

# Mô hình hoá chu trình lạnh: Ứng dụng mô phỏng hệ thống điều hoà không khí

## Refrigeration cycle modelling: Application for simulating air conditioning system

Đặng Hoàng Anh<sup>1,\*</sup>, Đặng Văn Bình<sup>2,\*</sup>

<sup>1</sup>*Viện Công nghệ HaUI, Trường Đại học Công nghiệp Hà Nội*

<sup>2</sup>*Phòng Khoa học Công nghệ, Trường Đại học Công nghiệp Hà Nội*

*\*Email: danghoanganh@hau.edu.vn; dangbinh86nxb@gmail.com*

*Mobile: 0986187086; 0978877682*

---

### Tóm tắt

#### Từ khóa:

Chu trình lạnh; Mô hình hoá và mô phỏng; HVAC; Truyền nhiệt; Nhiệt động học.

Chu trình lạnh hoạt động theo nguyên lý nhiệt động học, cho phép vận chuyển nhiệt lượng từ “nguồn lạnh” sang “nguồn nóng”, trong khi nhiệt lượng di chuyển tự nhiên từ môi trường có nhiệt độ cao hơn sang môi trường có nhiệt độ thấp hơn. Nhờ vào tính chất này mà yếu tố tiện nghi nhiệt trong toà nhà có thể được đảm bảo như mát vào mùa hè và ấm áp vào mùa đông. Trong bài báo này, mô hình chu trình lạnh được xây dựng dựa trên chu trình nhiệt động học và trao đổi nhiệt của chu trình lạnh đặc trưng trong hệ thống điều hoà không khí. Mô hình được ứng dụng để mô phỏng hệ thống điều hoà sử dụng trong platform PREDIS MHI tại trung tâm thí nghiệm kỹ thuật điện Grenoble (G2Elab) trong khuôn khổ dự án HOMES hợp tác với Schneider Electric và CIAT.

### Abstract

#### Keywords:

Refrigeration cycle; Modelling and simulation; HVAC; Heat transfer; Thermodynamics.

Refrigeration cycle is a thermodynamic cycle that transfer heat energy from a cold space to a warmer one, while thermal energy is naturally absorbed from higher temperature environment and released to lower temperature space. Therefore, the thermal comfort in building could be established during climate extreme condition in summer and winter. In this paper, theoretical thermodynamic cycle and heat transfer is studied to refrigeration cycle in air conditioning system. In fact, this model is applied for simulating HVAC system of PREDIS MHI platform in Grenoble Electrical Engineering Laboratory (G2Elab) in framework of HOMES project with cooperation of Schneider Electric and CIAT.

Ngày nhận bài: 20/7/2018

Ngày nhận bài sửa: 12/9/2018

Ngày chấp nhận đăng: 15/9/2018

---

## 1. GIỚI THIỆU

Việt Nam đang là một trong những nền kinh tế tăng trưởng năng động nhất khu vực Đông Nam Á. Tuy hiện mới có chưa đến một phần ba dân số sống ở đô thị nhưng tỷ lệ này đang nhanh

chóng thay đổi. Dân số đô thị dự tính sẽ tăng với tốc độ bình quân 1,9% mỗi năm. Tính đến năm 2035 sẽ có tới hơn 50% dân số của Việt Nam sống ở các trung tâm đô thị. Khi số lượng dân cư, cơ sở sản xuất, doanh nghiệp ở đô thị tăng thì số lượng công trình cần xây dựng thêm cũng sẽ tăng để đáp ứng kịp nhu cầu. Điều này góp phần dẫn tới nhu cầu sử dụng năng lượng tăng gấp nhiều lần từ đầu thế kỷ XXI cho tới nay [1].

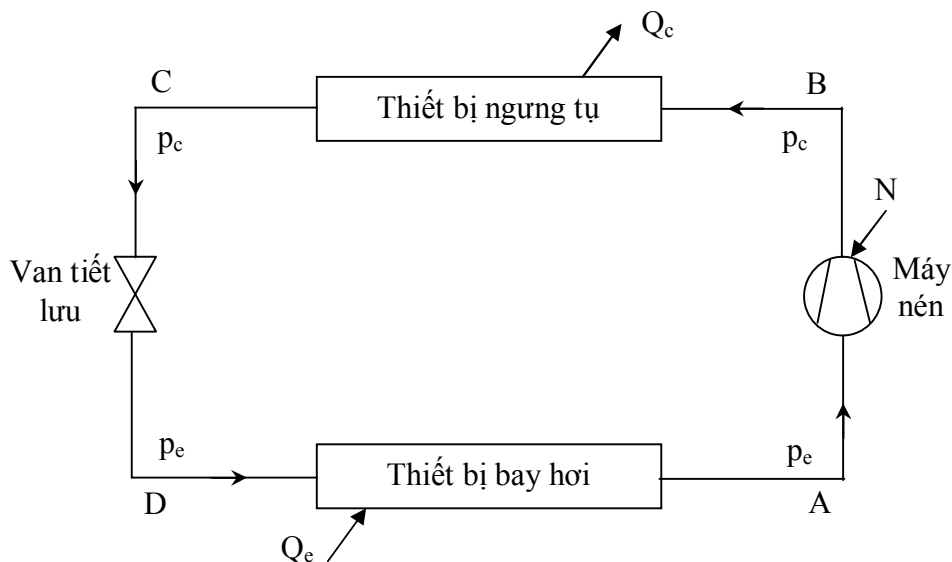
Hệ thống điều hòa không khí (ĐHKK) là một trong những nguồn tiêu thụ năng lượng chủ trong các tòa nhà. Theo kết quả điều tra, gần 50% nhu cầu năng lượng được sử dụng cho việc cung cấp tiện nghi nhiệt trong nhà ở các tòa nhà thương mại [2]. Ở Mỹ, hệ thống điều hòa không khí và thông gió chiếm hơn 50% năng lượng sử dụng cho các tòa nhà [3]. Tại Ấn Độ, các hệ thống điều hòa không khí chiếm 32% lượng điện tiêu thụ trong các tòa nhà [4]. Hơn 70% năng lượng tiêu thụ trong các tòa nhà là để sử dụng cho hệ thống làm mát ở Trung Đông [5]. Ở Việt Nam, các hệ thống điều hòa không khí tiêu tốn 50 - 60% tổng công suất điện tiêu thụ trong các công trình dân sinh cũng như các tòa nhà thương mại, văn phòng, khách sạn,... [6].

