

# Ý NGHĨA CỦA COP, PIC VÀ IPLV TRONG TIẾT KIỆM NĂNG LƯỢNG CỦA MÁY ĐIỀU HOÀ KHÔNG KHÍ

PGS. TS. Nguyễn Đức Lợi

## 1. COP và ý nghĩa của COP trong tiết kiệm năng lượng

COP là hệ số hiệu quả năng lượng (Coefficient Of Performance) tương đương với hệ số lạnh  $\epsilon$  và cả hệ số nhiệt  $\phi$  trong các giáo trình kỹ thuật lạnh của Việt nam. Để phân biệt hệ số lạnh và hệ số nhiệt của bơm nhiệt người ta dùng thêm kí hiệu chân cooling là lạnh và heating là nhiệt hay sưởi ấm.

$COP_{cooling} = (\text{Năng suất lạnh hữu ích thu được ở dàn bay hơi } Q_o) / (\text{Điện năng tiêu tốn } N), \text{ kW/kW};$  (1)

$COP_{heating} = COP_{cooling} + 1 = (\text{Năng suất nhiệt hữu ích thu được ở dàn ngưng}) / (\text{Điện năng tiêu tốn}), \text{ kW/kW}.$  (2) (Tài liệu Anh Mỹ hay dùng tấn lạnh RT/kW).

COP cho trong các catalog là hệ số hiệu quả khi máy vận hành ở 100% tải. COP của một máy lạnh hoặc một máy ĐHKK càng cao thì máy tiết kiệm năng lượng càng nhiều. Thường sử dụng COP tiêu chuẩn để so sánh. Nghĩa là đối với hệ thống lạnh 1 cấp thì nhiệt độ bay hơi là  $-15^{\circ}\text{C}$ , nhiệt độ ngưng tụ là  $+30^{\circ}\text{C}$ ; Hệ thống lạnh 2 cấp tương ứng là  $-35^{\circ}\text{C}$  và  $+35^{\circ}\text{C}$ ; và hệ thống ĐHKK giải nhiệt gió là nhiệt độ trong nhà  $+27^{\circ}\text{C}$  và ngoài trời là  $+35^{\circ}\text{C}$ . Lưu ý: COP đôi khi còn được kí hiệu là **EER (Energy Efficiency Ratio)** hoặc **CER (Cooling Efficiency Ratio)** với đơn vị là Btu/h/W.

## 2. PIC và cách tính % tiết kiệm điện năng

PIC (Power input per Capacity - Công suất tiêu thụ trên năng suất lạnh) là chỉ số tiêu thụ điện và được tính theo biểu thức sau:

$$PIC = N/Q_o = 1/COP \quad (3)$$

Có thể tính % tiết kiệm điện năng tiêu thụ giữa 2 máy có chỉ số tiêu thụ điện năng  $\epsilon$  khác nhau theo biểu thức sau:

$$\epsilon = (PIC_1 - PIC_2) / PIC_1 \quad (4)$$

Do  $PIC = 1/COP$  nên cũng có thể tính  $\epsilon$  theo biểu thức:

$$\epsilon = (COP_2 - COP_1) / COP_2 \quad (5)$$

**Ví dụ 1:** Máy điều hoà không khí VRVIII 18HP có  $COP = 2,99 \text{ kW/kW}$  và máy VRVIII 8HP có  $COP = 4,27 \text{ kW/kW}$ . Hỏi máy 8HP tiết kiệm được bao nhiêu phần trăm điện năng so với máy 18HP?

**Giải:**  $COP_1 = 2,99, COP_2 = 4,27$ . Thay các giá trị vào biểu thức (5) được:

$$\epsilon = (4,27 - 2,99) / 4,27 \cdot 100\% = 30\%.$$

**Trả lời:** Khi sử dụng máy 8HP sẽ tiết kiệm được khoảng 30% so với máy 18HP.

### 3. IPLV và ý nghĩa của IPLV trong tiết kiệm năng lượng

IPLV (Integrated Part Load Value) là giá trị vận hành non tải tích hợp. Chúng tôi đề nghị gọi IPLV là hệ số non tải hoặc hệ số tích hợp.

