

TRƯỜNG ĐẠI HỌC HÀNG HẢI VIỆT NAM
VIỆN CƠ KHÍ



NỘI SAN KHOA HỌC
VIỆN CƠ KHÍ
(SỐ 8)

HẢI PHÒNG – 04/2023

- HIỆU SUẤT NHIỆT CỦA HỆ THỐNG SẤY SỬ DỤNG BƠM NHIỆT HOÀN LƯU TOÀN PHẦN TÁC NHÂN SẤY**

1. 1

TS. NGUYỄN MẠNH CHIỀU
Viện Cơ Khí, Trường Đại học Hàng Hải Việt Nam
- PHÂN TÍCH LÝ THUYẾT QUÁ TRÌNH TRAO ĐỔI NHIỆT CỦA BỘ TRAO ĐỔI NHIỆT DẠNG ỐNG CUỘN**

2. 5

TS. NGUYỄN MẠNH CHIỀU
Viện Cơ Khí, Trường Đại học Hàng Hải Việt Nam
- ẢNH HƯỞNG CỦA NHIỆT ĐỘ DỠ KHUÔN ĐẾN TỔ CHỨC VÀ CƠ TÍNH CỦA THÉP MANGAN CAO**

3. 9

TS. BÙI NGỌC MAI
Viện Cơ Khí, Trường Đại học Hàng Hải Việt Nam
- ĐẢM BẢO ĐIỀU KIỆN HOẠT ĐỘNG CỦA MÔI CHẤT TRONG HỆ THỐNG TRUYỀN ĐỘNG THỦY LỰC MÁY NÂNG**

4. 16

Ths. PHẠM THỊ YẾN
Viện Cơ Khí, Trường Đại học Hàng Hải Việt Nam
- ỨNG DỤNG PHƯƠNG PHÁP EDEM-CFD NGHIÊN CỨU ẢNH HƯỞNG CỦA KÍCH THƯỚC HẠT RẪN ĐẾN ĐẶC TÍNH LÀM VIỆC CỦA BƠM LY TÂM**

5. 24

TS. NGUYỄN CHÍ CÔNG
Viện Cơ Khí, Trường Đại học Hàng Hải Việt Nam
- ỨNG DỤNG PHƯƠNG PHÁP SỐ KHẢO SÁT ĐẶC TÍNH LÀM VIỆC CỦA BƠM HAI PHA RẪN-LỎNG**

6. 30

TS. NGUYỄN CHÍ CÔNG
Viện Cơ Khí, Trường Đại học Hàng Hải Việt Nam
- HƯỚNG DẪN XÁC ĐỊNH VẬN TỐC GIÓ TRÊN ĐƯỜNG ỐNG GIÓ VÀ MIỆNG GIÓ THEO TIÊU CHUẨN ASHRAE**

7. 35

ThS. NGUYỄN ĐỨC BÌNH
Viện Cơ Khí, Trường Đại học Hàng Hải Việt Nam
- MÔ PHỎNG SỰ ẢNH HƯỞNG NHIỆT ĐỘ CĂN PHÒNG ĐƯỢC ĐIỀU KHIỂN BỞI BỘ ĐIỀU KHIỂN PID**

8. 39

ThS. NGUYỄN ĐỨC BÌNH
Viện Cơ Khí, Trường Đại học Hàng Hải Việt Nam
- NGHIÊN CỨU GIẢI PHÁP NÂNG CAO TÍNH ỔN ĐỊNH TRONG QUÁ TRÌNH GIA CÔNG CẮT GỌT**

9. 47

TS. NGUYỄN THỊ THU LÊ
Viện Cơ khí, trường Đại học Hàng hải Việt Nam
- HOÀN NGUYÊN Mg TỪ DOLOLOMIT VIỆT NAM BẰNG CHẤT HOÀN NGUYÊN FEROSILIC VÀ FERRO-SILICCANXI: PHÂN TÍCH NHIỆT ĐỘNG HỌC VÀ THỰC NGHIỆM**

10. 52

TS. VŨ VIỆT QUYỀN
Viện Cơ khí, trường Đại học Hàng hải Việt Nam

11. **NGHIÊN CỨU ẢNH HƯỞNG CỦA LÁ CẢNH TĨNH ĐẾN LỰC ĐẨY CỦA QUẠT PHẢN LỰC ĐƯỜNG KÍNH 570mm**
ThS. VŨ THÁI SƠN 59
Viện Cơ khí, Trường đại học Hàng hải Việt Nam
12. **THIẾT LẬP CẢM BIẾN TẢI TRỌNG SỬ DỤNG TRÊN CẦU TRỤC**
Ths. PHẠM THỊ YẾN 67
Viện Cơ Khí, Trường Đại học Hàng Hải Việt Nam
13. **ỨNG DỤNG MÃ LỆNH BÙ CHIỀU DÀI ĐAO G43 CHO LẬP TRÌNH PHAY BIÊN DẠNG TRÊN MÁY CNC**
ThS. ĐOÀN XUÂN TRỌNG 72
Viện Cơ Khí, Trường Đại học Hàng Hải Việt Nam