Điều này chứng tỏ hệ thống ĐHKK là đối tượng hàng đầu cần được quan tâm, nghiên cứu và ứng dụng các giải pháp sử dụng hiệu quả và tiết kiệm năng lượng, hướng tới giảm tiêu thụ năng lượng trong các công trình xây dựng.

Hướng tới mô tả và làm chủ hoạt động của hệ thống ĐHKK, bài báo này trình bày nghiên cứu về mô hình hoá chu trình lạnh - đối tượng chính trong hệ thống ĐHKK. Mô hình chu trình lạnh được xây dựng dựa trên chu trình nhiệt động học và trao đổi nhiệt của hệ bơm nhiệt đặc trưng trong hệ thống điều hoà không khí. Mô hình được ứng dụng để mô phỏng hệ thống điều hoà sử dụng trong platform PREDIS MHI tại trung tâm thí nghiệm kỹ thuật điện Grenoble (G2Elab) trong khuôn khổ dự án HOMES hợp tác với Schneider Electric và CIAT [7].

## 2. PHƯƠNG PHÁP NGHIÊN CỨU

### 2.1. Nguyên lý của chu trình lạnh



**Hình 1.** Sơ đồ nguyên lý của chu trình lạnh

Theo quy luật, nhiệt lượng truyền một cách từ nơi có nhiệt độ cao hơn sang nơi có nhiệt độ thấp hơn. Tuy nhiên, chu trình lạnh hoạt động theo nguyên lý nhiệt động lực học, giúp truyền

nhệt lượng từ nơi có nhiệt độ thấp hơn sang nơi có nhiệt độ cao hơn. Chu trình lạnh về cơ bản bao gồm các thành phần chính là: máy nén, thiết bị ngưng tụ, van tiết lưu và thiết bị bay hơi. Sơ đồ nguyên lý của chu trình lạnh như hình 1.

Quá trình truyền nhiệt từ nguồn lạnh ( $Q_c$ ) sang nguồn nóng ( $Q_e$ ) của chu trình lạnh được thực hiện trong chu trình nhiệt động học kín cụ thể:

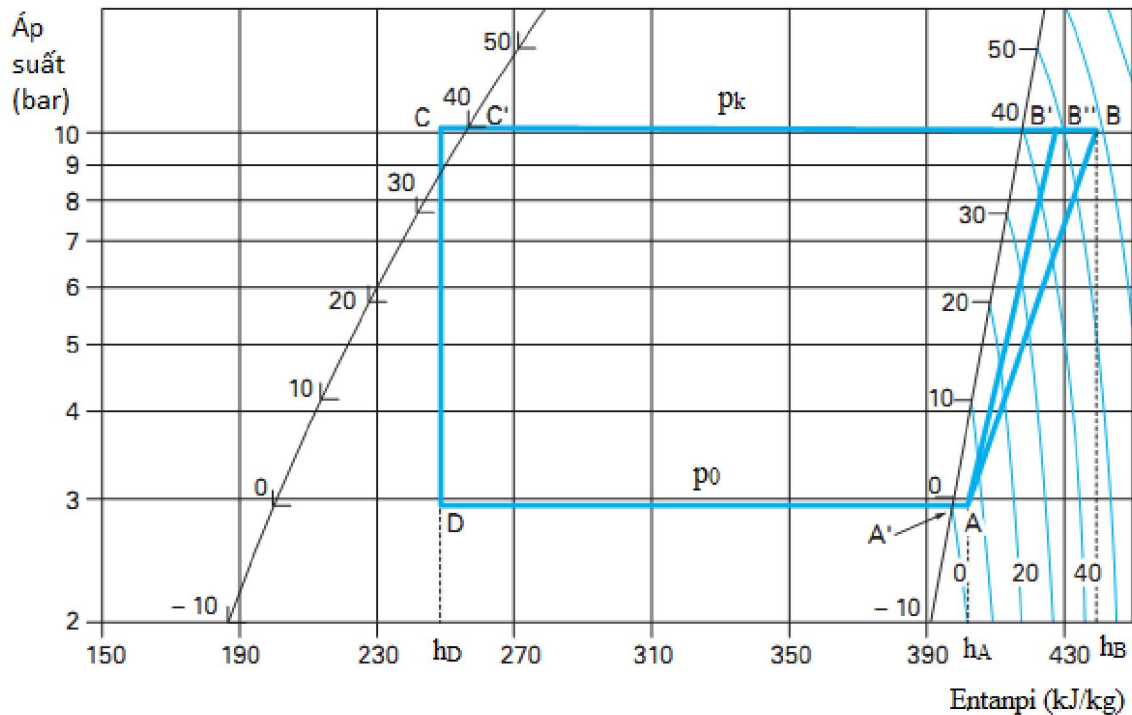
- Quá trình nén đoạn nhiệt AB: Môi chất lạnh (ở dạng hơi) ở điểm A có nhiệt độ bay hơi  $t_e$ , áp suất bay hơi  $p_e$  qua máy nén được nén đoạn nhiệt lên trạng thái B có nhiệt độ ngưng tụ  $t_c$ , áp suất ngưng tụ  $p_c$ . Máy nén sẽ tiêu thụ công là N.
- Quá trình ngưng tụ BC: Hơi môi chất sau khi ra khỏi máy nén (điểm B) có nhiệt độ cao, áp suất cao đi qua thiết bị ngưng tụ. Tại đây, hơi môi chất sẽ nhả nhiệt cho môi trường (không khí hoặc nước nước làm mát có nhiệt độ thấp hơn nhiệt độ môi chất). Qua đó, môi chất chuyển từ trạng thái hơi sang trạng thái lỏng bão hòa.
- Quá trình tiết lưu CD: Môi chất lạnh sau khi qua thiết bị ngưng tụ (điểm C) ở trạng thái lỏng bão hòa có áp suất  $p_c$ , nhiệt độ  $t_c$  sẽ đi qua van tiết lưu. Tại van tiết lưu, môi chất lỏng thực hiện quá trình tiết lưu đẳng entanpi giảm áp suất và nhiệt độ về giảm áp suất  $p_e$ , nhiệt độ  $t_e$ . Môi chất lạnh tại điểm D là hỗn hợp của pha lỏng và hơi có khối lượng thay đổi tùy thuộc vào mức độ giảm nhiệt độ, áp suất của chất lỏng và nhiệt độ bay hơi.
- Quá trình bay hơi DA: Môi chất lạnh sau khi ra khỏi van tiết lưu (điểm D) sẽ đi qua thiết bị bay hơi, tại đây môi chất lạnh nhận nhiệt từ không gian cần làm lạnh (hoặc chất tải lạnh) để thực hiện quá trình hóa hơi đến trạng thái A ban đầu. Và sau đó chu trình được lặp lại.