Theo thông kê của ARI (Air Conditioning and Refrigeration Institute) của Mỹ thì ở Mỹ các hệ thống ĐHKK thực tế chỉ vận hành 1% thời gian trong năm ở 100% tải, còn 99% là vận hành ở chế độ non tải, cụ thể 42% thời gian chạy ở 75% tải, 45% thời gian chạy ở 50% tải và 12% thời gian chạy ở 25% tải. Chính vì vậy tiêu chuẩn ARI 550/590 quy định lấy IPLV làm tiêu chuẩn đánh giá hiệu quả năng lượng của hệ thống lạnh và ĐHKK thay cho COP. IPLV được tính như sau:

$$\text{IPLV} = 0,01A + 0,42B + 0,45C + 0,12D, \text{ kW/kW hoặc RT/kW.} \quad (6)$$

trong đó A,B,C,D là COP ở 100%, 75%, 50% và 25% tải.

Người ta còn tính IPLV theo chỉ số điện tiêu thụ PIC (Power Input per Capacity) đơn vị kW điện tiêu tốn /kW năng suất lạnh (hoặc kW/RT) như sau:

$$\text{IPLV} = \frac{1}{\frac{0,01}{A} + \frac{0,42}{B} + \frac{0,45}{C} + \frac{0,12}{D}}, \text{ kW/kW (hoặc kW/TR)} \quad (7)$$

trong đó A,B,C,D là chỉ số điện tiêu thụ PIC ở 100%, 75%, 50% và 25% tải.

Như vậy, IPLV có thể là COP giảm tải lại cũng có thể là PIC giảm tải. Chính vì vậy, cần phải lưu ý khi tra dữ liệu từ catalog về bản chất cũng như đơn vị của IPLV.

Cũng theo ARI550/590 thì các hệ số của A,B,C,D là khác nhau đối với điều kiện thời tiết khác nhau và loại công trình khác nhau. Để đơn giản hệ số tính ARI chỉ chia ra 4 nhóm hệ số như sau: Về thời tiết ARI chia ra vùng có nhiệt độ ngoài trời bằng và cao hơn  $-17,8^{\circ}\text{C}$  ( $0^{\circ}\text{F}$ ) và vùng có nhiệt độ ngoài trời bằng và cao hơn  $12,8^{\circ}\text{C}$  ( $55^{\circ}\text{F}$ ). Về loại công trình ARI chia ra công trình chỉ hoạt động trong giờ hành chính (làm việc 5 ngày 1 tuần và 8 giờ mỗi ngày) và loại công trình hoạt động liên tục (7 ngày 1 tuần và 24 giờ mỗi ngày). Nhiệt độ ngoài trời không bao giờ xuống đến  $-17,8^{\circ}\text{C}$  nên đối với Việt nam chỉ cần dùng 2 nhóm hệ số cho 2 loại công trình chạy theo giờ hành chính và chạy liên tục như sau:

- Chạy theo giờ hành chính như công sở...:  $\text{IPLV} = 0,018A + 0,501B + 0,481C + 0D$ ;

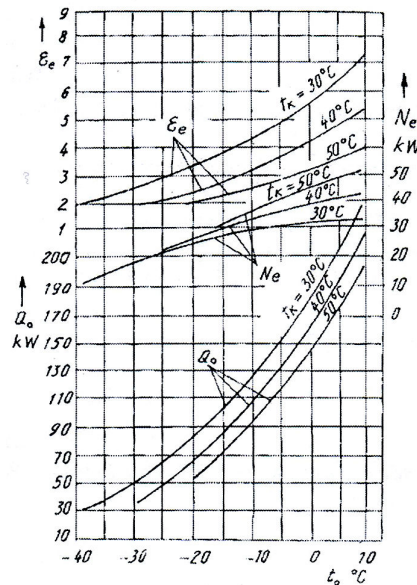
- Chạy liên tục như khách sạn...:  $\text{IPLV} = 0,012A + 0,423B + 0,565D + 0C$ .

Lưu ý: IPLV đôi khi còn được kí hiệu là **SEER (Seasonal Energy Efficiency Ratio)** với đơn vị là Btu/h/W.

