằng cách phun nước hoặc hơi vào không khí

Tăng ẩm cho không khí đồng nghĩa với việc tăng độ ẩm tương đối  $\varphi$  và tăng ẩm dung  $d$ . Các quá trình đó theo yêu cầu sẽ kết thúc trước khi đạt được độ ẩm tương đối  $\varphi = 100\%$ . Trạng thái cuối cùng mà không khí có thể đạt được là với độ ẩm tương đối bằng 100%.

1. Khi phun nước có nhiệt độ bằng nhiệt độ không khí, quá trình tăng ẩm đi theo đường A-1, gần như trùng với đường đẳng entanpy  $I_A = \text{const}$ . Khi phun nước có nhiệt độ khác, đường A-1 sẽ lệch khỏi đường đẳng entanpy  $I_A$  một chút, do lượng nhiệt nước mang vào ít hoặc nhiều.

Người ta đã chứng minh được góc lệch lớn nhất có thể đạt tới  $6,7^\circ$ . Do thực tế là nước phun thường có nhiệt độ không khí nên quá trình tăng ẩm lấy theo đường  $I = \text{const}$  là đủ chính xác. Khi phun nước, nhiệt độ không khí giảm  $t_1 < t_A$ .

2. Khi phun hơi để tăng ẩm, ta có thể thực hiện được quá trình tăng ẩm đẳng nhiệt  $t_2 = t_A$  hoặc thậm chí tăng nhiệt độ  $t_3 > t_A$ . Muốn thực hiện các quá trình trên, chúng ta phải tính toán cân bằng lượng nhiệt do hơi mang vào và của không khí trước và sau quá trình tăng ẩm theo yêu cầu. Tương tự như trên đồ thị  $I-d$ , có thể áp dụng tia quá trình để tính toán, nhưng với loại ẩm đồ có tia quá trình  $\epsilon_t$  (xem phụ lục 1a).

Sau đây ta nghiên cứu các quá trình này qua một ví dụ cụ thể.

#### Ví dụ 4.6

Không khí ẩm có nhiệt độ  $35^\circ\text{C}$  và  $\phi = 20\%$ . Tăng ẩm bằng phun ẩm đoạn nhiệt bằng nước nhiệt độ  $25^\circ\text{C}$  tới  $\phi = 65\%$ . Xác định nhiệt độ ra của không khí.

#### Giải

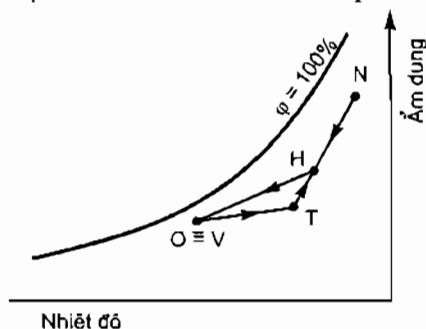
Giải bằng đồ thị  $t-d$ :

Tại điểm 1 với  $t_1 = 35^\circ\text{C}$ ,  $\phi = 20\%$  ta có các thông số trạng thái không khí:  $I_1 = 53,5 \text{ kJ/kg}$ ,  $d_1 = 7 \text{ g/kg}$  (tra trên đồ thị  $t-d$ ). Vì nước phun có nhiệt độ  $25^\circ\text{C}$  nên lấy  $I_1 = I_2$ . Kẻ qua điểm 1 đường  $I_1 = \text{const}$ , gặp  $\phi = 65\%$  tại điểm 2. Tra được các thông số trạng thái tại điểm 2:  $t_2 = 23,4^\circ\text{C}$ ,  $d_2 = 11,8 \text{ g/kg}$ ;  $I_2 = I_1$ ;  $\phi = 65\%$ .

## 4.4. THÀNH LẬP VÀ TÍNH TOÁN SƠ ĐỒ ĐIỀU HOÀ KHÔNG KHÍ

### 4.4.1. Sơ đồ tuần hoàn một cấp

Hình 4.11 giới thiệu sơ đồ tuần hoàn 1 cấp biểu diễn trên ẩm đồ.



Hình 4.11. Sơ đồ tuần hoàn một cấp biểu diễn trên ẩm đồ

N – Không khí ngoài nhà; T – Trong nhà; H – Hoà trộn; O = V – Điểm thổi vào (với giả thiết nhiệt do quạt gió và tổn thất trên ống gió bằng không).



Khi tính toán trên đồ thị I-d, các điểm N, T, H được xác định dễ dàng nhờ các đại lượng tính được. Điểm O được xác định bằng điểm cắt của  $\varphi = 95\%$  và tia quá trình  $\varepsilon_t = Q/W$ .

Trên ẩm đồ không có tia quá trình  $\varepsilon_t$ . Việc xác định điểm O phải sử dụng một loạt các đại lượng khác nhau như:

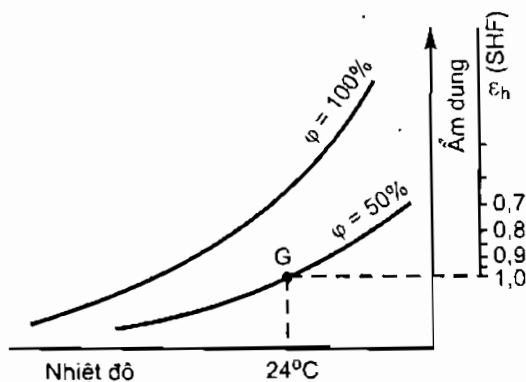
- Hệ số nhiệt hiện gồm 3 loại: hệ số nhiệt hiện phòng, hệ số nhiệt hiện tổng và hệ số nhiệt hiện hiệu dụng;
- Hệ số đi vòng;
- Điểm động sương thiết bị.

Sử dụng ẩm đồ với các đại lượng trên đạt độ chính xác cao hơn. Vì điểm O tùy theo kiểu dàn lạnh hay dàn phun, số hàng ống, diện tích bề mặt trao đổi nhiệt lớn hay nhỏ mà có thể đạt  $\varphi = 90$  đến  $100\%$  chứ không lấy định hướng  $95\%$  như phương pháp truyền thống.

Trước khi đi vào xây dựng và tính toán sơ đồ điều hoà không khí trên ẩm đồ, ta cần tìm hiểu các hệ số đã nêu ở trên và phương pháp sử dụng chúng vào việc xây dựng và tính toán sơ đồ.

### 1. Điểm gốc và hệ số nhiệt hiện SHF (Sensible Heat Factor) $\varepsilon_h$

Đồ thị I-d lấy điểm I = O và  $t = 0^\circ\text{C}$  trên trục tung làm điểm gốc cho các tia quá trình thì ẩm đồ lấy điểm gốc G ở  $t = 24^\circ\text{C}$  và  $\varphi = 50\%$ . Thang chia hệ số nhiệt hiện đặt ở bên phải ẩm đồ (hình 4.12). Để tránh đọc các chữ cái tiếng Anh chúng tôi ký hiệu hệ số nhiệt hiện SHF là  $\varepsilon_h$  giống như tia quá trình  $\varepsilon_t$ .



Hình 4.12. Điểm gốc G ( $t = 24^\circ\text{C}$ ,  $\varphi = 50\%$ ) và thang chia hệ số nhiệt hiện của ẩm đồ

## 2. Hệ số nhiệt hiện phòng RSHF (Room Sensible Heat Factor) $\epsilon_{hf}$

Hệ số nhiệt hiện phòng được ký hiệu là  $\epsilon_{hf}$  – tỷ số giữa thành phần nhiệt hiện trên tổng nhiệt hiện và ẩn của phòng, chưa tính tới thành phần nhiệt hiện và nhiệt ẩn do gió tươi và gió lọt  $Q_{hN}$  và  $Q_{iN}$  đem vào không gian điều hoà.

Hệ số nhiệt hiện phòng biểu diễn tia quá trình tự biến đổi không khí trong buồng lạnh V-T.

Hệ số nhiệt hiện phòng được tính theo biểu thức:

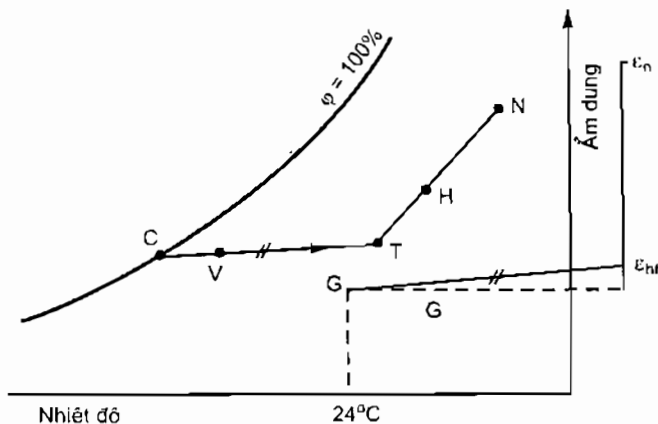
$$\epsilon_{hf} = \frac{Q_{hf}}{Q_{hf} + Q_{af}} \quad (4.29)$$

$Q_{hf}$  – tổng nhiệt hiện của phòng (không có nhiệt hiện của gió tươi), W;

$Q_{af}$  – tổng nhiệt ẩn của phòng (không có thành phần nhiệt ẩn của gió tươi), W.

Như vậy, nếu so sánh với đồ thị I-d thì  $\epsilon_{hf}$  hoàn toàn tương tự như tia quá trình  $\epsilon_t$  trên đồ thị I-d:  $\epsilon_{hf} \equiv \epsilon_t$ .

Hình 4.13 giới thiệu cách xác định tia  $\epsilon_{hf}$  và đường tự biến đổi V-T.



Hình 4.13. Hệ số nhiệt hiện phòng  $\epsilon_{hf}$  và cách xác định quá trình biến đổi V-T

Sau khi xác định được  $\epsilon_{hf}$ , kẻ đường G –  $\epsilon_{hf}$ . Từ T kẻ đường song song với đường G –  $\epsilon_{hf}$  gặp  $\phi = 100\%$ . Điểm V sẽ nằm trên đoạn CT với  $\phi \approx 90 \div 100\%$  tùy theo diện tích và hiệu quả trao đổi nhiệt ẩm của dàn lạnh.

## 3. Hệ số nhiệt hiện tổng GSHF (Grand Sensible Heat Factor) $\epsilon_{ht}$

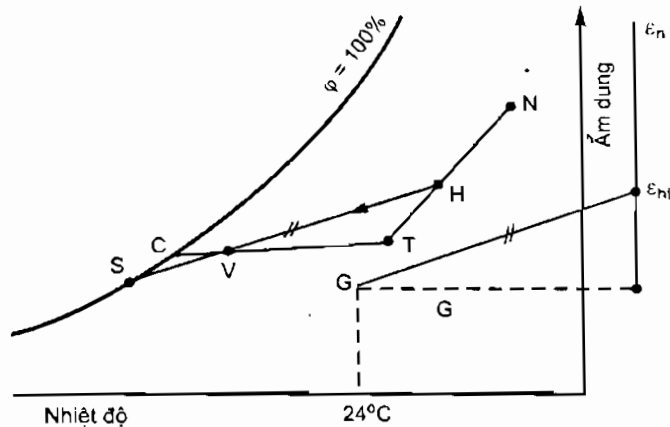
$$\epsilon_{ht} = \frac{Q_h}{Q_h + Q_a} = \frac{Q_{hf} + Q_{hN}}{(Q_{hf} + Q_{hN}) + (Q_{af} + Q_{aN})} = \frac{Q_h}{Q_t} \quad (4.30)$$

$Q_h$  – thành phần nhiệt hiện, kể cả phần nhiệt hiện do gió tươi đem vào  $Q_{hN}$  có trạng thái ngoài N;

$Q_a$  – thành phần nhiệt ẩn, kể cả phần nhiệt ẩn do gió tươi đem vào  $Q_{aN}$  có trạng thái ngoài trời N;

$Q_t$  – tổng nhiệt thừa dùng để tính năng suất lạnh  $Q_o = Q_t, W$ .

Hệ số nhiệt hiện tổng chính là độ nghiêng của tia quá trình từ điểm hoà trộn đến điểm thổi vào. Đây chính là quá trình làm lạnh và khử ẩm của không khí trong dàn lạnh sau khi hoà trộn giữa gió tươi và gió tái tuần hoàn. Hình 4.14 giới thiệu cách xác định  $\epsilon_{ht}$  trên ẩm đồ. Sau khi xác định được  $\epsilon_{ht}$  bằng tính toán, đánh dấu lên thang chia  $\epsilon_h$ .



Hình 4.14. Hệ số nhiệt hiện tổng  $\epsilon_{ht}$  và sự biến đổi không khí HV trong dàn lạnh (hoặc AHU)

Sau khi xác định được  $\epsilon_{ht}$ , đánh dấu trên thang chia hệ số nhiệt hiện và nối điểm G với  $\epsilon_{ht}$ . Từ điểm hoà trộn H, kẻ đường song song với G  $\epsilon_{ht}$  cắt  $\phi = 100\%$  tại S. S chính là điểm đọng sương thiết bị còn V chính là điểm thổi vào. Do V phải cùng nằm trên HS và CT nên V chính là điểm cắt của hai đường này.

#### 4. Hệ số đi vòng $\epsilon_{BF}$ (Bypass Factor)

Hệ số đi vòng là tỷ số giữa lượng không khí đi qua dàn lạnh nhưng không trao đổi nhiệt ẩm với dàn với tổng lượng không khí thổi qua dàn, ký hiệu là  $\epsilon_{BF}$ :

$$\epsilon_{BF} = \frac{G_H}{G_H + G_O} = \frac{G_H}{G} \quad (4.31)$$

$G_H$  – lưu lượng không khí đi qua dàn lạnh nhưng không trao đổi nhiệt ẩm với dàn, kg/s, nên vẫn có trạng thái của điểm hoà trộn H;

$G_O$  – lưu lượng không khí đi qua dàn lạnh có trao đổi nhiệt ẩm với dàn, kg/s, và đạt được trạng thái O;

$G$  – tổng lưu lượng không khí qua dàn, kg/s.

Hệ số đi vòng  $\epsilon_{BF}$  phụ thuộc vào rất nhiều yếu tố, trong đó quan trọng nhất là bề mặt trao đổi nhiệt của dàn, cách sắp xếp bố trí bề mặt trao đổi nhiệt ẩm, số hàng ống, tốc độ không khí. Bảng 4.22 giới thiệu giá trị hệ số đi vòng của một số loại dàn lạnh ứng dụng trong các trường hợp khác nhau.

Theo kinh nghiệm, khi dàn lạnh có 3 đến 4 hàng ống thì hệ số đi vòng nằm trong khoảng 0,15 đến 0,10.

Hệ số đi vòng phụ thuộc vào rất nhiều yếu tố khác nhau như số hàng ống theo chiều chuyển động của không khí (hoặc số mũi phun, lưu lượng phun, cỡ giọt nước phun...), bước cánh, tốc độ chuyển động của không khí qua dàn lạnh. Nếu diện tích dàn lạnh bằng  $\infty$  thì hệ số đi vòng bằng không.

Bảng 4.23 giới thiệu hệ số đi vòng thực nghiệm theo số hàng ống, bước cánh và tốc độ không khí. Bước cánh tản nhiệt ở đây có 2 loại: 315 cánh và 550 cánh trên 1 mét chiều dài ống. Tốc độ không khí qua dàn lạnh khoảng từ 1,5 đến 3,5m/s.

**Bảng 4.22. Giá trị hệ số đi vòng BF của dàn lạnh**

Trị số BF	Trường hợp áp dụng	Ví dụ
0,3 - 0,5	Tải nhiệt nhỏ hoặc tải nhiệt tương đối lớn nhưng với nhiệt hiện nhỏ	Nhà ở
0,2 + 0,3	Tải nhiệt tương đối nhỏ hoặc tải nhiệt tương đối lớn với nhiệt hiện nhỏ	Nhà ở, cửa hàng, phân xưởng sản xuất
0,1 + 0,2	Ứng dụng cho điều hòa không khí thông thường	Cửa hàng lớn, ngân hàng, phân xưởng
0,05 + 0,1	Ứng dụng khi lượng nhiệt hiện lớn hoặc cần lượng không khí tươi nhiều	Văn phòng làm việc, cửa hàng, nhà hàng, phân xưởng
0 - 0,1	Chỉ sử dụng không khí tươi (không có tái tuần hoàn)	Bệnh viện, phòng thở, phân xưởng

**Bảng 4.23. Hệ số đi vòng kinh nghiệm của một số dàn lạnh phụ thuộc số hàng ống, bước cánh và tốc độ gió**

Số hàng ống theo chiều chuyển động của không khí	Hệ số đi vòng $\epsilon_{BF}$	
	315 cánh/mét ống	550 cánh/mét ống
2	0,42 ÷ 0,55	0,22 ÷ 0,38
3	0,27 ÷ 0,40	0,10 ÷ 0,23
4	0,12 ÷ 0,28	0,04 ÷ 0,14
5	0,08 ÷ 0,22	0,02 ÷ 0,09
6	0,05 ÷ 0,15	0,01 ÷ 0,05
8	0,02 ÷ 0,08	0,00 ÷ 0,02

Cũng có thể xác định hệ số đi vòng bằng đồ thị khi đã xác định được các điểm O ≡ V, H, S theo biểu thức sau:

$$\epsilon_{BF} = \frac{t_0 - t_s}{t_H - t_s} = \frac{I_0 - I_s}{I_H - I_s} = \frac{d_0 - d_s}{d_H - d_s} \quad (4.32)$$

Trên đồ thị hình 4.15 ta thấy, hệ số đi vòng càng lớn (dàn lạnh có diện tích càng bé) điểm O dịch chuyển về phía điểm H và khi hệ số đi vòng càng nhỏ (diện tích dàn lạnh càng lớn) điểm O dịch chuyển về phía điểm S. Nếu diện tích dàn lạnh lớn vô cực thì không khí đạt nhiệt độ điểm đọng sương thiết bị.

### 5. Hệ số nhiệt hiện hiệu dụng ESHF (Effective Sensible Heat Factor) $\epsilon_{hef}$

Là tỷ số giữa nhiệt hiện hiệu dụng của phòng và nhiệt tổng hiệu dụng của phòng:

$$\epsilon_{hef} = \frac{Q_{hef}}{Q_{hef} + Q_{aef}} = \frac{Q_{hef}}{Q_{ef}} \quad (4.33)$$

$Q_{hef}$  – nhiệt hiện hiệu dụng của phòng ERSH (Effective Room Sensible Heat):

$$Q_{hef} = Q_{hf} + \epsilon_{BF} \cdot Q_{hN} \quad (4.34)$$

$Q_{aef}$  – nhiệt ẩn hiệu dụng của phòng ERLH (Effective Room Latent Heat):

$$Q_{aef} = Q_{af} + \epsilon_{BF} \cdot Q_{aN} \quad (4.35)$$

$\epsilon_{BF}$  – hệ số đi vòng (Bypass Factor);

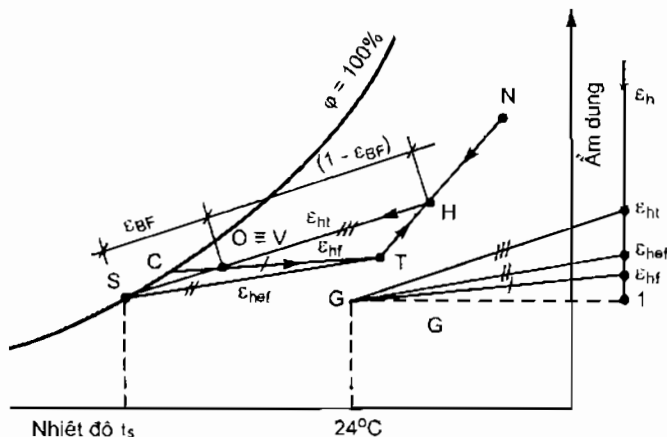
$Q_{hN}$  – nhiệt hiện do gió tươi mang vào, W;

$Q_{aN}$  – nhiệt ẩn do gió tươi mang vào, W.

Đường nối ST trên hình 4.9 biểu diễn hệ số nhiệt hiệu dụng  $\epsilon_{hef}$  nên:

$$\epsilon_{hef} = \frac{Q_{hf} + \epsilon_{BF} \cdot Q_{hN}}{(Q_{hf} + \epsilon_{BF} Q_{hN}) + (Q_{đf} + \epsilon_{BF} Q_{đN})} \quad (4.36)$$

Hệ số nhiệt hiệu dụng dùng để xác định điểm đọng sương S khi kẻ đường song song với  $G - \epsilon_{hef}$  qua điểm T. S chính là giao điểm của nó với đường  $\phi = 100\%$ . Hình 4.15 biểu diễn sơ đồ tuần hoàn một cấp với các hệ số nhiệt hiệu dụng và hệ số đi vòng và cách xác định các điểm  $O \equiv V$  và S.



Hình 4.15. Sơ đồ tuần hoàn một cấp với các hệ số nhiệt hiệu dụng, hệ số đi vòng và quan hệ qua lại với các điểm H, T, O, S.

## 6. Nhiệt độ đọng sương của thiết bị

Nhiệt độ đọng sương của thiết bị là nhiệt độ mà khi ta tiếp tục làm lạnh hỗn hợp không khí tái tuần hoàn và không khí tươi (có trạng thái hoà trộn H) qua điểm V theo đường  $\epsilon_{ht}$  thì không khí đạt trạng thái bão hoà  $\phi = 100\%$  tại điểm S. Điểm S chính là điểm đọng sương và nhiệt độ  $t_s$  là nhiệt độ đọng sương của thiết bị (xem hình 4.9).

Nhờ hệ số nhiệt hiệu dụng ta có thể xác định được dễ dàng nhiệt độ điểm sương thiết bị trên ẩm đồ (hình 4.9). Khi đã biết điểm T và tính được  $\epsilon_{hef}$ , ta kẻ đường  $G - \epsilon_{hef}$  sau đó từ T kẻ đường song song với đường  $G - \epsilon_{hef}$  cắt  $\phi = 100\%$  tại S. Nhiệt độ  $t_s$  chính là nhiệt độ đọng sương thiết bị cần tìm.

Bảng 4.24 giới thiệu nhiệt độ đọng sương thiết bị phụ thuộc vào hệ số nhiệt hiệu dụng  $\epsilon_{hef}$ , nhiệt độ yêu cầu trong không gian điều hoà  $t_r$  và độ ẩm yêu cầu trong không gian điều hoà  $\phi_r$ . Nhờ bảng 4.24 ta có thể tra được  $t_s$  dễ dàng mà không cần phải tiến hành công việc xác định phức tạp trên đồ thị.

**Bảng 4.24. Nhiệt độ động sương thiết bị phụ thuộc hệ số nhiệt hiện hiệu dụng  $\epsilon_{hef}$ , nhiệt độ và độ ẩm trong nhà  $t_T$  và  $\varphi_T$**

$t_T, ^\circ\text{C}$	$\varphi_T, \%$	Xác định nhiệt độ điểm động sương của thiết bị, $^\circ\text{C}$									
		$\epsilon_{hef}$	$t_s$	$\epsilon_{hef}$	$t_s$	$\epsilon_{hef}$	$t_s$	$\epsilon_{hef}$	$t_s$	$\epsilon_{hef}$	$t_s$
20	20	$\epsilon_{hef}$	1,00	0,98	0,95	0,92	0,90	0,89	0,88		
		$t_s$	-3,0	-4,0	-6,0	-8,0	-10,0	-12,0	-20,0		
	25	$\epsilon_{hef}$	1,00	0,98	0,96	0,93	0,90	0,87	0,86	0,85	
		$t_s$	-0,4	-1,0	-2,0	-3,0	-5,0	-8,0	-11,0	-16,0	
	30	$\epsilon_{hef}$	1,00	0,96	0,93	0,89	0,85	0,83	0,82	0,81	
		$t_s$	2,0	1,0	0	-2,0	-4,0	-7,0	-10,0	-14,5	
	35	$\epsilon_{hef}$	1,00	0,95	0,91	0,88	0,86	0,82	0,79	0,78	
		$t_s$	4,2	3,0	2,0	1,0	0	-3,0	-6,0	-13,0	
	40	$\epsilon_{hef}$	1,00	0,94	0,89	0,86	0,83	0,81	0,77	0,75	
		$t_s$	6,0	5,0	4,0	3,0	2,0	1,0	-2,0	-10,0	
	45	$\epsilon_{hef}$	1,00	0,94	0,88	0,84	0,79	0,76	0,73	0,71	
		$t_s$	7,7	7,0	6,0	5,0	3,0	1,0	-2,0	-8,0	
	50	$\epsilon_{hef}$	1,00	0,97	0,88	0,83	0,73	0,72	0,70	0,68	
		$t_s$	9,3	9,0	8,0	7,0	5,0	3,0	0	-5,5	
55	$\epsilon_{hef}$	1,00	0,97	0,92	0,83	0,78	0,71	0,67	0,65		
	$t_s$	10,8	10,5	10,0	9,0	8,0	6,0	3,0	-4,5		
60	$\epsilon_{hef}$	1,00	0,92	0,85	0,78	0,73	0,67	0,64	0,62	0,61	
	$t_s$	12,1	11,5	11,0	10,0	9,0	7,0	5,0	3,0	-3,0	
65	$\epsilon_{hef}$	1,00	0,94	0,87	0,82	0,73	0,69	0,63	0,60	0,59	
	$t_s$	13,3	13,0	12,5	12,0	11,0	10,0	8,0	5,0	0	
70	$\epsilon_{hef}$	1,00	0,89	0,81	0,76	0,69	0,64	0,61	0,58	0,56	
	$t_s$	14,5	14,0	13,5	13,0	12,0	11,0	10,0	8,0	2,0	
21	20	$\epsilon_{hef}$	1,00	0,98	0,96	0,94	0,93	0,88			
		$t_s$	-2,3	-2,8	-4,3	-5,7	-6,0	-20,0			
	25	$\epsilon_{hef}$	1,00	0,96	0,94	0,90	0,88	0,84			
		$t_s$	0,5	-1,0	-2,0	-4,0	-6,0	-15,0			
	30	$\epsilon_{hef}$	1,00	0,96	0,93	0,88	0,84	0,82	0,80		
		$t_s$	2,9	2,0	1,0	-1,0	-4,0	-7,0	-13,0		
	35	$\epsilon_{hef}$	1,00	0,95	0,92	0,86	0,82	0,80	0,77		
		$t_s$	5,0	4,0	3,0	1,0	-1,0	-3,0	-12,0		
	40	$\epsilon_{hef}$	1,00	0,94	0,89	0,86	0,81	0,78	0,75	0,74	0,73
		$t_s$	7,0	6,0	5,0	4,0	2,0	0	-3,0	-5,0	-9,0
	45	$\epsilon_{hef}$	1,00	0,95	0,88	0,83	0,78	0,74	0,72	0,71	0,70
		$t_s$	8,6	8,0	7,0	6,0	4,0	1,0	0	-2,0	-8,0
	50	$\epsilon_{hef}$	1,00	0,98	0,89	0,83	0,76	0,72	0,69	0,68	0,67
		$t_s$	10,2	10,0	9,0	8,0	6,0	4,0	1,0	0	-5,5
55	$\epsilon_{hef}$	1,00	0,91	0,87	0,83	0,77	0,74	0,69	0,65	0,64	
	$t_s$	11,7	11,0	10,5	10,0	9,0	8,0	6,0	3,0	-3,5	
60	$\epsilon_{hef}$	1,00	0,93	0,86	0,78	0,72	0,66	0,63	0,61	0,60	
	$t_s$	13,0	12,5	12,0	11,0	10,0	8,0	6,0	3,0	-1,5	
65	$\epsilon_{hef}$	1,00	0,94	0,86	0,81	0,73	0,68	0,62	0,59	0,57	
	$t_s$	14,2	14,0	13,5	13,0	12,0	11,0	9,0	7,0	1,5	
70	$\epsilon_{hef}$	1,00	0,89	0,81	0,75	0,67	0,63	0,58	0,55	0,54	
	$t_s$	15,4	15,0	14,5	14,0	13,0	12,0	10,0	7,0	3,5	

$t_r, ^\circ\text{C}$	$\Phi_T, \%$	Xác định nhiệt độ điểm động sương của thiết bị, $^\circ\text{C}$									
21	75	$E_{\text{hef}}$	1,00	0,86	0,77	0,70	0,66	0,62	0,58	0,52	0,51
		$t_s$	16,4	16,0	15,5	15,0	14,5	14,0	13,0	8,5	6,0
	80	$E_{\text{hef}}$	1,00	0,83	0,73	0,65	0,61	0,57	0,53	0,49	0,48
		$t_s$	17,4	17,0	16,5	16,0	15,5	15,0	14,0	10,5	7,0
	85	$E_{\text{hef}}$	1,00	0,79	0,68	0,60	0,52	0,47	0,46	0,45	
		$t_s$	18,4	18,0	17,5	17,0	16,0	14,0	13,5	9,0	
	90	$E_{\text{hef}}$	1,00	0,73	0,60	0,52	0,45	0,43	0,41		
		$t_s$	19,3	19,0	18,5	18,0	17,0	16,0	13,0		
	95	$E_{\text{hef}}$	1,00	0,71	0,53	0,44	0,41	0,39	0,37		
		$t_s$	20,2	20,0	19,5	19,0	18,5	18,0	16,0		
22	20	$E_{\text{hef}}$	1,00	0,96	0,93	0,90	0,88	0,87			
		$t_s$	-1,6	-3,0	-5,0	-8,0	-12,0	-20,0			
	25	$E_{\text{hef}}$	1,00	0,96	0,91	0,87	0,84	0,82			
		$t_s$	1,3	0	-2,0	-5,0	-9,0	-15,0			
	30	$E_{\text{hef}}$	1,00	0,97	0,93	0,88	0,83	0,81	0,79		
		$t_s$	3,8	3,0	2,0	0	-3,0	-7,0	-14,0		
	35	$E_{\text{hef}}$	1,00	0,95	0,91	0,85	0,81	0,78	0,76		
		$t_s$	5,9	5,0	4,0	2,0	0	-3,0	-11,0		
	40	$E_{\text{hef}}$	1,00	0,94	0,89	0,82	0,77	0,73	0,72		
		$t_s$	7,8	7,0	6,0	4,0	1,0	-3,0	-9,0		
	45	$E_{\text{hef}}$	1,00	0,96	0,88	0,83	0,77	0,74	0,71	0,69	
		$t_s$	9,5	9,0	8,0	7,0	5,0	3,0	0	-6,0	
	50	$E_{\text{hef}}$	1,00	0,94	0,88	0,83	0,75	0,71	0,68	0,66	0,65
		$t_s$	11,1	10,5	10,0	9,0	7,0	5,0	2,0	-1,0	-5,0
	55	$E_{\text{hef}}$	1,00	0,93	0,88	0,83	0,77	0,70	0,67	0,64	0,62
		$t_s$	12,5	12,0	11,5	11,0	10,0	8,0	6,0	3,0	-3,5
	60	$E_{\text{hef}}$	1,00	0,93	0,88	0,78	0,72	0,66	0,62	0,60	0,59
		$t_s$	13,8	13,5	13,0	12,0	11,0	9,0	7,0	4,0	0
65	$E_{\text{hef}}$	1,00	0,95	0,87	0,80	0,72	0,68	0,61	0,57	0,56	
	$t_s$	15,2	15,0	14,5	14,0	13,0	12,0	10,0	7,0	2,0	
70	$E_{\text{hef}}$	1,00	0,89	0,81	0,73	0,66	0,62	0,56	0,54	0,53	
	$t_s$	16,4	16,0	15,5	15,0	14,0	13,0	11,0	9,0	4,5	
23	20	$E_{\text{hef}}$	1,00	0,97	0,93	0,89	0,87	0,86			
		$t_s$	-0,7	-2,0	-4,0	-7,0	-10,0	-20,0			
	25	$E_{\text{hef}}$	1,00	0,96	0,91	0,86	0,84	0,83	0,82		
		$t_s$	2,2	1,0	-1,0	-4,0	-7,0	-10,0	-15,0		
	30	$E_{\text{hef}}$	1,00	0,96	0,94	0,88	0,84	0,81	0,79	0,78	
		$t_s$	4,6	4,0	3,0	1,0	-1,0	-4,0	-8,0	-13,0	
	35	$E_{\text{hef}}$	1,00	0,96	0,91	0,85	0,81	0,78	0,76	0,75	
		$t_s$	6,7	6,0	5,0	3,0	1,0	-2,0	-5,0	-10,0	
	40	$E_{\text{hef}}$	1,00	0,95	0,89	0,82	0,76	0,73	0,72	0,71	
		$t_s$	8,7	8,0	7,0	5,0	2,0	-1,0	-4,0	-8,5	
	45	$E_{\text{hef}}$	1,00	0,95	0,88	0,79	0,75	0,72	0,69	0,68	
		$t_s$	10,5	10,0	9,0	7,0	5,0	3,0	0	-6,0	
	50	$E_{\text{hef}}$	1,00	0,94	0,88	0,82	0,74	0,70	0,66	0,65	0,64
		$t_s$	12,1	11,5	11,0	10,0	8,0	6,0	3,0	0	-4,0
55	$E_{\text{hef}}$	1,00	0,94	0,88	0,83	0,77	0,70	0,66	0,62	0,61	
	$t_s$	13,5	13,0	12,5	12,0	11,0	9,0	7,0	4,0	-2,0	



$t_r, ^\circ\text{C}$	$\varphi_T, \%$	Xác định nhiệt độ điểm động sương của thiết bị, $^\circ\text{C}$										
		$E_{\text{hef}}$	$t_s$									
23	60	$E_{\text{hef}}$	1,00	0,95	0,87	0,78	0,72	0,65	0,62	0,59	0,58	
		$t_s$	14,9	14,5	14,0	13,0	12,0	10,0	8,0	5,0	1,0	
	65	$E_{\text{hef}}$	1,00	0,88	0,80	0,75	0,71	0,66	0,60	0,56	0,55	
		$t_s$	16,1	15,5	15,0	14,5	14,0	13,0	11,0	8,0	3,5	
	70	$E_{\text{hef}}$	1,00	0,91	0,81	0,74	0,66	0,61	0,56	0,53	0,51	
		$t_s$	17,3	17,0	16,5	16,0	15,0	14,0	12,0	10,0	5,0	
24	20	$E_{\text{hef}}$	1,00	0,97	0,93	0,89	0,86	0,85				
		$t_s$	0,2	-1,0	-3,0	-6,0	-10,0	-20,0				
	25	$E_{\text{hef}}$	1,00	0,96	0,91	0,86	0,82	0,81				
		$t_s$	3,0	2,0	0	-3,0	-7,0	-14,5				
	30	$E_{\text{hef}}$	1,00	0,97	0,91	0,84	0,80	0,78	0,77			
		$t_s$	5,6	5,0	3,0	0	-3,0	-7,0	-12,5			
	35	$E_{\text{hef}}$	1,00	0,96	0,91	0,85	0,79	0,76	0,75	0,74		
		$t_s$	7,6	7,0	6,0	4,0	1,0	-2,0	-5,0	-9,5		
	40	$E_{\text{hef}}$	1,00	0,95	0,89	0,81	0,76	0,73	0,71	0,70		
		$t_s$	9,5	9,0	8,0	6,0	3,0	0	-3,0	-7,5		
	45	$E_{\text{hef}}$	1,00	0,97	0,89	0,83	0,79	0,74	0,70	0,68	0,67	
		$t_s$	11,3	11,0	10,0	9,0	8,0	6,0	3,0	0	-5,0	
	50	$E_{\text{hef}}$	1,00	0,94	0,89	0,82	0,74	0,69	0,65	0,64	0,63	
		$t_s$	13,0	12,5	12,0	11,0	9,0	7,0	4,0	1,0	-3,5	
	55	$E_{\text{hef}}$	1,00	0,93	0,87	0,82	0,76	0,69	0,64	0,61	0,60	
		$t_s$	14,5	14,0	13,5	13,0	12,0	10,0	8,0	5,0	-1,0	
	60	$E_{\text{hef}}$	1,00	0,95	0,87	0,77	0,71	0,64	0,60	0,58	0,57	
		$t_s$	15,8	15,5	15,0	14,0	13,0	11,0	9,0	6,0	2,0	
	65	$E_{\text{hef}}$	1,00	0,88	0,81	0,71	0,65	0,59	0,56	0,55	0,54	
		$t_s$	17,0	16,5	16,0	15,0	14,0	12,0	10,0	9,0	4,0	
	70	$E_{\text{hef}}$	1,00	0,92	0,82	0,73	0,65	0,56	0,52	0,51	0,50	
		$t_s$	18,3	18,0	17,5	17,0	16,0	14,0	11,0	10,0	6,0	
	25	20	$E_{\text{hef}}$	1,00	0,97	0,93	0,88	0,87	0,85	0,84		
			$t_s$	1,00	0	-2,0	-5,0	-8,0	-11,0	-16,0		
25		$E_{\text{hef}}$	1,00	0,97	0,91	0,85	0,82	0,81	0,80			
		$t_s$	4,0	3,0	1,0	-3,0	-6,0	-8,0	-14,0			
30		$E_{\text{hef}}$	1,00	0,93	0,87	0,82	0,78	0,77	0,76			
		$t_s$	6,5	5,0	3,0	0	-4,0	-7,0	-12,0			
35		$E_{\text{hef}}$	1,00	0,97	0,92	0,87	0,84	0,78	0,75	0,74	0,73	
		$t_s$	8,5	8,0	7,0	6,0	5,0	2,0	-2,0	-4,0	-9,5	
40		$E_{\text{hef}}$	1,00	0,97	0,90	0,85	0,79	0,75	0,72	0,70	0,69	
		$t_s$	10,4	10,0	9,0	8,0	6,0	4,0	1,0	-3,0	-7,0	
45		$E_{\text{hef}}$	1,00	0,97	0,88	0,83	0,79	0,73	0,69	0,67	0,66	
		$t_s$	12,4	12,0	11,0	10,0	9,0	7,0	4,0	1,0	-5,0	
50		$E_{\text{hef}}$	1,00	0,94	0,89	0,82	0,73	0,68	0,64	0,63	0,62	
		$t_s$	14,0	13,5	13,0	12,0	10,0	8,0	5,0	3,0	-3,0	
55		$E_{\text{hef}}$	1,00	0,94	0,88	0,83	0,76	0,68	0,62	0,60	0,59	
		$t_s$	15,4	15,0	14,5	14,0	13,0	11,0	8,0	5,0	0	
60	$E_{\text{hef}}$	1,00	0,96	0,86	0,76	0,70	0,63	0,59	0,57	0,56		
	$t_s$	16,7	16,5	16,0	15,0	14,0	12,0	10,0	8,0	2,5		
65	$E_{\text{hef}}$	1,00	0,88	0,79	0,69	0,64	0,58	0,54	0,53	0,52		
	$t_s$	18,0	17,5	17,0	16,0	15,0	13,0	10,0	8,0	5,0		

$t_r, ^\circ\text{C}$	$\varphi_T, \%$	Xác định nhiệt độ điểm động sương của thiết bị, $^\circ\text{C}$									
25	70	$\epsilon_{\text{hef}}$	1,00	0,92	0,81	0,73	0,63	0,58	0,53	0,50	0,49
		$t_s$	19,2	19,0	18,5	18,0	17,0	16,0	14,0	11,0	6,0
20	20	$\epsilon_{\text{hef}}$	1,00	0,95	0,90	0,86	0,84				
		$t_s$	1,6	0	-3,0	-8,0	-15,0				
25	25	$\epsilon_{\text{hef}}$	1,00	0,94	0,87	0,83	0,81	0,80			
		$t_s$	4,8	3,0	0	-3,0	-7,0	-13,5'			
30	30	$\epsilon_{\text{hef}}$	1,00	0,94	0,87	0,81	0,78	0,76			
		$t_s$	7,2	6,0	4,0	1,0	-3,0	-11,5			
35	35	$\epsilon_{\text{hef}}$	11,0	0,92	0,84	0,78	0,76	0,74	0,73	0,72	
		$t_s$	9,4	8,0	6,0	3,0	1,0	-1,0	-3,0	-9,0	
40	40	$\epsilon_{\text{hef}}$	1,00	0,97	0,90	0,81	0,76	0,72	0,69	0,68	
		$t_s$	11,4	11,0	10,0	8,0	6,0	3,0	-2,0	-6,0	
45	45	$\epsilon_{\text{hef}}$	1,00	0,98	0,89	0,83	0,75	0,69	0,66	0,65	0,64
		$t_s$	13,2	13,0	12,0	11,0	9,0	6,0	2,0	-2,0	-4,5
50	50	$\epsilon_{\text{hef}}$	1,00	0,96	0,90	0,81	0,76	0,69	0,66	0,63	0,61
		$t_s$	14,9	14,5	14,0	13,0	12,0	10,0	8,0	6,0	-2,0
55	55	$\epsilon_{\text{hef}}$	1,00	0,95	0,86	0,82	0,75	0,67	0,63	0,59	0,57
		$t_s$	16,3	16,0	15,5	15,0	14,0	12,0	10,0	7,0	2,0
60	60	$\epsilon_{\text{hef}}$	1,00	0,88	0,82	0,76	0,69	0,62	0,57	0,55	0,54
		$t_s$	17,6	17,0	16,5	16,0	15,0	13,0	10,0	8,0	3,0
65	65	$\epsilon_{\text{hef}}$	1,00	0,90	0,80	0,70	0,63	0,57	0,53	0,52	0,51
		$t_s$	19,0	18,5	18,0	17,0	16,0	14,0	11,0	10,0	5,5
70	70	$\epsilon_{\text{hef}}$	1,00	0,83	0,73	0,64	0,54	0,50	0,49	0,48	0,47
		$t_s$	20,1	19,5	19,0	18,0	16,0	14,0	12,0	10,0	8,0
20	20	$\epsilon_{\text{hef}}$	1,00	0,96	0,90	0,86	0,84	0,83			
		$t_s$	2,4	1,0	-2,0	-6,0	-10,0	15,0			
25	25	$\epsilon_{\text{hef}}$	1,00	0,95	0,89	0,86	0,81	0,80	0,79		
		$t_s$	5,5	4,0	2,0	0	-4,0	-6,0	-13,5		
30	30	$\epsilon_{\text{hef}}$	1,00	0,95	0,87	0,81	0,78	0,76	0,75		
		$t_s$	8,1	7,0	5,0	2,0	-1,0	-5,0	-10,5		
35	35	$\epsilon_{\text{hef}}$	1,00	0,93	0,88	0,81	0,76	0,73	0,72	0,71	
		$t_s$	10,3	9,0	8,0	6,0	3,0	0	-2,0	-8,0	
40	40	$\epsilon_{\text{hef}}$	1,00	0,99	0,91	0,85	0,78	0,74	0,70	0,68	0,67
		$t_s$	12,3	12,0	11,0	10,0	8,0	6,0	3,0	0	-5,5
45	45	$\epsilon_{\text{hef}}$	1,00	0,94	0,90	0,83	0,78	0,72	0,67	0,64	0,63
		$t_s$	14,1	13,5	13,0	12,0	11,0	9,0	6,0	2,0	-4,0
50	50	$\epsilon_{\text{hef}}$	1,00	0,97	0,90	0,82	0,76	0,69	0,65	0,61	0,60
		$t_s$	15,8	15,5	15,0	14,0	13,0	11,0	9,0	6,0	-0,5
55	55	$\epsilon_{\text{hef}}$	1,00	0,88	0,82	0,75	0,66	0,61	0,58	0,57	0,56
		$t_s$	17,2	16,5	16,0	15,0	13,0	11,0	8,0	6,0	2,0
60	60	$\epsilon_{\text{hef}}$	1,00	0,90	0,82	0,77	0,69	0,64	0,59	0,55	0,53
		$t_s$	18,6	18,0	17,5	17,0	16,0	15,0	13,0	10,0	4,5
65	65	$\epsilon_{\text{hef}}$	1,00	0,90	0,80	0,75	0,69	0,58	0,52	0,50	0,49
		$t_s$	19,8	19,5	19,0	18,5	18,0	16,0	13,0	10,0	6,0
70	70	$\epsilon_{\text{hef}}$	1,00	0,84	0,74	0,68	0,63	0,57	0,53	0,49	0,46
		$t_s$	21,0	20,5	20,0	19,5	19,0	18,0	17,0	15,0	8,0

## 7. Nhiệt độ không khí sau dàn lạnh

Nhiệt độ không khí sau dàn lạnh  $t_o \equiv t_v$  có thể xác định được dễ dàng nhờ biểu thức (4.36):

$$\varepsilon_{BF} = \frac{t_o - t_s}{t_H - t_s}$$

$$t_o = t_s + \varepsilon_{BF}(t_H - t_s) = t_v \quad (4.37)$$

Nhiệt độ điểm hoà trộn  $t_H$  có thể xác định nhờ biểu thức:

$$t_H = \frac{G_N \cdot t_N + G_T \cdot t_T}{G} \quad (4.38)$$

$t_N, t_T$  – nhiệt độ ngoài nhà và nhiệt độ trong nhà, °C;

$G_N, G_T, G$  – lưu lượng không khí tươi, không khí tái tuần hoàn và tổng, kg/s;

$$G = G_N + G_T, \text{ kg/s}$$

## 8. Các bước tính toán sơ đồ tuần hoàn một cấp

Sơ đồ tuần hoàn một cấp với các điểm N, T, H, O, V, S với các hệ số nhiệt hiện, hệ số đi vòng được giới thiệu trên hình 4.10. Tính toán sơ đồ một cấp được thực hiện theo các bước sau:

– Xác định toàn bộ nhiệt thừa hiện và ẩn của không gian điều hoà  $Q_{1h}, Q_{2h}, Q_{3h}, Q_{4h}, Q_{4a}, Q_{sh}, Q_{sa}, Q_{ch}, Q_{ca}$  và  $Q_{hN}, Q_{aN}$  do gió tươi mang vào.

– Xác định tổng nhiệt hiện  $Q_h$ .  $Q_h$  bằng tổng 7 thành phần nhiệt hiện nêu trên.

– Xác định tổng nhiệt ẩn  $Q_a$ .  $Q_a$  bằng tổng 4 thành phần nhiệt ẩn nêu trên.

– Xác định  $Q_o$ .  $Q_o$  bằng tổng nhiệt hiện và nhiệt ẩn hay bằng 11 thành phần nhiệt hiện và ẩn nêu trên.

– Xác định hệ số đi vòng  $\varepsilon_{BF}$  (bảng 4.22 và 4.23 trang 191).

Tính  $\varepsilon_{hf}, \varepsilon_{ht}$  và  $\varepsilon_{hef}$ .

– Xác định điểm T ( $t_T, \varphi_T$ ), N ( $t_N, \varphi_N$ ) và G (24°C, 50%).

– Qua T kẻ đường song song với G –  $\varepsilon_{hef}$  cắt đường  $\varphi = 100\%$  ở S, xác định được nhiệt độ đọng sương  $t_s$ .

– Qua S kẻ đường song song với G –  $\varepsilon_{ht}$  cắt đường NT tại H, xác định được điểm hoà trộn H.

– Qua T kẻ đường song song với G –  $\varepsilon_{hf}$  cắt đường SH tại O.

Khi bỏ qua tổn thất nhiệt từ quạt gió và từ đường ống gió ta có  $O \equiv V$  là điểm thổi vào.

Kiểm tra hiệu nhiệt độ phòng và nhiệt độ thổi vào:

$$\Delta t_{vT} = t_T - t_v$$

Nếu đạt tiêu chuẩn vệ sinh  $\Delta t_{vT} \leq 10$  K thì tính lưu lượng gió. Nếu không đạt yêu cầu vệ sinh ( $\Delta t_{vT} > 10$  K) cần thiết phải sử dụng các biện pháp khác để giảm hiệu nhiệt độ thổi vào (ví dụ dùng sơ đồ tuần hoàn 2 cấp hoặc sưởi bổ sung) vì nhiệt độ thổi vào quá thấp sẽ ảnh hưởng đến sức khoẻ con người.

Nếu thoả mãn yêu cầu hiệu nhiệt độ thổi vào, tiến hành tính toán lưu lượng không khí qua dàn lạnh bằng biểu thức:

$$L = \frac{Q_{hef}}{1,2.(t_T - t_s).(1 - \epsilon_{BF})}, \text{ l/s} \quad (4.39a)$$

hoặc: 
$$L = \frac{Q_{hf} + \epsilon_{BF} Q_{hN}}{1,2.(t_T - t_s).(1 - \epsilon_{BF})}, \text{ l/s} \quad (4.39b)$$

L – lưu lượng không khí, l/s;

$Q_{hef}$  – nhiệt hiện hiệu dụng của phòng, W;

$t_T, t_s$  – nhiệt độ trong phòng và nhiệt độ đọng sương, °C;

$\epsilon_{BF}$  – hệ số đi vòng.

Lưu lượng không khí L cần thiết để dập nhiệt thừa hiện và ẩn của phòng điều hoà, đó cũng chính là lưu lượng không khí đi qua dàn lạnh (hoặc AHU) sau khi được hoà trộn. Tuy trong công thức (4.39) không có hệ số nhiệt hiện hiệu dụng nhưng chính nhờ nó ta mới có thể xác định được nhiệt độ đọng sương  $t_s$  (trong bảng 4.24) hoặc trên đồ thị.

Năng suất lạnh của hệ thống điều hoà không khí có thể được tính kiểm tra bằng biểu thức:

$$Q_o = G(I_H - I_V), \text{ kW}$$

G – lưu lượng khối lượng không khí qua dàn lạnh, kg/s;

$$G = \rho.L, \text{ kg/s}$$

$\rho$  – khối lượng riêng (mật độ) không khí  $\rho = 1,2 \text{ kg/m}^3$ ;

L – lưu lượng thể tích của không khí,  $\text{m}^3/\text{s}$ ;

$$L = L_N + L_T, \text{ l/s}$$

$L_N$  – lượng khí tươi đưa vào, l/s;

$L_T$  – lượng không khí tái tuần hoàn, l/s;

$I_H$  – entanpy không khí điểm hoà trộn  $\equiv$  không khí vào dàn lạnh, kJ/kg;

$I_V$  – entanpy không khí điểm thổi vào  $\equiv$  không khí ra khỏi dàn lạnh, kJ/kg.

#### Ví dụ 4.7

Một toà nhà được điều hoà không khí với điều kiện thiết kế  $t_T = 25^\circ\text{C}$ ,  $\varphi_T = 65\%$ ,  $Q_{hf} = 60\text{kW}$ ,  $Q_{af} = 15\text{kW}$ , lưu lượng khí tươi cần thiết 1000l/s. Xác định nhiệt hiện và ẩn của khí tươi mang vào  $Q_{hN}$  và  $Q_{aN}$ ,  $Q_t$ , hệ số nhiệt hiện hiệu dụng, nhiệt độ đọng sương  $t_s$  và lưu lượng không khí L, G, cho biết  $t_N = 35,1^\circ\text{C}$ ,  $t_{vN} = 27,1^\circ\text{C}$ ,  $\varphi_N = 57,2\%$   $d = 21,4\text{g/kg}$  (điều hoà cấp 3 tại Hà Nội).

#### Giải

Nhiệt hiện và ẩn do khí tươi mang vào theo biểu thức (4.21) và (4.22):

$$Q_{hN} = 1,2.L_N(t_N - t_T)$$

$$Q_{aN} = 3,0.L_N(d_N - d_T)$$

Xác định trên ẩm đồ ta được  $d_N = 21,4 \text{ g/kg}$ ;  $d_T = 12,4\text{g/kg}$ .

Vậy:  $Q_{hN} = 1,2.1000.(35,1 - 25) = 12.120\text{W}$

$$Q_{aN} = 3,0.1000.(21,4 - 12,4) = 27.000\text{W}$$

– Tổng nhiệt hiện và nhiệt ẩn:

$$Q_h = 60.000 + 12.120 = 72.120\text{W}$$

$$Q_a = 15.000 + 27.000 = 42.000\text{W}$$

– Năng suất lạnh yêu cầu:

$$Q_0 = Q_t = Q_h + Q_a = 72.120 + 42.000 = 114.120 \text{ W} = 114\text{kW}$$

– Xác định hệ số đi vòng  $\epsilon_{BF}$  trong bảng 4.22 với dàn lạnh áp dụng cho điều hoà không khí thông thường  $\epsilon_{BF} = 0,15$ .

– Xác định hệ số nhiệt hiện hiệu dụng theo biểu thức (4.34)

$$\epsilon_{hef} = \frac{60.000 + 0,15.12120}{(60.000 + 0,15.12120) + (15.000 + 0,15.27000)} = 0,764$$

– Hệ số nhiệt hiện phòng:

$$\epsilon_{hf} = \frac{60.000}{60.000 + 15.000} = 0,80$$

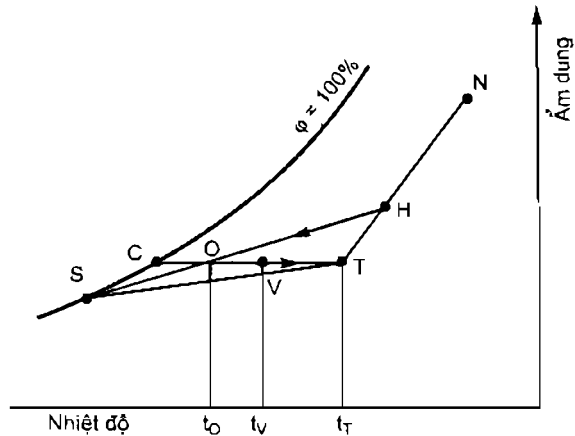
– Hệ số nhiệt hiện tổng:

$$\epsilon_{ht} = \frac{72.120}{72.120 + 42.000} = 0,63$$

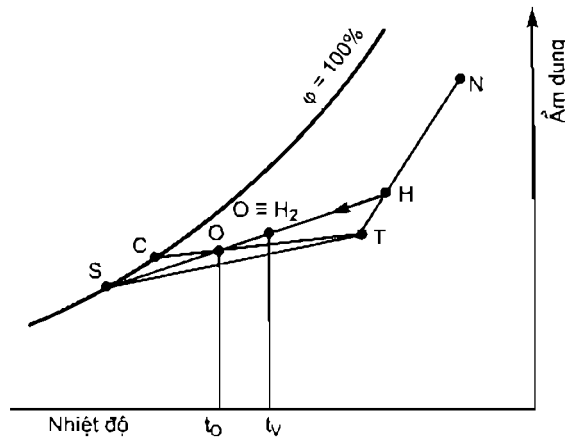
#### 4.4.2. Sơ đồ tuần hoàn 2 cấp

Trong các trường hợp nhiệt độ thổi vào quá thấp, không hợp yêu cầu vệ sinh ( $\Delta t = t_T - t_v > 10 \text{ K}$ ), người ta phải sử dụng sơ đồ tuần hoàn 2 cấp để giảm nhiệt độ thổi vào. Có 2 phương pháp tuần hoàn 2 cấp biểu diễn trên hình 3.15 và 3.18 ở chương 3.

Hình 4.16 và biểu diễn 2 sơ đồ điều hoà không khí tương ứng trên ẩm độ nhằm điều chỉnh nhiệt độ thổi vào và độ ẩm trong phòng.



Hình 4.16. Sơ đồ điều hoà không khí 2 cấp để điều chỉnh nhiệt độ thổi vào  $t_v > t_0$  nhờ hoà trộn cấp 2 giữa T và O (xem thêm hình 3.15 và 3.16).



Hình 4.17. Sơ đồ điều hoà không khí 2 cấp để điều chỉnh độ ẩm và nhiệt độ thổi vào (xem thêm hình 3.17 và 3.18).

Theo sơ đồ biểu diễn trên hình 4.16: khí ra khỏi dàn lạnh không khí đạt trạng thái O, người ta cho hoà trộn với lượng không khí tái tuần hoàn cấp 2 có trạng thái T, được trạng thái V để thổi vào phòng. Lượng không khí tái tuần hoàn chia ra làm 2 phần, cấp 1 và cấp 2:

$$L_T = L_{T1} + L_{T2}$$

Lưu lượng không khí được tính như cũ:

$$L = \frac{Q_{\text{hef}}}{1,2(t_T - t_S)(1 - \varepsilon_{\text{BF}})}, \text{ l/s}$$

Sau đó xác định  $L_T$ :

$$L_T = L - L_N, \text{ l/s}$$

Từ giá trị chọn  $t_v = t_T - 10 \text{ K}$  ta tìm được điểm V nằm trên đường OT là trạng thái hỗn hợp giữa  $L_1 = L_N + L_{T1}$  có trạng thái O và  $L_{T2}$  có trạng thái T.

Theo nguyên lý hỗn hợp, ta có:

$$\frac{VO}{VT} = \frac{L_{T2}}{L_1} = \frac{L_{T2}}{L_N + L_{T1}} = \frac{t_v - t_o}{t_T - t_v}$$

và 
$$L_T = L_{T1} + L_{T2}.$$

Giải các phương trình trên ta tìm được  $L_1$ ,  $L_{T1}$  và  $L_{T2}$ . Năng suất lạnh  $Q_0$  xác định theo biểu thức:

$$Q_0 = G_1 \cdot (I_H - I_0), \text{ kW}$$

$$G_1 = \rho \cdot L_1 = 0,0012L_1, \text{ kg/s}$$

$$\rho = 1,2\text{kg/m}^3 = 0,0012\text{kg/l}$$

Ở đây ta nhận thấy vì  $L_1 < L$  nên năng suất lạnh  $Q_0$  giảm đi đôi chút nhưng như đã phân tích ở trên,  $t_o$  thấp làm cho năng suất lạnh giảm. Hiệu suất kinh tế ra sao cũng cần phải được tính toán kiểm tra thực tế.

Nếu sử dụng sơ đồ tái tuần hoàn cấp 2 như biểu diễn trên hình 4.17, lưu lượng không khí  $L$  cũng được tính như trên, sau đó chọn nhiệt độ thổi vào phù hợp ( $\Delta t = t_T - t_v = 10^\circ\text{C}$ ). Điểm V thổi vào có lưu lượng  $L$  là do lưu lượng  $L_1$  có trạng thái O và lưu lượng  $L_2$  có trạng thái H hoà trộn với nhau.

$$L = L_1 + L_2$$

Theo nguyên tắc của hỗn hợp, ta lại có:

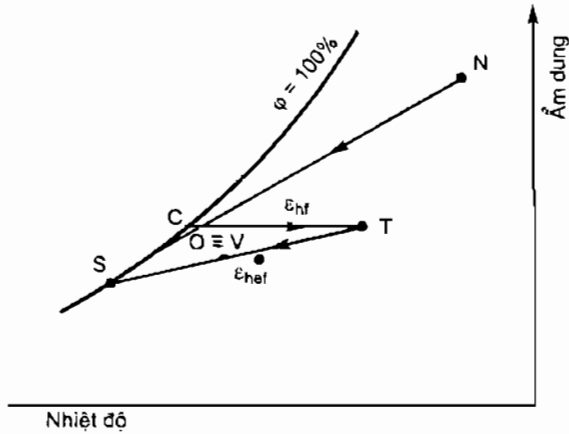
$$\frac{VO}{VH} = \frac{L_2}{L_1} = \frac{t_v - t_o}{t_H - t_v}$$

Giải 2 phương trình trên, tìm được  $L_1$  và  $L_2$ .

Tính năng suất lạnh  $Q_0$  giống như trên.

#### 4.4.3. Sơ đồ thẳng

Sơ đồ thẳng như đã giới thiệu ở chương 3 phần 3.5.1 là sơ đồ lấy toàn bộ không khí tươi ngoài trời đưa qua dàn lạnh thổi vào nhà và thải ra ngoài không tuần hoàn. Hình 3.8 giới thiệu nguyên lý cấu tạo của sơ đồ thẳng và hình 4.18 giới thiệu sơ đồ thẳng biểu diễn trên ẩm độ.



Hình 4.18. Sơ đồ thẳng biểu diễn trên ẩm đồ

Xác định sơ đồ thẳng theo các bước sau:

- Xác định nhiệt hiện và nhiệt ẩn của phòng  $Q_{hf}$  và  $Q_{áf}$ .
- Xác định lượng không khí (tươi) yêu cầu  $L_N$ .
- Chọn giá trị hệ số đi vòng.

Tính hệ số nhiệt hiện hiệu dụng  $\epsilon_{hef}$

$$\epsilon_{hef} = \frac{Q_{hf} + \epsilon_{BF} Q_{hN}}{(Q_{hf} + \epsilon_{BF} Q_{hN}) + (Q_{áf} + \epsilon Q_{aN})}$$

- Xác định nhiệt độ đọng sương  $t_s$ , sau đó tính lượng không khí cần thiết đi qua dàn lạnh:

$$L = \frac{Q_{hef}}{1,2(t_T - t_s)(1 - \epsilon_{BF})}$$

Ở đây có thể xảy ra 3 trường hợp:  $L = L_N$ ;  $L > L_N$  và  $L < L_N$ . Ta sẽ xét từng trường hợp cụ thể:

a) Nếu lượng không khí  $L$  tìm được bằng  $L_N$  thì các kết quả tính trên là đúng và có thể xác định tiếp năng suất lạnh  $Q_0$ :

$$Q_0 = Q_h + Q_a = (Q_{hf} + Q_{hN}) + (Q_{áf} + Q_{aN})$$

trong đó  $Q_{hN}$  và  $Q_{aN}$  tính theo  $L_N$ .

Xác định nhiệt độ không khí khi ra khỏi dàn lạnh  $t_0$  bằng nhiệt độ thổi vào  $t_v$  theo 3 cách khác nhau:

*Cách 1:* Từ biểu thức (4.37) với nhiệt độ đi vào dàn lạnh là  $t_N$  chứ không phải  $t_H$ , ta có:

$$t_0 = t_s + \epsilon_{BF}(t_N - t_s)$$



Cách 2: Vì  $O \equiv V$  nên:

$$Q_h = 1,23.L(t_N - t_O)$$

và: 
$$t_O = t_N - \frac{Q_h}{1,23L}$$

Cách 3: Xác định trên ẩm đồ:

$$\text{Xác định } \varepsilon_{hf} = \frac{Q_{hf}}{Q_{hf} + Q_{\dot{a}f}} \text{ và } \varepsilon_{hef} = \frac{Q_{hf} + \varepsilon_{BF} Q_{hN}}{(Q_{hf} + \varepsilon_{BF} Q_{hN}) + (Q_{\dot{a}f} + \varepsilon Q_{\dot{a}N})}$$

Kẻ  $\varepsilon_{hef}$  qua  $T$ , cắt  $\varphi = 100\%$  tại  $S$ ; nối  $NS$ , cắt  $\varphi_{hf}$  tại  $O \equiv V$ , qua đó xác định được  $t_O \equiv t_V$ .

b) Nếu  $L < L_N$  với  $\Delta L = L_N - L$ .

Khi  $\Delta L$  nhỏ có thể chọn  $\varepsilon_{BF}$  lớn hơn, ví dụ chọn dàn có ít hàng ống hơn để vi chỉnh. Nếu  $\Delta L$  lớn phải dùng phương pháp sưởi ẩm bổ sung.

c) Nếu  $L > L_N$  phải tiến hành phép tính lặp. Khi tính lặp chọn  $L_N = L$  để tính toán  $Q_{hN}$  và  $Q_{\dot{a}N}$ .

Nếu xảy ra trường hợp  $\varepsilon_{hef}$  không cắt  $\varphi = 100\%$  hoặc có  $t_S$  quá nhỏ, cũng phải sử dụng phương pháp sấy bổ sung.

#### Ví dụ 4.8

Cần điều hoà một phân xưởng hoá chất độc hại có  $n = 50$  người với lượng không khí tươi cho 1 người là 15l/s. Cho biết phân xưởng xây dựng tại Hà Nội,  $t_N = 35,1^\circ\text{C}$ ,  $\varphi = 57,2\%$ . Nhiệt độ yêu cầu trong phòng  $t_T = 25^\circ\text{C}$ ,  $\varphi = 65\%$ . Biết tổng nhiệt hiện của phòng 14500 W, tổng nhiệt ẩn phòng 3200W. Yêu cầu sử dụng sơ đồ thẳng.

#### Giải

Lượng không khí tươi ít nhất cần:

$$L_N = n.l = 50.15 = 750\text{l/s}$$

Nhiệt hiện và nhiệt ẩn do không khí tươi mang vào:

$$Q_{hN} = 1,2.L_N(t_N - t_T) = 1,2.750(35,1 - 25) = 9090\text{W}$$

$$Q_{\dot{a}N} = 3,0.L_N(d_N - d_T) = 3,0.750(20,6 - 12,4) = 17550\text{W}$$

Theo bảng 4.22 chọn hệ số đi vòng  $\varepsilon_{BF} = 0,05$  cho trường hợp cần lượng không khí tươi nhiều.

Xác định  $\varepsilon_{hef}$ :

$$\varepsilon_{hef} = \frac{Q_{hf} + \varepsilon_{BF} Q_{hN}}{Q_{hf} + \varepsilon_{BF} Q_{hN} + Q_{\dot{a}f} + \varepsilon Q_{\dot{a}N}}$$

$$\varepsilon_{hef} = \frac{14500 + 0,05.7020}{14500 + 0,05.7020 + 3200 + 0,05.17550} = 0,785$$

Kẻ  $\varepsilon_{\text{hef}} - T$  tìm được điểm S và xác định được  $t_s = 16,4^\circ\text{C}$ .

Lượng không khí đi qua dàn lạnh:

$$L = \frac{Q_{\text{hel}}}{1,2 \cdot (t_T - t_S)(1 - \varepsilon_{\text{BF}})} = \frac{14500 + 0,05 \cdot 7020}{1,2 \cdot (25 - 16,4)(1 - 0,05)} = 1515/\text{s}$$

Ta thấy  $L > L_N$  do đó phải lấy  $L_N = 1515/\text{s}$  và tính lại:

$$Q_{\text{hN}} = 1,2 \cdot 1515 \cdot (32,8 - 25) = 14188 \text{ W}$$

$$Q_{\text{aN}} = 3,0 \cdot 1515 \cdot (20,6 - 12,8) = 35451 \text{ W}$$

$$\varepsilon_{\text{hef}} = \frac{14500 + 0,05 \cdot 14188}{15209,4 + 3200 + 0,05 \cdot 35451} = 0,754$$

$$t_s = 16,3^\circ\text{C} \text{ (xác định trên ẩm độ)}$$

$$L = \frac{Q_{\text{hel}}}{1,2(t_T - t_S)(1 - \varepsilon_{\text{BF}})} = \frac{15209,4}{1,2(25 - 16,3)(1 - 0,05)} = 1533/\text{s}$$

$L \approx L_N = 1515/\text{s}$ , ta có thể dừng bài toán ở đây.

## TÍNH CHỌN MÁY VÀ THIẾT BỊ CỦA HỆ THỐNG ĐIỀU HOÀ KHÔNG KHÍ

### 5.1. KHÁI NIỆM CHUNG

Ngày nay, với sự phát triển vượt bậc của khoa học kỹ thuật nên hệ thống điều hoà không khí phần lớn đã được chế tạo thành các tổ hợp nguyên cụm hoàn chỉnh hoặc các tổ hợp gọn... vừa đảm bảo chất lượng, tuổi thọ, độ tin cậy cao của hệ thống, đơn giản được hầu hết các công việc thiết kế tính toán riêng lẻ các bộ phận rời rạc như máy nén, thiết bị ngưng tụ, bay hơi, tiết lưu... (như giới thiệu trong tài liệu hướng dẫn thiết kế hệ thống lạnh [17]), đồng thời đơn giản được rất nhiều công việc lắp ráp, căn chỉnh, vận hành, chạy thử tại hiện trường.

#### 5.1.1. Ba vấn đề cơ bản

Khi thiết kế một hệ thống ĐHKK người ta quan tâm chủ yếu đến ba vấn đề cơ bản:

*Vấn đề thứ nhất:* Hệ thống ĐHKK có phù hợp với công trình hay không? Nghĩa là hệ thống ĐHKK phải phát huy được các ưu điểm và hạn chế được các nhược điểm cũng như đáp ứng đầy đủ các yêu cầu của công trình.

*Vấn đề thứ hai:* Năng suất lạnh của hệ thống ĐHKK có đáp ứng khi vận hành ở chế độ thực tế tại công trình hay không? Năng suất lạnh thực tế này lệch khỏi năng suất lạnh danh định ghi trên catalog là bao nhiêu.

*Vấn đề thứ 3:* Hiệu suất của hệ thống điều hoà này là cao hay thấp. Tiêu tốn điện năng so với các hệ thống khác như thế nào.

Vấn đề thứ nhất đã được trình bày ở chương 2. Qua phân tích hệ thống điều hoà và phân tích công trình chúng ta có thể chọn được hệ thống ĐHKK thích hợp nhất cho công trình. Ví dụ đối với một toà nhà văn phòng cao tầng nhỏ và trung bình có thể chọn kiểu điều hoà VRV. Đối với toà nhà văn phòng cao tầng lớn có diện tích sàn trên 20.000m<sup>2</sup>

có thể chọn VRV hoặc hệ trung tâm nước. Đối với một phân xưởng sản xuất có thể chọn máy tổ hợp gọn kiểu nguyên cụm giải nhiệt nước UCI của Daikin; đối với một hội trường, một rạp chiếu bóng có thể chọn loại tổ hợp gọn kiểu 2 cụm giải nhiệt gió...

Vấn đề thứ hai sẽ được đề cập chủ yếu trong mục 5.1.4 và cả chương 5.

Vấn đề thứ ba là vấn đề thời sự nóng bỏng hiện nay vì tình trạng thiếu điện đang diễn ra trên khắp cả nước. Quy chuẩn xây dựng của Bộ Xây dựng ban hành tháng 9 năm 2005 [29] chủ yếu đề cập đến việc sử dụng năng lượng có hiệu quả trong các toà nhà vì chính các toà nhà văn phòng, khách sạn đang ngốn quá nhiều điện, mà 50 đến 80% điện năng phục vụ cho các toà nhà này dùng cho điều hoà không khí.

### 5.1.2. Hệ số lạnh $\varepsilon$ , COP, EER và hệ số lạnh giảm tải IPLV

Hiệu suất thực của hệ thống ĐHKK thực chất là hệ số lạnh thực tế của hệ thống khi làm lạnh vào mùa hè:

$$\varepsilon = \frac{\text{Năng suất lạnh hữu ích thu được } Q_0, \text{ kW}}{\text{Điện năng tiêu tốn } N, \text{ kW}} \quad (5.1)$$

Còn hệ số bơm nhiệt khi sưởi ấm vào mùa đông  $\varphi$  được định nghĩa như sau:

$$\varphi = \frac{\text{Năng suất nhiệt hữu ích thu được } Q_k, \text{ kW}}{\text{Điện năng tiêu tốn } N, \text{ kW}} \quad (5.2)$$

Do năng suất nhiệt sản ra ở dàn ngưng bằng năng suất lạnh cộng với điện năng tiêu tốn  $Q_k = Q_0 + N$  nên:

$$\varphi = \varepsilon + 1$$

Trong QCXD 09:2005 sử dụng hệ số COP (Coefficient of Performance) của ARI 550/590 là hiệu suất của hệ thống. Trong một số tài liệu, đôi khi người ta còn sử dụng hệ số EER (Energy Efficiency Ratio) là tỷ số hiệu quả năng lượng. EER có ý nghĩa giống như COP. Khi làm lạnh,  $COP = \varepsilon$ ; còn khi sưởi ấm bằng bơm nhiệt,  $COP = \varphi$ . Trong các catalog của Nhật Bản thường có thêm ký hiệu chân cooling để chỉ làm lạnh và heating để chỉ bơm nhiệt, vậy:

$$\varepsilon = COP_{\text{cooling}} \quad (5.3a)$$

$$\varphi = COP_{\text{heating}} \quad (5.3b)$$

Tuy nhiên, COP chỉ phản ánh hiệu suất hệ thống khi hoạt động đầy tải. Trong khi đó hệ thống ĐHKK hầu như hoạt động phần lớn thời gian không đầy tải. Theo thống kê của ASHRAE (Hội Lạnh và ĐHKK Mỹ) thì chỉ có 1% thời gian trong năm là hoạt động đầy tải, còn 42% thời gian chạy 75% tải, 45% thời gian chạy 50% tải và 12% chạy ở 25% tải. Vì vậy, muốn đánh giá hiệu quả của hệ thống ĐHKK tốt hơn thì phải dùng hệ số COP giảm tải  $COP_{gt}$ . Tiêu chuẩn ARI 550/590 của Mỹ ký hiệu  $COP_{gt}$  theo chữ viết tắt của Integrated Part Load Value IPLV (giá trị giảm tải tích hợp) và được tính theo công thức:

$$IPLV = 0,01A + 0,42B + 0,45C + 0,12D = COP_{gt} \quad (5.4)$$

trong đó A, B, C, D là COP ở 100%, 75%, 50% và 25% tải. Khái niệm và ký hiệu IPLV của ARI 550/590 được giữ nguyên và đưa vào sử dụng trong QCXD 09:2005. Chúng ta có thể gọi hệ số IPLV là hệ số giảm tải ( $COP_{gt}$ ) hoặc hiệu suất giảm tải của hệ thống.

Với hệ số IPLV của từng hệ thống ĐHKK cũng như với tuổi thọ ước lượng của hệ thống, ta có thể giải được bài toán tối ưu về kinh tế và tìm được hệ thống tối ưu với giá thành thấp nhất cho một đơn vị lạnh (hoặc nhiệt) sản xuất được. Vì thông thường hệ thống ĐHKK có vốn đầu tư ban đầu cao thì tiêu tốn điện năng cho vận hành lại rẻ, còn hệ thống có vốn đầu tư ban đầu rẻ thì tiêu tốn điện năng lại cao. Chính vì vậy hệ số IPLV được sử dụng rất nhiều trong việc đánh giá các hồ sơ thầu về xây lắp các hệ thống ĐHKK.

### 5.1.3. Các nhân tố ảnh hưởng đến hệ số COP và IPLV

Hệ số lạnh của chu trình Carnot được xác định theo biểu thức:

$$COP_C = \epsilon_c = \frac{T_0}{T_k - T_0} \quad (5.5)$$

trong đó:  $T_0$  – nhiệt độ bay hơi tuyệt đối, K;

$T_k$  – nhiệt độ ngưng tụ tuyệt đối, K.

Như vậy, về lý thuyết, hệ số lạnh chỉ phụ thuộc vào nhiệt độ bay hơi và nhiệt độ ngưng tụ của chu trình. Giả sử nhiệt độ bay hơi của máy điều hoà là 5°C ( $T_0 = 278$  K) và ngưng tụ là 50°C ( $T_k = 323$  K), vậy  $T_k - T_0 = 45$ K và  $COP = 278/45 = 6,18$ .

– Nếu giữ nguyên nhiệt độ ngưng tụ 50°C mà giảm nhiệt độ bay hơi đi 1 K (xuống 4°C) thì  $COP = 277/46 = 6,02$ , tương đương với COP giảm 2,6% ( $= (6,18 - 6,02)/6,18$ ).

- Nếu giữ nguyên nhiệt độ bay hơi  $5^{\circ}\text{C}$  mà tăng nhiệt độ ngưng tụ lên  $51^{\circ}\text{C}$  thì  $\text{COP} = 278/46 = 6,04$ , tương đương với COP giảm 2,3%.