## 2.2. Phương pháp mô phỏng

Chu trình lạnh có thể được ứng dụng vào thực tế ở hai chế độ là làm lạnh (máy lạnh) và sưởi ấm (bơm nhiệt). Nhiều nghiên cứu trước đây [8, 9, 10] đã đưa ra các mô hình theo phương pháp số và/hoặc phương pháp giải tích cho phép mô hình hoá hoạt động của bơm nhiệt đạt tính chính xác cao. Tuy nhiên những dạng mô hình này thường rất phức tạp, đòi hỏi chuyên môn sâu về lĩnh vực nhiệt để sử dụng và cấu hình cho các trường hợp nghiên cứu khác nhau. Trong khi đó đối với các nghiên cứu liên quan tới vấn đề sử dụng năng lượng trong toà nhà, yêu cầu sử dụng mô hình không quá phức tạp, cấu hình mô hình vừa phải và phải có khả năng ghép nối với các mô hình hệ thống khác trong toà nhà (dự án PREDIS và HOMES). Để đáp ứng yêu cầu này, phương pháp mô hình hóa nguyên lý hoạt động của chu trình lạnh bằng cách khai thác lõi tính toán dưới dạng "hộp đen" kết hợp với phương giải tích được đề xuất nghiên cứu và phát triển.

### 2.2.1. Chu trình nhiệt động học

Chu trình thực tế của chu trình lạnh có thể được biểu diễn bằng đồ thị lgp-h như hình 2 [11]. với các điểm làm việc chính A, B, C, D. Trên đồ thị này, chúng ta có thể quan sát sự tăng nhiệt độ (quá nhiệt) của môi chất lạnh để hoàn toàn chuyển sang dạng hơi trước khi đi vào máy nén (đoạn A'A), và việc giảm nhiệt độ (quá lạnh) của môi chất lạnh để chuyển pha hoàn toàn sang dạng lỏng (đoạn C'C). Quá trình làm mát hơi quá nhiệt sau máy nén (đoạn BB'). Điểm B'' là điểm hơi môi chất sau khi nén có tính đến hiệu suất nén đoạn nhiệt của máy nén.



**Hình 2.** Đồ thị mô tả chu trình nhiệt động học của bơm nhiệt sử dụng môi chất lạnh R134a

Bằng cách phân tích sự thay đổi về entanpi ( $h$ ) của các điểm làm việc trong đồ thị  $lgp-h$ , có thể xác định nhiệt lượng được trao đổi của môi chất lạnh và công nén cần thiết của máy nén:

$$\begin{aligned} Q_0 &= \dot{m}(h_{A'} - h_D) \\ N &= \dot{m}(h_B - h_A) \\ Q_k &= Q_0 + N = \dot{m}(h_B - h_C) = \dot{m}(h_B - h_D) \end{aligned} \quad (1)$$

và, hiệu năng của chu trình lạnh trong các điều kiện làm nóng và làm lạnh được tính toán như sau:

$$\begin{aligned} COP_{\text{làm nóng}} &= \frac{Q_c}{\eta N} = \frac{h_B - h_C}{h_B - h_A} \\ COP_{\text{làm mát}} &= \frac{Q_o}{\eta N} = \frac{h_{A'} - h_D}{h_B - h_A} \end{aligned} \quad (2)$$

Trong đó,  $\eta$  là hiệu suất của máy nén.

Việc xác định các tham số của các điểm làm việc trong chu trình nhiệt động từ đồ thị  $lgp-h$  có thể được thực hiện một cách tự động thông qua khai thác các hàm tính toán của bộ thư viện được phát triển bởi hãng “SOLVAY Chemical”. Hình 3 mô tả việc khai thác các hàm tính toán này trên nền phần mềm MS Excel.