### 4. Các nhân tố ảnh hưởng đến COP

Hệ số hiệu quả năng lượng COP phụ thuộc vào rất nhiều yếu tố khác nhau như:

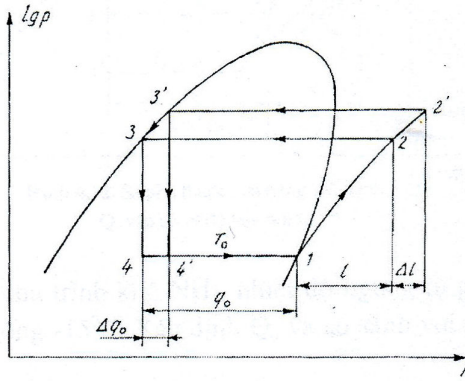
- Độ hoàn thiện của máy nén,
- Độ tương thích giữa các thiết bị trong hệ thống lạnh như máy nén, dàn ngưng, dàn bay hơi, van tiết lưu, đường ống, các thiết bị phụ...
- Công nghệ và vật liệu mới (máy nén biến tần, van tiết lưu điện tử, các thiết bị tự động hoá hiện đại...)
- Điều kiện lắp đặt đúng tiêu chuẩn (lắp đặt, hút chân không, nạp dầu, nạp ga đúng tiêu chuẩn...)
- Điều kiện vận hành hợp lý.
- Đặc biệt, COP phụ thuộc rất nhiều vào nhiệt độ ngưng tụ và nhiệt độ bay hơi. Đường cong mô tả  $COP = f(t_k, t_0)$  là 1 trong 4 đường đặc tính của máy nén  $Q_0 = f(t_k, t_0)$ ;  $N_e = f(t_k, t_0)$ ;  $\varepsilon = f(t_k, t_0)$  và  $I = f(t_k, t_0)$ . Sau đây sẽ giới thiệu về sự phụ thuộc đó (xem hình 1.1).



Hình 1. Các đường đặc tính của máy nén

## 5. COP phụ thuộc vào nhiệt độ ngưng tụ

Như hình 1 đã giới thiệu, năng suất lạnh của máy nén lạnh không phải không đổi mà luôn thay đổi theo nhiệt độ ngưng tụ và nhiệt độ bay hơi. Năng suất lạnh tăng và công tiêu tốn giảm khi nhiệt độ ngưng tụ giảm. Như vậy giảm được đến 2 lần do giảm theo nhiệt độ ngưng tụ giảm và giảm do năng suất lạnh tăng. Hình 2 giới thiệu sự phụ thuộc của năng suất lạnh riêng khối lượng  $q_0$ , kJ/kg, và công nén riêng  $l$ , kJ/kg, khi nhiệt độ ngưng tụ thay đổi với  $COP = q_0/l$ .



Hình 2. Sự phụ thuộc của  $q_0$  và  $l$  vào nhiệt độ ngưng tụ

Có thể tính nhanh gần đúng nhờ biểu thức tính COP của chu trình Carnot như sau:

$$COP_c = T_0 / (T_k - T_0) \quad (8)$$

Giả sử máy lạnh hoạt động ở chế độ tiêu chuẩn nên nhiệt độ bay hơi là  $T_0 = 273 - 15 = 258K$ , nhiệt độ ngưng tụ là  $T_k = 273 + 30 = 303K$ , hiệu nhiệt độ là  $30 - (-15) = 45K$ . Thay vào biểu thức (3.50) được hệ số hiệu quả năng lượng ở chế độ vận hành tiêu chuẩn là:

$$COP_c = 258 / 45 = 5,73.$$

Giả sử nhiệt độ bay hơi không đổi, nhưng nhiệt độ ngưng tụ giảm xuống 1K thì COP sẽ là:

$$COP_c = 258 / 44 = 5,86.$$

Như vậy khi nhiệt độ ngưng tụ giảm xuống 1K thì COP đã tăng thêm  $(5,86 - 5,73) / 5,73 = 2,27\%$ , đồng nghĩa với việc điện năng tiêu tốn giảm được 2,27%. Từ kết luận trên, để tiết kiệm điện năng tiêu thụ cần phải hạ nhiệt độ ngưng tụ xuống đến mức thấp nhất có thể được như:

#### Đối với dàn giải nhiệt gió:

- Chọn dàn ngưng tụ có đủ diện tích trao đổi nhiệt, kiểm tra diện tích TĐN, nếu thiếu phải bổ sung hoặc thay dàn khác.
- Định kỳ vệ sinh dàn ngưng tụ,
- Loại bỏ các trở ngại ở lối ra và lối vào của luồng gió giải nhiệt, đảm bảo luồng gió giải nhiệt phải hoàn toàn thông thoáng, không bị gió quẩn, không để dàn hít phải gió nóng từ các dàn ngưng khác,
- Chọn vị trí lắp dàn phù hợp, không bị ánh nắng mặt trời chiếu vào, không bị ảnh hưởng của các nguồn nhiệt, không lắp gần bếp, không lắp gần các nguồn khí thải độc hại, ăn mòn, không bị bí gió, không lắp ngược chiều gió vì khi có gió quạt sẽ bị giảm lưu lượng...

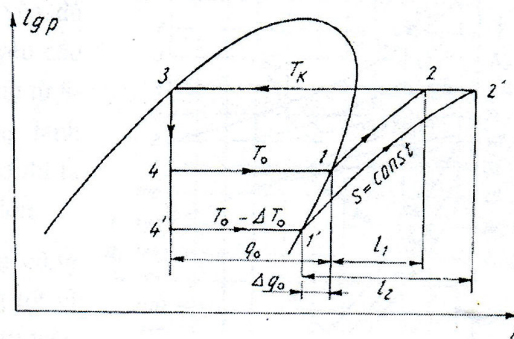
- Thường xuyên kiểm tra quạt và lưu lượng gió của quạt.

### Đối với bình ngưng giải nhiệt nước:

- Chọn dàn ngưng tụ có đủ diện tích trao đổi nhiệt, kiểm tra diện tích TĐN, nếu thiếu phải bổ sung hoặc thay dàn khác.
- Định kỳ vệ sinh ống trao đổi nhiệt của bình ngưng tụ,
- Định kỳ kiểm tra bơm và lưu lượng nước qua bơm cho bình ngưng và tháp giải nhiệt,
- Kiểm tra khí không ngưng trong hệ thống, xả khí không ngưng nếu cần, đặc biệt đối với máy lạnh amôniac phải xả khí không ngưng định kỳ,
- Kiểm tra, vệ sinh tháp giải nhiệt, bơm quạt tháp giải nhiệt, khối đệm và chất lượng nước giải nhiệt...
- Kiểm tra và xả dầu, xả lỏng cho bình ngưng để các ống trao đổi nhiệt không bị ngập trong lỏng...

### 6. COP phụ thuộc vào nhiệt độ bay hơi

Theo hình 1 năng suất lạnh của máy lạnh cũng tăng khi nhiệt độ bay hơi tăng. Hình 3 giới thiệu sự phụ thuộc của năng suất lạnh riêng  $q_0$  và công nén  $l$  vào nhiệt độ bay hơi với  $COP = q_0/l$ .



Hình 3. Sự phụ thuộc của  $q_0$  và  $l$  vào nhiệt độ bay hơi

Tương tự như trên, ở đây chúng ta sẽ tính gần đúng sự tăng của COP khi nhiệt độ bay hơi tăng lên 1K nhờ biểu thức (1.8). Nhiệt độ bay hơi tăng 1K nghĩa là  $T_0 = 259K$  và hiệu nhiệt độ sẽ là  $30 - (-14) = 44K$ . Vậy:

$$COP_c = 259/44 = 5,89.$$

Như vậy, khi nhiệt độ bay hơi tăng lên 1K thì COP tăng thêm  $(5,89 - 5,73)/5,73 = 2,79\%$ , đồng nghĩa với việc điện năng tiêu tốn giảm được 2,79%.

**Nhận xét:** Tiết kiệm năng lượng khi tăng nhiệt độ bay hơi lên 1K cao hơn khi giảm nhiệt độ ngưng tụ xuống 1K. Vì vậy tăng nhiệt độ bay hơi để tiết kiệm năng lượng có ý nghĩa hơn khi giảm nhiệt độ ngưng tụ. Chính vì vậy, hiệu nhiệt độ trao đổi nhiệt cho thiết bị bay hơi ( $\Delta t_o = 8\div 10K$ ) thường thấp hơn của thiết bị ngưng tụ ( $\Delta t_k = 13\div 17K$ ) đối với máy điều hoà không khí.