Nhưng trong thực tế COP còn phụ thuộc rất nhiều yếu tố khác như chu trình lạnh sử dụng, môi chất lạnh, kiểu máy nén, kiểu dạng thiết bị bay hơi, thiết bị ngưng tụ, thiết bị tiết lưu, các loại thiết bị phụ, hiệu suất của các loại thiết bị đó như bơm, quạt, tháp giải nhiệt, đường ống và đặc biệt là hệ thống tự động hoá và phương pháp điều chỉnh năng suất lạnh ON-OFF, tiết lưu hơi hút, xả hơi nén về đường hút, biến tần hay kỹ thuật số. COP còn phụ thuộc rất nhiều vào phương pháp làm lạnh trực tiếp hoặc gián tiếp. Ngoài ra, COP còn phụ thuộc vào quy trình gia công, lắp đặt hệ thống, quy trình vận hành hệ thống có đảm bảo kỹ thuật yêu cầu hay không và cả thời gian vận hành hệ thống. Hệ số COP sẽ giảm dần theo năm, tháng sử dụng.

Ví dụ, đối với môi chất lạnh thì COP càng cao khi tỷ số nén càng thấp, tính chất nhiệt lạnh càng phù hợp, có khả năng trao đổi nhiệt lớn, độ nhớt động thấp...

Đối với máy nén thì máy nén tua bin và trục vít đang giữ vị trí có COP cao nhất vì không có clapê hút và đẩy, loại trừ được tổn thất tiết lưu. Các máy nén tuabin và trục vít cũng có nhiệt độ cuối tâm nén thấp nhất. Sau đó là máy nén xoắn ốc, rô to và cuối cùng là máy nén pittông. Chính vì lý do tiết kiệm năng lượng nên máy nén pittông càng ngày càng bị loại ra khỏi hệ thống lạnh và ĐIIKK.

Phương pháp điều chỉnh năng suất lạnh bằng biến tần và kỹ thuật số cũng giúp tiết kiệm được khoảng 30% điện năng tiêu tốn, nghĩa là COP tăng được khoảng 30% so với kiểu máy ON-OFF truyền thống.

Đối với máy điều hoà phòng RAC và điều hoà gọn PAC, hệ số COP thực khi đã lắp đặt thành hệ thống không khác nhiều lắm so với COP của máy vì không có thêm các thành phần tiêu thụ nhiều điện năng như bơm nước, tháp giải nhiệt, gió tươi...

Nhưng đối với hệ thống điều hoà không khí trung tâm nước thì COP rất cao của chiller (đến 6,0) chưa nói lên nhiều điều, vì nếu  $\text{COP}_{\text{TTN}}$  của hệ thống trung tâm nước tính theo biểu thức (5.1) thì ở đây phải tính như sau:

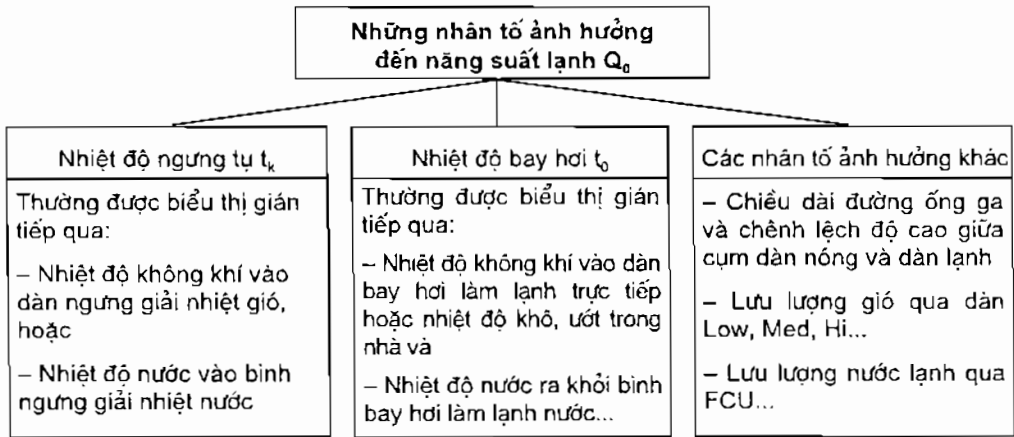
$$\text{COP}_{\text{TTN}} = \frac{Q_0 - N_2 - N_3 - N_6}{N_1 + N_2 + N_3 + N_4 + N_5 + N_6} \quad (5.6)$$

trong đó  $Q_0$  – Năng suất lạnh của chiller;  $N_1$  – Công tiêu tốn cho chiller;  $N_2$  – Công tiêu tốn cho bơm nước lạnh;  $N_3$  – Công tiêu tốn cho bơm nước giải nhiệt;  $N_4$  – Công tiêu tốn cho quạt tháp giải nhiệt;  $N_5$  – Công tiêu tốn cho quạt dàn lạnh FCU, AHU;  $N_6$  – Công tiêu tốn cho quạt gió tươi hoặc PAU. Cân đối các loại công tiêu tốn đó để được  $\text{COP}_{\text{TTN}}$  tối ưu cũng là một đề tài được nghiên cứu từ lâu.

Nói chung IPLV bao giờ cũng lớn hơn COP vì chạy ở chế độ giảm tải, hiệu suất của máy bao giờ cũng cao hơn. Đặc biệt đối với máy biến tần, COP đạt được còn cao hơn nữa khi chạy ở chế độ giảm tải. Lấy ví dụ so sánh giữa máy điều chỉnh  $Q_0$  theo kiểu ON-OFF và kiểu biến tần cùng chạy ở chế độ  $Q_0 = 50\%$  định mức với  $t_0 = 5^\circ\text{C}$  và  $t_k = 50^\circ\text{C}$ . Ta thấy máy ON-OFF sẽ chạy 50% thời gian. Khi chạy là chạy đầy tải 100% nên COP gần như không đổi. Còn máy biến tần thì ngược lại, chạy với  $Q_0 = 50\%$  suốt toàn bộ thời gian. Vì  $Q = k.F.\Delta t$ . Ở dàn bay hơi và dàn ngưng, diện tích trao đổi nhiệt  $F$  là không đổi,  $k$  hầu như không đổi mà  $Q_0$  và  $Q_k$  đều giảm xuống còn 50% thì  $\Delta t_k$  và  $\Delta t_0$  cũng giảm được 50%. Tính ra nhiệt độ bay hơi tăng được 9K và ngưng tụ giảm được 7,5K so với khi chạy đầy tải. Và như vậy thì COP ở 50% tải có thể tăng tới gần 20%.

#### 5.1.4. Những nhân tố ảnh hưởng tới năng suất lạnh của máy ĐHKK

Những nhân tố ảnh hưởng tới năng suất lạnh  $Q_0$  cũng giống như những nhân tố ảnh hưởng đến COP, đó là nhiệt độ ngưng tụ và nhiệt độ bay hơi mà đường  $Q_0 = f(t_k, t_0)$  được gọi là các đường đặc tính của máy nén. Ngoài ra, đối với một máy ĐHKK cụ thể với năng suất lạnh danh định cho trong catalog thì năng suất đó còn có thể tăng hoặc giảm theo điều kiện lắp đặt (ví dụ chiều dài đường ống ga, chênh lệch độ cao giữa dàn nóng và dàn lạnh...) hoặc theo điều kiện vận hành như nhiệt độ quá lạnh lỏng, nhiệt độ quá nhiệt hơi hút, lưu lượng gió qua dàn lạnh Hi, Med, Low... Và tất nhiên năng suất lạnh của máy cũng dần dần giảm đi theo năm, tháng sử dụng. Hình 5.1 giới thiệu những nhân tố ảnh hưởng đến năng suất lạnh  $Q_0$ .



**Hình 5.1. Những nhân tố ảnh hưởng đến năng suất lạnh  $Q_0$**

Do nhiệt độ ngưng tụ và nhiệt độ bay hơi không thuận tiện cho người sử dụng nên nhiệt độ ngưng tụ thường được biểu thị gián tiếp qua nhiệt độ không khí vào dàn ngưng giải nhiệt gió hoặc nhiệt độ nước vào bình ngưng giải nhiệt nước với độ tăng nhiệt độ trong bình ngưng từ 5 đến 5,5 K và nhiệt độ bay hơi thường được biểu thị gián tiếp qua nhiệt độ khô, ướt trong nhà (coi trạng thái không khí này là trạng thái không khí đi vào dàn bay hơi trực tiếp), hoặc nhiệt độ nước ra khỏi bình bay hơi làm lạnh nước (bằng 7°C) với độ giảm nhiệt độ trong bình là 5K (tương đương nhiệt độ nước vào là 12°C).

### 5.1.5. Định nghĩa một số loại năng suất lạnh

#### a) Năng suất lạnh danh định $Q_{0N}$

Năng suất lạnh danh định là năng suất lạnh của máy ĐHKK cho trong catalog thương mại. Ngày nay, chủ yếu người ta tính năng suất lạnh danh định theo ASHRAE của Mỹ. Hầu hết các catalog của Mỹ, Nhật và các nước khác đều cho năng suất lạnh danh định của máy ĐHKK theo tiêu chuẩn ASHRAE. Do ASHRAE sử dụng nhiệt độ Fahrenheit (°F) nên chuyển sang thang nhiệt độ Celsius (°C) có sai lệch chút ít nhưng không đáng kể. Tùy theo thiết bị ngưng tụ và bay hơi mà có các điều kiện vận hành khác nhau. Bảng 5.1 giới thiệu các chế độ tiêu chuẩn để tính năng suất lạnh danh định. Đối với các máy lớn thường có catalog kỹ thuật với bảng năng suất lạnh ở các chế độ vận hành khác nhau. Khi đó có thể tra năng suất lạnh thực từ bảng trong catalog kỹ thuật.



**Bảng 5.1. Các điều kiện vận hành tiêu chuẩn để tính năng suất lạnh danh định  $Q_{0N}$**

Kiểu máy ĐHKK		Ví dụ cho kiểu máy điều hoà không khí cụ thể	Điều kiện vận hành tiêu chuẩn	
Kiểu thiết bị ngưng tụ	Kiểu thiết bị bay hơi		Cho thiết bị ngưng tụ	Cho thiết bị bay hơi
Gió (Dàn ngưng giải nhiệt gió)	Gió (Dàn bay hơi làm lạnh không khí trực tiếp)	– Máy điều hoà cửa sổ – Máy điều hoà 2 cụm – Máy điều hoà nhiều cụm – Máy điều hoà lắp mái – Máy điều hoà VRV – Máy điều hoà dàn ngưng đất xa (tất cả đều là loại dàn bay hơi trực tiếp và dàn ngưng giải nhiệt gió)	$t_N = 35^{\circ}\text{C}$ ( $t_k = 50^{\circ}\text{C}$ ) <sup>1)</sup>	$t_T = 27^{\circ}\text{C}$ $t_{T,U} = 19,5^{\circ}\text{C}$ (hoặc $19^{\circ}\text{C}$ )
Nước (Bình ngưng giải nhiệt nước)	Gió (Dàn bay hơi làm lạnh không khí trực tiếp)	– Máy điều hoà nguyên cụm giải nhiệt nước – VRV giải nhiệt nước	$t_{w2} = 35^{\circ}\text{C}$ ( $t_{w1} = 30^{\circ}\text{C}$ ) <sup>1)</sup>	$t_T = 27^{\circ}\text{C}$ $t_{T,U} = 19,5^{\circ}\text{C}$ (hoặc $19^{\circ}\text{C}$ )
Gió (Dàn ngưng giải nhiệt gió)	Nước (Bình bay hơi làm lạnh nước)	– Máy làm lạnh nước giải nhiệt gió (Air Cooled Water Chiller ACWC)	$t_N = 35^{\circ}\text{C}$ ( $t_k = 50^{\circ}\text{C}$ ) <sup>1)</sup>	$t_{12} = 7^{\circ}\text{C}$ ( $t_{11} = 12^{\circ}\text{C}$ ) <sup>1)</sup>
Nước (Bình ngưng giải nhiệt nước)	Nước (Bình bay hơi làm lạnh nước)	– Máy làm lạnh nước giải nhiệt nước (Water Cooled Water Chiller WCWC)	$t_{w2} = 35^{\circ}\text{C}$ ( $t_{w1} = 30^{\circ}\text{C}$ ) <sup>1)</sup>	$t_{12} = 7^{\circ}\text{C}$ ( $t_{11} = 12^{\circ}\text{C}$ ) <sup>1)</sup>
<p><b>Ghi chú:</b></p> <p><math>t_N</math> – nhiệt độ không khí ngoài trời = nhiệt độ vào dàn ngưng  <math>t_T</math> – nhiệt độ không khí trong nhà = nhiệt độ vào dàn bay hơi  <math>t_{T,U}</math> – nhiệt độ ướt của không khí trong nhà  <math>t_{w1}, t_{w2}</math> – nhiệt độ nước giải nhiệt vào và ra khỏi bình ngưng  <math>t_{11}, t_{12}</math> – nhiệt độ nước lạnh vào và ra khỏi bình bay hơi</p> <p>1) Số liệu phụ để tham khảo.</p>				

**b) Năng suất lạnh thực  $Q_{0t}$**

Năng suất lạnh thực  $Q_{0t}$  là năng suất lạnh sản ra ở điều kiện vận hành thực. Ví dụ máy ĐHKK kiểu gió/gió có năng suất lạnh 3,5kW (12.000 Btu/h). Nếu lắp đặt ở Nhật Bản, nhiệt độ mùa hè là 28°C thì năng suất lạnh thực sẽ lớn hơn 3,5kW, còn nếu đem lắp đặt ở Ả-rập Xê-út với nhiệt độ mùa hè 40°C thì năng suất lạnh thực sẽ nhỏ hơn năng suất lạnh danh định. Với cùng căn phòng rộng như nhau, nếu lắp ở Nhật Bản thì thừa lạnh, còn lắp ở Ả-rập Xê-út thì thiếu lạnh. Chính vì vậy khi thiết kế hệ thống ĐHKK, người kỹ sư phải lựa chọn đúng dẫn được các thông số ngoài nhà và trong nhà ban đầu để xác định đúng dẫn chế độ làm việc thực của máy.

Kết hợp với các nhân tố ảnh hưởng khác như chiều dài đường ống ga, chênh lệch độ cao giữa dàn nóng và dàn lạnh... ta có thể xác định được năng suất lạnh thực của máy ĐHKK theo biểu thức:

$$Q_{0t} = Q_{0N} \cdot \alpha_1 \cdot \alpha_2 \cdot \alpha_3 \quad (5.7)$$

trong đó:  $Q_{0t}$  – năng suất lạnh thực;

$Q_{0N}$  – năng suất lạnh danh định;

$\alpha_1$  – hệ số hiệu chỉnh do sai lệch về nhiệt độ ngưng tụ (hay gián tiếp là nhiệt độ không khí ngoài nhà hoặc nhiệt độ nước vào bình ngưng);

$\alpha_2$  – hệ số hiệu chỉnh do sai lệch về nhiệt độ bay hơi (hay gián tiếp là nhiệt độ không khí vào dàn lạnh hoặc nhiệt độ nước lạnh ra khỏi thiết bị bay hơi);

$\alpha_3$  – hệ số hiệu chỉnh do chiều dài đường ống ga và chênh lệch độ cao giữa dàn nóng và dàn lạnh.

Chúng ta sẽ tiến hành tính toán năng suất lạnh thực cho từng trường hợp cụ thể đã nêu ở bảng 5.1.

### c) Năng suất lạnh yêu cầu $Q_{0yc}$

Năng suất lạnh yêu cầu là năng suất lạnh của một phòng điều hoà hoặc của một công trình được xác định thông qua việc tính toán cân bằng nhiệt ẩm theo các điều kiện trong nhà và ngoài trời cũng như các điều kiện vận hành của công trình, ký hiệu  $Q_{0yc}$ , kW. Khi chọn máy cần thoả mãn yêu cầu:

$$Q_{0t} = Q_{0N} \cdot \alpha_1 \cdot \alpha_2 \cdot \alpha_3 \geq Q_{0yc} \quad (5.8)$$

### d) Năng suất lạnh danh định yêu cầu $Q_{0Nmin}$

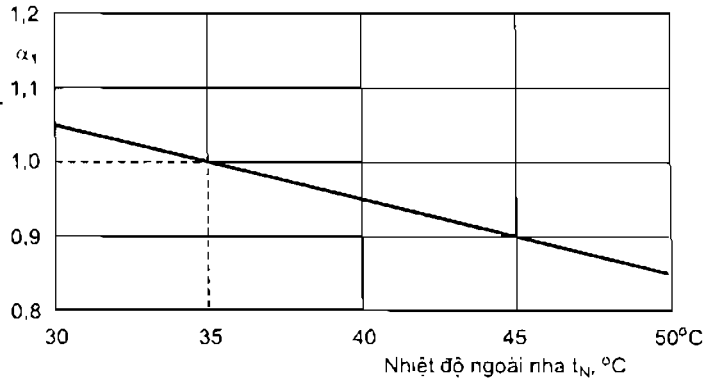
Kết hợp hai biểu thức (5.7) và (5.8), ta có:

$$Q_{0Nmin} = \frac{Q_{0yc}}{\alpha_1 \cdot \alpha_2 \cdot \alpha_3} \quad (5.9)$$

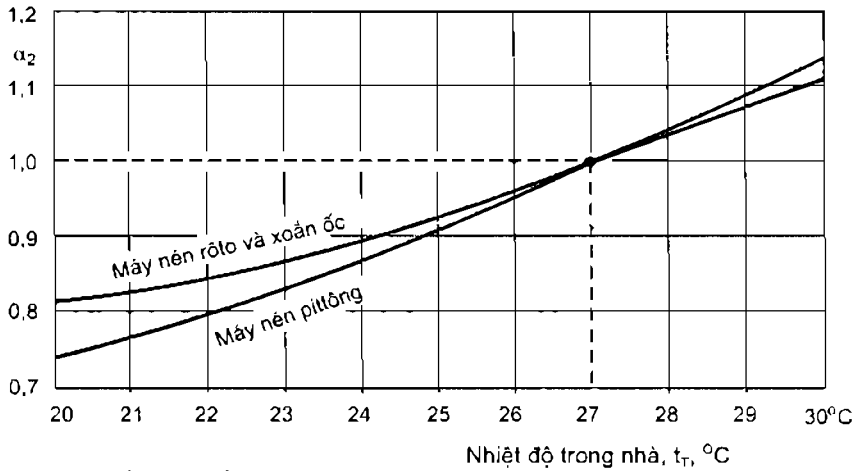
Năng suất lạnh danh định yêu cầu là năng suất lạnh danh định tối thiểu mà máy phải đạt để đảm bảo điều kiện vi khí hậu tính toán, ký hiệu  $Q_{0Nmin}$ , kW. Có thể tính toán theo biểu thức (5.8) hoặc (5.9).

## 5.2. TÍNH CHỌN MÁY ĐHKK PHÒNG RAC (GIÓ/GIÓ)

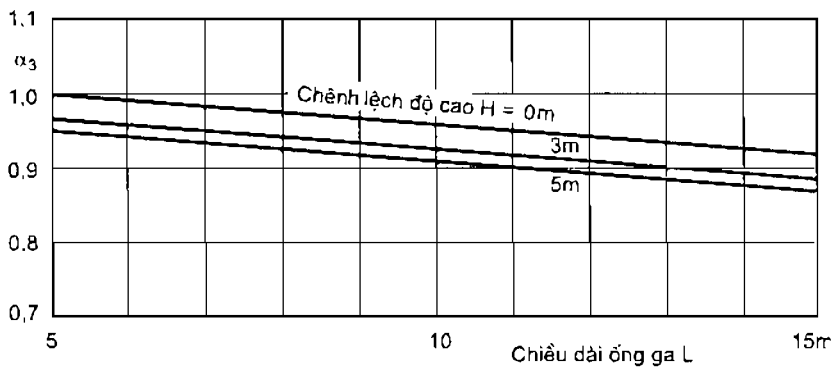
Máy điều hoà phòng RAC (xem hình 2.2 ÷ 2.6) là loại cửa sổ hoặc 2 cụm  $Q_0$  năng suất 7kW. Theo biểu thức (5.7) và qua nghiên cứu các catalog của các hãng khác nhau, các hệ số hiệu chỉnh có thể lấy theo các hình từ 5.2 đến 5.4.



Hình 5.2. Hệ số hiệu chỉnh  $\alpha_1$  theo nhiệt độ không khí ngoài nhà (nhiệt độ không khí vào dàn ngưng)



Hình 5.3. Hệ số hiệu chỉnh  $\alpha_2$  do sai lệch nhiệt độ trong nhà so với điều kiện chuẩn



Hình 5.4. Hệ số hiệu chỉnh  $\alpha_3$  do chiều dài đường ống ga và chênh lệch độ cao giữa dàn nóng và dàn lạnh

Theo các hình trên,  $\alpha_1$  sẽ giảm khi nhiệt độ ngoài nhà tăng,  $\alpha_2$  sẽ giảm khi nhiệt độ phòng giảm và  $\alpha_3$  sẽ giảm khi chiều dài đường ống ga

tăng, độ cao chênh lệch giữa 2 dàn tăng. Đối với máy điều hoà phòng RAC, chiều dài đường ống ga không nên dài quá 5m và chênh lệch độ cao giữa 2 dàn không nên quá 3m. Đối với máy điều hoà cửa sổ  $\alpha_3 = 1$ .

### **Vi dụ 5.1**

Năng suất lạnh yêu cầu của một phòng điều hoà  $Q_{0yc} = 5kW$ . Nhiệt độ thiết kế trong nhà là  $22^{\circ}C$ ,  $\phi = 50\%$ , nhiệt độ ngoài trời  $t_N = 40^{\circ}C$ . Hãy chọn máy điều hoà 2 cụm thích hợp. Cho biết chiều dài đường ống ga là 5m, chênh lệch độ cao giữa 2 dàn là 3 m.

### **Giải**

Vì máy điều hoà RAC không có catalog kỹ thuật nên chỉ có năng suất lạnh danh định cho trong catalog thương mại. Căn cứ vào điều kiện vận hành và lắp đặt đã cho, tra các hệ số hiệu chỉnh trên các hình từ 5.2 đến 5.4 ta có:

$$\alpha_1 = 0,95; \alpha_2 = 0,85; \alpha_3 = 0,97$$

Theo biểu thức (5.8), ta có:

$$Q_{0N_{\min}} = \frac{Q_{0yc}}{\alpha_1 \cdot \alpha_2 \cdot \alpha_3} = \frac{5,0}{0,95 \cdot 0,85 \cdot 0,97} = 6,38kW$$

Theo bảng 2.2 chọn được máy điều hoà Daikin 2 cụm FT60GAVE/R60GV1 điện 1 pha, 220V, 50Hz năng suất lạnh danh định  $Q_{0N} = 6,40kW$  (21.800 Btu/h) thoả mãn điều kiện lớn hơn 6,38kW.

Ở đây ta thấy, nếu không tính tới các hệ số hiệu chỉnh, với  $Q_{0yc} = 5kW$  mà chọn máy FT50GAVE/R50GV1 với  $Q_{0N} = 5,3kW$  là không đủ năng suất lạnh.

### **Vi dụ 5.2**

Một phòng hành chính có năng suất lạnh yêu cầu  $Q_{0yc} = 5kW$ , nhiệt độ ngoài nhà  $35^{\circ}C$ , nhiệt độ trong nhà  $27^{\circ}C$ , nhiệt độ ướt trong nhà  $19,5^{\circ}C$ . Lắp dàn nóng cao hơn dàn lạnh 5m, chiều dài ống ga 15m. Tính chọn máy điều hoà.

### **Giải**

Tương tự như ví dụ 5.1.

Tra đồ thị được  $\alpha_1 = 1,0$ ;  $\alpha_2 = 1,0$ ;  $\alpha_3 = 0,875$ .

$$Q_{0N_{\min}} = \frac{5,0}{1 \cdot 1 \cdot 0,875} = 5,71kW$$

Trường hợp này vẫn phải sử dụng máy FT60/R60 vì máy FT50/R50 vẫn thiếu lạnh.

## 5.3. TÍNH CHỌN MÁY ĐIỀU HOÀ GỌN PAC

### 5.3.1. Máy điều hoà gọn PAC giải nhiệt gió (gió/gió)

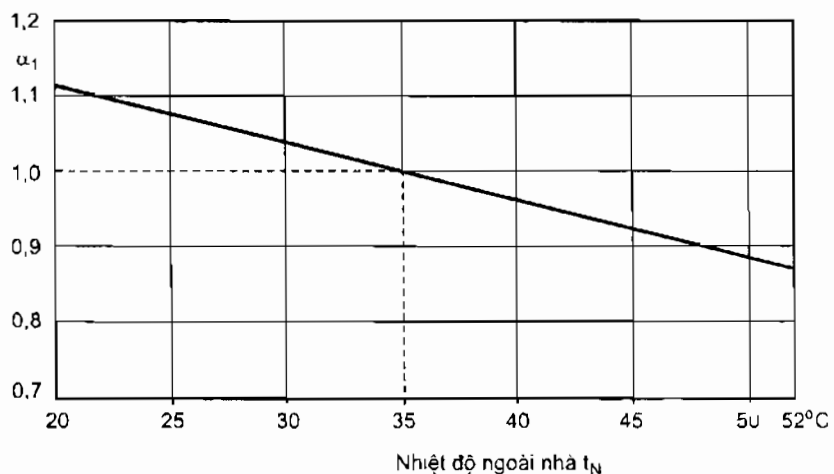
Máy điều hoà gọn PAC (xem hình 2.1) gió/gió gồm các loại như loại nguyên cụm lắp mái, loại 2 hoặc nhiều cụm có ống gió và không có ống gió, loại dàn ngưng đặt xa năng suất lạnh có thể đạt tới hàng trăm kW. Thường các loại máy điều hoà gọn PAC đều có catalog kỹ thuật đi kèm nên có thể tra được năng suất lạnh thực tế theo bảng tùy thuộc vào chế độ vận hành thực.

Trường hợp không có catalog kỹ thuật ta có thể tính năng suất lạnh thực từ năng suất lạnh danh định như sau:

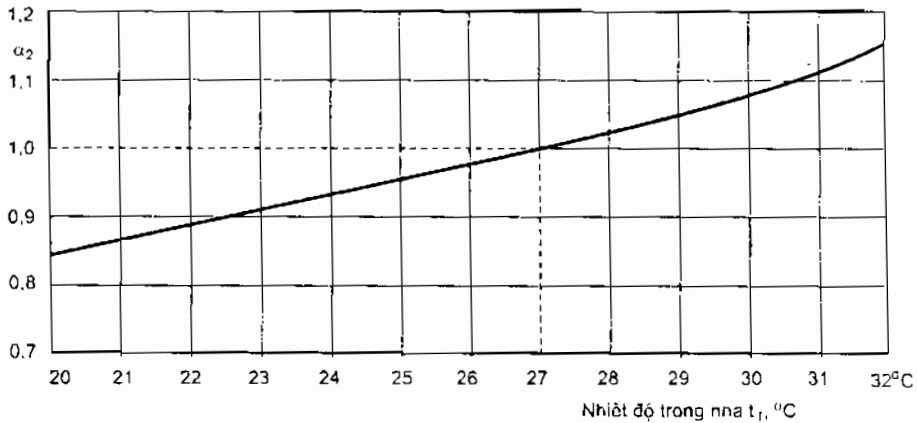
– Hệ số hiệu chỉnh  $\alpha_1$  lấy theo đồ thị hình 5.5.

– Hệ số hiệu chỉnh  $\alpha_2$  lấy theo đồ thị hình 5.6.

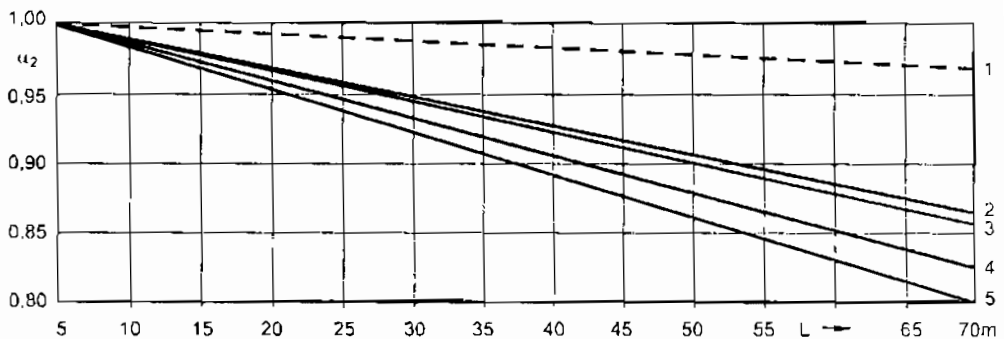
– Hệ số hiệu chỉnh  $\alpha_3$  lấy theo đồ thị hình 5.7. Đây là các hệ số hiệu chỉnh tính toán từ catalog kỹ thuật của máy điều hoà 2 cụm hoặc 3 cụm (1 cụm lạnh + 2 cụm dàn nóng) ký hiệu FD có ống gió của Daikin. Tất nhiên, khi áp dụng cho các loại máy khác có thể có sai số nhất định nên chỉ nên coi là các giá trị định hướng. Đối với máy nguyên cụm lắp mái, hệ số  $\alpha_3 = 1,0$ . Theo catalog của máy FD,  $\alpha_3$  không phụ thuộc vào chênh lệch chiều cao lắp đặt mà chỉ phụ thuộc chiều dài ống ga. Nhưng chênh lệch chiều cao giữa 2 dàn tối đa cho phép là 30m. Tuy nhiên,  $\alpha_3$  lại phụ thuộc vào ký hiệu của dàn nóng.



Hình 5.5. Hệ số hiệu chỉnh  $\alpha_1$  cho PAC gió/gió



Hình 5.6. Hệ số hiệu chỉnh  $\alpha_2$  cho PAC gió/gió



Hình 5.7. Hệ số hiệu chỉnh  $\alpha_3$  cho PAC gió/gió

- a) ----- Hiệu chỉnh năng suất sưởi  
 ————— Hiệu chỉnh năng suất lạnh.
- b) Hệ số hiệu chỉnh là như nhau khi dàn nóng đặt cao hơn hay thấp hơn so với dàn lạnh. Chiều cao tối đa giữa 2 dàn nóng lạnh là 30m.
- c) Phương pháp tính năng suất lạnh xem các ví dụ đi kèm.
- d) Tương ứng của các đường đặc tính 1, 2, 3, 4, 5 đối với các kiểu máy:

1	2	3	4	5
RYY110U.Y1.V1	R100TU.Y1.V1	RU08K.Y1	R71IU.Y1.V1	RU06K.Y1
RY100FU.Y1	RY100FU.Y1	RU10K.Y1	R125FU.Y1	
RY125FU.Y1	R200KU.Y1	R250KU.Y1	RY71FU.Y1.V1	
RY200KU.Y1		R250KU.Y1	RY125FU.Y1	

VE: 1 pha, 220V, 50, 60Hz; V1: 1 pha, 50Hz; Y1: 3 pha 380V, 50Hz

### Ví dụ 5.3

Hãy tính chọn máy điều hoà PAC giải nhiệt gió có ống gió cho một siêu thị tại Hà Nội. Điều kiện ngoài nhà lấy theo điều hoà cấp 3. Nhiệt độ trong nhà  $t_r = 27^{\circ}\text{C}$ ,  $t_{Tu} = 19,5^{\circ}\text{C}$ , đường ống ga dài 60m, dàn nóng đặt cao hơn dàn lạnh 20m. Năng suất lạnh yêu cầu  $Q_{0ve} = 149\text{kW}$ .

### Giải

Có thể định hướng chọn 3 máy kiểu FD20KY1. Mỗi dàn lạnh có 2 dàn

nóng RU10KY1 đi kèm. Năng suất lạnh danh định  $Q_{0N} = 59,3\text{kW}/\text{máy}$  (xem bảng 5.2).

Tra các hệ số hiệu chỉnh:

$\alpha_1 = 1,0$  vì  $t_N = 35,1^\circ\text{C} \approx 35^\circ\text{C}$  (điều kiện điều hoà cấp 3 ở Hà Nội)

$\alpha_2 = 1,0$  vì  $t_r = 27^\circ\text{C}$ .

$\alpha_3 = 0,875$  vì dự định sử dụng dàn RU10KY (đường đặc tính số 3)

Vậy năng suất lạnh danh định min yêu cầu là:

$$Q_{0N_{\min}} = \frac{Q_{0yc}}{\alpha_1 \cdot \alpha_2 \cdot \alpha_3} = \frac{149}{1 \cdot 1 \cdot 0,875} = 170,3\text{kW}$$

So sánh:  $Q_{0N} = 3 \cdot 59,3 = 177,9\text{kW}$  thoả mãn  $> Q_{0N_{\min}} = 170,3\text{kW}$

#### Ví dụ 5.4

Hãy tính chọn máy điều hoà PAC giải nhiệt gió, có ống gió cho 1 phòng máy vì tính tại Hà Nội, điều hoà cấp 3 có  $t_N = 35,1^\circ\text{C}$ , nhiệt độ trong nhà  $20^\circ\text{C}$ , nhiệt độ ướt  $14^\circ\text{C}$ , đường ống ga dài 60m, dàn nóng đặt cao hơn dàn lạnh 20m. Năng suất lạnh yêu cầu 149kW.

#### Giải

a) Giải theo catalog thương mại (bảng 5.2)

$\alpha_1 = 1,0$  vì  $t_N = 35,1^\circ\text{C}$

$\alpha_2 = 0,845$  vì  $t_r = 20^\circ\text{C}$  (tra đồ thị hình 5.7).

$\alpha_3 = 0,875$  vì dự định sử dụng dàn RU10KY1.

Vậy:  $Q_{0N_{\min}} = \frac{149}{1 \cdot 0,845 \cdot 0,875} = 201,5\text{kW}$

Qua kết quả này ta thấy 3 máy FD20 không đủ năng suất lạnh nữa.

Nếu dùng 4 máy FD20 sẽ có:  $Q_{0N} = 237,2\text{kW}$  là quá thừa.

Nếu dùng 4 máy FD15 sẽ có:  $Q_{0N} = 4 \cdot 48,6 = 194,4\text{kW}$  thì hơi thiếu.

Nên dùng phương án 2 máy FD20 và 2 máy FD15 thì hợp lý hơn:

$Q_{0N} = 2 \cdot (59,3 + 48,6) = 215,8\text{kW}$  thoả mãn  $> Q_{0N_{\min}} = 201,5\text{kW}$

**Ghi chú:** Ở đây không phải tính lại vì dàn nóng RU08 có cùng đặc tính với RU10.

b) Giải theo catalog kỹ thuật (bảng 5.3 và 5.4)

Do có bảng năng suất lạnh nên không cần phải tính  $\alpha_1$  và  $\alpha_2$  mà có thể tra trực tiếp ở bảng với  $t_r = 20^\circ\text{C}$  và  $t_N = 35^\circ\text{C}$  với lưu lượng gió danh định (hàng giữa) ta có:

Với FD15 được  $Q_o = 41,2\text{kW}$

FD20 được  $Q_o = 50,2\text{kW}$

Các giá trị trên nhân với  $\alpha_3$  được  $Q_{ot}$ :

FD15 có  $Q_{ot} = 41,2 \cdot 0,875 = 36,05\text{kW}$

FD20 có  $Q_{ot} = 50,2 \cdot 0,875 = 43,92\text{kW}$

Với phương án 2 máy 15 và 2 máy 20 ta có:

$Q_{ot} = (36,05 + 43,92) \cdot 2 = 160,8\text{kW}$ , thoả mãn yêu cầu lớn hơn 149kW.

**Bảng 5.2. Đặc tính chung của máy điều hoà không khí kiểu 2 và 3 cụm, giải nhiệt gió, quạt áp cao, có ống gió, dây máy kỹ hiệu FD-K của hãng DAIKIN, tần số điện áp 50Hz (theo catalog thương mại)**

Kiểu	đàn lạnh	đàn nóng		FD08KY1		FD10KY1		FD15KY1		FD20KY1	
		đàn nóng	đàn lạnh	RU08KY1	RU10KY1	RU08KY1 x 2	RU10KY1 x 2	RU08KY1 x 2	RU10KY1 x 2		
*1 Năng suất lạnh		<i>kW</i>		24,3		29,7		48,6		59,3	
		<i>Btu/h</i>		83.000		101.200		166.000		202.400	
		<i>kcal/h</i>		20.900		25.500		41.800		51.000	
Điều chỉnh Q <sub>o</sub>		%		100-0		100-0		100-50-0		100-50-0	
	đàn lạnh	lồng		φ12,7 (đồng)		φ15,9 (đồng)		2 x φ12,7 (đồng)		2 x φ15,9 (đồng)	
hơi			φ25,4 (đồng)		φ31,8 (đồng)		2 x φ25,4 (đồng)		2 x φ31,8 (đồng)		
xả			FPS3/4B		FPS3/4B		FPS1B		FPS1B		
Ống nối	lồng		φ12,7 (đồng)		φ15,9 (đồng)		2 x φ12,7 (đồng)		2 x φ15,9 (đồng)		
	hơi		φ25,4 (đồng)		φ31,8 (đồng)		2 x φ25,4 (đồng)		2 x φ31,8 (đồng)		
	xả										
Cụm dàn lạnh				FD08KY1		FD10KY1		FD15KY1		FD20KY1	
	Kiểu			Cross fin coil (Waffle louver fins and HI-XA tubes)							
Dàn	Hàng x lớp x bước cánh			3 x 22 x 2,0		3 x 22 x 2,0		3 x 26 x 2,0		3 x 26 x 2,0	
	Diện tích bề mặt	<i>m<sup>2</sup></i>		0,443		0,540		0,784		0,990	
Quạt	Kiểu			quạt Sirocco							
	Truyền động			đai truyền							
	Lưu lượng khí	<i>m<sup>3</sup>/ph</i>		68		83		136		166	
	Cột áp	<i>cmH<sub>2</sub>O</i>		2,400		2,930		4,800		5,860	
	Công suất motor	<i>kW</i>		10		10		15		15	
Kích thước H x W x D		<i>mm</i>		1,5		1,5		2,2		3,7	
	Khối lượng	<i>kg</i>		93		104		161		187	



**Bảng 5.2 (tiếp)**

Cụm dàn nóng		RU08KY1	RU10KY1	RU08KY1 x 2	RU10KY1 x 2
Màu		Trắng ngà			
Máy nén	Kiểu	Kiểu xoắn ống kín			
	Ký hiệu	JT265DYE-P1	JT335DYE-P1	2 x (JT265DYE-P1)	2 x (JT335DYE-P1)
	Công suất động cơ	kW	9,0	2 x 7,5	2 x 9,0
Môi chất lạnh	Ký hiệu	R22			
	Lượng nạp	kg	6,1 (field charge for 5 m)	2 x 5,0 (Field charge for 5 m)	2 x 6,1 (Field charge for 5 m)
Dầu lạnh	Ký hiệu	SUNISO 4GSDID-K			
	Lượng nạp	l	4,0	2 x 4,0	2 x 4,0
Dàn	Kiểu	Dàn ống cánh ngang (Waffle kouver fins and Hi-XA tubes)			
	Hàng x lớp x bước cánh		2 x 40 x 2,0	2 x (2 x 40 x 2,0)	2 x (2 x 50 x 2,0)
	Diện tích bề mặt	m <sup>2</sup>	1,97	2 x 1,57	2 x 1,97
Tiết lưu		Ống mao			
Ống dẫn môi chất	Chiều dài tiêu chuẩn	m	5	5	5
	Chiều dài tối đa	m	50 (chiều dài tương đương 70 m)	50 (chiều dài tương đương 70 m)	50 (chiều dài tương đương 70 m)
	Chiều cao lõi đa giữa hai cụm dàn	m	30	30	30
Quạt	Kiểu	Chân vịt			
	Ký hiệu		P52H11S	2 x P52H11S	2 x P52H11S
	Lưu lượng gió	m <sup>3</sup> /ph cfm	150 5.295	175 6.177	2 x 150 2 x 5.295
Thiết bị an toàn	Công suất động cơ	W	230 + 190	230 + 190	2 x (230 + 190)
		Role nhiệt cho máy nén và motor quạt, role áp suất cao Role bảo vệ quá tải kiểu đồng (máy nén và đồng cơ quạt dàn lạnh) Cầu chì và bộ bảo vệ thứ tư pha			
Kích thước	H x W x D	mm	1.220 x 1280 x 690	1.220 x 1280 x 690	2 x (1.220x1280x690)
Khối lượng		kg	177	190	2 x 177

**Ghi chú:**

\*1. Năng suất lạnh linh dựa trên các điều kiện sau đây: nhiệt độ gió hồi t<sub>r</sub> = 27°C, t<sub>ru</sub> = 19,5°C, nhiệt độ ngoài nhà t<sub>a</sub> = 35°C, chiều dài ống gas lượng đường 5 m (năm ngang).

\*2. Các năng suất nhiệt và lạnh chưa được trừ công suất quạt dàn lạnh.

Công thức chuyển đổi đơn vị
kcal/h = kW x 860
Btu/h = kW x 3414
cfm = m <sup>3</sup> /ph x 35,3

**Bảng 5.3. Năng suất lạnh của tổ máy điều hoà nhiệt độ kiểu 3 cụm (1 dàn lạnh + 2 dàn nóng) FD15KY1 + (RU 08 KY1) x 2 phụ thuộc nhiệt độ trong nhà và ngoài nhà, tần số điện 50Hz (giá trị in đậm cho trong bảng 5.2) (theo catalog kỹ thuật)**

AFR (BF)		Nhiệt độ ngoài nhà, °C																									
		Trong nhà						35				40				45				50				52			
		EWB (°C)	EDB (°C)	TC	SHC	PI	TC	SHC	PI	TC	SHC	PI	TC	SHC	PI	TC	SHC	PI	TC	SHC	PI	TC	SHC	PI	TC	SHC	PI
122 (0.20)	14.0	20	44.2	33.5	11.0	43.3	33.0	11.8	41.9	32.3	12.8	40.5	31.4	14.2	38.8	30.5	15.6	37.2	29.5	17.0	35.3	28.6	18.8	34.7	28.1	19.4	
	16.0	22	47.0	33.5	11.2	45.8	33.0	12.0	44.4	32.3	13.0	43.0	31.4	14.4	41.4	30.7	15.8	39.5	29.5	17.4	37.7	28.6	19.0	37.0	28.1	19.6	
	18.0	25	49.8	35.3	11.4	48.8	34.9	12.2	47.2	34.0	13.4	45.6	33.3	14.6	44.0	32.3	16.0	42.1	31.6	17.6	40.2	30.5	19.2	39.5	30.0	20.0	
	19.0	27	51.4	36.3	11.6	50.2	35.6	12.4	48.6	34.9	13.4	47.2	34.0	14.8	45.3	33.3	16.2	43.5	32.3	17.8	41.6	31.4	19.4	40.7	31.2	20.2	
	19.5	27	52.1	36.3	11.6	50.9	35.6	12.4	49.3	34.9	13.6	47.7	34.0	14.8	46.0	33.3	16.2	44.2	32.3	17.8	42.3	31.4	19.6	41.4	31.2	20.2	
	22.0	30	56.0	37.0	11.8	54.9	36.3	12.6	53.3	35.3	13.8	51.4	34.7	15.2	49.5	33.7	16.6	47.7	33.0	18.2	45.6	32.1	19.8	44.7	31.9	20.6	
24.0	32	59.5	37.0	12.2	58.1	36.3	13.0	56.3	35.3	14.2	54.4	34.7	15.4	52.6	33.7	17.0	50.5	33.0	18.6	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	
136 (0.21)	14.0	20	45.1	34.9	11.0	44.2	34.2	11.8	42.8	33.5	13.0	41.2	32.6	14.2	39.5	30.7	15.6	37.9	30.7	17.2	36.0	29.5	18.8	35.3	29.3	19.4	
	16.0	22	47.9	34.9	11.2	46.7	34.2	12.0	45.3	33.5	13.2	43.7	32.6	14.4	42.1	30.9	15.8	40.2	30.9	17.4	38.4	29.8	19.0	37.7	29.3	19.8	
	18.0	25	50.9	36.7	11.4	49.8	36.0	12.2	48.1	35.3	13.4	46.5	34.4	14.8	44.7	32.8	16.2	43.0	32.8	17.6	40.9	31.9	19.4	40.2	31.4	20.0	
	19.0	27	52.6	37.7	11.6	51.2	37.0	12.4	49.5	36.3	13.6	47.9	35.3	14.8	46.0	33.7	16.2	44.2	33.7	17.8	42.3	32.8	19.6	41.4	32.3	20.2	
	19.5	27	53.3	37.7	11.6	51.9	37.0	12.4	50.2	36.3	13.6	48.6	35.3	15.0	46.7	33.7	16.4	44.9	33.7	17.8	43.0	32.8	19.6	42.1	32.3	20.2	
	22.0	30	57.2	38.4	12.0	55.8	37.7	12.8	54.2	37.0	14.0	52.3	36.0	15.2	50.5	34.4	16.6	46.4	34.4	18.2	46.3	33.5	20.0	45.3	33.3	20.6	
24.0	32	60.5	38.4	12.2	59.1	37.7	13.0	57.2	37.0	14.2	55.3	36.0	15.6	53.3	34.4	17.0	51.2	34.4	18.6	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	
164 (0.24)	14.0	20	46.5	37.0	11.2	45.3	36.3	12.0	44.0	35.6	13.0	42.3	34.7	14.4	40.7	33.7	15.8	38.8	32.8	17.2	37.0	31.6	19.0	36.3	31.2	19.6	
	16.0	22	49.3	37.0	11.4	48.1	36.3	12.2	46.5	35.6	13.2	44.9	34.7	14.6	43.3	33.7	16.0	41.4	32.8	17.6	39.3	31.9	19.2	38.6	31.4	19.8	
	18.0	25	52.3	39.1	11.6	51.2	38.6	12.4	49.5	37.7	13.6	47.7	36.7	14.8	46.0	35.6	16.2	44.0	35.1	17.8	42.1	34.2	19.4	41.2	33.7	20.2	
	19.0	27	54.0	40.2	11.6	52.8	39.5	12.6	50.9	38.6	13.6	49.3	37.7	15.0	47.4	37.0	16.4	45.3	36.0	18.0	43.5	35.1	19.6	42.6	34.7	20.4	
	19.5	27	54.7	40.2	11.8	53.5	39.5	12.6	51.6	38.6	13.8	49.8	37.7	15.0	47.9	37.0	16.4	46.0	36.0	18.0	44.0	35.1	20.0	43.3	34.7	20.4	
	22.0	30	58.8	40.9	12.0	57.4	40.5	13.0	55.6	39.5	14.0	53.5	38.6	15.4	51.6	37.7	16.8	49.5	37.0	18.4	47.4	36.0	20.2	46.5	35.6	20.8	
24.0	32	62.3	40.9	12.4	60.7	40.5	13.2	58.8	39.5	14.4	56.7	38.6	15.6	54.7	37.7	17.2	52.6	37.0	18.8	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	

(Ghi chú xem bảng 5.4).

**Bảng 5.4. Năng suất lạnh của tổ máy điều hoà nhiệt độ kiểu tách FDKY1 + (RU 10 KY1) x 2 phụ thuộc nhiệt độ trong nhà và ngoài nhà, tần số điện 50Hz (giá trị in đậm có trong bảng 5.2)**

**FD20KY1 + (RU10KY1) x 2**

AFR (BF)	Trong nhà		Nhiệt độ ngoài nhà, °C																								
	EDB (°C)	°C	21			25			30			35			40			45			50			52			
			TC	SHC	PI	TC	SHC	PI	TC	SHC	PI	TC	SHC	PI	TC	SHC	PI	TC	SHC	PI	TC	SHC	PI	TC	SHC	PI	
150 (0.20)	14.0	20	54.0	40.9	14.4	52.8	40.2	15.6	51.2	39.3	17.0	49.3	38.4	18.6	47.4	37.2	20.6	45.3	36.0	22.6	43.3	34.9	24.8	42.3	34.2	25.6	
	16.0	22	57.2	40.9	14.8	56.0	40.2	15.8	54.2	39.3	17.4	52.3	38.4	19.0	50.5	37.4	20.8	48.4	36.3	22.8	46.0	34.9	25.0	45.1	34.4	26.0	
	18.0	25	60.9	43.3	15.0	59.5	42.6	16.2	57.7	41.4	17.6	55.6	40.5	19.4	53.7	39.5	21.2	51.4	38.4	23.2	49.1	37.2	25.4	48.1	35.7	26.4	
200 (0.24)	19.0	27	62.8	44.2	15.2	61.4	43.5	16.2	59.5	42.6	17.8	57.4	41.6	19.6	55.3	40.5	21.4	53.0	39.5	23.4	50.9	38.4	25.6	49.8	37.9	26.6	
	19.5	27	63.7	44.2	15.2	62.1	43.5	16.4	60.2	42.6	17.8	58.4	41.6	19.6	56.0	40.5	21.4	54.0	39.5	23.6	51.6	38.4	25.8	50.5	37.9	26.8	
	22.0	30	68.6	45.1	15.6	67.0	44.2	16.8	64.9	43.3	18.4	62.3	42.3	20.0	60.5	41.2	22.0	58.1	40.2	24.0	55.6	39.3	26.2	54.7	38.8	27.2	
166 (0.21)	14.0	20	72.6	45.1	16.0	70.9	44.2	17.2	68.8	43.3	18.6	66.5	42.3	20.4	64.0	41.2	22.4	61.4	40.2	24.4	60.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
	14.0	20	55.1	42.6	14.6	53.7	41.9	15.6	52.1	40.7	17.2	50.2	39.8	18.8	48.4	38.6	20.6	45.3	37.4	22.6	44.0	36.3	24.8	43.0	35.8	25.8	
	16.0	22	58.4	42.6	14.8	57.0	41.9	16.0	55.3	40.9	17.4	53.5	39.8	19.0	51.4	38.8	21.0	49.1	37.7	23.0	46.7	36.3	25.2	45.8	35.8	26.2	
200 (0.24)	18.0	25	62.1	44.9	15.2	60.7	44.0	16.2	58.6	43.0	17.8	56.7	42.1	19.4	54.7	41.2	21.4	52.3	40.0	23.4	50.0	38.8	25.6	49.1	38.4	26.6	
	19.0	27	64.0	45.8	15.4	62.6	45.1	16.4	60.5	44.2	18.0	58.4	43.3	19.6	56.3	42.1	21.6	54.0	41.2	23.6	51.6	40.0	25.8	50.7	39.5	26.8	
	19.5	27	64.9	45.8	15.4	63.3	45.1	16.4	61.4	44.2	18.0	59.3	43.3	19.8	57.0	42.1	21.6	54.9	41.2	23.6	52.3	40.0	25.8	51.4	39.5	26.8	
24.0	22.0	30	69.8	46.7	15.8	68.1	46.0	17.0	66.0	45.1	18.4	63.7	44.0	20.2	61.4	43.0	22.0	59.1	42.1	24.2	56.5	40.9	26.4	55.3	40.5	27.4	
	24.0	32	73.7	46.7	16.2	72.1	46.0	17.2	69.8	45.1	18.8	67.4	44.0	20.6	65.1	43.0	22.4	62.6	42.1	24.6	60.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	
	14.0	20	56.7	45.1	14.8	55.3	44.4	15.8	53.7	43.3	17.2	51.6	42.3	19.0	49.8	41.2	20.8	47.4	40.0	22.8	45.1	38.6	25.0	44.2	38.1	26.0	
200 (0.24)	16.0	22	60.2	45.3	15.0	58.8	44.4	16.0	56.7	43.3	17.6	54.9	42.3	19.2	52.3	41.2	21.2	50.5	40.2	23.2	48.1	38.8	25.4	47.0	38.1	26.2	
	18.0	25	64.0	47.7	15.4	62.3	47.0	16.4	60.5	46.0	18.0	58.4	44.9	19.6	56.0	43.7	21.4	53.7	42.8	23.6	51.4	41.6	25.8	50.2	40.9	26.6	
	19.0	27	65.8	49.1	15.4	64.4	48.4	16.6	62.1	47.2	18.0	60.0	46.0	19.8	57.9	45.1	21.6	55.3	44.0	23.8	53.0	42.8	26.0	51.9	42.3	26.8	
24.0	19.5	27	65.7	49.1	15.6	65.1	48.4	16.6	63.0	47.2	18.2	60.9	46.0	19.8	58.6	45.1	21.8	56.3	44.0	23.8	53.7	42.8	26.6	52.5	42.3	27.0	
	22.0	30	71.9	50.0	16.0	70.0	49.3	17.0	67.7	48.4	18.6	65.3	47.2	20.4	63.0	46.0	22.2	60.5	45.1	24.4	57.9	44.0	26.8	56.7	43.5	27.6	
	24.0	32	75.8	50.0	16.4	74.0	49.3	17.4	71.9	48.4	19.0	69.3	47.2	20.6	66.7	46.0	22.6	64.0	45.1	24.6	60.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	

Symbols:

AFR Air flow rate ( $m^3/min$ ) (lưu lượng gió)

BF: Bypass factor (hệ số đi vòng)

EDB Entering wet bulb temp (°CWB) nhiệt độ bầu ướt vào

EDB Entering dry bulb temp (°CDB) nhiệt độ bầu khô vào

TC Total cooling capacity (kW) năng suất lạnh tổng

SHC Sensible heat capacity (kW) năng suất lạnh hiển

PI Power input (kW) công suất tiêu thụ (máy nén + quạt dàn ngưng)

(Comp + outdoor fan motor)

Notes:  
1 Ratings shown are gross capacities which do not include a deduction for indoor fan motor heat.  
2 Các giá trị năng suất lạnh là năng suất lạnh thô chưa bao gồm quạt trong nhà và nhiệt tỏa của máy nén.

3 SHC is based on each EWB and EDB. Năng suất lạnh nhiệt hiển là dựa trên nhiệt độ bầu ướt và khô tương ứng.

4 Direct interpolation is permissible. Có thể nội suy trực tiếp.

5 Capacities are based on the following conditions. Các năng suất lạnh là dựa trên các điều kiện:  
Corresponding refrigerant piping length 5 m Chiều dài đường ống gas 5 m  
Level difference 0 m Chênh lệch độ cao 0 m

### 5.3.2. Máy điều VRV giải nhiệt gió

Máy điều hoà VRV giải nhiệt gió là loại một dàn nóng với nhiều dàn lạnh của Daikin. Sản phẩm cùng loại của các hãng khác ký hiệu VRF. Tất cả các loại máy này đều có catalog kỹ thuật do đó khi thiết kế phải tính hiệu chỉnh năng suất lạnh theo đúng chỉ dẫn. Năng suất lạnh thực của mỗi dàn lạnh cũng như của dàn nóng đều được tính hiệu chỉnh.

Năng suất lạnh của dàn nóng được tính hiệu chỉnh như sau:

$$Q_{0t} = Q_{0N} \cdot \alpha_1 \cdot \alpha_2 \cdot \alpha_3 \cdot \alpha_4 \quad (5.9)$$

trong đó:

$\alpha_1$  – hệ số hiệu chỉnh theo nhiệt độ ngoài nhà (hình 5.8);

$\alpha_2$  hệ số hiệu chỉnh theo nhiệt độ trong nhà (hình 5.9);

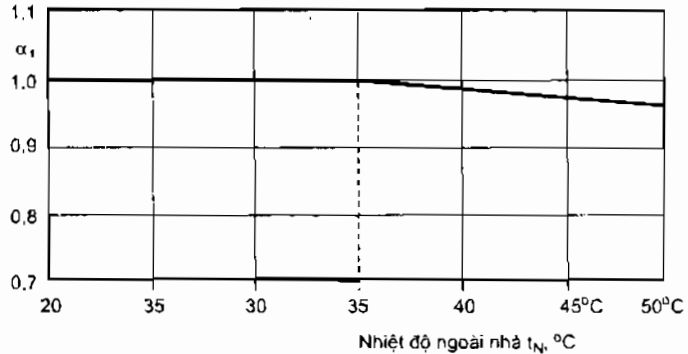
$\alpha_3$  – hệ số hiệu chỉnh theo chiều dài đường ống ga và chênh lệch độ cao giữa 2 dàn (hình 5.10);

$\alpha_4$  – hệ số hiệu chỉnh theo tỷ lệ kết nối dàn lạnh/dàn nóng

$Q_{0NI}/Q_{0Nn}$  (hình 5.12);

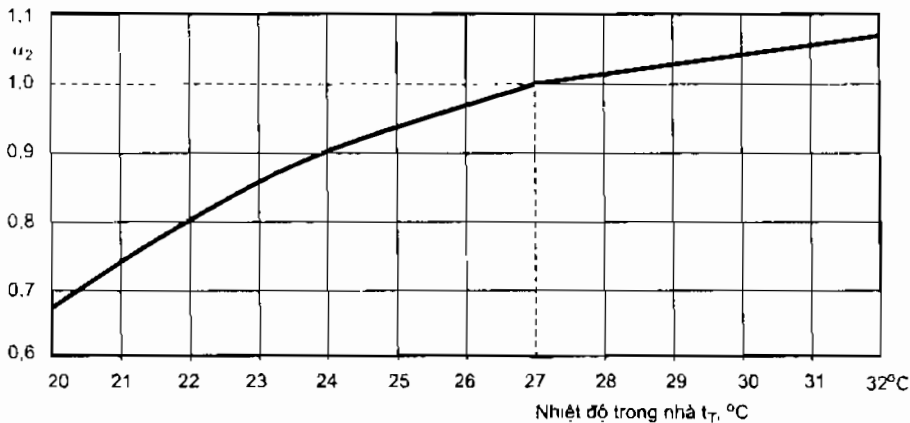
$Q_{0NI}$  – tổng năng suất lạnh danh định của các dàn lạnh ;

$Q_{0Nn}$  – năng suất lạnh danh định của dàn nóng.



**Hình 5.8. Hệ số hiệu chỉnh  $\alpha_1$  của máy điều hoà VRVIII Daikin**

(Ghi chú: Khi nhiệt độ ngoài trời bằng và nhỏ hơn 35°C thì  $\alpha_1 = 1,0$  sau đó giảm tuyến tính  $\alpha = 0,967$  ở 49°C)

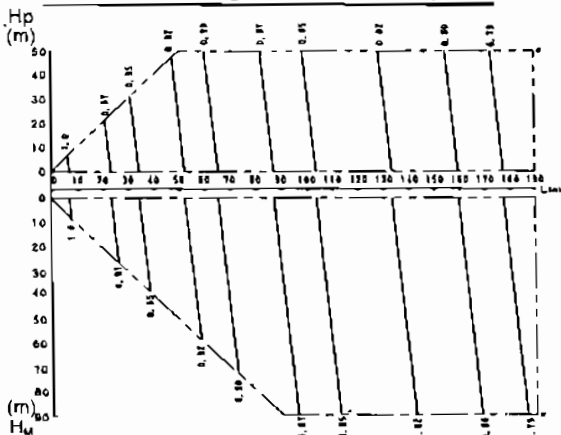


**Hình 5.9. Hệ số hiệu chỉnh  $\alpha_2$  của máy điều hoà VRVIII Daikin**

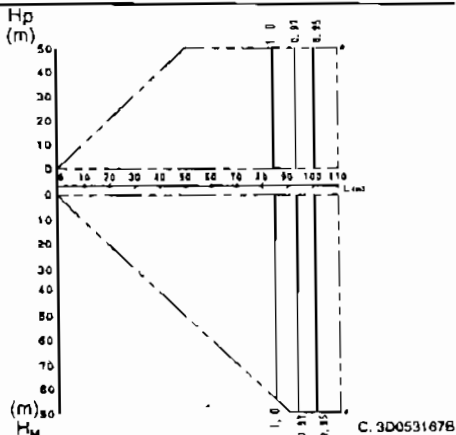
(Ghi chú: Khi  $t_T$  nhỏ hơn 27°C,  $\alpha_2$  là một đường cong, còn khi  $t_T$  lớn hơn 27°C,  $\alpha_2$  là đường thẳng tuyến tính).

a) RXYQ16PY1, YL

1. Rate of change in cooling capacity

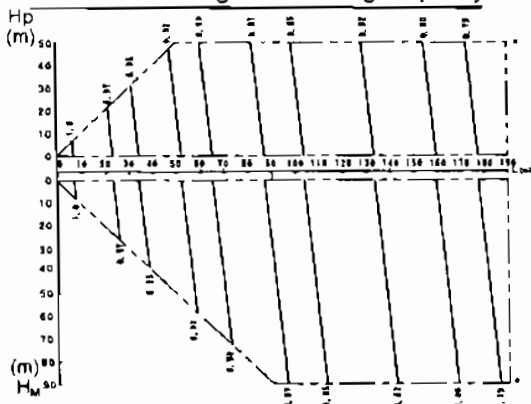


2. Rate of change in heating capacity

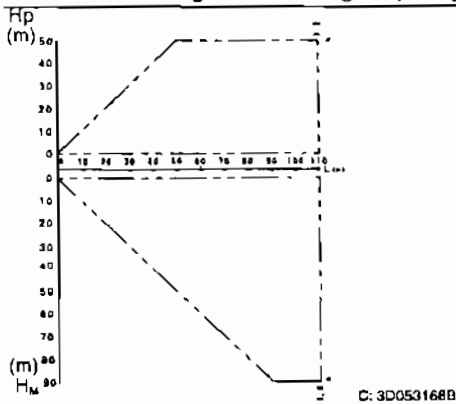


b) RXYQ18PY1, YL / RXYQ26PY1, YL / RXYQ28PY1, YL / RXYQ30PY1, YL, RXYQ38PY1, YL / RXYQ40PY1, YL / RXYQ42PY1, YL / RXYQ44PY1, YL

1. Rate of change in cooling capacity



2. Rate of change in heating capacity



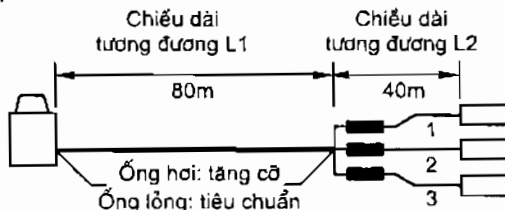
Hình 5.10. Hệ số hiệu chỉnh  $\alpha_3$  của một số dàn nóng VRVIII Daikin

a) Dàn 16HP (RXYQ16PY1, YL); b) Dàn 18, 26, 28, 30, 38, 40, 42, 44 HP (ví dụ RXYQ44PY1, YL)

$H_p$  – chênh lệch độ cao khí dàn nóng ở trên, m, max 50m.

$H_M$  – chênh lệch độ cao khí dàn nóng ở dưới, m, max 90m.

$L$  – chiều dài đường ống ga tương đương, max 190m. Cách tính chiều dài đường ống ga xem hình 5.11 và bảng 5.5.



Hình 5.11. Cách tính chiều dài tương đương tổng

**Ghi chú:** Nếu đường ống hơi lắp đứng cỡ tiêu chuẩn thì  $L_{td} = L_1 + L_2 = 80 + 40 = 120m$

Nếu đường ống hơi đoạn  $L_1$  tăng lên một cỡ thì  $L_{td} = \epsilon \cdot L_1 + L_2$ . Hệ số hiệu chỉnh  $\epsilon$  xem ở bảng 5.5 cho VRV III Daikin.

**Bảng 5.5. Hệ số hiệu chỉnh chiều dài tương đương  $\epsilon$  của VRVIII Daikin khi đường ống hơi tăng lên một cỡ**

Công suất dàn nóng HP	5	8	10	16	22	12 14 24 36	18,25 28,30 38,40 42,44	20 32 34	46	48	50	52	54
$\epsilon$	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	-	0,5	0,5	-	-	-	-	-

**Ghi chú:** Các loại dàn nóng 12, 14, 24, 36, 46, 48, 50, 52 và 54 HP chỉ dùng ống tiêu chuẩn không lằng cỡ.

### Vi dụ 5.5

Hãy xác định chiều dài tương đương máy VRVIII Daikin 18HP theo hình 5.11, chiều cao chênh lệch  $H_p = 30\text{m}$  cho 2 trường hợp:

- Đường ống hơi tiêu chuẩn  $\varnothing = 28,6\text{mm}$  (xem bảng 5.6).
- Đường ống hơi tăng một cỡ  $\varnothing = 34,9\text{mm}$ .

Xác định  $\alpha_3$  cho cả 2 trường hợp trên.

### Giải

Chiều dài tương đương:

a)  $L_{t,d} = L_1 + L_2 = 80\text{m} + 40\text{m} = 120\text{m}$

b)  $L_{t,d} = \epsilon \cdot L_1 + L_2 = 0,5 \cdot 80 + 40 = 80\text{m}$

Hệ số hiệu chỉnh  $\alpha_3$ , tra đồ thị hình 5.10 được:

a) Với  $L_{t,d} = 120\text{m}$ ,  $H_p = 30\text{m}$  được  $\alpha_3 = 0,835$ .

b) Với  $L_{t,d} = 80\text{m}$ ,  $H_p = 30\text{m}$  được  $\alpha_3 = 0,88$ . Rõ ràng rằng, khi tăng ống hơi lên một cỡ ống thì năng suất lạnh được cải thiện, tăng thêm khoảng 4,5%.

**Bảng 5.6. Kích thước đường ống ga tiêu chuẩn của máy VRVIII**

Công suất dàn nóng HP	5	8	10	12	14 16	18 20 22	24	26, 32 28, 34 30	36 38 40 42 44 46 48 50 52 54
Ống hơi, mm	15,9	19,1	22,2	28,6	28,6	28,6	34,9	34,9	41,3
Ống lỏng, mm	9,5	9,5	9,5	12,7	12,7	15,9	15,9	19,1	19,1

Hình 5.12 giới thiệu hệ số hiệu chỉnh  $\alpha_4$  theo tỷ lệ kết nối giữa dàn lạnh và dàn nóng:

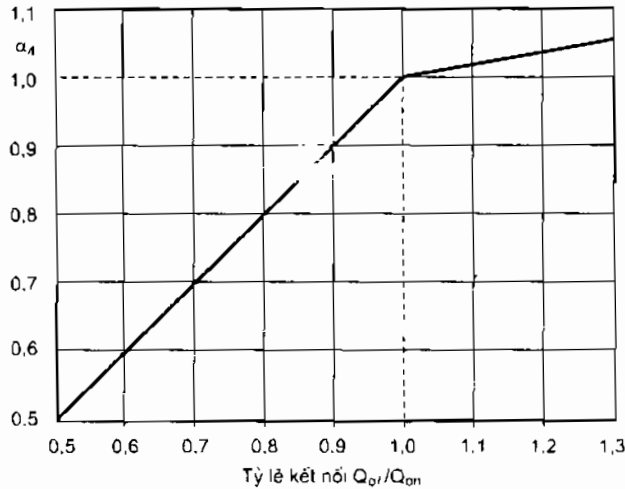
$$\alpha_4 = f(Q_{0N1}/Q_{0Nn})$$

trong đó:

$Q_{0N1}$  – tổng năng suất lạnh danh định của các dàn lạnh lắp đặt theo dàn nóng;

$Q_{0Nn}$  – năng suất lạnh danh định của dàn nóng;

$(Q_{0N1}/Q_{0Nn})$  cao nhất cho phép đối với VRVIII là 1,30 và thấp nhất là 0,50.



Hình 5.12. Hệ số hiệu chỉnh  $\alpha_4$  theo tỷ lệ kết nối giữa dàn lạnh và dàn nóng  $Q_{oi}/Q_{on}$

### Ví dụ 5.6

Một phòng điều hoà tại Hà Nội được thiết kế theo chế độ  $t_N = 35^\circ\text{C}$ ,  $t_T = 27^\circ\text{C}$ ,  $t_{Nt} = 19^\circ\text{C}$ . Sau khi tính toán được  $Q_{qvc} = 42\text{kW}$ , tạm chọn dàn nóng RXYQ18PY1,YL công suất 18 HP năng suất lạnh danh định  $Q_{0N} = 49,0\text{kW}$ . Phương án lắp đặt như hình 5.11 với 3 dàn lạnh kiểu giấu trần có ống gió, năng suất lạnh  $14,5\text{kW} + 14,5\text{kW} + 23,0\text{kW}$ . Dàn nóng đặt cao hơn dàn lạnh 30m. Đoạn  $L_1$  (từ dàn nóng đến refnet đầu tiên) là 80m. Đoạn  $L_2$  của tất cả các dàn lạnh là 40m. Hãy xác định năng suất lạnh thực của từng dàn và của dàn nóng. Dàn  $14,5\text{kW}$  có ký hiệu FXMQ125MAVE và dàn  $23,0\text{kW}$  có ký hiệu FXMQ200MAVE.

### Giải

Chọn các hệ số hiệu chỉnh:

- Do  $t_N = 35^\circ\text{C} = t_N$  danh định nên chọn  $\alpha_1 = 1,0$ .
- Do  $t_T = 27^\circ\text{C} = t_T$  danh định nên chọn  $\alpha_2 = 1,0$ .
- Do các dàn lắp đặt giống nhau, có chiều dài đường ống ga giống nhau (giống ví dụ 5.5)  $L_1 = 80\text{m}$ ,  $\varepsilon = 1,0$ ;  $L_2 = 40\text{m}$ ,  $L_d = 120\text{m}$  nên  $\alpha_3 = 0,835$ .
- Do tỷ lệ kết nối  $Q_{oi}/Q_o = (14,5 + 14,5 + 23,0)/49,0 = 1,06$

Tra đồ thị hình 5.12 được  $\alpha_4 = 1,01$ .

Năng suất lạnh của các dàn lạnh được tính theo biểu thức (5.9).

Đối với dàn lạnh  $14,5\text{kW}$ :

$$Q_{0N} = 14,5 \cdot 1,0 \cdot 1,0 \cdot 0,835 \cdot 1,01 = 12,2\text{kW}$$

Đối với dàn lạnh  $23,0\text{kW}$ :

$$Q_{0N} = 23,0 \cdot 1,0 \cdot 1,0 \cdot 0,835 \cdot 1,01 = 19,4\text{kW}$$

Tổng năng suất lạnh của các dàn lạnh  $12,2 + 19,4 = 31,6\text{kW}$ . Đây cũng chính là năng suất lạnh thực của dàn nóng  $Q_{0t} = 31,6\text{kW} < Q_{0N} = 49,0\text{kW}$ .

Tuy nhiên năng suất lạnh thực thoả mãn điều kiện lớn hơn  $Q_{0vc} = 42\text{kW}$  nên có thể sử dụng dàn 18 HP.

Một số lưu ý khi tính năng suất lạnh của VRVIII của Daikin:

1. Các đồ thị (hình 5.10) dùng để tính năng suất lạnh cho dàn lạnh ở năng suất lạnh max, tốc độ gió cao nhất và thermostat ở điều kiện tiêu chuẩn  $27^\circ\text{C}$  (danh định). Tuy nhiên, khi chạy giảm tải, các hệ số hiệu chỉnh này cũng chỉ xê dịch không đáng kể.
2. Với dàn nóng OU, áp suất bay hơi sẽ được khống chế không đổi khi chạy lạnh và áp suất ngưng tụ sẽ được khống chế không đổi khi chạy sưởi.
3. Năng suất lạnh của dàn nóng sẽ bằng tổng năng suất lạnh thực của các dàn lạnh.
4. Nếu chiều dài tương đương ống ga bằng hoặc vượt 90m thì phải tăng đường ống nhánh ga hơi và lỏng nối phía dàn nóng lên một cỡ. Nếu chênh lệch chiều cao bằng hoặc vượt 50m thì phải tăng đường ống nhánh ga lỏng phía dàn nóng lên một cỡ, tuy nhiên một số dàn nóng không tăng cỡ (xem bảng 5.5).

### 5.3.3. Máy điều hoà PAC giải nhiệt nước (nước/gió)

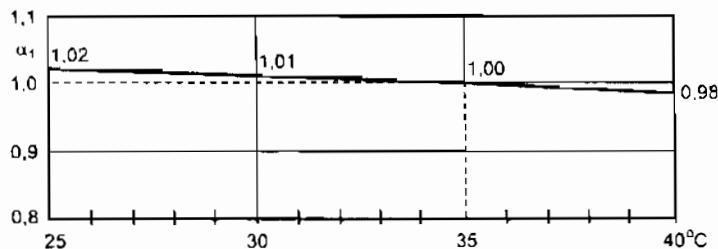
Do bình ngưng giải nhiệt nước rất gọn nhẹ nên máy điều hoà PAC giải nhiệt nước thường là loại nguyên cụm (xem thêm chương 2). Do là nguyên cụm nên  $\alpha_3 = 1,0$ . Năng suất lạnh thực được tính theo biểu thức (5.7) chỉ còn lại 2 hệ số  $\alpha_1$  và  $\alpha_2$ :

$$Q_{0t} = Q_{0N} \cdot \alpha_1 \cdot \alpha_2 \quad (5.10)$$

$\alpha_1$  – hệ số hiệu chỉnh theo nhiệt độ nước ra khỏi bình ngưng (hình 5.13);

$\alpha_2$  – hệ số hiệu chỉnh theo nhiệt độ trong nhà (hình 5.14).

Nói chung, khi thiết kế với PAC giải nhiệt nước phải có catalog kỹ thuật, ví dụ bảng 5.7 lấy từ catalog kỹ thuật của máy UCJ1320P của Daikin. Từ catalog kỹ thuật này ta có thể xây dựng đồ thị  $\alpha_1 = f(t_{w2})$  và  $\alpha_2 = f(t_T)$  cho loạt máy UCJ của Daikin. Các đồ thị này cũng có thể được sử dụng định hướng cho các máy PAC giải nhiệt nước khác khi cần.