Exsample for using REF_CALC in MS EXCEL		
1. Enter value:		Refrigerant= R134a Temperature T = 273,15 K Pressure p = 180000 Pa Specific Volume v = 0,2 m³/kg
2. Function calls:		
Nr.	Function	Function call (Exsample) Result
0	Version Number	=SOL_revision() 102,00 g/mol
1	Molar Mass	=SOL_molmas(\$D\$2) 0,00 K
2	Triple Point	=SOL_freez(\$D\$2) 374,21 K
3	Critical Temperature	=SOL_tc(\$D\$2) 4056000,0 Pa
4	Critical Pressure	=SOL_pc(\$D\$2) 1,941E-03 m³/kg
5	Critical Volume	=SOL_vc(\$D\$2) 292909,4 Pa
6	Boiling point Pressure p'(T)	=SOL_p_b(\$D\$2:\$D\$3) 292909,4 Pa
7	Dew point Pressure p''(T)	=SOL_p_d(\$D\$2:\$D\$3) 260,43 K
8	Temperature of boiling point t'(p)	=SOL_t_b(\$D\$2:\$D\$4) 260,43 K
9	Temperature of dew point t''(p)	=SOL_t_d(\$D\$2:\$D\$4) 7,718E-04 m³/kg
10	Spec. Volume, liquid, v'(T)	=SOL_v_l(\$D\$2:\$D\$3) 1,167E-01 m³/kg
11	Spec. Volume, vapour, v(T,p)	=SOL_v_v(\$D\$2:\$D\$3:\$D\$4) 107617,1 Pa
12	Pressure, vapour, p(T,v)	=SOL_p_v(\$D\$2:\$D\$3:\$D\$5) 445,62 K
13	Temperature, Vapour, T(p,v)	=SOL_t_v(\$D\$2:\$D\$4:\$D\$5) 200000,0 J/kg
14	Spec. Enthalpy, liquid, h'(T)	=SOL_h_l(\$D\$2:\$D\$3) 400132,3 J/kg
15	Spec. Enthalpy, vapour, h(T,p)	=SOL_h_v(\$D\$2:\$D\$3:\$D\$4) 402296,4 J/kg
16	Spec. Enthalpy, vapour, h(T,v)	=SOL_h_v(\$D\$2:\$D\$3:\$D\$5) 1000,0 J/(kg K)
17	Spec. Entropy, liquid, s'(T)	=SOL_s_l(\$D\$2:\$D\$3) 1769,5 J/(kg K)
18	Spec. Entropy, vapour, s(T,p)	=SOL_s_v(\$D\$2:\$D\$3:\$D\$4) 1817,5 J/(kg K)
19	Spec. Entropy, vapour, s(T,v)	=SOL_s_v(\$D\$2:\$D\$3:\$D\$5) 273,15 K
20	Temperature, vapour, T(p,s)	=SOL_f_entro(\$D\$2:\$D\$4:\$D\$26) 273,15 K
21	Temperature, vapour, T(p,h)	=SOL_f_entha(\$D\$2:\$D\$4:\$D\$23) 1336,7 J/(kg K)
22	Spec. Heat cap., liquid, c <sub>v</sub> '(T)	=SOL_cp_l(\$D\$2:\$D\$3) 756,7 J/(kg K)
23	Spec. Heat cap., vapour, c <sub>v</sub> '(T,p)	=SOL_cv_v(\$D\$2:\$D\$3:\$D\$4) 741,9 J/(kg K)
24	Spec. Heat cap., vapour, c <sub>v</sub> '(T,v)	=SOL_cv_v(\$D\$2:\$D\$3:\$D\$5) 872,0 J/(kg K)
25	spec. Heat cap., Vapour, c <sub>p</sub> '(T,p)	=SOL_cp(\$D\$2:\$D\$3:\$D\$4) 841,9 J/(kg K)
26	Spec. Heat cap., vapour, c <sub>p</sub> '(T,v)	=SOL_cp_v(\$D\$2:\$D\$3:\$D\$5) 1,149E-02 N/m
27	Surface tension, liquid, σ(T)	=SOL_sigma_l(\$D\$2:\$D\$3) 9,421E-02 W/(m K)
28	Thermal Cond., liquid, λ(T)	=SOL_lambda_l(\$D\$2:\$D\$3) 1,180E-02 W/(m K)
29	Thermal Cond., vapour, λ(T,p)	=SOL_lambda_v(\$D\$2:\$D\$3:\$D\$4) 1,0840 -
30	Adiabatic Exponent, vapour, κ(T,p)	=SOL_kappa(\$D\$2:\$D\$3:\$D\$4) 1,1130 -
31	Adiabatic Exponent, vapour, κ(T,v)	=SOL_kappa_v(\$D\$2:\$D\$3:\$D\$5) 150,9 m/s
32	Velocity of Sound, vapour, vs(T,p)	=SOL_vs(\$D\$2:\$D\$3:\$D\$4) 2,728E-04 Pa s
33	Dynamic Viscosity, liquid, η(T)	=SOL_visc_l(\$D\$2:\$D\$3) 1,086E-05 Pa s
34	Dynamic Viscosity, vapour, η(T,p)	=SOL_visc_v(\$D\$2:\$D\$3:\$D\$4)

Hình 3. Các hàm tính toán của bộ thư viện phát triển bởi “SOLVAY Chemicals”

Để xác định được các điểm làm việc trong chu trình nhiệt động học, cần xác định các tham số đầu vào cần thiết như: nhiệt độ ngưng tụ ( $T_k$ ), nhiệt độ bay hơi ( $T_0$ ), nhiệt độ đầu hút máy nén tại điểm A ( $T_A = T_0 + \Delta T_{qn}$ ,  $\Delta T_{qn}$  là độ quá nhiệt), nhiệt độ vào van tiết lưu tại điểm C ( $T_C = T_k - \Delta T_{ql}$ ) và hiệu suất nén đoạn nhiệt ( $\eta_i$ ). Trong đó, 3 tham số  $\Delta T_{qn}$ ,  $\Delta T_{ql}$ ,  $\eta_i$  được cho trước và hai tham số đầu phụ thuộc vào hoạt động cụ thể của chu trình lạnh. Hai tham số này sẽ được xác định từ việc phối hợp với mô hình thiết bị trao đổi nhiệt sẽ được trình bày ở phần kế tiếp.