HIỆU SUẤT NHIỆT CỦA HỆ THỐNG SẤY SỬ DỤNG BƠM NHIỆT HOÀN LƯU TOÀN PHẦN TÁC NHÂN SẤY

THERMODYNAMIC EFFICIENCY OF HEAT PUMP DRYERS WITH THE FULL RECYCLING OF THE DRYING AGENT

NGUYỄN MẠNH CHIỀU

Viện Cơ khí, trường ĐH HHVN

Tóm tắt

Nhóm tác giả nghiên cứu quá trình sấy sử dụng bơm nhiệt để sấy gỗ với việc hoàn lưu toàn phần tác nhân sấy là không khí ẩm. Phân tích nhiệt động lý thuyết cho thấy loại giải pháp bố trí hệ thống dẫn đến sự gia tăng đáng kể hiệu suất nhiệt động của hệ thống sấy. Không khí sấy được tuần hoàn qua chu trình làm mát ở bộ làm mát ngoài, được hút ẩm trong thiết bị bay hơi, gia nhiệt tại thiết bị ngưng tụ của bơm nhiệt và được dẫn vào buồng sấy tiến hành sấy gỗ. Hiệu suất nhiệt cao của chu trình sấy dẫn đến tiết kiệm các nguồn năng lượng sơ cấp.

Từ khóa: Sấy bơm nhiệt

Abstract

The author examines heat pump drying dehumidifier for drying of wood with the full recycling of used drying agent. The theoretical thermodynamic analysis shows that this type of circuit solutions including heat pump drying path leads to a significant increase in thermodynamic efficiency of the dryer. Due to this, so high thermodynamic efficiency leads to saving of primary energy resources.

Keyword: Heat pump dryer

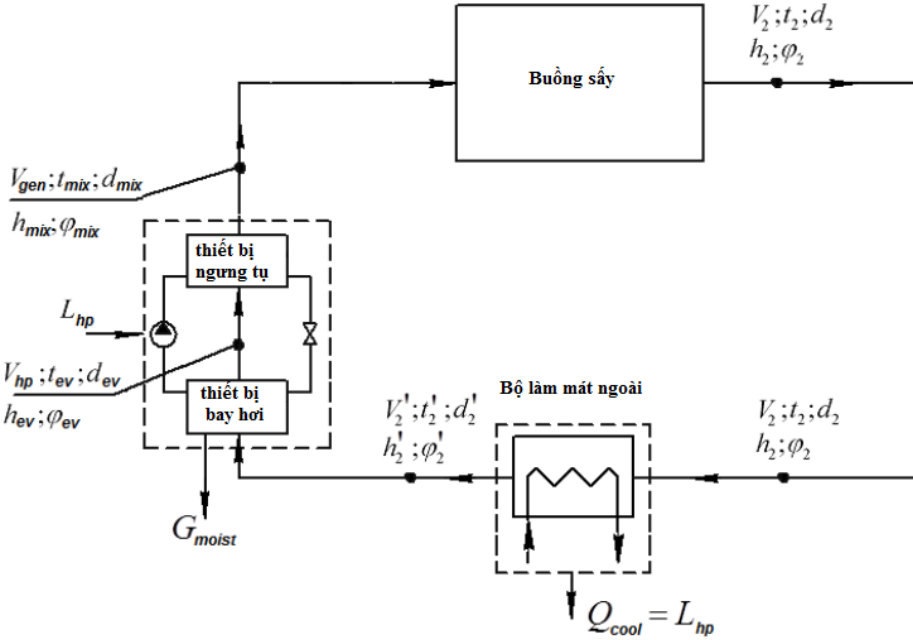
1. Mở đầu

Sử dụng các công nghệ tiết kiệm tài nguyên năng lượng là 1 tiêu chí chính của nghiên cứu khoa học những năm gần đây. Quá trình sấy là một trong những ngành công nghiệp sử dụng nhiều năng lượng nhất, đặc biệt là sấy gỗ. Sử dụng công nghệ sấy bơm nhiệt (HP) với tác nhân sấy là không khí được hoàn lưu toàn phần trong ngành chế biến gỗ không chỉ cho phép tạo ra một kế hoạch hợp lý để sấy khô và xử lý các nguồn năng lượng thứ cấp mà còn dẫn đến những cải tiến đáng kể về hiệu quả năng lượng của quy trình sấy, liên quan trực tiếp đến tiết kiệm năng lượng.

2. Mô hình toán hệ thống sấy bơm nhiệt hoàn lưu toàn phần không khí sấy

Xét quá trình sấy bằng bơm nhiệt với tác nhân sấy là không khí được hoàn lưu toàn phần. Ở trạng thái vận hành ổn định của hệ thống, không khí có thông số thuộc tính t_{mix} , d_{mix} vào buồng sấy gỗ với lưu lượng V_{gen} . Sau khi được dẫn qua chõng vật liệu sấy, không khí có lưu lượng V_2 và các thông số t_2 , d_2 vào bộ làm mát, tại đó không khí được làm mát bởi môi chất làm mát (ví dụ như nước). Mục đích của bộ làm mát là để loại bỏ công của máy nén $Q_{cool} = L_{hp}$ cấp cho chu trình sấy. Theo kết quả phân tích, trong bộ làm mát chỉ nhiệt hóa hơi được hấp thụ vì vậy $d_2 = d_2'$. Sau khi đi qua bộ làm mát ngoài, không khí với thông số V_2' , t_2' , d_2' cấp vào bơm nhiệt. Sau khi trao đổi nhiệt với chất làm lạnh tại dàn lạnh của bơm nhiệt, không khí được loại bỏ phần ẩm $G_{môi}$ nhận được từ vật liệu trong quá trình

sấy, độ khô của không khí hạ xuống $d_{ev} = d_{mix}$, nhiệt độ được làm mát xuống t_{ev} . Không khí tiếp tục được dẫn qua dàn nóng của bơm nhiệt, được đốt nóng lên t_{mix} và hoàn thành 1 chu kỳ.