Hình 5.13. Hệ số hiệu chỉnh  $\alpha_1$  theo nhiệt độ nước giải nhiệt ra khỏi bình ngưng  $t_{w2}$



**Bảng 5.7. Bảng năng suất của máy điều hoà nguyên cụm giải nhiệt nước UCJ1320P của DAIKIN**

UCJ1320P

Giới qua dàn lạnh		Nhiệt độ nước ra khỏi dàn ngưng tụ (°C)																				
		25.0					30.0					35.0					40.0					
		AFR (BF)	EWB	EDB	TC	SHC	WFC	PD	PI	TC	SHC	WFC	PD	PI	TC	SHC	WFC	PD	PI			
240 (0,05)	16,0	23,0	107,8	78,0	341	24,3	23,2	107,2	77,7	346	25,0	25,6	105,9	77,0	347	25,1	27,3	103,7	75,9	346	25,0	29,2
	18,0	25,0	116,2	78,2	367	27,7	24,6	115,6	77,9	370	28,1	26,2	114,2	77,2	370	28,1	28,0	111,9	76,2	369	28,0	29,7
	19,0	27,0	121,3	83,0	381	29,6	24,9	120,1	82,5	382	29,7	26,5	118,9	81,9	384	30,0	28,3	116,6	80,9	383	29,9	30,3
	22,0	30,0	138,0	84,0	427	36,0	25,7	136,8	83,5	428	36,1	27,4	135,9	83,0	430	36,4	29,5	132,0	81,5	425	35,7	31,2
24,0	32,0	151,4	84,9	463	41,4	26,4	151,0	84,7	467	41,9	28,1	148,7	83,8	466	41,8	30,0	146,3	82,9	465	41,7	32,0	
360 (0,07)	16,0	23,0	118,4	95,4	370	28,1	23,6	117,8	95,2	375	28,8	26,1	116,3	94,5	376	28,9	27,9	114,0	93,4	375	28,8	29,8
	18,0	25,0	127,7	95,5	398	31,9	25,1	127,0	95,2	401	32,2	26,7	125,5	94,5	401	32,2	28,6	123,0	93,5	400	32,1	30,3
	19,0	27,0	133,3	102,3	414	34,0	25,4	132,0	101,8	415	34,2	27,1	130,7	101,3	416	34,3	28,9	128,1	100,2	414	34,0	30,9
	22,0	30,0	151,6	102,9	464	41,5	26,3	150,3	102,4	465	41,7	28,0	149,0	101,9	467	41,9	30,1	145,1	100,5	461	41,1	31,4
24,0	32,0	166,4	103,6	504	47,7	26,9	166,0	103,5	507	48,2	28,7	163,4	102,5	506	48,0	30,6	160,8	101,6	504	47,7	32,7	
480 (0,09)	16,0	23,0	126,7	112,0	393	31,2	24,1	126,0	111,8	398	31,9	26,6	124,5	111,1	398	31,9	28,4	121,9	110,0	397	31,8	30,4
	18,0	25,0	136,6	112,2	423	35,4	25,6	135,9	111,8	425	35,7	27,3	134,4	111,2	426	35,8	29,1	131,6	110,1	424	35,5	31,0
	19,0	27,0	142,6	120,8	439	37,7	25,9	141,2	120,3	440	37,8	27,6	139,8	119,7	441	38,0	29,5	137,1	118,7	439	38,0	31,5
	22,0	30,0	162,2	121,2	493	45,9	26,8	160,8	120,7	494	46,1	28,6	159,4	120,2	495	46,3	30,7	155,2	118,7	489	45,3	32,4
24,0	32,0	178,0	121,7	535	53,2	27,4	177,6	121,6	539	53,9	29,2	174,8	120,6	537	53,5	31,2	172,0	119,7	535	53,2	33,3	

**Ký hiệu:**

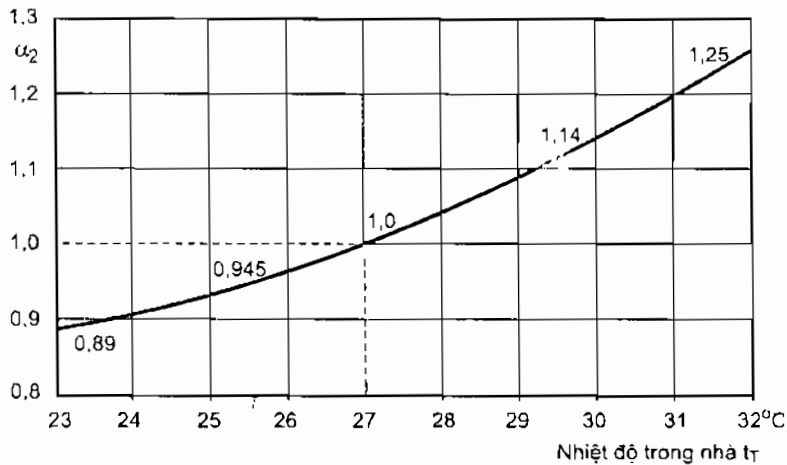
- AFR : Lưu lượng gió (m<sup>3</sup>/phút)
- BF : Hệ số tắt vòng (bypass)
- EWB : Nhiệt độ bầu ướt gió vào (°CWB)
- EDB : Nhiệt độ bầu khô gió vào (°CDB)
- TC : Tổng năng suất lạnh (kW)
- SHC : Năng suất nhiệt hiện (kW)
- WFC : Lưu lượng nước giải nhiệt (l/phút)
- PD : Trở lực qua dàn ngưng (kPa)
- PI : Công suất điện tiêu thụ (kW)  
(Máy nén)

**Ghi chú:**

1.  hiển thị năng suất danh nghĩa.
2. Năng suất và lưu lượng nước giải nhiệt được tính dựa trên độ chênh nhiệt độ là 5,5°C (10°F)  
Không cần hiệu chỉnh năng suất nếu độ chênh nhiệt độ trong phạm vi 5 - 9°C, nhưng lưu lượng nước giải nhiệt (WFC') được linh hoạt theo biểu thức sau:

$$WFC' = WFC \times \frac{5,5}{\text{Độ chênh nhiệt độ}}$$

3. Năng suất hiển thị là năng suất gộp không cần trừ nhiệt tải của motor quạt lạnh.
4. SHC được tính toán dựa theo từng EWB và EDB.  
Thêm ΔSHC vào SHC.
- ΔSHC = Năng suất hiệu chỉnh cho SHC ứng với nhiệt độ bầu khô khác  
= 0,29 x 60 x AFR (m<sup>3</sup>/ph) x (1 - BF) x (DB - EDB)/860
5. Cho phép nội suy trực tiếp. Không được ngoại suy.



Hình 5.14. Hệ số hiệu chỉnh  $\alpha_2$  theo nhiệt độ trong nhà  $t_T$

### Vi dụ 5.7

Chọn máy điều hoà PAC giải nhiệt nước cho một xưởng sản xuất giày da tại Hà Nội với các điều kiện sau:

- Điều hoà không khí cấp 3.
- Nhiệt độ trong nhà  $t_T = 27^\circ\text{C}$ .
- Năng suất lạnh yêu cầu  $Q_0 = 125\text{kW}$ , chọn máy PAC giải nhiệt nước.

### Giải

Tra bảng 1.7 với điều hoà không khí cấp 3 tại Hà Nội, có  $t_N = 35,1^\circ\text{C}$ ,  $t_v = 27,6^\circ\text{C}$ . Nhiệt độ nước vào bình ngưng  $t_{w1} = t_v + (3 \div 5) \text{ K}$ , chọn  $t_{w1} = 32^\circ\text{C}$ . Nhiệt độ nước ra khỏi bình ngưng là  $t_{w2} = t_{w1} + 5\text{K} = 37^\circ\text{C}$ . Tra đồ thị trên hình 5.13 được  $\alpha_1 = 0,99$ . Với  $t_T = 27^\circ\text{C}$  tra đồ thị hình 5.14 được  $\alpha_2 = 1,0$ .

Năng suất lạnh danh định của máy phải bằng hoặc lớn hơn:

$$Q_{0N} = 125 / (0,99 \cdot 1,0) = 126,3\text{kW}$$

Chọn máy UCJ 1320P, năng suất lạnh 130,7kW, số lượng 1 máy.

## 5.4. CHỌN MÁY LÀM LẠNH NƯỚC WC

Máy làm lạnh nước (Water Chiller WC) gồm có 2 loại là giải nhiệt nước (Water Cooled) và giải nhiệt gió (Air Cooled). Năng suất lạnh có thể từ vài kW đến hàng chục ngàn kW phục vụ cho rất nhiều ứng dụng khác nhau từ làm lạnh trong phòng thí nghiệm đến điều hoà không khí cho các toà nhà hàng trăm tầng. Máy nén của WC cũng rất đa dạng, từ máy nén pittông, rôto, xoắn ốc, trục vít đến ly tâm... Do đa dạng về

công suất và chủng loại như vậy nên rất khó thiết lập được đồ thị hệ số hiệu chỉnh  $\alpha_1$  và  $\alpha_2$  chung cho các WC. Hệ số COP và IPLV cũng vậy, chúng không chỉ phụ thuộc vào cỡ máy, chủng loại máy mà còn phụ thuộc rất nhiều vào môi chất lạnh, thiết bị trao đổi nhiệt và phương pháp điều chỉnh năng suất lạnh (ON-OFF, biến tần hay kỹ thuật số)... Do đó, khi thiết kế hệ thống ĐHKK với WC thì nhất thiết phải có bảng đặc tính năng suất lạnh (bảng năng suất) từ catalog kỹ thuật.

#### 5.4.1. Chọn máy làm lạnh nước giải nhiệt nước WCWC

Năng suất lạnh danh định của WCWC xác định theo:

- Nhiệt độ nước giải nhiệt ra  $t_{w2} = 35^{\circ}\text{C}$  (vào  $t_{w1} = 30^{\circ}\text{C}$  hoặc  $29,5^{\circ}\text{C}$ ).
- Nhiệt độ nước lạnh ra khỏi bình bay hơi  $t_{l2} = 7^{\circ}\text{C}$  (vào  $t_{l1} = 12^{\circ}\text{C}$ )

Nhiệt độ nước giải nhiệt ra phụ thuộc vào khí hậu của từng địa phương, ngoài ra còn phụ thuộc vào cả cấp điều hoà đã chọn. Cấp điều hoà càng cao thì nhiệt độ ngoài nhà và qua đó nhiệt độ nước ra càng cao để hệ số an toàn hệ thống càng lớn. Bảng 5.8 giới thiệu cách tính nhiệt độ nước giải nhiệt ra theo cấp điều hoà ở Hà Nội và Tp Hồ Chí Minh.

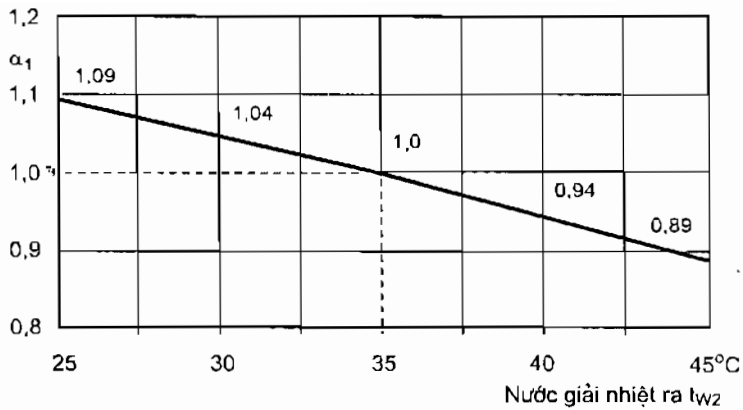
**Bảng 5.8. Cách tính  $t_{w2}$  cho Hà Nội và Tp Hồ Chí Minh**

Địa phương	Cấp điều hoà	Điều kiện ngoài nhà			Nước giải nhiệt vào, $^{\circ}\text{C}$	Nước giải nhiệt ra, $^{\circ}\text{C}$
		$t_N, ^{\circ}\text{C}$	$\varphi_N, \%$	$t_U, ^{\circ}\text{C}$	$t_{w1} = t_U + (3 + 5K)$	$t_{w1} = t_{w2} + 5K$
Hà Nội	Cấp 1	37,8	54,4	29,1	33	38
	Cấp 2	36,1	55,1	28,1	32	37
	Cấp 3	35,1	57,2	27,6	31	36
Tp Hồ Chí Minh	Cấp 1	36,8	56,0	28,8	33	38
	Cấp 2	36,0	49,9	26,8	30	35
	Cấp 3	35,6	49,7	26,5	30	35

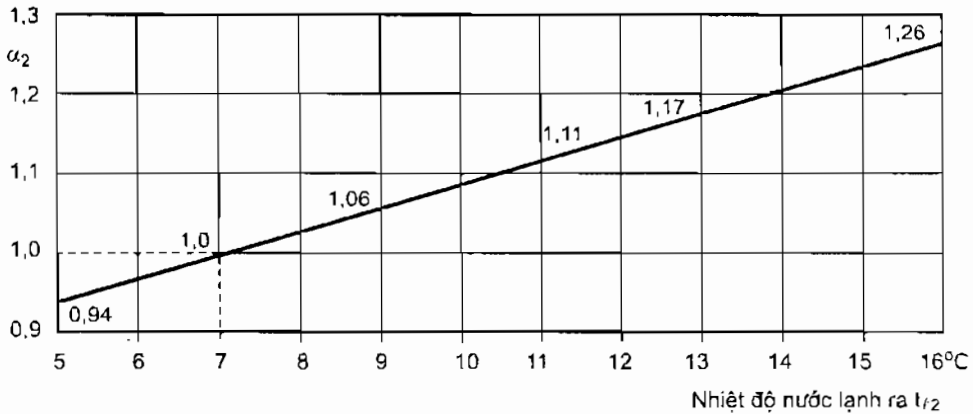
Nhiệt độ nước lạnh ra khỏi dàn bay hơi phụ thuộc nhiệt độ buồng điều hoà. Nói chung mỗi dạng máy của mỗi nhà chế tạo có hệ số hiệu chỉnh  $\alpha_1$  và  $\alpha_2$  khác nhau. Hình 5.15 và 5.16 giới thiệu đồ thị của  $\alpha_1$  và  $\alpha_2$  của dãy máy làm lạnh nước giải nhiệt nước Daikin ký hiệu UCW, máy nén trục vít, môi chất lạnh R22, năng suất lạnh danh định từ 126 đến 1200kW.

Bảng 5.9 giới thiệu năng suất lạnh danh định của dãy máy UCW và bảng 5.10 giới thiệu bảng năng suất của máy UCW 120 B5Y.

Hình 5.17 giới thiệu hình dáng máy UCW120135Y.



Hình 5.15. Hệ số hiệu chỉnh  $\alpha_1$  của máy làm lạnh nước giải nhiệt nước máy nén trực vít UCW của Daikin phụ thuộc nhiệt độ nước giải nhiệt ra  $t_{w2}$



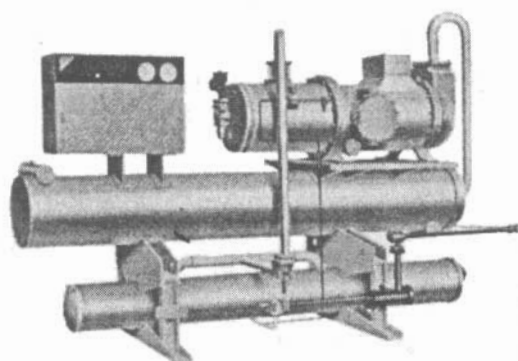
Hình 5.16. Hệ số hiệu chỉnh  $\alpha_2$  của UCW Daikin phụ thuộc nhiệt độ nước lạnh ra  $t_{l2}$

**Bảng 5.9. Bảng năng suất lạnh danh định dây máy làm lạnh nước giải nhiệt nước R22, máy nén trực vít Daikin ký hiệu UCW**

Ký hiệu máy	CUW40 B5Y	CUW50 B5Y	CUW60 B5Y	CUW80 B5Y	CUW100 B5Y	CUW120 B5Y	CUW240 B5Y	CUW360 B5Y
$Q_0$ kW	126	157	191	252	314	381	763	1200
TR	35,8	44,6	54,3	71,6	98,2	108,3	217	341
$N_a$ kW	28,1	34,9	42,3	58,6	69,9	84,3	169	265

**Bảng 5.10. Bảng năng suất của máy CUW120B5Y môi chất R22 Daikin**

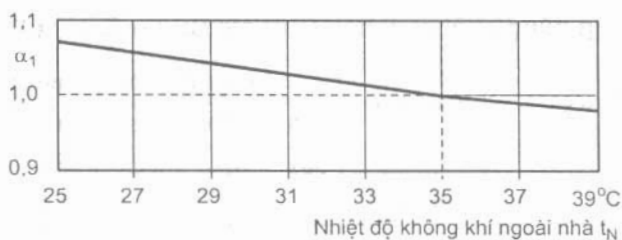
Nhiệt độ nước lạnh ra $t_{l2}$ , °C	Đại lượng	Nhiệt độ nước giải nhiệt ra $t_{w2}$ , °C					
		25	30	35	37	40	45
5	$Q_0$ , kW	393	376	360	352	340	320
	$N_e$ , kW	69,7	75,7	82,9	86,0	90,7	99,8
7	$Q_0$ , kW	414	397	381	373	360	340
	$N_e$ , kW	70,9	77,0	84,3	87,5	92,3	101,4
9	$Q_0$ , kW	436	421	402	394	381	360
	$N_e$ , kW	72,1	78,6	85,8	89,0	93,9	102,9
11	$Q_0$ , kW	459	443	424	416	403	382
	$N_e$ , kW	73,4	80,0	87,3	90,6	95,5	104,9
13	$Q_0$ , kW	481	465	446	438	426	404
	$N_e$ , kW	74,7	81,4	88,8	92,2	97,4	106,7
16	$Q_0$ , kW	517	499	481	473	460	437
	$N_e$ , kW	76,9	83,5	91,4	94,8	99,9	109,4



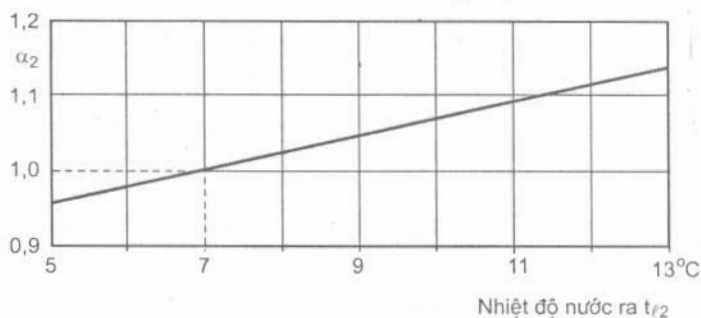
**Hình 5.17. Hình dáng máy nén WCWC ký hiệu UWD của Daikin máy nén trực vít**

### 5.4.2. Chọn máy làm lạnh nước giải nhiệt gió ACWC

Tương tự máy nén làm lạnh nước giải nhiệt nước, máy làm lạnh nước giải nhiệt gió cũng có những đặc tính tương tự:  $\alpha_1$  là hệ số hiệu chỉnh theo nhiệt độ ngoài nhà  $t_N$ ;  $\alpha_2$  là hệ số hiệu chỉnh theo nhiệt độ nước lạnh ra. Ngoài ra, năng suất lạnh cũng còn phụ thuộc vào rất nhiều nhân tố khác, đặc biệt kiểu máy nén, ga lạnh... Các hệ số  $\alpha_1$  và  $\alpha_2$  giới thiệu trong hình 5.18 và 5.19 là của dãy máy làm lạnh nước giải nhiệt gió kiểu bơm nhiệt UWYP Daikin, máy nén xoắn ốc, ga lạnh 407C. Tuy nhiên, các hệ số đó có thể dùng định hướng cho các ACWC khác khi chỉ có năng suất lạnh danh định.

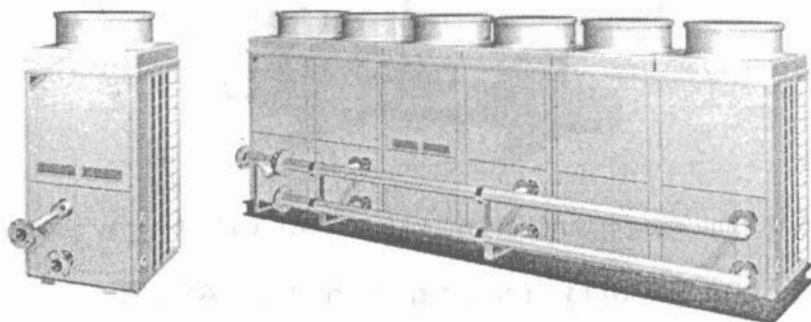


Hình 5.18. Hệ số hiệu chỉnh  $\alpha_1$  máy UWYP



Hình 5.19. Hệ số hiệu chỉnh  $\alpha_2$  máy UWYP

Hình 5.20 giới thiệu hình dáng máy làm lạnh nước giải nhiệt gió UWPY của Daikin. Bảng 5.11 giới thiệu năng suất lạnh danh định của dãy máy UWPY, còn bảng 5.12 giới thiệu bảng năng suất của máy UWPY720AYE.



Hình 5.20. Hình dáng các máy làm lạnh nước giải nhiệt gió kiểu UWPY của Daikin

Bảng 5.11. Năng suất lạnh danh định và công suất tiêu thụ của dãy máy UWPY

Ký hiệu máy	UWPY125 AYE	UWPY190 AYE	UWPY250 AYE	UWPY375 AYE	UWPY500 AYE	UWPY630 AYE	UWPY750 AYE
$Q_0$ , kW	11,2	17,0	22,4	33,5	45,0	56,0	67,0
$N_e$ , kW	4,2	6,1	7,8	12,0	15,6	19,8	23,4

**Bảng 5.12. Bảng năng suất của máy UWPY 750AYE**

Nhiệt độ nước lạnh ra $t_{2,}$ , °C	Đại lượng	Nhiệt độ không khí ngoài trời $t_n$ , °C							
		25	27	29	31	33	35	37	39
5	$Q_0$ , kW	68,7	67,8	66,9	65,7	65,1	64,5	63,6	63,0
	$N_e$ , kW	18,6	19,5	20,4	21,3	22,2	22,8	23,7	24,6
7	$Q_0$ , kW	71,7	70,5	69,6	68,4	67,8	67,0	66,3	65,4
	$N_e$ , kW	19,2	19,8	20,7	21,6	22,5	23,4	24,3	25,2
9	$Q_0$ , kW	74,4	73,5	72,3	71,4	70,5	69,9	68,7	68,1
	$N_e$ , kW	19,5	20,4	21,3	22,2	23,1	24,0	24,6	25,8
11	$Q_0$ , kW	77,4	76,2	75,0	74,1	73,2	72,6	71,4	70,8
	$N_e$ , kW	19,8	20,7	21,6	22,5	23,4	24,3	25,2	26,1
13	$Q_0$ , kW	80,1	78,9	78,0	76,8	75,9	75,3	74,1	73,5
	$N_e$ , kW	20,4	21,3	21,9	23,1	24,0	24,9	25,8	26,7

## 5.5. TÍNH CHỌN THÁP GIẢI NHIỆT

Nguyên tắc cấu tạo và làm việc của tháp giải nhiệt đã được giới thiệu ở hình 2.28 chương 2. Quá trình trao đổi nhiệt ẩm trong tháp là quá trình phức tạp nhưng hiệu suất của tháp phụ thuộc vào những nhân tố sau đây:

- Độ ẩm của không khí càng thấp, hiệu quả trao đổi nhiệt ẩm càng cao và ngược lại, độ ẩm càng cao, hiệu quả càng giảm;
- Bề mặt trao đổi nhiệt càng lớn (hệ số phun mưa cao, bề mặt khối đệm lớn) khả năng trao đổi nhiệt ẩm càng lớn;
- Tốc độ không khí càng lớn càng tốt tuy nhiên không được lớn quá để cuốn theo các giọt phun mưa.

Nhiệt độ ướt của không khí môi trường là giới hạn làm mát của tháp. Nhiệt độ nước ra của tháp  $t_{w1}$  càng hạ xuống gần nhiệt độ ướt  $t_u$  thì hiệu suất làm việc của tháp càng giảm. Nhiệt độ nước ra sẽ bằng nhiệt độ ướt khi diện tích bề mặt trao đổi nhiệt là vô cùng lớn. Vì diện tích bề mặt trao đổi nhiệt của tháp là giới hạn nên  $t_{w1}$  luôn luôn cao hơn  $t_u$ . Thông thường, trong kỹ thuật ĐHKK lấy nhiệt độ nước ra khỏi tháp cao hơn nhiệt độ ướt từ 3 đến 5K ( $t_{w1} - t_u = 3 \div 5K$ ). Tháp giải nhiệt có cấu tạo rất đa dạng (xem thêm tài liệu [18, 19]) nhưng loại hình trụ, trao đổi nhiệt ngược dòng, kiểu hút giới thiệu trên hình 5.21 là phổ biến nhất. Đây là một dạng tháp giải nhiệt của Viện tháp giải

nhệt CTI (Cooling Tower Institute). Việt Nam cũng có nhiều cơ sở sản xuất tháp giải nhiệt, tiêu biểu là Công ty cổ phần Cơ điện lạnh REE TP Hồ Chí Minh với sản phẩm Reetech RTC. Bảng 5.13 và 5.14 giới thiệu đặc tính của tháp giải nhiệt Reetech.

Bảng 5.15 giới thiệu thông số kỹ thuật cơ bản của tháp giải nhiệt Tân Phát (Đài Loan) và bảng 5.16 giới thiệu phương pháp tính chọn tháp giải nhiệt theo lưu lượng nước thực phụ thuộc vào nhiệt độ ướt và cấp nhiệt độ nước vào ra của tháp với độ chênh nhiệt độ vào ra  $t_{w1} - t_{w2} = 5K$ . Phương pháp tính chọn rất đơn giản. Chúng ta có thể tìm hiểu qua ví dụ sau đây.

### **Ví dụ 5.8**

Tính chọn tháp giải nhiệt cho máy làm lạnh nước, cho biết năng suất lạnh của máy  $Q_0 = 100$  tấn lạnh (TR – Ton of Refrigeration), lắp đặt tại Hà Nội, chọn điều hoà không khí cấp 2. Hãy tính cho ba trường hợp: nhiệt độ nước ra khỏi tháp cao hơn nhiệt độ ướt 3, 4 và 5 K.

### **Giải**

Điều kiện điều hoà cấp 2 ở Hà Nội như sau:

Nhiệt độ ngoài nhà  $t_N = 36,1^\circ C$ , độ ẩm  $\phi_N = 55,1\%$ , nhiệt độ ướt  $t_u = 28,1^\circ C$ . Lấy tròn  $t_u = 28^\circ C$ .

Do năng suất lạnh của máy làm lạnh nước giải nhiệt nước là 100 TR nên lưu lượng nước danh định của tháp phải là  $100.13 \text{ lít/phút} = 1300 \text{ lít/phút}$ .

a) Trường hợp nhiệt độ nước ra cao hơn nhiệt độ ướt 3K, nhiệt độ nước ra khỏi tháp sẽ là  $t_{w1} = 28 + 3 = 31^\circ C$  và nhiệt độ nước vào tháp sẽ là  $t_{w2} = t_{w1} + 5^\circ C = 36^\circ C$ . Tra bảng 5.16 như sau: Đầu tiên, vào cột  $t_u = 28^\circ C$  sau đó vào cấp nhiệt độ  $36 - 31$  và tìm giá trị bằng hoặc lớn hơn 1300 lít/phút gần nhất, sau đó rẽ qua trái sẽ tìm được ký hiệu tháp cần tìm. Ở đây tìm được 1350 và tháp LBC 150.

b) Trường hợp nhiệt độ nước ra khỏi tháp cao hơn nhiệt độ ướt 4K thì nhiệt độ nước ra là  $t_{w1} = 28 + 4 = 32^\circ C$ . Nhiệt độ nước vào tháp sẽ là  $t_{w2} = 32 + 5 = 37^\circ C$ . Làm tương tự như trên, vào cấp nhiệt độ  $37 - 32$  đến giá trị 1430 tại trái được tháp LBC 125.

c) Trường hợp  $t_{w1} - t_u = 5K$  có  $t_{w1} = 28 + 5 = 33^\circ C$ ;  $t_{w2} = 38^\circ C$  và tra bảng 5.16 được LBC100.

**Nhận xét:** Nếu chọn phương án a) nhiệt độ nước ra thấp, máy lạnh làm việc ổn định hơn, tin cậy hơn và điện năng tiêu tốn ít hơn, tuy nhiên tháp lớn gấp rưỡi trường hợp c) và động cơ quạt cũng lớn hơn, tiêu tốn điện cho quạt cao hơn.



Nếu chọn phương án c) thì máy lạnh làm việc khó khăn hơn, tuổi thọ và độ tin cậy cũng giảm, điện năng tiêu tốn cho máy lạnh cao hơn, tuy nhiên tháp giải nhiệt gọn nhẹ hơn, quạt nhỏ hơn. Phương án b) là trung gian giữa 2 phương án a) và c).

**Bảng 5.13. Các đặc tính kỹ thuật cơ bản tháp Reetech RTC**

Kiểu RTC	Lưu lượng định mức, l/s	Kích thước (mm)		Kích thước ống nối (φ, mm)						Quạt gió		Mô tơ quạt kW	Khối lượng (kg)		Độ ồn dBA
		H	D	in	out	of	dr	fv	qs	m <sup>3</sup> /ph	φ, mm		khô	ướt	
10	2,17	1735	930	49	49	34	34	21	-	85	630	0,20	44	140	50,0
15	3,25	1665	1170	60	60	34	34	21	-	140	630	0,37	52	165	50,5
20	4,5	1845	1170	60	60	34	34	21	-	170	760	0,37	58	185	54,0
25	5,4	1932	1400	90	90	34	34	21	-	200	760	0,75	97	290	55,0
30	6,5	2032	1400	90	90	34	34	21	-	230	760	0,75	105	315	56,0
40	8,67	2052	1580	90	90	34	34	21	-	290	940	1,50	128	384	57,0
50	10,1	2067	1910	90	90	34	34	21	-	330	940	1,50	214	640	57,5
60	13,0	2417	1910	114	114	34	34	27	-	420	1200	1,50	238	770	57,0
80	17,4	2487	2230	114	114	34	34	27	-	450	1200	1,50	420	1260	58,5
100	21,7	2875	2470	140	140	60	60	27	-	680	1500	2,25	575	1710	61,0
125	27,1	3030	2900	140	140	60	60	27	-	830	1500	2,25	589	1767	60,5
150	32,4	3030	2900	165	165	60	60	27	-	950	1500	2,25	605	1820	61,0
175	38,0	3100	3400	165	165	60	60	34	27	1150	1960	3,75	753	2260	61,5
200	43,4	3200	3400	165	165	60	60	34	27	1250	1960	3,75	778	2350	62,5
225	48,5	3200	3400	165	165	60	60	34	27	1350	1960	3,75	810	2430	62,5
250	54,2	3760	4030	219	219	90	90	34	27	1750	2400	5,50	990	2970	56,5
300	65	3860	4030	219	219	90	90	34	27	2200	2400	7,50	1040	3140	57,5
350	76	4160	4760	219	219	90	90	34	27	2200	2400	7,50	1750	3705	61,0

**Chú thích:**

- H – chiều cao tháp (cả mô tơ)
- D – đường kính ngoài của tháp
- in – đường nước vào
- out – đường nước ra
- of – đường chảy tràn
- dr – đường xả
- fv – van phao
- qs – cấp nước nhanh

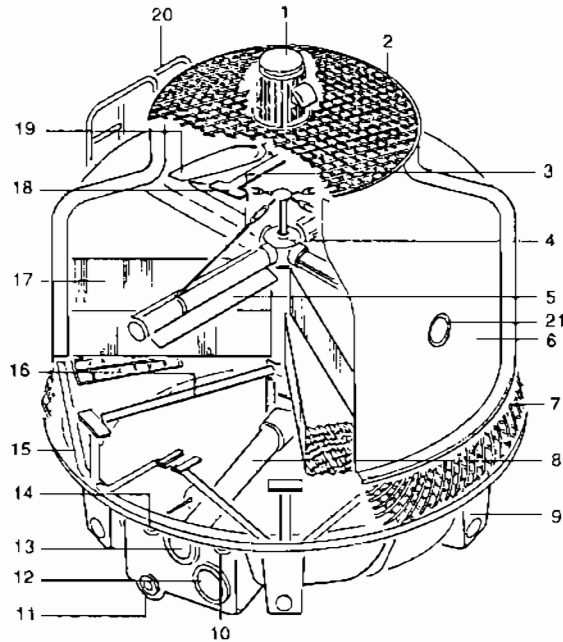
Kiểu: RTC100

trong đó RTC là ký hiệu của nhà sản xuất Reetech, còn con số 100 có ý nghĩa là tháp chỉ giải nhiệt được cho máy làm lạnh nước có năng suất lạnh tối đa 100 tấn lạnh. Năng suất giải nhiệt thực của tháp có thể tính theo công thức phía nước giải nhiệt:

$$Q_k = m \cdot C_p \cdot \Delta t = 21,7 \text{ kg/s} \cdot 4,186 \text{ kJ/kgK} \cdot 5 \text{ K} = 454 \text{ kW}$$

**Bảng 5.14. Vật liệu tiêu chuẩn chế tạo tháp giải nhiệt Reetech RTC**

Kiểu FRK	8 ÷ 25	30 ÷ 50	60 ÷ 90	100 + 150	175 + 225	250 + 300	350
Kiểu truyền động	trực tiếp					đai thang	
Cánh quạt	Nhựa ABS		FPR hợp kim nhôm				
Môtd	TEFC 380 V/3 ph/50Hz						
Giá đỡ môtd	Thép mạ kẽm						
Bảo vệ môtd			Thép mạ kẽm				
Vỏ tháp	Nhựa FRP (Fiberglass reinforced polyester)						
Bồn nước	Nhựa FRP (Fiberglass reinforced polyester)						
Dàn phun	polycarbonat/PVC			Hợp kim nhôm và PVC			
Cánh chắn	FRP (polyester gia cường bằng sợi thủy tinh)						
Lưới gió	FRP và PVC						
Chân đỡ tháp	FRP					Thép mạ kẽm	
Thang				Thép mạ kẽm			
Lỗ nối ống	Ống PVC						
Giá đỡ khối đệm	PC	PC và GI	Thép mạ kẽm				
Khối đệm	Màng PVC cứng, đập đỉnh hình, hiệu suất cao						
FRP Polyester gia cường bằng sợi thủy tinh; PC. Polycarbonat							



**Hình 5.21. Phối cảnh tháp giải nhiệt CTI (Cooling Tower Institute)**

1. Động cơ; 2. Lưới bảo vệ quạt gió; 3. Dây néo; 4. Đầu góp dàn phun; 5. Cánh chắn,
6. Vỏ tháp; 7. Lưới bảo vệ đường gió vào; 8. Ống dẫn nước vào; 9. Bồn nước; 10. Cửa chảy tràn;
11. Cửa xả đáy; 12. Cửa nước ra (về bơm); 13. Cửa nước vào (nước nóng từ bình ngưng vào);
14. Van phao lấy nước bổ sung từ mạng; 15. Các thanh đỡ trên cửa lấy gió; 16. Các thanh đỡ khối đệm,
17. Khối đệm; 18. Các thanh đỡ cơ động; 19. Cánh quạt; 20. Thang; 21. Cửa quan sát

**Bảng 5.15. Thông số kỹ thuật một số tháp giải nhiệt Tân Phát (Đài Loan)**

Ký hiệu tháp	Lưu lượng nước định mức, l/ph	Kích thước, mm		Quạt gió			Ống nối, mm					Khối lượng, kg		Cột áp bơm, bar	
		Cao H	Đường kính D	Mô-tơ HP	Lưu lượng gió, m <sup>3</sup> /ph	Đường kính quạt, φmm	Vào	Ra	Xả	Chảy tràn	Cấp nước nhanh	Khô	Vận hành		
LBCS 3	39	1400	750	1/6	25	500	40	40	20	20	15	36	82	1,5	
5	65	1400	750	1/6	60	500	40	40	20	20	15	40	115	1,5	
8	104	1680	860	1/6	75	500	40	40	25	25	15	50	127	1,7	
10	130	1680	860	1/4	100	500	40	40	25	25	15	55	200	2	
15	195	1930	1170	1/4	135	700	50	50	25	25	15	80	260	2	
20	260	1930	1170	1/2	180	700	50	50	25	25	15	90	330	2	
LBC	25	325	1800	1380	3/4	200	770	65	65	25	25	15	103	403	1,7
30	390	1735	1580	1	225	770	65	65	25	25	15	115	488	1,8	
40	520	1890	1820	1,5	280	970	65	65	25	25	20	168	515	2	
50	650	1890	2000	1,5	330	970	80	80	25	25	20	197	597	2	
60	780	1895	2000	1,5	420	1170	80	80	25	25	20	229	669	2	
70	910	2015	2175	1,5	500	1170	100	100	25	25	20	277	707	2	
80	1040	2015	2175	2	540	1170	100	100	25	25	20	292	722	2	
100	1300	2160	2650	3	700	1470	100	100	25	25	25	403	1073	2,5	
125	1625	2210	3050	3	830	1470	125	125	25	50	25	466	1356	3	
150	1950	2285	3300	5	950	1750	125	125	50	50	25	625	1205	3	
175	2275	2485	3300	5	1150	1750	125	125	50	50	25	713	2676	3,2	
200	2600	2990	3770	5	1250	1750	150	150	50	50	32	870	3460	3,2	
225	2925	3190	3770	7,5	1750	2360	150	150	50	50	32	960	3520	3,2	
250	3250	3190	3770	7,5	1750	2360	200	200	50	50	32	1030	3570	3,6	
300	3900	3350	4440	10	2200	2360	200	200	50	50	32	1283	4543	3,6	
350	4550	3390	4790	10	2200	2360	200	200	50	50	32	1362	4620	4	
400	5200	3890	5180	15	2600	2970	200	200	50	100	50	2171	6811	4	
500	6500	3980	5580	15	2600	2970	250	250	50	100	50	2428	7068	4	
600	7800	4340	6600	20	3750	3380	250	250	50	100	50	3364	10774	5	
700	9100	4380	6600	20	3750	3380	250	250	50	100	50	3567	10967	5,5	
800	10400	4930	7600	30	5000	3580	300	300	80	100	50	4380	11980	6	
1000	13000	5145	760	30	5000	3580	300	300	80	100	50	4636	12436	6	
1250	16250	5870	8430	40	6200	4270	300	300	80	100	65	6534	26064	6,5	
1500	19500	6220	8430	50	7500	4270	350	350	80	100	65	7000	26512	7	

**Bảng 5.16. Lưu lượng nước, l/ph, phụ thuộc nhiệt độ nhiệt kế ướt của không khí  $t_w$  và cấp nhiệt độ vào tháp  $t_{w2}$  và ra  $t_{w1}$  của nước với  $\Delta t = t_{w1} - t_{w2} = 5^\circ\text{C}$**

$t_w, ^\circ\text{C}$	27°C				28°C			29°C			30°C			31°C		
$t_{w2}, ^\circ\text{C}$	38	37	36	35	38	37	36	39	38	37	40	39	38	41	40	39
$t_{w1}, ^\circ\text{C}$	33	32	31	30	33	32	31	34	33	32	35	34	33	36	35	34
LBCS 3	47	39	30	23	40	32	25	42	34	26	50	38	29	53	39	29
5	78	65	53	40	67	55	43	70	57	45	72	59	46	74	61	46
8	121	104	84	67	107	90	70	112	90	74	116	90	77	120	90	80
10	155	130	107	85	135	112	90	140	115	93	151	120	94	158	121	96
15	235	195	158	125	204	170	135	210	175	142	222	170	143	231	170	149
20	305	260	218	170	270	225	180	285	235	190	295	230	183	300	230	183
LBC 25	388	325	265	190	338	283	223	355	290	231	360	280	220	355	280	220
30	455	390	325	210	405	340	270	420	350	285	440	350	285	455	350	285
40	613	520	440	360	545	450	370	570	470	383	490	475	380	610	480	380
50	760	650	550	415	670	570	450	700	595	480	720	605	500	740	615	520
60	940	780	675	525	820	700	560	865	725	590	895	720	620	930	720	650
70	975	910	770	630	930	810	660	950	840	680	960	840	680	970	835	690
80	1040	1040	870	710	1040	920	740	1040	960	775	1040	1000	770	1040	940	770
100	1560	1300	1120	880	1400	1170	920	1450	1220	790	1490	1250	1010	1550	1300	1040
125	1890	1625	1360	1070	1700	1430	1130	1770	1470	1180	1785	1530	1250	1830	1570	1300
150	2290	1950	1630	1290	2050	1730	1350	2160	1760	1450	2150	1810	1510	2200	1850	1570
175	2650	2275	1920	1510	2390	2020	1600	2490	2080	1680	2565	2130	1790	2650	2140	1867
200	3000	2600	2170	1720	2690	2280	1830	2830	2360	1930	2850	2410	2010	2900	2450	2090
225	3580	2925	2530	1990	3180	2670	2100	3330	2750	2200	3225	2700	2230	3300	2800	2330
250	3900	3250	2820	2200	3500	2950	2320	3680	3050	2450	3760	3030	2530	3920	3040	2610
300	4730	3900	3380	2640	4250	3510	2800	4400	3620	2930	4300	3650	2950	4400	3800	3020
350	5320	4550	3800	2990	4800	4000	3200	4970	4120	3400	5050	4100	3520	5200	4100	3610
400	6230	5200	4490	3520	5600	4700	3700	5850	4900	3900	6150	5200	4300	6400	5400	4500
500	7450	6500	5550	4550	6750	5800	4800	7050	6000	5000	7300	6150	5150	7550	6250	5250
600	9080	7800	6430	5070	8000	6750	5750	8450	7000	5500	8850	7500	5950	9150	7800	5950
700	10400	9100	7700	6300	9400	8100	6600	9850	8400	6950	10150	8600	7250	10450	8700	7550
800	12200	10400	8620	6860	10800	9000	7200	11200	9300	7500	11700	9700	8050	12100	9800	8250
1000	14900	13000	11100	8970	13500	11600	9400	14100	12000	10000	14600	12300	10400	15100	12500	10800
1250	18200	16250	13600	11100	16500	14400	11700	17600	15100	12300	18100	15900	13000	18700	16250	13700
1500	21500	19500	16400	13370	19500	17200	14100	21100	18200	14800	21600	19200	15600	22300	19500	16500

## 5.6. CHỌN FCU VÀ AHU

Cũng giống như dàn bay hơi, các FCU và AHU có năng suất lạnh thay đổi tùy theo:

- Nhiệt độ và lưu lượng nước lạnh vào và ra khỏi dàn.
- Nhiệt độ và lưu lượng không khí vào và ra khỏi dàn.

Năng suất lạnh danh định của FCU và AHU  $Q_{ON}$  được cho ở chế độ làm việc như sau:

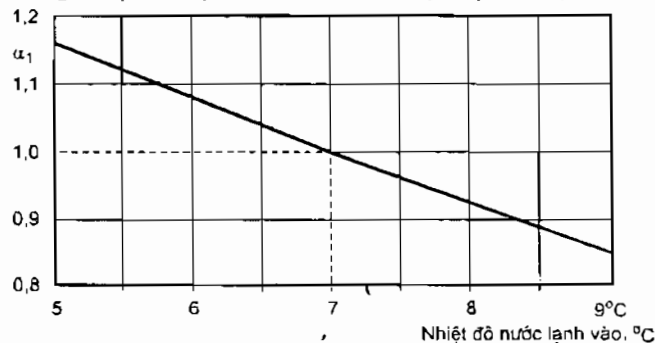
– Nhiệt độ nước lạnh vào là  $7^{\circ}\text{C}$  (ra  $12^{\circ}\text{C}$ ) với lưu lượng nước danh định bằng 85% lưu lượng max. Nếu vận hành ở lưu lượng max, năng suất lạnh có thể tăng thêm khoảng 7%.

– Nhiệt độ không khí trong nhà  $t_T = 27^{\circ}\text{C}$ ,  $t_u = 19,5^{\circ}\text{C}$  và lưu lượng không khí qua dàn là max trong 3 cấp Hi, Med và Low. Nghĩa là ở chế độ quạt HiFan. Nếu chạy ở MedFan, năng suất lạnh có thể giảm xuống còn khoảng 84 ÷ 87% và khi chạy ở LowFan, năng suất lạnh còn 72 ÷ 75%.

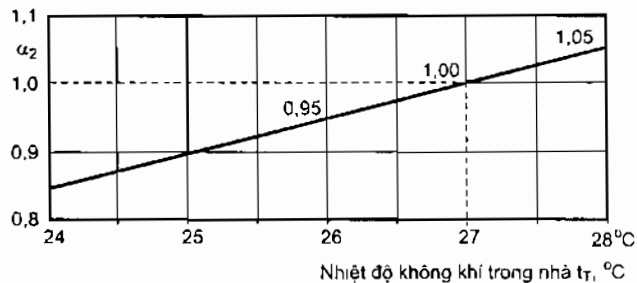
Muốn tìm năng suất lạnh thực ở chế độ làm việc bất kỳ, người ta phải tra theo catalog kỹ thuật, thực hiện các phép nội suy (ví dụ bảng 5.18) hoặc tính gần đúng theo hệ số hiệu chỉnh  $\alpha_1$  và  $\alpha_2$  với số liệu của catalog thương mại (ví dụ bảng 5.17) với biểu thức quen thuộc:

$$Q_{ot} = Q_{ON} \cdot \alpha_1 \cdot \alpha_2$$

trong đó:  $\alpha_1$  – hệ số hiệu chỉnh theo nhiệt độ nước lạnh vào dàn;  
 $\alpha_2$  – hệ số hiệu chỉnh theo nhiệt độ không khí trong phòng.



Hình 5.22. Hệ số hiệu chỉnh  $\alpha_1$  theo nhiệt độ nước lạnh vào FCU, AHU



Hình 5.23. Hệ số hiệu chỉnh  $\alpha_2$  theo nhiệt độ không khí vào dàn  $t_T$

**Bảng 5.17. Năng suất lạnh danh định  $Q_0$ , W của một số dàn FCU ký hiệu 42CMA của Carrier ở  $t_T = 27^\circ\text{C}$ ,  $t_U = 19,5^\circ\text{C}$  và nhiệt độ nước lạnh vào  $7^\circ\text{C}$  và ra  $12^\circ\text{C}$**

Ký hiệu FCU	42CMA 002	42CMA 003	42CMA 004	42CMA 006	42CMA 008	42CMA 010	42CMA 012
$Q_0$ , W	2041	3509	4131	5896	8845	10011	12269

**Bảng 5.18. Năng suất lạnh  $Q_0$ , W của một số dàn FCU ký hiệu 42CMA của Carrier phụ thuộc vào nhiệt độ nước lạnh vào  $t_1$ , cũng như nhiệt độ không khí vào  $t_T$  và  $t_U$  (SH - năng suất lạnh hiệu, W; TH - năng suất lạnh tổng)**

Nhiệt độ không khí vào dàn $t_T = 24^\circ\text{C}$ ; $t_U = 17,8^\circ\text{C}$ ; $\phi = 55\%$												
Kiểu	Lưu lượng nước l/s	Tổn thất áp suất kPa	Nhiệt độ nước lạnh vào dàn, $^\circ\text{C}$									
			5		6		7		8		9	
			SH	TH	SH	TH	SH	TH	SH	TH	SH	TH
002	0,07	4,5	1223	1558	1163	1441	1132	1314	1076	1198	1034	1093
	0,09	4,9	1308	1822	1247	1674	1198	1537	1155	1399	1089	1093
	0,12	7,2	1399	2003	1326	1844	1265	1695	1204	1537	1150	1388
	0,14	9,2	1420	2141	1367	1972	1313	1812	1223	1643	1186	1484
003	0,10	6,9	2035	2847	1961	2629	1888	2411	1797	2193	1661	1975
	0,13	10,8	2189	3205	2098	2950	1961	2705	1843	2462	1751	2219
	0,17	14,0	2262	3449	2189	3180	2071	2911	1961	2654	1824	2385
	0,20	20,3	2308	3616	2244	3346	2117	3065	2007	2782	1861	2514
004	0,13	10,8	2410	3205	2335	2958	2298	2700	2189	2461	2079	2213
	0,18	17,6	2712	3702	2554	3417	2403	3219	2315	2940	2226	2569
	0,23	26,1	2797	4048	2651	3735	2578	3422	2506	3119	2335	2807
	0,28	36,4	2944	4269	2773	3973	2675	3640	2530	3306	2396	2980
006	0,20	11,0	3831	5023	3667	4445	3502	3797	3320	3675	3247	3552
	0,25	15,4	3940	5363	3794	4925	3667	4484	3502	4285	3320	3798
	0,30	20,1	4094	5575	3886	5014	3739	4577	3594	4370	3411	3975
	0,35	26,6	4232	5955	3995	5493	3831	5043	3685	4582	3502	4119
008	0,27	21,1	5156	7194	4913	6642	4864	6282	4570	5671	4597	5351
	0,37	33,2	5643	8036	5156	7427	4937	6682	4816	6155	4670	5631
	0,47	54,7	5837	8588	5546	7931	5230	6996	4986	6299	4702	6013
	0,57	71,6	5959	8973	5740	8282	5302	7131	5181	6700	4864	6268
010	0,33	39,8	5669	8235	5488	7670	5410	7214	5101	6635	4850	5973
	0,43	51,8	6097	8855	5901	8247	5693	7715	5484	7034	5215	6423
	0,53	73,5	6285	9129	6084	8502	5959	7931	5654	7251	5376	6622
	0,63	91,7	6547	9510	6337	8856	6075	8208	5891	7553	5600	6898
012	0,40	43,5	7734	10477	7552	9669	7187	8861	6603	8053	6238	7140
	0,50	77,8	8135	11257	7844	10371	7516	9503	6895	8440	6440	7977
	0,60	99,8	8354	11591	7953	10704	7588	9863	7005	8748	7041	8363
	0,70	123,0	8463	11925	8063	10999	7697	10084	7297	9170	7223	<b>8628</b>

**Bảng 5.18 (tiếp)**

Nhiệt độ không khí vào dàn $t_T = 26^\circ\text{C}$ ; $t_{TU} = 19,5^\circ\text{C}$ ; $\varphi = 55\%$												
Kiểu	Lưu lượng nước l/s	Tôn thất áp suất kPa	Nhiệt độ nước lạnh vào dàn, $^\circ\text{C}$									
			5		6		7		8		9	
			SH	TH	SH	TH	SH	TH	SH	TH	SH	TH
002	0,07	4,5	1293	1745	1226	1628	1185	1500	1149	1384	1112	1267
	0,09	4,9	1396	2032	1329	1894	1292	1756	1239	1617	1203	1479
	0,12	7,2	1463	2245	1414	2086	1365	1936	1305	1777	1257	1628
	0,14	9,2	1529	2394	1435	2224	1396	2064	1324	1894	1293	1735
003	0,10	6,9	2139	3222	2093	2944	2003	2841	1958	2467	1813	2438
	0,13	10,8	2265	3473	2184	3245	2121	3091	2030	2808	1939	2676
	0,17	14,0	2411	3801	2320	3501	2220	3321	2066	3064	1958	2793
	0,20	20,3	2437	3932	2411	3700	2265	3415	2184	3316	1976	2956
004	0,13	10,8	2537	3310	2561	3425	2513	3194	2465	3062	2368	2933
	0,18	17,6	2731	3942	2755	3833	2610	3805	2538	3485	2417	3066
	0,23	26,1	2973	4530	2912	4226	2707	3912	2586	3491	2525	3284
	0,28	36,4	3069	4811	2973	4351	2803	4146	2610	3916	2549	3400
006	0,20	11,0	4132	5741	3987	5044	3824	4870	3697	4452	3588	4343
	0,25	15,4	4241	6109	4096	5659	3951	5386	3783	4925	3697	4586
	0,30	20,1	4331	6431	4241	5899	4042	5590	3932	4957	3806	4790
	0,35	26,6	4531	6875	4367	6398	4132	5921	4042	5455	3843	4977
008	0,27	21,1	5509	7951	5340	7388	5292	7009	5074	6613	4761	5805
	0,37	33,2	5751	8892	5606	8277	5509	7764	5196	6905	4929	6382
	0,47	54,7	6137	9496	5895	8834	5654	8061	5267	7139	5171	6727
	0,57	71,6	6306	9914	5993	9228	5751	8544	5509	7871	5292	7185
010	0,33	39,8	6299	9724	6098	9056	5883	8518	5668	7834	5389	7053
	0,43	51,8	6774	10456	6557	9738	6326	9109	6094	8305	5795	7584
	0,53	73,5	6984	10779	6760	10039	6522	9364	6283	8561	5974	7819
	0,63	91,7	7275	11229	7042	10457	6794	9692	6546	8918	6223	8145
012	0,40	43,5	8445	12127	8119	11288	7829	10462	7430	9622	7176	8783
	0,50	77,8	8663	12977	8408	12121	8119	11187	7829	10340	7394	9325
	0,60	99,8	8916	13416	8517	12382	8228	11501	7973	10737	7467	9465
	0,70	123,0	9025	13803	8735	12854	8372	11904	8119	10954	7720	10005

**Bảng 5.18 (tiếp)**

Nhiệt độ không khí vào dàn $t_T = 28^\circ\text{C}$ ; $t_{TU} = 21^\circ\text{C}$ ; $\varphi = 55\%$													
Kiểu	Lưu lượng nước l/s	Tổng thất áp suất kPa	Nhiệt độ nước lạnh vào dàn, $^\circ\text{C}$										
			5		6		7		8		9		
			SH	TH	SH	TH	SH	TH	SH	TH	SH	TH	
002	0,07	4,5	1304	1913	1259	1787	1240	1670	1214	1554	1163	1438	
	0,09	4,9	1438	2231	1380	2094	1336	1957	1253	1818	1234	1670	
	0,12	7,2	1508	2453	1464	2305	1419	2146	1368	1998	1285	1840	
	0,14	9,2	1566	2622	1534	2463	1444	2295	1400	2136	1355	1967	
003	0,10	6,9	2243	3493	2147	3275	2051	3058	1994	2840	1860	2627	
	0,13	10,8	2415	3928	2300	3685	2214	3441	2128	3198	2032	2943	
	0,17	14,0	2530	4235	2444	3966	2291	3697	2185	3441	2080	3173	
	0,20	20,3	2617	4452	2492	4171	2369	3889	2252	3608	2147	3339	
004	0,13	10,8	2671	3931	2645	3683	2517	3446	2428	3189	2339	2957	
	0,18	17,6	2914	4545	2863	4265	2709	3984	2607	3694	2492	3414	
	0,23	26,1	3093	4975	2990	4664	2888	4351	2760	4039	2594	3726	
	0,28	36,4	3297	5318	3118	4954	2965	4621	2837	4286	2671	3964	
006	0,20	11,0	4159	6355	4121	6151	3929	5656	3833	5188	3738	4803	
	0,25	15,4	4447	6841	4332	6524	4140	5935	3929	5587	3833	5186	
	0,30	20,1	4562	7148	4447	6800	4198	6203	4159	5991	3929	5434	
	0,35	26,6	4715	7607	4524	7128	4332	6661	4236	6181	4064	5702	
008	0,27	21,1	5929	9108	5725	8542	5418	7926	5265	7594	4983	6836	
	0,37	33,2	6287	10181	5929	9122	5674	8535	5495	8169	5213	7803	
	0,47	54,7	6619	10880	6281	10126	5904	9629	5776	9132	5418	8482	
	0,57	71,6	6798	11361	6440	10650	6159	9940	5929	9229	5648	8519	
010	0,33	39,8	6665	11068	6452	10308	6361	9696	5997	8917	5702	8028	
	0,43	51,8	7168	11902	6938	11084	6693	10368	6448	9453	6132	8632	
	0,53	73,5	7390	12269	7153	11427	7007	10659	6648	9745	6321	8900	
	0,63	91,7	7698	12782	7451	11903	7143	11032	6926	10151	6585	9271	
012	0,40	43,5	8893	13615	8395	12761	7935	11909	7782	11068	7513	10214	
	0,50	77,8	9277	14471	8932	13803	8242	12574	7935	11675	7628	10582	
	0,60	99,8	9545	15221	9277	14396	8663	13037	8230	12331	7858	11157	
	0,70	123,0	9660	15497	9353	14531	9047	13565	8510	12598	7973	11620	



## TÍNH TOÁN THIẾT KẾ HỆ THỐNG ĐƯỜNG ỐNG NƯỚC

### 6.1. ĐẠI CƯƠNG

Trong hệ thống điều hoà trung tâm nước có hệ thống đường ống nước lạnh. Nếu máy làm lạnh nước loại giải nhiệt nước thì hệ thống có thêm hệ đường ống nước giải nhiệt. Hệ thống đường ống nước bao gồm hệ thống ống, van, tê, cút, các phụ kiện khác và bơm nước.

Hệ thống nước lạnh làm nhiệm vụ tải lạnh từ bình bay hơi tới các phòng vào mùa hè để làm lạnh phòng (và có thể có thêm nhiệm vụ tải nhiệt từ nồi hơi hoặc bình ngưng của bơm nhiệt để sưởi ấm phòng vào mùa đông).

Hệ thống nước giải nhiệt (còn gọi là nước làm mát) có nhiệm vụ tải nhiệt từ bình ngưng lên tháp giải nhiệt để vào môi trường. Nước sau khi được làm mát ở tháp lại quay về bình ngưng nên gọi là nước tuần hoàn. Khi sử dụng nước thành phố hoặc nước giếng một lần rồi thải bỏ gọi là nước không tuần hoàn.

Các vấn đề được quan tâm chủ yếu trong việc thiết kế lắp đặt vận hành đường ống là vật liệu, phạm vi ứng dụng, sự bù dãn nở đường ống, chống rung động, các loại phụ kiện như tê, cút, các van, lọc và đặc biệt là tốc độ nước và tổn thất áp suất ma sát, cục bộ... vì chúng ảnh hưởng chủ yếu đến tuổi thọ, việc bảo trì, bảo dưỡng, giá thành công trình cũng như giá vận hành của hệ thống.

Do khuôn khổ cuốn sách, ở đây không đề cập đến các kiến thức cơ bản về cơ học chất lỏng cũng như ảnh hưởng của nhiệt độ cao hoặc nhiệt độ thấp đến hệ thống mà rất nhiều các sách giáo khoa và tham khảo đã trình bày.

#### 6.1.1. Vật liệu ống

Các vật liệu thông dụng trong các hệ thống đường ống là: ống thép đen, thép tráng kẽm, ống sắt dẻo và tráng kẽm, ống đồng mềm và cứng. Bảng 6.1 giới thiệu các loại vật liệu ống với các lĩnh vực ứng dụng khác nhau. Bảng 6.2 và 6.3 giới thiệu các thông số vật lý của ống thép và ống đồng [6].

**Bảng 6.1. Vật liệu ống và phụ kiện khuyến dùng  
cho các ứng dụng khác nhau [6]**

Ứng dụng cho	Ống	Phụ kiện	
Môi chất lạnh freon	Đường hút	Ống đồng cứng loại L <sup>1)</sup>	Đồng rèn, đồng thau rèn hoặc đồng thau đúc mạ thiếc
		Ống thép, chiều dày vách ống tiêu chuẩn, hàn phủ hoặc không có mối hàn	Sắt hàn 150 bảng (lb) hoặc rèn dẻo
	Đường lỏng	Ống đồng cứng loại L	Đồng rèn, đồng thau rèn hoặc đồng thau đúc mạ thiếc
		Ống thép, chiều dày vách ống tiêu chuẩn, hàn phủ hoặc không có mối hàn	Sắt hàn 300 bảng (lb) hoặc sắt rèn dẻo
	Đường đẩy (hơi nóng)	Ống đồng cứng loại L <sup>1)</sup>	Đồng rèn, đồng thau rèn hoặc đồng thau đúc mạ thiếc
		Ống thép, chiều dày vách ống tiêu chuẩn, hàn phủ hoặc không có mối hàn	Sắt hàn 300 bảng (lb) hoặc sắt rèn nhỏ
Nước lạnh	Ống thép đen hoặc tráng kẽm <sup>2)</sup>	Sắt hàn, tráng kẽm, sắt đúc, sắt rèn hoặc sắt đen	
	Ống đồng cứng <sup>2)</sup>	Đồng thau đúc, đồng hoặc đồng thau rèn	
Nước giải nhiệt hoặc nước bổ sung	Ống thép tráng kẽm <sup>2)</sup>	Sắt hàn, sắt mạ kẽm, sắt đúc hoặc rèn <sup>3)</sup>	
	Ống đồng cứng <sup>2)</sup>	Đồng thau đúc, đồng rèn hoặc đồng thau rèn	
Ống xả nước ngưng (dàn lạnh)	Ống thép tráng kẽm <sup>2)</sup>	Bộ xả tráng kẽm, sắt đúc hoặc rèn <sup>3)</sup>	
	Ống đồng cứng <sup>2)</sup>	Đồng thau đúc, đồng hoặc đồng thau rèn	
Hơi và nước ngưng	Ống thép đen <sup>2)</sup>	Sắt hàn hoặc đúc	
	Ống đồng cứng <sup>2)</sup>	Đồng thau đúc, đồng hoặc đồng thau rèn	
Nước nóng	Ống thép đen	Sắt hàn hoặc đúc <sup>3)</sup>	
	Ống đồng cứng <sup>2)</sup>	Đồng thau đúc, đồng hoặc đồng thau rèn	

1) Ngoại trừ cỡ 1/4" và 3/8", trong đó chiều dày vách ống yêu cầu là 0,30 và 0,32. Ống đồng mềm cho máy lạnh có thể sử dụng cỡ 1<sup>3/8"</sup> và nhỏ hơn. Không sử dụng các mối nối cơ khí cho ống đồng mềm với đường kính ngoài lớn hơn 7/8".

2) Thông thường ống thép có chiều dày vách ống tiêu chuẩn là đảm bảo để sử dụng trong kỹ thuật điều hoà không khí. Tuy nhiên, vật liệu phụ kiện cần phải được lựa chọn và kiểm nghiệm trong phạm vi nhiệt độ và áp suất làm việc.

3) Thông thường sắt đúc 125 lb và các phụ kiện bằng sắt dẻo là đảm bảo để sử dụng trong điều hoà không khí. Tuy nhiên, vật liệu phụ kiện cần được lựa chọn và kiểm nghiệm trong phạm vi nhiệt độ và áp suất làm việc.

**Bảng 6.2. Thông số vật lý của ống thép [5]**

Đường kính danh nghĩa $D_y$	Đường kính tương đương $D_y$	Biểu số (Schedule $N_0$ ) <sup>1)</sup>	Đường kính ngoài $d_1$	Đường kính trong $d_1$	Chiều dày vách ống $s$	Khối lượng 1 mét ống
in	mm	—	mm	mm	mm	kg/m
1/8	6	40(s)	10,3	6,8	1,75	0,363
		80(x)	10,3	5,5	2,4	0,468
1/4	8	40(s)	13,7	9,2	2,25	0,632
		80(x)	13,7	7,7	3,0	0,797
3/8	10	40(s)	17,1	12,5	2,3	0,845
		80(x)	17,1	10,7	3,2	1,099
1/2	15	40(s)	21,3	15,8	2,75	1,266
		80(x)	21,3	13,9	3,7	1,619
3/4	20	40(s)	26,7	20,9	2,9	1,683
		80(x)	26,7	18,8	3,9	2,194
1	25	40(s)	33,4	26,6	3,4	2,499
		80(x)	33,4	24,3	4,55	3,234
1 $\frac{1}{4}$	32	40(s)	42,1	35,1	3,5	3,384
		80(x)	42,1	32,5	4,8	4,463
1 $\frac{1}{2}$	40	40(s)	48,2	40,9	3,7	4,047
		80(x)	48,2	38,1	5,1	5,408
2	50	40(s)	60,3	52,5	3,9	5,440
		80(x)	60,3	49,3	5,5	7,480
2 $\frac{1}{2}$	60	40(s)	73,0	62,7	5,2	8,624
		80(x)	73,0	59,0	7,0	11,41
3	70	40(s)	88,9	77,9	5,5	11,28
		80(x)	88,9	73,7	7,6	15,27
3 $\frac{1}{2}$	80	40(s)	101,6	90,1	5,75	13,57
		80(x)	101,6	85,4	8,1	18,63
4	90	40(s)	114,3	102,3	6,0	16,07
		80(x)	114,3	97,2	8,55	22,31
5	125	40(s)	141,3	128,2	6,55	21,78
		80(x)	141,3	122,3	9,5	30,95

Đường kính danh nghĩa $D_y$	Đường kính tương đương $D_y$	Biểu số (Schedule $N_0$ ) <sup>1)</sup>	Đường kính ngoài $d_e$	Đường kính trong $d_i$	Chiều dày vách ống $s$	Khối lượng 1 mét ống
in	mm	–	mm	mm	mm	kg/m
6	150	40(s)	168,3	154,1	7,1	28,26
		80(x)	168,3	146,3	11,0	42,56
8	200	40(s)	219,0	202,7	8,2	42,53
		80(x)	219,0	193,7	12,7	64,63
10	250	40(s)	273,0	254,5	9,25	60,30
		60(x)	273,0	247,7	12,7	81,48
		80	273,0	243,0	15,0	95,82
12	300	30 (s)	323,9	307,1	8,4	65,24
		40	323,9	303,2	10,3	79,73
		(x)	323,9	298,5	12,7	97,41
		80	323,9	299,0	17,5	131,8
14	350	30 (s)	355,6	336,6	9,5	81,33
		40	355,6	333,4	11,1	94,39
		(x)	355,6	303,2	12,7	107,4
		80	355,6	317,5	19,05	158,3
16	400	30 (s)	406,4	387,4	9,5	92,94
		40 (x)	406,4	381,0	12,7	123,3
		80	406,4	363,6	21,4	203,3
18	450	(s)	457,2	438,2	9,5	105,2
		(x)	457,2	431,8	12,7	139,3
		40	457,2	428,6	14,2	156,0
		80	457,2	409,6	23,8	254,3
20	500	20 (s)	508,0	489,0	9,5	117,1
		30 (x)	508,0	482,6	12,7	155,2
		40	508,0	477,9	15,05	183,1
		80	508,0	455,6	26,2	311,1
24	600	20 (s)	609,6	590,6	9,5	104,9
		(x)	609,6	584,2	12,7	186,9
		40	609,6	574,7	17,5	255,0
		80	609,6	547,7	30,9	441,4

s – là ký hiệu ống có chiều dày tiêu chuẩn;

x – là ký hiệu ống có chiều dày lớn hơn.

**Bảng 6.3. Thông số vật lý của ống đồng [5]**

Phân loại	Đường kính danh nghĩa $D_n$ , in	Đường kính ngoài $d_o$ , in	Đường kính trong $d_i$ , in	Chiều dày vách ống s, in	Áp suất thử tối thiểu, bar	Khối lượng 1 mét ống, kg/m	
Ống đồng cứng; Kiểu "M" tiêu chuẩn nhà nước; 250 Lb	1/4	3/8	0,325	0,025	69	0,158	
	3/8	1/2	0,450	0,025	69	0,214	
	1/2	5/8	0,569	0,028	—	0,302	
	3/4	7/8	0,811	0,032	61	0,489	
	1	1 $\frac{1}{8}$	1,055	0,035	49	0,691	
	1 $\frac{1}{4}$	1 $\frac{3}{8}$	1,291	0,042	41	1,014	
	1 $\frac{1}{2}$	1 $\frac{5}{8}$	1,527	0,049	40,5	1,400	
	2	2 $\frac{1}{8}$	2,009	0,058	40	2,175	
	2 $\frac{1}{2}$	2 $\frac{5}{8}$	2,495	0,065	32,4	3,024	
	Ống đồng cứng; Kiểu "M" tiêu chuẩn nhà nước; Áp suất làm việc 250 Lb	3	3 $\frac{1}{8}$	2,981	0,072	30,3	3,992
3 $\frac{1}{2}$		3 $\frac{5}{8}$	3,459	0,083	30	5,332	
4		4 $\frac{1}{8}$	3,935	0,095	30	6,941	
5		5 $\frac{1}{8}$	4,907	0,109	27,6	9,920	
6		6 $\frac{1}{8}$	5,881	0,122	25,8	13,27	
8		8 $\frac{1}{8}$	7,785	0,170	25,8	24,52	
Ống đồng cứng; Kiểu "L" tiêu chuẩn nhà nước; Áp suất làm việc 250 Lb		3/8	1/2	0,430	0,035	69	0,295
		1/2	5/8	0,545	0,040	69	0,423
	3/4	7/8	0,785	0,045	69	0,676	
	1	1 $\frac{1}{8}$	1,025	0,050	60,7	0,973	
	1 $\frac{1}{4}$	1 $\frac{3}{8}$	1,265	0,055	53,8	1,314	
	1 $\frac{1}{2}$	1 $\frac{5}{8}$	1,505	0,060	49,6	1,698	
	2	2 $\frac{1}{8}$	1,985	0,070	31,8	2,607	
	2 $\frac{1}{2}$	2 $\frac{5}{8}$	2,465	0,080	40	3,694	
	3	3 $\frac{1}{8}$	2,945	0,090	38	4,960	
	3 $\frac{1}{2}$	3 $\frac{5}{8}$	3,425	0,100	36,5	6,390	
4	4 $\frac{1}{8}$	3,905	0,110	35,2	8,014		

	5	$5\frac{1}{8}$	4,875	0,125	31,7	11,34
	6	$6\frac{1}{8}$	5,845	0,140	29,6	15,19
	1/4	3/8	0,311	0,032	69	0,198
	3/8	1/2	0,402	0,049	69	0,401
	1/2	5/8	0,527	0,049	69	0,512
Ống đồng cứng; Kiểu "K" tiêu chuẩn nhà nước; Áp suất làm việc 400 Lb	3/4	7/8	0,745	0,065	69	0,955
	1	$1\frac{1}{8}$	0,995	0,065	53,8	1,250
	$1\frac{1}{4}$	$1\frac{3}{8}$	1,245	0,065	43,4	1,549
	$1\frac{1}{2}$	$1\frac{5}{8}$	1,481	0,072	40	2,026
	2	$2\frac{1}{8}$	1,959	0,083	35,2	3,068
	$2\frac{1}{2}$	$2\frac{5}{8}$	2,435	0,095	32,4	4,349
	3	$3\frac{1}{8}$	2,907	0,109	31	5,958
	$3\frac{1}{2}$	$3\frac{5}{8}$	3,385	0,120	29,6	7,626
	4	$4\frac{1}{8}$	3,857	0,134	29	9,697
	5	$5\frac{1}{8}$	4,805	0,160	27,6	14,40
	6	$6\frac{1}{8}$	5,741	0,192	27,6	20,66
	Ống đồng mềm; Kiểu "K" tiêu chuẩn nhà nước; Áp suất làm việc 250 Lb	1/4	3/8	0,311	0,032	69
3/8		1/2	0,402	0,049	69	0,401
1/2		5/8	0,727	0,049	69	0,512
3/4		7/8	0,745	0,065	69	0,955
1		$1\frac{1}{8}$	0,995	0,065	53,8	1,250
$1\frac{1}{4}$		$1\frac{3}{8}$	1,245	0,065	43,4	1,549
$1\frac{1}{2}$		$1\frac{5}{8}$	1,481	0,072	40	2,026
2		$2\frac{1}{8}$	1,959	0,083	35,2	3,068
$2\frac{1}{2}$		$2\frac{5}{8}$	2,435	0,095	32,4	4,349
3		$3\frac{1}{8}$	2,907	0,109	31	5,958
$3\frac{1}{2}$		$3\frac{5}{8}$	3,385	0,120	29,6	7,626
4		$4\frac{1}{8}$	3,857	0,134	29	9,697
5	$5\frac{1}{8}$	4,805	0,160	27,6	14,40	
6	$6\frac{1}{8}$	5,741	0,192	27,6	20,66	

### 6.1.2. Tốc độ nước

Trong các tiêu chuẩn của Nga, tốc độ nước thường được quy định đến 2 m/s, nước muối đến 1 m/s, nhưng trong các tài liệu của phương Tây như Anh, Mỹ tốc độ nước trong ống chọn tùy thuộc vào từng ứng dụng cụ thể như đầu xả bơm, đầu hút, ống góp hồi, ống góp phân phối, phụ thuộc vào giờ vận hành trong năm để tránh xói mòn hoặc phụ thuộc cả vào đường kính ống. Bảng 6.4 đến 6.6 giới thiệu tốc độ nước khuyến dùng trong từng trường hợp cụ thể nêu trên.

**Bảng 6.4. Tốc độ nước khuyến dùng [6]**

Ứng dụng	Phạm vi tốc độ, m/s
Đầu đẩy bơm	2,4 – 3,6
Đầu hút bơm	1,2 – 2,1
Ống xả nước	1,2 – 2,1
Ống góp phân phối	1,2 – 4,5
Ống đứng đi lên	0,9 – 3,0
Ứng dụng chung	1,5 – 3,0
Nước thành phố	0,9 – 2,1

**Bảng 6.5. Tốc độ nước tối đa để giảm xói mòn [6]**

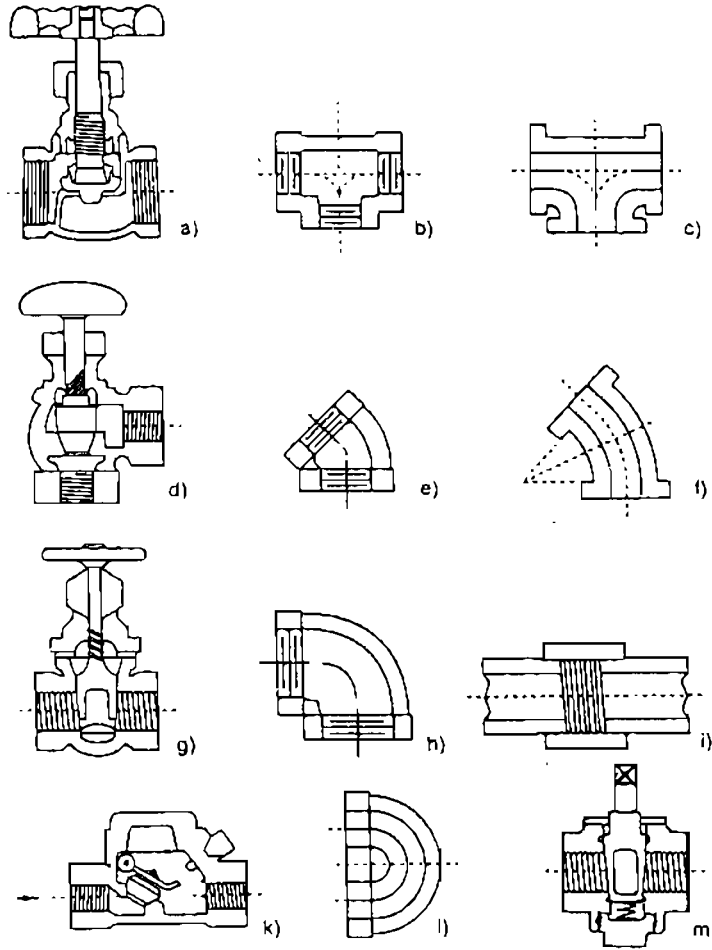
Giờ vận hành trong năm, h/năm	Tốc độ nước, m/s
1500	4,5
2000	4,2
3000	4,0
4000	3,6
6000	3,0
8000	2,4

**Bảng 6.6. Lưu lượng và tốc độ khuyến dùng cho nước với các cỡ ống khác nhau [7]**

Đường kính danh nghĩa D <sub>y</sub>		Ống thép				Ống đồng			
in	mm	Lưu lượng tối thiểu, l/s	Tốc độ, m/s	Lưu lượng tối đa, l/s	Tốc độ, m/s	Lưu lượng tối thiểu, l/s	Tốc độ, m/s	Lưu lượng tối đa, l/s	Tốc độ, m/s
1/2	15	–	–	0,13	0,58	–	–	0,11	0,64
3/4	20	0,13	0,34	0,30	0,73	0,11	0,30	0,26	0,70
1	25	0,30	0,46	0,53	0,82	0,26	0,43	0,56	0,91
1 1/4	32	0,53	0,49	1,19	1,07	0,52	0,58	0,96	1,07
1 1/2	40	1,04	0,67	1,70	1,13	0,89	0,64	1,48	1,10
2	50	1,70	0,70	3,33	1,40	1,48	0,64	2,96	1,25
2 1/2	60	2,96	0,82	5,19	1,43	2,96	0,82	5,57	1,55
3	70	5,19	0,91	8,89	1,58	4,82	0,91	8,15	1,58
3 1/2	80	7,41	0,98	12,6	1,65	6,67	0,94	11,1	1,58
4	90	10,4	1,07	17,0	1,77	9,63	1,07	15,6	1,70
5	125	17,0	1,13	29,6	1,95	–	–	–	–
6	150	25,9	1,16	45,2	2,01	–	–	–	–
8	200	44,5	1,16	88,9	2,32	–	–	–	–
10	250	74,1	1,24	133	2,25	–	–	–	–
12	300	111	1,31	207	2,47	–	–	–	–

### 6.1.3. Van và các phụ kiện

Hình 6.1 giới thiệu các loại van và phụ kiện thường dùng trong đường ống nước của hệ thống điều hoà không khí.



**Hình 6.1. Các loại van và phụ kiện đường ống nước thông dụng trong hệ thống điều hoà không khí**

- a) Van cầu điều chỉnh lưu lượng; b) Tê ren; c) Tê bích; d) Van góc điều chỉnh lưu lượng;  
 e) Cút 45° ren; f) Cút 45° bích; g) Van cổng (dùng để đóng mở ON – OFF); h) Cút 90° ren;  
 i) Đấu nối ren; k) Van một chiều kiểu lật; l) U ren; m) Van nút (plug cock).