Áp suất ngưng tụ ( $p_k$ ) và áp suất bay hơi ( $p_0$ ) được xác định bởi hàm SOL\_p\_b (hoặc SOL\_p\_d) phụ thuộc vào giá trị nhiệt độ. Ngoài ra, để tính toán Elthanpy và nhiệt độ của các điểm hoạt động trong sơ đồ Mollier, một số hàm sau được khai thác vào quá trình tính toán:

- SOL\_h\_v(T,p) cho phép tính toán Entanpi tại một điểm môi chất lạnh ở thể khí trên sơ đồ Mollier dựa trên nhiệt độ và áp suất tại điểm đó.

- SOL\_s\_v(T,p) cho phép tính toán Entropy tại một điểm môi chất lạnh ở thể khí trên sơ đồ Mollier dựa trên nhiệt độ và áp suất tại điểm đó.

- SOL\_f\_entro(p,s) cho phép tính toán nhiệt độ tại một điểm môi chất lạnh ở thể khí trên sơ đồ Mollier dựa trên giá trị áp suất và entropy tại điểm đó.

- SOL\_f\_entha(p,h) cho phép tính toán nhiệt độ tại một điểm môi chất lạnh ở thể khí trên sơ đồ Mollier dựa trên giá trị áp suất và entanpi tại điểm đó.

Entanpi và nhiệt độ của các điểm hoạt động trong đồ thị lgp-h được tính như sau:  
 Enthalpy và nhiệt độ tại điểm A:

$$\begin{aligned} h_A &= \text{SOL\_h\_v}(T_0 + \Delta T_{qn}, p_0) \\ T_A &= T_0 + \Delta T_{qn} \end{aligned} \quad (3)$$

Entropy (s) tại điểm A và điểm B''':

$$s_A = s_{B'''} = \text{SOL\_s\_v}(T_0 + \Delta T_{qn}, p_0) \quad (4)$$

Nhiệt độ tại điểm B''':

$$T_{B'''} = \text{SOL\_f\_entro}(p_k, s_{B'''}) \quad (5)$$

Entanpi tại điểm B''':

$$h_{B'''} = \text{SOL\_h\_v}(T_{B'''}, p_k) \quad (6)$$

Enthalpy và nhiệt độ tại điểm B:

$$\begin{aligned} h_B &= h_A + \frac{h_{B'''} - h_A}{\eta_i} \\ T_B &= \text{SOL\_f\_entra}(p_k, h_B) \end{aligned} \quad (7)$$

Enthalpy và nhiệt độ tại điểm C và D:

$$\begin{aligned} h_C = h_D &= \text{SOL\_h\_l}(T_k - \Delta T_{ql}, p_k) \\ T_C &= T_k - \Delta T_{ql} \\ T_D &= T_0 \end{aligned} \quad (8)$$

Với các tham số  $\Delta T_{qn}$ ,  $\Delta T_{ql}$  và  $\eta_i$  được cho trước, lưu lượng của môi chất lạnh được xác định như sau:

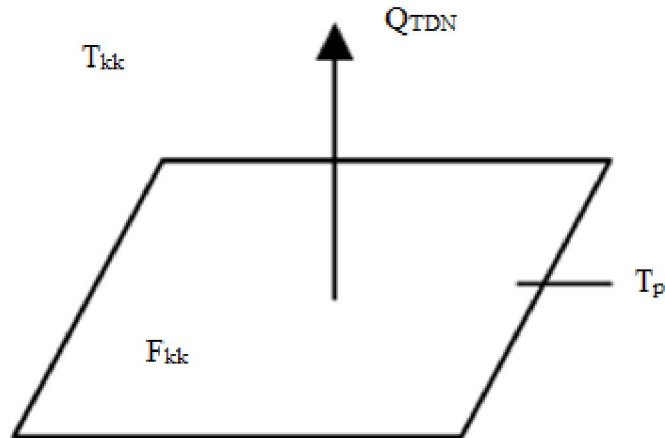
$$\dot{m} = \frac{Q_k}{h_B(T_0) - h_C(T_0, T_k)} = \frac{Q_0}{h_A(T_0) - h_D(T_0, T_k)} = \frac{N}{h_B(T_0) - h_A(T_0)} \quad (9)$$

### 2.2.2. Trao đổi nhiệt với môi trường

Để thực có thể thực hiện được việc truyền nhiệt từ nguồn lạnh sang nguồn nóng bằng chu trình nhiệt động học, môi chất lạnh cần phải được trao đổi nhiệt với môi trường nguồn lạnh và nguồn nóng thông qua thiết bị trao đổi nhiệt. Các hình thức trao đổi nhiệt chính hiện nay là trao đổi nhiệt trực tiếp với không khí và trao đổi nhiệt qua chất tải lạnh (phổ biến là sử dụng nước).