Để tiết kiệm năng lượng cần phải nâng nhiệt độ bay hơi lên đến mức cao nhất có thể được như:

**Đối với dàn bay hơi làm lạnh không khí trực tiếp:**

- Chọn dàn bay hơi có đủ diện tích trao đổi nhiệt, kiểm tra diện tích TĐN, nếu thiếu phải bổ sung hoặc thay dàn khác.
- Định kỳ vệ sinh dàn bay hơi,
- Định kỳ xả băng cho dàn bay hơi hoặc tự động xả băng hiệu quả theo nhu cầu,
- Định kỳ kiểm tra sự vận hành của quạt và lưu lượng gió.

**Đối với bình bay hơi làm lạnh chất tải lạnh:**

- Chọn bình bay hơi có đủ diện tích trao đổi nhiệt, kiểm tra diện tích TĐN, nếu thiếu phải bổ sung hoặc thay dàn khác,
- Định kỳ vệ sinh bình bay hơi, kiểm tra sự ứ dầu, xả và thổi sạch dầu nếu cần bởi vì màng dầu là lớp cản trở trao đổi nhiệt làm tăng hiệu nhiệt độ trao đổi nhiệt, làm tăng tiêu tốn điện năng.
- Định kỳ kiểm tra bơm chất tải lạnh và lưu lượng chất tải lạnh qua bơm. Lưu lượng giảm sẽ làm tăng hiệu nhiệt độ trao đổi nhiệt và làm tăng tiêu tốn điện năng.
- Đối với bình bay hơi kiểu ngập lỏng, cần điều chỉnh đúng mức lỏng yêu cầu. Mức lỏng cao làm tăng nguy cơ va đập thủy lực, mức lỏng thấp làm giảm khả năng trao đổi nhiệt của bình dẫn đến tăng điện năng tiêu tốn.

**7. COP và IPLV của các hệ thống lạnh giải nhiệt gió, dàn bay hơi trực tiếp**

Đối với các hệ thống này COP và IPLV cho trong catalog là tương đối chuẩn xác với COP và IPLV thực của hệ thống sau khi đã lắp đặt vì hầu như tất cả các thiết bị tiêu thụ điện năng đã được tính đến khi thử nghiệm trong phòng năng lượng kế calorimet.

**8. COP và IPLV của hệ chiller**

Đối với hệ thống chiller giải nhiệt nước, trong catalog của chiller thường chỉ có COP và IPLV của chiller nên khi tính toán COP và IPLV thực của hệ thống ta phải tính đến các thiết bị tiêu tốn điện năng khác như bơm nước lạnh, bơm nước giải nhiệt, quạt của tháp giải nhiệt cũng như quạt các dàn lạnh...

Đối với hệ thống chiller giải nhiệt gió thì chỉ cần tính đến bơm nước lạnh và quạt dàn lạnh vì hệ thống này không có bơm nước giải nhiệt và quạt tháp giải nhiệt.

## 9. Ví dụ so sánh COP và IPLV cho hệ VRV và hệ chiller cho 1 toà nhà ở Hà nội

### a) Điều kiện để so sánh COP và IPLV

Để có thể so sánh, đánh giá công bằng được COP và IPLV giữa các hệ thống ĐHKK, người ta phải ấn định một điều kiện vận hành chung cho tất cả các hệ thống tham gia đánh giá hiệu quả năng lượng. Trường hợp khó có điều kiện vận hành chung, ví dụ máy thì giải nhiệt gió, máy thì giải nhiệt nước, máy thì làm lạnh nước, máy thì làm lạnh không khí trực tiếp thì vẫn phải quy về mặt bằng thử nghiệm chung như nhiệt độ ngoài trời khô 35°C, ướt 24°C, nhiệt độ trong nhà khô 27°C, ướt 19°C rồi từ đó suy ra các điều kiện vận hành của từng máy. Bảng 1 giới thiệu các điều kiện tiêu chuẩn của ARI 550/590. Do hầu hết các nhà sản xuất trên thế giới đều chấp nhận và thử nghiệm các thiết bị máy móc của mình theo tiêu chuẩn ARI nên rất thuận lợi khi sử dụng các số liệu từ catalog để so sánh vì không cần phải tính toán hiệu chỉnh, ngay cả khi đã làm tròn nhiệt độ khi chuyển từ °F sang °C.