Van sử dụng để đóng mở hoặc điều chỉnh dòng nước bằng tay hoặc tự động nhờ một thiết bị tự động kiểu điện từ, khí nén, lò xo, thuỷ lực hoặc nhờ mô-tơ điện... Một số loại van tự động kiểu này như van điện từ, van tác động nhờ khí nén, động cơ điện được trình bày ở chương 8 – Tự động hoá hệ thống lạnh [16].



Van chủ yếu bao gồm một thân van, một cửa thoát cho dòng chảy trên đó có đế van, đĩa van và ti van để nâng hạ đĩa van khi mở đóng hoặc điều chỉnh dòng chảy. Để tránh nước rò rỉ qua ti van cần có đệm kín hoặc màng kín ngăn cách khoang có áp suất bên trong và khí quyển bên ngoài.

Dựa trên hình dáng, cấu tạo thân van, đĩa van và chức năng của van có thể phân ra các loại van như van cầu, van cổng, van chữ Y, van một chiều lật, van một chiều nâng, van góc (hình 6.1g).

#### *Van cổng (gate valve)*

Van có tên van cổng là do đĩa van có dạng cánh cổng. Khi đĩa van nâng lên đến vị trí mở hoàn toàn, dòng chảy hầu như không bị trở lực. Đĩa van có thể là một khối, là loại thông dụng nhất nhưng có thể gồm 2 mảnh tách rời nhau được căng ra 2 bên để đảm bảo độ kín khít tốt hơn với đế van ở 2 bên. Van cổng sử dụng chủ yếu để đóng mở hoàn toàn ON – OFF. Nếu dùng để điều chỉnh dòng chảy có thể gây ra rung động không ổn định làm ồn hoặc giảm tuổi thọ của van. Van cổng thường được sử dụng để chặn hoặc khoá cách li một FCU hoặc một thiết bị ra khỏi hệ thống khi tiến hành thay thế, bảo dưỡng, sửa chữa FCU hoặc thiết bị đó.

#### *Van cầu, van Y, van góc*

Có tên van cầu là do thân van có dạng hình cầu (hình 6.1 a). Van cầu có đĩa hình tròn hoặc đĩa van tròn có dạng nút chai ép lên đế van có cửa thoát hình tròn. Dòng đi qua van phải chuyển hướng qua lại  $90^\circ$  nên có trở lực dòng chảy lớn. Nó có thể đóng mở nhanh hơn đáng kể so với van cổng. Van chữ Y (xem bảng 6.8) cũng là một loại van cầu, nhưng ti van làm với dòng chảy một góc  $30^\circ$ ,  $45^\circ$  hoặc  $60^\circ$  chứ không phải  $90^\circ$  như van cầu. Với cấu tạo như vậy tổn thất áp suất của dòng chảy được giảm xuống đáng kể. Van góc có cấu tạo giống như van cầu, tuy nhiên dòng chảy vào và ra làm với nhau một góc  $90^\circ$ . Van góc có trở lực dòng chảy nhỏ hơn, đồng thời có thể thay thế một chút  $90^\circ$ . Các loại van này dùng để đóng, mở và điều chỉnh lưu lượng.

#### *Van một chiều (check valve)*

Van có tên là van một chiều vì chức năng của van chỉ cho dòng chảy theo một chiều nhất định, ngăn dòng chảy theo hướng ngược lại. Theo cấu tạo có rất nhiều dạng nhưng có hai dạng thông dụng nhất là van một chiều kiểu lật và kiểu nâng. Van một chiều lật có đĩa van treo trên cửa thoát. Ở trạng thái bình thường đĩa van nằm trên đế van do trọng lực của đĩa van. Khi có dòng chảy, nước đẩy đĩa van lật lên cho dòng thông. Nếu có dòng chảy ngược, trọng lực đĩa van và áp lực dòng

chảy ngược đóng chặt đĩa van lên để van, để chặn dòng chảy ngược. Van một chiều kiểu nâng có đĩa van dạng cốc đặt trên đế van. Đĩa van nâng lên hạ xuống trong một lồng dẫn hướng. Dòng chảy thuận tự nâng đĩa van lên, còn dòng chảy ngược có tác dụng đè đĩa van lên để van để đóng chặn. Van một chiều lật có trở lực nhỏ hơn van một chiều kiểu nâng vì dòng chảy không bị làm rối.

#### *Van nút (plug cock)*

Van có tên là van nút (plug cock hoặc plug vavle) vì chi tiết đóng mở dòng chảy có dạng hình trụ côn có lỗ thoát bố trí ngay trên chi tiết đóng mở. Đóng và mở dòng chảy hoàn toàn khi gạt hình trụ côn quay một góc  $90^\circ$ . Van nút chủ yếu dùng để đóng mở và điều chỉnh lưu lượng dòng chảy, cân bằng áp suất giữa các nhánh ống hoặc các FCU. Khi mở hoàn toàn, tổn thất áp suất qua van rất nhỏ.

#### *Van bi (ball valve)*

Van có tên là van bi vì đĩa van có hình bi cầu, lỗ thông dòng bố trí ngay trên thân bi. Giống như van nút đóng và mở hoàn toàn khi xoay bi  $90^\circ$ . Giống như van cổng, van bi dùng để đóng mở hoàn toàn kiểu ON – OFF, nhưng van bi có ưu điểm là gọn nhẹ và rẻ hơn.

#### *Van bướm (butterfly valve)*

Van có tên là van bướm vì đĩa van có hình giống con bướm với trục xoay ở giữa với 2 cánh nửa hình tròn 2 bên. Giống như van nút và van bi, đóng và mở van hoàn toàn khi xoay trục đĩa van  $90^\circ$ . Khi mở hoàn toàn, tổn thất áp suất qua van nhỏ. Van bướm gọn nhẹ, thao tác và lắp đặt dễ dàng, giá cả rẻ hơn van cổng. Van bướm dùng để đóng khoá hoặc mở hoàn toàn kiểu 2 vị trí ON – OFF nhưng cũng có thể sử dụng để điều chỉnh lưu lượng dòng chảy. Van bướm ngày càng thông dụng và hay được dùng cho ống cỡ lớn.

#### *Van cân bằng (balance valve)*

Các loại van cân bằng dùng để cân bằng dòng chảy hoặc cân bằng áp suất trên các nhánh đường ống nước. Có 2 loại là van cân bằng bằng tay và van cân bằng tự động. Một van cân bằng tay thường được bố trí các ống nhánh đo áp suất để xác định dòng chảy và một cửa có thang chia để hiệu chỉnh dòng chảy. Van cân bằng tự động thường được gọi là van tự động khống chế lưu lượng. Van có một chi tiết điều chỉnh tiết diện cửa thoát nhờ hiệu áp của nước qua van.

#### *Van an toàn (pressure relief valve)*

Van an toàn còn được gọi là van giảm áp làm nhiệm vụ an toàn cho hệ thống khi áp suất vượt mức cho phép. Van an toàn có 1 cơ cấu lò xo

hoặc một chi tiết dạng đĩa dễ vỡ. Khi áp suất vượt mức cho phép, lò xo bị nén lại, van mở xả áp về đường hút hoặc ra ngoài. Đối với van dạng đĩa, đĩa sẽ bị phá hủy (nổ hoặc vỡ) để mở van giảm áp suất cho hệ thống.

Các van và phụ kiện thường được nối với nhau bằng đường ống qua các mối nối khác nhau như: mối nối bích, mối nối ren, mối nối hàn điện, hàn đồng hoặc hàn chày, các rắc co, đầu loe. Các van và các mối nối thường có phạm vi làm việc về áp suất, nhiệt độ, môi chất nhất định. Khi sử dụng cần có chỉ dẫn của nhà sản xuất hoặc theo catalog kỹ thuật.

#### 6.1.4. Tổn thất áp suất

##### 6.1.4.1. Xác định ảnh hưởng của áp suất theo phương pháp hệ số trở kháng

Tổn thất áp suất của nước chảy trong ống là đại lượng để chọn được bơm có cột áp thích hợp cho hệ thống. Khi nước hoặc chất lưu chảy trong ống có 2 dạng trở lực xuất hiện đó là ma sát theo chiều dài đường ống và trở kháng cục bộ tại các van và phụ kiện như tê, cút, U, đột mở, đột thu, phân nhánh...

$$\Delta p = \Delta p_{ms} + \Delta p_{cb} \quad (6.1)$$

trong đó:  $\Delta p$  – tổn thất áp suất tổng, Pa;

$\Delta p_{ms}$  – tổn thất ma sát đường ống, Pa;

$\Delta p_{cb}$  – tổn thất áp suất cục bộ, Pa;

$$\Delta p_{ms} = \lambda \cdot \frac{l \cdot \rho}{d} \cdot \frac{\omega^2}{2}, \text{ Pa} \quad (6.2)$$

$$\Delta p_{cb} = \zeta \cdot \rho \cdot \frac{\omega^2}{2}, \text{ Pa} \quad (6.3)$$

trong đó:  $l$  – chiều dài đoạn ống, m;  $\rho$  – mật độ nước,  $\text{kg/m}^3$ ;  $\omega$  – tốc độ nước, m/s;  $d$  – đường kính trong của ống, m;  $\lambda$  – hệ số trở kháng ma sát xác định theo (6.4) và (6.5);  $\zeta$  – hệ số trở kháng cục bộ xác định theo bảng 6.7.

Khi dòng chảy tầng  $Re \leq 2 \cdot 10^3$ :

$$\lambda = \frac{64}{Re} = \frac{64 \cdot v}{\omega \cdot d} \quad (6.4)$$

$v$  – độ nhớt động học của nước,  $\text{m}^2/\text{s}$ .

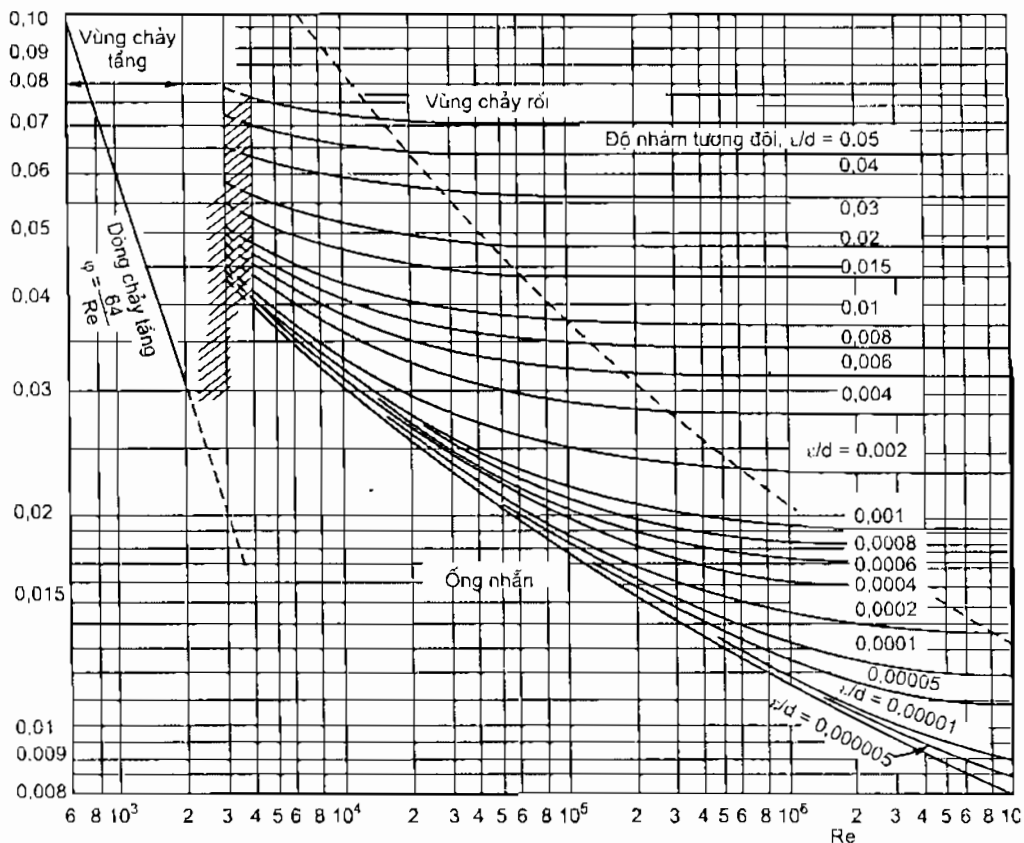
Khi dòng chảy với  $Re > 10000$ :

$$\lambda = \frac{1}{(1,82 \log Re - 1,64)^2} \quad (6.5)$$

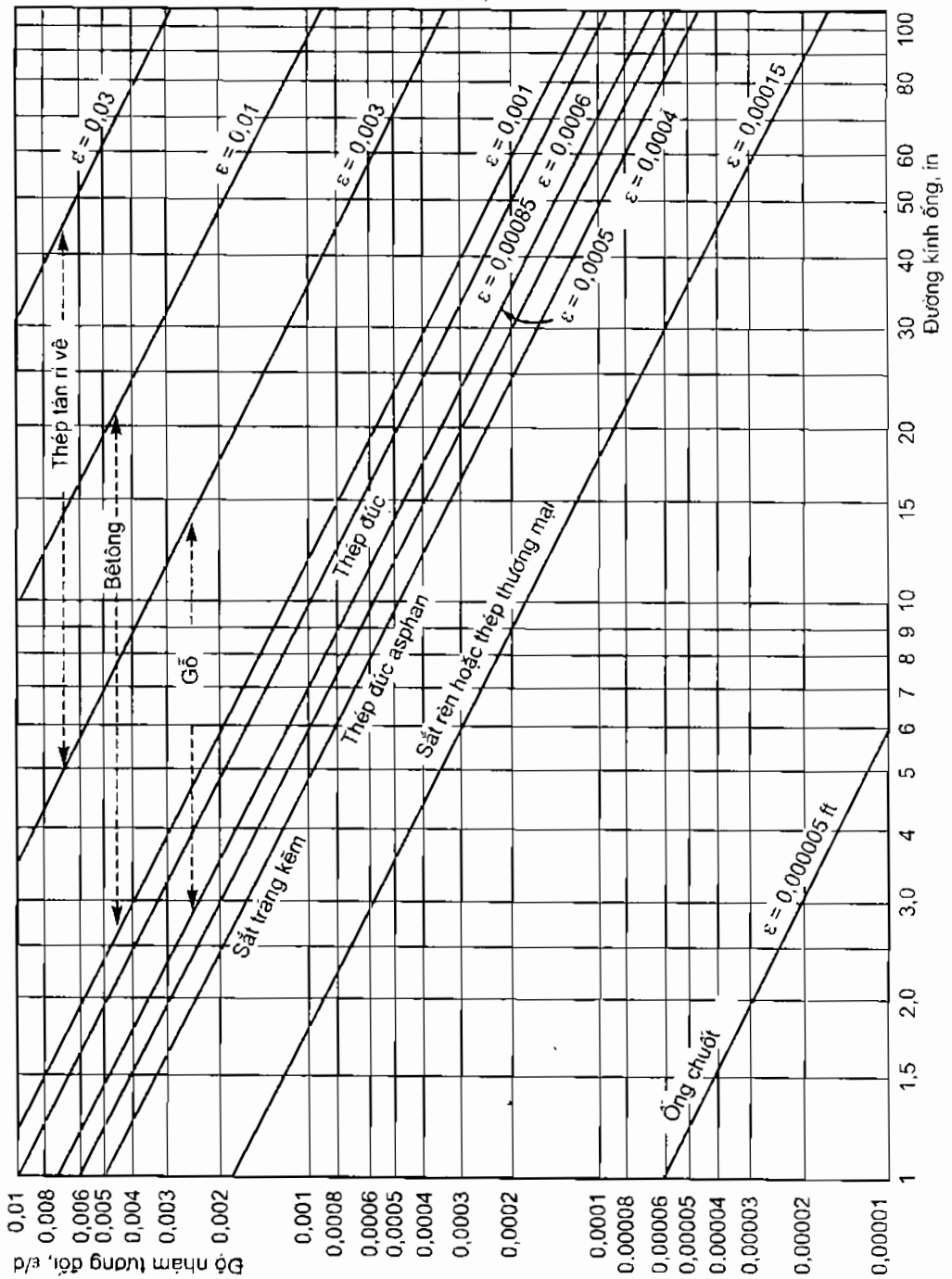
**Bảng 6.7. Hệ số trở kháng cục bộ  $\zeta$**

Phụ kiện	$\zeta$	Phụ kiện	$\zeta$
Đột thất từ bình vào ống	0,5	Tê (qua nhánh chính)	0,4
Van	2 – 3	Tê (qua nhánh phụ)	1,5
Cút 45°	0,35	Đột thu	0,1
Cút 90°	0,6	Đột mở	0,25

Thực ra, hệ số trở kháng ma sát  $\lambda$  ngoài việc phụ thuộc vào số Reynolds như công thức (6.4) và (6.5) giới thiệu, còn phụ thuộc rất nhiều vào độ nhám bên trong của ống. Các tài liệu Anh Mỹ [6, 7...] giới thiệu phương pháp xác định hệ số trở kháng ma sát  $\lambda$  bằng đồ thị mang tên Moody (giới thiệu trên hình 6.1) phụ thuộc vào số Reynolds  $Re$  và độ nhám tương đối  $\epsilon/d$ , trong đó  $\epsilon$  là độ nhám tuyệt đối còn  $d$  là đường kính trong. Độ nhám tuyệt đối  $\epsilon$  của một số loại ống khác nhau được giới thiệu trên hình 6.2.

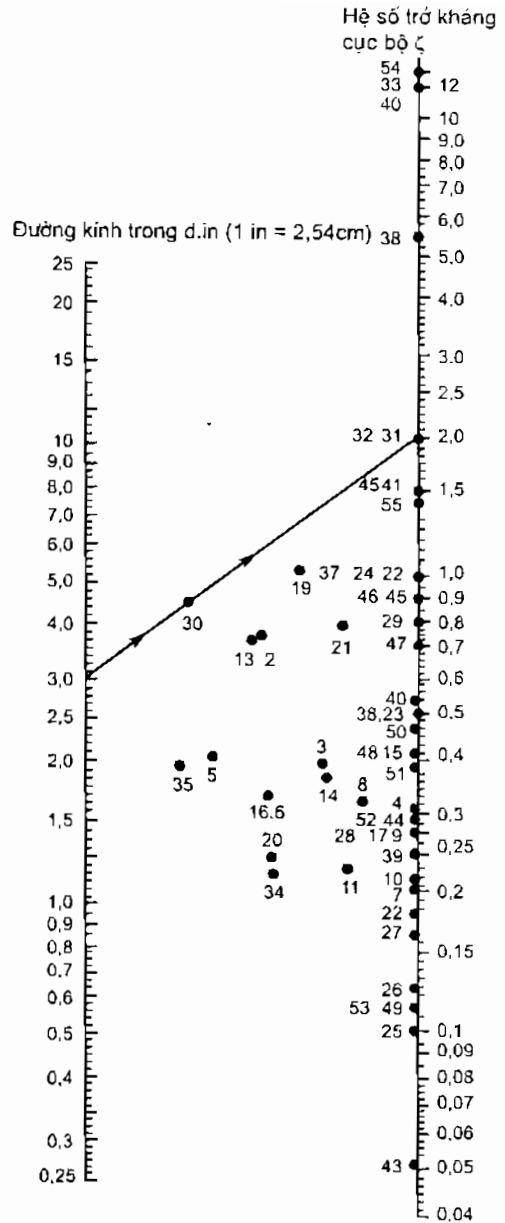


**Hình 6.2. Đồ thị Moody xác định hệ số trở kháng ma sát  $\lambda = f(Re, \epsilon/d)$**



Hình 6.3. Độ nhám tuyệt đối  $\epsilon$  và tương đối của một số loại ống (đơn vị của độ nhám tuyệt đối  $\epsilon$  là ft)

1. Mối nối ống
2. Cút 90°, ren chuẩn
3. Cút 90°, bích chuẩn
4. Cút 90°, hàn chuẩn
5. Cút 90°, ren chuẩn, bán kính lớn
6. Cút 90°, bích chuẩn, bán kính lớn
7. Cút 90°, hàn chuẩn, bán kính lớn
8. Cút 45°, ren chuẩn
9. Cút 45°, bích chuẩn
10. Cút 45°, hàn chuẩn
11. Cút 45°, ren chuẩn, bán kính lớn
12. Cút 45°, hàn, bán kính lớn
13. U, ren chuẩn
14. U, bích chuẩn
15. U, hàn chuẩn
16. U, ren chuẩn, bán kính lớn
17. U, hàn, bán kính lớn
18. Tê, ren, dòng thẳng
19. Tê, ren, dòng nhánh
20. Tê, ren, dòng thẳng
21. Tê, bích, dòng nhánh
22. Đầu vào bình chứa miệng loe hình vuông
23. Đầu ra bình chứa cạnh vuông góc
24. Ống phun vào bên trong
25. Miệng hình nón 25°
26. Miệng hình nón 30°
27. Miệng hình nón 35°
28. Miệng hình nón 40°
29. Van chân
30. Van góc, ren
31. Van góc, bích > 2 in
32. Van một chiều lật, bích
33. Van một chiều kiểu nâng
34. Van cổng, ren
35. Van cổng, bích
36. Van cầu, bích > 5 in
37. Van nút, ren
38. Van nút, bích
39. Van bướm 5°
40. Van bướm 10°
41. Van bướm 20°
42. Van bướm 40°
43. Van nút vòi 5°
44. Van nút vòi 10°
45. Van nút vòi 20°
46. Đốt mở  $d/D = 5$
47. Đốt mở  $d/D = 2,5$
48. Đốt mở  $d/D = 1,67$
49. Đốt mở  $d/D = 1,25$
50. Đốt thu  $d/D = 0,8$
51. Đốt thu  $d/D = 0,6$
52. Đốt thu  $d/D = 0,4$
53. Đốt thu  $d/D = 0,2$
54. Lỗ trên vách ống  $d/D = 0,6$
55. Lỗ trên vách ống  $d/D = 0,8$



Hình 6.4. Hệ số trở kháng cục bộ  $\zeta$  [7]  
(ví dụ  $d = 3,0$  in, van góc ren 30 có  $\zeta = 2,0$ )

Trở kháng cục bộ  $\zeta$  có thể được tính toán theo bảng 6.7 hoặc theo toán đồ tài liệu [7] biểu diễn trên hình 6.4. Muốn tìm hệ số trở kháng cục bộ, đầu tiên phải biết đường kính trong (còn gọi đường kính thủy lực) ở cột

bên trái, ví dụ  $d = 3,0$  in; sau đó xác định phụ kiện, ví dụ van góc có ren (số 30). Ta nối điểm  $d = 3,0$  in với điểm 30 cắt cột phải tại 2,0. Vậy trở kháng thủy lực của van góc có ren đường kính danh nghĩa  $d = 3,0$  in là 2,0.

### Ví dụ 6.1

Xác định tổn thất áp suất của hệ thống đường ống nước bằng sắt tráng kẽm  $D_y = 150\text{mm}$  tiêu chuẩn (6"), cho biết lưu lượng nước là 40l/s. Trên đường ống có một van cổng ren chuẩn, 2 cút  $90^\circ$  ren chuẩn, 1 van 1 chiều kiểu lật van chuẩn, chiều dài tổng đường ống 50m.

### Giải

– Xác định tốc độ nước trong ống:

$$V = \frac{\pi d_i^2}{4} \cdot \omega$$

Vậy: 
$$\omega = \frac{4V}{\pi d_i^2} = \frac{4 \cdot 0,04}{\pi \cdot 0,1541^2} = 2,14 \text{ m/s}$$

$d_i = 154,1\text{mm} = 0,1541\text{m}$  (ống có độ dày tiêu chuẩn biểu 40 (s));

$V = 40\text{l/s} = 40 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s} = 0,04 \text{ m}^3/\text{s}$ .

Xác định độ nhám tương đối: theo đồ thị trên hình 6.3 với đường kính ống 6" và ống sắt tráng kẽm tìm được  $\varepsilon/d_i = 0,0008$ .

– Xác định số Reynolds và hệ số trở kháng ma sát:

$$Re = \frac{\omega d_i}{\nu}$$

Giả sử nhiệt độ nước lạnh trung bình trong đường ống là  $10^\circ\text{C}$ , tra bảng phần phụ lục có  $\nu = 1,036 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ , vậy:

$$Re = \frac{2,14 \cdot 0,1541}{1,036 \cdot 10^{-6}} = 2,42 \cdot 10^5$$

Tra toán đồ hình 6.2 xác định được  $\lambda = 0,019$ .

– Xác định trở kháng ma sát của đoạn ống:

$$\Delta p_{ms} = \lambda \cdot \frac{l \cdot \rho \cdot \omega^2}{2d} = \frac{0,019 \cdot 50 \cdot 1000 \cdot 2,14^2}{2 \cdot 0,1541} = 14116 \text{ Pa}$$

– Xác định hệ số trở kháng cục bộ của van và phụ kiện:

Sử dụng đồ thị trở kháng cục bộ hình 6.4 với  $d_y = 6"$  ta có:

$$1 \text{ van cổng ren } \zeta = 0,06 \times 1 = 0,062$$

$$2 \text{ cút } 90^\circ \text{ ren chuẩn } \zeta = 0,485 \times 2 = 0,97$$

$$1 \text{ van 1 chiều, lật, ren } \zeta = 2,0 \times 1 = 2,0.$$

Tổng hệ số trở kháng cục bộ  $\zeta_t = 0,62 + 0,97 + 2,0 = 3,59$ .

– Xác định tổn thất áp suất cục bộ:

$$\Delta p_{cb} = \zeta_t \cdot \rho \cdot \frac{\omega^2}{2} = 3,59 \cdot 1000 \cdot \frac{2,14^2}{2} = 8227 \text{ Pa}$$

Tổng tổn thất áp suất:

$$\Delta p = \Delta p_{ms} + \Delta p_{cb} = 14116 + 8227 = 22345 \text{ Pa}$$

$$\Delta p = 0,22 \text{ bar} \cong 22,8 \text{ m cột nước.}$$

#### 6.1.4.2. Xác định tổn thất áp suất theo phương pháp đồ thị

Để đơn giản hoá việc tính toán tổn thất áp suất cho hệ thống ống nước người ta thành lập các đồ thị (hay toán đồ) để tra được ngay tổn thất áp suất cho một đơn vị chiều dài đường ống phụ thuộc vào tốc độ lưu động của nước, đường kính ống và lưu lượng nước. Sau khi tra được tổn thất áp suất cho một mét chiều dài ống, ta chỉ cần nhân với chiều dài ống sẽ được tổn thất áp suất ma sát tổng

$$\Delta p_{ms} = l \cdot \Delta p_1, \text{ Pa}$$

trong đó  $\Delta p_1$  – tổn thất áp suất cho một mét chiều dài ống, Pa/m.

Hình 6.5 giới thiệu đồ thị xác định tổn thất áp suất cho một mét ống, Pa/m, đối với ống dẫn nước bằng thép đen biểu 40 tiêu chuẩn (schedule 40(s) – chiều dày thông dụng), phụ thuộc vào lưu lượng thể tích của nước 20°C (hoặc tốc độ nước) và đường kính danh nghĩa của ống. Hình 6.6 và 6.7 dùng cho ống đồng loại K, L và M cũng như ống nhựa plastic.

Các loại phụ kiện và van tùy theo kích cỡ được quy ra chiều dài tương đương để tính tổn thất áp suất. Các bảng 6.8 đến 6.10 giới thiệu chiều dài tương đương của các van và phụ kiện đường ống khác nhau.

#### Ví dụ 6.2

Các điều kiện cho giống như ví dụ 6.1, xác định tổn thất áp suất theo phương pháp đồ thị.

#### Giải

Với  $V = 40 \text{ l/s}$ ,  $D_v = 150 \text{ mm}$  xác định được  $\Delta p_1 = 270 \text{ Pa/m}$ .

Chiều dài đường ống  $L_0 = 50 \text{ m}$ ,  $\Delta p_{ms} = 50 \cdot 270 = 13500 \text{ Pa}$ .

Chiều dài tương đương:

– của van cổng là 2,13m

– của 2 cút 90° là  $4,88 \times 2 = 9,76 \text{ m}$

– của van 1 chiều là 18,29m

Tổng chiều dài tương đương:

$$L_{td} = 2,13 + 9,76 + 18,29 = 30,18 \text{ m}$$

Tổn thất áp suất là:

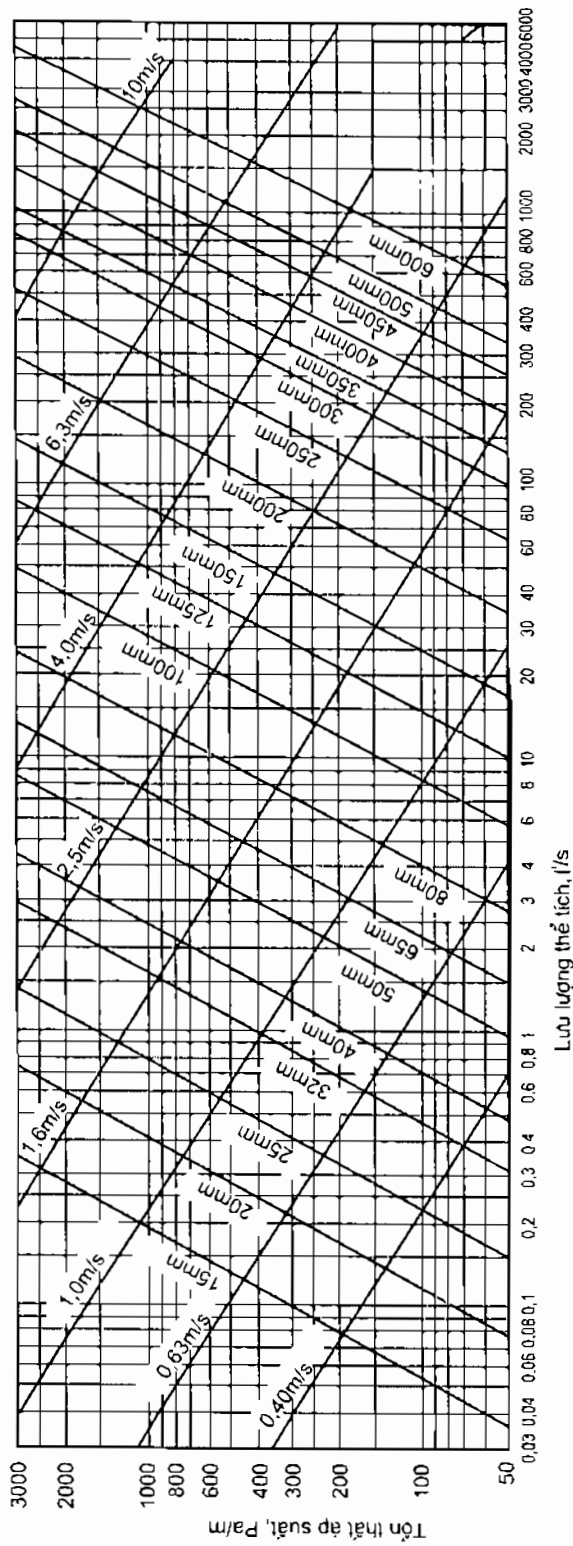
$$\Delta p_{cb} = L_{td} \cdot \Delta p_1 = 30,18 \cdot 270 = 8149 \text{ Pa}$$

Tổn thất áp suất tổng:

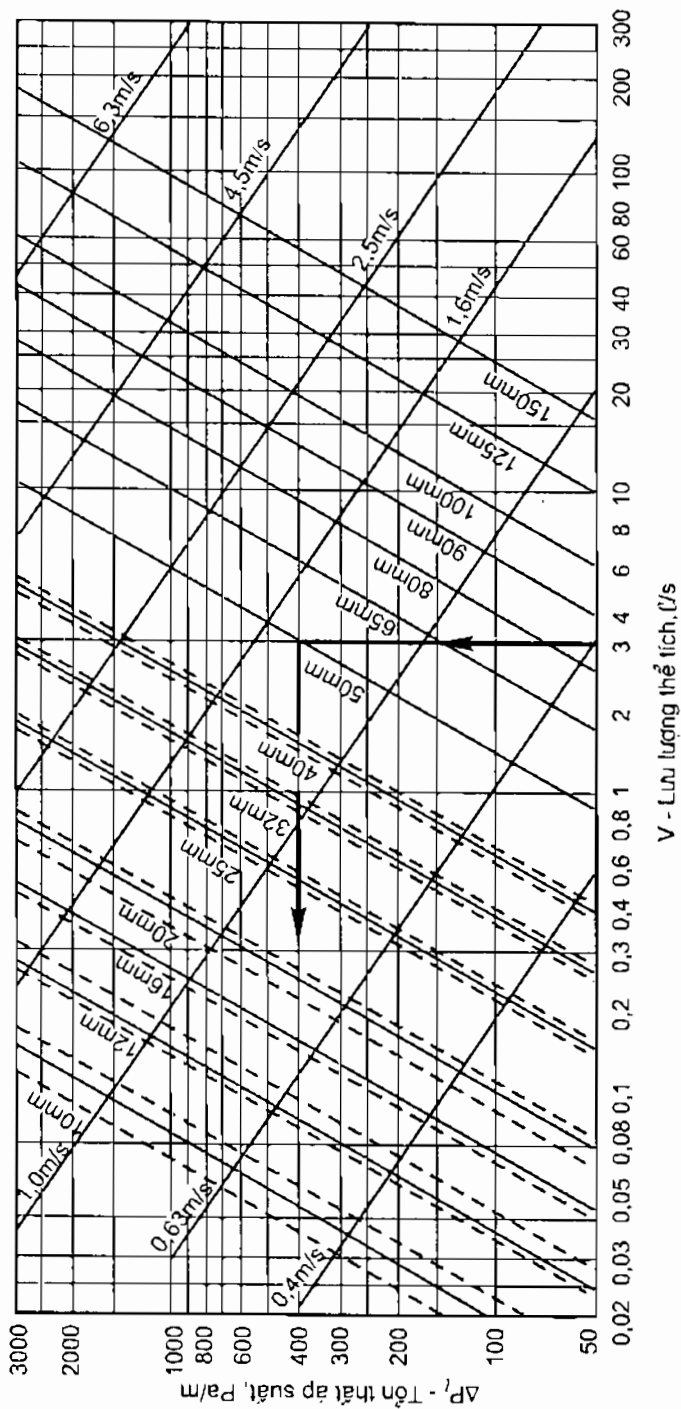
$$\Delta p = 13500 + 8149 = 21649 \text{ Pa} \cong 0,22 \text{ bar} = 22,1 \text{ m cột nước}$$

So với đáp số ở ví dụ 6.1, tổn thất áp suất tính theo đồ thị chỉ bằng 97%. Có sai số này là do nhiệt độ nước trung bình ở đồ thị được quy định là 20°C cũng như sai số do tra trên đồ thị, độ chính xác kém hơn. Các sai số này là chấp nhận được.

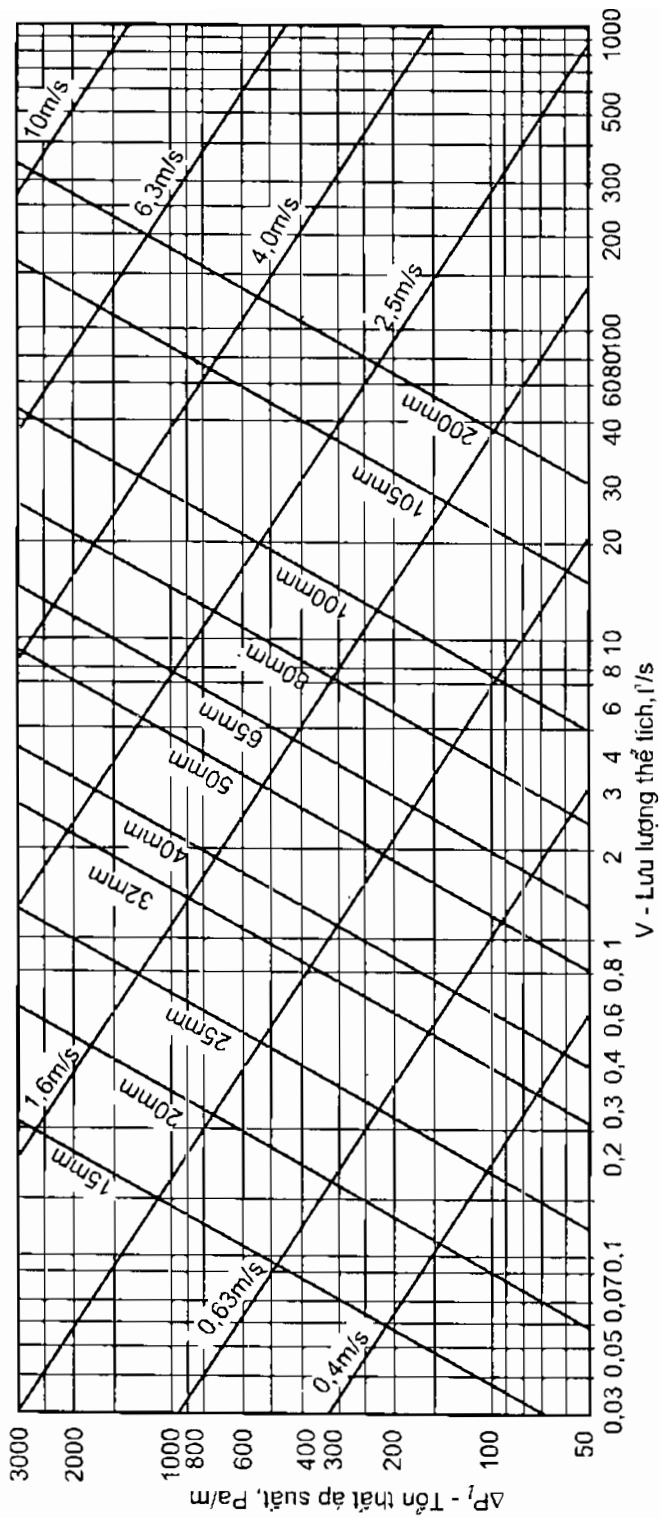




Hình 6.5. Tổn thất áp suất trên 1 mét ống, ống thép đến biểu 40 tiêu chuẩn,  $\Delta p$ , Pa/m phụ thuộc lưu lượng thể tích (hoặc tốc độ nước) và đường kính ống, nhiệt độ nước 20°C

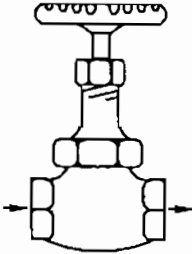
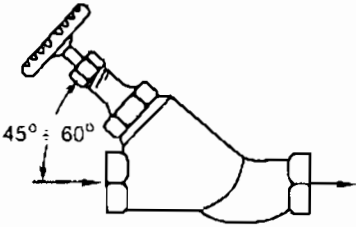
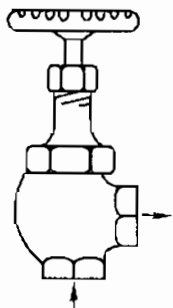


Hình 6.6. Tổn thất áp suất trên một mét ống  $\Delta P_l$ , Pa/m phụ thuộc lưu lượng thể tích (hoặc tốc độ nước), đường kính danh nghĩa của ống cho nước 20°C, ống đồng loại K, L và M. Ví dụ:  $V = 3$  l/s,  $d_f = 50$  mm,  $w = 1,45$  m/s,  $\Delta p_l = 400$  Pa/m

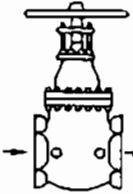
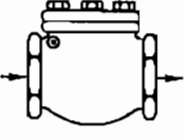
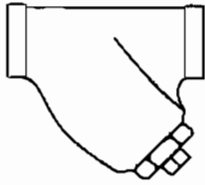
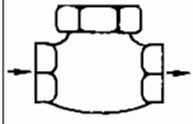


Hình 6.7. Tổn thất áp suất trên 1 mét ống plastic biểu 80 (loại có chiều dày vách ống lớn), nhiệt độ nước 20°C, phụ thuộc vào lưu lượng thể tích (hoặc tốc độ) và đường kính danh nghĩa của ống






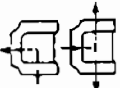



**Bảng 6.8. Tổn thất áp suất tính ra chiều dài tương đương  $l_{td}$ , m của một số loại van**

Đường kính danh nghĩa của ống dẫn		Van cầu	Van Y 60°	Van Y 45°	Van góc
					
in	mm				
3/8	10	5,18	2,44	1,83	1,83
1/2	15	5,49	2,74	2,13	2,13
3/4	20	6,71	3,35	2,74	2,74
1	25	8,84	4,57	3,66	3,66
1 <sup>1/4</sup>	32	11,58	6,10	4,57	4,57
1 <sup>1/2</sup>	40	13,11	7,32	5,49	5,49
2	50	16,76	9,14	7,32	7,32
2 <sup>1/2</sup>	60	21,03	10,67	8,84	8,84
3	70	25,60	13,11	10,67	10,67
3 <sup>1/2</sup>	80	30,48	15,24	12,50	12,50
4	90	36,58	17,68	14,33	14,33
5	125	42,67	21,64	17,68	17,68
6	150	51,82	26,82	21,34	21,34
8	200	67,06	35,05	25,91	25,91
10	250	85,34	44,20	32,00	32,00
12	300	97,54	50,29	39,62	39,62
14	350	109,7	56,39	47,24	47,24
16	400	124,97	61,01	54,86	54,86
18	450	140,2	73,15	60,96	60,96
20	500	158,5	83,82	71,63	71,63
24	600	185,9	97,54	80,77	80,77

**Bảng 6.8 (tiếp theo)**

Đường kính danh nghĩa của ống dẫn		Van cổng	Van một chiều loại lật (swing - type)	Phin lọc chữ Y		Van một chiều loại nâng (lift - type)
						
in	mm			Mặt bích	Có ren	
3/8	10	0,183	1,52	-	-	Van một chiều dạng cầu giống như van cầu
1/2	15	0,213	1,83	-	0,914	
3/4	20	0,274	2,44	-	1,22	
1	25	0,305	3,05	-	1,52	
1 <sup>1/4</sup>	32	0,457	4,27	-	2,74	
1 <sup>1/2</sup>	40	0,548	4,88	-	3,05	
2	50	0,701	6,10	8,23	4,27	
2 <sup>1/2</sup>	60	0,853	7,62	8,53	6,10	
3	70	0,975	9,14	12,80	12,19	
3 <sup>1/2</sup>	80	1,22	10,67	14,63	-	
4	90	1,37	12,19	18,29	-	Van một chiều dạng góc giống như van góc
5	125	1,83	15,24	23,38	-	
6	150	2,13	18,29	33,53	-	
8	200	2,74	24,38	45,72	-	
10	250	3,66	30,48	57,19	-	
12	300	3,69	36,58	76,20	-	
14	350	4,57	41,15	-	-	
16	400	5,18	45,72	-	-	
18	450	5,79	50,29	-	-	
20	500	6,71	60,96	-	-	
24	600	7,62	73,15	-	-	

**Bảng 6.9. Tổn thất áp suất tính ra chiều dài tương đương  $l_d$  (m) của các phụ kiện đường ống**

Đường kính danh nghĩa của ống dẫn		Các loại cút (elbow)						Các loại T và bộ giảm d		
		Cút 90°, loại tiêu chuẩn 	Cút 90°, ren trong và ngoài 	Cút 45°, loại tiêu chuẩn 	Cút 45°, ren trong và ngoài 	U loại tiêu chuẩn 	Đường nhánh 	đ không đổi 	Đường đi thẳng Thu 0,25d 	Thu 0,5d 
in	mm									
3/8	10	0,427	0,274	0,213	0,335	0,701	0,701	0,274	0,366	0,427
1/2	15	0,487	0,305	0,244	0,396	0,762	0,762	0,305	0,427	0,487
3/4	20	0,609	0,427	0,274	0,487	0,975	0,975	0,426	0,579	0,609
1	25	0,792	0,518	0,396	0,640	1,25	1,25	0,518	0,701	0,792
1 <sup>1/4</sup>	32	1,01	0,701	0,518	0,914	1,71	1,71	0,701	0,945	1,006
1 <sup>1/2</sup>	40	1,22	0,792	0,640	1,04	1,92	1,92	0,792	1,128	1,219
2	50	1,52	1,01	0,792	1,37	2,50	2,50	1,006	1,432	1,524
2 <sup>1/2</sup>	60	1,83	1,25	0,975	1,59	3,09	3,05	1,249	1,707	1,820
3	70	2,29	1,52	1,22	1,95	3,66	3,66	1,524	2,13	2,29
3 <sup>1/2</sup>	80	2,74	1,80	1,43	2,23	4,57	4,57	1,798	2,44	2,74
4	100	3,05	2,04	1,59	2,59	5,18	5,18	2,04	2,74	3,05
5	125	3,69	2,50	1,98	3,35	6,40	6,40	2,50	3,66	3,96
6	150	4,88	3,05	2,41	3,96	7,62	7,62	3,05	4,27	4,88
8	200	6,10	3,69	3,05	-	-	10,06	3,96	5,49	6,09
10	250	7,62	4,88	3,96	-	-	12,80	4,88	7,01	7,62
12	300	9,14	5,79	4,88	-	-	15,24	5,79	7,96	9,14
14	350	10,36	7,01	5,49	-	-	16,76	7,01	9,14	10,36
16	400	11,58	7,93	6,10	-	-	18,90	7,96	10,67	11,58
18	450	12,80	8,84	7,01	-	-	21,34	8,84	12,19	12,80
20	500	15,24	10,06	7,93	-	-	24,69	10,06	13,41	15,24
24	600	18,29	12,19	9,14	-	-	28,65	12,19	15,24	18,29

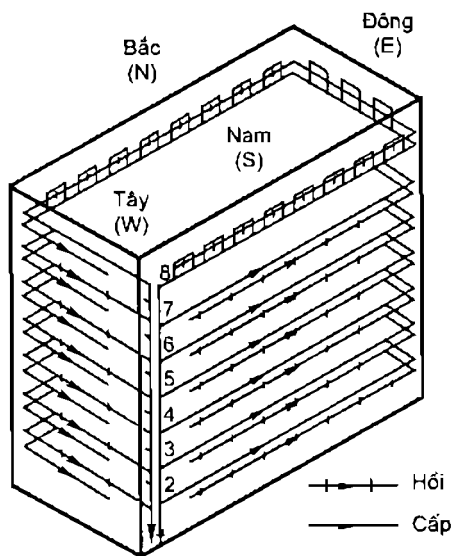
**Bảng 6.10. Tổn thất áp suất tính bằng chiều dài tương đương của một số trường hợp đặc biệt**

Đường kính danh nghĩa của ống dẫn	d/D, độ mở				d/D, độ thu			Vào	Ra	Vào	Ra		
	1/4		1/2		3/4		1/4					1/2	3/4
	1/4	1/2	3/4	1/2	3/4								
<i>d</i>													
<i>mm</i>													
<i>in</i>													
3/8	0,427	0,244	0,092	0,213	0,152	0,0914	0,457	0,244	0,457	0,335	0,457		
1/2	0,548	0,335	0,122	0,274	0,213	0,122	0,548	0,305	0,548	0,457	0,548		
3/4	0,762	0,457	0,152	0,366	0,305	0,152	0,853	0,427	0,853	0,670	0,853		
1	0,975	0,609	0,213	0,487	0,366	0,213	1,127	0,548	1,127	0,823	1,127		
1 <sup>1/4</sup>	1,432	0,914	0,305	0,701	0,548	0,305	1,615	0,792	1,615	1,280	1,615		
1 <sup>1/2</sup>	1,768	1,097	0,366	0,884	0,670	0,366	2,012	1,006	2,012	1,524	2,012		
2	2,438	1,463	0,488	1,220	0,914	0,488	2,743	1,341	2,743	2,073	2,743		
2 <sup>1/2</sup>	3,050	1,859	0,609	1,524	1,158	0,609	3,657	1,707	3,657	2,651	3,657		
3	3,962	2,438	0,792	1,981	1,493	0,792	4,267	2,194	4,267	3,353	4,267		
3 <sup>1/2</sup>	4,572	2,804	0,914	2,347	1,829	0,914	5,181	2,590	5,181	3,962	5,181		
4	5,181	3,353	1,158	2,743	2,072	1,158	6,096	3,048	6,096	4,877	6,096		
5	7,315	4,572	1,524	3,657	2,743	1,524	8,230	4,267	8,230	6,096	8,230		
6	8,839	6,705	1,829	4,572	3,353	1,829	10,058	5,791	10,058	7,620	10,058		
8	-	7,620	2,591	-	4,572	2,591	14,325	7,315	14,325	10,67	14,325		
10	-	9,753	3,353	-	6,096	3,353	18,288	8,839	18,288	14,02	18,288		
12	-	12,496	3,962	-	7,620	3,962	22,250	11,280	22,250	17,37	22,250		
14	-	-	4,877	-	-	4,877	26,210	13,716	26,210	20,12	26,210		
16	-	-	5,486	-	-	5,486	29,260	15,240	29,260	23,47	29,260		
18	-	-	6,096	-	-	6,096	35,050	17,678	35,050	27,43	35,050		
20	-	-	-	-	-	-	43,280	21,336	43,280	32,92	43,280		
24	-	-	-	-	-	-	49,680	25,298	49,680	39,62	49,680		

## 6.2. SƠ ĐỒ HỆ THỐNG ĐƯỜNG ỐNG NƯỚC

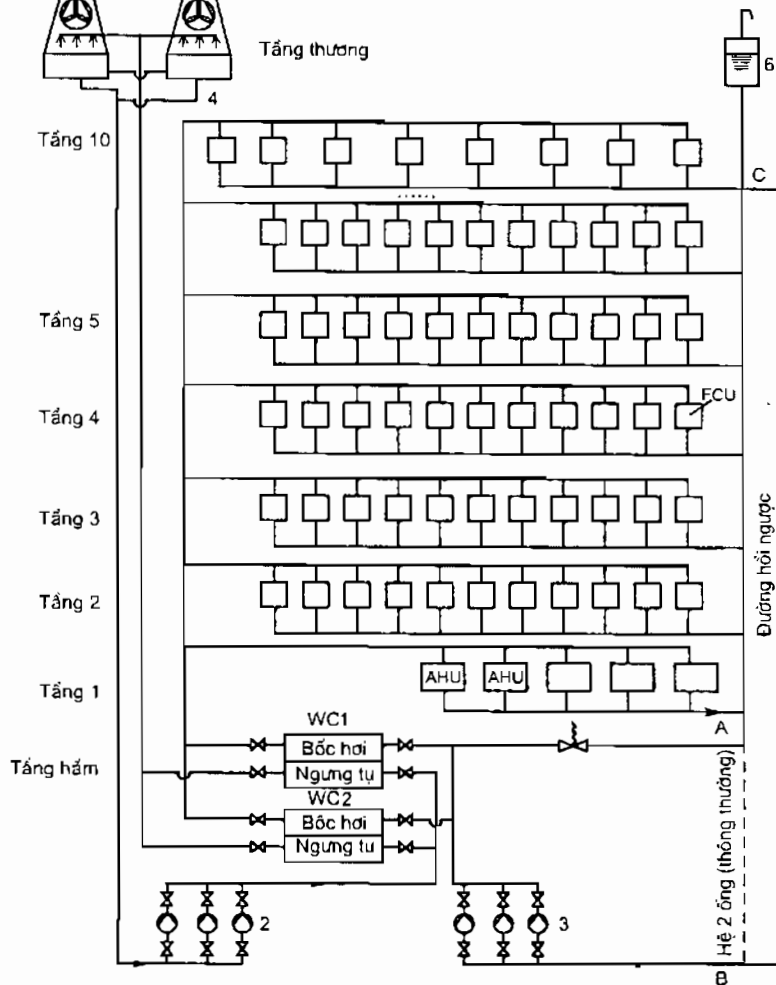
### 6.2.1. Sơ đồ nguyên lý

Sơ đồ nguyên lý hệ thống nước lạnh đã được trình bày trên 5 mục 2.4.2. Tuy nhiên, tùy từng trường hợp cụ thể người ta có thể chọn sơ đồ tối ưu. Thông thường sơ đồ hồi ngược có cân bằng áp suất tự nhiên tốn nhiều đường ống hơn, giá thành đắt hơn nhưng có những trường hợp sơ đồ hồi ngược tốn thêm rất ít đường ống, ví dụ trường hợp toà nhà hình hộp như hình 6.8 mô tả với các phòng bố trí xung quanh toà nhà. Ống phân phối cho các tầng là ống thẳng đứng (cấp cho tầng 2 đến tầng 8). Ống phân phối dàn nằm ngang cấp cho các dàn của tất cả các tầng. Toàn bộ ống phân phối và hồi của từng tầng làm nhiệm vụ của ống hồi ngược khi bố trí ống góp ở phía dàn sau cùng. Nhưng do toà nhà hình hộp khép kín nên ống hồi và ống phân phối có vị trí sát nhau. Ở đây có sự kết hợp giữa 2 sơ đồ: sơ đồ 2 ống trực tiếp ống góp và phân phối của các tầng với sơ đồ hồi ngược của từng tầng. Nếu thêm một ống hồi ngược từ tầng 8 xuống ta sẽ được sơ đồ hồi ngược hoàn chỉnh. Hình 6.9 giới thiệu sơ đồ nguyên lý hệ thống nước lạnh và giải nhiệt với 2 máy làm lạnh nước, tháp giải nhiệt đặt trên tầng thượng toà nhà 10 tầng.



Hình 6.8. Bố trí đường ống nằm ngang trong các tầng, ống góp thẳng đứng trong toà nhà hình hộp



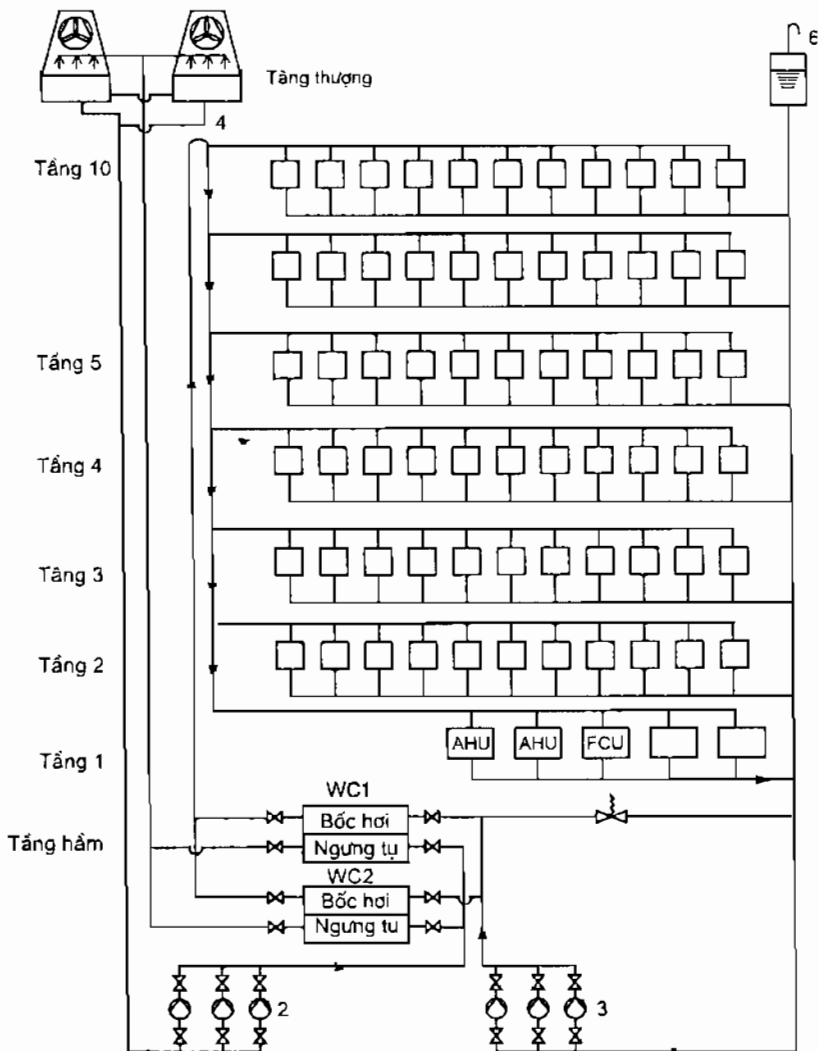


**Hình 6.9. Sơ đồ nguyên lý hệ thống điều hoà không khí có hệ nước lạnh kiểu hồi ngược và nước giải nhiệt với 2 máy làm lạnh nước, 2 tháp giải nhiệt đặt trên tầng thượng toà nhà 10 tầng**

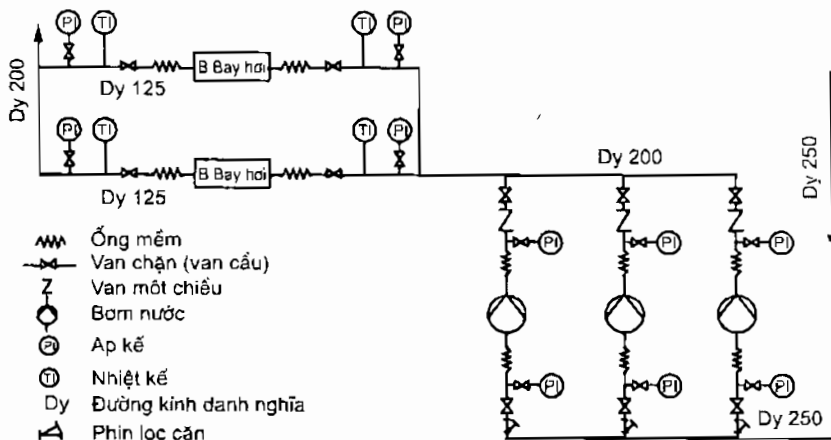
1. Máy làm lạnh nước Water Chiller; 2. Bơm nước giải nhiệt; 3. Bơm nước lạnh;
4. Tháp giải nhiệt; 5. FCU; 6. Bình dẫn nước.

Nếu nối tắt từ A đến B (hình 6.9) ta có hệ 2 ống kiểu ống hồi trực tiếp thông thường. Các dàn lạnh ở tầng 1 sẽ có tổn thất áp suất nhỏ nhất vì đường ống là ngắn nhất và các dàn tầng 10 sẽ có tổn thất áp suất lớn nhất vì đường ống là dài nhất. Nước có xu hướng chỉ đi qua các dàn tầng dưới. Để cân bằng tự nhiên tổn thất áp suất cho các dàn người ta bỏ đường nối tắt AB mà nối đoạn CB suốt chiều cao 10 tầng của toà nhà. Nước lạnh ra khỏi các tầng không đi trực tiếp về A mà chảy ngược lên tầng 10 rồi mới quay xuống theo đường CB về đầu hút

của bơm. Đây chính là hệ hồi ngược. Như vậy, hệ hồi ngược tốn thêm một đoạn ống hồi chạy suốt chiều cao của toà nhà. Đoạn ống cân bằng bổ sung này cũng có thể bố trí ngay ở phía đầu dây của bơm bằng cách cho nước chảy thẳng lên tầng 10 rồi quay xuống. Các ống phân phối bố trí trên ống đi xuống. Khi đó phải nối tắt AB (xem hình 6.10). Hệ hồi ngược với ống cân bằng đặt phía đầu dây bơm có ưu điểm là có thể giảm được kích thước đường ống vì tốc độ nước của ống phía đầu dây bơm cho phép lớn gần gấp 2 lần đầu hút của bơm (bảng 6.4). Tốc độ đầu dây cho phép  $2,4 \div 3,6\text{m/s}$  trong khi tốc độ đầu hút là 1,2 đến 2.1m/s.

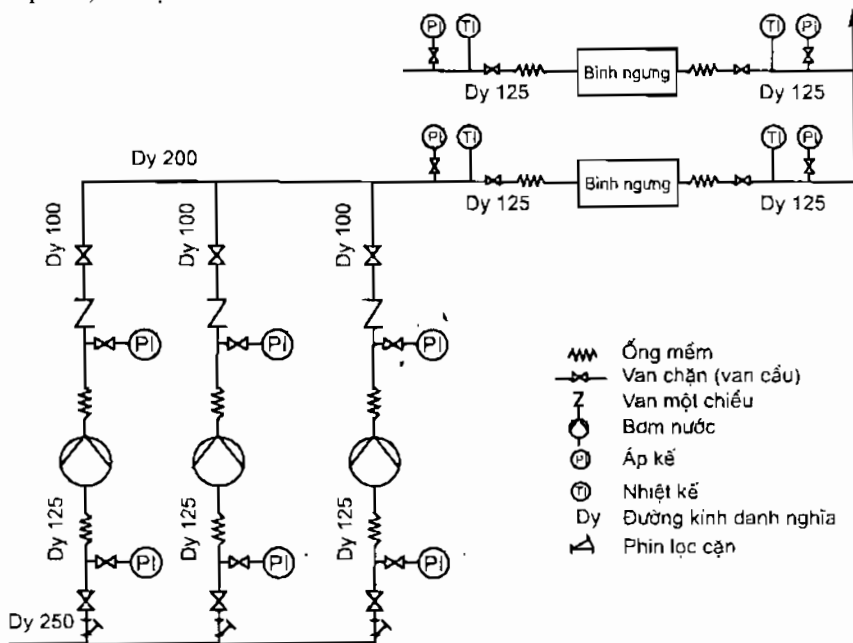


Hình 6.10. Hệ hồi ngược kiểu ống cân bằng đặt phía đầu dây bơm



Hình 6.11. Hệ thống bơm nước lạnh và bình bay hơi của Water Chiller (chi tiết hoá)

Thông thường các bản vẽ sơ đồ nguyên lý (hình 6.9 và 6.10) được trình bày trên khổ A0 và A1 nên có thể thể hiện toàn bộ các thiết bị phụ như ống mềm, van chặn, van 1 chiều, áp kế, nhiệt kế, lọc cặn, van an toàn, giảm áp. Trường hợp các thiết bị phụ đó chưa được thể hiện trên bản vẽ sơ đồ nguyên lý, cần có thêm bản vẽ thể hiện chi tiết bổ sung, ví dụ hệ thống bơm, hệ thống tháp giải nhiệt, bình ngưng, bình bay hơi... Hình 6.12 giới thiệu hệ thống bơm nước giải nhiệt với bình ngưng có các thiết bị phụ như phin lọc cặn, van 1 chiều, van chặn (van cầu) áp kế, nhiệt kế...



Hình 6.12. Hệ thống bơm nước giải nhiệt và bình ngưng của Water Chiller (chi tiết hoá)

### 6.2.2. Sự phân bố nước không đồng thời

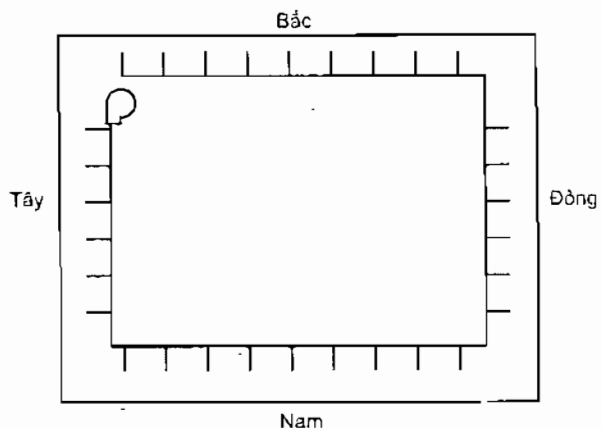
Giống như xác định năng suất lạnh tổng từ các thành phần tải lạnh có chú ý đến hệ số không đồng thời. Ví dụ khi toà nhà hình hộp (hình 6.8) có bốn dãy phòng quay về cả 4 hướng Đông, Tây, Nam, Bắc. Tải lạnh của các phòng đều chứa thành phần bức xạ mặt trời và đều được tính ở mức cao nhất để chọn FCU. Nhưng khi tính tải lạnh tổng để chọn máy điều hoà trung tâm ta nhận thấy rằng, các phòng hướng Đông chỉ nhận bức xạ mặt trời và đạt tải lạnh max vào 8 – 9h sáng, các phòng hướng Tây lại chỉ nhận bức xạ mặt trời và đạt tải lạnh max vào lúc 16 – 17h chiều, như vậy chỉ cần lấy giá trị bức xạ lớn nhất của một trong 4 hướng.

Đối với hệ thống nước lạnh cũng vậy, lưu lượng nước lạnh tổng của bơm không phải là lưu lượng nước lạnh của tổng của các FCU mà cần nhân với hệ số không đồng thời phù hợp. Hệ số không đồng thời luôn nhỏ hơn hoặc bằng 1 nên lưu lượng bơm bao giờ cũng nhỏ hơn lưu lượng tổng của các FCU.

Cần cứ vào hệ số không đồng thời, ta có thể tính toán được chính xác năng suất bơm cần thiết cũng như kích thước ống vừa đủ để tiết kiệm vốn đầu tư ban đầu cũng như giá vận hành khi hệ thống làm việc. Không phải hệ thống nào cũng có thể áp dụng hệ số không đồng thời. Các điều kiện để áp dụng hệ số làm việc không đồng thời là:

- Các dàn lạnh FCU được điều chỉnh tự động lưu lượng phù hợp với sự thay đổi tải lạnh trong phòng.
- Chỉ khi các phòng điều hoà có ít nhất 2 hướng bức xạ mặt trời trở lên.

Hình 6.13 giới thiệu phương án cấp nước lạnh cho các phòng có cả 4 hướng bức xạ Đông, Tây, Nam, Bắc như hình 6.8 đã giới thiệu. Vì hướng Bắc là đoạn cuối của ống cấp nên hệ số đồng thời bắt buộc phải là 1. Nói cách khác, không thể áp dụng hệ số đồng thời cho đoạn ống này kể cả đoạn cấp cũng như hồi. Ta chỉ có thể áp dụng hệ

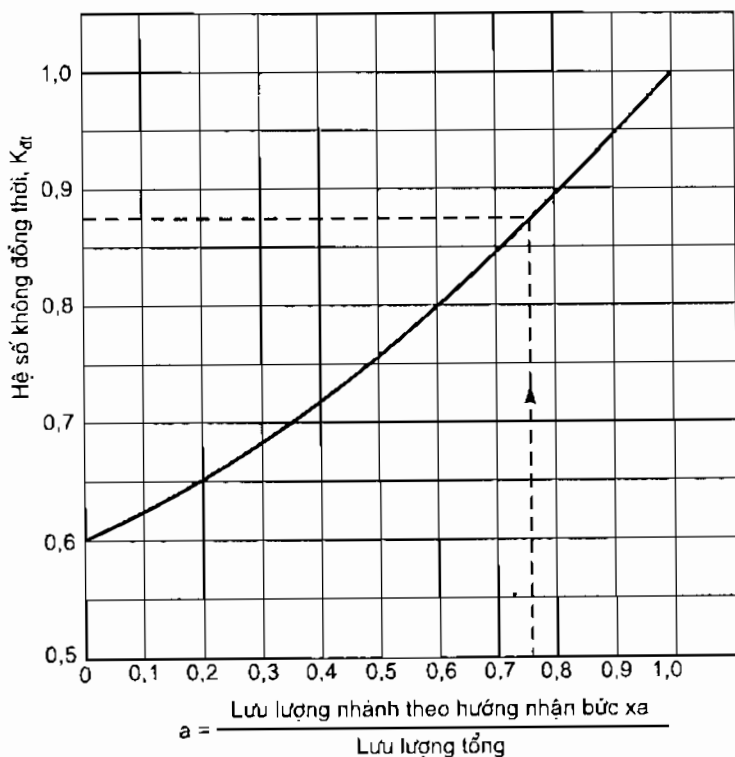


Hình 6.13. Sơ đồ đường ống cấp

số không đồng thời cho 3 hướng Tây, Nam và Đông cũng như đường cấp và đường hồi chạy theo chiều thẳng đứng của tám tầng. Cũng như vậy, các đường ống cấp của từng tầng phía Tây (đoạn cấp cuối cùng) và các đường ống hồi phía Nam (đoạn hồi đầu tiên) phải thiết kế với lưu lượng lớn nhất (hay hệ số đồng thời  $k_{dt} = 1$ ).

Trong hệ thống không tính đến hệ số đồng thời, thường người ta phải chú ý nhiều hơn tới các thiết bị tự động hoá của bơm như để giảm tiếng ồn do tiết lưu qua van, hoặc do tốc độ nước quá lớn. Ngoài ra, vì hệ thống không bao giờ vận hành tới lưu lượng đã thiết kế nên bơm liên tục phải tiết lưu lưu lượng, cho chảy qua nhánh phụ hoặc giảm năng suất.

Vì vậy, cần thiết phải tính toán năng suất bơm và đường kính ống nước theo hệ số đồng thời, nó cho phép tiết kiệm vốn đầu tư và tối ưu công tác vận hành hệ thống. Hình 6.14 giới thiệu đồ thị xác định hệ số không đồng thời và ví dụ 6.3 giới thiệu cách sử dụng đồ thị này.

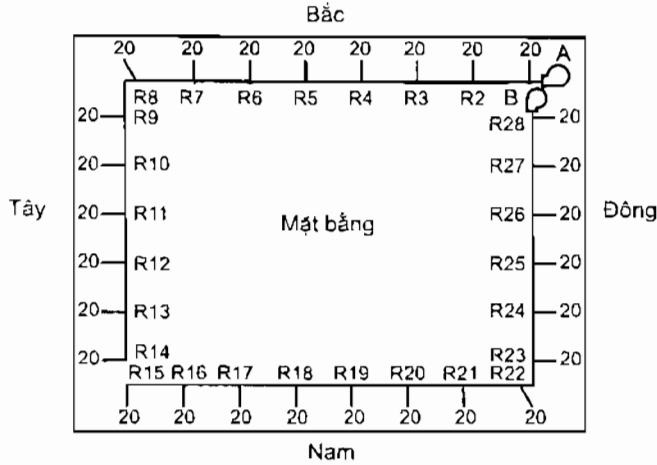


Hình 6.14. Hệ số không đồng thời phụ thuộc vào tỷ lệ lưu lượng ống nhánh trên lưu lượng tổng

### Ví dụ 6.3

Cho hệ thống ống nước bố trí như hình 6.15. Hãy xác định:

1. Hệ số không đồng thời để tính lưu lượng nước.
2. Lưu lượng nước trong các nhánh ống góp.



Hình 6.15. Hệ thống ống góp cấp (ví dụ 6.3)

### Giải

1. Bơm A cấp cho các phòng hướng Bắc và Tây, nhưng hệ số không đồng thời chỉ có thể áp dụng cho hướng Bắc. Lưu lượng tổng của bơm A là 28l/s và lưu lượng của các phòng hướng Bắc là 16l/s. Tỷ số giữa lưu lượng ống nhánh và lưu lượng tổng  $a = \frac{16}{28} = 0,57$ . Tra ở đồ thị hình

6.14 được  $k_{dt} = 0,785$ .

Bơm B có hệ số  $a$  là:

$$a = \frac{12}{28} = 0,43$$

Tra đồ thị hình 6.14 với  $a = 0,43$  có hệ số không đồng thời  $k_{dt} = 0,725$ .

2. Các bảng 6.11 và 6.12 giới thiệu hệ số không đồng thời áp dụng cho lưu lượng nước tối đa để xác định lưu lượng nước thực tế cho bơm và đường ống.

Lưu lượng ở các đoạn ống cuối có áp dụng hệ số không đồng thời, nếu nhỏ hơn thì phải lấy bằng lưu lượng đoạn đầu tiên của đoạn có hệ số không đồng thời bằng 1.

Bảng 6.11. Bơm A

Nhánh ống	Lưu lượng max, l/s	Hệ số không đồng thời	Lưu lượng thực, l/s
A – R1	28	0,785	22,0
R1 – R2	26	0,785	20,4
R2 – R3	24	0,785	18,8
R3 – R4	22	0,785	17,3
R4 – R5	20	0,785	15,7
R5 – R6	18	0,785	14,1
R6 – R7	16	0,785	12,6
R7 – R8	14	0,785	(11)
R8 – R9	12	1,0	12
R9 – R10	10	1,0	10
R10 – R11	8	1,0	8
R11 – R12	6	1,0	6
R12 – R13	4	1,0	4
R13 – R14	2	1,0	2

Bảng 6.12. Bơm B

Nhánh ống	Lưu lượng max, l/s	Hệ số không đồng thời	Lưu lượng thực, l/s
B – R28	28	0,725	20,3
R28 – R27	26	0,725	18,8
R27 – R26	24	0,725	17,4
R26 – R25	22	0,725	16,0
R25 – R24	20	0,725	(14,5)
R24 – R23	18	0,725	(13)
R23 – R22	16	1,0	16
R22 – R21	14	1,0	14
R21 – R20	12	1,0	12
R20 – R19	10	1,0	10
R19 – R18	8	1,0	8
R18 – R17	6	1,0	6
R17 – R16	4	1,0	4
R16 – R15	2	1,0	2

(\*) Lưu lượng ở các đoạn cuối ống có áp dụng hệ số không đồng thời, nếu nhỏ hơn thì phải lấy bằng lưu lượng đoạn đầu tiên của đoạn có hệ số không đồng thời bằng 1.

Như vậy, bơm A cần chọn có lưu lượng 22l/s chứ không phải 28l/s và bơm B cần có lưu lượng 20,3l/s chứ không phải 28l/s như lý thuyết.

### Chọn bơm

Bơm cần được lựa chọn sao cho khi điều chỉnh lưu lượng, cột áp bơm không được tăng cao. Các hệ thống đường ống cần điều chỉnh lưu lượng đáng kể cần phải chọn bơm trên đoạn nằm ngang của đường đặc tính (lưu lượng – cột áp) của bơm.

Thông thường, các đường ống mới lắp đặt bao giờ cũng có tổn thất áp suất nhỏ hơn so với tính toán, bởi vậy lưu lượng đạt cao hơn và công suất động cơ yêu cầu cũng lớn hơn. Chính vì vậy bơm ly tâm thường được chọn cột áp đúng như tính toán và không tính thêm hệ số an toàn. Khi tính toán với hệ số an toàn lưu lượng bơm sẽ quá lớn. Khi vận hành thường phải điều chỉnh lưu lượng hoặc cho bypass một phần. Điều đó có thể dẫn đến quá tải động cơ.

Vì vậy, khi không sử dụng hệ số không đồng thời, lưu lượng bơm chọn đạt tối đa, lưu lượng thực tế cần thiết nhỏ hơn nên phải liên tục điều chỉnh bằng tiết lưu có thể làm cho cột áp bơm tăng cao.

### **6.2.3. Các thiết bị phụ**

#### **6.2.3.1. Bình dẫn nở**

Bình dẫn nở là bình chứa nước dùng để điều tiết sự dẫn nở nhiệt của nước trong hệ thống nước khi có thay đổi nhiệt độ. Bình phải có sức chứa đủ lớn để chứa được lượng nước dẫn nở của toàn hệ thống khi nhiệt độ nước thay đổi trong quá trình hệ thống dừng cũng như làm việc. Ngoài ra, nó có thể có thêm nhiệm vụ cấp nước và bổ sung nước cho hệ thống.

Bình dẫn nở chỉ sử dụng cho các hệ thống nước kín. Các hệ thống nước hở có dàn phun không cần bình dẫn nở vì bể chứa nước đồng thời làm nhiệm vụ của bình dẫn nở.