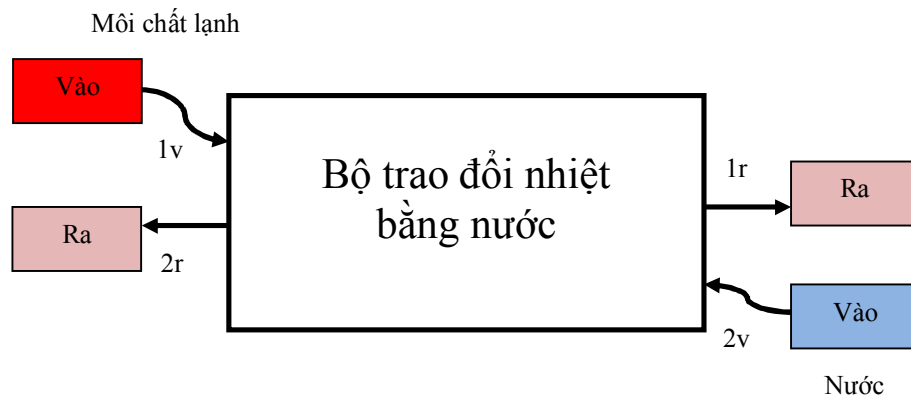
Đối với bộ trao đổi nhiệt trực tiếp với không khí, dựa trên trao đổi nhiệt đối lưu tự nhiên hoặc cưỡng bức bằng quạt gió. Cơ chế truyền nhiệt này được mô tả thông qua định luật Newton về trao đổi nhiệt [12] giữa bề mặt tiếp xúc có nhiệt độ  $T_p$  và không khí có nhiệt độ  $T_{kk}$ .

$$Q_{TDNkk} = \alpha_{kk} F_{kk} (T_p - T_{kk}) \quad (10)$$



Hình 4. Trao đổi nhiệt bằng khí

Đối với trao đổi nhiệt thông qua chất tải lạnh (nước), môi chất lạnh trao đổi nhiệt với nước theo hai phương thức thuận chiều hoặc ngược chiều.



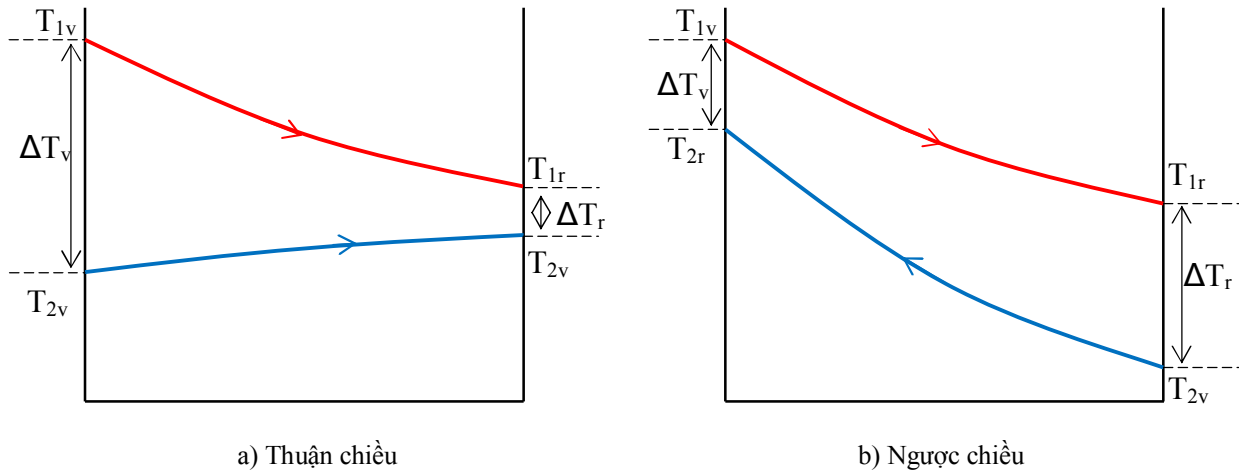
Hình 5. Thiết bị trao đổi nhiệt bằng nước ngược chiều

$$Q_{TDNn} = \alpha_n F_n \Delta T_m$$

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_r - \Delta T_v}{\ln \left[ \frac{\Delta T_r}{\Delta T_v} \right]} : \text{độ chênh nhiệt độ trung bình logarit} \quad (11)$$

Thuận chiều	Ngược chiều
$\Delta T_r = T_{1r} - T_{2r}$	$\Delta T_r = T_{1r} - T_{2v}$
$\Delta T_v = T_{1v} - T_{2v}$	$\Delta T_v = T_{1v} - T_{2r}$

Sự biến thiên nhiệt độ, độ chênh nhiệt độ của thiết bị trao đổi nhiệt ngược chiều và thuận chiều được biểu diễn như hình 6.



**Hình 6.** Biến thiên và chênh lệch nhiệt độ của thiết bị trao đổi nhiệt thuận chiều, ngược chiều

Kết hợp phương trình (10)/(11) với phương trình (9) cho phép tính được tham số nhiệt độ ngưng tụ  $T_k$  và nhiệt độ bay hơi  $T_0$ , từ đó suy ra được các điểm làm việc trong chu trình nhiệt động học và tính toán được công suất điện cần thiết cũng như hiệu năng hoạt động COP của chu trình lạnh.

### 3. ỨNG DỤNG VÀO MÔ PHỎNG ĐHKH 2 CHIỀU CIAT AQUALIS 33H

ĐHKH CIAT Aqualis 33H là loại điều hoà 2 chiều trao đổi nhiệt dạng không khí/nước cho phép sưởi hoặc làm mát môi trường bên trong tòa nhà thông qua đường ống nước và giải nhiệt ra không khí bên ngoài dựa vào đối lưu gió cưỡng bức. Ở chế độ sưởi, thiết bị truyền nhiệt từ không khí bên ngoài vào hệ thống nước tuần hoàn. Ở chế độ làm mát, nhiệt lượng đi theo chiều ngược lại. ĐHKH CIAT Aqualis 33H là loại điều hòa được sử dụng rất phổ biến cho mục đích dân dụng tại Cộng hòa Pháp. Nhóm tác giả lựa chọn ĐHKH CIAT Aqualis 33H để tính toán, mô phỏng trong nghiên cứu này.