Hình 1: Sơ đồ hệ thống sấy bơm nhiệt hoàn lưu toàn phần không khí

Hiệu suất của hệ thống sấy có thể được biểu diễn bởi hệ số sử dụng năng lượng bên ngoài cho sự bay hơi lượng ẩm của vật liệu sấy theo phương trình

$$\eta_{HPD} = \frac{Q_{ev}}{L_{hp}} \quad (1)$$

Công suất nhiệt cần thiết để bay hơi ẩm từ vật liệu được xác định bằng phương trình:

$$Q_{ev} = V_{gen} c_{mix} \Delta d_{dc} r(t_w) \quad (2)$$

Với Δd_{dc} là phân tăng thêm của độ ẩm của không khí sau quá trình sấy, phụ thuộc vào độ chênh lệch nhiệt độ không khí qua buồng sấy.

Độ chênh lệch nhiệt độ không khí qua buồng sấy phụ thuộc vào loại gỗ và công nghệ sấy:

- Đối với gỗ mềm : $\Delta t_{dc} = 2..3 \text{ } ^\circ\text{C}$
- Đối với gỗ thông : $\Delta t_{dc} = 1,5..2,5 \text{ } ^\circ\text{C}$

Công suất của máy nén xác định theo phương trình:

$$L_{hp} = \frac{Q_{hp}^{ev}}{(\varepsilon_{hp} - 1)} \quad (3)$$

Nhiệt tải của dàn bay hơi bơm nhiệt xác định theo phương trình:

$$Q_{hp}^{ev} = V_2' \rho_2' (h_2' - h_{ev}) \quad (4)$$

Hệ số sử dụng năng lượng hiệu quả của bơm nhiệt hoạt động theo chu trình Carnot lý tưởng xác định theo phương trình:

$$\varepsilon_{hp} = \frac{273 + t_{mix} + \Delta t_{cond}}{(273 + t_{mix} + \Delta t_{cond}) - (273 + t_{ev} - \Delta t_{ev})} \quad (5)$$

Từ phương trình (5), độ chênh lệch nhiệt độ giữa không khí và môi chất lạnh Δt_{cond} , Δt_{ev} biểu thị khả năng không thuận nghịch trong thiết bị ngưng tụ và bay hơi của bơm nhiệt, ảnh hưởng đáng kể đến hệ số sử dụng năng lượng hiệu quả. Trong hầu hết các máy bơm nhiệt, giá trị chênh lệch nhiệt thay đổi trong một phạm vi tương đối rộng, đạt tới 15°C , ảnh hưởng đáng kể đến hiệu quả của thiết bị.

Nhiệt độ tác nhân sấy t_{ev} ở đầu ra dàn bay hơi của bơm nhiệt trong phương trình (5) có thể được xác định từ phương trình gần đúng:

$$t_{ev} = 6,18 \cdot 10^{-3} d_{ev}^{0,465} \quad (6)$$

Nhiệt độ ở đầu ra của bộ làm mát ngoài t_2' phụ thuộc vào thông số bộ làm mát và thông số của bơm nhiệt, có thể được xác định từ phương trình sau đây dựa trên phương trình cân bằng năng lượng của bộ làm mát:

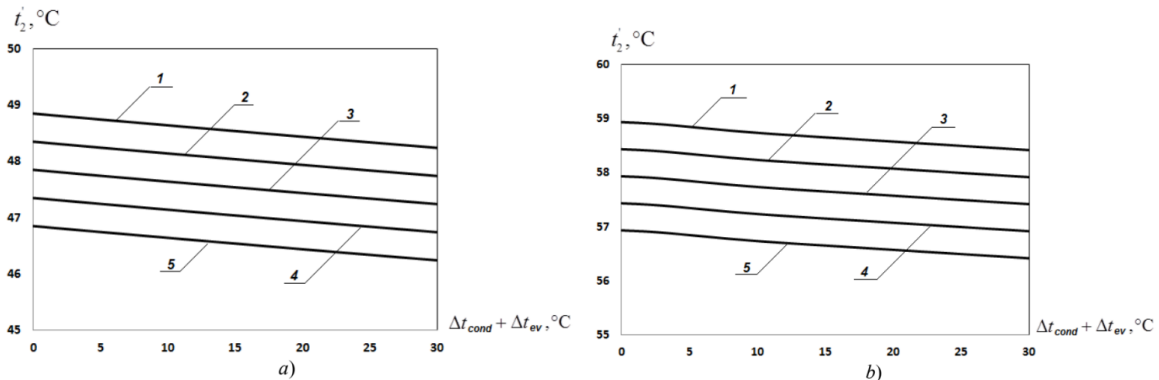
$$t_2' = t_2 - \frac{(c_{da} + c_s d_{mix})(t_{mix} - t_{ev})}{\varepsilon_{hp}(c_{da} + c_s d_2')} \quad (7)$$