Bình dẫn nở được chia làm nhiều loại theo cấu tạo và nguyên tắc làm việc như:

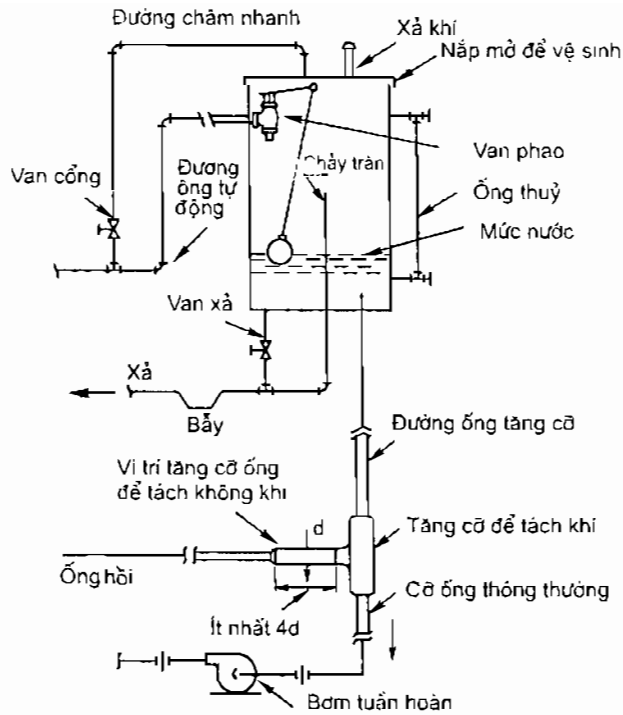
##### **a) Bình dẫn nở hở**

Bình dẫn nở hở là bình có lỗ thông với không khí ngoài trời, nên áp suất làm việc của phía hút hệ thống luôn bằng áp suất khí quyển. Bình dẫn nở hở thường dùng cho hệ thống nước lạnh điều hoà không khí và các hệ thống nước lớn. Bình dẫn nở hở đơn giản về cấu tạo, rẻ tiền, không chịu áp lực, dễ vận hành nên được ứng dụng khá rộng rãi. Với bình dẫn nở hở người ta cũng có thể dễ dàng xác định được áp suất tĩnh ở các điểm trong hệ thống nước. Hình 6.16 giới thiệu một bình dẫn nở hở với hệ thống đường ống. Bình dẫn nở hở được lắp đặt ở vị trí cao nhất trong hệ thống ống nước và cao hơn dàn lạnh cao nhất ít nhất là 0,9m. Kích thước tê phía dưới (nối bình với bơm và đường hồi từ dàn) được mở rộng nhằm mục đích giảm tốc độ dòng nước tách bọt khí cuốn theo dễ dàng hơn, tránh cho bơm không hút phải khí khi vận hành.

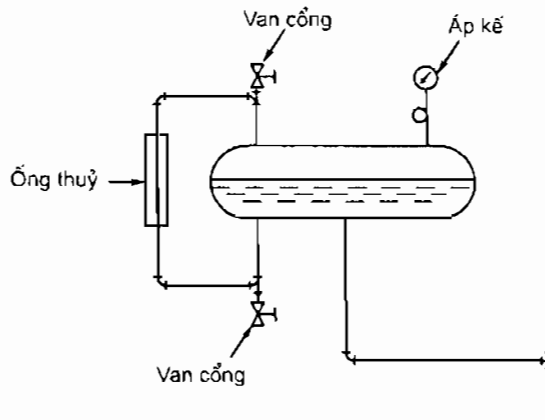
##### **b) Bình dẫn nở kín**

Bình dẫn nở kín được giới thiệu trên hình 6.17 là bình không có lỗ thông với không khí bên ngoài nên áp suất làm việc của hệ thống khác với áp suất khí quyển, do đó bình có áp kế để theo dõi áp suất hệ thống. Bình dẫn nở kín thường được ứng dụng cho các hệ thống nước nhỏ hoặc nước nóng gia đình. Vì nước nóng có khả năng hoà tan ôxi làm han rỉ đường ống nên nhiều bình dẫn nở kín có thêm màng cao su đàn hồi ngăn cách nước và không khí trong bình, khi đó người ta gọi là bình dẫn nở có màng đàn hồi.





Hình 6.16. Bình dẫn nước nóng



Hình 6.17. Bình dẫn nước lạnh

Thể tích của bình dẫn nước nóng và lạnh nói chung được xác định theo phần trăm dẫn nước của nước và của chính vỏ bình. Để đơn giản thường người ta lấy thể tích bình dẫn nước tối thiểu bằng 6% toàn bộ thể tích nước trong hệ thống (nước chứa trong đường ống và trong các dàn) [7].

Cũng có thể tính thể tích của bình dẫn nước tối thiểu (chưa tính đến hệ số chứa của bình) theo công thức sau:

$$V_{dn} = \beta \cdot V_n$$

trong đó:  $V_{dn}$  – thể tích tối thiểu bình dẫn nở,  $m^3$ .

$V_n$  – thể tích toàn bộ nước chứa trong hệ thống,  $m^3$ ;

$\beta$  – phần trăm dẫn nở của nước lấy theo bảng 6.13.

**Bảng 6.13. Phần trăm dẫn nở của nước theo nhiệt độ (lấy điểm gốc từ 4,5°C)**

Nhiệt độ, °C	40	50	60	70	80	90	100	110	120
$\beta$ , %	0,7	1,1	1,6	2,0	2,8	3,2	4,0	4,7	5,5

Nhiệt độ, °C	130	140	150	160	170	180	190	200
$\beta$ , %	6,4	7,3	8,4	9,3	10,6	11,8	13,1	14,6

Theo bảng 6.12, nếu hệ thống nước lạnh điều hoà vào mùa hè và sưởi vào mùa đông, làm việc trong phạm vi thấp nhất là 4,5°C và cao nhất là 70°C thì độ dẫn nở của nước là 2%. Và nếu toàn bộ lượng nước chứa trong hệ thống là 50m<sup>3</sup> thì thể tích tối thiểu của bình là 2%.50m<sup>3</sup> = 1m<sup>3</sup>. Theo [7] lấy 3m<sup>3</sup> bằng 6% thể tích nước.

### 6.2.3.2. Phin lọc cặn

Chức năng đầu tiên của phin lọc cặn là để bảo vệ thiết bị. Thông thường, phin lọc cặn được đặt ở trên đường hút của bơm, trước van điều chỉnh và các phụ kiện cũng như thiết bị tự động cần bảo vệ khác. Phin lọc cặn thường được chọn theo năng suất tính toán của vị trí mà nó được lắp đặt. Phin lọc cặn dùng cho bơm thường làm bằng đồng và cỡ lưới không dưới 40 mesh (40 mắt trên chiều dài 1 in). Khi sử dụng phin lọc cặn cho các mục đích khác cần liên hệ với nhà chế tạo để tìm cỡ lưới thích hợp. Ví dụ, một van điều chỉnh cần được bảo vệ với cỡ lưới mịn hơn nhiều so với phin lọc dùng cho bơm.

### 6.2.3.3. Nhiệt kế và áp kế

Nhiệt kế và áp kế được lắp đặt ở các vị trí mà nhà thiết kế cho rằng cần thiết để biết nhiệt độ và áp suất của hệ thống. Thường các vị trí đó là:

1. Nhiệt độ nước vào và ra ở bình bay hơi;
2. Nhiệt độ nước vào và ra ở bình ngưng tụ;
3. Áp suất đầu vào và đầu ra của bơm.

Nhiệt độ và áp suất nước phun trước khi vào dàn phun của bộ rửa khí.

Nhiệt kế dùng cho nước thường chọn loại có thang chia từ 0 đến 160°C và được bố trí trong ống bảo vệ và lắp đặt sao cho dễ quan sát.

Áp kế được chọn sao cho áp suất vận hành nằm ở điểm giữa của thang chia và cũng nên lắp đặt ở nơi dễ quan sát.

#### **6.2.3.4. Lỗ xả khí**

Việc xả khí hoặc thông khí là một vấn đề rất quan trọng đối với bất kỳ hệ thống nước nào. Thông thường, phần lớn không khí được thoát qua bình dẫn nở kiểu hở. Những vị trí cao nhất của hệ thống không có khả năng thông hơi với bình dẫn nở hở đều phải bố trí lỗ xả khí. Hệ thống sử dụng bình dẫn nở kín cần phải bố trí lỗ xả khí ở tất cả các vị trí cao của hệ thống. Tất cả các lỗ xả khí phải có phễu thoát nước, đề phòng nước rò rỉ theo.

#### **6.2.4. Sơ đồ lắp đặt đường ống**

Sơ đồ lắp đặt đường ống phụ thuộc vào rất nhiều yếu tố khác nhau như vị trí thiết bị, cấu trúc và kết cấu xây dựng, vị trí ống cấp và xả nước, hộp kỹ thuật, yêu cầu về lắp đặt, bảo dưỡng sửa chữa cũng như điều chỉnh, điều khiển, bảo vệ thiết bị. Nói chung, khi thiết kế sơ đồ lắp đặt đường ống cần lưu ý một số vấn đề sau:

1. Van khoá được bố trí trên đường ống cấp và ống hồi cho thiết bị (chúng thường là các van cổng) để có thể tiến hành sửa chữa hoặc thay thế thiết bị như FCU, AHU, bình bay hơi, bình ngưng tụ, bơm... mà không cần phải xả nước toàn bộ khỏi hệ thống. Đôi khi các van cầu được bố trí trong hệ thống vừa làm nhiệm vụ van khoá, vừa làm nhiệm vụ điều chỉnh cân bằng áp suất và lưu lượng dòng chảy trong hệ thống. Van cầu hay được sử dụng nhất ở đầu xả của bơm. Trong một vài trường hợp có thể bỏ van nếu so sánh về mặt kinh tế thấy giá van đắt hơn giá xả bỏ toàn bộ nước và thay mới bằng nước đã xử lý. Thực chất đây cũng là một bài toán tối ưu về kinh tế.

2. Các hệ thống sử dụng các mối nối ren, hàn điện hoặc hàn chảy cần thiết có các mối nối có thể tháo lắp sửa chữa hoặc thay thế thiết bị. Nếu sử dụng van cổng để tách thiết bị khỏi hệ thống thì các mối nối được bố trí giữa van và thiết bị. Các mối nối cũng được bố trí trước và sau các van điều chỉnh và trên mỗi nhánh của van điều chỉnh 3 ngã. Kinh nghiệm thực tế cho thấy, nên bố trí van điều chỉnh ở giữa thiết bị và van cổng. Điều đó cho phép tháo dỡ van điều chỉnh khỏi hệ thống mà không cần xả hết nước khỏi hệ thống. Khi bố trí hợp lý van điều chỉnh, ta có thể loại bỏ được mối nối dùng để tháo lắp thiết bị. Nếu sử dụng các van và phụ kiện kiểu bích có thể loại bỏ toàn bộ các mối nối tháo lắp được.

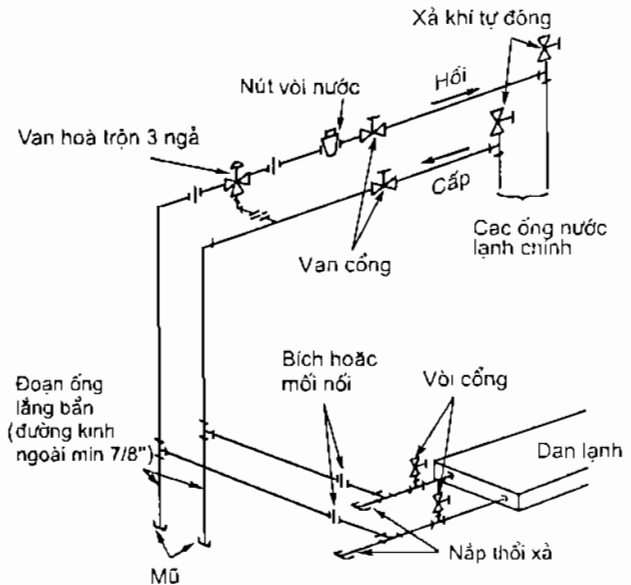
3. Các phin lọc cặn, nhiệt kế và áp kế thường được bố trí giữa thiết bị và van cổng (dùng để khoá đường nước).

### 6.2.4.1. Sơ đồ đường ống dàn lạnh

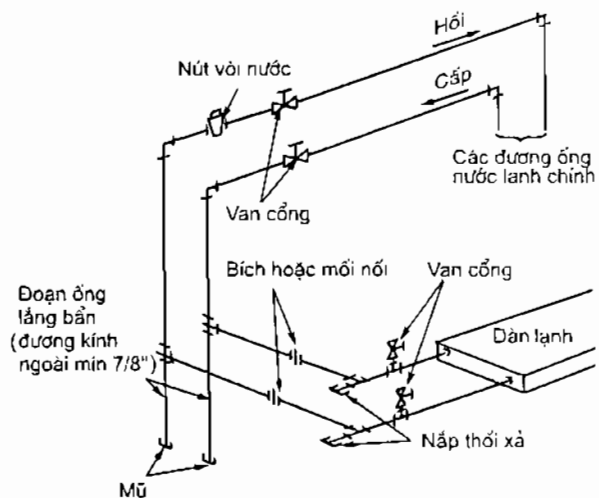
Các hình 6.18 đến 6.24 giới thiệu các sơ đồ đường ống đặc trưng dùng để lắp đặt các dàn lạnh dùng nước lạnh trong hệ thống kín [7].

Sơ đồ đường ống giới thiệu trên hình 6.18 sử dụng một van 3 ngã. Van 3 ngã này được lắp trên đường hồi từ dàn lạnh. Van có nhiệm vụ duy trì nhiệt độ yêu cầu bằng cách điều chỉnh tự động lưu lượng nước qua dàn và qua đường bypass. Van được điều chỉnh nhờ một đầu cảm nhiệt độ. Các van nhánh nối áp kế thường được bố trí cả trên đường nước cấp và nước hồi. Nhờ vậy chúng ta có thể xác định được tổn thất áp suất qua dàn lạnh. Van nút dùng để điều chỉnh và đặt tổn thất áp suất qua dàn bằng tay.

Hình 6.19 giới thiệu một phương án lắp đặt khác cho dàn lạnh dùng nước. Van nút (plug cock) dùng để điều chỉnh bằng tay lưu lượng và tổn thất áp suất qua dàn. Tổn thất áp suất được điều chỉnh bằng cách nối các áp kế vào các nhánh chờ trên đường cấp và hồi của dàn. Với sơ đồ này, việc điều chỉnh nhiệt độ không khí ra khỏi dàn lạnh được duy trì trong một phạm vi



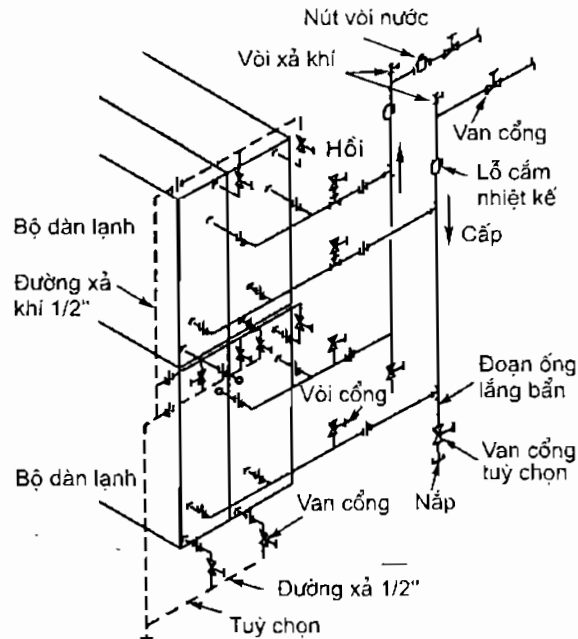
**Hình 6.18.** Sơ đồ đường ống lắp đặt cho một dàn lạnh sử dụng van 3 ngã điều chỉnh tự động lưu lượng qua dàn và qua bypass (cần bố trí đầu nối sao cho có thể tháo lắp dàn dễ dàng)



**Hình 6.19.** Sơ đồ đường ống lắp đặt cho một dàn lạnh điều chỉnh bằng tay

yêu cầu, do nhiệt độ nước lạnh đã được điều chỉnh theo một giá trị đặt trước. Thông thường người ta dùng một dòng không khí đi vòng qua dàn lạnh (hoà trộn cấp 2) để điều chỉnh nhiệt độ cuối cùng thổi vào phòng.

Hình 6.20 giới thiệu một tổ hợp gồm nhiều dàn lạnh. Đường ống xả khí và xả nước nên dùng cỡ 1/2 in thông thường. Các nguyên tắc đi ống trên hình 6.18 và 6.19 cũng được áp dụng cho trường hợp này.



Hình 6.20. Sơ đồ đường ống cho tổ hợp nhiều dàn lạnh

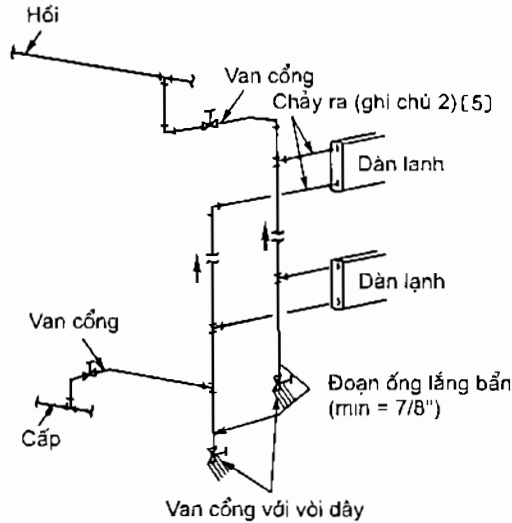
Một van cầu có thể sử dụng thay thế cho cấp van nút (plug cock) và van cổng trên đường hồi của hình 6.18, 6.19 và 6.20. Khi đó van cầu đảm đương cả 2 nhiệm vụ là cân bằng áp suất tổn thất qua dàn và khoá dòng chảy khi sửa chữa thay thế dàn. Tuy nhiên, việc sử dụng van cầu có nhược điểm trước hết là, điểm đặt sau khi cân bằng không được định vị và có thể dịch chuyển với các lý do bất ngờ không lường trước, thứ hai là phải đặt lại mỗi lần đóng mở để sửa chữa, tháo lắp, thay thế.

Các tê có mũ bịt bố trí trên dàn lạnh dùng để thổi hết nước ra khỏi hệ thống.

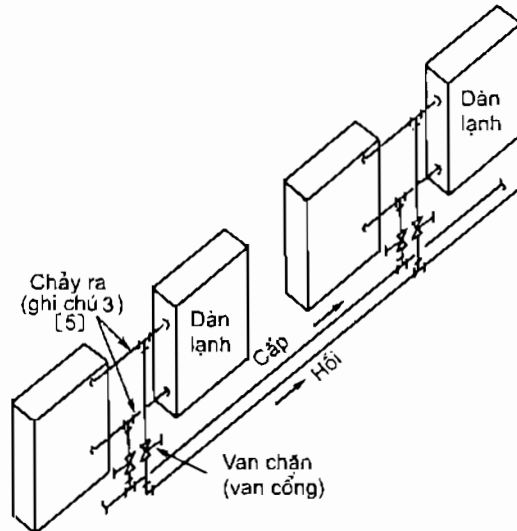
Đoạn ống lắng cặn là đoạn ống chết phía dưới của các ống đứng cấp và hồi. Thông thường phía dưới là mũ ren. Khi tháo mũ, có thể tháo cặn bẩn ra ngoài. Nếu dùng một van cổng thay cho mũ ren, có thể bố trí vòi để nối ống mềm xả cặn ra xa hoặc xả đến phễu xả. Ống lắng cặn thường có đường kính tối thiểu 7/8 in (22mm) và chiều dài tối thiểu

18 in (460mm). Nên sử dụng van cổng phía dưới ống lắng cặn vì van cổng xả bẩn dễ dàng hơn van cầu rất nhiều.

Hình 6.21 giới thiệu một tổ hợp nhiều dàn có ống góp đứng thường sử dụng cho các toà nhà nhiều tầng và nhiều phòng. Các dàn lạnh được nối như thường lệ với ống cấp và ống hồi đứng, đi xuyên qua các tầng của toà nhà. Ống lắng cặn được bố trí ở dưới đáy của mỗi ống (hình 6.20).



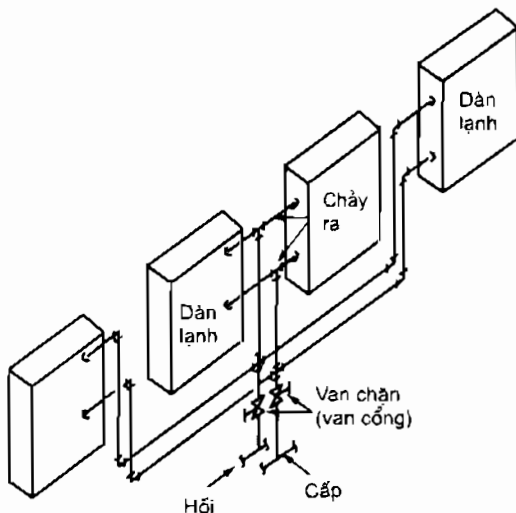
**Hình 6.21. Sơ đồ đường ống cho nhiều dàn lạnh với ống đứng cấp và hồi**



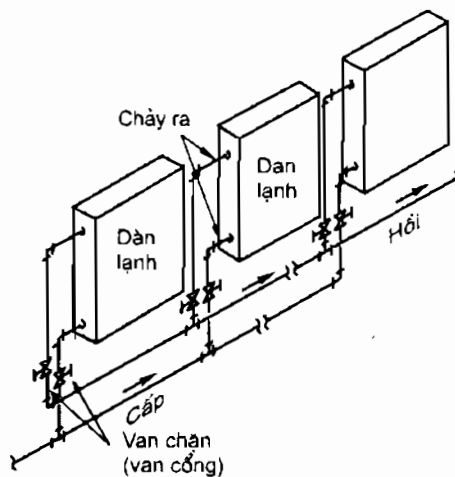
**Hình 6.22. Sơ đồ đường ống cho nhiều dàn đặt ngang (4 dàn, 4 van khoá)**

Nên sử dụng các van cổng như biểu diễn trên các hình vẽ để có thể bảo dưỡng, sửa chữa, thay thế mà không làm thay đổi chế độ làm việc đã đặt trước của hệ thống.

Hình 6.22, 6.23 và 6.24 giới thiệu các sơ đồ đường ống đặc trưng cho nhiều dàn theo phương nằm ngang, có độ cao giống nhau. Khác biệt cơ bản trong 3 hệ thống đó là số lượng van khoá (van cổng) và ống nối với ống góp. Giả sử các ống góp đi dưới sàn nhà và mỗi ống nối phải đi qua sàn nhà. Bởi vậy, cần phải tính toán kinh tế xem số lượng van khoá cần thiết cho công tác bảo dưỡng, sửa chữa là bao nhiêu. Hình 6.23 giới thiệu phương án với số lượng van khoá ít nhất, còn hình 6.24 là phương án có số lượng van khoá nhiều nhất (mỗi dàn cần một bộ).



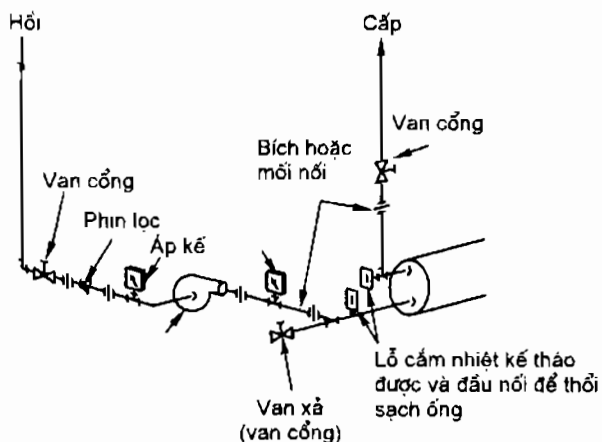
Hình 6.23. Sơ đồ đường ống cho nhiều dàn đặt ngang (4 dàn, 2 van khoá)



Hình 6.24. Sơ đồ đường ống cho nhiều dàn đặt ngang (3 dàn, 6 van khoá)

### 6.2.4.2. Sơ đồ đường ống bình bay hơi

Một sơ đồ đường ống đặc trưng cho bình bay hơi được giới thiệu trên hình 6.25.

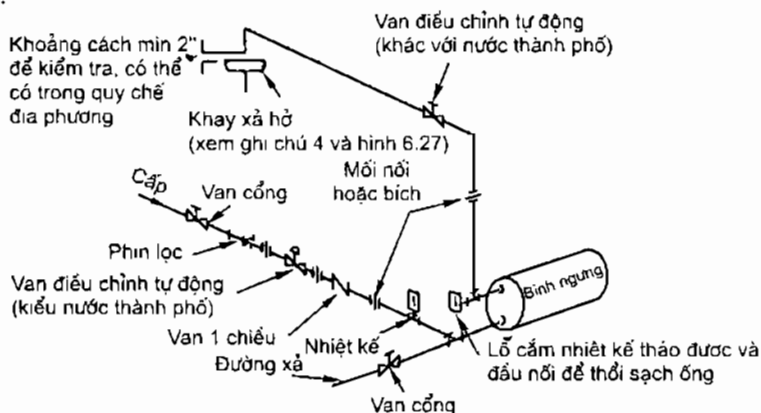


Hình 6.25. Sơ đồ đường ống của bình bay hơi

Trong một hệ thống mà các thiết bị được lắp nối liền với nhau thì tiết kiệm được phần lớn van khoá là van cổng, khi đó nước được tháo ra khỏi hệ thống qua van xả khi cần bảo dưỡng sửa chữa bất kỳ phụ kiện và thiết bị nào trong hệ thống. Nếu muốn cô lập từng thiết bị để sửa chữa hoặc thay thế, phải bố trí van khoá (van cổng) trước và sau thiết bị đó. Trên hình 6.25, chỉ bố trí 2 van cổng trước bơm và sau bình bay hơi. Trên đường ống hút của bơm, sau van cổng là các mối nối tháo lắp được cho phin lọc cặn. áp kế được lắp trước và sau bơm. Nhiệt kế được bố trí trước và sau bình bay hơi.

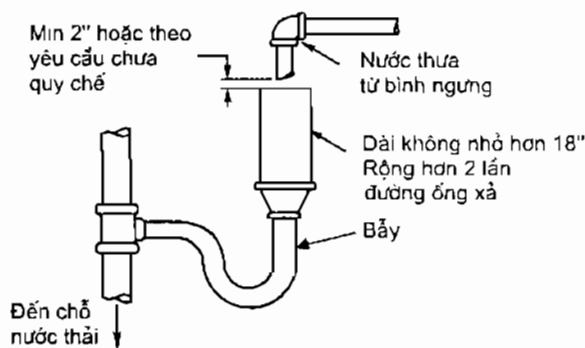
### 6.2.4.3. Sơ đồ đường ống bình ngưng tụ

Hình 6.26 giới thiệu sơ đồ đường ống lắp đặt cho một bình ngưng tụ sử dụng nước thành phố, nước giếng hoặc nước sông. Đường ống nước ra lắp đặt cao hơn đường nước cấp để đảm bảo trong bình ngưng luôn đầy nước. Lưu lượng nước vào bình được điều chỉnh nhờ van điều chỉnh nước làm mát bình ngưng với tín hiệu điều chỉnh là áp suất ngưng tụ.



Hình 6.26. Sơ đồ đường ống lắp đặt cho một bình ngưng tụ

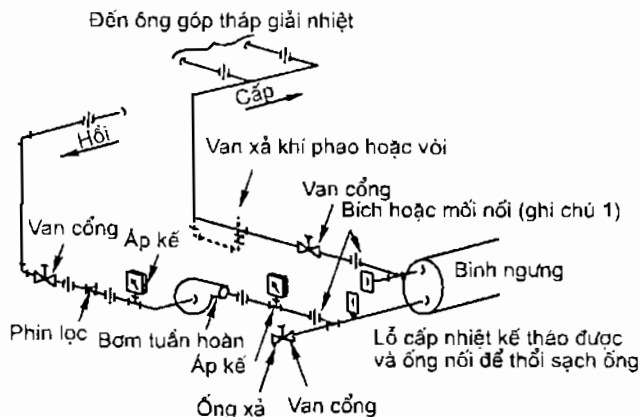
Hình 6.27 giới thiệu một phương án đường ống xả nước ra từ bình ngưng. Ống nối xả tất cả các loại cần phù hợp với quy chế địa phương. Các quy chế này thường chỉ áp dụng khi sử dụng nước thành phố để đề phòng ô nhiễm nguồn nước thành phố.



Hình 6.27. Một phương án đường ống xả



Hình 6.28 giới thiệu sơ đồ đường ống của bình ngưng kết hợp với một tháp giải nhiệt. Bình ngưng và tháp giải nhiệt được kết nối liền với nhau nên phần lớn các van cổng bị loại bỏ. Nếu hệ thống đường ống phức tạp và lớn nên có các van cổng để dễ cô lập từng thiết bị khi bảo dưỡng, sửa chữa và thay thế.



Hình 6.28. Sơ đồ đường ống của bình ngưng với tháp giải nhiệt

Khi trong một hệ thống đường ống có 2 hoặc nhiều bình ngưng, cần thiết phải cân bằng các dòng chảy qua các bình ngưng sao cho càng giống nhau càng tốt. Điều đó là thực sự khó khăn khi:

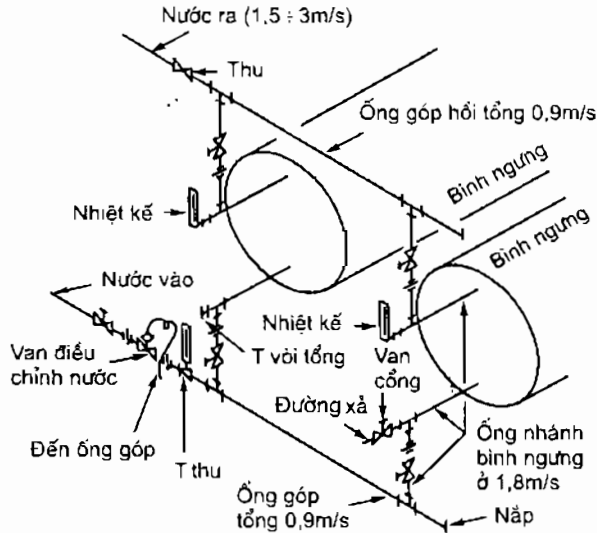
1. Tổn thất áp suất qua các bình ngưng không phải luôn luôn bằng nhau.
2. Nước phân phối vào các nhánh và ra khỏi các bình ngưng ít khi giống nhau.
3. Sự lắp đặt thực tế có thể ảnh hưởng đến tổn thất áp suất từng bình ngưng.

Để cân bằng tốc độ nước đi qua các bình ngưng cần thiết kế đường ống như sau:

1. Thiết kế tốc độ nước ở các đường ống nhánh tối thiểu 1,8m/s. Các đường ống nhánh phải giống hệt nhau.
2. Thiết kế ống góp cho lưu lượng nước tổng với tốc độ không quá 0,9 m/s. Ống góp được kéo dài thêm khoảng 0,3m kể từ ống nhánh cuối cùng cấp vào các bình ngưng.
3. Thiết kế ống chính cấp cho ống góp với tốc độ nước từ 1,5m/s đến 3 m/s, nên lấy giá trị trung bình khoảng 2,1m/s. Ống cấp cho ống góp có thể nối vào đầu hoặc vào bất kỳ vị trí nào trên thân ống góp. Cần lưu ý tránh dòng cắt ngang.

4. Thiết kế ống nhánh hồi, ống góp hồi và ống hồi chính giống như phía cấp.

5. Chỉ nên bố trí một van điều chỉnh duy nhất trên đường chính chứ không nên bố trí các van điều chỉnh riêng biệt trên các ống nhánh tới các bình ngưng (xem hình 6.29).



Hình 6.29. Sơ đồ đường ống cho nhiều bình ngưng (ống nối môi chất lạnh song song)

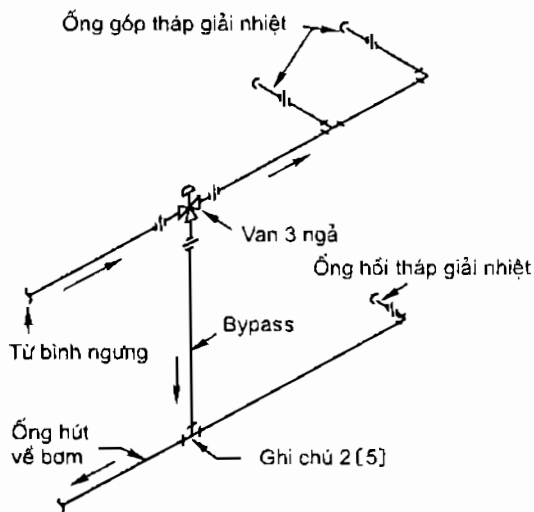
#### 6.2.4.4. Sơ đồ đường ống tháp giải nhiệt

Hình 6.28 đã giới thiệu sơ đồ đường ống của bình ngưng với tháp giải nhiệt. Bởi vì tháp giải nhiệt là một dạng thiết bị hở, do đó hệ thống đường ống là kiểu hở. Nếu bình ngưng và tháp giải nhiệt lắp đặt trên cùng một độ cao thì cột áp hút của bơm rất nhỏ. Khi đó nên đặt phin lọc cặn ở phía đầu của bơm để đảm bảo áp suất phía hút của bơm không bị chân không cao.

Thông thường cần duy trì nhiệt độ nước cấp cho bình ngưng là không đổi. Điều đó có thể thực hiện được bằng cách bố trí một đường bypass đi tắt không qua tháp giải nhiệt. Van 3 ngã điều chỉnh bằng đầu cảm nhiệt độ sẽ điều chỉnh lượng nước nóng qua bypass nhằm duy trì nhiệt độ nước không đổi cấp cho bình ngưng. Khi bình ngưng và tháp giải nhiệt đặt cùng độ cao hoặc đặt cao hơn tháp giải nhiệt, nên sử dụng van 3 ngã rẽ nhánh với đường bypass kiểu này (three way diverting valve) (xem hình 6.30).

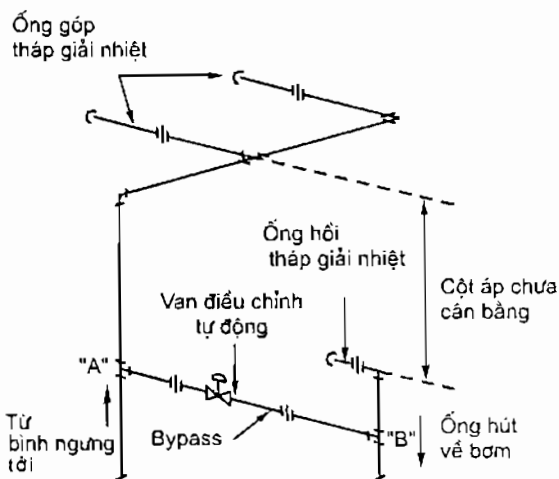
Cũng trong trường hợp tháp giải nhiệt đặt cùng độ cao hoặc bơm

cao hơn tháp giải nhiệt không nên dùng van 3 ngã hỗn hợp (three way mixing valve) vì van này lắp trên đường hút và càng làm tăng độ chân không trong đường hút của bơm.



**Hình 6.30. Sơ đồ đường ống tháp giải nhiệt để điều chỉnh nhiệt độ nước ra không đổi (bình ngưng và tháp ở cùng độ cao)**

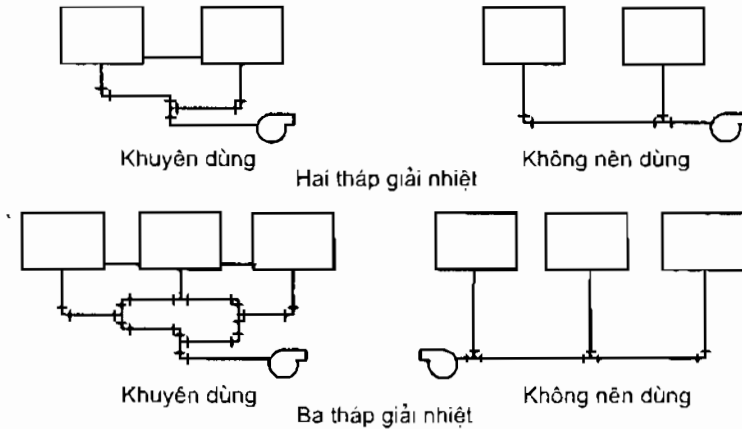
Hình 6.31 giới thiệu một đường bypass lắp đặt khi bình ngưng bố trí thấp hơn tháp giải nhiệt. Sơ đồ đường ống này sử dụng một van điều chỉnh tự động 2 ngã (có đầu cảm nhiệt độ đặt trên đường nước cấp cho bình ngưng) nối tắt giữa đầu đẩy và đầu hút của bơm. Khi nhiệt độ nước cấp cao, van đóng đường nối tắt. Khi nhiệt độ nước cấp giảm, van mở ra lấy nước nóng ở đầu xả bơm hoà trộn với nước đường hút để điều chỉnh cho nhiệt độ nước vào



**Hình 6.31. Sơ đồ đường ống của tháp giải nhiệt để điều chỉnh nhiệt độ nước ra không đổi (bình ngưng thấp hơn tháp giải nhiệt).**

bình ngưng tăng lên. Tổn thất áp suất ma sát qua đường bypass được thiết kế theo cột áp tĩnh chưa cân bằng trong tháp giải nhiệt với lưu lượng nước tối đa (max) qua bypass.

Nếu hệ thống có nhiều tháp giải nhiệt được nối với nhau nên thiết kế đường ống sao cho tổn thất áp suất từ tháp giải nhiệt đến bơm xấp xỉ bằng nhau đối với mỗi tháp. Hình 6.31 giới thiệu sơ đồ đường ống đặc trưng cho hệ thống có nhiều tháp. Các đường cân bằng dùng để duy trì mức nước giống nhau trong các tháp giải nhiệt.



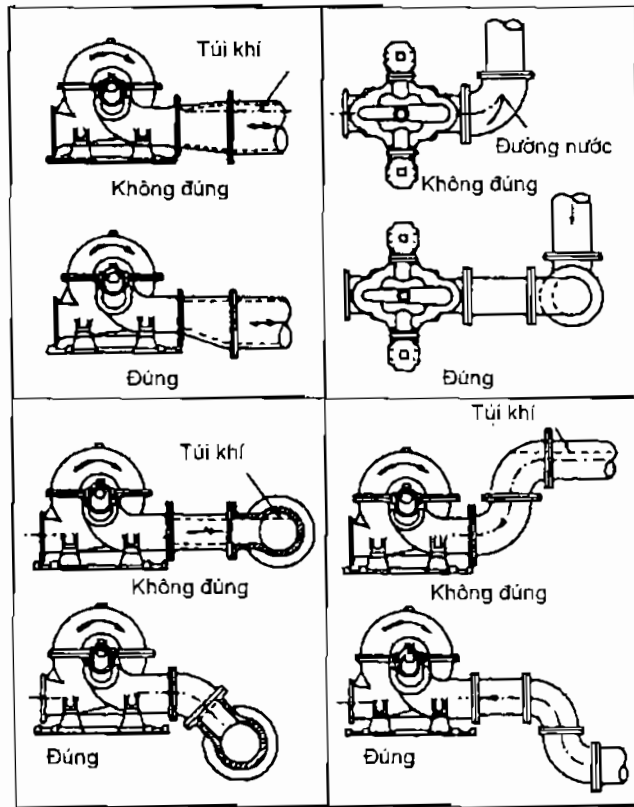
Hình 6.32. Sơ đồ đường ống cho nhiều tháp giải nhiệt

#### 6.2.4.5. Sơ đồ đường ống cho bơm

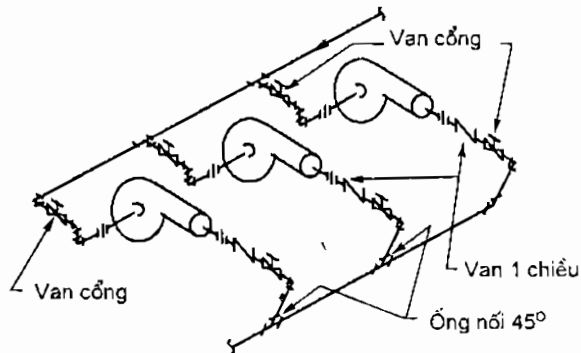
Có một số nguyên tắc cần ghi nhớ sau đây khi thiết kế đường ống cho bơm (xem hình 6.33).

1. Đường ống ngắn và trực tiếp đến mức có thể.
2. Mở rộng đường ống hút ít nhất thêm một cỡ so với đường ống nối vào bơm.
3. Loại trừ sự hình thành túi khí (air pocket) trên đường hút.
4. Nên sử dụng một ống thu lệch tâm ở cửa hút của bơm để loại trừ túi khí trong đường hút.
5. Không bao giờ lắp một cút nằm ngang ở cửa vào của bơm. Bất kỳ cút nằm ngang nào lắp trên đường ống hút phải được bố trí thấp hơn cửa hút của bơm. Nếu có thể, nên bố trí một cút đứng trên ống thu vào cửa hút của bơm.

Hình 6.34 giới thiệu sơ đồ đường ống có nhiều bơm cùng nối trong một ống góp hút và ống góp đẩy. Sơ đồ này cho phép mỗi bơm đạt lưu lượng giống nhau, ngay cả khi chạy không đầy tải, lưu lượng chung bị giảm hoặc ngay cả khi cô lập 1 bơm ra khỏi hệ thống để bảo dưỡng, sửa chữa, thay thế.

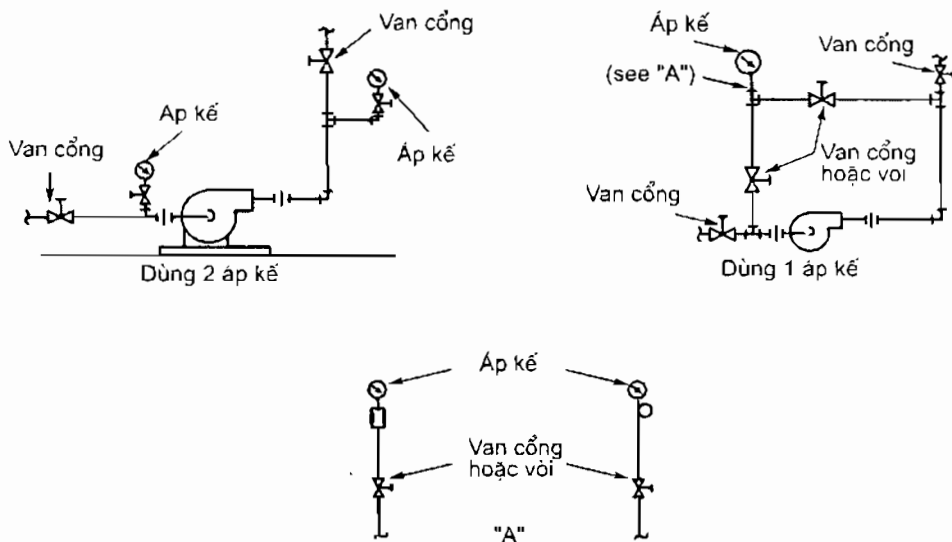


Hình 6.33. Ống nối đầu hút của bơm



Hình 6.34. Sơ đồ đường ống mắc nhiều bơm

Hình 6.35 giới thiệu 2 phương pháp bố trí áp kế cho bơm. Phương pháp 1 sử dụng 2 áp kế và phương pháp 2 chỉ sử dụng 1 áp kế. Sử dụng 1 áp kế có ưu điểm là luôn luôn biết được chính xác hiệu áp giữa đường đẩy và đường hút. Sử dụng 2 áp kế, hiệu áp có thể có sai số lớn hơn khi một áp kế chỉ cao và một áp kế chỉ thấp. Có thể sử dụng một vòng xoắn ống hoặc một bộ phận giảm rung động cho áp kế như hình 6.35 giới thiệu.



Hình 6.35. Sơ đồ đường ống mắc nhiều bơm

#### 6.2.4.6. Sơ đồ đường ống cho bình dẫn nở

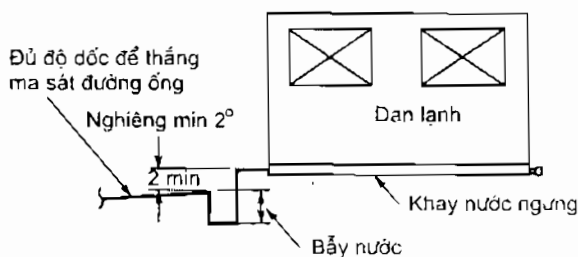
Sơ đồ đường ống cho bình dẫn nở hở được biểu diễn trên hình 6.18 và cho bình dẫn nở kín trên hình 6.19. Có một số điều cần lưu ý như sau:

- Cần thiết kế sơ đồ đường ống sao cho có thể xả khí toàn bộ hệ thống qua bình dẫn nở.
- Để tách bọt khí khỏi hệ thống cần tăng kích thước tê lắp phía dưới bình dẫn nở (ít nhất thêm 2 cỡ ống) để dễ dàng tách khí do tốc độ giảm.
- Bố trí bình dẫn nở ở vị trí cao nhất trong hệ thống phía hút của bơm.
- Không bố trí bất kỳ một phin lọc cặn hoặc bẫy trên đường ống dẫn nở, tránh làm tắc ống.

#### 6.2.4.7. Sơ đồ đường ống xả nước ngưng

Nước ngưng lại trên dàn lạnh cần được gom và xả ra ngoài. Các dàn lạnh khi chế tạo tại nhà máy đã có máng hứng nước ngưng phía dưới. Đối với các dàn lạnh lắp ráp thì sàn hoặc bộ đỡ của dàn đóng vai trò máng hứng nước ngưng. Bởi vì trong điều kiện vận hành, nước xả ngưng có thể có áp suất lớn hơn hoặc nhỏ hơn áp suất khí quyển chút ít, bởi vậy phải bố trí bẫy lỏng trên đường ống để có thể xả được nước ngưng ra ngoài. Bẫy lỏng này tránh cho đường ống xả bị không khí lọt vào khi nước xả có áp suất dương như trong các dàn lạnh có quạt thổi qua. Trong hệ thống có áp suất âm như kiểu dàn lạnh có quạt hút qua thì bẫy lỏng tránh cho nước ngưng ứ đọng lại trong máng.

Hình 6.36 giới thiệu bẫy lỏng bố trí trên đường xả từ máng hứng nước ngưng. Kích thước của bẫy lỏng phụ thuộc vào biên độ của áp suất dương và áp suất âm trong dàn quạt. Ví dụ một áp suất âm sau cột nước của dàn quạt yêu cầu một nút nước 5cm.



**Hình 6.36. Sơ đồ đường ống xả có bẫy lỏng cho máng hứng nước ngưng**

Thông thường, các dàn lạnh có quạt lắp phía dưới cửa sổ có máng hứng nước ngưng với áp suất khí quyển, do đó đường xả không cần có bẫy lỏng.

Các đường ống xả bố trí cho toàn bộ hệ thống cần có độ nghiêng phù hợp để thẳng trở lực ma sát, xả nước ra một cách dễ dàng. Kích thước đường ống xả lấy bằng kích thước ống nổi ra từ máng. Thiết kế lắp đặt đường ống xả cũng cần tuân theo quy chế của chính quyền địa phương, đặc biệt các hệ thống xả phía ngoài công trình ảnh hưởng tới môi trường.

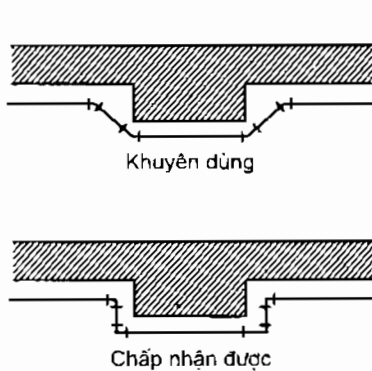
Khi xả cho nhiều dàn lạnh cũng cần có ống góp xả. Ống góp xả có thể nằm ngang hoặc đứng. Để thiết kế được kích thước ống góp cần biết được lượng nước ngưng tối đa có thể có. Lưu lượng nước ngưng và cột áp xả được dùng để xác định kích thước đường ống từ toán đồ (đường kính ống và tổn thất áp suất) cho đường ống hở. Trên hệ thống đường ống xả, tất cả các túi khí và bẫy lỏng trong ống góp, ống chính cần được xả khí, tránh tình trạng nước ngưng bị ứ đọng.

Mỗi hệ thống cần được nghiên cứu để xác định xem chúng cần các phụ kiện gì và khả năng vệ sinh cho các bẫy lỏng ra sao. Cũng cần lưu ý rằng khả năng đọng bản, đóng cặn ở các máng hứng nước ngưng là rất lớn.

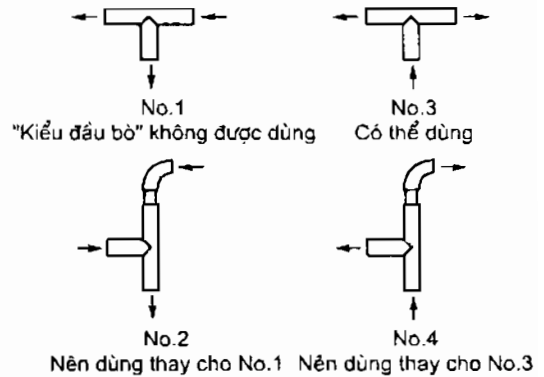
#### **6.2.4.8. Sơ đồ bố trí tê, cút**

Lắp đặt hợp lý tê, cút có thể giảm được trở lực đường ống hoặc cân bằng được đường góp, đường hồi, vì tất cả các vị trí thay đổi dòng chảy đột ngột đều gây tổn thất lớn về áp suất. Ví dụ, cút có bán kính lớn đã gây tổn thất áp suất hơn cút có bán kính nhỏ.

Khi đi đường ống trên trần, gặp một dầm chắn ngang nếu thay cút 90° bằng cút 45°, dòng chảy sẽ ổn định hơn và tổn thất áp suất sẽ nhỏ hơn (xem hình 6.37). Khi dùng tê cũng vậy, cần hạn chế việc tạo xoáy và gây xáo trộn dòng chảy (xem hình 6.38).



Hình 6.37. Nên dùng cút 45° thay cho cút 90° nếu có thể



Hình 6.38. Cách sử dụng tê trong các trường hợp hợp và phân dòng

Đặc biệt tê gộp dòng số 1 kiểu đối dòng cần tránh vì kiểu này tạo dòng xoáy và chảy rối gây tổn thất áp suất lớn, đôi khi gây va đập thủy lực trong đường ống. Nếu có nhiều tê cùng được lắp đặt trên đường ống thì chúng cần được bố trí cách nhau và nối với nhau bằng một đoạn ống thẳng có chiều dài tối thiểu bằng 10 lần đường kính tê. Bố trí như vậy có thể làm giảm được dòng chảy rối không cần thiết.

Để tạo điều kiện cho công việc lắp ráp cũng như bảo dưỡng sửa chữa, thay thế sau này cần thiết phải lắp thêm các đầu nối có thể tháo lắp trên hệ thống đường ống. Chúng được bố trí ở hai đầu thiết bị hoặc bộ phận cần tháo lắp, bảo dưỡng hoặc thay thế. Các đầu nối có thể tháo lắp được là ví dụ đầu nối ren, đầu nối lọc hoặc nối bích...

## 6.3. BƠM NƯỚC LY TÂM

### 6.3.1. Khái niệm chung

Hình 6.9 đến 6.12 đã giới thiệu ứng dụng và lắp đặt của bơm nước trong hệ thống điều hoà trung tâm nước. Nhiệm vụ của bơm nước là tuần hoàn nước lạnh từ bình bay hơi đến các dàn trao đổi nhiệt FCU, AHU hoặc buồng phun rửa khí (bơm nước lạnh) hoặc tuần hoàn nước giải nhiệt từ bình ngưng đến tháp giải nhiệt (bơm nước giải nhiệt). Bơm ly tâm còn dùng để thải nước ngưng trong một vài trường hợp.



Bơm nước sử dụng trong hệ thống điều hoà không khí thường là bơm ly tâm, nhiệt độ làm việc từ 5°C đến 70°C:

- Nhiệt độ nước lạnh từ 5 ÷ 14°C
- Nhiệt độ nước nóng (sưởi ấm mùa đông) 50 ÷ 70°C
- Nhiệt độ nước giải nhiệt 25 ÷ 40°C.

Thân bơm nước thường được chế tạo bằng gang đúc, cánh quạt ly tâm bằng gang xám hoặc đồng thau. Cửa hút thường vuông góc với bánh công tác và cửa đẩy tiếp tuyến với bánh công tác.

### 6.3.2. Đặc tính bơm

#### a) Năng suất bơm

Năng suất bơm (volume flow rate) ký hiệu là  $V_b$  đơn vị là  $m^3/s$ ,  $l/s$  hoặc  $m^3/h$  là thể tích nước mà bơm thực hiện được trong một đơn vị thời gian. Khi thiết kế, năng suất của bơm được lựa chọn phải bằng hoặc lớn hơn năng suất tính toán.

Năng suất bơm nước giải nhiệt bình ngưng được xác định theo công thức:

$$V_b = \frac{Q_k}{\rho_w \cdot C_w (t_{w2} - t_{w1})}, m^3/s$$

trong đó:  $Q_k$  – năng suất thải nhiệt của bình ngưng tụ, kW;

$\rho_w = 1000 \text{ kg/m}^3$  – mật độ của nước;

$C_w = 4,18 \text{ kJ/kgK}$  – nhiệt dung riêng của nước;

$t_{w1}, t_{w2}$  – nhiệt độ nước vào và ra khỏi bình ngưng, °C.

Năng suất bơm nước lạnh của bình bay hơi được xác định theo công thức tương tự:

$$V_b = \frac{Q_0}{\rho_w \cdot C_w (t_{l1} - t_{l2})}, m^3/s$$

trong đó  $Q_0$  – năng suất lạnh của bình bay hơi, kW;

$t_{l1}, t_{l2}$  – nhiệt độ nước lạnh vào và ra khỏi bình bay hơi, °C.

Thông thường số lượng bơm  $z_b$  được chọn bằng số máy làm lạnh nước và tháp giải nhiệt. Ví dụ nếu hệ thống điều hoà trung tâm có 3 máy làm lạnh nước thì chọn 3 bơm nước lạnh, 3 bơm nước giải nhiệt và 3 tháp giải nhiệt. Khi số lượng bơm từ 3 trở lên có thể không cần bơm dự phòng, nhưng khi sử dụng bơm là 1 hoặc 2 thì nên chọn thêm 1 bơm dự phòng vì bơm là loại thiết bị cần thường xuyên bảo dưỡng, sửa chữa, thay thế hơn so với các thiết bị khác.

### b) *Cột áp tĩnh*

Cột áp tĩnh của bơm (static head) là áp suất tính bằng mét cột nước ( $m H_2O$ ) trên tiết diện nằm ngang vuông góc với dòng chảy của nước tác động lên chất lỏng hoặc vỏ bao quanh. ký hiệu là  $H_s$ .

### c) *Cột áp động*

Cột áp động của bơm (velocity head) ký hiệu  $H_w$  là áp suất gây ra tương ứng với tốc độ của dòng chất lỏng, đơn vị là mét cột nước ( $m H_2O$ ). Cột áp động tính theo biểu thức:

$$H_w = \frac{\omega_0^2}{2g}$$

trong đó:  $\omega_0$  – tốc độ của nước ở cửa xả của bơm, m/s;

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

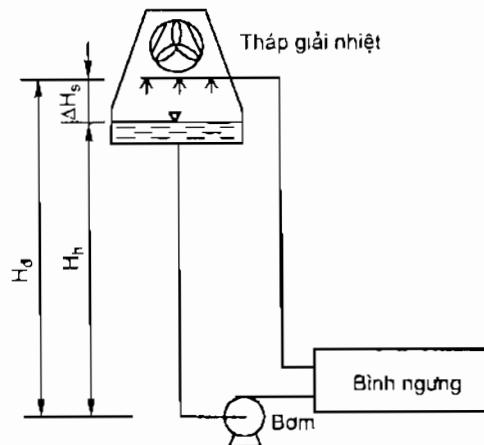
### d) *Cột áp tổng*

Cột áp tổng của bơm (total head) ký hiệu  $H_t$  là tổng của cột áp động và cột áp tĩnh, đơn vị mét cột nước ( $m H_2O$ ):

$$H_t = H_s + H_w$$

### e) *Hiệu cột áp tĩnh*

Hiệu cột áp tĩnh (net static head) là hiệu của áp suất tĩnh đẩy và hút của bơm biểu diễn trên hình 6.39.



Hình 6.39. Hiệu cột áp tĩnh

$$\Delta H_s = H_d - H_h$$

trong đó:  $\Delta H_s$  – hiệu cột áp tĩnh,  $m H_2O$ ;

$H_d$  – cột áp tĩnh phía đẩy;

$H_h$  – cột áp tĩnh phía hút.

Khi mặt thoáng nước ở phía dưới bơm trị số  $H_b$  sẽ mang dấu âm. Tùy từng loại bơm  $H_b$  không được vượt quá giới hạn cho phép (xem hình 6.41).

### f) Công suất động cơ bơm và hiệu suất bơm

Công suất động cơ bơm ký hiệu  $N_b$  là công suất do trên trục bơm (kW) và hiệu suất bơm ký hiệu  $\eta_b$  (%) là tỷ số của công suất nước ra và công suất do trên trục bơm. Quan hệ giữa  $N_b$  và  $\eta_b$ :

$$N_b = \frac{V_p \cdot H}{\eta_p}, W$$

trong đó:  $H$  – cột áp tổng của bơm tính bằng  $N/m^2$ , ( $1 N/m^2 = 1,02 \cdot 10^{-4} mH_2O$ );  $V_p$  – năng suất bơm,  $m^3/s$ ;  $\eta_p$  – hiệu suất bơm. Hiệu suất bơm phụ thuộc kiểu bơm và kích cỡ bơm. Với bơm cỡ nhỏ hiệu suất từ  $0,6 \div 0,7$ , với bơm lớn, hiệu suất có thể đạt  $0,8$  đến  $0,9$ . Hiệu suất bơm còn phụ thuộc cả vào chế độ làm việc của bơm (xem đường đặc tính bơm và bảng 6.14).

### g) Các đường đặc tính bơm

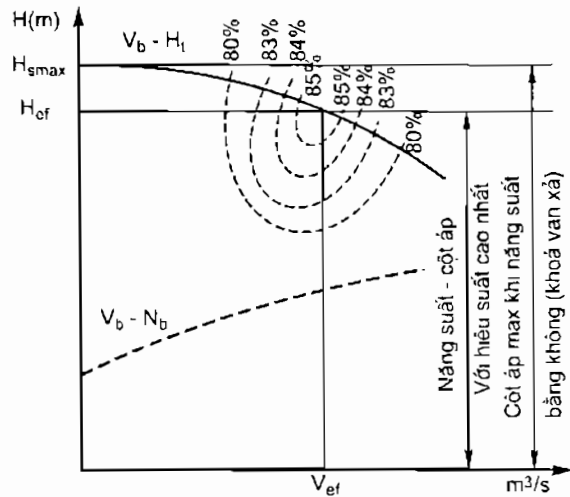
Các đường đặc tính bơm là đường năng suất – cột áp  $V_b - H_t$  cũng như đường năng suất – công suất động cơ  $V_b - N_b$ . Hình 6.40 giới thiệu các đường đặc tính bơm với các đường hiệu suất bơm.

Khi bơm đạt hiệu suất cao nhất là lúc bơm đạt lưu lượng và cột áp hiệu dụng  $V_{ef}$  và  $H_{ef}$  (effective flow rate và effective static head) như trên hình 6.41 biểu diễn. Khi đóng cửa van đẩy, nghĩa là lưu lượng bằng không thì cột áp bơm đạt cực đại  $H_{smax}$ . Cột áp tĩnh cực đại thường lớn gấp  $1,1$  đến  $1,2$  lần cột áp hiệu dụng:

$$H_{smax} = (1,1 \div 1,2) \cdot H_{ef}$$

### h) Chiều cao hút của bơm

Trường hợp mặt thoáng của nước ở phía dưới của bơm thì chiều cao hút là chiều cao giữa miệng hút của bơm và mặt thoáng của nước được



Hình 6.40. Các đường đặc tính bơm và đường hiệu suất bơm

gọi là chiều cao hút của bơm. Chiều cao hút của bơm phụ thuộc vào kiểu bơm, tổn thất áp suất tổng trên toàn tuyến ống hút, nhiệt độ của nước và áp suất khí quyển. Chiều cao hút của bơm nước ly tâm thường nằm trong khoảng  $5 \div 8\text{m}$ .

### 6.3.3. Tính chọn bơm

– Đầu tiên, bơm được chọn phải thoả mãn yêu cầu về năng suất cũng như cột áp tổng và phải làm việc càng gần điểm có hiệu suất tối đa càng tốt suốt trong quá trình vận hành bơm.

– Thứ hai là tiếng ồn phải nhỏ đặc biệt trong điều hoà không khí tiện nghi. Những tiếng ồn phát sinh trong hệ thống nước rất khó khắc phục và loại bỏ. Thông thường, các loại bơm có tốc độ nhỏ nhất đồng thời là các bơm ít ồn nhất và cũng là kinh tế nhất, tuy nhiên năng suất và cột áp yêu cầu phải được đảm bảo.

– Thứ ba, đối với một hệ thống cần luôn luôn thay đổi lưu lượng như hệ thống điều hoà không khí trung tâm nước nên sử dụng bơm có điều chỉnh năng suất qua điều chỉnh tốc độ như điều chỉnh bằng máy biến tần sẽ rất hiệu quả, tuy nhiên giá đầu tư ban đầu tương đối cao. Nếu dùng bơm có tốc độ không đổi nên chọn loại bơm có đường đặc tính càng nằm ngang càng tốt.

#### **Tính cột áp bơm**

1. *Đối với hệ hở, bơm đặt bên dưới* mặt thoáng của nước (ví dụ hình 6.9 – bơm đặt bên dưới tháp giải nhiệt):

$$H_{\text{bơm}} > H_{\text{tính toán}} = H_d - H_h + h_d + h_h + h_f + h_{t,b}$$

trong đó:

$h_d$ ,  $h_h$ ,  $h_f$ ,  $h_{t,b}$  lần lượt là tổn thất áp suất trên đường ống đẩy, ống hút, của vòi phun và thiết bị. Các tổn thất áp suất trên đường ống đẩy và hút tính theo mục 6.1.4, còn  $h_f$  có thể lấy gần đúng bằng  $0,5 \div 0,8\text{bar} \approx 5 \div 8\text{m H}_2\text{O}$ ; tổn thất áp suất thiết bị ví dụ như tổn thất áp suất qua bình ngưng.

2. *Đối với hệ hở, bơm đặt trên cao*, mặt thoáng của nước ở phía dưới bơm (ví dụ, bơm đặt trên tầng thượng trong khi tháp làm mát đặt dưới đất). Khi đó  $H_h$  mang dấu âm và cột áp sẽ bằng tổng chiều cao của đường ống hút và đẩy. Tuy nhiên, chiều cao ống hút  $H_h$  và  $h_f$  không được vượt quá chiều cao hút cho phép của bơm ly tâm khoảng  $5 \div 8\text{m H}_2\text{O}$ .

### 3. Trường hợp hệ kín

Ví dụ hệ nước lạnh tuần hoàn kín sử dụng bình dẫn nở kín hoặc hồ (hình 6.9 hoặc 6.10). Ở đây không tồn tại chiều cao hút và đẩy nên cột áp tính toán của bơm chỉ là tổng của tổn thất áp suất trên đường ống hút, đường ống đẩy và tổn thất áp suất trên thiết bị, ví dụ tổn thất áp suất qua thiết bị bay hơi và các dàn FCU hoặc AHU. Đối với dàn FCU và AHU chỉ cần tính với dàn xa nhất và có tổn thất áp suất lớn nhất. Như vậy với ví dụ ở hình 6.9 hoặc 6.10 ta có:

$$H_b > H_{\text{tính toán}} = h_d + h_h + h_{bh} + h_{FCU}, \text{ m H}_2\text{O}$$

trong đó  $h_d$ ,  $h_h$ ,  $h_{bh}$  và  $h_{FCU}$  lần lượt là tổn thất áp suất trên đường ống đẩy, ống hút, trong bình bay hơi và trong dàn lạnh FCU hoặc AHU.

#### 6.3.4. Một số loại bơm ly tâm

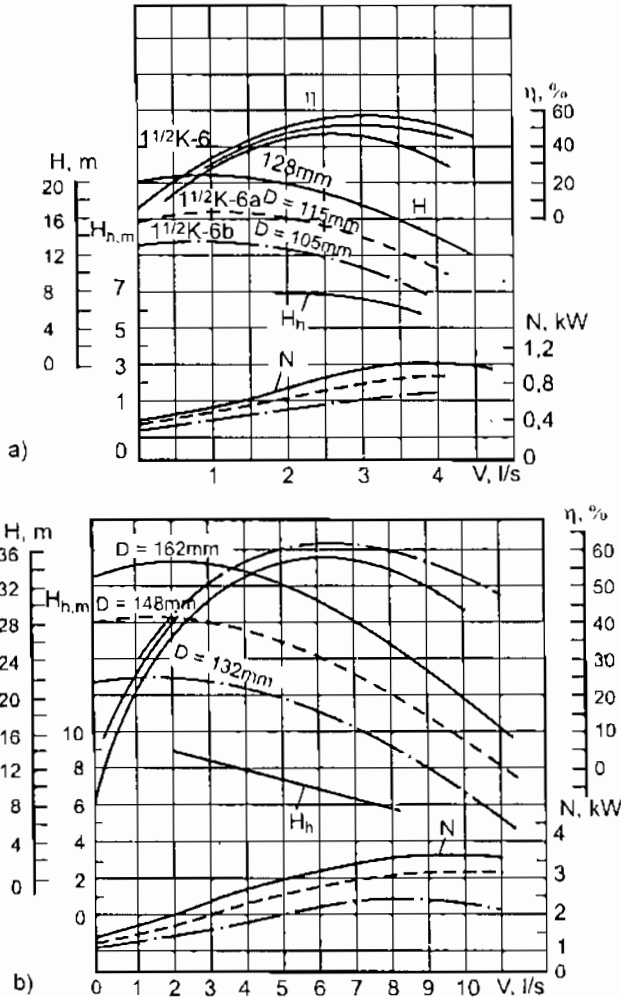
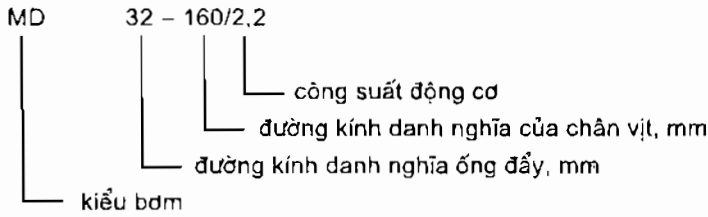
Bảng 6.14 giới thiệu thông số kỹ thuật một số bơm do Nga chế tạo sử dụng cho nước và nước muối, năng suất từ 9,4 đến 83 m<sup>3</sup>/h, cột áp 12 đến 22m H<sub>2</sub>O, công suất động cơ từ 0,6 đến 6,3kW. Hình 6.41 giới thiệu đặc tính của bơm 1,5 K-6 và 2K-6 tốc độ vòng quay 2900v/ph.

**Bảng 6.14. Đặc tính kỹ thuật bơm ly tâm (chế tạo tại Nga)**

Ký hiệu bơm	Đường kính bánh công tác, mm	Năng suất m <sup>3</sup> /h	Cột áp H, bar	Hiệu suất η, %	Công suất trên trục N, kW
1,5K-6b	105	9,4	1,16	49	0,6
1,5K-6a	115	10,0	1,40	51	0,9
1,5K-6	128	10,8	1,74	55	1,0
2K-9b	106	16,6	1,20	60	0,8
2K-9a	118	18,0	1,40	65	1,1
2K-9	128	19,8	1,80	68	1,6
2K-6b	132	19,8	2,00	65	1,8
2K-6a	148	22,4	2,50	66	2,5
2K-6	162	23,4	2,85	64	2,8
3K-9a	143	39,6	2,10	70	3,1
3K-9	168	50,4	2,8	72	5,5
4K-18a	136	65,0	1,85	78	4,5
4K-18	148	83,0	2,20	81	6,3

Bảng 6.14 và hình 6.42, 6.43 giới thiệu thông số và đặc tính kỹ thuật của bơm ly tâm 1 cấp sử dụng trong hệ thống điều hoà không khí

của hãng EBARA (Nhật) sản xuất tại Italia theo tiêu chuẩn Đức DIN24255 và châu Âu ký hiệu MD trực liền giữa động cơ và bơm thành một khối duy nhất. Hệ thống ký hiệu của bơm MD như sau:



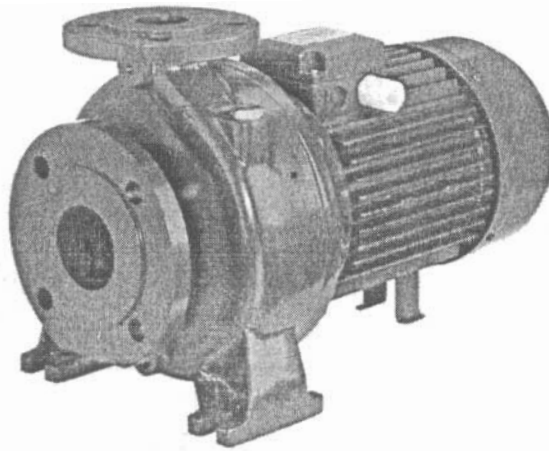
**Hình 6.41. Các đường đặc tính của bơm ly tâm**

[Sự phụ thuộc của lưu lượng  $V$ , l/s vào cột áp  $H$ , m; cột áp hút cho phép  $H_h$ , m (cột áp chân không cho phép), công suất động cơ yêu cầu  $N$ , kW và hiệu suất  $\eta$ ]:

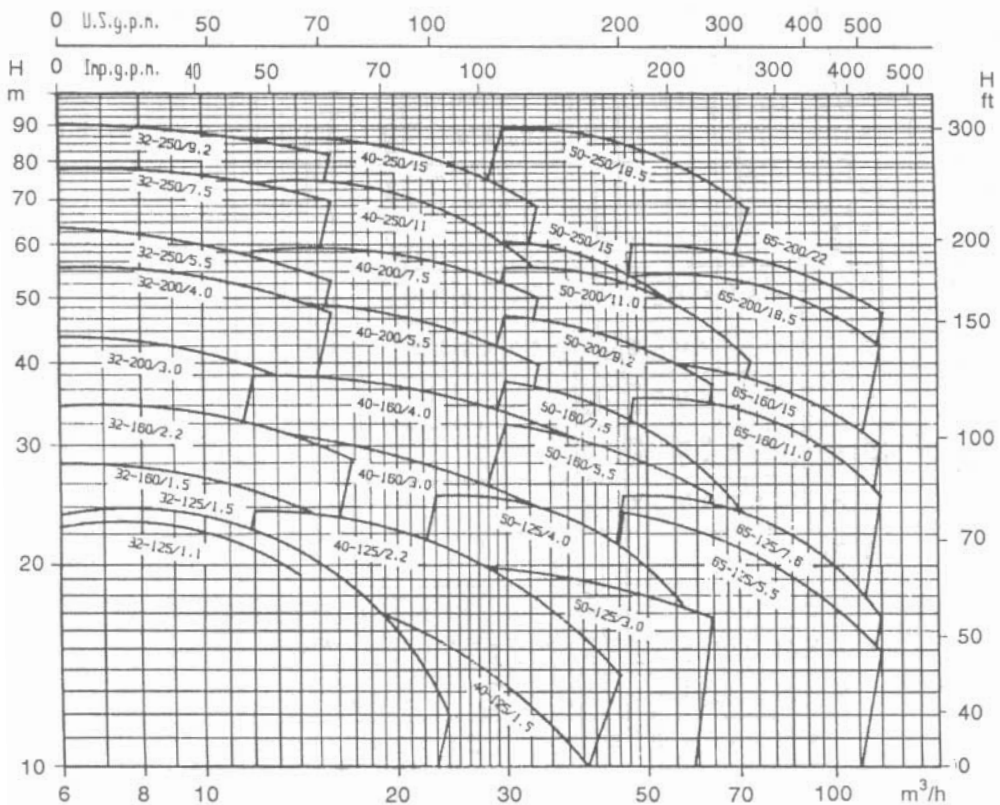
a) 1,5K-6; b) 2K-6 ở tốc độ vòng quay 2900v/ph.

**Bảng 6.15. Đặc tính kỹ thuật của các loại bơm kí hiệu MD của hãng EBARA (Nhật)**  
**sản xuất tại Italia và châu Âu theo tiêu chuẩn Đức DIN 24255**

Kiểu bơm	Công suất		Dòng điện					V - năng suất																							
	KW	HP	A		V	690	l/ph	3	6	9	12	15	16,8	18	21	24	27	30	33	36	42	48	60	80	1000	1200	1400	1700	2100		
			V	400																											
MD32-125/1,1	1,1	1,5	4,8	2,8			22,8	22,2	21,3	20,2	18,5																				
MD32-125/1,5	1,5	2	5,9	3,4			24	23,5	22,4	21,5	20	18,7	17,9	15	12																
MD32-160/1,5	1,5	2	5,9	3,4			29	28	27	25,2	23	21,2																			
MD32-160/2,2	2,2	3	8,1	4,7			35	34,5	33,5	32	30	28,5																			
MD32-200/3,0	3	4	11,8	6,8			44,5	43,5	42	40	36	33,1																			
MD32-200/4,0	4	5,5	16,3	9,4			54,8	54	53	51,3	48,5	46,5																			
MD32-250/5,5	5,5	7,5	11,5	11			64	62,5	60,8	58	56,2	55																			
MD32-250/7,5	7,5	10	15,3	8,8			77	76	74,9	74,2	71,9	69,1																			
MD32-250/9,2	9,2	12,5	18,4	10,6			89,5	88	86,5	85,6	84,1	82,5																			
MD40-125/1,5	1,5	2	5,9	3,4						18,5	18	17,4	17	16,2	15,2	14	12,2	10,5	8,2												
MD40-125/2,2	2,2	3	8,1	4,7						24	23,6	23,2	23	22	21	20	18,5	17	15,5												
MD40-160/3,0	3	4	11,8	6,8						31	30,5	30	29,7	28,7	27,5	26	24,8	23	21												
MD40-160/4,0	4	5,5	16,3	9,4						38	37,3	37	36,7	36	35	34	32,5	31	29												
MD40-200/5,5	5,5	7,5	11,5	6,6						49	48	47,5	47	46	44,5	43	41	38													
MD40-200/7,5	7,5	10	15,5	9						59	58	57,7	57,4	56,5	55,5	54	52,5	50,5	48												
MD40-250/11	11	15	23	13,3						75	74	73,1	72,5	70,8	67,8	65,5	62,5	58,1	55												
MD40-250/15	15	20	27	15,6						87,5	86,2	84,5	84	82,5	80	77,5	74,9	72	67,5												
MD50-125/3,0	3	4	11	6,4												20	19,5	19,2	18,9	18,5	17,6	16,4	13,3								
MD50-125/4,0	4	5,5	15,4	8,9												24	23,6	23,5	23	22,8	22	20,8	18								
MD50-160/5,5	5,5	7,5	11,8	6,8													32	31,5	30,7	29,5	28	24,8									
MD50-160/7,5	7,5	10	15	8,7													37,5	37	36,8	35,7	34,6	31,5	27,4								
MD50-200/9,2	9,2	12,5	17,8	10,3													46,5	46	45,2	43,5	41,7	36,6									
MD50-200/11	11	15	21,5	12,4													54,3	53,8	53	51,4	49,5	42,7	38,5								
MD50-250/15	15	20	33	19													73	71,9	71	68,6	66	59									
MD50-250/18,5	18,5	25	40,7	23,5													89	88,2	87,6	85,8	83	76,9									
MD65-125/5,5	5,5	7,5	12	6,9																											
MD65-125/7,6	7,5	10	13,9	8																											
MD65-160/11	11	15	20,8	12																											
MD65-160,15	15	20	25,2	14,5																											
MD65-200/18,5	18,5	25	38,6	22,3																											
MD65-200/22	22	30	42,2	24,4																											



Hình 6.42. Hình dáng bơm ly tâm EBARA ký hiệu MD của Nhật



Hình 6.43. Các đường đặc tính của bơm EBARA ký hiệu MD

Thân bơm được làm bằng gang đúc G20, trục bơm bằng thép không gỉ AISI 303, đệm kín cơ khí tiêu chuẩn NBR/gốm/cacbon, bánh chân vịt

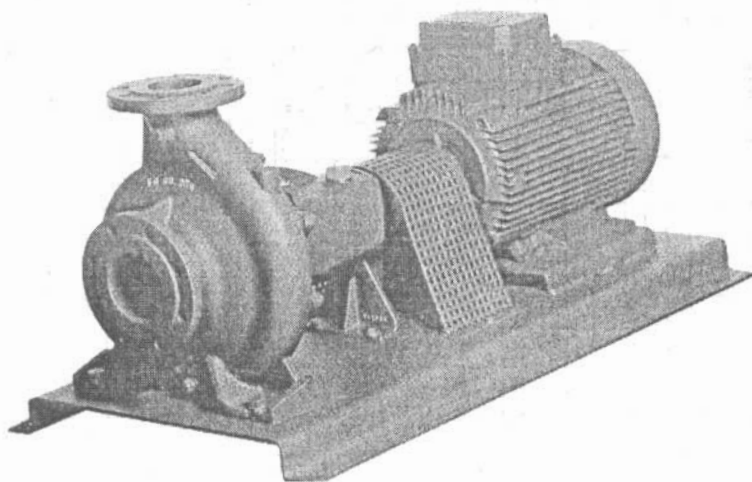


(bánh công tác) bằng gang đúc G20, riêng bánh đường kính danh nghĩa 250 bằng đồng thau.