Bảng 1. Các điều kiện tiêu chuẩn của ARI để so sánh COP của các hệ thống ĐHKK

Nhiệt độ để tính IPLV	Tính từ °F	Lấy tròn theo °C
Bình bay hơi		
100% tải, nhiệt độ nước lạnh ra (LWT)	6,7°C	7°C
0% tải, LWT	6,7°C	7°C
lưu lượng	0,043 l/s/kW	
Bình ngưng giải nhiệt nước		
100% tải, nhiệt độ nước vào (EWT)	29,4°C	30°C
75% tải, EWT	23,9°C	24°C
50% tải, EWT	18,3°C	18°C
25% tải, EWT	18,3°C	18°C
lưu lượng	0,054 l/s/kW	
Dàn ngưng giải nhiệt gió		
100% tải, nhiệt độ khô vào (EDB)	35,0°C	35°C
75% tải, EDB	26,7°C	27°C
50% tải, EDB	18,3°C	18°C
25% tải, EDB	12,8°C	13°C

Căn cứ vào bảng 1 cũng như chuẩn nhiệt độ trong nhà khô 27°C, ướt 19°C có thể tiến hành tính toán để so sánh COP cũng như IPLV của 2 hệ chiller và VRV.

## **b) Giới thiệu công trình làm ví dụ tính COP và IPLV**

Đó là công trình toà nhà tháp đôi 27 tầng ở Mỹ Đình Hà Nội (xem hình 4.).

Hình 4. Toà nhà tháp đôi ở Mỹ Đình Hà nội

Tháp A và B (2 tháp) của toà nhà đều có chiều cao 27 tầng, khối C có 8 tầng là khu nối giữa tháp A và B. Tầng 1, 2 của tháp A và B dùng để cho thuê kinh doanh dịch vụ. Tầng 3 đến 27 của cả 2 tháp A và B (trừ tầng 18 của tháp A và tầng 17 của tháp B là tầng dịch vụ) sử dụng làm văn phòng làm việc. Toàn bộ khối C dùng làm văn phòng hội nghị, hội thảo, nhà hàng. Hai tầng hầm dùng làm gara với sức chứa 618 xe ô tô và 268 xe máy. Tổng diện tích xây dựng 76.790m<sup>2</sup>. Tổng diện tích điều hoà 40.637m<sup>2</sup>. Tổng năng suất lạnh yêu cầu là 10.800kW.

## **c) COP và IPLV của hệ VRV**

Phương án sử dụng hệ điều hoà VRV có một số đặc tính cơ bản sau:

- VRV có bơm nhiệt hai chiều nóng lạnh, môi chất R410A
- Tổng công suất dàn nóng 3856HP (2836kW) với 105 tổ dàn nóng
- Tổng năng suất lạnh danh định theo ARI là 10.620 kW
- Sử dụng thiết bị thông gió thu hồi nhiệt HRV để cấp gió tươi.
- Hiệu chỉnh năng suất lạnh theo chiều dài đường ống ga, chênh lệch độ cao giữa dàn nóng và dàn lạnh cũng như theo tỉ lệ kết nối theo biểu thức (5.9) tài liệu [1] được hệ số hiệu chỉnh gần bằng 1 nên năng suất lạnh thực vẫn là 10.620 kW. Do đó COP thực ở 100 tải lấy đúng bằng COP cho trong catalog kỹ thuật:

- Hệ VRV thông thường COP = 3,17 kW/kW

- Hệ VRV hiệu suất cao COP = 4,27 kW/kW.

### **Tính IPLV**

Muốn tính được IPLV phải biết được COP chạy non tải ở 75%, 50% và 25%. Theo catalog kỹ thuật của Daikin, có thể tính được COP ở 100%, 90%, 80%, 70%,



60% và 50% theo điều kiện ngoài nhà từ 10 đến 39°C, trong nhà 27°C, ướt 19°C nhờ hai giá trị năng suất lạnh tổng TC và điện năng tiêu thụ PI. Ở đây lấy tổ 16HP làm đại diện. Theo tiêu chuẩn ARI, tính COP ở 75% tải nhiệt độ ngoài nhà 27°C ( nội suy từ 80% và 70%); tính COP 50% tải nhiệt độ ngoài nhà 18°C và COP 25% ở 13°C. Vì Daikin không cho số liệu ở 25% tải nên phải lấy gần đúng theo [6] là COP 25% tải bằng COP 80% tải. Các kết quả được giới thiệu trên bảng 2.