Vì vậy phương trình xác định hệ số sử dụng năng lượng cho quá trình sấy bay hơi ẩm (pt.1) sẽ là:

$$\eta_{HPD} = \frac{r(t_w)\Delta d_{dc}}{[c_{da}(t_2' - t_{ev}) + r\Delta d_{dc} + c_s(a_2't_2' - d_{ev}t_{ev})]} (\varepsilon_{hp} - 1) \quad (8)$$

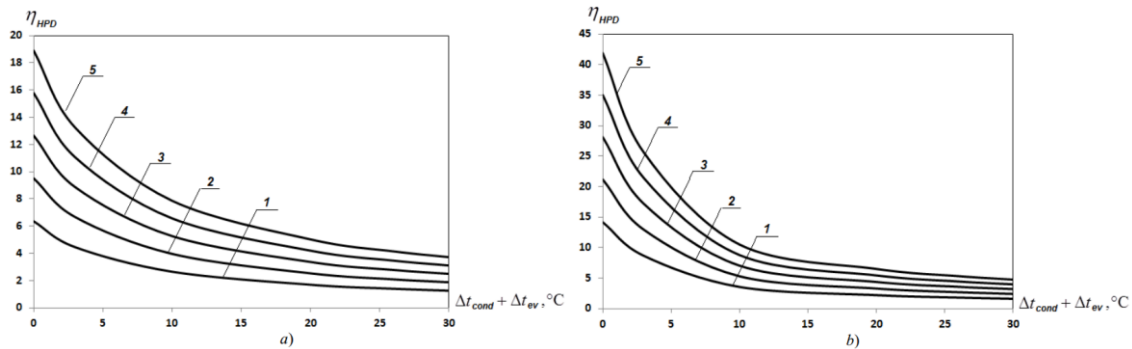
3. Kết quả, thảo luận

Từ phương trình (7), nhiệt độ t_2' phụ thuộc vào các thông số quá trình sấy như t_{mix} , φ_{mix} , độ sụt giảm nhiệt độ của không khí trước và sau buồng sấy $\Delta t_{dc} = t_{mix} - t_2$, hệ số sử dụng năng lượng hiệu quả của bơm nhiệt ε_{hp} , được xác định bởi cường độ của quá trình truyền nhiệt giữa không khí sấy và môi chất lạnh đặc trưng bởi Δt_{cond} , Δt_{ev} . Hình 2 cho thấy sự phụ thuộc của t_2' từ các yếu tố này:



Hình 2: Nhiệt độ t_2' của không khí sấy tại đầu ra bộ làm mát ngoài
a) Với $t_{mix} = 50 \text{ }^\circ\text{C}$, $\varphi_{mix} = 70 \%$; b) Với $t_{mix} = 60 \text{ }^\circ\text{C}$, $\varphi_{mix} = 80 \%$
; 1 – $t_{dc} = 1^\circ\text{C}$; 2 – 1.5°C ; 3 – 2°C ; 4 – 2.5°C ; 5 – 3°C

Như chúng ta có thể thấy từ Hình 2, không khí sấy có thể được làm mát tốt hơn khi giá trị Δt_{cond} , Δt_{ev} tăng lên, tăng công suất máy nén và giảm hệ số sử dụng năng lượng. Hệ số sử dụng năng lượng bên ngoài để bay hơi ẩm, được tính theo phương trình (1) cho phép đánh giá hiệu quả của hoàn lưu toàn phần không khí sấy



Hình 3. Hệ số sử dụng năng lượng ngoài
a) Với $t_{mix} = 50 \text{ }^\circ\text{C}$, $\varphi_{mix} = 70 \%$; b) Với $t_{mix} = 60 \text{ }^\circ\text{C}$, $\varphi_{mix} = 80 \%$
; 1 – $t_{dc} = 1^\circ\text{C}$; 2 – 1.5°C ; 3 – 2°C ; 4 – 2.5°C ; 5 – 3°C

Như chúng ta có thể thấy trong Hình 3, η_{HPD} tăng mạnh khi $\Delta t_{cond} + \Delta t_{ev} < 10\text{ }^{\circ}\text{C}$, trong phạm vi $\Delta t_{cond} + \Delta t_{ev} = 10...30\text{ }^{\circ}\text{C}$ các đường cong của η_{HPD} mềm hơn.

4. Kết luận

Như chúng ta có thể thấy từ các biểu đồ, hiệu suất của quá trình sấy hoàn lưu toàn phần không khí đạt được trung bình là 55 % khi $t_{mix} = 60\text{ }^{\circ}\text{C}$, $\phi_{mix} = 80\text{ }%$, đây là hiệu suất đáng kể.

Nhược điểm của hệ thống sấy sử dụng bơm nhiệt hoàn lưu toàn phần không khí bao gồm chế độ lắp đặt phức tạp hơn do có bộ làm mát ngoài và chi phí tài chính liên quan.

Tài liệu tham khảo:

[1] Bogdanov E. S., Kozlov V. A., Kuntyshev V. B., Melekhov V. I. “*Desiccation of Wood Handbook*”, Lesnaya Promyshlennost, Moscow. 1990.

[2] Morozyuk T. V. “*Theory of Refrigerating Machines and Heat Pumps*”, Negotsiant Studio, Odessa, 2006.