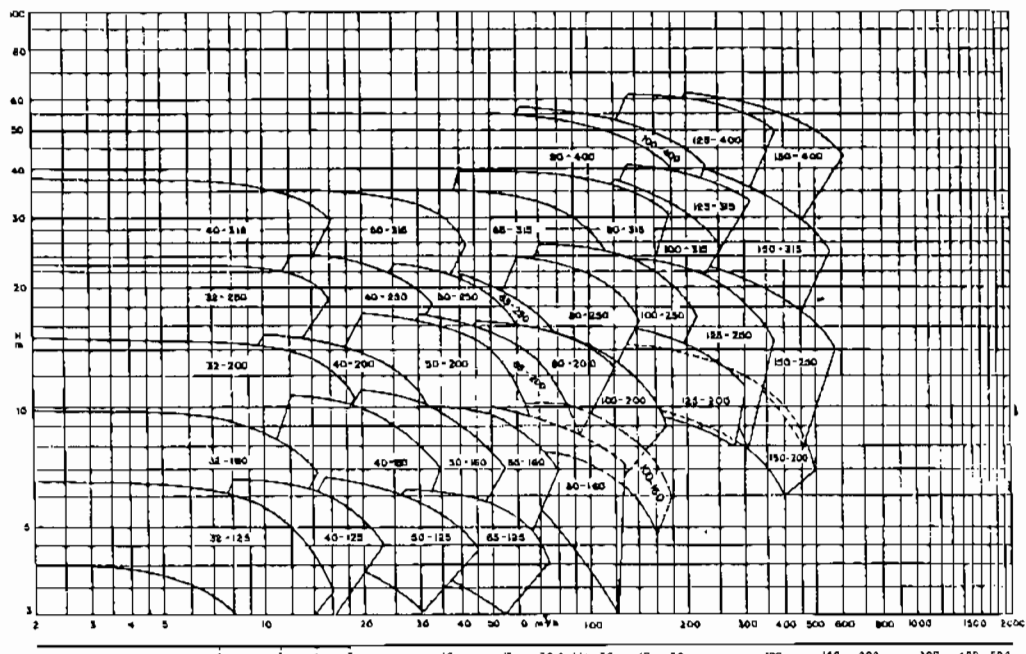
Ngoài ứng dụng cho các hệ thống điều hoà không khí bơm, MD còn có thể sử dụng trong nhiều lĩnh vực khác nhau nếu các ứng dụng đó không phải là các chất lỏng gây ăn mòn đặc biệt, ví dụ bơm nước sạch cho trang trại, công nghiệp hoặc dân dụng, cứu hoả... bơm tưới nước ở các trang trại, các cơ sở thể dục thể thao, bơm giếng, bơm các công trình tưới, rửa... áp suất thiết kế không vượt quá 10bar và nhiệt độ nước hoặc chất lỏng không quá 90°C.

Mô tơ bơm là loại 2 cặp cực cảm ứng, có cánh và vỏ nhôm, cánh điện loại F, bảo vệ quá tải IP55, chế độ làm việc là liên tục. Điện ba pha 230/400V, 50Hz, 2800vg/ph đối với mô tơ đến 4kW; 400/690V, 50Hz, 2800vg/ph cho công suất lớn hơn. Role nhiệt do khách hàng tự lắp đặt.

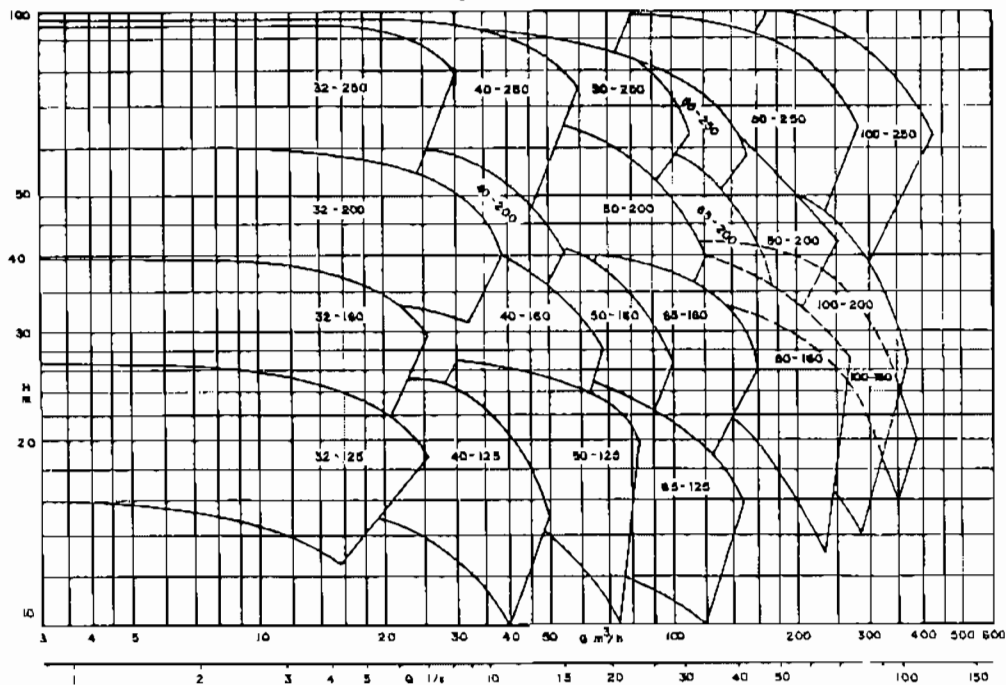
Hình 6.44 giới thiệu hình dáng và hình 6.45, 6.46 giới thiệu thông số và đặc tính kỹ thuật của bơm ly tâm nằm ngang một cấp cũng của EBARA (Nhật) ký hiệu ENORM sản xuất tại Ý theo tiêu chuẩn của Đức DIN 24255, có khớp nối giữa trục động cơ và trục bơm. Hệ thống ký hiệu của ENORM cũng tương tự như MD. Con số đầu tiên tiếp theo ký hiệu chữ là đường kính danh nghĩa của ống đẩy, mm. Con số tiếp theo là đường kính danh nghĩa của chân vịt hay bánh công tác, mm và con số cuối cùng là công suất động cơ.



Hình 6.44. Hình dáng bơm ly tâm ký hiệu ENORM của hãng EBARA (Nhật)



Hình 6.45. Các đường đặc tính của bơm ENORM hãng EBARA (Nhật) sản xuất tại Italia và châu Âu theo DIN 24255 vận hành ở tốc độ 1450vg/ph



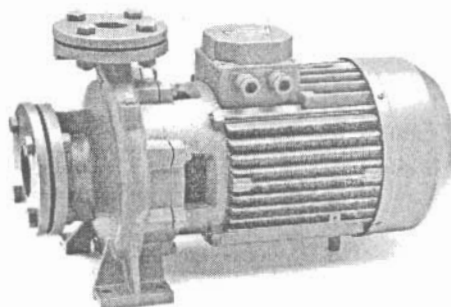
Hình 6.46. Các đường đặc tính của bơm ENORM hãng EBARA (Nhật) sản xuất tại Italia và châu Âu theo DIN 24255 vận hành ở tốc độ 2900vg/ph

Các đặc tính kỹ thuật chủ yếu là: bơm ly tâm nằm ngang một cấp, có khớp nối (chia làm 3 khối: động cơ, khớp nối, thân bơm). Đường kính chân vịt từ 32 – 150mm, vòng quay tối đa 3000vg/ph, điện 50Hz, bơm được các loại chất lỏng sạch, nhiệt độ tối đa 120°C, áp suất tối đa 10bar, thân bơm bằng gang đúc GG-25, bánh chân vịt bằng gang đúc GG-25. Trục bằng thép không gỉ AISI 420, các ổ đỡ được bôi trơn bằng dầu bôi trơn.

Hình 6.47 giới thiệu hình ảnh bơm ký hiệu CM 40 của Pentax (Italia).

Bảng 6.16 giới thiệu một số đặc tính kỹ thuật bơm Pentax ký hiệu CM40, CS, CR, CB, CM và MB.

Bơm CM 40 có lưu lượng tương đối lớn, chế tạo theo DIN2455 dùng để vận chuyển nước hoặc chất lỏng sạch hoặc ít nhiễm bẩn. Không ăn mòn, không có các cặn bẩn rần trong vòng tuần hoàn như hệ thống sưởi hoặc cung cấp nước. Bơm có thể lắp đặt theo mọi tư thế, kể cả trục hút quay lên trên. Thân bơm và cánh quạt bằng gang xám, trục bằng thép inox, đệm kín kiểu vòng trượt. Áp suất làm việc tối đa 10bar, nhiệt độ nước tối đa 90°C.



Hình 6.47. Hình ảnh bơm Pentax ký hiệu CM 40 của (Italia)

Bơm ly tâm CS hiệu suất cao phù hợp với cung cấp nước tưới có năng suất trung bình, áp suất làm việc tối đa 6bar, nhiệt độ tối đa 90°C.

Bơm CR là bơm ly tâm có bánh cánh quạt hở đặc biệt sử dụng cho cung cấp nước tưới với năng suất lưu lượng tương đối lớn, cột áp thấp và trung bình. Bánh cánh quạt hở đặc biệt cho phép chất bẩn rần kích thước đến 10mm đi qua bơm. Bơm CS và CR đều có thân bơm bằng gang xám, trục bơm bằng thép inox. Bơm CR có áp suất làm việc tối đa 6bar và nhiệt độ nước tối đa 50°C.

Bơm ly tâm CB là loại kết cấu dạng block với 2 bánh cánh quạt dùng trong gia đình và công nghiệp, áp cao và hiệu suất cao. Thân bơm bằng gang, trục bằng thép inox, áp suất làm việc tối đa 10bar, nhiệt độ 50°C.

Bơm ly tâm CM cùng loại có kết cấu dạng block với 1 bánh cánh quạt sử dụng trong gia đình và công nghiệp. Thân bơm bằng gang, trục bằng inox, áp suất làm việc tối đa 6bar, nhiệt độ làm việc tối đa của CM 50/75/100 là 50°C, còn của CM 150/200/300 là 90°C.

Bơm ly tâm MB cũng là loại có kết cấu dạng block, 1 bánh cánh quạt, thân bằng gang, trục bằng inox, áp suất làm việc tối đa 8bar và nhiệt độ nước tối đa 50°C.

Ngoài ra, Pentax còn nhiều loại bơm đặc chủng khác mà khuôn khổ cuốn sách không giới thiệu được.

**Bảng 6.16. Thông số kỹ thuật một số bơm Pentax của Italia năng suất (l/ph), cột áp (m), chiều cao hút 7m**

a) Ký hiệu CM 40 (áp suất làm việc tối đa 10 bar, nhiệt độ nước tối đa 90°C)

Kiểu 3 pha	Công suất động cơ		Dòng làm việc A		Năng suất bơm, l/ph											
	HP	kW	220 V	380 V	100	150	200	250	300	350	400	450	500	550	600	650
CM40-400	4,0	3,0	11	6,4	30	30	29,8	29,5	29	28,5	27,5	26	25	22,5	20	-
CM40-450	5,5	4,0	15	8,7	38	38	37,8	37,5	37	36	35	34	32,5	30,5	28	25
CM40-750	7,5	5,5	20	11,5	52	52	51,5	51	50	48,5	47	45	43	40	36	-
CM40-1000	10	7,5	26	15	62,5	62,5	62	61,5	60,5	59,5	58	56	54	50	46	40
CM40-1500	15	11	38	22,2	77	76,5	75,5	74,5	73	71,5	69	66,5	62,5	57,5	51	-
CM40-2000	20	15	52	30	93,5	93	92,5	91,5	90	88,5	87	84	80,5	76	70	62

b) Ký hiệu CS (áp suất làm việc tối đa 6 bar, nhiệt độ nước tối đa 90°C)

1 pha 220V-50Hz	Kiểu 3 pha		Công suất động cơ		Dòng làm việc, A			Năng suất bơm, l/ph									
	CS 75	CS 100	CS 150	CS 200	1 pha 220 V	3 pha 220 V	3 pha 380 V	Cột áp, mH <sub>2</sub> O									
								50	100	150	200	300	400	500	600	700	800
CS 75	0,8	0,59	4,4	2,6	1,5	10,8	10,3	9,9	9	6,5	-	-	-	-	-	-	
CS 100	1,0	0,74	5,5	3,8	2,2	12,8	12,4	12	11,2	9,1	5	-	-	-	-	-	
CS 150	1,5	1,1	8	5,2	3,0	13,5	13,3	13	12,7	11,7	10,4	9	7,4	5,8	-	-	
CS 200	2,2	1,65	10,5	7,0	4,0	14,3	14,1	13,9	13,6	12,6	11,4	10	8,5	6,8	5	-	

c) Ký hiệu CR (áp suất làm việc tối đa 6 bar, nhiệt độ nước tối đa 50°C)

: pha 220V-50Hz	Kiểu		Công suất động cơ		Dòng làm việc, A			Năng suất bơm, l/ph									
	CR 75	CR 100	HP	kW	1 pha 220 V	3 pha 220 V	3 pha 380 V	Cột áp, mH <sub>2</sub> O									
								40	80	120	160	200	240	280			
CR 75	0,8	0,59	4,4	2,6	1,5	14,5	13,5	12,5	11,3	9,5	7	-	-	-	-	-	
CR 100	1,0	0,74	5,5	3,1	1,8	20	19,2	18,5	17,3	15,5	13,5	10,5	-	-	-	-	

**Bảng 6.16 (tiếp)**

d) Ký hiệu CB (áp suất làm việc tối đa 10 bar, nhiệt độ nước tối đa 90°C trừ CB100: 6 bar và 50°C)

1 pha 220V-50Hz	Kiểu 3 pha 220/380V-50Hz	Công suất động cơ		Dòng làm việc, A		Năng suất bơm, l/ph												
		HP	kW	3 pha		Cột áp, mH <sub>2</sub> O												
				1 pha 220 V	3 pha 220 V / 380 V	15	30	45	60	80	100	120	150	180	210	230		
CB 100	CB1 100	1,0	0,74	5,5	4,3	2,5	44	41	38	33	23	-	-	-	-	-	-	-
CB 150	CB1 150	1,5	1,1	8,8	5,8	3,4	54,5	52,5	50	46	39	31	-	-	-	-	-	-
-	CB1 200	2,2	1,65	-	7,8	4,2	59	58	55,5	52,5	47	39	28,5	-	-	-	-	-
-	CB1 300	3,0	2,2	-	9,2	5,3	66	64,5	62	59	54	46,5	37	-	-	-	-	-
-	CB1 400	4,0	3,0	-	14,0	8,0	69,5	69	67,5	66	63	61	57,5	52	46	-	-	-
-	CB1 600	5,5	4,0	-	15,5	9,0	82	81	80	78	76	73	70	65	59	52,5	-	-
-	CB1 750	7,5	5,5	-	20,2	13	93	92	91	90	87,5	85	82	77	71	65,5	62	-

e) Ký hiệu CM (áp suất làm việc tối đa 6 bar, nhiệt độ nước tối đa 90°C trừ CB 50/75/100: 50°C)

1 pha 220V-50Hz	Kiểu 3 pha 220/380V-50Hz	Công suất động cơ		Dòng làm việc, A		Năng suất bơm, l/ph												
		HP	kW	3 pha		Cột áp, mH <sub>2</sub> O												
				1 pha 220 V	3 pha 220 V / 380 V	10	20	30	45	60	75	90	105	120	140	-		
CB 50	CMI 50	0,5	0,37	2,6	1,8	1,0	20,5	20	19	17,5	16	14	11	-	-	-	-	-
CB 75	CMI 75	0,8	0,59	4,4	2,6	1,5	26,5	26	25	23,5	22	20	17,5	14	-	-	-	-
CB 100	CMI 100	1,0	0,74	5,5	3,8	2,2	33	32,5	31,5	30,5	29,5	27,5	25	21	-	-	-	-
CB 150	CMI 150	1,5	1,1	8,5	6,0	3,4	40,5	40	39	38	37	34,4	31	27,5	-	-	-	-
-	CMI 200	2,2	1,65	-	6,7	3,9	50,5	50	49	47,5	46	44,5	42	39	34	-	-	-
-	CMI 300	3,0	2,2	-	8,2	4,7	58,5	58	57	56	55	54	51	48	44	35	-	-

f) Ký hiệu CM (áp suất làm việc tối đa 6 bar, nhiệt độ nước tối đa 90°C trừ CB 50/75/100: 50°C)

1 pha 220V-50Hz	Kiểu 3 pha 220/380V-50Hz	Công suất động cơ		Dòng làm việc, A		Năng suất bơm, l/ph												
		HP	kW	3 pha		Cột áp, mH <sub>2</sub> O												
				1 pha 220 V	3 pha 220 V / 380 V	10	20	30	45	60	75	90	105	120	140	-		
MB 150	MB1 150	1,5	1,1	8,0	4,5	2,6	39,5	39,0	38,5	37,5	36,5	34,0	31,0	25,0	-	-	-	-
MB 200	MB1 200	2,2	1,5	9,8	6,0	3,5	43,0	42,5	42,0	41,5	40,0	37,5	35,0	29,0	-	-	-	-
-	MB1 300	3,0	3,2	-	8,2	4,7	49,5	49,0	48,5	48,0	47,0	46,0	44,0	38,5	31,5	25,0	-	-

## TÍNH TOÁN THIẾT KẾ HỆ THỐNG ĐƯỜNG ống GIÓ

### 7.1. KHÁI NIỆM CHUNG

Con người đã có ý thức từ rất lâu về thông gió và điều hòa không khí tự nhiên. Tục ngữ nước ta có câu: "Lấy vợ đàn bà, làm nhà hướng Nam", vì làm nhà hướng Nam là cái lẽ tự nhiên như lấy vợ đàn bà. Nhà hướng nam về mùa hè đón được gió nồm nam rất mát mẻ, thông thoáng, về mùa đông lưng nhà chống được gió bắc rét buốt thổi vào. Như vậy làm nhà hướng nam là điều hoà tự nhiên cho mùa hè và mùa đông. Còn một câu tục ngữ khác là: "Chuối đằng sau, cau đằng trước". Câu này cũng đi liền với câu trên. Cau trồng đằng trước vẫn có bóng râm vào mùa hè, tuy nhiên, thân cau nhỏ, thẳng không chắn mát gió nam thổi vào nhà. Còn chuối đằng sau mọc thấp, tàu lá to có khả năng chắn bớt và chắn rất hiệu quả gió mùa đông bắc nếu như gia chủ có thiết kế một vài cửa sổ quay về hướng bắc để thông gió cả mùa hè và mùa đông.

Ngoài hướng nhà người ta còn có các cơ cấu che nắng mùa hè, các phương pháp thông gió nhờ bố trí hợp lý các cửa ra vào, các cửa sổ, các ô thông gió cho căn phòng và cho cả ngôi nhà...

Do không nắm được đặc điểm khí hậu Việt Nam, một thời người ta đã bệ y nguyên các kiến trúc châu Âu kiểu toà nhà toàn kính vào Việt Nam. Mùa hè chúng đã trở thành các lồng kính mặt trời thiêu đốt những người sống bên trong. Với các trường hợp này hệ thống điều hoà cũng phải lớn gấp bội để thải hết lượng nhiệt bức xạ mặt trời vô ích từ trong nhà ra ngoài.

Như vậy, cùng với số vốn nguyên vật liệu xây dựng như nhau, những người nắm được quy luật thông gió và điều hoà không khí tự nhiên sẽ xây dựng được một công trình đáp ứng tiện nghi về mọi mặt còn những người không nắm được quy luật đó sẽ phải trả giá cao cho những bất hợp lý của công trình. Các công trình ở châu Âu và vùng ôn đới cần đón được nắng và kín gió, còn ở Việt Nam ngược lại là cần che được nắng và thoáng gió. Tất nhiên, khi có điều hoà nhân tạo thì cần kín gió nhưng công trình vẫn cần tránh được cái nắng gay gắt vào mùa hè ở Việt Nam.

Ngoài ra, đối với hệ thống điều hoà không khí nhân tạo, cần thiết phải nắm được kỹ thuật phân phối gió, luân chuyển không khí trong phòng, cần kết hợp tốt thông gió cưỡng bức và tự nhiên để có thể đạt được hiệu quả tốt nhất cho hệ thống.

Ta biết rằng, hệ thống điều hoà không khí là kết hợp của nhiều khâu khác nhau như: thông gió, xử lý không khí (làm lạnh, sưởi ấm, hút ẩm, gia ẩm, làm sạch...) ở các thiết bị chuyên dùng, sau đó không khí được quạt vận chuyển qua đường ống gió, phân phối vào không gian điều hoà qua miệng thổi, miệng khuếch tán rồi quay về ống gió hồi trở lại buồng xử lý không khí. Nếu tất cả các khâu khác là tốt, riêng khâu vận chuyển và phân phối gió, hồi gió làm không tốt thì toàn bộ hệ thống điều hoà không khí sẽ không có hiệu quả.

Một ví dụ rất đơn giản, nếu phòng điều hoà có trần thấp 2,8 m, việc bố trí miệng thổi trên trần là hợp lý cả mùa hè và mùa đông. Về mùa hè gió lạnh do mật độ cao hơn nên có xu hướng đi xuống dưới, vào vùng làm việc (vùng có người làm việc – chiều cao 2m từ mặt sàn), còn về mùa đông, gió nóng có mật độ nhỏ có xu hướng đọng lại trên trần nhà. nhưng vì trần thấp nên ít ảnh hưởng tới năng suất nhiệt sưởi mùa đông. Nhưng nếu trần phòng điều hoà quá cao 4 ÷ 5m hoặc trong các phòng khách rộng trần cao 7 ÷ 8m thì miệng thổi đặt trên trần chỉ có tác dụng tốt trong mùa hè, còn rất kém hiệu quả về mùa đông. Khi đó các dàn sưởi chân tường lại cho hiệu quả tốt hơn nhiều.

Khi thiết kế hệ thống thông gió hoặc tổ chức trao đổi nhiệt ẩm trong phòng, người ta còn phải nghiên cứu cụ thể các yêu cầu cho từng vị trí phát nhiệt, phát ẩm để có giải pháp đúng đắn, tiết kiệm năng lượng. Ví dụ, trong một rạp hát có một bộ phận phát nhiệt là đèn chiếu sáng sân khấu hàng chục kW, nên bố trí ống gió phân phối nhận nhiệt ở bộ phận này thổi thẳng ra ngoài, như một nguồn gió thổi, như vậy tiết kiệm đáng kể được năng suất lạnh.

## **7.2. TỔ CHỨC TRAO ĐỔI KHÔNG KHÍ TRONG KHÔNG GIAN ĐIỀU HOÀ**

### **7.2.1. Các phòng nhỏ**

Các hình 2.4 đến 2.10 chương 2 đã giới thiệu cách bố trí dàn lạnh (bay hơi trực tiếp) trong phòng điều hoà. Đây là các loại máy cục bộ và máy nhỏ bố trí cho các phòng nhỏ. Khi bố trí các dàn lạnh người ta cần lựa chọn phương án phù hợp nhất đối với phòng điều hoà về các mặt:

1. Phân phối gió đồng đều trong phòng, cả mùa hè và mùa đông.
2. Phù hợp với kiến trúc và trang trí trong phòng.
3. Ống dẫn gas phải ngắn nhất, thuận tiện nhất cho việc lắp đặt.
4. Ống thoát nước ngưng phải phù hợp...

Ví dụ, muốn phân phối gió đồng đều trong phòng về mùa hè nên chọn dàn lạnh giấu trần có 4 cửa thổi là thích hợp nhất. Nhưng nhược điểm là dàn lạnh giấu trần chỉ lắp đặt được cho phòng có trần giả và khó lựa chọn kiểu máy cũng như cỡ công suất vì hạn chế về kiểu dáng và số lượng, giá thành cũng cao hơn. Về mùa đông, việc phân phối gió nóng cũng không có lợi vì gió nóng có xu hướng tích tụ lại phía trên trần mà không xuống được vùng làm việc. Việc thoát nước ngưng cũng khó hơn, đôi khi phải dùng kiểu máng có kèm bơm nước ngưng.

Nếu muốn phân phối gió nóng tốt trong mùa đông nên sử dụng dàn lạnh đặt sàn hoặc giấu tường. Dàn lạnh đặt sàn lại có nhược điểm là chiếm mất một diện tích sàn, có thể là mất mỹ quan căn phòng, khó bố trí đồ đạc trong phòng. Nếu chọn phương án giấu tường thì tường nhà phải đủ dày để khoét hốc tường đặt dàn. Khoét tường có thể làm yếu cơ cấu chịu lực của tường và cũng khó bố trí đồ đạc. Ở vị trí dàn lạnh không thể đặt bàn, tủ hoặc thành giường cao che khuất...

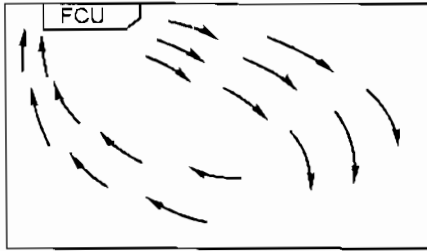
Đối với các loại máy nhỏ kiểu 2 cục, phương án dàn lạnh treo tường có lẽ vẫn là loại tối ưu và dễ sử dụng nhất, đáp ứng cả 4 yêu cầu nêu trên ở một phạm vi cho phép.

Hình 7.1 đến 7.4 giới thiệu một số phương án bố trí FCU cho các phòng nhỏ như phòng khách sạn, văn phòng có diện tích hẹp của một toà nhà cao tầng sử dụng hệ thống điều hoà trung tâm nước.

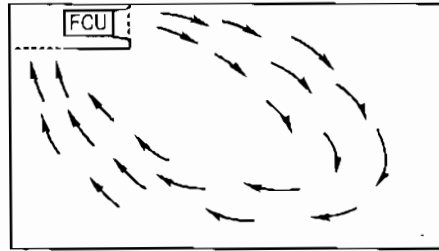
Đơn giản nhất là sử dụng loại FCU treo trần (hình 7.1) cho các phòng không có trần giả. Trong điều kiện thời tiết và khí hậu cũng như hoàn cảnh Việt Nam, trần giả thường là nơi chuột bọ dễ sinh sôi nảy nở và làm ô nhiễm môi trường do phân rác chúng thải ra hoặc tha vào nên người ta ít sử dụng trần giả. Chính vì vậy muốn sử dụng trần giả cần quan tâm tới các biện pháp để phòng chuột bọ từ ngoài vào và ký sinh trong trần giả. FCU thường lắp sát ra phía hành lang vừa tiết kiệm ống dẫn nước lạnh, vừa dễ bố trí ống lấy gió tươi từ hành lang vào phía sau dàn.



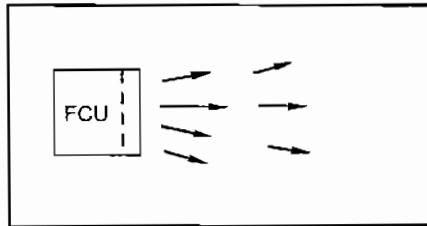
Khi sử dụng loại giấu trần (âm trần) có thể sử dụng một hộp trần giả vừa đủ để che FCU ống phân phối gió và làm hộp gió hồi cho dàn (hình 7.2).



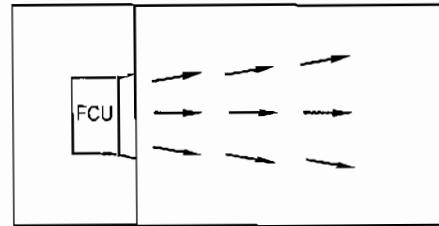
a)



a)



b)



b)

**Hình 7.1. FCU treo trần (phòng không có trần giả)**

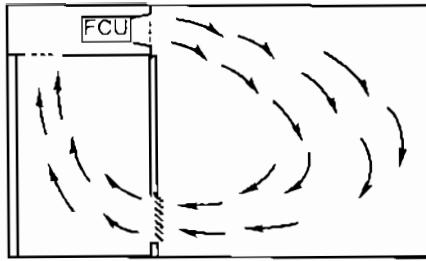
a) Mặt đứng; b) Mặt bằng.

**Hình 7.2. Bố trí FCU trong hộp trần giả (rộng khoảng 1,5 m)**

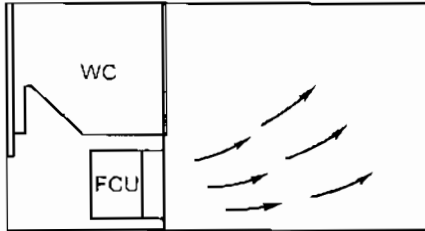
a) Mặt đứng; b) Mặt bằng.

Đối với phòng khách sạn, nhà nghỉ thường có khu phụ và trần hành lang khu phụ. Phòng chính không có trần giả. Có thể tận dụng trần khu phụ hoặc hành lang khu phụ để bố trí FCU (hình 7.3). Khi có bố trí cửa ngăn thì cửa ngăn phòng cần có khoang chớp để hồi gió từ phòng quay về cửa hút FCU khi cửa thông này đóng.

Trường hợp phòng có trần giả (hình 7.4), có thể tổ chức phân phối gió đồng đều hơn nhờ bố trí nhiều miệng thổi và nhiều miệng hút. Tuy theo kích thước phòng và năng suất lạnh của FCU có thể chọn nhiều hay ít miệng thổi và miệng hút. Thông thường số miệng hút bằng từ 1 đến 2 lần số miệng thổi vì tốc độ gió hút thường nhỏ hơn và khoang trần giả được sử dụng đồng thời là khoang hút của FCU. Ống cấp gió tươi có thể đi từ hành lang vào phía sau dàn FCU. Ống phân phối gió có thể là loại ống cứng hoặc ống mềm. Miệng thổi là loại khuếch tán vuông tròn hoặc kiểu lưới, sao cho phù hợp với kiến trúc, trang trí của phòng cũng như hiệu quả phân phối gió là đồng đều nhất. Trên hình 7.4 chỉ có 2 miệng thổi và 2 miệng hồi.



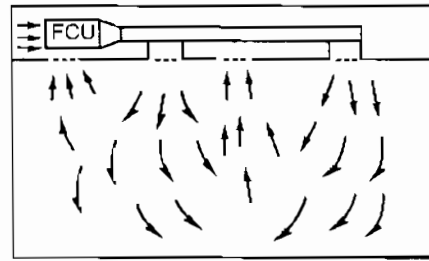
a)



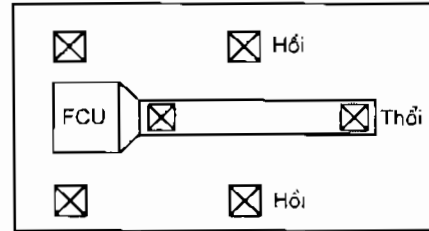
b)

**Hình 7.3. Bố trí FCU trên trần hành lang hoặc trần khu phụ WC, phòng không có trần giả**

a) Mặt đứng; b) Mặt bằng.



a)



b)

**Hình 7.4. FCU bố trí trong trần giả có 2 miệng thổi và 4 miệng hồi, khoang trần dùng làm khoang hồi**

a) Mặt đứng; b) Mặt bằng.

## 7.2.2. Các không gian lớn và phức tạp

Hình 2.16 chương 2 đã giới thiệu nguyên tắc làm việc của một máy điều hoà nguyên cụm (kiểu UC của DAIKIN) sử dụng cho một phân xưởng sản xuất như may mặc, in ấn, sợi dệt, chế biến nông lâm hải sản xuất khẩu... Hệ thống phân phối gió gồm một ống gió chính và 6 nhánh gió phụ với hàng chục miệng thổi phân phối gió đều cho khắp phân xưởng. Điểm đặc biệt ở đây là chỉ có một miệng hồi duy nhất bố trí ở vách tiếp giáp giữa phân xưởng và gian máy. Miệng hồi có lưới hoặc chớp gió với phin lọc gió để tránh bụi bẩn từ phân xưởng lọt vào dàn bay hơi.

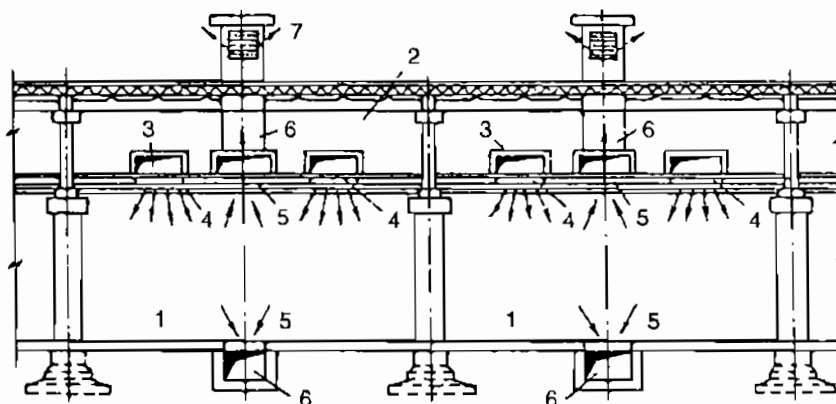
Đối với các không gian điều hoà tương tự như nhà ăn, quầy hàng, cửa hàng, siêu thị, cơ sở thể dục thể thao, y tế, phòng khám chữa bệnh... có diện tích vừa phải từ 50 đến 500m<sup>2</sup>, có trần giả đều có thể sử dụng phương án ống gió như biểu diễn trên hình 2.16. Thay vào vị trí máy điều hoà nguyên cụm có thể là máy điều hoà lắp mái, máy điều hoà dàn ngưng đặt xa, máy điều hoà tách hoặc một buồng điều không AHU. Khi sử dụng các loại máy điều hoà cần đặc biệt chú ý đến độ ồn. Ở các phân xưởng sản xuất có thể chấp nhận được độ ồn cao nhưng đối

với các cơ sở cần yên tĩnh như phòng khám chữa bệnh... cần thiết phải có bộ phận tiêu âm cho ống cấp, ống hồi và buồng máy.

Cửa hồi đơn giản nhất được giới thiệu trên hình 2.16. Phương pháp hồi gió này kém hiệu quả vì không đều. Các vùng ở xa miệng hồi khó hồi gió hơn các vùng ở chung quanh miệng hồi. Người ta có thể áp dụng phương pháp hồi trên trong trường hợp gian máy hoàn toàn thông thoáng không có các chướng ngại như vách ngăn, máy móc... đặt trên đường gió hồi. Khi các không gian điều hoà ít thông nhau, bắt buộc phải bố trí các miệng gió hồi và ống gió hồi riêng cho từng không gian.

Mạng ống gió hồi gần tương tự như mạng ống gió cấp, cũng có các ống nhánh và ống chính với các miệng hồi bố trí hợp lý cho từng không gian cần điều hoà. Mạng gió hồi có thể bố trí phía trên trần song song với mạng gió cấp, nhưng cũng có thể bố trí bên dưới sàn nhà thành các kênh gió hồi xây bằng gạch hoặc bằng bê tông. Để tránh chuột bọ cần có lưới bảo vệ ở các cửa gió, cũng như các lưới lọc đảm bảo vệ sinh đường ống.

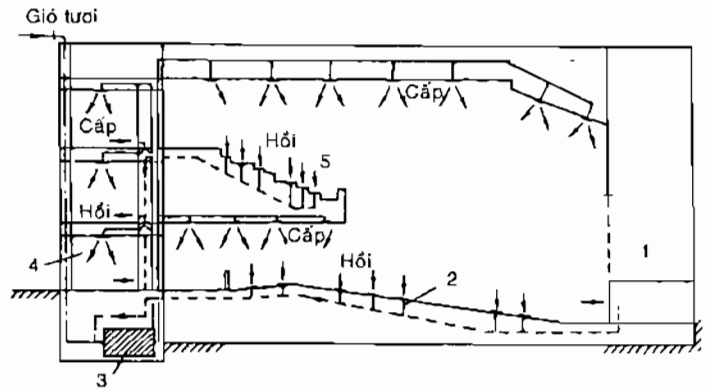
Cũng có thể đảo ngược vị trí cấp và hồi: cấp gió theo các kênh phía dưới nền phân xưởng, còn hồi ở phía trên. Phương án bố trí này thích hợp hơn với sự chuyển động tự nhiên của dòng không khí về cả mùa hè và mùa đông. Về mùa hè không khí lạnh tiếp cận ngay những vị trí phát nhiệt và phát ẩm (vùng làm việc), nóng lên và chuyển động lên trên để vào miệng hồi quay lại buồng xử lý không khí. Về mùa đông, việc cấp không khí nóng từ phía dưới cũng thuận lợi hơn vì không khí nóng có xu hướng chuyển động lên trên. Hình 7.5 giới thiệu phương pháp cấp và hồi gió cho một phân xưởng sản xuất theo kiểu cấp trên, hồi phía dưới.



Hình 7.5. Tổ chức tuần hoàn không khí trong một phân xưởng sản xuất

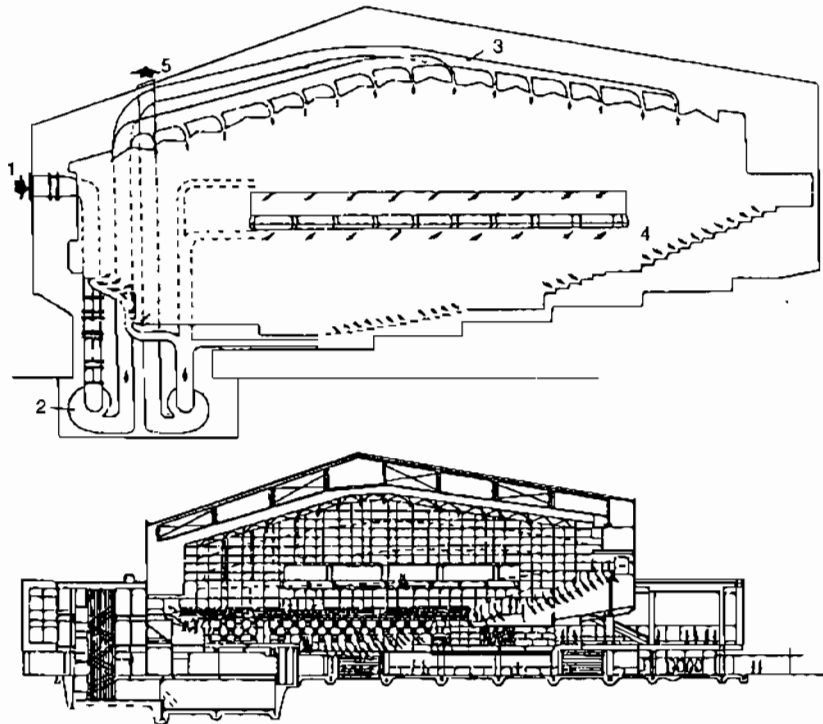
1. Vùng làm việc; 2. Trần giả; 3. Ống gió cấp; 4. Miệng thổi; 5. Miệng hút; 6. Kênh gió hồi; 7. Cửa xả.

Hình 7.6 và 7.7 giới thiệu phương án cấp gió lạnh từ phía trên, gió hồi về ở phía dưới cho một hội trường, nhà hát hoặc giảng đường có ban công hoặc cho phòng hoà nhạc (hình 7.7). Các kênh gió hồi và cửa gió hồi bố trí phía dưới nền nhà và dưới ghế ngồi của khán giả ở ban công. Các kênh gió phải đảm bảo mỹ quan kiến trúc, kết hợp hài hoà với kỹ thuật xây dựng công trình như: điện, nước, chiếu sáng, âm thanh và trang trí nội thất.



**Hình 7.6. Một phương án tổ chức tuần hoàn không khí trong hội trường, nhà hát, rạp chiếu bóng, giảng đường...**

1. Sân khấu; 2. Phòng khán giả; 3. Phòng xử lý không khí;  
4. Hành lang; 5. Ban công.

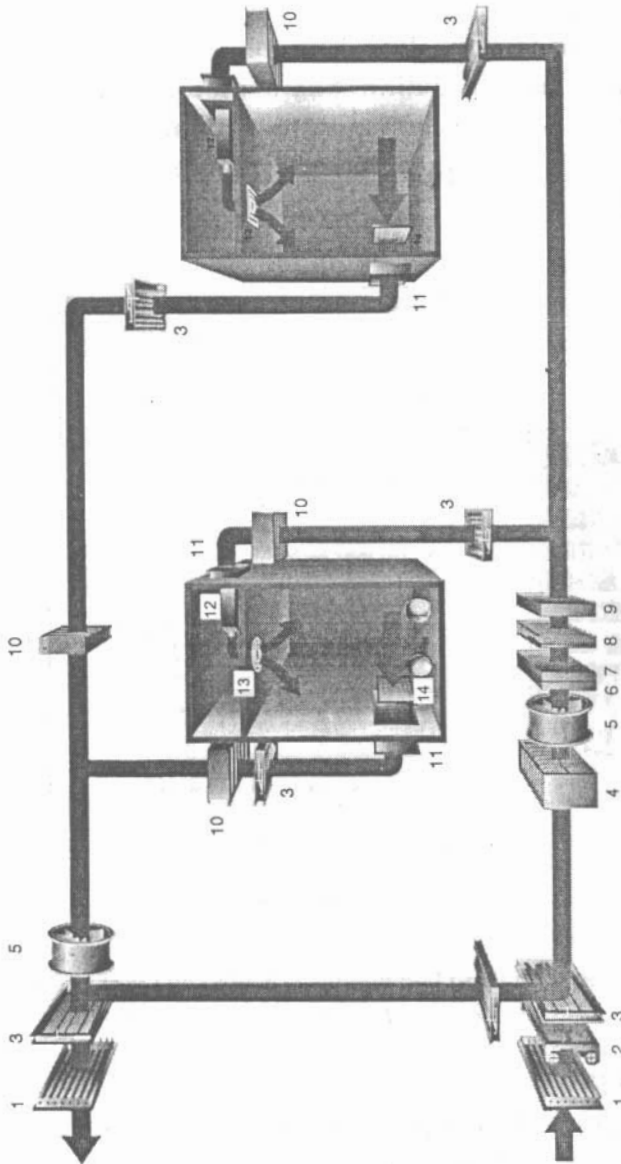


**Hình 7.7. Một phương án tuần hoàn không khí trong phòng hoà nhạc**

1. Cửa gió tươi; 2. Buồng xử lý không khí (AHU); 3. Hệ thống gió cấp; 4. Hệ thống gió hồi; 5. Cửa gió thải.

### 7.3. CÁC THIẾT BỊ PHỤ CỦA ĐƯỜNG ỐNG GIÓ

Hình 7.8 giới thiệu một số thiết bị phụ lắp đặt trên đường ống gió mà một hệ thống điều hoà không khí hiện đại có thể áp dụng.

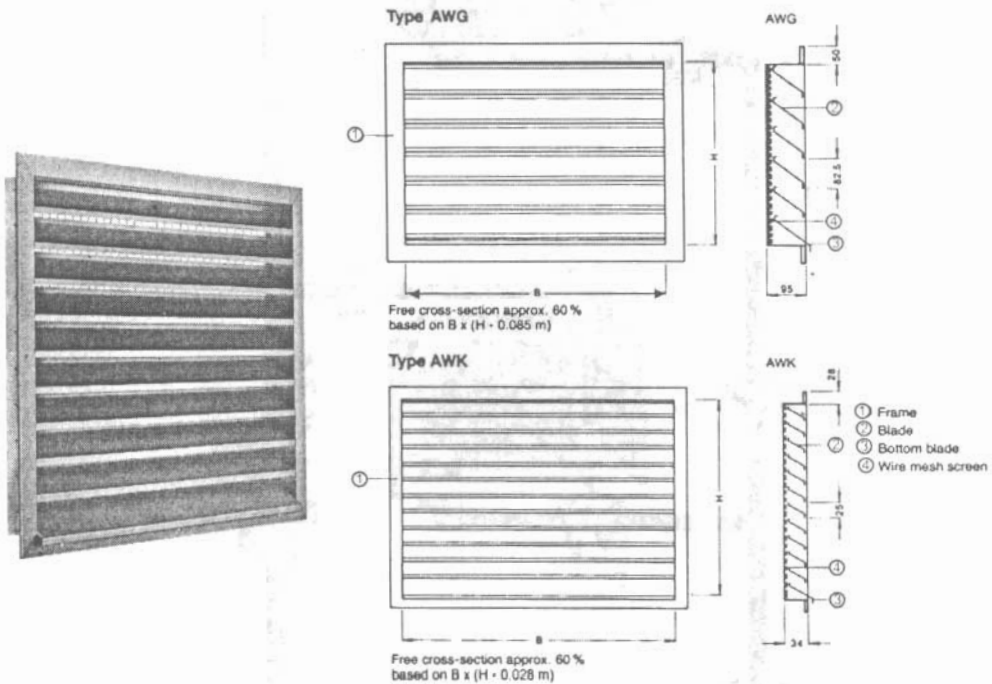


Hình 7.8. Các thiết bị phụ lắp trên đường ống gió

1. Chớp gió ngoài (external louvre);
2. Phin lọc gió (air filter);
3. Van gió nhiều lá (multi leaf damper);
4. Phin lọc kiểu túi (bag filter);
5. Quạt (fan);
6. Bộ sưởi sơ bộ (preheater);
7. Dàn lạnh;
8. Bộ tăng ẩm có chặn bụi nước (humidifier with moisture eliminator);
9. Bộ sưởi chính (main heater);
10. Hộp giảm âm (sound attenuator);
11. Van chặn lửa (fire damper);
12. Hộp điều chỉnh lưu lượng (VAV assembly);
13. Miệng thổi khuếch tán gắn trần (ceiling diffuser);
14. Ghi gió (grille).

### 7.3.1. Chớp gió

Chớp gió (louvre) là cửa lấy gió tươi từ ngoài hoặc thải gió xả ra ngoài trời. Chớp gió thường có các cánh chớp nằm ngang có độ nghiêng phù hợp, tránh mưa hắt vào ảnh hưởng đến đường ống gió và có lưới bảo vệ chuột bọ hoặc chim lọt vào đường ống gió từ bên ngoài nhà. Cánh chớp thường là loại cố định, không điều chỉnh được. Do phải chịu mưa gió ngoài trời nên các chớp gió thường làm bằng vật liệu chịu được ảnh hưởng của thời tiết. Hình 7.9 giới thiệu hình dáng và cấu tạo của một chớp gió.



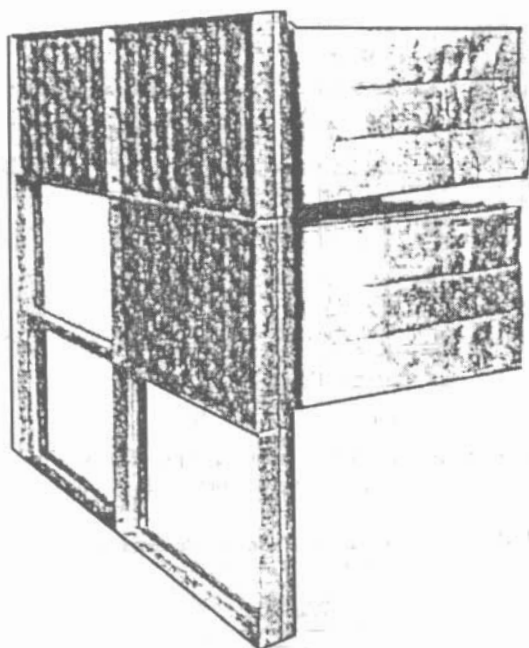
Hình 7.9. Hình dáng bên ngoài và cấu tạo của một chớp gió

1. Khung; 2. Lá chớp; 3. Lá chớp đáy; 4. Lưới thép.

### 7.3.2. Phin lọc gió

Phin lọc gió (air filter) còn gọi phin lọc bụi hoặc bộ lọc bụi sử dụng để lọc bụi cho phòng điều hoà không khí. Tùy theo chức năng của phòng cũng như nồng độ bụi cho phép mà có thể lựa chọn các phin lọc gió có khả năng lọc bụi khác nhau. Trong các phòng điều hoà tiện nghi thông thường, phin lọc là các loại tấm lưới lọc. Trong các hệ thống điều hoà trung tâm thường dùng loại túi vải. Với các yêu cầu cao hơn có thể

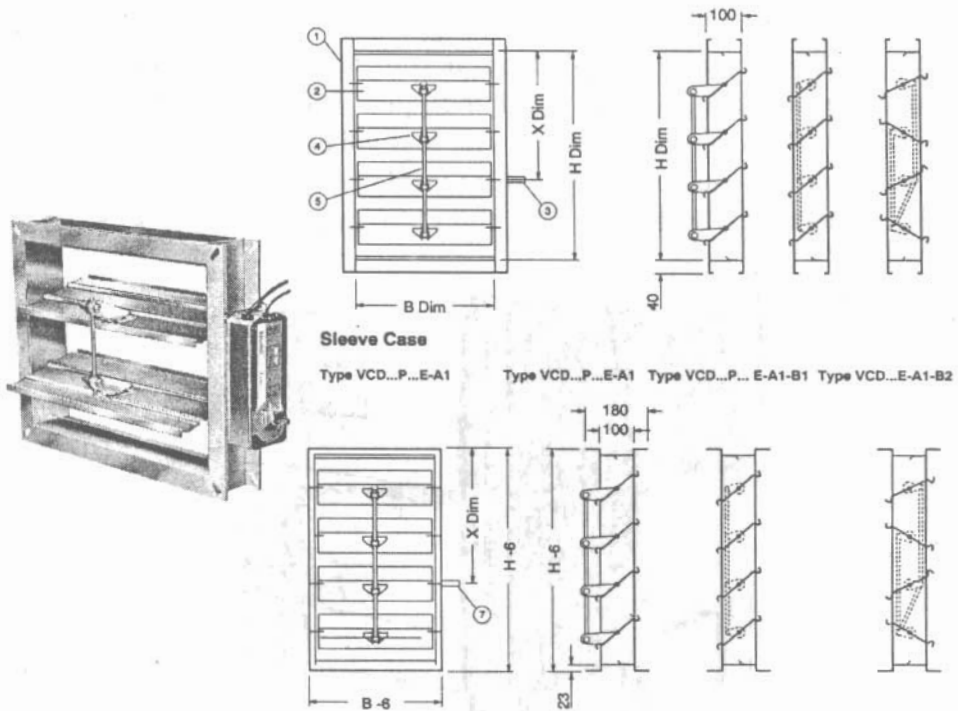
sử dụng bộ lọc tĩnh điện, bộ lọc lưới tấm dầu. Đối với các phòng sạch như điện tử, vi mạch hoặc phòng sản xuất thuốc cần phải sử dụng các bộ lọc hiệu suất cao đặc biệt. Hình 7.10 giới thiệu một phin lọc kiểu túi (bag filter). Phin gồm một khung kim loại với các túi vải xếp song song. Túi vải có thể tháo ra vệ sinh được. Ngày nay, ngoài lọc bụi, một số phin lọc còn trang bị thêm các bộ phận khử mùi cho không khí.



Hình 7.10. Một dạng phin lọc kiểu túi (bag filter)

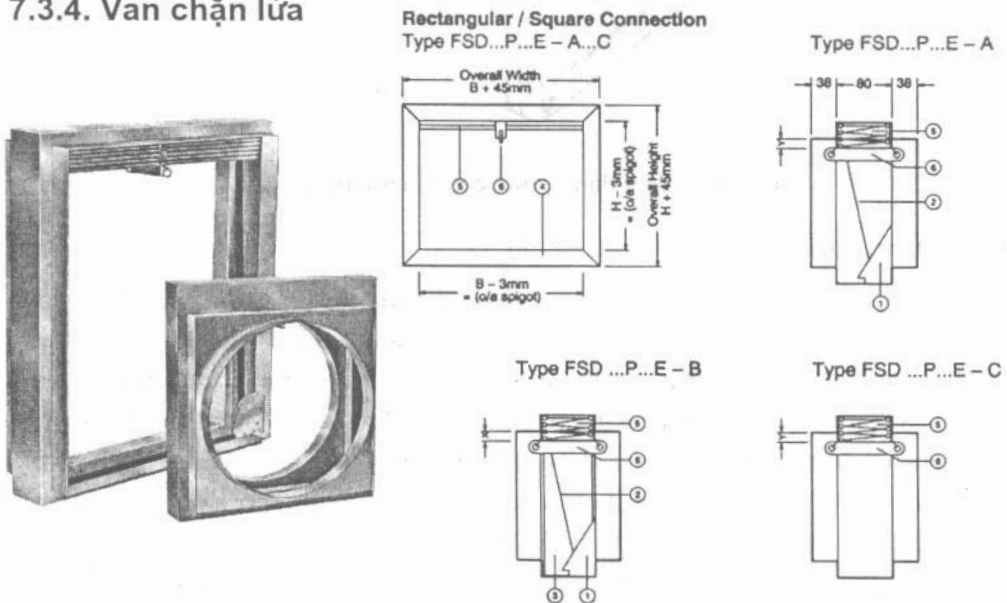
### 7.3.3. Van gió

Van gió (damper) dùng để điều chỉnh lưu lượng gió kể cả đóng mở ON – OFF đường gió. Van gió có nhiều loại khác nhau. Theo hình dáng có loại vuông, chữ nhật hoặc tròn. Theo số lượng lá gió điều chỉnh có thể là loại một lá (tấm), 2 hoặc nhiều lá. Theo cách vận hành có loại điều chỉnh bằng tay, có loại điều chỉnh bằng động cơ điện hoặc thủy lực, khí nén. Theo công dụng chia ra nhiều loại van gió khác nhau như van gió sử dụng trong công nghiệp, van gió tự đóng mở cửa gió theo áp suất (pressure dampers), van gió một chiều (non return damper)... Hình 7.11 giới thiệu hình dáng và kết cấu của một van gió điều khiển bằng điện dùng để điều chỉnh lưu lượng.



Hình 7.11. Hình dáng và kết cấu một van gió điều khiển bằng điện  
 1. Khung; 2. Lá chớp; 3. Trục truyền động; 4. Chi tiết kết nối; 5. Trục khép lá chớp.

### 7.3.4. Van chặn lửa



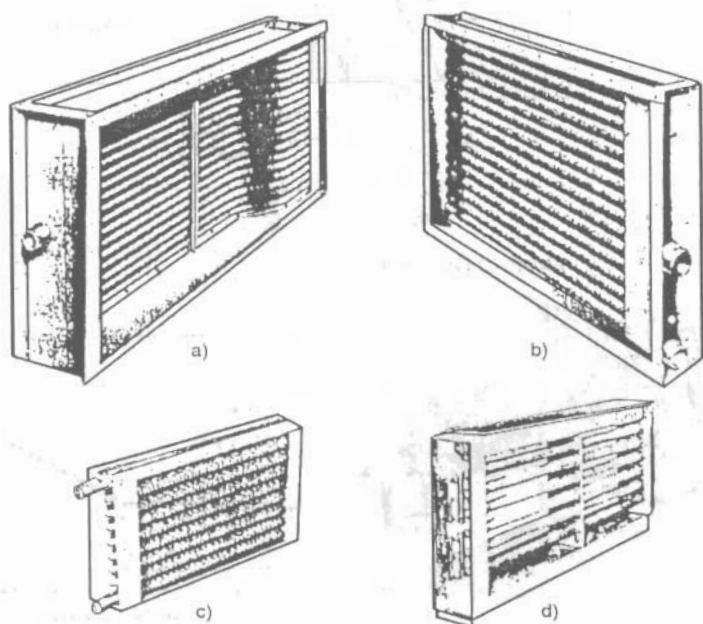
Hình 7.12. Hình dáng và cấu tạo van chặn lửa

1. Tấm móc hãm bằng thép không gỉ hoặc tráng kẽm; 2. Lò xo xấp; 3. Đệm kín má bên; 4. Khung thép không gỉ hoặc tráng kẽm; 5. Các cánh xếp bằng thép không gỉ hoặc tráng kẽm; 6. Cấu chảy, tác động ở 72°C.



Van chặn lửa là thiết bị có cấu tạo gần giống như một van gió nhưng có khả năng tự động đóng chặt đường gió vào và ra, cô lập phòng có hoả hoạn ra khỏi hệ thống đường ống gió để tránh lây lan hoả hoạn. Hình 7.12 giới thiệu hình dáng bên ngoài và cấu tạo của một van chặn lửa. Van chặn lửa gồm một khung kim loại và có các cánh xếp cũng bằng kim loại. Các cánh xếp được giữ căng nhờ lò xo và xếp gọn ở phía trên khung. Lò xo được giữ bằng một cầu chảy. Khi nhiệt độ đạt  $72^{\circ}\text{C}$  (một số loại ở  $68^{\circ}\text{C}$ ) cầu chảy chảy ra, các cánh xếp ập xuống nhờ trọng lực và lực lò xo đóng kín cửa thông gió, cô lập phòng có hoả hoạn.

### 7.3.5. Bộ sưởi không khí



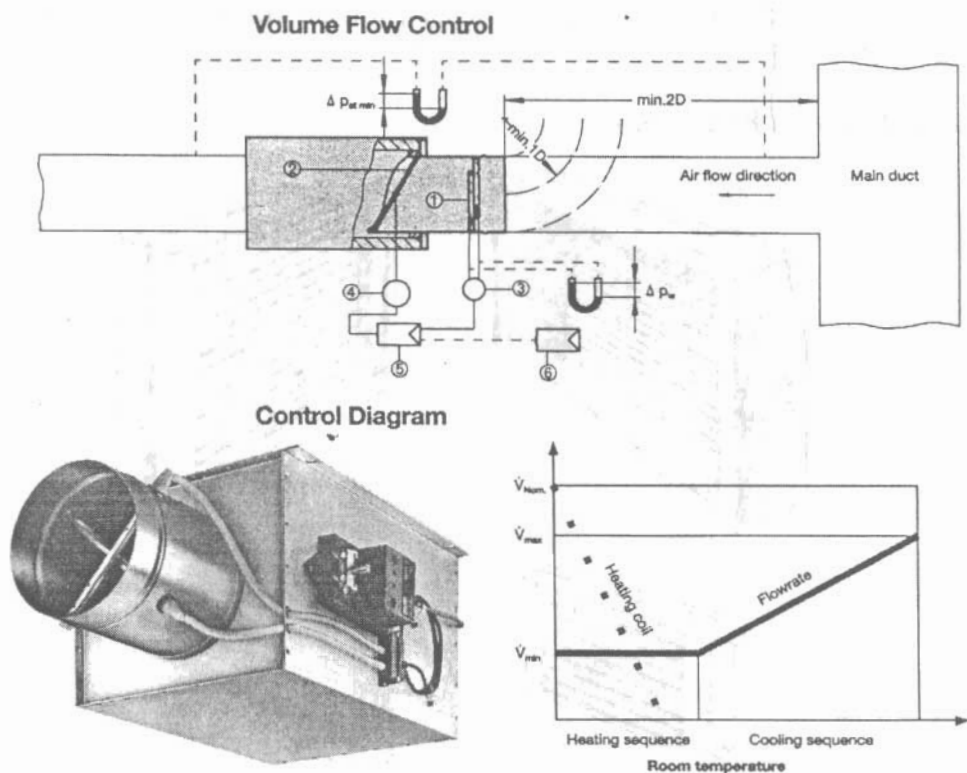
Hình 7.13. Một số bộ sưởi không khí

a) Dùng hơi nước; b) Dùng nước nóng; c) Dùng điện.

Bộ sưởi không khí (heater) còn được gọi là bộ sấy, bộ gia nhiệt. Có thể phân bộ sưởi ra nhiều loại khác nhau: căn cứ vào vị trí lắp đặt: trước giữa hoặc sau bộ xử lý không khí gọi là bộ sưởi sơ bộ (preheater), bộ sưởi chính (main heater) hoặc bộ sưởi bổ sung (after heater); căn cứ vào nguồn nhiệt phân ra loại chạy bằng hơi nước, bằng nước nóng, bằng điện hoặc bằng gas. Bộ sưởi không khí chủ yếu sử dụng trong mùa đông để sưởi ấm phòng, ngoài ra bộ sưởi còn được sử dụng để điều chỉnh nhiệt độ thổi vào trong mùa hè, điều chỉnh độ ẩm của không khí khi cần thiết. Hình 7.13 giới thiệu hình dáng một số bộ sưởi không khí sử dụng nước nóng, hơi nước hoặc điện.

### 7.3.6. Hộp điều chỉnh lưu lượng

Hộp điều chỉnh lưu lượng (VAV – assembly) đôi khi còn gọi là hộp gió cuối (air – terminal boxes) thường được lắp trước các miệng thổi khuếch tán để điều chỉnh lưu lượng gió vào phòng trong các hệ thống ống gió có điều chỉnh lưu lượng gió. Hình 7.14 giới thiệu một loại hộp điều chỉnh lưu lượng cũng như nguyên tắc làm việc của hộp (VAV – terminal box).



Hình 7.14. Hình dáng bên ngoài và nguyên tắc hoạt động của một hộp điều chỉnh lưu lượng

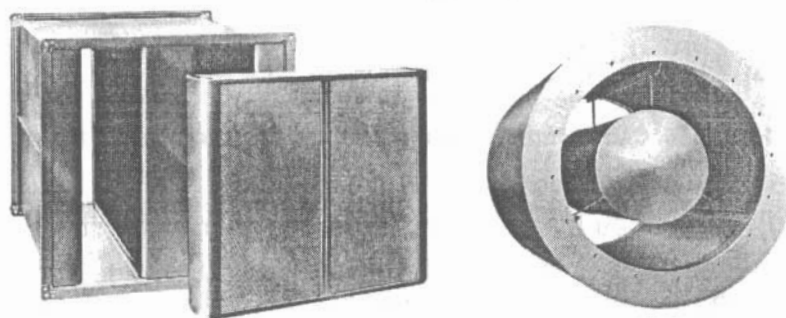
1. Đầu cảm áp suất vi sai; 2. Tấm điều chỉnh lưu lượng; 3. Bộ chuyển đổi; 4. Cơ cấu tác động tấm điều chỉnh lưu lượng; 5. Bộ điều chỉnh lưu lượng; 6. Rơle nhiệt độ phòng.

Hộp điều chỉnh lưu lượng bao gồm 1 vỏ có cửa vào hình tròn nối với bên áp suất cao và cửa ra hình vuông hoặc tròn nối với phía áp suất thấp. Trong cửa vào hình tròn có bố trí đầu cảm để đo áp suất vi sai (differential pressure) và một tấm điều chỉnh lưu lượng hoạt động nhờ một mô-tơ điện. Để giảm tiếng ồn của dòng không khí, phía trong vỏ hộp được dán một lớp cách nhiệt và hấp thụ âm. Các cơ cấu điều chỉnh, chuyển đổi và tác động được nối ra phía ngoài hộp và đầu nối với các dụng cụ đo hoặc rơle bên ngoài bằng dây điện hoặc đường ống (áp suất) tương ứng.

Lưu lượng thực đi qua hộp sẽ gây ra một áp suất hiệu dụng tác động lên đầu cảm áp suất vì sai, áp suất đó đi tới bộ chuyển đổi áp suất cao và thấp nhờ các ống nối. Bộ chuyển đổi đổi tín hiệu áp suất thành tín hiệu điện tử (0/2 đến 10 VOC) hoặc khí áp (0,2 đến 1,0bar). Tín hiệu này được chuyển đến cơ cấu điều chỉnh như một giá trị thực tế. Giá trị này sẽ được so sánh với giá trị đặt, ví dụ, với giá trị của role nhiệt độ phòng. Nếu như 2 giá trị này lệch nhau, sẽ xuất hiện một tín hiệu từ cơ cấu điều chỉnh tới cơ cấu tác động để điều chỉnh lại lưu lượng đi qua.

### 7.3.7. Hộp tiêu âm

Hộp tiêu âm (attenuator) lắp trên đường ống gió dùng để giảm âm cho luồng gió thổi vào phòng. Hộp gồm có khung và các tấm tiêu âm làm bằng vật liệu hấp thụ âm thanh đặt song song theo hướng chuyển động của không khí. Hộp tiêu âm có dạng vuông, chữ nhật hoặc tròn. Các nhà chế tạo còn cung cấp cả các tấm tiêu âm rời để những người thiết kế có thể bố trí cho các AHU hoặc các đường ống tự chế tạo. Hình 7.15 giới thiệu một số hộp tiêu âm dạng chữ nhật, tròn và tấm lẻ.



Hình 7.15. Hình dáng một số hộp tiêu âm dạng chữ nhật, tròn và tấm lẻ

### 7.3.8. Miệng thổi, miệng hút

Miệng thổi là thiết bị cuối cùng trên đường ống gió có nhiệm vụ cung cấp và khuếch tán gió vào phòng, phân phối đều không khí điều hoà trong phòng, sau đó không khí được đưa qua miệng hút tái tuần hoàn về thiết bị xử lý không khí.

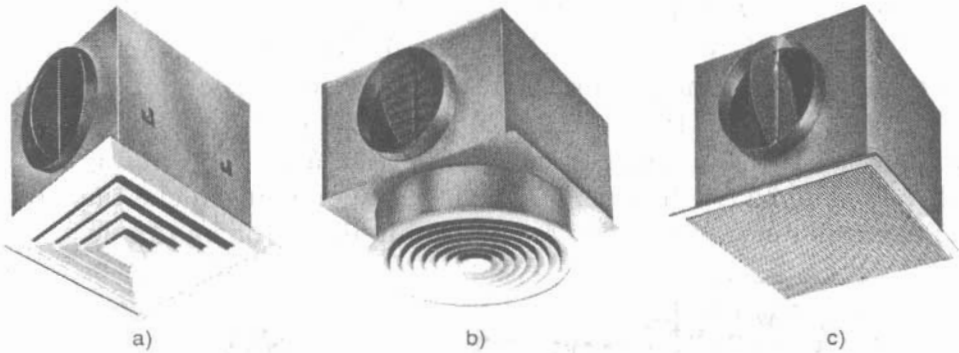
Miệng thổi và miệng hút cũng được phân ra nhiều loại khác nhau tùy thuộc hình dáng, vị trí lắp đặt, công dụng và tác dụng phân bố không khí, tốc độ không khí... Ví dụ, căn cứ hình dáng có loại miệng thổi vuông, chữ nhật, tròn, khe, ghi hoặc băng; căn cứ phân bố không khí có loại khuếch tán hoặc phun tia tốc độ cao; căn cứ vị trí lắp đặt phân ra loại gắn trần, gắn tường, sàn hoặc cầu thang, bậc (trong hội

trường, nhà hát...); căn cứ phân bố và tốc độ không khí có loại khuếch tán dùng cho phòng có trần thấp và loại mũi phun có tốc độ lớn, tia chụm dùng cho phòng trần cao (hội trường, nhà hát...). Sau đây sẽ giới thiệu một số loại miệng thổi khác nhau.

### 1. Miệng thổi gắn trần

Hình 7.16 a, b, c giới thiệu các miệng thổi gắn trần kiểu vuông, tròn và có lưới đục lỗ, phía trên có hộp gió và lá van điều chỉnh lưu lượng.

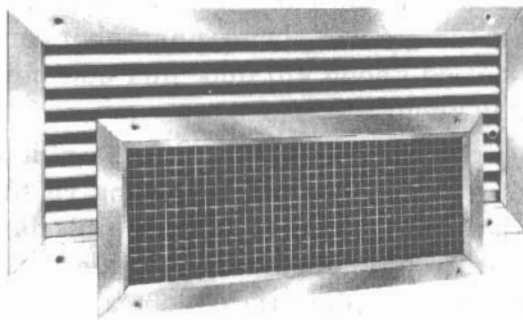
Các miệng thổi loại này chỉ nên sử dụng cho trần có độ cao từ 2,6 đến 4,0m và có thể đồng thời sử dụng làm miệng hồi.



Hình 7.16. Các miệng thổi gắn trần kiểu vuông, tròn và đục lỗ

### 2. Ghi gió gắn tường

Hình 7.17 giới thiệu hình dáng và kết cấu của 2 loại ghi gió (grille) gắn trên các dàn lạnh đặt sàn hoặc giấu tường, làm được cả 2 nhiệm vụ cấp và hồi gió. Các ghi gió thường có chiều dài lớn hơn chiều cao. Bên ngoài là khung với các thanh đứng, ngang, kiểu lưới hoặc đục lỗ tạo thành một tấm lưới trang trí và bảo vệ có thẩm mỹ cao, phù hợp với việc cấp và hồi gió cũng như phù hợp với nội thất và trang trí trong phòng (tương tự nắp dàn lạnh máy điều hoà 2 cụm treo tường).



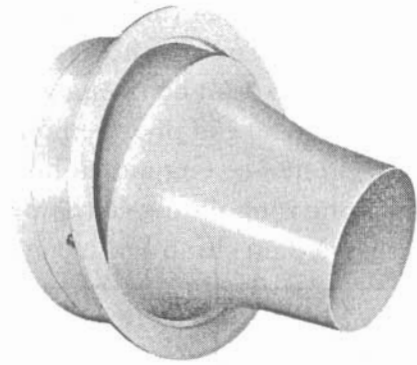
Hình 7.17. Hai loại ghi gió kiểu chớp và kiểu lưới

### 3. Mũi phun

Hình 7.18 giới thiệu hình dáng bên ngoài một mũi phun (jet nozzles).

Mũi phun được sử dụng trong trường hợp khoảng cách thổi và vùng làm việc lớn, ví dụ trong hội trường, rạp hát có trần cao và khoảng cách từ vách đến vùng có người cũng rất xa, khi đó có thể bố trí các mũi phun. Khoảng cách phun có thể tới 30m. Mũi phun được sử dụng đặc biệt khi không thể lắp đặt các miệng thổi trên trần hoặc lắp đặt trên trần là không hiệu quả và không thực tế.

Mũi phun có vỏ hình trụ, có khớp nối cầu với vỏ. Trong khớp cầu có một cơ cấu điều chỉnh hướng mũi phun rất thuận tiện cho việc điều chỉnh hướng dòng phun. Ví dụ, mùa hè có thể hướng dòng không khí lạnh lên trên và để gió lạnh đó khuếch tán đều xuống vùng làm việc; mùa đông để tiết kiệm năng lượng, cần điều chỉnh hướng phun xuống dưới vì không khí nóng có xu hướng đi lên.



Hình 7.18. Hình dáng một mũi phun

### 4. Miệng thổi sàn và cầu thang

Hình 7.19 a, b mô tả hình dáng và cấu tạo của 1 miệng thổi lắp sàn hoặc cầu thang. Miệng thổi gồm 6 chi tiết. Trên cùng là một nắp khuếch tán. Phía dưới là chi tiết điều chỉnh để điều chỉnh hướng gió thổi. Dưới chi tiết điều chỉnh là bẫy bụi bẩn và đất cát ở sàn nhà rơi vào miệng thổi. Toàn bộ 3 chi tiết trên được lắp lên một vòng cố định rồi được bố trí vào trong hộp gió. Hộp gió có một miệng tròn (hoặc vuông) nối với đường ống gió cấp. Nhờ chi tiết điều chỉnh có thể điều chỉnh hướng gió đứng xiên hoặc ngang.



a)

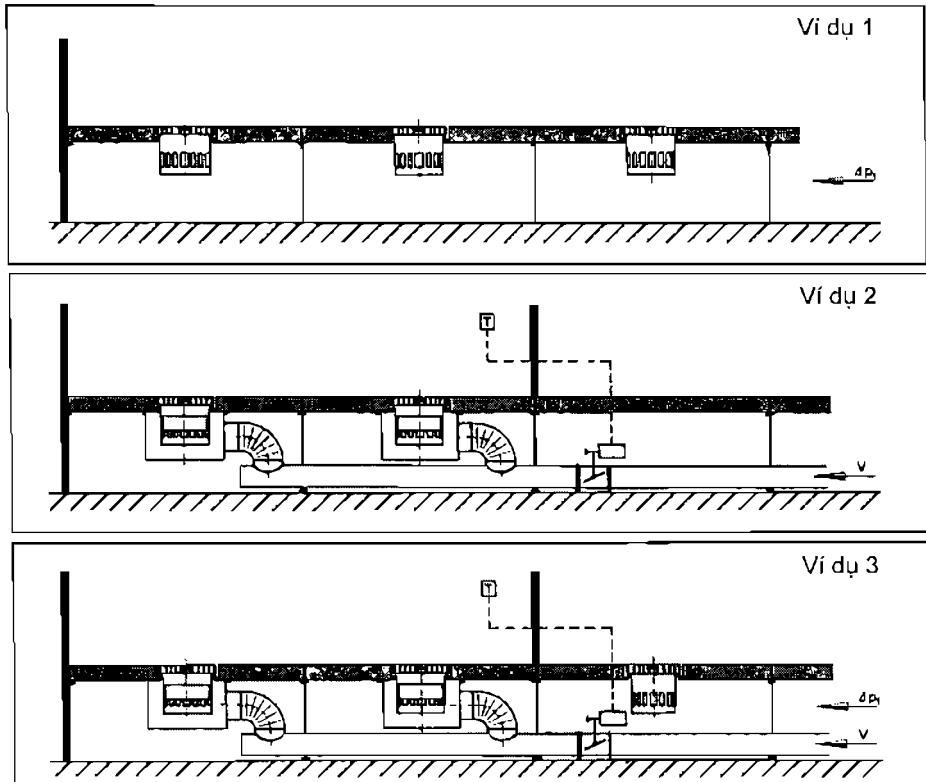


b)

Hình 7.19 a, b. Hình dáng 1 miệng thổi lắp sàn (hoặc cầu thang)

1. Nắp khuếch tán; 2. Chi tiết điều chỉnh hướng gió; 3. Vòng định vị; 4. Van gió; 5. Bẫy bẩn; 6. Hộp gió.

Hình 7.20 giới thiệu 3 ví dụ lắp đặt của miệng thổi lắp sàn. Ví dụ 1 dùng cho sàn của một hội trường rộng, ở đây không cần hộp gió phía dưới miệng thổi vì toàn bộ không gian dưới tấm sàn đóng nhiệm vụ hộp gió. Ví dụ 2 dùng cho các phòng nhỏ riêng biệt, có role nhiệt độ điều chỉnh lưu lượng gió nên có ống gió và hộp gió. Ví dụ 3 dùng cho cả 2 trường hợp là hội trường rộng nhưng có thêm một số phòng nhỏ. Các phòng nhỏ cần ống gió cấp và điều chỉnh lưu lượng, các phòng lớn không cần.