Bảng 2. COP của hệ VRVIII thường và hiệu suất cao

	VRV III thường	VRV III hiệu suất cao
COP ở 100% tải	3,17	4,27
	4,64	6,26
	5,84	7,84
	4,53	6,10
IPLV tính theo (3)	5,15	6,93

#### d) COP và IPLV của hệ Chiller giải nhiệt nước

Giải pháp công nghệ của hệ thống Chiller giải nhiệt nước này như sau:

Hệ thống này dùng 3 Chiller giải nhiệt nước máy nén li tâm ga R123 năng suất lạnh là 3516 kW (1000 RT) mỗi máy. Tổng năng suất lạnh của 3 máy là: 10.548kW. Do thiếu lạnh nên phải bố trí thêm 01 chiller giải nhiệt gió, máy nén trực vít ga R134 năng suất lạnh 302,4kW (86RT).

Theo catalog của nhà chế tạo, chiller li tâm không biến tần có COP = 6,31kW/kW; IPLV = 0,472kW/RT còn chiller trực vít giải nhiệt gió có COP = 2,57kW/kW. Việc sưởi ấm mùa đông do một nồi hơi đun nước nóng bằng dầu DO, công suất 2000kW đảm nhận.

Tổng năng suất lạnh là  $Q_0 = 10.850\text{kW}$ . Công suất động cơ lắp đặt cho chiller li tâm là 621kW nhưng từ COP = 6,31 ta tính được công nén hữu ích  $Ne = Q_0/\text{COP} = 557,2\text{kW}$ . Chiller giải nhiệt gió có  $Ne = 118\text{kW}$ .

- Cấp gió tươi bằng quạt thông gió bình thường.

Các thiết bị khác của hệ chiller gồm:

- Tổng công suất bơm nước lạnh: 410kW ( sơ cấp 3 x 45kW + thứ cấp 4 x 65kW+ bơm nước lạnh cho chiller giải nhiệt gió 15kW).

- Tổng công suất quạt dàn lạnh là: 325,026 kW (4AHUx11kW+42FCUx453W+471FCUx394W+ 396FCUx193W)

- Tổng công suất ba bơm nước giải nhiệt: 240kW( 3 x 75kW+01 bơm cấp 15 kW)

- Tổng công suất quạt tháp giải nhiệt là 3.22kW=66kW

- Ghi chú: ở đây chưa tính đến bơm nước bổ sung, bơm xử lý nước, bơm nước lọc, bơm nước phòng máy chỉ sử dụng định kỳ.

Do phòng Calorimet đo COP của Chiller li tâm chỉ đo năng suất lạnh từ dòng nước lạnh vào 12<sup>0</sup>C và ra 7<sup>0</sup>C từ bình bay hơi với điện tiêu thụ của chiller nên COP = 6,31 chưa phải là COP thực của hệ thống. Muốn tính được COP thực của hệ thống ta phải tính được năng suất lạnh tại phòng điều hoà nghĩa là phải tính được năng suất lạnh tinh và điện tiêu thụ bổ sung từ các thiết bị khác của hệ thống như bơm quạt. Năng suất lạnh tinh bằng năng suất lạnh lý thuyết trừ đi công suất bơm nước lạnh và công suất của các quạt dàn lạnh. Còn công suất bổ sung là công suất của tất cả các thiết bị như bơm quạt các loại. COP thực của hệ thống có thể được tính gần đúng theo biểu thức sau:

$$COP_t = \frac{Q_o - (N_1 + N_2)}{N_e + N_1 + N_2 + N_3 + N_4}$$

$N_e$  – Công suất máy nén:  $(3 \times 557,2) + 118 = 1789,6kW$

$N_1$  – Tổng công suất bơm nước lạnh: 410kW.

$N_2$  – Tổng công suất của dàn lạnh AHU và FCU = 325kW

$N_3$  – Tổng công suất bơm nước giải nhiệt = 240kW

$N_4$  – Tổng công suất quạt tháp giải nhiệt = 66kW

$$COP_t = \frac{10.850 - (410 + 325)}{1789,6 + 410 + 325 + 240 + 66} = 3,57kW/kW$$

Theo Catalog:  $IPLV = 1/0,472 = 2,1186RT/kW = 7,449kW/kW$ . Đây cũng là giá trị lý thuyết. Có thể tính toán gần đúng giá trị thực theo tỉ lệ giảm COP ở 100% từ 6,31 xuống 3,57 sẽ được  $IPLV_t = 4,21kW/kW$ .