PHÂN TÍCH LÝ THUYẾT QUÁ TRÌNH TRAO ĐỔI NHIỆT CỦA BỘ TRAO ĐỔI NHIỆT DẠNG ỐNG CUỘN

THEORETICAL ANALYSIS OF HEAT TRANSFER FOR THE TUBE COIL HEAT EXCHANGER

NGUYỄN MẠNH CHIỀU

Viện Cơ khí, trường ĐH HHVN

Tóm tắt

Bài báo trình bày kết quả phân tích lý thuyết quá trình truyền nhiệt của thiết bị trao đổi nhiệt dạng ống cuộn được đặt trong bể nhiệt. Cuộn ống xoắn đing được chứa môi chất lạnh Freon tiến hành trao đổi nhiệt với nước nóng trong bể nhiệt. Qua đó xác định công suất nhiệt của cuộn ống và hệ số truyền nhiệt giữa cuộn ống và bể nhiệt.

Từ khóa: *Thiết bị trao đổi nhiệt ống cuộn*

Abstract

The paper presents the theoretical analysis of heat transfer for the finned tube coil heat exchanger immersed in thermal storage tank. The tank is equipped with helical-shaped coils filled by the refrigerant (freon). Calculations of thermal power of water coil were made. Correlations of heat transfer coefficients in curved tubes were applied.

Keyword: *heat transfer, tube coil heat exchanger.*

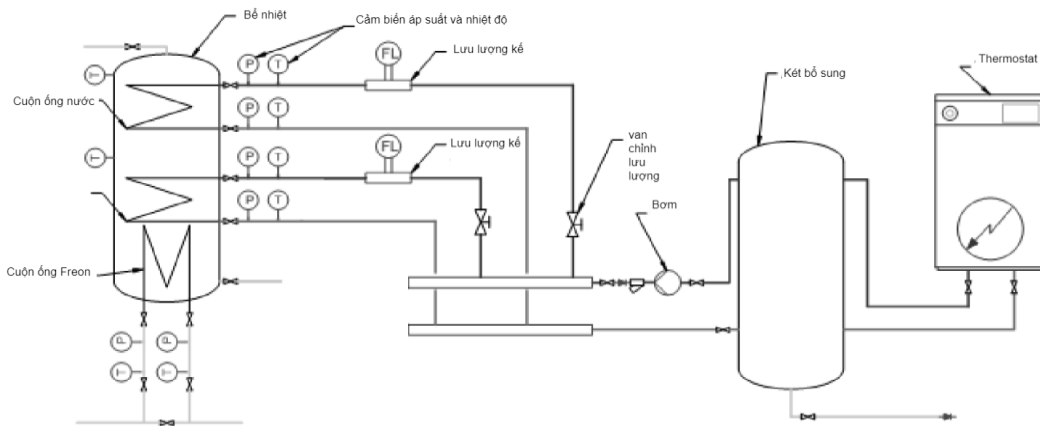
1. Mở đầu

Bộ trao đổi nhiệt có ứng dụng rộng rãi trong công nghiệp và dân dụng. Chúng được sử dụng trong nhà máy điện, lò phản ứng hạt nhân, tủ lạnh, hệ thống điều hòa không khí, công nghiệp ô tô, hóa chất lò phản ứng chế biến, công nghiệp thực phẩm và hệ thống nước nóng sinh hoạt. Bộ trao đổi nhiệt ống cuộn có ưu điểm: truyền nhiệt đồng thời giữa hơn hai luồng, diện tích truyền nhiệt lớn trong không gian nhỏ gọn, với hệ số truyền nhiệt cao. Chúng được sử dụng rộng rãi vì cấu trúc nhỏ gọn, dễ sản xuất và chủ yếu là do sự gia tăng tốc độ truyền nhiệt so với các bộ trao đổi nhiệt ống thẳng. Lực ly tâm gây ra do độ cong của ống dẫn đến dòng chảy thứ cấp được gọi là Dean Vortex chong lên dòng sơ cấp giúp tăng cường truyền nhiệt.

Mục đích của bài báo này là đề mô tả hiệu suất nhiệt của một bể nhiệt chứa ống cuộn đặt trong nước nóng. Cuộn dây trao đổi nhiệt chứa môi chất lạnh freon truyền nhiệt thải từ hệ thống làm lạnh hoặc điều hòa không khí trong quá trình ngưng tụ môi chất lạnh.

2. Sơ đồ bố trí và mô hình toán hệ thống hệ thống trao đổi nhiệt ống cuộn

Sơ đồ đơn giản hóa của thiết bị trao đổi nhiệt được hiển thị trong Hình 1. Bể nhiệt được trang bị các cuộn ống: cuộn ống chứa nước và cuộn ống chứa freon; thiết bị điều nhiệt và bể đệm bổ sung. Các cuộn ống chứa nước nóng được gia nhiệt bởi bộ điều nhiệt.