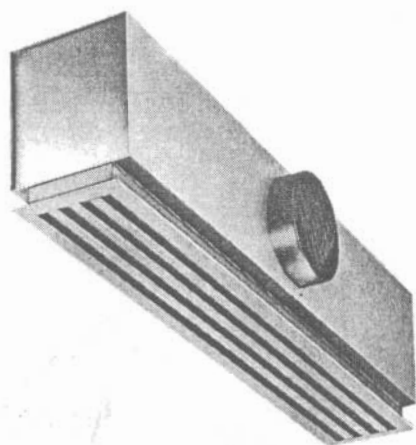
Hình 7.20. Ba ví dụ lắp đặt

- a) Hội trường hoặc phòng rộng; b) Phòng hẹp riêng biệt cần điều chỉnh lưu lượng;  
 c) Cả 2 trường hợp phòng rộng và phòng hẹp.

## 5. Miệng thổi khe

Miệng thổi khe (slot diffusers) là loại miệng thổi có cửa gió cấp dạng một khe hoặc nhiều khe hẹp có kích thước chiều dài lớn hơn chiều rộng nhiều lần (bề ngang tính bằng cm, chiều dài tính bằng m). Miệng thổi có thể có từ 1 đến khoảng 8 khe (nếu quá nhiều khe, kích thước miệng thổi thành chữ nhật, khi đó gọi là ghi gió). Miệng thổi lắp trên trần. Trên miệng thổi có hộp gió và đường nối với ống phân phối gió. Trên cửa nối có van gió điều chỉnh lưu lượng. Hình 7.21 giới

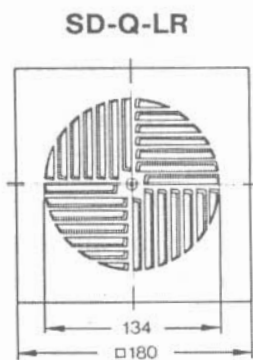
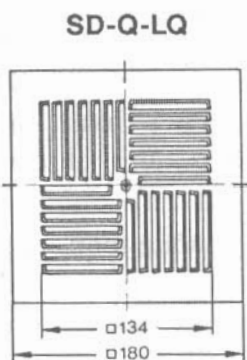
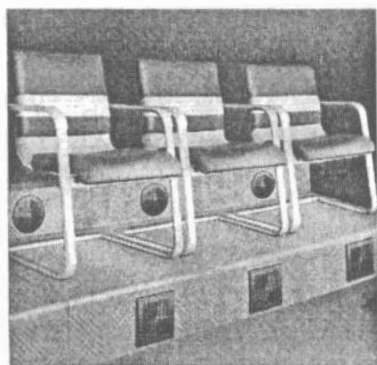
thiệu hình dáng một miệng thổi khe có 4 khe gió. Hướng gió cấp thường nằm ngang theo trần nhà, sang trái hoặc phải tùy theo người sử dụng điều chỉnh.



Hình 7.21. Hình dáng một miệng thổi có 4 khe gió

### 6. Miệng thổi xoáy

Hình 7.22 giới thiệu 2 miệng thổi xoáy (swirl diffuser) kiểu vòm và kiểu tròn. Miệng thổi xoáy có khả năng khuếch tán và hoà trộn không khí rất nhanh với không khí trong phòng, làm đồng đều nhiệt độ và độ ẩm nhanh chóng trong vùng làm việc.

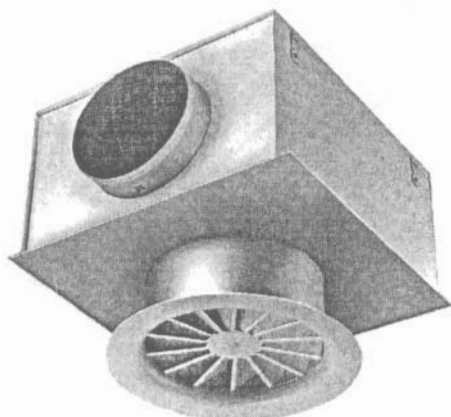


Hình 7.22. Miệng thổi xoáy lắp bậc sàn hoặc cầu thang

Hãng Trox sản xuất 2 loại vuông và tròn đều có kích thước miệng có khe thổi  $134 \times 134$  hoặc  $\phi 134$ ; kích thước tấm là  $180 \times 180$  để lắp cầu thang và đặc biệt lắp cho các bậc sàn có bố trí ghế ngồi cho khán giả của hội trường, nhà hát, rạp chiếu bóng. So với miệng

thổi lắp sàn, miệng thổi xoáy không bị chân dẫm lên, không gây bụi do thổi từ sàn nhà.

Miệng thổi xoáy còn được sử dụng lắp trần trong điều hoà tiện nghi và công nghiệp giống như miệng thổi khuếch tán nhưng đạt hiệu quả khuếch tán và hoà trộn không khí cao hơn (hình 7.23).



Hình 7.23. Miệng thổi xoáy lắp trần

## 7.4. TÍNH TOÁN HỆ THỐNG ỐNG GIÓ BẰNG PHƯƠNG PHÁP ĐỒ THỊ

### 7.4.1. Khái niệm chung

1. Khi thiết kế cần bố trí đường ống gió sao cho hợp lý nhất, đơn giản nhất, ngắn nhất nhưng phải đảm bảo yêu cầu phân phối gió cũng như hồi gió hợp lý, duy trì các điều kiện vi khí hậu của từng phòng vì đường ống gió có giá thành cao, tốn nhiều nguyên vật liệu và nhân công lắp đặt, công kênh, chiếm nhiều diện tích hữu ích của công trình.

2. Cần nghiên cứu kỹ lưỡng kiến trúc và kết cấu xây dựng của toà nhà để lựa chọn và bố trí đường ống gió thích hợp, đặc biệt khi ống gió phải đi qua các dầm chịu lực của toà nhà vì khi đó chiều cao còn rất thấp, rất khó bố trí ống gió đi qua.

3. Kích thước và tiết diện của từng đoạn ống gió được xác định theo lưu lượng đã tính toán và tốc độ gió cho phép. Lưu ý là tốc độ trên đường ống cấp thường chọn lớn hơn và trên đường ống hồi nhỏ hơn nên kích thước của ống hồi thường lớn hơn ống cấp.

4. Trở kháng hay tổn thất áp suất tổng của toàn bộ tuyến ống hút và ống đẩy kể cả của các phụ kiện và thiết bị lắp đặt trên đó như dàn



lạnh, dàn nóng, phin lọc gió, van gió, van điều chỉnh... cần được tính toán để chọn cột áp phù hợp cho quạt tuần hoàn gió.

5. Trường hợp đường ống có nhiều ống gió nhánh thì cần chọn tuyến ống nào có trở kháng lớn nhất để tính toán và coi đó là trở kháng của toàn mạng vì trở kháng của các nhánh gió song song không ảnh hưởng đến việc tính cột áp của quạt gió.

#### 7.4.2. Lựa chọn tốc độ không khí đi trong ống

Tốc độ không khí đi trong ống là một đại lượng được quan tâm nghiên cứu nhiều. Tốc độ không khí cao, công suất quạt lớn, độ ồn lớn nhưng ưu điểm là đường ống nhỏ gọn và ngược lại. Như vậy có nhiều lý do để cân nhắc khi chọn tốc độ không khí đó là độ ồn và tính kinh tế. Có nhiều tài liệu đưa ra tốc độ không khí khuyến dùng. Ở đây giới thiệu các số liệu của tài liệu [7] (bảng 7.1) và của tài liệu [6] (bảng 7.2). Bảng 7.1 giới thiệu tốc độ khuyến dùng và tốc độ tối đa đối với một số vị trí trên đường ống. Bảng 7.2 giới thiệu tốc độ tối đa đối với ống cấp, ống hồi, ống chính, ống nhánh trong một số công trình. Riêng tốc độ ở các miệng thổi, miệng hút lấy định hướng như sau: miệng thổi đặt ở vùng làm việc  $\omega = 0,3 \div 0,75 \text{ m/s}$ ; đặt trên cao  $2 \div 3$  mét,  $\omega = 1,5 \div 3 \text{ m/s}$ . đặt ở trên cao trên  $3 \text{ m}$  lấy  $\omega = 3 \div 4 \text{ m/s}$ .

**Bảng 7.1. Tốc độ gió khuyến dùng và tốc độ tối đa [7]  $\omega$ , m/s**

Vị trí	Tốc độ khuyến dùng, m/s			Tốc độ tối đa, m/s		
	Nhà ở	Trường học, rạp hát, nơi công cộng	Các nhà xưởng công nghiệp	Nhà ở	Trường học, rạp hát, nơi công cộng	Các nhà xưởng công nghiệp
Cửa lấy gió tươi*	2,5	2,5	2,5	4,1	4,5	6,0
Phin lọc*	1,3	1,5	1,8	1,5	1,8	1,8
Dàn sưởi	2,3	2,5	3,0	2,5	3,0	3,5
Dàn phun rửa khí	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5
Nồi ống hút	3,5	4,1	5,0	5,0	7,0	7,0
Cửa đẩy của quạt	5,0 – 8,1	6,6 – 10	8,1 – 12	7,5 – 10	8,6 – 14	8,6 – 14
Ống gió chính	3,5 – 4,5	5,0 – 7,0	6,1 – 9,1	4,1 – 6,1	5,6 – 8,1	7,0 – 11
Ống gió nhánh	3,0	3,0 – 4,5	4,1 – 5,0	3,5 – 5,0	4,1 – 7,0	5,0 – 9,2
Ống gió nhánh (đứng)	2,5	3,0 – 3,5	4,1	3,3 – 4,1	4,1 – 6,1	5,0 – 8,1

\* Tốc độ tính theo diện tích tổng, không phải diện tích sống.

**Bảng 7.2. Tốc độ gió tối đa [6]**

Công trình	Yếu tố quan tâm là độ ổn ống chính	Yếu tố quan tâm là tổn thất áp suất			
		Ống chính		Ống nhánh	
		Ống cấp	Ống hồi	Ống cấp	Ống hồi
(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)
– Nhà ở	3	5	4	3	3
– Phòng ở – Phòng ngủ ở khách sạn và nhà ở	5	7,6	6,6	6	5
– Phòng làm việc – Phòng Giám đốc – Thư viện	6	10	7,6	8	6
– Nhà hát – Giảng đường	4	6,6	5,6	5	4
– Văn phòng tổng hợp – Nhà hát và cửa hàng cao cấp – Ngân hàng	7,6	10	7,6	8	6
– Các cửa hàng loại trung bình – Cafeteria (quán cà phê)	9	10	7,6	8	6
– Phân xưởng sản xuất	12,7	15	9	11	7,6

### 7.4.3. Đường kính tương đương

Đường ống có nhiều dạng khác nhau nhưng hay gặp nhất là dạng tròn và đặc biệt thông dụng là dạng có hình chữ nhật. Khi tính trở kháng (tổn thất áp suất) cho 1 mét chiều dài ống, thường người ta sử dụng đường kính ống dẫn làm đại lượng mốc (tương tự như tính trở kháng cho 1 mét chiều dài ống nước ở chương 6). Nếu đoạn ống chữ nhật chiều dài 1 mét với kích thước  $a \times b$  có cùng trở kháng như đoạn ống tròn, ta coi đoạn ống chữ nhật có đường kính tương đương như đoạn ống tròn. Đường kính tương đương của ống chữ nhật được tính theo công thức sau:

$$d_{td} = 1,3 \cdot \frac{(ab)^{0,625}}{(a+b)^{0,25}} \quad (7.1)$$

Để đơn giản, ta có thể tra đường kính tương đương theo bảng tính sẵn (xem bảng 7.3). Cũng cần lưu ý rằng, tiết diện tương đương  $s = \frac{\pi d_{td}^2}{4}$  có giá trị nhỏ hơn là tiết diện thực  $ab$ .

**Bảng 7.3. Đường kính tương đương  $d_{td}$  (mm) của ống gió tiết diện chữ nhật  $a \times b$**

a, mm	b, mm																a, mm				
	100	125	150	175	200	225	250	275	300	350	400	450	500	550	600	650		700	750	800	900
100	100																				100
125	122	137																			125
150	133	150	164																		150
175	143	161	177	191																	175
200	152	172	189	204	219																200
225	161	181	200	216	232	246															225
250	169	190	210	228	244	259	273														250
275	176	199	220	238	256	272	287	301													275
300	183	207	229	248	266	283	299	314	328												300
350	195	222	245	267	286	305	322	339	354	363											350
400	207	235	260	283	305	325	343	361	378	409	437										400
450	217	247	274	299	321	343	363	382	400	433	464	482									450
500	227	258	287	313	337	360	381	401	420	455	488	518	547								500
550	236	269	299	326	352	375	398	419	439	477	511	543	573	601							550
600	245	279	310	339	365	390	414	436	457	496	533	567	598	628	656						600
650	253	289	321	351	378	404	429	452	474	515	553	589	622	653	683	711					650
700	261	298	331	362	391	418	443	467	490	533	573	610	644	677	708	737	765				700
750	268	306	341	373	402	430	457	482	505	550	592	630	666	700	732	763	792	820			750
800	275	314	350	383	414	442	470	496	520	567	609	649	687	722	755	787	818	847	875		800
900	289	330	367	402	435	465	494	522	548	597	643	686	726	763	799	833	866	897	927	964	900
1000	301	344	384	420	454	486	517	546	574	626	674	719	762	802	840	876	911	944	976	1037	1000
1100	313	358	399	437	473	506	538	569	598	652	703	751	795	838	878	916	953	988	1022	1086	1100
1200	324	370	413	453	490	525	558	590	620	677	731	780	827	872	914	954	993	1030	1066	1133	1200
1300	334	382	426	468	506	543	577	610	642	701	757	808	857	904	948	990	1031	1069	1107	1177	1300
1400	344	394	439	482	522	559	595	629	662	724	781	838	886	934	980	1024	1066	1107	1146	1220	1400
1500	353	404	452	495	536	575	612	648	681	745	805	860	913	963	1011	1057	1100	1143	1183	1260	1500
1600	362	415	463	508	551	591	629	665	700	766	827	885	939	991	1041	1088	1133	1177	1219	1298	1600
1700	371	425	475	521	564	605	644	682	718	785	849	908	964	1018	1069	1118	1164	1209	1253	1335	1700
1800	379	434	485	533	577	619	660	698	735	804	869	930	988	1043	1096	1146	1195	1241	1286	1371	1800
1900	387	444	496	544	590	633	674	713	751	823	889	952	1012	1068	1122	1174	1224	1271	1318	1405	1900
2000	395	453	506	555	602	646	688	728	767	840	908	973	1034	1092	1147	1200	1252	1301	1348	1438	2000
2100	402	461	516	566	614	659	702	743	782	857	927	993	1055	1115	1172	1226	1279	1329	1378	1470	2100

**Bảng 7.3 (tiếp)**

2200	410	470	525	577	625	671	715	757	797	874	945	1013	1076	1137	1195	1251	1305	1356	1406	1501	2200
2300	417	478	534	587	636	683	728	771	812	890	963	1031	1097	1159	1218	1275	1330	1383	1434	1532	2300
2400	424	486	543	597	647	695	740	784	826	905	980	1050	1116	1180	1241	1299	1355	1409	1461	1561	2400
2500	430	494	552	606	658	706	753	797	840	920	996	1068	1136	1200	1262	1322	1379	1434	1488	1589	2500
2600	437	501	560	616	668	717	764	810	853	935	1012	1085	1154	1220	1283	1344	1402	1459	1513	1617	2600
2700	443	509	569	625	678	728	776	822	866	950	1028	1102	1173	1240	1304	1366	1425	1483	1538	1644	2700
2800	450	516	577	634	688	738	787	834	879	964	1043	1119	1190	1259	1324	1387	1447	1506	1562	1670	2800
2900	456	523	585	643	697	749	798	845	891	977	1058	1135	1208	1277	1344	1408	1469	1529	1586	1696	2900
<b>a, mm</b>	<b>100</b>	<b>125</b>	<b>150</b>	<b>175</b>	<b>200</b>	<b>225</b>	<b>250</b>	<b>275</b>	<b>300</b>	<b>350</b>	<b>400</b>	<b>450</b>	<b>500</b>	<b>550</b>	<b>600</b>	<b>650</b>	<b>700</b>	<b>750</b>	<b>800</b>	<b>900</b>	<b>a, mm</b>

<b>a, mm</b>	<b>b, mm</b>																			<b>a, mm</b>	
	1000	1100	1200	1300	1400	1500	1600	1700	1800	1900	2000	2100	2200	2300	2400	2500	2600	2700	2800		2900
1000	1093																				1000
1100	1146	1202																			1100
1200	1196	1256	1312																		1200
1300	1244	1306	1365	1421																	1300
1400	1289	1354	1416	1475	1530																1400
1500	1332	1400	1464	1526	1584	1640															1500
1600	1373	1444	1511	1574	1635	1693	1749														1600
1700	1413	1486	1555	1621	1684	1745	1803	1858													1700
1800	1451	1527	1598	1667	1732	1794	1854	1912	1968												1800
1900	1488	1566	1640	1710	1778	1842	1904	1964	2021	2077											1900
2000	1523	1604	1680	1753	1822	1889	1952	2014	2073	2131	2186										2000
2100	1558	1640	1719	1793	1865	1933	1999	2063	2124	2183	2240	2296									2100
2200	1591	1676	1756	1833	1906	1977	2044	2110	2173	2233	2292	2350	2405								2200
2300	1623	1710	1793	1871	1947	2019	2088	2155	2220	2283	2343	2402	2459	2514							2300
2400	1655	1744	1828	1909	1986	2060	2131	2200	2266	2330	2393	2453	2511	2568	2624						2400
2500	1685	1776	1862	1945	2024	2100	2173	2243	2311	2377	2441	2502	2562	2621	2678	2733					2500
2600	1715	1808	1896	1980	2061	2139	2213	2285	2355	2422	2487	2551	2612	2672	2730	2787	2842				2600
2700	1744	1839	1929	2015	2097	2177	2253	2327	2398	2466	2533	2598	2661	2722	2782	2840	2896	2952			2700
2800	1772	1869	1961	2048	2133	2214	2292	2367	2439	2510	2578	2644	2708	2771	2832	2891	2949	3006	3061		2800
2900	1800	1898	1992	2081	2167	2250	2329	2406	2480	2552	2621	2689	2755	2819	2881	2941	3001	3058	3115	3170	2900
<b>a, mm</b>	<b>1000</b>	<b>1100</b>	<b>1200</b>	<b>1300</b>	<b>1400</b>	<b>1500</b>	<b>1600</b>	<b>1700</b>	<b>1800</b>	<b>1900</b>	<b>2000</b>	<b>2100</b>	<b>2200</b>	<b>2300</b>	<b>2400</b>	<b>2500</b>	<b>2600</b>	<b>2700</b>	<b>2800</b>	<b>2900</b>	<b>a, mm</b>

#### 7.4.4. Xác định tổn thất áp suất ống gió bằng đồ thị

Giống như phần 6.14 đã trình bày, trở kháng (tổn thất áp suất) tổng trên đường ống gió cũng gồm 2 thành phần:

$$\Delta p = \Delta p_{ms} + \Delta p_{cb} \quad (7.2)$$

trong đó:

$\Delta p_{ms}$  – trở kháng ma sát trên đường ống;

$\Delta p_{cb}$  – trở kháng cục bộ trên các phụ kiện đường ống (tê, cút...).

Trở kháng ma sát và cục bộ vẫn được tính theo 2 công thức (6.2) và (6.3) chương 6.

##### 1. Tổn thất áp suất ma sát

Đối với ống gió, khi sử dụng đồ thị, trở kháng ma sát  $\Delta p_{ms}$  có thể tính theo công thức:

$$\Delta p_{ms} = l \cdot \Delta p_1, \text{ Pa hoặc N/m}^2 \quad (7.3)$$

trong đó:

$l$  – chiều dài ống gió, m;

$\Delta p_1$  – trở kháng ma sát trên 1 mét chiều dài ống, tra trên toán đồ hình 7.24 ứng với không khí có nhiệt độ  $20^\circ\text{C}$ , áp suất  $p = 1,013\text{bar}$  (760mm Hg) và vật liệu chế tạo ống là tôn tráng kẽm nhẵn. Tuy nhiên, khi nhiệt độ không khí dao động từ  $0$  đến  $50^\circ\text{C}$  sai số vẫn có thể bỏ qua.

Theo đồ thị hình 7.24, khi biết đường kính ống và lưu lượng (hoặc tốc độ không khí) ta có thể tra được trở kháng ma sát cho 1 mét chiều dài ống.

##### Ví dụ 7.1

Cho biết đoạn ống gió chữ nhật dài 15m có kích thước  $a \times b = 400 \times 350\text{mm}$ . Tốc độ không khí trong ống là 2,5m/s. Xác định trở kháng ma sát của đoạn ống.

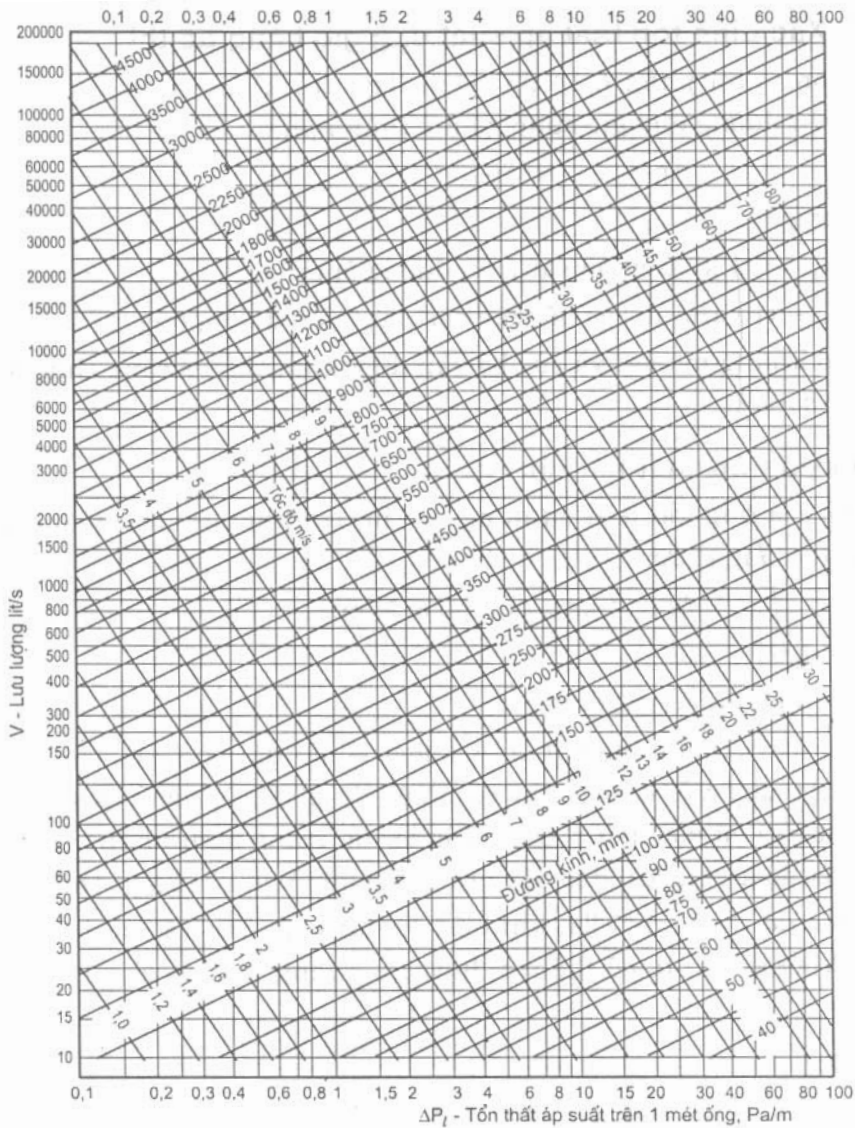
##### Giải

Tra bảng 7.3 để tìm đường kính tương đương của ống hình chữ nhật  $a \times b = 400 \times 350$  ta được  $d_{td} = 409\text{mm}$ .

Tra đồ thị hình 7.24 với  $d_{td} = 409\text{mm}$  và  $\omega = 2,5\text{m/s}$  được  $\Delta p_1 = 0,22\text{Pa/m}$ .

Vậy trở kháng ma sát của đoạn ống là:

$$\Delta p_{ms} = 15 \cdot 0,22 = 3,3 \text{ Pa}$$



Hình 7.24. Trở kháng ma sát trên 1 mét ống phụ thuộc lưu lượng (tốc độ) và đường kính ống

### Ví dụ 7.2

Cho biết đoạn ống chữ nhật  $a \times b = 400 \times 350\text{mm}$  dài 15m, lưu lượng  $V = 1500\text{m}^3/\text{h}$ . Tính trở kháng ma sát.

### Giải

$$V = 1500\text{m}^3/\text{h} = 417\text{l/s}; d_{\text{td}} = 409\text{mm} \text{ (như ví dụ 7.1)}$$

Tra đồ thị hình 7.24 được  $\Delta p = 0,29 \text{ Pa/m}$ .

$$\text{Vậy: } \Delta p_m = 15 \cdot 0,29 = 4,35 \text{ Pa.}$$

## 2. Tổn thất áp suất cục bộ $\Delta p_{cb}$

### a) Trở kháng cục bộ cút tròn và chữ nhật

Trở kháng cục bộ được tính theo công thức (6.3) chương 6:

$$\Delta p_{cb} = \zeta \cdot \rho \cdot \frac{v^2}{2}, \text{ N/m}^2 \text{ hoặc Pa}$$

trong đó  $\zeta$  – hệ số trở kháng cục bộ. Để tính  $\Delta p_{cb}$  cho một cút, ta giả thiết  $\Delta p_{cb}$  bằng  $\Delta p_{ms}$  với  $\Delta p_1$  là trở kháng ma sát cho 1 mét chiều dài ống, vậy chiều dài  $l$  tính được ở đây sẽ đúng bằng chiều dài tương đương của đoạn ống có cùng tốc độ dòng chảy (hoặc lưu lượng) và đường kính ống:

$$\Delta p_{ms} = \lambda \cdot \frac{l \cdot \rho}{d} \cdot \frac{\omega^2}{2} = \zeta \cdot \rho \cdot \frac{\omega^2}{2} = \Delta p_{cb}$$




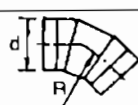

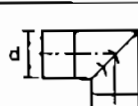
Đơn giản 2 vế ta có:  $\lambda \cdot \frac{l}{d} = \zeta$  hay:  $l = l_{td} = \frac{\zeta}{\lambda} \cdot d$

Như vậy nhờ đồ thị trên hình 7.24 và chiều dài tương đương của các phụ kiện ống gió ta có thể dễ dàng xác định được trở kháng cục bộ:

$$\Delta p_{cb} = l_{td} \cdot \Delta p_1, \text{ N/m}^2 \quad (7.4)$$

trong đó  $l_{td}$  là chiều dài tương đương, xác định theo bảng 7.4 và 7.5.

**Bảng 7.4. Chiều dài tương đương của cút tròn ống gió  $l_{td} = a \cdot d$**

Dạng cút tròn	R/d	Tỷ số $a = l_{td}/d$
Liên tục, cong 90°	1,5	 9
Gồm 3 đoạn, cong 90°	1,5	 17
Gồm 5 đoạn, cong 90°	1,5	 12
Gồm 3 đoạn, cong 45°	1,5	 6
Liên tục, cong 45°	1,5	 4,5
Cút thẳng góc có hướng dòng Cút thẳng góc không có hướng dòng		 22 65

**Bảng 7.5. Chiều dài tương đương cắt chữ nhật  $90^\circ$   $l_{td} = a \cdot d$**

Mô tả cắt	Dạng cắt	w/d	a = $l_{td}/d$
Cắt $90^\circ$ , không cánh hướng dòng $R = 1,25d$		0,5	5
		1,0	7
		3,0	8
		6,0	12
Cắt $90^\circ$ , 1 cánh hướng dòng $R = 0,75d$		0,5	8
		1,0	10
		3,0	14
		6,0	18
Cắt $90^\circ$ , 2 cánh hướng dòng $R = 0,75d$		0,5	7
		1,0	8
		3,0	10
		6,0	12
Cắt $90^\circ$ , 3 cánh hướng dòng $R = 0,75d$		0,5	7
		1,0	7
		3,0	8
		6,0	10
Cắt thẳng góc, có nhiều cánh hướng dòng		0,5	8
		1,0	10
		3,0	12
		6,0	13
Cắt thẳng góc, nhiều cánh hướng dòng dạng khí động		0,5	6
		1,0	8
		3,0	9
		6,0	10

**Vi dụ 7.3**

Cho biết cắt tròn liên tục  $90^\circ$  có  $R/d = 1,5$ ,  $d = 260\text{mm}$ , lưu lượng gió  $1650\text{m}^3/\text{h}$ . Xác định tổn thất áp suất cục bộ của cắt.

**Giải**

Tra bảng 7.3 với  $R/d = 1,5$  ta có:

$$a = l_{td}/d = 9, \text{ vậy: } l_{td} = 9d = 9 \cdot 0,26 = 2,34\text{m}$$

Tra đồ thị hình 7.24 với  $V = 1650\text{m}^3/\text{h} = 458\text{l/s}$  và  $d = 260\text{mm}$  có  $\Delta p_1 = 3,6 \text{ Pa/m}$ .

Vậy:  $\Delta p_{cb} = 2,34 \text{ m} \cdot 3,6 \text{ Pa/m} = 8,42 \text{ Pa}$ .

**Vi dụ 7.4**

Cho biết cắt chữ nhật  $90^\circ$ ,  $w = 600\text{mm}$  và  $d = 200\text{mm}$ , không có cánh hướng dòng,  $R = 1,25 \cdot d$ . Xác định trở kháng cục bộ, biết  $V = 3000\text{m}^3/\text{h}$ .

**Giải**

Tra bảng 7.5, với cắt chữ nhật  $90^\circ$ ,  $w/d = 600/200 = 3$  và  $R = 1,25 \cdot d$ , ta có:

$$a = l_{td}/d = 8$$

Vậy:  $l_{td} = 8 \cdot d = 8 \cdot 200 = 1600\text{mm} = 1,6\text{m}$ .

Tra bảng 7.3 với các cạnh hình chữ nhật  $600 \times 200$  được đường kính tương đương  $d_{td} = 365\text{mm}$ .

Tra đồ thị hình 7.24 với  $d_{td} = 365\text{mm}$ ,  $V = 3000\text{m}^3/\text{h} = 833\text{l/s}$  được  $\Delta p_1 = 2,3 \text{ Pa/m}$ .



Vậy tổn thất áp suất cục bộ:

$$\Delta p_{cb} = 1,6 \cdot 2,3 = 3,68 \text{ Pa.}$$

**b) Trở kháng cục bộ của tê, chē nhánh, thu, mở**

Trở kháng cục bộ của các phụ kiện như tê, chē nhánh, thu, mở... được tính gần đúng theo biểu thức:

$$\Delta p_{cb} = n \cdot p(\omega_2) \text{ , Pa} \quad (7.5)$$

trong đó n: – hệ số cột áp động, xác định theo bảng 7.7 đến 7.10;  $p_d$  – cột áp động (velocity pressure), Pa, tra theo bảng 7.6.

**Bảng 7.6. Xác định áp suất động  $p_d$  theo tốc độ dòng khí  $\omega$  ( $p_d = 0,602\omega^2$ )**

Tốc độ, m/s	Áp suất động, Pa	Tốc độ, m/s	Áp suất động, Pa	Tốc độ, m/s	Áp suất động, Pa	Tốc độ, m/s	Áp suất động, Pa	Tốc độ, m/s	Áp suất động, Pa
1,0	0,6	10,0	60	19,0	217	28,0	427	37,0	824
1,2	0,9	10,2	63	19,2	222	28,2	479	37,2	833
1,4	1,2	10,4	65	19,4	227	28,4	486	37,4	482
1,6	1,5	10,6	68	19,6	231	28,6	495	37,6	851
1,8	2,0	10,8	70	19,8	236	28,8	499	37,8	860
2,0	2,4	11,0	73	20,0	241	29,0	506	38,0	870
2,2	2,9	11,2	76	20,2	246	29,2	513	38,2	879
2,4	3,5	11,4	78	20,4	251	29,4	521	38,4	888
2,6	4,1	11,6	81	20,6	256	29,6	525	38,6	897
2,8	4,7	11,8	84	20,8	261	29,8	535	38,8	907
3,0	5,4	12,0	87	21,0	266	30,0	542	39,0	916
3,2	6,2	12,2	90	21,2	271	30,2	549	39,2	925
3,4	7,0	12,4	93	21,4	276	30,4	557	39,4	935
3,6	7,8	12,6	96	21,6	281	30,6	564	39,6	944
3,8	8,7	12,8	99	21,8	286	30,8	571	39,8	945
4,0	9,6	13,0	102	22,0	291	31,0	579	40,0	963
4,2	10,6	13,2	105	22,2	297	31,2	586	40,2	973
4,4	11,7	13,4	108	22,4	302	31,4	594	40,4	983
4,6	12,7	13,6	111	22,6	308	31,6	601	40,6	993
4,8	13,9	13,8	115	22,8	313	31,8	609	40,8	1002
5,0	15,1	14,0	118	23,0	319	32,0	617	41,0	1012
5,2	16,3	14,2	121	23,2	324	32,2	624	41,2	1022
5,4	17,6	14,4	125	23,4	330	32,4	632	41,4	1032
5,6	18,9	14,6	128	23,6	335	32,6	640	41,6	1042
5,8	20,3	14,8	132	23,8	341	32,8	648	41,8	1052
6,0	21,7	15,0	135	24,0	347	33,0	656	42,0	1062
6,2	23,1	15,2	139	24,2	353	33,2	664	42,2	1072
6,4	24,7	15,4	143	24,4	359	33,4	672	42,4	1083
6,6	26,2	15,6	147	24,6	364	33,6	680	42,6	1093
6,8	27,8	15,8	150	24,8	370	33,8	688	42,8	1103
7,0	29,5	16,0	154	25,0	376	34,0	696	43,0	1113
7,2	31,2	16,2	158	25,2	382	34,2	704	43,2	1124
7,4	33,0	16,4	162	25,4	389	34,4	713	43,4	1134
7,6	34,8	16,6	166	25,6	395	34,6	721	43,6	1145
7,8	36,6	16,8	170	25,8	401	34,8	729	43,8	1155
8,0	38,5	17,0	174	26,0	407	35,0	738	44,0	1166
8,2	40,5	17,2	178	26,2	413	35,2	746	44,2	1176
8,4	42,5	17,4	182	26,4	420	35,4	755	44,4	1187
8,6	44,5	17,6	187	26,6	426	35,6	763	44,6	1198
8,8	46,6	17,8	191	26,8	433	35,8	772	44,8	1209
9,0	48,8	18,0	195	27,0	439	36,0	780	45,0	1219
9,2	51,0	18,2	199	27,2	446	36,2	789	45,2	1230
9,4	53,2	18,4	204	27,4	452	36,4	798	45,4	1241
9,6	55,5	18,6	208	27,6	459	36,6	807	45,6	1252
9,8	57,8	18,8	213	27,8	465	36,8	815	45,8	1263

### Vi dụ 7.5

Cho biết tốc độ gió qua nhánh tê  $90^\circ$  có tốc độ  $\omega_1 = 8 \text{ m/s}$ ,  $\omega_2 = 4 \text{ m/s}$ .  
Xác định tổn thất áp suất cục bộ của tê.

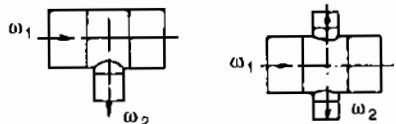
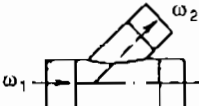
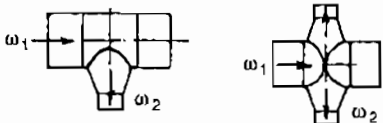
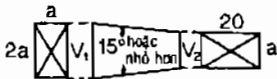
### Giải

Tra bảng 7.7 với  $\omega_2/\omega_1 = 4/8 = 0,5$  với tê  $90^\circ$  được hệ số áp suất động  $n = 2,0$ . Tra bảng 7.6 với  $\omega_2 = 4 \text{ m/s}$  tra được áp suất động  $p_d = 9,6 \text{ Pa}$

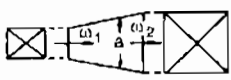

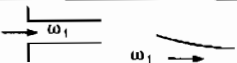
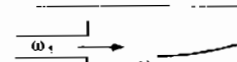
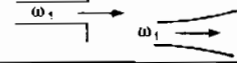
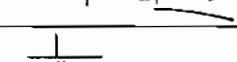

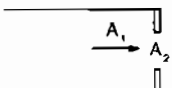
Vậy tổn thất áp suất cục bộ khi qua tê  $90^\circ$  là:

$$\Delta p_{cb} = n \cdot p_d = 2 \cdot 9,6 = 19,2 \text{ Pa}$$

**Bảng 7.7. Xác định tổn thất áp suất cục bộ  $\Delta p_c$  bằng hệ số áp suất động  $n$**

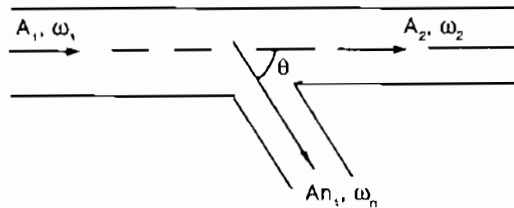
Nơi xảy ra tổn thất áp suất cục bộ	Điều kiện	Hệ số áp suất động
<p>Tê <math>90^\circ</math>, cắt chéo nhau <math>90^\circ</math>, <math>135^\circ</math> và <math>180^\circ</math></p>  <p>Tổn thất áp suất qua nhánh <math>\Delta p_{cb} = n p_d(\omega_2)</math></p>	$\omega_2/\omega_1 = \begin{cases} 0,2 \\ 0,5 \\ 1,0 \\ 5,0 \end{cases}$	<p>4,0 2,0 1,75 1,6</p>
<p>Tê <math>45^\circ</math></p>  <p>Tổn thất áp suất qua nhánh <math>\Delta p_c = n p_d(\omega_2)</math></p>	$\omega_2/\omega_1 = \begin{cases} 0,8 \\ 1,0 \\ 2,0 \\ 3,0 \end{cases}$	<p>0,10 0,44 1,21 1,47</p>
<p>Tê <math>90^\circ</math> hình côn, chéo nhau, côn <math>180^\circ</math></p>  <p>Tổn thất áp suất qua nhánh <math>\Delta p_c = n p_d(\omega_2)</math></p>	$\omega_2/\omega_1 = \begin{cases} 0,5 \\ 1,0 \\ 2,0 \\ 5,0 \end{cases}$	<p>0,2 0,5 1,0 1,2</p>
<p>Thay đổi tiết diện</p> 	$\omega_2 = \omega_1$ Tổn thất áp suất $\Delta p_{cb} = n p_d(\omega_1)$	<p>0,15</p>

**Bảng 7.7 (tiếp)**

Nơi xảy ra tổn thất áp suất cục bộ	Điều kiện	Hệ số cột áp động
Mở rộng 	"n"	
	Góc "α"	
	$\omega_2/\omega_1$	5°    10°    15°    20°    30°    40°
	0,20	0,83    0,74    0,68    0,62    0,52    0,45
	0,40	0,89    0,83    0,78    0,74    0,68    0,64
0,60	0,93    0,87    0,84    0,82    0,79    0,77	
$\Delta p_{cb} = n[p_d(\omega_1) - p_d(\omega_2)]$		
Thu lại 	a	30°    45°    60°
	n	1,02    1,04    1,07
	$\Delta p_{cb} = n[p_d(\omega_2) - p_d(\omega_1)]$	
Thu đột ngột 	$\Delta p_{cb} = n p_d(\omega_1)$	0,35 0,3
Thu hình chuông 	Coi $\Delta p_{cb} = 0$	
Mở đột ngột 	Coi $\Delta p_{cb} = 0$	
Mở hình chuông 	Coi $\Delta p_{cb} = 0$	
Thu như hình vẽ 	$\Delta p_c = n p_d(\omega_1)$	0,85
Thu (miệng vào) lỗ tròn sắc cạnh 	$A_2/A_1$	0    0,25    0,50    0,75    1,00
	n	2,5    2,3    1,9    1,1    0
	$\Delta p_{cb} = n p_d(\omega_2)$	

**Bảng 7.8. Trở kháng cục bộ của dòng đi thẳng (khi có rẽ nhánh)  $\Delta p_{cb} = n \cdot p_d(\omega_2)$ ; tiết diện hình chữ nhật  $A_1 = A_2 + A_n$ .**

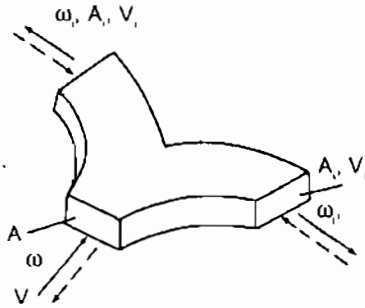
Hệ số cột áp n của dòng đi thẳng cho bảng sau với góc  $\theta = 15 \div 90^\circ$



**Hệ số cột áp động n của dòng đi thẳng**

$\omega_2/\omega_1$	$A_2/A_1$				
	0 ÷ 0,4	0,5	0,6	0,7	0,8
0,1	0,81	0,81	0,81	0,81	0,81
0,2	0,64	0,64	0,64	0,64	0,64
0,3	0,50	0,52	0,52	0,50	0,50
0,4	0,36	0,40	0,38	0,37	0,36
0,5	0,25	0,30	0,28	0,27	0,25
0,6	0,16	0,23	0,20	0,18	0,16
0,8	0,04	0,17	0,10	0,07	0,04
1	0	0,20	0,10	0,05	0
1,2	0,07	0,36	0,21	0,14	0,07
1,4	0,39	0,79	0,59	0,39	-

**Bảng 7.9. Trở kháng cục bộ của dòng rẽ nhánh hoặc nhập dòng chữ T**



Khi rẽ nhánh  $\Delta p_{cb} = np_d(\omega_1)$   
 Khi nhập dòng  $\Delta p_{cb} = np_d(\omega)$   
 Giá trị n khi rẽ nhánh hoặc nhập dòng

A/A <sub>1</sub>	0,5	1
V/V <sub>1</sub>	0,5	0,5
n	0,3	0,25

A (m<sup>2</sup>) – tiết diện; V (m<sup>3</sup>/s) – lưu lượng.

**Bảng 7.10. Xác định tổn thất áp suất cục bộ  $\Delta p_c$**

Nơi xảy ra tổn thất áp suất cục bộ	Điều kiện và hệ số cột áp động n										
<p>Thu lại đột ngột</p>	<table border="1"> <tr> <td><math>\omega_1/\omega_2</math></td> <td>0</td> <td>0,25</td> <td>0,50</td> <td>0,75</td> </tr> <tr> <td>n</td> <td>1,34</td> <td>1,24</td> <td>0,96</td> <td>0,52</td> </tr> </table> <p><math>\Delta p_{cb} = np_d(\omega_2)</math></p>	$\omega_1/\omega_2$	0	0,25	0,50	0,75	n	1,34	1,24	0,96	0,52
$\omega_1/\omega_2$	0	0,25	0,50	0,75							
n	1,34	1,24	0,96	0,52							
<p>Mở đột ngột</p>	<table border="1"> <tr> <td><math>\omega_2/\omega_1</math></td> <td>0,20</td> <td>0,40</td> <td>0,60</td> <td>0,80</td> </tr> <tr> <td>n</td> <td>0,32</td> <td>0,48</td> <td>0,48</td> <td>0,32</td> </tr> </table> <p><math>\Delta p_{cb} = np_d(\omega_1)</math></p>	$\omega_2/\omega_1$	0,20	0,40	0,60	0,80	n	0,32	0,48	0,48	0,32
$\omega_2/\omega_1$	0,20	0,40	0,60	0,80							
n	0,32	0,48	0,48	0,32							
<p>Qua vật cản dạng ống</p>	<table border="1"> <tr> <td>E/D</td> <td>0,10</td> <td>0,25</td> <td>0,50</td> </tr> <tr> <td>n</td> <td>0,20</td> <td>0,55</td> <td>2,00</td> </tr> </table> <p><math>\Delta p_{cb} = np_d(\omega_1)</math></p>	E/D	0,10	0,25	0,50	n	0,20	0,55	2,00		
E/D	0,10	0,25	0,50								
n	0,20	0,55	2,00								
<p>Qua vật cản dạng thanh</p>	<table border="1"> <tr> <td>E/D</td> <td>0,10</td> <td>0,25</td> <td>0,50</td> </tr> <tr> <td>n</td> <td>0,7</td> <td>1,4</td> <td>4,00</td> </tr> </table> <p><math>\Delta p_{cb} = np_d(\omega_1)</math></p>	E/D	0,10	0,25	0,50	n	0,7	1,4	4,00		
E/D	0,10	0,25	0,50								
n	0,7	1,4	4,00								
<p>Vật cản dễ vượt qua</p>	<table border="1"> <tr> <td>E/D</td> <td>0,10</td> <td>0,25</td> <td>0,50</td> </tr> <tr> <td>n</td> <td>0,07</td> <td>0,23</td> <td>0,90</td> </tr> </table> <p><math>\Delta p_{cb} = np_d(\omega_1)</math></p>	E/D	0,10	0,25	0,50	n	0,07	0,23	0,90		
E/D	0,10	0,25	0,50								
n	0,07	0,23	0,90								

### 7.4.5. Phương pháp thiết kế đường ống gió

Như đã đề cập, yêu cầu chung để thiết kế bất kỳ đường ống gió nào là đường ống phải đơn giản nhất và nên đối xứng. Các miệng thổi cần bố trí sao cho đạt được sự phân bố không khí đồng đều. Hệ thống đường ống phải tránh được các kết cấu xây dựng, kiến trúc và các thiết bị.

Có thể thiết kế đường ống áp suất thấp dựa theo 3 phương pháp chủ yếu sau:

- Phương pháp giảm dần tốc độ (velocity reduction).
- Phương pháp ma sát đồng đều (equal friction).
- Phương pháp phục hồi áp suất tĩnh (static regain).

Mỗi phương pháp tính cho ta một kết quả khác nhau về kích thước đường ống, giá thành tổng thể, quạt gió, không gian lắp đặt, độ ồn và toàn bộ các phụ kiện như tê, cút, thu, mở, chẽ nhánh kèm theo. Sau đây là một số đặc điểm và ứng dụng của từng phương pháp.

#### 7.4.5.1. Phương pháp giảm dần tốc độ

Đây được coi là phương pháp đơn giản nhất, tuy nhiên người thiết kế cần có kinh nghiệm thực tế. Để thực hiện phương pháp này người thiết kế có thể chủ động lựa chọn tốc độ gió ở từng đoạn ống từ miệng thổi của quạt đến đường ống chính, các ống nhánh cho tới miệng thổi khuếch tán vào phòng. Tốc độ gió có thể tham khảo ở bảng 7.1 và 7.2 và cứ giảm dần từ ống chính đến các ống nhánh.

Các phân tích toán tổn thất áp suất tổng cho quạt tính theo mục 7.4.4. Khi tính tổn thất áp suất cần lưu ý là đường ống dài nhất chưa chắc đã có tổn thất áp suất lớn nhất, mà tổn thất áp suất lớn nhất có khi thuộc về đường ống có nhiều nhánh chẽ và tê, cút...

Phương pháp này chỉ nên sử dụng cho các hệ thống đường ống gió đơn giản. Cần bố trí thêm các van gió trên các nhánh chẽ để điều chỉnh lưu lượng. Cũng cần lưu ý rằng, phương pháp này chỉ dành cho các nhà thiết kế đã tích lũy được rất nhiều kinh nghiệm thực tế.

#### 7.4.5.2. Phương pháp ma sát đồng đều

Phương pháp ma sát đồng đều là chọn tổn thất áp suất ma sát trên 1 mét ống  $\Delta p_1$  cho tất cả các đoạn ống đều bằng nhau để tiến hành tính toán thiết kế đường ống gió. Phương pháp này đặc biệt thích hợp cho

các hệ thống thuộc loại tốc độ thấp, được dùng phổ biến để thiết kế đường ống cấp, ống hồi và ống thải gió. Người ta không dùng phương pháp này để thiết kế hệ thống áp suất cao.

Phương pháp ma sát đồng đều ưu việt hơn hẳn phương pháp giảm dần tốc độ ở trên vì nó không cần phải cân bằng đối với các hệ thống đường ống đối xứng. Nếu hệ thống không đối xứng, có các nhánh ngắn và nhánh dài thì nhánh ngắn nhất cần phải có van gió đóng bớt để hạn chế lưu lượng. Những hệ thống như vậy thường rất khó cân bằng bởi vì phương pháp ma sát đồng đều không đảm bảo được tổn thất áp suất như nhau trên các nhánh ống, cũng như không đảm bảo được áp suất tĩnh ở mỗi miệng thổi khuếch tán là bằng nhau.

Có thể tiến hành phương pháp đồng đều theo 2 cách:

*Cách 1:* Lựa chọn tiết diện điển hình của hệ thống (thường chọn tiết diện đoạn ống chính ngay phía đầu của quạt) và chọn tốc độ không khí thích hợp (theo bảng 7.1 và 7.2) ứng với tiết diện đó. Từ giá trị lưu lượng đã biết, kết hợp với tiết diện và tốc độ ta xác định được tổn thất áp suất ma sát cho 1 mét chiều dài ống. Đại lượng  $\Delta p_1$  này dùng để tính toán tất cả các đoạn ống chính và ống nhánh khác.

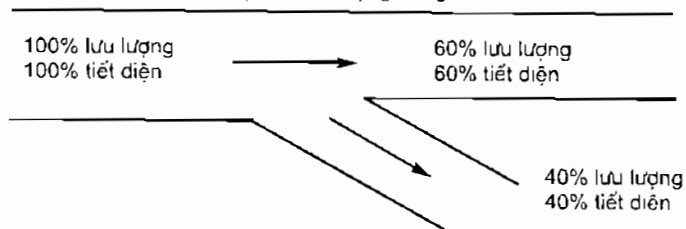
*Cách 2:* Lựa chọn giá trị tổn thất áp suất ma sát cho 1 mét ống và giữ nguyên giá trị này để tính toán cho toàn bộ các đoạn ống khác của hệ thống. Khi chọn cách này điều quan trọng là phải chọn được tổn thất áp suất hợp lý, vì nếu chọn  $\Delta p_1$  lớn quá, đường ống sẽ gọn nhẹ nhưng độ ồn sẽ cao, quạt lớn, khi chọn  $\Delta p_1$  bé quá, đường ống sẽ cồng kềnh, tốc độ gió nhỏ nhưng độ ồn nhỏ và quạt yêu cầu cột áp nhỏ. Để giải quyết vấn đề này, các nhà nghiên cứu khuyên chọn  $\Delta p_1 = 0,8 \div 1,0 \text{ Pa/m}$ .

Để tránh phải sử dụng đồ thị tổn thất áp suất hình 7.24 khá phức tạp, người ta lập bảng phần trăm lưu lượng – phần trăm tiết diện (bảng 7.11) để đơn giản hoá việc tính toán. Ví dụ, ở ống chính có 100% lưu lượng tương ứng với 100% tiết diện, khi chẽ nhánh 40% lưu lượng, tương ứng với 48% tiết diện, ống còn lại 60% lưu lượng, tương ứng có 67,5% tiết diện so với ống chính. Bảng 7.11 giới thiệu các số liệu phần trăm lưu lượng – phần trăm tiết diện với hình minh hoạ kèm theo.

**Bảng 7.11. Phân trăm tiết diện ứng với phân trăm lưu lượng của các ống nhánh theo phương pháp ma sát đồng đều**

Lưu lượng %	Tiết diện %	Lưu lượng %	Tiết diện %	Lưu lượng %	Tiết diện %	Lưu lượng %	Tiết diện %
1	2,0	26	33,5	51	59,0	76	81,0
2	3,5	27	34,5	52	60,0	77	82,0
3	5,5	28	35,5	53	61,0	78	83,0
4	7,0	29	36,5	54	62,0	79	84,0
5	9,0	30	37,5	55	63,0	80	84,5
6	10,5	31	39,0	56	64,0	81	85,5
7	11,5	32	40,0	57	65,0	82	86,0
8	13,0	33	41,0	58	65,5	83	87,0
9	14,5	34	42,0	59	66,5	84	87,5
10	16,5	35	43,0	60	67,5	85	88,5
11	17,5	36	44,0	61	68,0	86	89,5
12	18,5	37	45,0	62	69,0	87	90,0
13	19,5	38	46,0	63	70,0	88	90,5
14	20,5	39	47,0	64	71,0	89	91,5
15	21,5	40	48,0	65	71,5	90	92,0
16	24,0	41	49,0	66	72,5	91	93,0
17	24,0	42	50,0	67	73,5	92	94,0
18	25,0	43	51,0	68	74,5	93	94,5
19	26,0	44	52,0	69	75,5	94	95,0
20	27,0	45	53,0	70	76,5	95	96,0
21	28,0	46	54,0	71	77,0	96	96,5
22	29,5	47	55,0	72	78,0	97	97,5
23	30,5	48	56,0	73	79,0	98	98,0
24	31,5	49	57,0	74	80,0	99	99,0
25	32,5	50	58,0	75	80,5	100	100,0

Minh họa cách sử dụng bảng 7.11.



Phương pháp tính tổn thất áp suất tổng cũng giống như đã giới thiệu ở trên, tuy nhiên các phụ kiện và thiết bị được quy ra chiều dài tương đương và  $\Delta p_i$  cho tất cả các đoạn ống là không đổi.

Do phương pháp phục hồi áp suất tĩnh không dùng để thiết kế ống hồi và phạm vi sử dụng ít hơn nên ở đây không giới thiệu.

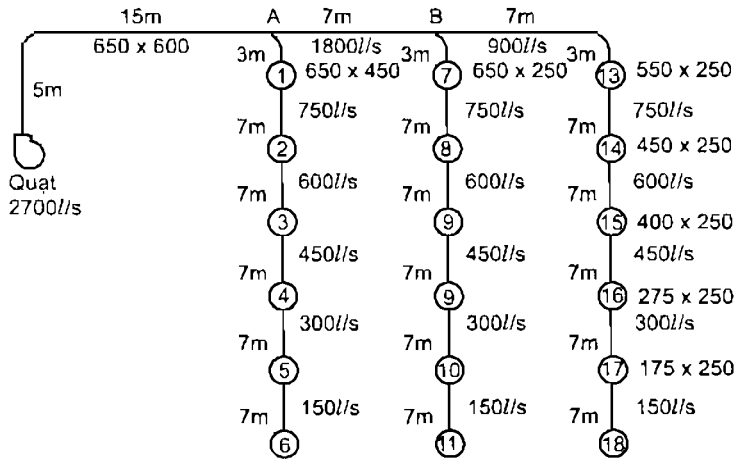
Sau đây là một ví dụ thiết kế theo phương pháp ma sát đồng đều.

### 7.4.6. Ví dụ tính toán đường ống gió theo phương pháp ma sát đồng đều

#### Ví dụ 7.6

Thiết kế đường ống gió theo phương pháp ma sát đồng đều. Cho biết:

- Đường ống gió cho toà nhà văn phòng nói chung (hình 7.25).
- Lưu lượng gió tổng: 2700l/s.
- 18 miệng thổi, mỗi miệng có lưu lượng 150l/s.
- Áp suất làm việc cho tất cả các miệng thổi: 3,8mm H<sub>2</sub>O.
- Bán kính các cút R/d = 1,25.



Hình 7.25. Hệ thống ống gió tốc độ thấp cho ví dụ 7.6

Xác định:

1. Xác định tốc độ khởi đầu, tiết diện, cỡ và tổn thất áp suất của đoạn ống đầu tiên từ quạt đến chỗ rẽ nhánh thứ nhất.
2. Kích thước của từng đoạn ống gió.
3. Tổng chiều dài tương đương của mạng đường ống gió với trở kháng lớn nhất.
4. Áp suất tĩnh tổng cần thiết để chọn quạt.

**Giải**

1. Từ bảng 7.1 và 7.2 tạm chọn tốc độ khởi đầu là 7,0m/s.

Tiết diện ống yêu cầu:  $\frac{2,7 \text{ m}^3/\text{s}}{7 \text{ m/s}} = 0,3857 \text{ m}^2$ .

Từ bảng 7.3 chọn ống cỡ 650 × 600 = 0,3900m<sup>2</sup>.

Tính lại tốc độ gió:  $\omega = 2,7/0,39 = 6,92 \text{ m/s}$ .



Tra trên đồ thị hình 7.24 với lưu lượng gió 2700l/s, tốc độ 6,92m/s được  $\Delta p_1 = 0,7\text{Pa/m}$  và đường kính ống tương đương  $d_{td} = 690\text{mm}$ . Tra bảng 7.3 ta có đường kính ống tương đương chính xác hơn là  $d_{td} = 683\text{mm}$ .

2. Sử dụng bảng 7.11 để tính tiết diện ống nhánh và xác định cỡ ống a x b theo bảng 7.3 . Kết quả tính giới thiệu trong bảng 7.12.

**Bảng 7.12. Kết quả tính toán cỡ ống của ví dụ 7.6**

Đoạn ống	Lưu lượng gió, l/s	Phần trăm lưu lượng %	Phần trăm tiết diện %	Tiết diện ống, %	Cỡ ống chọn, mm x mm	Tốc độ, m/s
Quạt – A	2700	100	100	0,3900	650 x 600	6,92
A – B	1800	67	73,5	0,2867	650 x 450	5,54
B – 13	900	33	41,0	0,1599	650 x 250	5,54
13 – 14	750	28	35,5	0,1385	550 x 250	5,45
14 – 15	600	22	29,5	0,1151	450 x 250	5,33
15 – 16	450	17	24,0	0,0936	400 x 250	4,50
16 – 17	300	11	17,5	0,0683	275 x 250	4,36
17 – 18	150	6	10,5	0,0410	175 x 250	3,43

– Phần trăm lưu lượng (cột 3 bảng 7.12) xác định như sau:

$$\% \text{ lưu lượng ống nhánh} = \frac{\text{lưu lượng ống nhánh}}{\text{tổng lưu lượng}}$$

Đối với đoạn AB:

$$\% \text{ lưu lượng AB} = \frac{1800 \text{ l/s}}{2700 \text{ l/s}} = 67\%$$

– Phần trăm tiết diện (cột 4 bảng 7.12) xác định theo bảng 7.11 từ phần trăm lưu lượng.

– Tiết diện ống (cột 5) xác định như sau:

Tiết diện ống = % tiết diện x tiết diện ống chính.

Đối với đoạn AB, tiết diện ống:

$$AB = 73,5\% \cdot 0,3900\text{m}^2 = 0,2867 \text{ m}^2$$

Cỡ ống chọn theo kích thước tiêu chuẩn bảng 7.3. Lưu ý: 2 đoạn đầu từ quạt đến A và AB có chung a = 650mm. Tất cả các đoạn sau có chung cỡ ống b = 250mm.

3. Tính tổn thất áp suất

Rõ ràng đoạn ống dài nhất từ quạt đến miệng thổi thứ 18 có chiều dài lớn nhất và có tổn thất áp suất lớn nhất, do đó ta tiến hành tính trở kháng trên đoạn này để xác định cột áp quạt (bảng 7.13).

Tổn thất áp suất:

$$\Delta p = l \cdot \Delta p_1 = 79,3 \times 0,7 = 55,51\text{Pa} = 5,66\text{mm H}_2\text{O}$$

– Nếu bỏ qua phần áp suất tĩnh phục hồi từ áp suất động ta có

Tổng áp suất tĩnh để chọn quạt:

$$Ap_t = 5,66 + 3,8 = 9,46 \text{ mm H}_2\text{O}.$$

– Do không đảm bảo áp tĩnh đồng đều trên từng đoạn ống cần phải bố trí van gió để điều chỉnh lưu lượng các nhánh.

**Bảng 7.13. Kết quả tính chiều dài tương đương ví dụ 7.6**

Đoạn ống	Hạng mục	Chiều dài, m	Cộng thêm chiều dài tương đương, m
Quạt – A	Ống gió	20	4
	Cút		
A – B	Ống gió	7	3,3
B – 13	Ống gió	10	
	Cút		
13 – 14	Ống gió	7	
14 – 15	Ống gió	7	
15 – 16	Ống gió	7	
16 – 17	Ống gió	7	
17 – 18	Ống gió	7	
Cộng.		72m	+ 7,3m = 79,3 m

## 7.5. TÍNH TOÁN HỆ THỐNG ỐNG GIÓ BẰNG PHƯƠNG PHÁP BẢNG SỐ

### 7.5.1. Khái niệm chung

Phương pháp dùng bảng số thực ra là phương pháp truyền thống theo các tài liệu của Liên Xô cũ. Phương pháp này đã được giảng dạy nhiều năm ở các trường của Việt Nam vì trước đây chúng ta sử dụng các giáo trình của Liên Xô để giảng dạy hầu hết các ngành khoa học, kỹ thuật chứ không riêng gì thông gió và điều hoà không khí. Còn phương pháp dùng đồ thị thực ra là các phương pháp tính toán theo các tài liệu Anh – Mỹ bằng tiếng Anh mà chúng ta mới được cập nhật trong những năm vừa qua.

Phương pháp Anh – Mỹ có ưu điểm là rất đơn giản và dễ sử dụng nhưng cũng có những nhược điểm nhất định. Ví dụ, nếu không có catalog của các miệng thổi ta sẽ không tính được tổn thất áp suất qua các dạng miệng thổi khác nhau. Còn phương pháp Nga, qua số lượng bảng số và đồ thị rất phong phú ta có thể biết được chính xác tổn thất áp suất của rất nhiều các trường hợp đặc biệt của dòng chảy qua các miệng thổi, miệng hút khác nhau.

Đối với một đồ án môn học hoặc tốt nghiệp thì chỉ cần sử dụng một trong 2 phương pháp là đủ, nhưng trong tính toán thiết kế cụ thể ta có thể tính theo các phương pháp khác nhau để so sánh, cân đối và rút ra những kết luận bổ ích. Ngay với tốc độ không khí, người Nga thường chọn nhỏ hơn nên đường ống công kênh hơn. Đây là một đặc điểm dễ nhận thấy: các máy móc của Nga nếu có cùng công suất thì thường có khối lượng lớn hơn máy của phương Tây. Có thể xu hướng này xuất phát từ các tính toán tối ưu về kinh tế mà cũng có thể xuất phát từ chất lượng vật liệu chế tạo.

Các nội dung khác cần lưu ý như cách bố trí đường ống gió, sự kết hợp với kết cấu kiến trúc và xây dựng, tính trở kháng thủy lực... (xem phần 7.4.1).

### 7.5.2. Lựa chọn tốc độ không khí đi trong ống

Tốc độ không khí đi trong ống được tính theo biểu thức:

$$\omega = \frac{L}{F}, \text{ m/s} \quad (7.6)$$

trong đó: L – lưu lượng gió yêu cầu, m<sup>3</sup>/s;

F – tiết diện ống, m<sup>2</sup> (xem bảng 7.14 và 7.15).

**Bảng 7.14. Tốc độ không khí định hướng theo tính chất công trình và vị trí ống gió**

STT	Loại ống dẫn và bộ phận thổi, hút	Trong các nhà dân dụng, công cộng		Trong nhà công nghiệp
		Thông gió trọng lực	Thông gió cơ khí	Thông gió cơ khí
1	Kênh gió và ống gió nằm ngang	0,5 ÷ 0,8	5,0 ÷ 8,0	5 ÷ 12 (20)
2	Kênh gió và ống gió thẳng đứng (nhánh rẽ)	0,5 ÷ 1,0	1,0 ÷ 5,0	2 ÷ 8
3	Cửa chớp lấy gió tươi	0,5 ÷ 1,0	2,0 ÷ 4,0	2 ÷ 4
4	Miếng thổi đặt chân tường	0,2 ÷ 0,5	0,2 ÷ 0,5	
5	Miếng thổi đặt gần trần	0,5 ÷ 1,0	1,0 ÷ 2,0	
6	Miếng hút không khí	0,5 ÷ 1,0	1,0 ÷ 2,0	
7	Cửa thái gió	1,0 ÷ 1,5	3,0 ÷ 6,0	4 ÷ 6

Tốc độ gió cần chọn hợp lý để đảm bảo độ ồn dưới mức cho phép, tổn thất áp suất trên đường ống là hợp lý cũng như kích thước ống không quá lớn, quá công kênh. Bảng 7.14 giới thiệu tốc độ gió định hướng theo tính chất công trình và vị trí đoạn ống cũng như vật liệu chế tạo và độ nhám. Nói chung với các đường ống gió lớn xây bằng gạch hoặc bê tông cốt thép có vách ống nhám chọn  $\omega = 6 \div 8 \text{ m/s}$ ; với các đường ống gió bằng tôn hoặc nhựa cứng, vách ống nhẵn chọn  $8 \div 12 \text{ m/s}$ .

### 7.5.3. Thông số kỹ thuật đường ống gió

**Bảng 7.15. Thông số kỹ thuật ống gió tiết diện tròn làm bằng tôn, liên kết bằng mặt bích**

Đường kính trong, mm	Đường ống dẫn				Mặt bích					
	Diện tích tiết diện ống, m <sup>2</sup>	Bề dày tôn, mm	Khối lượng 1 m <sup>2</sup> tôn, kg	Khối lượng 1m ống, kg	Đường kính trong, mm	Kích thước thép góc làm bích, mm	Khối lượng của mặt bích, kg			
100	0,0078	0,55	4,33	1,36	103	25 x 4	0,64			
110	0,0095			1,50	113		0,71			
125	0,0123			1,70	128		0,76			
140	0,0154			1,91	143		0,84			
160	0,0200			2,18	163		0,94			
180	0,0254			2,45	183		1,04			
200	0,0314			2,73	203		1,14			
225	0,0397			3,06	228		1,26			
250	0,0490			3,40	254		1,39			
280	0,0615			3,81	283		1,54			
315	0,0775	4,28	318	1,71						
355	0,0990	0,55	4,33	4,84	358	25 x 4	1,91			
400	0,1260			5,45	404		2,24			
450	0,1580			6,13	454		2,39			
500	0,1960			0,70	5,50		8,65	504	30 x 5	2,64
560	0,2460						9,70	565		2,90
630	0,3120	10,90	635			4,94				
710	0,3950	12,25	715			5,52				
800	0,5000	13,80	805			6,20				
900	0,6350	0,80	6,28	17,75	905	30 x 5	6,94			
1000	0,7860			19,75	1005		7,43			
1200	0,9850	1,00	7,85	27,70	1125	32 x 32 x 4	8,55			
1250	1,2200			30,80	1255		15,50			
1400	1,5400			34,55	1405		17,25			
1600	2,0100			39,50	1605		19,65			

Bảng 7.15 và 7.16 giới thiệu một số thông số kỹ thuật của các loại đường ống gió dạng tiết diện tròn và tiết diện chữ nhật như tiết diện ống, bề dày tôn, khối lượng 1 m<sup>2</sup> tôn, thông số mặt bích đi kèm.

Đây là các kích thước ống tiêu chuẩn do đó diện tích  $F$ , m<sup>2</sup> ở công thức (7.6) đã có sẵn và tốc độ yêu cầu sau khi chọn để xác định phạm vi  $F$ . Sau khi chọn chính thức được kích thước đường ống, ta có  $F$  thực tế và khi đó có thể xác định lại tốc độ gió thực trong đường ống.

**Bảng 7.16. Thông số kỹ thuật ống gió tiết diện chữ nhật làm bằng tôn**

Kích thước các chiều, mm	Diện tích tiết diện ngang ống, m <sup>2</sup>	Diện tích bề mặt của 1m ống, m <sup>2</sup>	Khối lượng 1m ống, kg	Kích thước các chiều, mm	Diện tích tiết diện ngang ống, m <sup>2</sup>	Diện tích bề mặt của 1m ống, m <sup>2</sup>	Khối lượng 1m ống, kg
100 x 160	0,016	0,52	3,08	400 x 800	0,320	2,40	20,04
100 x 200	0,020	0,60	3,63	500 x 500	0,250	2,00	16,96
160 x 160	0,025	0,64	3,80	500 x 800	0,400	2,60	22,01
160 x 200	0,032	0,72	4,27	500 x 1000	0,500	3,00	25,45
200 x 200	0,040	0,80	5,06	800 x 800	0,640	3,20	27,04
200 x 250	0,050	0,90	5,61	800 x 1000	0,800	3,60	30,24
200 x 400	0,080	1,20	7,26	1000 x 1000	1,000	4,00	33,92
250 x 250	0,062	1,00	6,16	1000 x 1250	1,250	4,50	38,12
250 x 400	0,100	1,30	7,81	1000 x 1600	1,600	5,20	44,20
250 x 500	0,125	1,50	8,91	1000 x 2000	2,000	6,00	50,80
400 x 400	0,160	1,60	9,46	1600 x 1600	2,560	6,40	54,25
400 x 500	0,200	1,80	15,36	1600 x 2000	3,200	7,20	61,00

#### 7.5.4. Tổn thất áp suất trên đường ống gió

Như phần 7.4.4 đã trình bày, tổn thất áp suất gồm 2 thành phần ma sát và cục bộ:

$$\Delta p = \Delta p_{ms} + \Delta p_{cb}$$

##### 7.5.4.1. Tổn thất ma sát

Tổn thất ma sát vẫn được tính theo công thức (6.2):

$$\Delta p_{ms} = \lambda \cdot \frac{l \cdot \rho}{9,81 \cdot d} \cdot \frac{\omega^2}{2}, \text{ mm H}_2\text{O}$$

trong đó:  $l$  – chiều dài đoạn ống, m;  $\rho$  – mật độ không khí, kg/m<sup>3</sup>;  $\omega$  – tốc độ không khí, m/s;  $d$  – đường kính trong của ống gió, m;  $\lambda$  – hệ số trở kháng ma sát; 9,81 – hệ số chuyển đổi đơn vị từ Pa sang mm H<sub>2</sub>O.

Đặt  $R_{ms} = \lambda \cdot \frac{\rho}{d} \cdot \frac{\omega^2}{2}$ , ta có:

$$\Delta p_{ms} = R_{ms} \cdot l \quad (7.7)$$

trong đó:  $l$  – chiều dài đoạn ống gió đang quan sát, m;  $R_{ms}$  – trở kháng ma sát trên 1 mét ống gió, mm H<sub>2</sub>O/m hoặc kG/m<sup>2</sup>/m (tra phụ lục 4 theo đường kính trong của ống gió  $d$ , tốc độ gió  $\omega$ ). Từ phụ lục 4 ta còn tra được diện tích tiết diện ống (cột 1), áp suất động theo tốc độ và lưu lượng thể tích gió ở dòng trên của trở kháng ma sát  $R_{ms}$ . Trở kháng ma sát  $R_{ms}$  cũng có thể được tra trên toán đồ hình 7.26 với điều kiện  $Re < 10^5$ .

Khi lập phụ lục 4,  $R_{ms}$  được tính theo điều kiện tiêu chuẩn: độ nhám của đường ống  $k = 0,1\text{mm}$ , nhiệt độ không khí 20°C, mật độ  $\rho = 1,205\text{kg/m}^3$

và độ nhớt động của không khí  $\nu = 15,06 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ . Khi các số liệu sai lệch với điều kiện tiêu chuẩn cần phải nhân thêm các hệ số hiệu chỉnh:

$$R_{mst} = \eta \cdot n \cdot R_{mstC} \quad (7.8)$$

trong đó:

$R_{mst}$  – trở kháng ma sát thực;

$\eta$  – hệ số hiệu chỉnh khi nhiệt độ không khí thay đổi (bảng 7.17);

$n$  – hệ số hiệu chỉnh khi độ nhám đường ống thay đổi (bảng 7.18);

$R_{mstC}$  – trở kháng ma sát tiêu chuẩn ( $k = 0,1\text{mm}$ ;  $t = 20^\circ\text{C}$ ;  $\rho = 1,205\text{kg}/\text{m}^3$ ;  $\nu = 15,06 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ ).