Để thực hiện mô phỏng trong Matlab/Simulink, bộ thư viện "SOLVAY Chemicals" đã được tích hợp vào C++ S-function, một dạng hàm mô phỏng trong Simulink cho phép tự thiết lập một block dựa trên ngôn ngữ lập trình Matlab. Hàm mô phỏng này cho phép tính toán dựa trên các điểm làm việc của chu trình nhiệt động học. Phối hợp phương trình (9) với các phương trình trao đổi nhiệt (10) và (11), chúng ta có một hệ thống gồm hai phương trình với hai biến chưa biết ( $T_k, T_0$ ):

$$\frac{Q_k}{h_B(T_0) - h_C(T_0, T_k)} = \frac{Q_0}{h_A(T_0) - h_D(T_0, T_k)} \quad (12)$$



$$Q_{TDN} = \alpha_{kk} F_{kk} (T_p(T_o, T_k) - T_{air})$$

Chế độ sưởi  
( $Q_c$  cho trước)

$$T_{nv} = T_{nr} - \frac{Q_k}{\dot{m}_n C_{pn}}$$

$$Q_{TDNkk} = Q_0$$

$$Q_{TDNn} = Q_k = \alpha_n F_n \frac{\Delta T_r - \Delta T_v}{\ln \left[ \frac{\Delta T_r}{\Delta T_v} \right]}$$

$$T_p(T_o, T_k) = (T_A(T_o) + T_D(T_o, T_k))/2$$

$$T_{lv} = T_B(T_o); T_{lr} = T_C(T_o, T_k)$$

Chế độ làm mát  
( $Q_e$  cho trước)

$$T_{nv} = T_{nr} + \frac{Q_0}{\dot{m}_n C_{pn}}$$

$$Q_{TDNkk} = Q_k$$

$$Q_{TDNn} = Q_k = \alpha_n F_n \frac{\Delta T_r - \Delta T_v}{\ln \left[ \frac{\Delta T_r}{\Delta T_v} \right]}$$

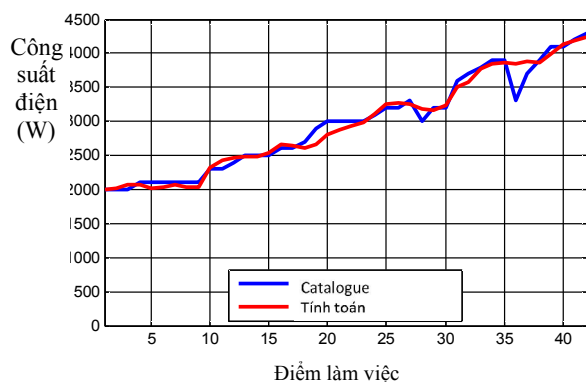
$$T_p(T_o, T_k) = (T_B(T_o) + T_C(T_o, T_k))/2$$

$$T_{lv} = T_D(T_o, T_k); T_{lr} = T_A(T_o)$$

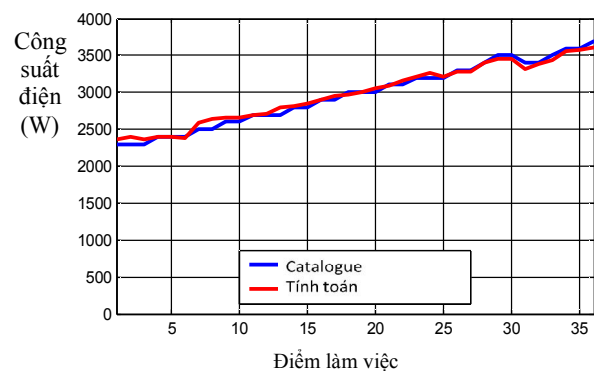
Từ catalogue của ĐHKK CIAT Aqualis 33H [13], xác định được các thông số thiết bị ĐHKK như sau:

- Giải nhiệt khí: dạng tấm, đối lưu cưỡng bức có hệ số trao đổi nhiệt  $95 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ , diện tích trao đổi nhiệt là  $10 \text{ m}^2$ ,
- Trao đổi nhiệt nước: ống đôi và ngược dòng có hệ số trao đổi nhiệt  $950 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ , diện tích trao đổi nhiệt là  $3 \text{ m}^2$ ,
- Lưu lượng nước nóng định mức:  $1,8 \text{ m}^3/\text{h} = 0,5 \text{ kg/s}$ ,
- Lưu lượng nước lạnh định mức:  $2,1 \text{ m}^3/\text{h} = 0,583 \text{ kg/s}$ ,
- Máy nén: DC biến tần hiệu suất 95%,
- Môi chất làm lạnh: R410A,
- Quạt gió hiệu suất 70%,
- Nhiệt độ quá nhiệt  $2^\circ\text{C}$  và nhiệt độ quá lạnh  $4^\circ\text{C}$ .

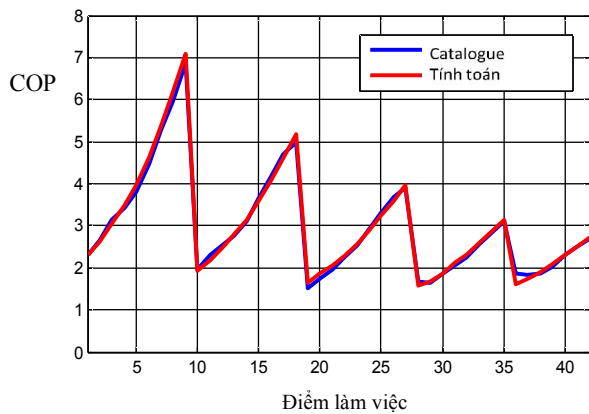
Kết quả của mô hình được kiểm chứng với các điểm hoạt động của ĐHKK ở chế độ sưởi và làm mát lấy từ catalogue của thiết bị.