Hình 1: Sơ đồ bố trí bộ trao đổi nhiệt

Công suất nhiệt của cuộn ống nước được xác định theo phương trình:

$$Q = V \cdot \rho \cdot c_w \cdot (T_1 - T_2) \quad (1)$$

Trong đó:

- T_1, T_2 là nhiệt độ của nước vào và ra cuộn ống
- V lưu lượng thể tích của nước nóng

Giá trị $\rho \cdot c_w$ xác định theo công thức gần đúng [2]:

$$\rho \cdot c_w = 4211.7 - 1.6796 \frac{T_1 + T_2}{2} \quad (2)$$

Công suất của quá trình trao đổi nhiệt đối lưu của cuộn ống nước:

$$\dot{Q} = \Delta T_{log} \cdot A \cdot U \quad (3)$$

Với ΔT_{log} độ chênh lệch nhiệt độ trung bình logarit:

$$\Delta T_{log} = \frac{(T_1 - \bar{T}) - (T_2 - \bar{T})}{\ln\left(\frac{T_1 - \bar{T}}{T_2 - \bar{T}}\right)} \quad (4)$$

Trong đó \bar{T} là nhiệt độ trung bình của nước nóng trong bể nhiệt

- T_1, T_2 là nhiệt độ của nước vào và ra cuộn ống

Hệ số truyền nhiệt tổng U được xác định theo phương trình:

$$U \cdot A = \frac{1}{\frac{1}{h_i \cdot A_{ip}} + R_k + \frac{1}{h_{eq} \cdot A_{in_f} + h_{eq} \eta_f N_f A_f}} \quad (5)$$

Trong đó : A - tổng diện tích bề mặt cuộn ống; h_i – hệ số truyền nhiệt tại bề mặt trong của cuộn ống A_{ip} ; R_k – nhiệt trở của cuộn ống phụ thuộc vào vật liệu và độ dày cuộn ống; h_{eq} – hệ số truyền nhiệt tương đương của bề mặt có cánh; η_f là hệ số cánh; N_f là số cánh. Hệ số Nusselt của quá trình truyền nhiệt cho dòng chảy rối qua cuộn ống nước xác định theo phương trình:

$$Nu = \frac{Re Pr f / 8}{1 + 12.7 \sqrt{\frac{f}{8} (Pr^{2/3} - 1)}}, f = \frac{0.3164}{Re^{0.25}} + 0.03 \left(\frac{d_i}{D}\right)^{0.5} \quad (6)$$

Trong đó : d_i – đường kính trong của cuộn ống; D - Đường kính đặc trưng của cuộn ống

3. Kết quả, thảo luận

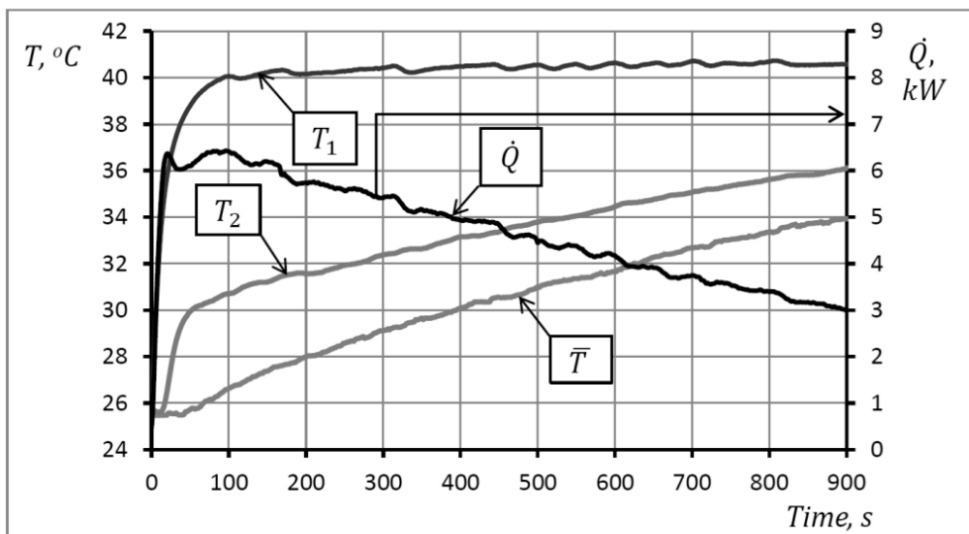
Quá trình tính toán được thực hiện với giả định: $T_1 = 40.45 \text{ }^\circ\text{C}$, $V = 0.584 \text{ m}^3/\text{h}$, $\bar{T} = 26.5 \div 34 \text{ }^\circ\text{C}$
Thông số cuộn ống thể hiện trong Bảng 1

Bảng 1. Thông số cuộn ống nước

Thông số thuộc tính	Giá trị
Đường kính ngoài của ống cánh	18.5 mm
Đường kính trong của ống	16.5 mm
Chiều cao cánh	3.5 mm
Bề dày cánh	0.5 mm
Số cánh trên mỗi 2.5 cm dài	11
T_1	45.45 °C
Đường kính trung bình cuộn ống	385
Vật liệu ống	Đồng
Chiều dài ống	12.1 m
Lưu lượng nước	0.584 m ³ /h

Bảng 2: Công suất nhiệt của bộ trao đổi nhiệt

\bar{T} , °C	\dot{Q} kW
26.5	6.51
27	6.26
28	5.77
29	5.28
30	4.79
31	4.29
32	3.80
33	3.31
34	2.82



Hình 2: Công suất nhiệt của bộ trao đổi nhiệt ống cuộn

4. Kết luận

Kết quả tính toán công suất nhiệt của bộ trao đổi nhiệt ống cuộn được biểu diễn trên Bảng 2 và đồ thị Hình 2. Kết quả này có thể được sử dụng làm dữ liệu so sánh với các bộ trao đổi nhiệt khác như ống thẳng, ống lồng, ống chữ U hoặc là cơ sở để phục vụ cho các nghiên cứu tiếp theo liên quan đến các hệ thống điều hoà lai hoá cải.