**Bảng 7.17. Hệ số hiệu chỉnh khi nhiệt độ không khí thay đổi**

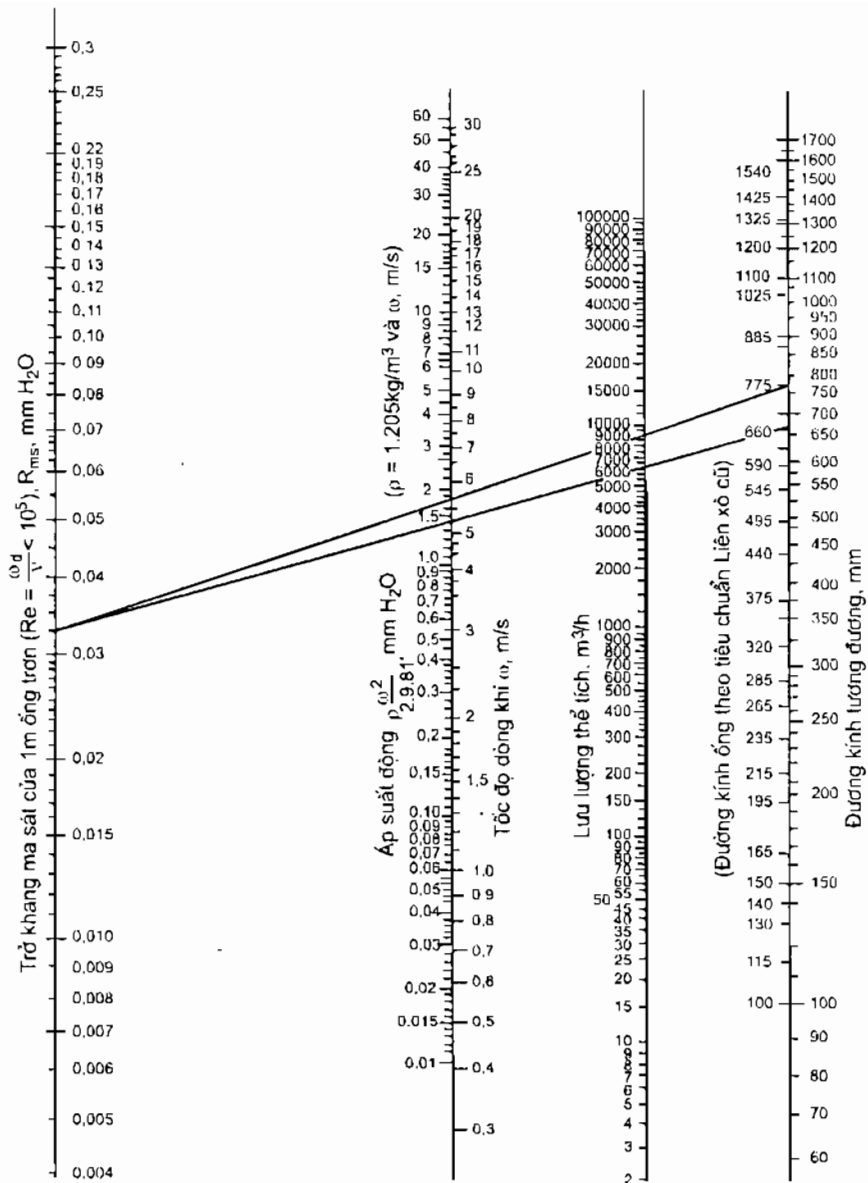
t, °C	$\eta$	t, °C	$\eta$	t, °C	$\eta$
-30	1,10	20	1,00	90	0,88
-25	1,09	25	0,99	100	0,87
-20	1,08	30	0,98	125	0,84
-15	1,07	35	0,97	150	0,81
-10	1,06	40	0,96	175	0,78
-5	1,05	45	0,95	200	0,75
-0	1,04	50	0,94	250	0,71
+5	1,03	60	0,93	300	0,67
+10	1,02	70	0,92	350	0,63
+15	1,01	80	0,90	400	0,59

**Bảng 7.18. Hệ số hiệu chỉnh khi độ nhám thay đổi**

Vận tốc không khí, m/s	Hệ số hiệu chỉnh n khi k, mm							
	0,01	0,2	0,5	2	5	10	15	20
0,3	0,996	1,005	1,019	1,082	1,183	1,309	1,407	1,488
0,5	0,993	1,008	1,031	1,127	1,267	1,413	1,552	1,650
1	0,986	1,015	1,057	1,216	1,420	1,637	1,792	1,915
2,5	0,966	1,034	1,120	1,388	1,682	1,973	2,173	2,329
3	0,960	1,039	1,136	1,429	1,740	2,045	2,254	2,181
5	0,938	1,057	1,189	1,549	1,908	2,253	2,487	2,669
10	0,894	1,088	1,270	1,712	2,130	2,524	2,790	2,996
15	0,861	1,107	1,316	1,800	2,247	2,666	2,948	3,166

Độ nhám tuyệt đối k của một số loại ống gió, kênh gió, mm:

- Kênh gió bằng gạch trần, không trát mạch,  $k = 5 \div 10$
- Kênh gió bằng gạch trần, có trát mạch,  $k = 3 \div 6$
- Kênh gió có lạng vữa xi măng,  $k = 0,45 \div 3$
- Kênh gió bằng bê tông phẳng,  $k = 0,8 \div 0,9$
- Kênh gió bằng tấm bê tông xi,  $k = 1,5$
- Ống gió bằng tấm kim loại, tôn,  $k = 0,1$
- Ống gió bằng nhựa cứng,  $k = 0,1$
- Ống gió có vách bằng tấm thủy tinh,  $k = 0,01$
- Ống gió có vách bằng nhựa, cao su mỏng,  $k = 0,01$
- Ống gió có vách mạ đồng,  $k = 0,01$



Hình 7.26. Trở kháng ma sát  $R_{ms}$  của ống trơn khi  $Re < 10^5$   
(không khí 20°C, 760mm H<sub>2</sub>O,  $\rho = 1,205\text{kg/m}^3$ )

#### 7.5.4.2. Tổn thất áp suất cục bộ

Tổn thất áp suất cục bộ gây ra do trở kháng cục bộ của các phụ kiện và thiết bị đường ống như: tê, cút, khuỷu, phin lọc, van gió, dàn lạnh, dàn nóng, chớp gió, ghi gió, miệng thổi, gom dòng, chẽ dòng, thu, mở và đột thu, đột mở cũng như các chương ngại cục bộ trên đường ống gió.

Tổn thất áp suất cục bộ vẫn được tính theo công thức (6.3):

$$\Delta p_{cb} = \zeta \cdot \rho \cdot \frac{\omega^2}{2 \cdot 9,81} = \zeta \cdot p_d, \text{ mm H}_2\text{O} \quad (7.9)$$

trong đó:  $p_d = 0,05097 \cdot \rho \cdot \omega^2$ , mm H<sub>2</sub>O – áp suất động;  
 $\zeta$  – hệ số trở kháng cục bộ (xem phụ lục 3);  
 $\rho$  – mật độ không khí, kg/m<sup>3</sup>, thường lấy  $\rho = 1,20 \text{ kg/m}^3$ ;  
 $\omega$  – tốc độ không khí, m/s;  
9,81 – hệ số chuyển đổi đơn vị từ Pa sang mm H<sub>2</sub>O.

Hệ số trở kháng cục bộ  $\zeta$  phụ thuộc hình dáng, kích thước cách bố trí của các phụ kiện, thiết bị và chướng ngại vật. Hệ số trở kháng cục bộ được xác định bằng thực nghiệm và cho trong phụ lục 3 với một số trường hợp thường gặp.

### 7.5.5. Ví dụ tính toán đường ống gió bằng phương pháp bảng số

#### Ví dụ 7.7

Giống như ví dụ 7.6, cho biết:

- Công trình điều hoà không khí cho văn phòng làm việc.
- Đường ống gió như biểu diễn trên hình 7.25
- Lưu lượng gió tổng 2700 l/s
- 18 miệng thổi mỗi miệng có lưu lượng 150 l/s
- Áp suất làm việc cho tất cả các miệng thổi 3,8 mm H<sub>2</sub>O.
- Bán kính các cút  $R/d = 1,25$

Xác định:

- Kích thước của từng đoạn ống gió;
- Áp suất tổng để chọn quạt;

#### Giải

Ta có thể thực hiện phép tính theo các bước sau:

1. Vẽ sơ đồ hệ thống đường ống và đánh số vị trí các đoạn ống, ghi rõ độ dài, lưu lượng (xem hình 7.25).

2. Căn cứ vào lưu lượng, chọn tốc độ gió thích hợp theo bảng 7.14 (có thể tham khảo thêm bảng 7.1 và 7.2). Sau đó dựa vào phụ lục 4 tra ra đường kính  $d$ , trở kháng ma sát  $R_{ms}$  và áp suất động  $p_d = 0,05097 \cdot \rho \cdot \omega$ , mm H<sub>2</sub>O. Ví dụ đối với đoạn từ quạt đến A: sử dụng phụ lục 4.

Với tốc độ đã chọn  $\omega = 7 \text{ m/s}$  và  $L = 9720 \text{ m}^3/\text{h}$  ta chọn được cặp  $\omega = 7 \text{ m/s}$ ,  $L = 9969$  với  $d = 710 \text{ mm}$ ,  $p_d = 2,9939$ , diện tích tiết diện ống  $F = 0,3956 \text{ m}^2$ . Do là ống tiêu chuẩn,  $d = 710 \text{ mm}$  là không thể giảm nên ta có thể tính lại tốc độ theo lưu lượng thực  $9720 \text{ m}^3/\text{h}$ .



$$\omega_t = \frac{9720 \text{ m}^3/\text{h}}{0,3956 \text{ m}^2 \cdot 3600 \text{ s/h}} = 6,825 \text{ m/s} \approx 6,8 \text{ m/s}$$

Tra lại ở cột  $\omega = 6,8 \text{ m/s}$  có  $L = 9684 \text{ m}^3/\text{h}$ ,  $R_{ms} = 0,061$ ,  $p_d = 2,8254$ ,  $d = 710 \text{ mm}$ ,  $F = 0,3956 \text{ m}^2$ . Các số liệu thực này được ghi vào bảng. Tương tự, ta tiến hành chọn cho các đoạn khác sao cho sai số là nhỏ nhất ( $< 5\%$ ), tốc độ thực có thể điều chỉnh lên hoặc xuống nhưng lưu ý, tốc độ của các đoạn ống sau bao giờ cũng nên bằng hoặc nhỏ hơn đoạn ống trước theo kiểu tốc độ giảm dần.

3. Tính trở kháng thủy lực của đoạn ống (cột 8 bảng 7.14)

$$\Delta p_{ms} = R_{ms} \cdot l$$

4. Tính tổng trở kháng cục bộ của từng đoạn ống  $\sum \zeta$ :

- Đoạn từ quạt đến A:  $\sum \zeta = 1,37$ .

Ống loe đầu quạt, góc mở  $30^\circ$   $\zeta = 1,2$

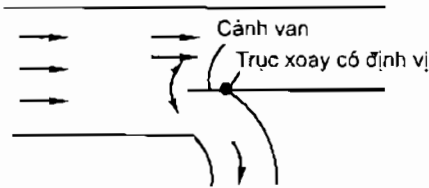
Cút  $90^\circ$  trơn,  $R/d = 1,5$  (phụ lục 3)  $\zeta = 0,17$

- Đoạn A-B:  $\sum \zeta = 0,2$

Thu  $\phi 710 \rightarrow \phi 630$ ;  $F_2/F_1 = 0,3115 \text{ m}^2/0,3956 \text{ m}^2 = 0,08$

$\alpha = 30^\circ$ ,  $\zeta = 0,1$

Van điều chỉnh phân dòng (hình 7.27), lấy  $\zeta = 0,1$ .



Hình 7.27. Van điều chỉnh phân dòng

- Đoạn B - 13:  $\sum \zeta = 0,42$

Chạc 3 phân dòng nhưng là dòng đi thẳng nên  $\zeta = 0$ .

Cút  $90^\circ$ ,  $R/d = 1,5$   $\zeta = 0,17$ .

Van điều chỉnh phân dòng lấy  $\zeta = 0,10$

Thu  $\phi 630 \rightarrow \phi 450$ ,  $F_2/F_1 = 0,51$ ,  $\alpha = 30^\circ$   $\zeta = 0,15$

- Đoạn 13 - 14:  $\sum \zeta = 0$

Miệng thổi hoa sen 3 tầng nhưng nằm ở hướng vuông góc nên không tính vào đây; Riêng đoạn 13 - 14 không có thu.

- Tương tự đoạn 14 - 15, 15 - 16, 16 - 17 đều có thu  $\zeta = 0,15$ .

- Đoạn 17 - 18:  $\sum \zeta = 1$

Miệng thổi hoa sen 3 tầng  $\zeta = 1,0$

Cút  $90^\circ$ ,  $R/d = 1,5$  nối với miệng thổi  $\zeta = 0,17$

Trở kháng cục bộ (cột 11 bảng 7.14):

$$\Delta p_{cb} = \zeta \cdot p_d$$

**Bảng 7.19. Bảng tổng hợp kết quả tính toán ví dụ 7.7 cho đường ống dài nhất với  $\Delta p_{max}$**

Đoạn ống	Lưu lượng L	Đường kính d (axb)	Chiều dài l	Tốc độ gió $\omega$	Tiết diện ống F	Trở kháng ma sát $R_{ms}$	Trở kháng sắt của đoạn ống $\Delta p_{ms} = R_{ms} \cdot l$	Tổng trở kháng cục bộ $\zeta$	Áp suất động $0,05097 \rho \omega^2$	Trở kháng cục bộ $\Delta p_{cb}$	Tổn thất áp suất tổng $\Delta p = R_{ms} \cdot l + \Delta p_{cb}$
Đơn vị	$m^3/h$	mm	m	m/s	$m^2$	$mmH_2O/m$	$mm H_2O$	-	$mm H_2O$	$mm H_2O$	$mm H_2O$
Quạt - A	9720	710	20	6,8	0,3956	0,061	1,22	1,37	2,8250	3,870	5,095
A - B	6480	630	7	5,8	0,3115	0,052	0,364	0,20	2,0554	0,411	0,775
B - 13	3240	450	10	5,7	0,1589	0,077	0,77	0,42	1,9837	0,833	1,533
13 - 14	2700	450	7	4,7	0,1589	0,054	0,378	0	1,349	0	0,378
14 - 15	2160	400	7	4,7	0,1256	0,062	0,434	0,15	1,349	0,202	0,636
15 - 16	1620	350	7	4,6	0,0989	0,070	0,490	0,15	1,292	0,194	0,684
16 - 17	1080	315	7	3,9	0,0778	0,060	0,420	0,15	0,9289	0,139	0,559
17 - 18	540	225	7	3,8	0,0397	0,090	0,630	1,17	0,8819	1,040	1,670

**Bảng 7.20. Tính kiểm tra khi chuyển ống tròn sang ống chữ nhật ví dụ 7.8**

Đoạn ống	Lưu lượng L	Đường kính d (axb)	Chiều dài l	Tốc độ gió $\omega$	Tiết diện ống F	Trở kháng ma sát $R_{ms}$	Trở kháng sắt của đoạn ống $\Delta p_{ms} = R_{ms} \cdot l$	Tổng trở kháng cục bộ $\zeta$	Áp suất động $0,05097 \rho \omega^2$	Trở kháng cục bộ $\Delta p_{cb}$	Tổn thất áp suất tổng $\Delta p = R_{ms} \cdot l + \Delta p_{cb}$
Đơn vị	$m^3/h$	mm	m	m/s	$m^2$	$mmH_2O/m$	$mm H_2O$	-	$mm H_2O$	$mm H_2O$	$mm H_2O$
Quạt - A	9720	650 x 650	20	6,4	0,4225	0,055	1,100	1,37	2,502	3,428	4,528
A - B	6480	600 x 600	7	5,0	0,3600	0,040	0,280	0,20	1,527	0,305	0,585
B - 13	3240	600 x 300	10	5,0	0,1800	0,060	0,600	0,42	1,527	0,641	1,241
13 - 14	2700	600 x 300	7	4,2	0,1800	0,044	0,308	0	1,078	0	0,308
14 - 15	2160	450 x 300	7	4,4	0,1350	0,054	0,378	0,15	1,183	0,177	0,555
15 - 16	1620	350 x 300	7	4,7	0,1050	0,072	0,504	0,15	1,349	0,202	0,706
16 - 17	1080	275 x 300	7	3,6	0,0825	0,052	0,364	0,15	0,7916	0,119	0,483
17 - 18	540	150 x 300	7	3,3	0,0450	0,067	0,469	1,17	0,6652	0,778	1,247

5. Tổng thất áp suất tổng (cột 12 hay cột cuối cùng của bảng 7.19):

$$\Delta p = \Delta p_{\text{ins}} + \Delta p_{\text{cb}}$$

6. Tổng tổn thất áp suất phía đầu đáy của quạt

$$\Sigma \Delta p = 11,33 \text{ mm H}_2\text{O}$$

Trong ví dụ 7.7 không yêu cầu tính đầu hút và đường gió hồi. Đối với hệ thống điều hoà không khí tuần hoàn 1 cấp cần tính cả nhánh và đường gió hồi chính với thiết bị xử lý không khí như van gió hồi, phin lọc bụi, dàn lạnh, dàn sưởi và các phụ kiện như cút, ống lọc vào thiết bị xử lý không khí, ống thu từ thiết bị xử lý không khí vào ống hồi, ống thu từ ống hồi vào miệng quạt; các miệng hút đặt trên đường ống hồi (tính với miệng hút xa nhất). Đối với đường ống lấy gió tươi gồm các phụ kiện và thiết bị như cửa chớp lấy gió tươi, van gió, phin lọc gió tươi và cút nếu có.

Cũng như phía ống cấp, ống hồi tính cho đường ống có chiều dài lớn nhất và dự trừ là có tổn thất áp suất lớn nhất.

Phía ống cấp các đoạn 1 – 6 và 7 – 12 có đường kính ống giống như đoạn 13 – 18 nên không cần tính.

### **Vi dụ 7.8**

Tính ống gió chữ nhật  $a \times b$ . Căn cứ vào kết quả ví dụ 7.7 hãy tính chuyển kích thước ống tròn sang ống chữ nhật theo bảng 7.3.

### **Giải**

Để chọn ống chữ nhật ta căn cứ vào đường kính đã biết của từng đoạn ống, coi đó là đường kính tương đương để chọn kích thước  $a \times b$  của ống chữ nhật, sau đó tính lại tốc độ và các đại lượng cần thiết khác vì ống chữ nhật cũng có kích thước tiêu chuẩn nên diện tích thực khác với diện tích ống tròn và toàn bộ các đại lượng sẽ bị dịch chuyển theo. Chính vì vậy, khi chuyển sang dạng ống, cần cố gắng chọn tiết diện tương ứng với sai số nhỏ nhất có thể.

– Đoạn quạt – A: từ  $d = 710\text{mm}$  tìm được  $d_{\text{td}} = 711\text{mm}$  ứng với ống  $650 \times 650\text{mm}$ .

– Đoạn A – B:  $d = 630\text{mm}$  có  $a \times b = 600 \times 600\text{mm}$ ,  $d_{\text{td}} = 628\text{mm}$ .

– Đoạn B – 13:  $d = 450\text{mm}$  có  $a \times b = 600 \times 300\text{mm}$ ,  $d_{\text{td}} = 457\text{mm}$

– Đoạn 13 – 14:  $d = 450\text{mm}$  có  $a \times b = 600 \times 300\text{mm}$ ,  $d_{\text{td}} = 457\text{mm}$

– Đoạn 14 – 15:  $d = 400\text{mm}$  có  $a \times b = 450 \times 300\text{mm}$ ,  $d_{\text{td}} = 400\text{mm}$

– Đoạn 15 – 16:  $d = 350\text{mm}$  có  $a \times b = 350 \times 300\text{mm}$ ,  $d_{\text{td}} = 354\text{mm}$

– Đoạn 16 – 17:  $d = 315\text{mm}$  có  $a \times b = 275 \times 300\text{mm}$ ,  $d_{\text{td}} = 314\text{mm}$

– Đoạn 17 – 18:  $d = 225\text{mm}$  có  $a \times b = 150 \times 300\text{mm}$ ,  $d_{\text{td}} = 229\text{mm}$

Kết quả tính toán kiểm tra giới thiệu trên bảng 7.19.

1. Các cột lưu lượng, chiều dài, trở kháng cục bộ là không thay đổi.
2. Cột đường kính (cột 5) thay bằng kích thước  $a \times b$ .
3. Cột diện tích tiết diện ống gió  $F = a \times b, m^2$ .
4. Cột tốc độ gió, tính lại theo  $\omega = L / (a \times b), m/s$ .
5. Căn cứ vào tốc độ vừa tính và lưu lượng tìm được  $R_{ms}$  theo phụ lục 4.
6. Cột 8 (trở kháng ma sát của đoạn ống)  $\Delta p_{ms} = R_{ms} \cdot l$
7. Cột 10 (áp suất động) tra theo tốc độ vừa tính được.
8. Cột 11 (trở kháng cục bộ của từng đoạn ống)  $\Delta p_{cb} = \zeta$ .
9. Cột 12: tổng  $\Delta p$  của từng đoạn bằng  $\Delta p_{ms} + \Delta p_{cb}$

Cột áp tổng của đường ống:  $\Delta p = 9,653 \text{ mm H}_2\text{O}$ . So với ví dụ 7.7 cột áp ở đây nhỏ hơn.

## 7.6. TÍNH CHỌN QUẠT

### 7.6.1. Khái niệm chung

#### *Nhiệm vụ*

Nhiệm vụ chủ yếu của quạt trong hệ thống điều hoà không khí là:

– Tuần hoàn, vận chuyển và lưu thông không khí từ thiết bị xử lý không khí đến không gian điều hoà và ngược lại.

– Quạt gió cưỡng bức cho dàn ngưng giải nhiệt gió, tháp ngưng tụ và tháp giải nhiệt...

– Tuần hoàn gió cho dàn bay hơi làm lạnh không khí cưỡng bức, các dàn lạnh dùng chất tải lạnh để làm lạnh không khí cưỡng bức...

– Cấp gió tươi, xả gió thải, thông gió, đảm bảo áp suất dương cho đường thoát nạt nhà cao tầng...

#### *Phân loại*

Tuỳ theo nguyên tắc cấu tạo phân ra loại hướng trục, ly tâm và ngang dòng (lồng sóc). Quạt ly tâm cũng có thể phân ra nhiều dạng như cánh cong hướng thuận, cánh cong hướng ngược, 1 cửa hút, 2 cửa hút, truyền động trực tiếp, truyền động gián tiếp qua đai... Tuỳ theo cột áp phân ra quạt cao áp, trung áp và hạ áp, theo ứng dụng phân ra quạt dân dụng, quạt công nghiệp..., theo tính chất nhiệt ẩm phân ra loại chịu ẩm, chịu nhiệt, chịu hoá chất...

### **Cột áp của quạt**

Cột áp của quạt còn gọi là cột áp tổng của quạt là hiệu của áp suất tuyệt đối đầu đẩy và đầu hút của quạt được ký hiệu là  $\Delta p$ , đơn vị Pa hoặc mm H<sub>2</sub>O (1mm H<sub>2</sub>O = 9,81 Pa).

Cột áp động của quạt là cột áp gây ra do tốc độ không khí đi trong ống dẫn, tính theo biểu thức:

$$\Delta p_d = \rho \cdot \frac{\omega^2}{2}, \text{ Pa}$$

$\rho$  – khối lượng riêng không khí, kg/m<sup>3</sup>;

$\omega$  – tốc độ gió, m/s.

Cột áp tĩnh của quạt là hiệu cột áp tổng và cột áp động:

$$\Delta p_t = \Delta p - \Delta p_d$$

*Công suất lý thuyết* của quạt là công suất làm biến đổi trạng thái của không khí từ trạng thái hút đến trạng thái đẩy. Không tính đến các tổn thất.

$$N_{lt} = V \cdot \Delta p, \text{ W}$$

$V$  – năng suất thể tích của quạt, m<sup>3</sup>/s;

$\Delta p$  – cột áp tổng của quạt, Pa.

*Công suất yêu cầu và hiệu suất quạt*: là công suất đã tính tới các tổn thất như tổn thất trong, tổn thất ma sát, tổn thất truyền động:

$$N = \frac{N_{lt}}{\eta} = \frac{V \cdot \Delta p}{\eta}, \text{ W}$$

trong đó:  $\eta$  – hiệu suất của quạt.

*Lưu lượng* của quạt là thể tích không khí mà quạt vận chuyển được trong một đơn vị thời gian, ký hiệu  $V$  (hoặc  $L$ ), đơn vị m<sup>3</sup>/s...

*Tốc độ vòng quay* của quạt là số vòng quay của trục quạt trong một đơn vị thời gian, ký hiệu  $n$ , đơn vị vg/s.

### **Đặc tính của quạt**

Đặc tính của quạt là một loạt các họ đường cong khác nhau biểu diễn các mối quan hệ giữa:

- Lưu lượng, m<sup>3</sup>/s, và cột áp  $\Delta p$ , Pa phụ thuộc tốc độ vòng quay  $n$ .
- Lưu lượng, m<sup>3</sup>/s, và cột áp  $\Delta p$ , Pa phụ thuộc hiệu suất  $\eta$ .
- Lưu lượng, m<sup>3</sup>/s, và cột áp  $\Delta p$ , Pa phụ thuộc đặc tính ống gió.
- Lưu lượng, m<sup>3</sup>/s, và cột áp  $\Delta p$ , Pa và công suất yêu cầu,  $W$ .

Hình 7.28 giới thiệu các đường đặc tính của quạt biểu diễn trên trục tọa độ Đêcác thông thường của các mối quan hệ trong đó:

$\Delta p$  – tổn thất áp suất Pa;

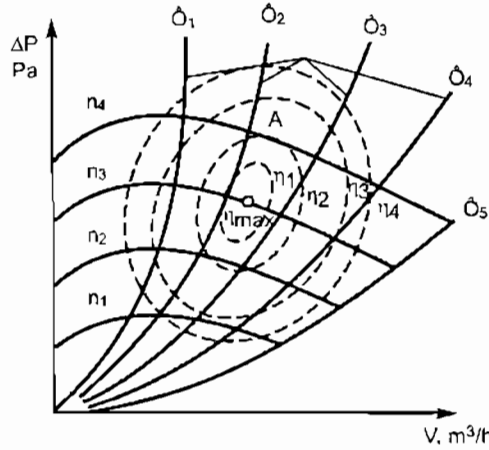
$V$  – lưu lượng thể tích,  $m^3/s$ ;

$n_1 - n_4$ : các đường đặc tính vòng quay khác nhau;

$\eta_1 - \eta_4$  và  $\eta_{max}$  – các đường đặc tính hiệu suất khác nhau;

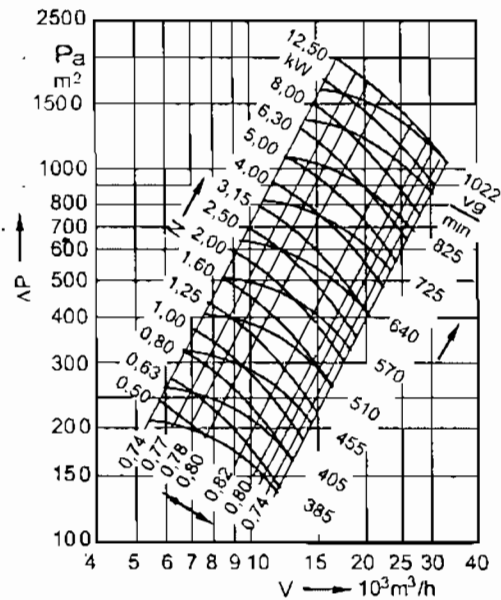
$\delta_1 - \delta_5$  – các đường đặc tính ống gió khác nhau.

Với đường  $n_1$  và  $\delta_2$  ta có điểm làm việc của quạt là  $A$ .



Hình 7.28. Các đường đặc tính quạt

Hình 7.29 giới thiệu các đường đặc tính quạt biểu diễn trên 2 trục tọa độ thang logarit, có thêm công suất tiêu thụ trên trục động cơ  $N$ , kW.



Hình 7.29. Các đường đặc tính quạt biểu diễn trên 2 trục tọa độ thang logarit

### **Một số định luật quạt**

Giả sử mật độ không khí  $\rho$  không đổi, còn tốc độ  $n$  của quạt thay đổi ta có các quan hệ:

– Quan hệ tốc độ và lưu lượng:

$$\frac{V_1}{V_2} = \frac{n_1}{n_2} \quad (7.10)$$

– Quan hệ giữa tốc độ và cột áp tĩnh:

$$\frac{\Delta p_{t1}}{\Delta p_{t2}} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2 \quad (7.11)$$

– Quan hệ giữa tốc độ và công suất:

$$\frac{N_1}{N_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^3 \quad (7.12)$$

### **Ví dụ 7.9**

Quạt cấp của một hệ thống điều hoà không khí có các thông số như sau  $n = 600\text{vg/ph}$ ,  $N = 4,8\text{kW}$ ,  $\Delta p_t = 50\text{mm H}_2\text{O}$ ,  $V = 30000\text{m}^3/\text{h}$  ứng với không khí tiêu chuẩn ( $t = 20^\circ\text{C}$ ,  $p = 760\text{mm Hg}$ ,  $\rho = 1,205\text{kg/m}^3$ ). Nếu cần tăng lưu lượng lên  $36000\text{m}^3/\text{h}$  thì  $n$ ,  $\Delta p_t$  và  $N$  thay đổi như thế nào?

### **Giải**

Từ công thức (7.10) có:

$$n_2 = n_1 \cdot \frac{V_2}{V_1} = 600 \cdot \frac{36000}{30000} = 720\text{vg/ph}$$

Từ công thức (7.11) có:

$$\Delta p_{t2} = \Delta p_{t1} \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2 = 50 \left(\frac{720}{600}\right)^2 = 72\text{mm H}_2\text{O}$$

Từ công thức (7.12) có:

$$N_2 = N_1 \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^3 = 4,8 \left(\frac{720}{600}\right)^3 = 8,3\text{kW}$$

### **Ví dụ 7.10**

Một quạt có các thông số sau:  $n = 615\text{vg/ph}$ ;  $\Delta p_t = 58\text{mm H}_2\text{O}$ ,  $V = 10000\text{m}^3/\text{ph}$ ,  $N = 2,1\text{kW}$ . Cho biết công suất lắp đặt của mô-tơ kéo

là 5 HP (mã lực). Xác định lưu lượng cực đại của quạt mà không làm mô-tơ quá tải.

**Giải**

$$N_2 = 5.0,745 = 3,725\text{kW}$$

Từ công thức 7.12 ta có:

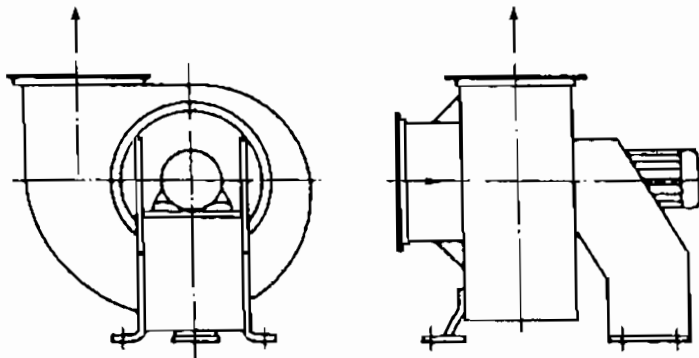
$$n_2 = \left( \frac{N_2}{N_1} \right)^{\frac{1}{3}} \cdot n_1 = \left( \frac{3,725}{2,1} \right)^{\frac{1}{3}} \cdot 615 = 744\text{vg/ph}$$

Lưu lượng tối đa có thể xác định theo công thức (7.10):

$$V_2 = V_1 \cdot \frac{n_2}{n_1} = 10000 \cdot \frac{744}{615} = 12100\text{m}^3/\text{h}.$$

Có thể tra lưu lượng theo  $n_2$  và  $N_2$  ở hình 7.29.

### 7.6.2. Quạt ly tâm



Hình 7.30. Quạt ly tâm thông thường

Hình 7.30 giới thiệu hình ảnh một quạt ly tâm thường gặp. Quạt gồm một vỏ hình xoắn ốc, bên trong có một bánh cánh quạt. Cửa hút nằm vuông góc với vỏ xoắn ốc và cửa đẩy tiếp tuyến với vỏ xoắn ốc. Quạt được truyền động nhờ một động cơ gắn trực tiếp lên trục bánh cánh quạt hoặc qua đai. Ở cửa hút, không khí được tăng tốc nhờ bánh cánh quạt sau đó ở phần mở rộng của vỏ xoắn ốc tốc độ không khí bị giảm xuống, động năng mà không khí nhận được ở bánh cánh quạt biến một phần thành thế năng.

Bảng 7.21 giới thiệu thông số kỹ thuật một số quạt ly tâm do Nga chế tạo.



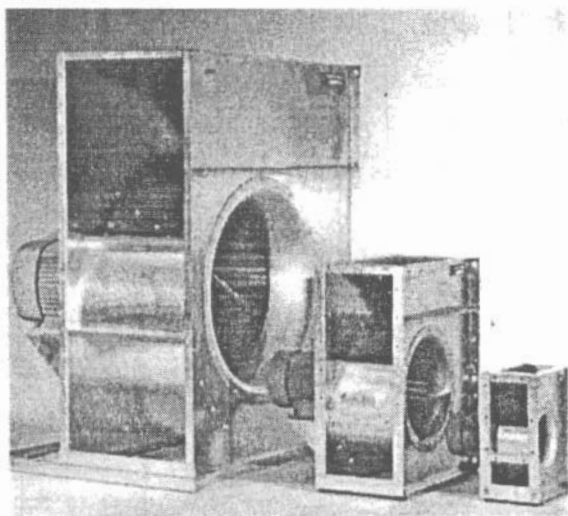
**Bảng 7.21. Thông số kỹ thuật một số quạt ly tâm chế tạo tại Nga ký hiệu Ц4-70**  
(Ghi chú: 1mm cột nước bằng 10Pa)

N <sup>o</sup> quạt in	Tốc độ		Năng suất		Cột áp		Hiệu suất η, %
	vg/s	vg/ph	m <sup>3</sup> /s	m <sup>3</sup> /h	Pa	mm H <sub>2</sub> O	
2 1/2	24	1440	0,15	540	218	22	75
2 1/2	24	1440	0,25	900	167	17	75
4	16	960	0,25	900	246	25	65
3	24	1440	0,25	900	314	32	73
2 1/2	45	2700	0,25	900	837	85	70
3	24	1440	0,50	1800	167	17	60
4	16	960	0,50	1800	236	24	78
5	16	960	0,50	1800	373	38	65
5	16	960	0,50	1800	373	38	65
4	24	1440	0,50	1800	568	58	72
4	16	960	0,75	2700	177	28	72
5	16	960	0,75	2700	373	38	73
4	24	1440	0,75	2700	491	50	78
5	16	960	1,00	3600	373	38	78
6	16	960	1,00	3600	510	52	65
5	16	960	1,50	5400	246	25	70
6	16	960	1,50	5400	540	55	75
6	24	1440	1,50	5400	1080	110	70
8	12	720	2,00	7200	540	55	72
7	16	960	2,00	7200	735	75	75
10	12	720	3,00	11000	785	80	60
8	16	960	3,00	11000	981	100	72
8	12	720	4,00	14500	442	45	76
10	12	720	4,00	14500	835	85	72
8	16	960	4,00	14500	981	100	72
8	12	720	5,00	18000	294	30	60
10	12	720	5,00	18000	785	80	75

Hình 7.31 giới thiệu hình ảnh một số quạt ly tâm của liên doanh NOSKE – KAESER (SESREFICO – Bộ Thủy sản (cũ)). Đại diện tại Hà Nội Tầng 5 Khách sạn HORIZON, Tel. 7365103. Hình 7.32 giới thiệu các đường đặc tính quạt trên trục tọa độ  $\Delta p$  và  $V$ .

Tất cả các chi tiết chủ yếu của quạt được thiết kế và chế tạo theo dạng lắp dẫn để có thể thay đổi các thông số đặc tính của quạt. Ví dụ:

- Chuyển đổi được từ loại dẫn động trực tiếp sang loại dẫn động bằng đai và ngược lại;
- Trong một cỡ quạt có thể chuyển đổi được sang các cỡ miệng hút hoặc cỡ bánh cánh quạt khác nhau.



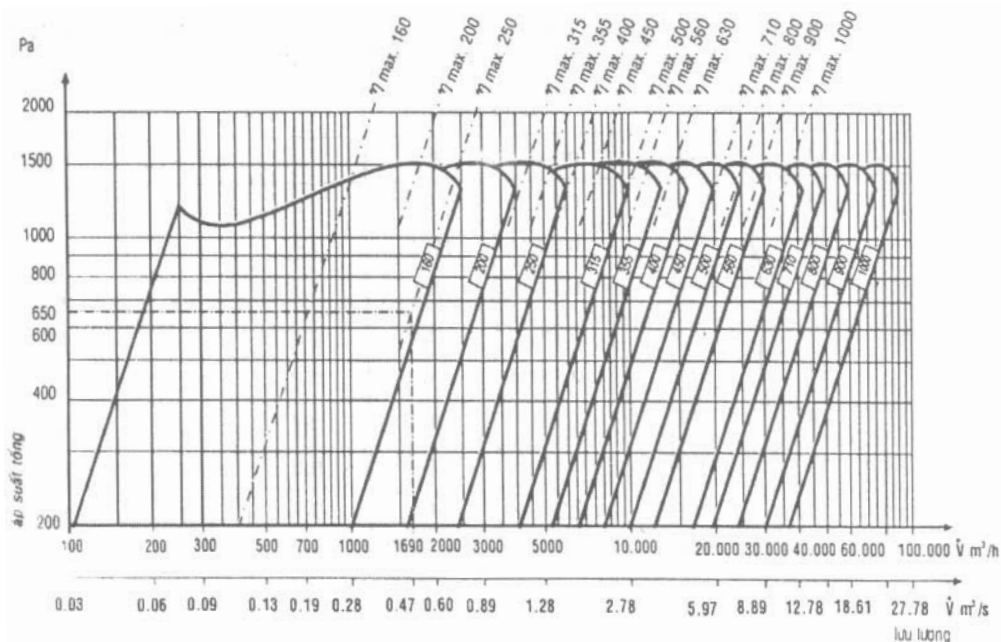
Hình 7.31. Hình ảnh một số loại quạt ly tâm của liên doanh CHLB Đức – Việt Nam

Ký hiệu của quạt có ý nghĩa như sau:

R E V S 710

- 710 cỡ đường kính bánh cánh quạt (size)
- S vật liệu chế tạo bằng tôn mạ kẽm
- V kiểu cánh cong hướng thuận (forward curved blades)
- E kiểu 1 miệng hút (single inlet)
- R kiểu quạt ly tâm

Các loại quạt ly tâm này được thiết kế chế tạo dùng cho các hệ thống điều hoà không khí, thông gió cũng như cấp khí sạch, hút thải bụi và khí độc. Áp suất làm việc tới 1450 Pa, lưu lượng tới 90000m<sup>3</sup>/h.



Hình 7.32. Các đường đặc tính quạt ly tâm ký hiệu RVES của công ty liên doanh NOSKE (SEAREFICO – Bộ Thủy sản (cũ)) và minh họa cho ví dụ chọn quạt 7.11

### Vi dụ 7.11

Chọn quạt. Cho biết cột áp yêu cầu 650 Pa, lưu lượng  $V = 0,47\text{m}^3/\text{s}$ . Hãy chọn quạt phù hợp.

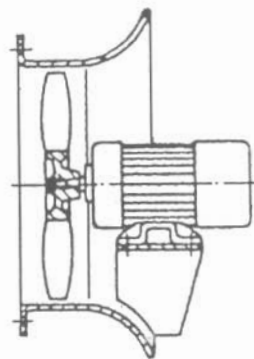
### Giải

Tra trên đồ thị hình 7.32 với  $\Delta p = 650\text{Pa}$  và lưu lượng  $V = 0,47\text{m}^3/\text{s}$  gặp đường  $\eta_{\max}$  của quạt 250, vậy chọn quạt ký hiệu RVES 250 là phù hợp nhất.

### 7.6.3. Quạt hướng trục

Quạt hướng trục (hình 7.33) làm việc giống như quạt ly tâm. Không khí vào cửa hút được truyền động năng, tăng tốc và đẩy vào cửa ra (buồng khuếch tán). Ở đây không khí giảm tốc độ và một phần động năng biến thành thế năng.

Bảng 7.22 giới thiệu đặc tính kỹ thuật một số quạt hướng trục chế tạo tại Nga.

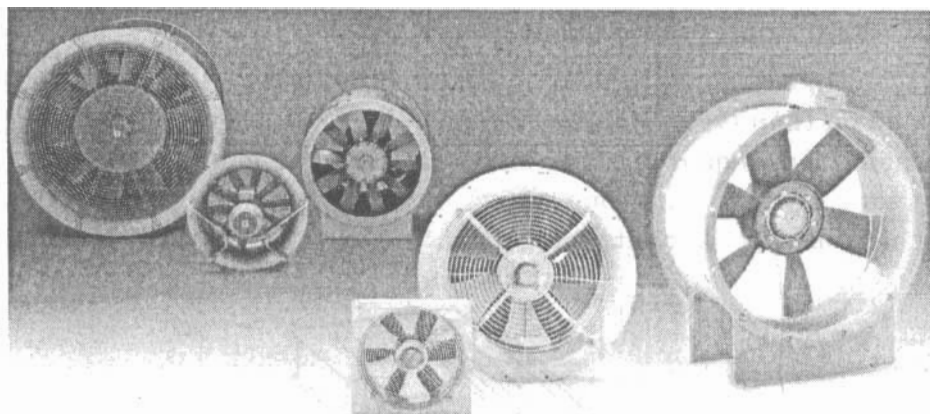


Hình 7.33. Quạt hướng trục

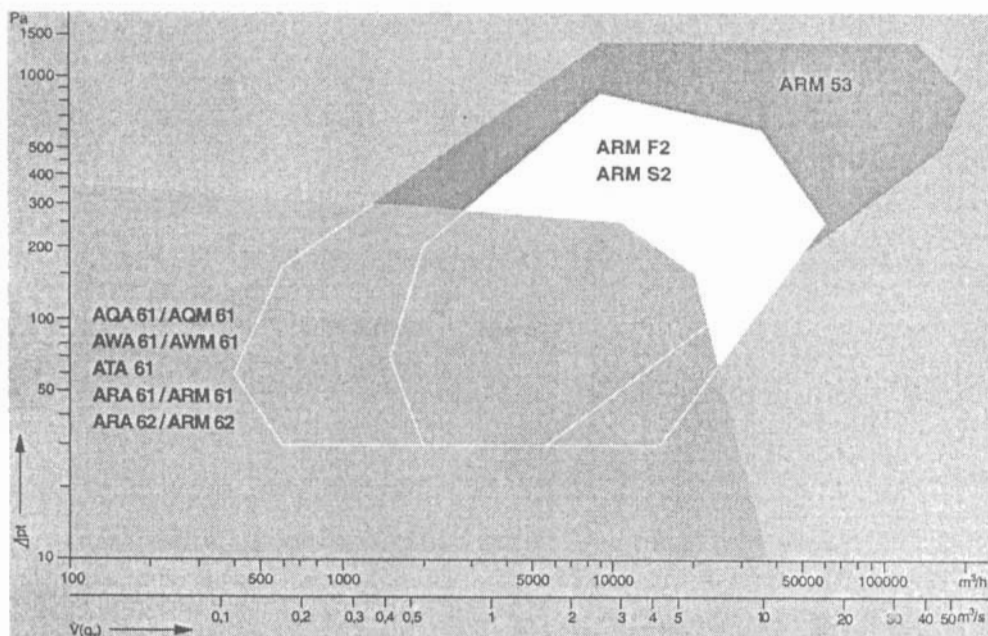
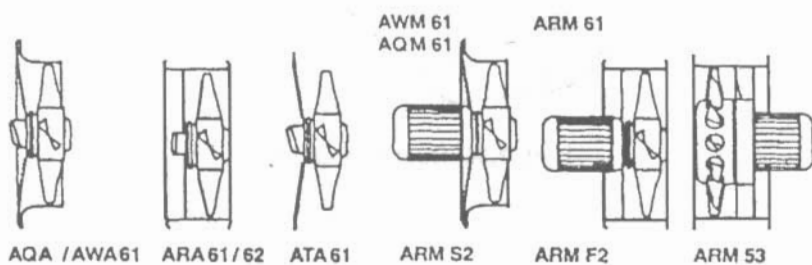
**Bảng 7.22. Đặc tính kỹ thuật của một số loại quạt hướng trục chế tạo tại Nga ký hiệu MƯ (ghi chú: 1mm H<sub>2</sub>O = 9,81 Pa)**

N <sup>o</sup> quạt MƯ	Tốc độ		Năng suất		Cột áp		Hiệu suất η, %
	vg/s	vg/ph	m <sup>3</sup> /s	m <sup>3</sup> /h	Pa	mm H <sub>2</sub> O	
4	24	1440	0,50	1800	59	6,0	37
6	16	960	0,50	1800	88	9,0	35
5	16	960	0,75	2700	51	5,2	45
6	16	960	0,75	2700	78	8,0	47
5	24	1440	0,75	2700	137	14,0	35
6	24	1440	0,75	2700	196	20,0	35
4	45	2700	0,75	2700	196	20,0	35
5	16	960	1,00	3600	35	3,6	55
6	16	960	1,00	3600	59	6,0	55
5	24	1440	1,00	3600	118	12,0	47
6	24	1440	1,00	3600	178	18,0	47
4	45	2700	1,00	3600	246	25,0	35
5	24	1440	1,50	5400	98	10,0	52
6	24	1440	1,50	5400	157	16,0	54
7	16	960	2,00	7200	98	10,0	50
7	24	1440	2,00	7200	246	25,0	30
7	16	960	3,00	11000	69	7,0	56
11	12	720	3,00	11000	118	12,0	35
7	24	1440	3,00	11000	246	25,0	40
8	16	960	4,00	14500	108	11,0	55
7	24	1440	4,00	14500	246	25,0	30
8	24	1440	4,00	14500	344	35,0	30
11	12	720	5,00	18000	118	12,0	50
10	16	960	5,00	18000	196	20,0	30
8	24	1440	5,00	18000	344	35,0	40

Hình 7.34 và 7.35 giới thiệu một số hình dạng cũng như đường đặc tính của một số loại quạt hướng trục của hãng GEBHARDT (CHLB Đức). (GEABHARDT VENTILATOREN, Gebhardt, str 19–25 D–74638 Walden–burg – CHLB Đức).



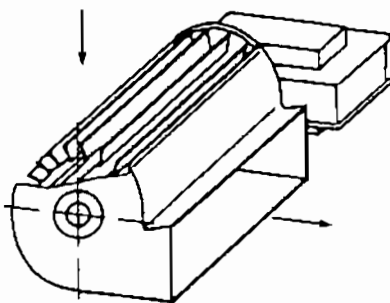
Hình 7.34. Hình dáng một số quạt hướng trục hãng GEBHARDT (CHLB Đức)



Hình 7.35. Đặc tính kỹ thuật một số loại quạt hướng trục của hãng GEBHARDT (CHLB Đức)

#### 7.6.4. Quạt ngang dòng (quạt lồng sóc)

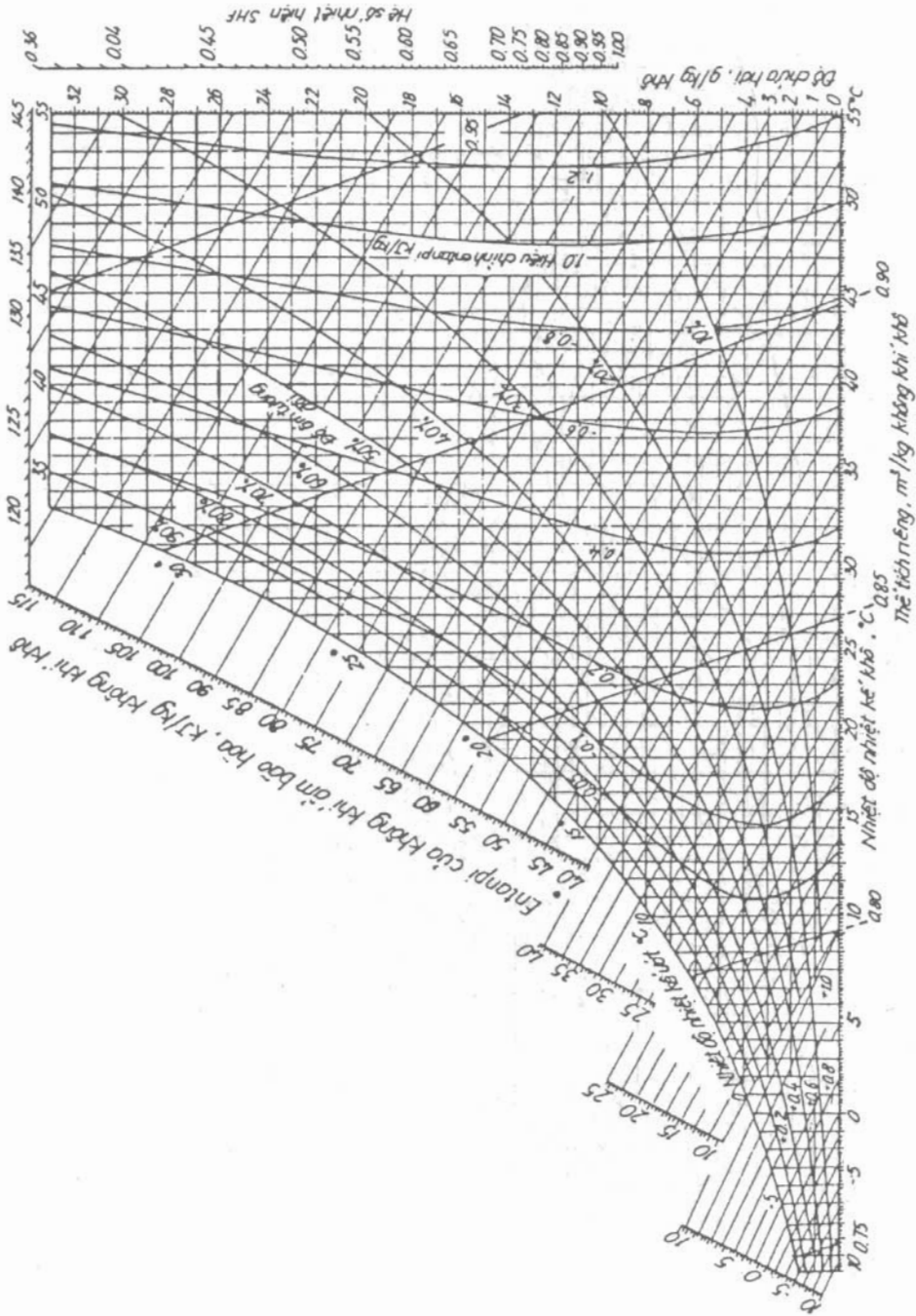
Quạt ngang dòng (hình 7.36) chỉ sử dụng cho lưu lượng nhỏ, cột áp nhỏ, độ ồn thấp (ví dụ dàn bay hơi máy điều hoà 2 cục). Cửa vào và ra đều nằm trên vỏ quạt dọc theo chiều dài. Do bánh cánh quạt giống như lồng sóc nên gọi quạt lồng sóc và do dòng đi ngang qua bánh cánh quạt nên cũng gọi là quạt ngang dòng.



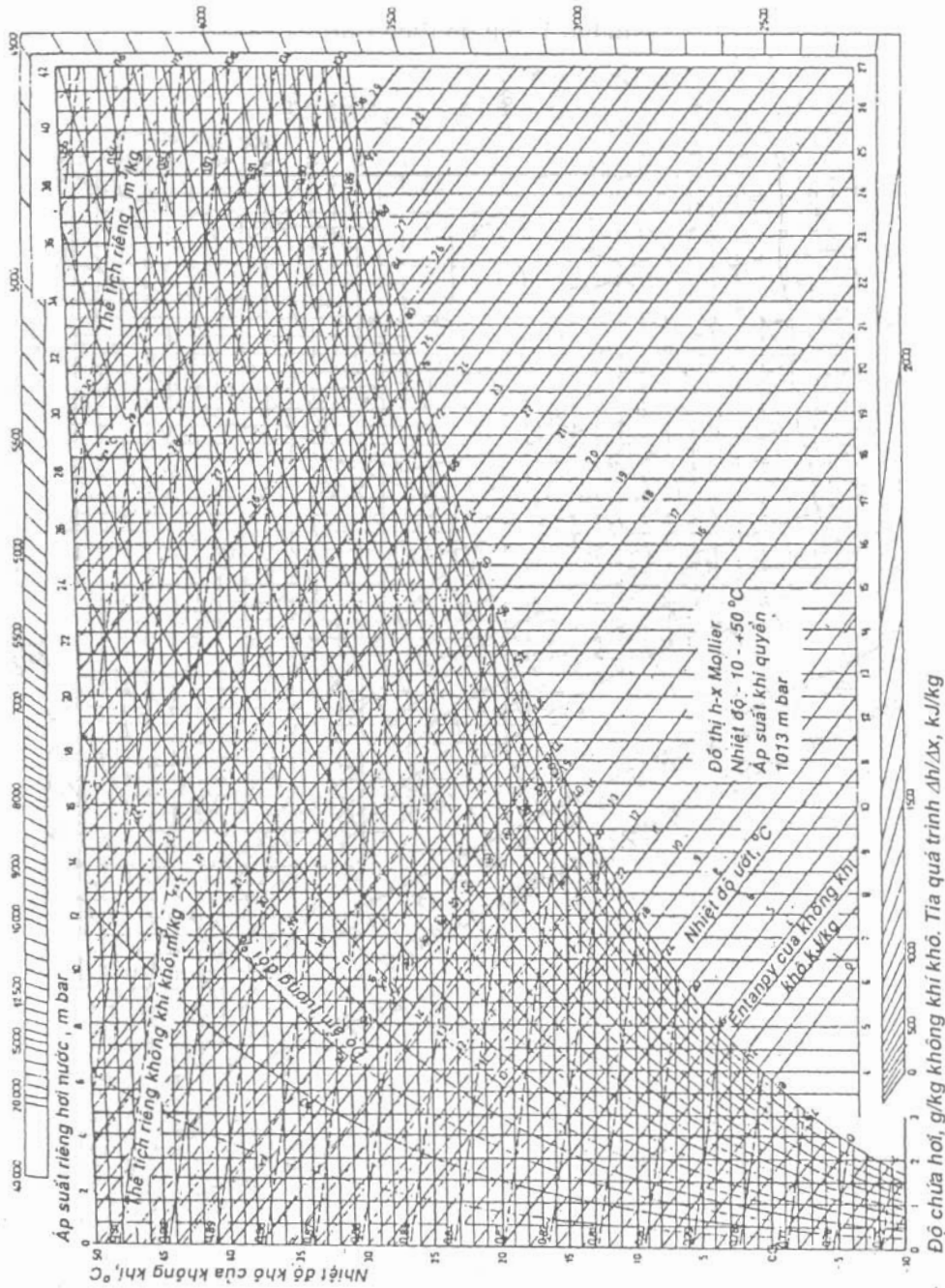
Hình 7.36. Quạt ngang dòng

# PHỤ LỤC

## Phụ lục 1. Ẩm độ theo Carrier



Phụ lục 2. Đồ thị I-d của không khí ẩm ở  $p_B = 760\text{mmHg}$   
(theo LTG Lufftechische GmbH – CHLB Đức)





# TÀI LIỆU THAM KHẢO

1. *Andrew D. Althouse*. Modern Refrigeration and Air Conditioning. The Goodheart – Willcox 1992.
2. ASHRAE–1985 Fundamentals Handbook (SI), Atlanta, GA 1985.
3. ASHRAE–1989 Fundamentals Handbook (SI), Atlanta, GA 1989.
4. ASHRAE–1993 Fundamentals Handbook (SI), Atlanta, GA 1993.
5. ASHRAE–1986 Handbook – HVAC Systems and Applications.
6. Carrier – System Design Manual.
7. *Kreider Jan F., Ari Rabl*. Heating and Cooling of Buildings (Design for Efficiency). McGraw Hill International Editions, 1994.
8. *Shan K. Wang*. Handbook of Air Conditioning and Refrigeration McGraw Hill, Inc, 1994.
9. Products catalog Carrier.
10. Products catalog Trane.
11. Products catalog York.
12. Products catalog Ciat.
13. Products catalog Daikin.
14. Products catalog Mitsubishi.
15. *P. N. ANANTHANARAYANAN*. Basic Refrigeration and Air Con- ditioning. TATA McGraw Hill, New Delhi 1997.
16. *Nguyễn Đức Lợi*. Tự động hoá hệ thống lạnh. NXB Giáo dục 2000.
17. *Nguyễn Đức Lợi*. Hướng dẫn thiết kế hệ thống lạnh. NXB Khoa học và kỹ thuật, 1999.
18. *Nguyễn Đức Lợi, Phạm Văn Tuỳ*. Kỹ thuật lạnh cơ sở, NXB Giáo dục, 1996.
19. *Nguyễn Đức Lợi, Phạm Văn Tuỳ*. Máy và Thiết bị lạnh. NXB Giáo dục, 1999.
20. *Nguyễn Đức Lợi, Phạm Văn Tuỳ*. Tủ lạnh, máy kem, máy đá, máy điều hoà nhiệt độ. NXB Khoa học và kỹ thuật, 1998.
21. *Hà Đăng Trung, Nguyễn Quân*. Kỹ thuật điều tiết không khí. NXB Khoa học và kỹ thuật. 1997.
22. *Lê Chí Hiệp*. Kỹ thuật điều hoà không khí, NXB Khoa học và kỹ thuật, 1996.
23. Dự thảo Tiêu chuẩn Việt Nam TCVN 5687–2008: Thông gió, điều tiết không khí – sưởi ấm, tiêu chuẩn thiết kế.
24. Tiêu chuẩn Việt Nam TCVN 4088–1985: Số liệu khí hậu dùng trong thiết kế xây dựng.
25. *Trần Ngọc Chấn*. Điều hoà không khí. NXB Xây dựng, 2002.
26. *Bùi Hải, Hà Mạnh Thư, Vũ Xuân Hùng*. Hệ thống điều hoà không khí và thông gió. NXB Khoa học và kỹ thuật, 2001.
27. *Huỳnh Ngọc Dương, Hoàng Đình Tín, Hoàng Chí Thành*. Nguyên lý tự động điều khiển Hệ thống thiết bị lạnh và Điều hoà không khí. NXB Đại học Quốc gia TP. Hồ Chí Minh.
28. *Bùi Hải*. Tự động điều khiển Hệ thống điều hoà không khí.
29. QCVN 09:2005 – Các công trình xây dựng sử dụng năng lượng có hiệu quả. Bộ Xây dựng ban hành.

# MỤC LỤC

## Lời nói đầu

Mở đầu .....	5
Lịch sử phát triển, mục đích và ý nghĩa của điều hoà không khí .....	5

## Chương 1

### CÁC SỐ LIỆU BAN ĐẦU

1.1. Chọn các thông số thiết kế trong nhà .....	9
1.1.1. Nhiệt độ và độ ẩm tiện nghi .....	9
1.1.2. Điều hoà công nghệ .....	12
1.1.3. Tiêu chuẩn gió tươi và số lần thay đổi không khí .....	13
1.1.4. Độ ồn cho phép .....	16
1.2. Chọn thông số thiết kế ngoài nhà .....	17
1.2.1. Chọn cấp điều hoà không khí và hệ số bảo đảm .....	17
1.2.2. Nhiệt độ ngưng tụ .....	21
1.3. Kiến thức cơ bản về không khí ẩm .....	22
1.3.1. Định nghĩa và tính chất của không khí ẩm .....	22
1.3.2. Phân loại không khí ẩm .....	23
1.3.3. Các thông số cơ bản của không khí ẩm .....	24
1.3.4. Đồ thị I-d và t-d của không khí ẩm .....	25
1.3.6. Các quá trình cơ bản của không khí ẩm trên đồ thị i-d .....	28
1.4. Giới thiệu công trình và chọn hệ thống điều hoà phù hợp .....	28
1.5. Các nội dung chính của một đồ án môn học và tốt nghiệp .....	29
1.5.1. Đồ án môn học .....	29
1.5.2. Đồ án tốt nghiệp .....	30

## Chương 2

### PHÂN TÍCH CÁC HỆ THỐNG ĐIỀU HOÀ KHÔNG KHÍ

2.1. Phân loại các hệ thống điều hoà không khí .....	32
2.2. Máy điều hoà phòng RAC .....	38
2.2.1. Máy điều hoà cửa sổ .....	38
2.2.2. Máy điều hoà phòng 2 và nhiều cụm .....	42
2.3. Hệ thống điều hoà [tổ hợp] gọn PAC .....	48
2.3.1. Máy điều hoà hai cụm không ống gió .....	48
2.3.2. Máy điều hoà 2 cụm có ống gió .....	52
2.3.3. Máy điều hoà dàn ngưng đặt xa .....	53
2.3.4. Máy điều hoà lắp mái .....	55
2.3.5. Máy điều hoà nguyên cụm giải nhiệt nước .....	57
2.3.6. Máy điều hoà VRV giải nhiệt gió .....	60
2.3.7. Máy điều hoà VRV giải nhiệt nước .....	64
2.4. Hệ thống điều hoà trung tâm nước .....	65
2.4.1. Khái niệm chung .....	65
2.4.2. Máy làm lạnh nước (WC – Water Chiller) .....	69

2.4.3. Hệ thống nước lạnh, FCU và AHU .....	74
2.4.4. Hệ thống nước giải nhiệt .....	80
2.5. Bảng so sánh các hệ thống điều hoà không khí .....	81
2.6. Lựa chọn hệ thống điều hoà thích hợp cho công trình .....	82

### **Chương 3**

#### **TÍNH CÂN BẰNG NHIỆT ẨM BẰNG PHƯƠNG PHÁP TRUYỀN THỐNG**

3.1. Đại cương .....	89
3.2. Tính cân bằng nhiệt .....	91
3.2.1. Nhiệt toả từ máy móc $Q_1$ .....	91
3.2.2. Nhiệt toả từ đèn chiếu sáng $Q_2$ .....	91
3.2.3. Nhiệt toả từ người $Q_3$ .....	92
3.2.4. Nhiệt toả từ bán thành phẩm $Q_4$ .....	93
3.2.5. Nhiệt toả từ thiết bị trao đổi nhiệt $Q_5$ .....	93
3.2.6. Nhiệt toả do bức xạ mặt trời qua cửa kính $Q_6$ .....	93
3.2.7. Nhiệt toả do bức xạ mặt trời qua bao che $Q_7$ .....	95
3.2.8. Nhiệt toả do rò lọt không khí qua cửa $Q_8$ .....	96
3.2.9. Nhiệt thẩm thấu qua vách $Q_9$ .....	97
3.2.10. Nhiệt thẩm thấu qua trần $Q_{10}$ .....	98
3.2.11. Nhiệt thẩm thấu qua nền $Q_{11}$ .....	98
3.2.12. Nhiệt tổn thất bổ sung do gió và hướng vách $Q_{b_s}$ .....	100
3.2.13. Tính kiểm tra đọng sương trên vách .....	101
3.3. Tính toán lượng ẩm thừa .....	102
3.3.1. Lượng ẩm do người toả .....	102
3.3.2. Lượng ẩm bay hơi từ bán thành phẩm .....	103
3.3.3. Lượng ẩm bay hơi từ sàn ẩm .....	103
3.3.4. Lượng ẩm do hơi nước nóng toả ra .....	104
3.4. Các quá trình cơ bản trên đồ thị I-d .....	104
3.4.1. Cách tra các thông số trên đồ thị I-d .....	104
3.4.2. Quá trình hoà trộn .....	105
3.4.3. Quá trình sưởi ẩm không khí .....	106
3.4.4. Quá trình làm lạnh và khử ẩm .....	106
3.4.5. Quá trình tăng ẩm bằng nước và hơi .....	107
3.5. Thành lập và tính toán sơ đồ điều hoà không khí .....	108
3.5.1. Sơ đồ thẳng .....	108
3.5.2. Sơ đồ tuần hoàn không khí 1 cấp .....	111
3.5.3. Sơ đồ tuần hoàn hai cấp .....	115
3.5.4. Sơ đồ phun ẩm bổ sung trong gian máy .....	117

### **Chương 4**

#### **TÍNH CÂN BẰNG NHIỆT ẨM BẰNG PHƯƠNG PHÁP CARRIER**

4.1. Đại cương .....	122
4.2. Tính nhiệt hiện thừa và nhiệt ẩn thừa .....	123
4.2.1. Nhiệt hiện bức xạ qua kính $Q_{11}$ .....	123
4.2.2. Nhiệt hiện truyền qua mái bằng bức xạ và do $\Delta t$ : $Q_{21}$ .....	138
4.2.3. Nhiệt hiện truyền qua vách $Q_{22}$ .....	142
4.2.4. Nhiệt hiện truyền qua nền $Q_{23}$ .....	145

4.2.5. Nhiệt hiện toả do đèn chiếu sáng $Q_{31}$ .....	146
4.2.6. Nhiệt hiện toả do máy móc $Q_{32}$ .....	146
4.2.7. Nhiệt hiện và ẩn do người toả $Q_4$ .....	148
4.2.8. Nhiệt hiện và ẩn do gió tươi mang vào $Q_{hN}$ và $Q_{aN}$ .....	150
4.2.9. Nhiệt hiện và ẩn do gió lọt $Q_{3h}$ và $Q_{3a}$ .....	150
4.2.10. Các nguồn nhiệt khác .....	152
4.2.11. Xác định phụ tải lạnh .....	153
4.3. Các quá trình cơ bản trên ẩm độ .....	154
4.3.1. Xác định các thông số trạng thái không khí trên ẩm độ .....	154
4.3.2. Quá trình hoà trộn (xem thêm phần 3.4) .....	155
4.3.3. Quá trình sưởi ẩm không khí bằng ẩm dung .....	156
4.3.4. Quá trình làm lạnh và khử ẩm .....	156
4.3.5. Quá trình tăng ẩm bằng nước và hơi .....	157
4.4. Thành lập và tính toán sơ đồ điều hoà không khí .....	158
4.4.1. Sơ đồ tuần hoàn một cấp .....	158
4.4.2. Sơ đồ tuần hoàn 2 cấp .....	171
4.4.3. Sơ đồ thẳng .....	173

### *Chương 5*

#### TÍNH CHỌN MÁY VÀ THIẾT BỊ CỦA HỆ THỐNG ĐIỀU HOÀ KHÔNG KHÍ

5.1. Khái niệm chung .....	177
5.1.1. Ba vấn đề cơ bản .....	177
5.1.2. Hệ số lạnh $\epsilon$ , COP, EER và hệ số lạnh giảm tải IPLV .....	178
5.1.3. Các nhân tố ảnh hưởng đến hệ số COP và IPLV .....	179
5.1.4. Những nhân tố ảnh hưởng tới năng suất lạnh của máy ĐHKK .....	181
5.1.5. Định nghĩa một số loại năng suất lạnh .....	182
5.2. Tính chọn máy ĐHKK phòng RAC (gió/gió) .....	184
5.3. Tính chọn máy điều hoà gọn PAC .....	187
5.3.1. Máy điều hoà gọn PAC giải nhiệt gió (gió/gió) .....	187
5.3.2. Máy điều VRV giải nhiệt gió .....	194
5.3.3. Máy điều hoà PAC giải nhiệt nước (nước/gió) .....	198
5.4. Chọn máy làm lạnh nước WC .....	200
5.4.1. Chọn máy làm lạnh nước giải nhiệt nước WCWC .....	201
5.4.2. Chọn máy làm lạnh nước giải nhiệt gió ACWC .....	203
5.5. Tính chọn tháp giải nhiệt .....	205
5.6. Chọn FCU và AHU .....	211

### *Chương 6*

#### TÍNH TOÁN THIẾT KẾ HỆ THỐNG ĐƯỜNG ỐNG NƯỚC

6.1. Đại cương .....	215
6.1.1. Vật liệu ống .....	215
6.1.2. Tốc độ nước .....	221
6.1.3. Van và các phụ kiện .....	222
6.1.4. Tổn thất áp suất .....	225
6.2. Sơ đồ hệ thống đường ống nước .....	238
6.2.1. Sơ đồ nguyên lý .....	238
6.2.2. Sự phân bố nước không đồng thời .....	242

6.2.3. Các thiết bị phụ.....	246
6.2.4. Sơ đồ lắp đặt đường ống .....	249
6.3. Bơm nước ly tâm .....	262
6.3.1. Khái niệm chung.....	262
6.3.2. Đặc tính bơm.....	263
6.3.3. Tính chọn bơm.....	266
6.3.4. Một số loại bơm ly tâm .....	267

## **Chương 7**

### **TÍNH TOÁN THIẾT KẾ HỆ THỐNG ĐƯỜNG ỐNG GIÓ**

7.1. Khái niệm chung.....	276
7.2. Tổ chức trao đổi không khí trong không gian điều hoà .....	277
7.2.1. Các phòng nhỏ.....	277
7.2.2. Các không gian lớn và phức tạp.....	280
7.3. Các thiết bị phụ của đường ống gió.....	283
7.3.1. Chóp gió.....	284
7.3.2. Phin lọc gió.....	284
7.3.3. Van gió.....	285
7.3.4. Van chặn lửa .....	286
7.3.5. Bộ sưởi không khí .....	287
7.3.6. Hộp điều chỉnh lưu lượng.....	288
7.3.7. Hộp tiêu âm.....	289
7.3.8. Miệng thổi, miệng hút.....	289
7.4. Tính toán hệ thống ống gió bằng phương pháp đồ thị.....	294
7.4.1. Khái niệm chung.....	294
7.4.2. Lựa chọn tốc độ không khí đi trong ống .....	295
7.4.3. Đường kính tương đương.....	296
7.4.4. Xác định tổn thất áp suất ống gió bằng đồ thị.....	299
7.4.5. Phương pháp thiết kế đường ống gió .....	307
7.4.6. Ví dụ tính toán đường ống gió theo phương pháp ma sát đồng đều .....	310
7.5. Tính toán hệ thống ống gió bằng phương pháp bảng số.....	312
7.5.1. Khái niệm chung.....	312
7.5.2. Lựa chọn tốc độ không khí đi trong ống .....	313
7.5.3. Thông số kỹ thuật đường ống gió.....	314
7.5.4. Tổn thất áp suất trên đường ống gió .....	315
7.5.5. Ví dụ tính toán đường ống gió bằng phương pháp bảng số.....	318
7.6. Tính chọn quạt .....	322
7.6.1. Khái niệm chung.....	322
7.6.2. Quạt ly tâm .....	326
7.6.3. Quạt hướng trục.....	329
7.6.4. Quạt ngang dòng (quạt lồng sóc) .....	332
PHỤ LỤC.....	333
TÀI LIỆU THAM KHẢO .....	335
MỤC LỤC .....	336

*Chịu trách nhiệm xuất bản :*  
Chủ tịch HĐQT kiêm Tổng Giám đốc NGÔ TRẦN ÁI  
Phó Tổng Giám đốc kiêm Tổng biên tập NGUYỄN QUÝ THAO

*Tổ chức bản thảo và chịu trách nhiệm nội dung :*  
Chủ tịch HĐQT kiêm Giám đốc Công ty CP Sách ĐH-DN TRẦN NHẬT TÂN

*Biên tập nội dung và sửa bản in :*  
TRẦN NGỌC KHÁNH

*Trình bày bìa :*  
NGUYỄN KHOA GIÁP

*Thiết kế sách và chế bản :*  
TRINH THỰC KIM DUNG

---

## **GIÁO TRÌNH THIẾT KẾ HỆ THỐNG ĐIỀU HOÀ KHÔNG KHÍ**

**Mã số: 7B738Y9 – DAI**

In 1.000 bản (QĐ : 14), khổ 16 x 24 cm. In tại Nhà in Đại học Quốc Gia Hà Nội.

Địa chỉ : 16 Hàng Chuối, Hà Nội.

Số ĐKKH xuất bản : 161 - 2009/CXB/15 - 208/GD.

In xong và nộp lưu chiểu tháng 3 năm 2009.

9. Nhiệt dung riêng	1 kcal/ kg°C = 4,187 kJ/ kgK 1Btu/ lb°F = 4,187 kJ/ kgK
10. Công suất, dòng nhiệt	1 kGm/ s = 9,81 W = 9,81 J/s 1 mã lực PS = 735,5 W 1 mã lực HP = 1,0139 PS = 745,7 W 1 kcal/h = 1,163 W 1 Btu/ h = 0,293W 1 USA ton of refrigeration (TR) = 12000Btu/h = 3024kcal/h = 3516 W
11. Hệ số dẫn nhiệt	1 kcal/mh °C = 1,163 W/mK 1 Btu in./ft.°h.F deg = 0.144 W/mK 1 Btu/ft.h.F deg = 1,731 W/mK
12. Hệ số tỏa nhiệt : Hệ số truyền nhiệt	1 kcal/m²h°C = 1,163 W/m²K 1 Btu/sq ft.h.F deg = 5,68 W/m²K
13 Hệ số dẫn ẩm	1 perm = 5,7 .10 <sup>-6</sup> kg/ m²s bar
14. Hệ số dẫn nhiệt độ	1 m <sup>2</sup> /h = 278.10 <sup>-6</sup> m <sup>2</sup> /s 1 sq.ft /h = 25,8 .10 <sup>-6</sup> m <sup>2</sup> /s
15 Độ nhớt động lực $\mu$	1 cP (Centipoise) = 0,001 Ns/m <sup>2</sup> hoặc kg/ms 1kGs/m <sup>2</sup> = 9,81 Ns/m <sup>2</sup> hoặc kg/ms 1 lb/ft.h. = 0,413.10 <sup>-3</sup> Ns/m <sup>2</sup> hoặc kg/ms 1lb/ft see. = 1,490 Ns/m <sup>2</sup> hoặc kg/ms
16 Độ nhớt động V	1 cSt (Centistokes) = 10 <sup>-6</sup> m <sup>2</sup> /s 1 sq. ft./h = 25,8. 10 <sup>-6</sup> m <sup>2</sup> /s 1 sq ft /see = 0,0929 m <sup>2</sup> /s
17.Nhiệt độ	°C = (°F - 32) .(5/9) °K = °C + 273,15

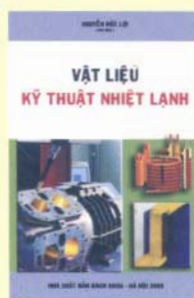
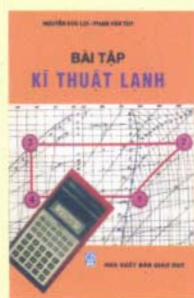
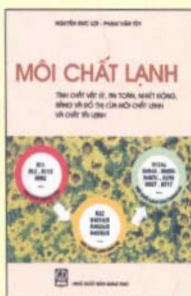
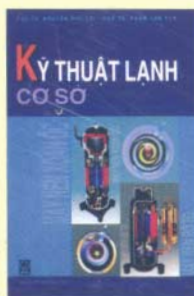
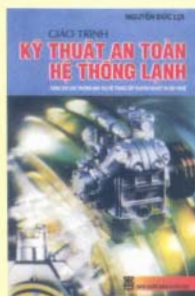
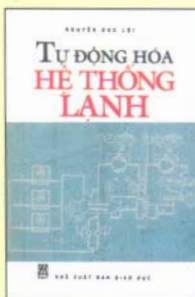
## HỆ SỐ THẬP PHÂN

Hệ số	Tiếp đầu ngữ theo SI	Ký hiệu	Hệ số	Tiếp đầu ngữ theo SI	Ký hiệu
10 <sup>18</sup>	exa	E	10 <sup>-1</sup>	deci	d
10 <sup>15</sup>	peta	P	10 <sup>-2</sup>	centi	c
10 <sup>12</sup>	tera	T	10 <sup>-3</sup>	mili	m
10 <sup>9</sup>	giga	G	10 <sup>-6</sup>	micro	$\mu$
10 <sup>6</sup>	mega	M	10 <sup>-9</sup>	nano	n
10 <sup>3</sup>	kilo	k	10 <sup>-12</sup>	pico	p
10 <sup>2</sup>	hecto	h	10 <sup>-15</sup>	femto	f
10 <sup>1</sup>	decta	da	10 <sup>-18</sup>	alto	a



CÔNG TY CỔ PHẦN SÁCH ĐẠI HỌC DẠY NGHỀ  
**HEVOBCO**  
Địa chỉ: 25 Hàn Thuyên, Hà Nội

**TÌM ĐỌC GIÁO TRÌNH CHO CÁC TRƯỜNG ĐÀO TẠO  
HỆ ĐẠI HỌC - TRUNG CẤP CHUYÊN NGHIỆP - DẠY NGHỀ  
CỦA NHÀ XUẤT BẢN GIÁO DỤC**



Bạn đọc có thể tìm mua tại các Công ty Sách - Thiết bị trường học ở các địa phương hoặc Cửa hàng sách của Nhà xuất bản Giáo dục:

Tại Hà Nội: 25 Hàn Thuyên, 187B Giảng Võ, 23 Tràng Tiền.

Tại Đà Nẵng: 15 Nguyễn Chí Thanh

Tại Tp. Hồ Chí Minh: 240 Trần Bình Trọng, Quận 5.



**Giá: 42.000đ**