Bảng 3 giới thiệu kết quả tính và so sánh COP và IPLV giữa hệ chiller và VRV.

**Bảng 3.** So sánh COP va IPLV của hệ VRVIII và hệ chiller

Hệ số		Chiller li tâm	VRV III thường	VRV III hiệu suất cao
COP ở 100% tải		3,57	3,17	4,27
IPLV	kW/kW	4,21	5,15	6,93
	So sánh HQNL	100%	122%	165%
PIC	kW/kW	0,238	0,194	0,144
	So sánh	100%	82%	61%
	% tiết kiệm điện	0%	18%	39%

#### e) Kết luận

- Chiller li tâm không biến tần có COP lí thuyết là 6,31 nhưng COP thực của cả hệ thống chỉ còn 3,57 giảm gần một nửa.

- Theo bảng 3, dự VRV III thường có COP nhỏ hơn hệ Chiller li tâm (3,17 và 3,57) nhưng nhờ có biến tần, nên IPLV của VRV III thường vẫn cao hơn hệ Chiller đến 22%, tiết kiệm điện năng tới 18%.

- Hệ VRV III hiệu suất cao có COP lớn hơn hệ Chiller (4,27 và 3,57), và cũng nhờ có biến tần IPLV cao gấp rưỡi hệ Chiller, hiệu quả năng lượng cao hơn tới 65% và tiết kiệm điện năng tới 39% so với hệ chiller.

- Theo [2] thì HRV có thể tiết kiệm được 9 đến 13% năng suất lạnh tùy theo công trình. Nếu tính cả hiệu quả năng lượng do hệ thống thông gió thu hồi nhiệt HRV mang lại thì các hệ VRV có khả năng tiết kiệm năng lượng cao hơn nữa.

Từ các phân tích trên có thể rút ra kết luận là hệ VRV hiệu suất cao có thể tiết kiệm được năng lượng từ 30% đến 50% so với hệ chiller không biến tần.

### **Tài liệu tham khảo**

1. Nguyễn Đức Lợi: Giáo trình thiết kế hệ thống điều hoà không khí – Nhà xuất bản Giáo dục 2009.
2. Nguyễn Đức Lợi, Lê Minh Nguyên: Phân tích đánh giá các giải pháp tiết kiệm năng lượng trong ĐHKK qua ba loại công trình tiêu biểu. Tạp chí KHKT Nhiệt tháng 9/2007, tr. 18 ÷ 20.
3. Nguyễn Đức Lợi: Giáo trình Kỹ thuật Lạnh, NXB Bách khoa Hà nội 2008.
4. Nguyễn Đức Lợi: Bài tập tính toán kỹ thuật Lạnh, NXB Bách khoa Hà nội 2008.
5. Quy chuẩn xây dựng Việt Nam QCVN 09:2005 – Các công trình xây dựng sử dụng năng lượng có hiệu quả - Bộ xây dựng ban hành tháng 9/2005.
6. ARI 550/590 (Tiêu chuẩn về ĐHKK của Viện lạnh Mỹ).
7. Sakamoto (Deputy Direktor of the Heat Pump and Thermal Storage of Japan): Introduction of high – efficiency heat pump and thermal storage system in Japan. Proceedings of the 2<sup>nd</sup> Japan – Vietnam workshop on Energy Efficiency for Buildings – Application of Heat pump and Thermal storage Technologies 6-2009
8. Souzan Nicolas: Energy Saving Approach in Modern A/C VRV System. Proceedings of the 2<sup>nd</sup> Japan – Vietnam workshop on Energy Efficiency for Buildings – Application of Heat pump and Thermal storage Technologies 6-2009
9. Lê Nguyên Minh: Phương pháp xác định tiêu thụ điện của chiller trong hệ thống ĐHKK trung tâm công suất lớn. Tạp chí Xây dựng 7 -2006.
10. VRV VIII – Daikin catalog
11. Chiller - Trane catalog