Tài liệu tham khảo:

- [1] Prabhanjan D G, Raghavan G S V and Rennie T. J 2002 “ *Comparison of heat transfer rates between a straight tube heat exchanger and a helically coiled heat exchanger*”. Int. Comm. Heat Mass Transfer 29 185
- [2] Ali M E 2006 “*Natural convection heat transfer from vertical helical coils in oil*” Heat Transfer Engineering 27 79-85
- [3] Ali S 2001 “*Pressure drop correlations for flow through regular helical coil tubes*” Fluid Dynamics Research 28 295-310

ẢNH HƯỞNG CỦA NHIỆT ĐỘ DỠ KHUÔN ĐẾN TỔ CHỨC VÀ CƠ TÍNH CỦA THÉP MANGAN CAO

INFLUENCE OF MOLD REMOVING TEMPERATURE ON THE MICROSTRUCTURES AND MECHANICAL PROPERTIES OF HIGH MANGANESE STEEL

TS. BÙI NGỌC MAI

Viện Cơ khí, trường ĐH HHVN

Tóm tắt

Bài báo trình bày kết quả nghiên cứu ảnh hưởng của nhiệt độ dỡ khuôn đến tổ chức và sự phân bố cacbit sau khi xử lý nhiệt của thép austenit mangan cao Mn15Cr2V. Kết quả cho thấy dỡ khuôn ở nhiệt độ 700 oC kết hợp với quá trình xử lý nhiệt ở 650 oC trong hai giờ và 1100 °C trong hai giờ, thép có cấu trúc cacbit phân tán đồng đều trong nền austenite; hạt austenit có kích thước hạt trung bình 1,950 μ m² (cấp 6 theo ASTM). Độ cứng của thép đạt được 223HB và độ dai va đập đạt 120J/cm²

Từ khóa: *thép mangan cao; nhiệt độ dỡ khuôn; hạt cacbit phân tán*

Abstract

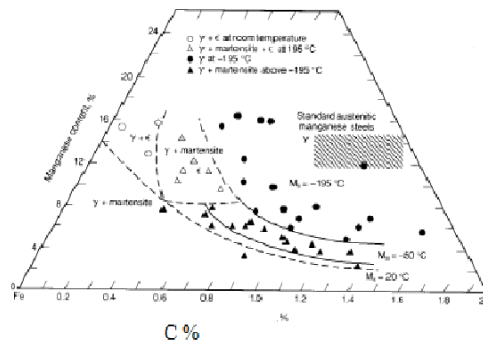
This paper showed the research results of the influence of the mold removing temperature on the microstructures and the distribution of carbides of high manganese austenite steel Mn15Cr2V1 after heat treatments. The results showed that, carbide particles dispersed uniformly in the austenite matrix with austenite particle size 1,950 μ m² in level 6 (according to ASTM) at casting temperature as 700oC combined with heat treatment at 650oC for two hours and 1100°C for two hours. The maximum values of the hardness was 223 HB and that of the impact toughness was 120 J/cm².

Keyword: *High manganese steel; mold removing temperature; the distribution of carbides*

1. Mở đầu

Thép austenit mangan cao là loại thép có tính chống mài mòn cao khi làm việc dưới điều kiện va đập. Dưới tải trọng va đập, austenit ở bề mặt nơi chịu va đập sẽ bị biến cứng, có độ cứng cao, trong khi đó lõi vẫn giữ nguyên tổ chức austenit dẻo dai [1,2,4,5]. Do cơ chế tự biến cứng này khi chịu va đập nên lớp bề mặt cứng luôn tồn tại cho đến khi bị mài mòn hết.

Để đạt được độ bền chống mài mòn và có độ dai va đập, tổ chức của thép austenit mangan cao cần phải có dạng tổ chức thuần nhất austenit có các hạt cacbit nhỏ mịn phân tán bên trong nền [6], không có cacbit tập trung ở biên giới hạt làm chi tiết dễ bị mài mòn hoặc nứt vỡ.



Hình 1: Mặt cắt giản đồ pha Fe-Mn-C [5]

Một trong những yếu tố ảnh hưởng đến chất lượng tổ chức và cơ tính của thép austenit mangan cao là nhiệt độ đỡ khuôn.

Giản đồ pha hệ Fe-Mn-C (hình 1) cho thấy khi nung thép đến nhiệt độ 1000°C và làm nguội nhanh trong nước, thép có cấu trúc đồng nhất là γ (austenit) có các nguyên tố hợp kim hòa tan hoàn toàn vào austenit. Quá trình độ chuyển biến austenit – mactenxit (M_s) ở các thép có thành phần khác nhau sẽ khác nhau nhưng nói chung đều xảy ra ở nhiệt độ âm. Vì vậy với thép chứa 13%Mn, 1,2%C nhiệt độ M_s chuyển biến là -196oC [5] thì sau khi nung tôi sản phẩm đúc lên trên 1000oC và làm nguội trong nước, thép có tổ chức hoàn toàn austenit.