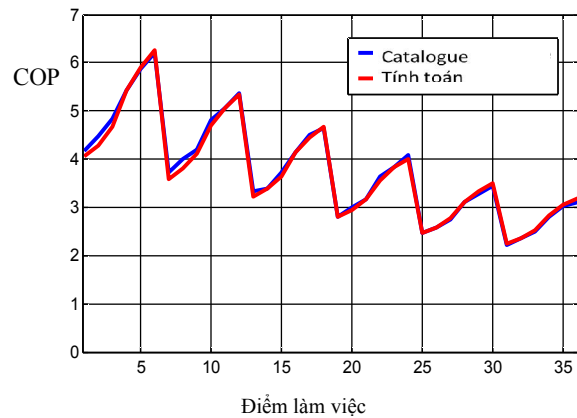
Hình 7. Công suất điện ở chế độ sưởi



Hình 8. Công suất điện ở chế độ làm mát



Hình 9. COP ở chế độ sưởi



Hình 10. COP ở chế độ làm mát

Kết quả mô phỏng bởi mô hình được trình bày trên hình 7 ÷ 10. Kết quả cho thấy mô hình tính toán đáp ứng tốt các điểm làm việc đặc trưng của thiết bị khi đường mô phỏng mô hình bám sát với đường biểu diễn trên catalogue nhà sản xuất cung cấp.

#### 4. KẾT LUẬN

Bài báo mô tả phương pháp mô hình hoá nguyên lý hoạt động của chu trình lạnh bằng cách khai thác lõi tính toán dưới dạng "hộp đen" (chu trình nhiệt động) kết hợp với phương giải tích (trao đổi nhiệt) cho phép xây dựng mô hình hệ thống ĐHKK tương đối đơn giản để cấu hình cho nhiều trường hợp ứng dụng khác nhau. Phương pháp đã được kiểm chứng thông qua mô hình hoá ĐHKK 2 chiều Aqualis 33H của hãng CIAT và hiện đang được ứng dụng trong việc mô phỏng hoạt động của platform PREDIS MHI tại trung tâm thí nghiệm kỹ thuật điện Grenoble (G2Elab).

#### DANH MỤC DANH PHÁP/KÝ HIỆU

Ký hiệu	Đơn vị	Ý nghĩa
Q	W	Nhiệt lượng
N	W	Công suất nén
p	bar	Áp suất
h	kJ/kg	Entanpy
$\dot{m}$	kg/s	Lưu lượng
COP		Hệ số hiệu năng
$\eta$		Hiệu suất
$Q_{TDN}$	W	Nhiệt lượng bộ trao đổi nhiệt
T	K	Nhiệt độ
s	J/K	Entropy
F	$m^2$	Diện tích trao đổi nhiệt
k	$W/m^2.K$	Hệ số trao đổi nhiệt
$\alpha$	$W/m^2.K$	Hệ số tỏa nhiệt

## CHỮ VIẾT TẮT

HVAC	Heating, Ventilation and Air Conditioning
G2Elab	Grenoble Electrical Engineering Laboratory
MHI	Monitoring Habitat Intelligent
ĐHKK	Điều hoà không khí

## TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1]. Bộ Xây dựng và IFC(WB). 2015. Hướng dẫn áp dụng quy chuẩn kỹ thuật quốc gia QCVN 09:2013/BXD về các công trình xây dựng sử dụng năng lượng hiệu quả.
- [2]. Enteria N, Mizutani K. *The role of the thermally activated desiccant cooling technologies in the issue of energy and environment*. Renew Sustain Energy Rev 2011;15:2095-122.
- [3]. Perez-lombard L, Ortiz J, Pout C. *A review on buildings energy consumption information*. Energy Build 2008;40:394-8.
- [4]. Energy Conservation Building Code (ECBC). *Bureau of Energy Efficiency, Ministry of Power, Government of India*; 2007.
- [5]. El-Dessouky H, Ettouney H, Al-Zeefari A. *Performance analysis of two-stage evaporative coolers*. Chem Eng J 2004;102:255-66.
- [6]. Số liệu thống kê năm 2010 về chi phí tiêu hao năng lượng trong các tòa nhà trung tâm thương mại, văn phòng, khách sạn, Hội thảo Xây dựng năng lực ASEAN + 3 NAMA, 11/2012.
- [7]. Delinchant, B., Dang, HA. 2012. *Building equipment models for control development - results an implementation*. Grenoble: Project HOMES.
- [8]. Guitari, I. 2005. *Etude expérimentale et modélisation d'une pompe à chaleur fonctionnant au CO<sub>2</sub>*. Lyon: L'institut national des sciences appliquées de Lyon.
- [9]. Filliard, B. 2009. *Etude des possibilites de recuperation de chaleur par voie thermodynamique pour la rehabilitation des maisons individuelles*. Paris: Docteur de l'école nationale supérieure des mines de Paris.
- [10]. Flach-Malaspina, N. 2004. *Conception globale d'une pompe à chaleur air/eau inversable a puissance variable pour le secteur résidentiel*. Paris: Docteur de l'école des mines de Paris.
- [11]. Auzenet, E., & Clerc-Renaud, M. 2004. *Pompe à chaleur : Systèmes à compression de vapeur*. Techniques de l'ingénieur.
- [12]. Jannot, Y. 2002. *Transferts thermiques*.
- [13]. CIAT. 2006. *Pompe à chaleur réversible air/eau*. Catalogue.