Trong khuôn khổ bài báo này, nhóm tác giả trình bày các nghiên cứu về ảnh hưởng nhiệt độ đỡ khuôn đến một quy trình nhiệt luyện cụ thể.

2. Thực nghiệm

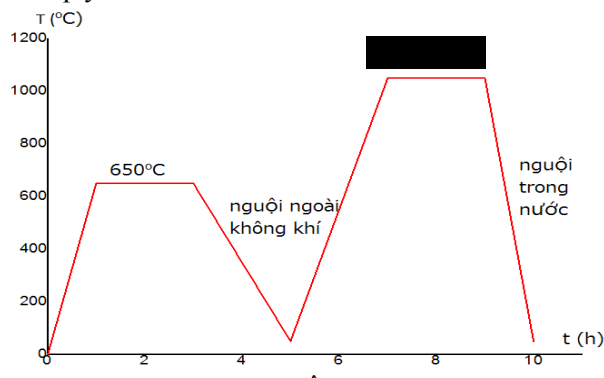
Thép sử dụng nghiên cứu có thành phần như sau:

Nguyên tố	Fe	C	Mn	Cr	V
Thành phần	80,3	1,36	14,7	1,82	1,02

Mẫu được đỡ ở các nhiệt độ đỡ khuôn: 300 °C, 500 °C, 700 °C, 900 °C. Nhiệt độ đỡ được thực hiện trên thiết bị Tempscan 1100 và phần mềm ghi dữ liệu là Omega. Mẫu được đánh số như sau:

- + Mẫu 1: đỡ khuôn ở nhiệt độ 300 °C
- + Mẫu 2: đỡ khuôn ở nhiệt độ 500 °C
- + Mẫu 3: đỡ khuôn ở nhiệt độ 700 °C
- + Mẫu 4: đỡ khuôn ở nhiệt độ 900 °C

Mẫu được xử lý nhiệt theo quy trình sau:

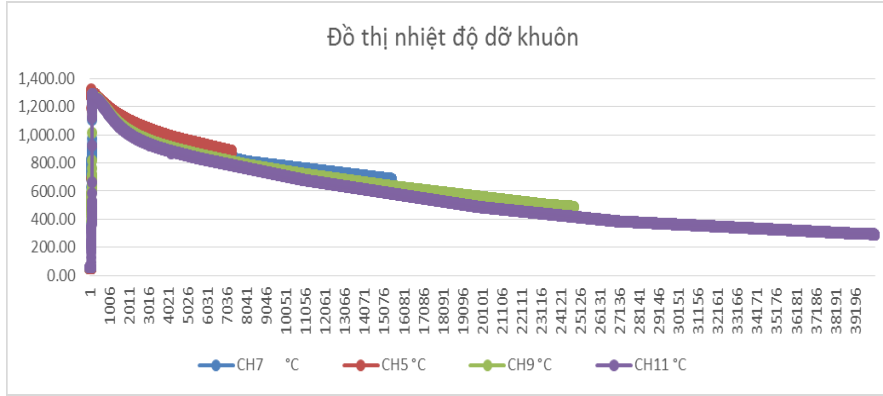


Hình 2: Quy trình xử lý nhiệt

Các kết quả nghiên cứu được tiến hành phân tích tổ chức tế vi bằng kính hiển vi quang học Axiovert 25A; trên kính hiển vi điện tử quét Jeol-7600F; phân tích EDS; BSED; xác định cấp hạt theo tiêu chuẩn ASTM và xác định cơ tính bằng thiết bị đo độ cứng thô đại; độ dai va đập.

3. Kết quả, thảo luận

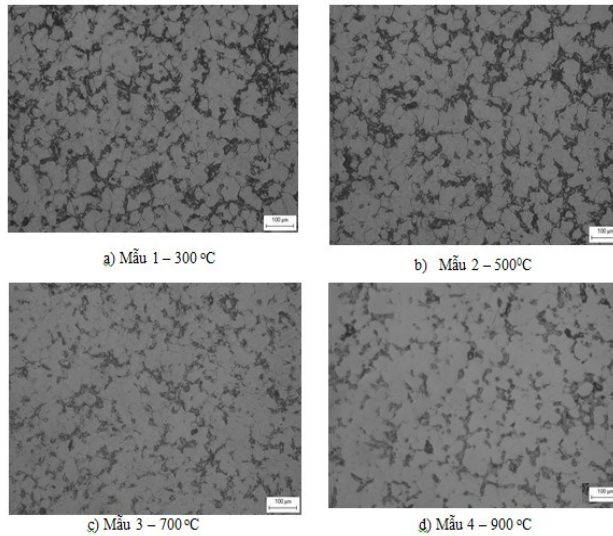
3.1. Kết quả đo nhiệt độ đỡ khuôn



Hình 3: Đồ thị nhiệt độ đỡ khuôn

Kết quả đo nhiệt độ đỡ khuôn được thể hiện ở giản đồ hình 3. Các đường CH11, CH9, CH7, CH5 là chỉ đường nhiệt độ đỡ khuôn mẫu M1, M2, M3, M4 tương ứng với nhiệt độ đỡ khuôn 300 °C, 500 °C, 700 °C, 900 °C.

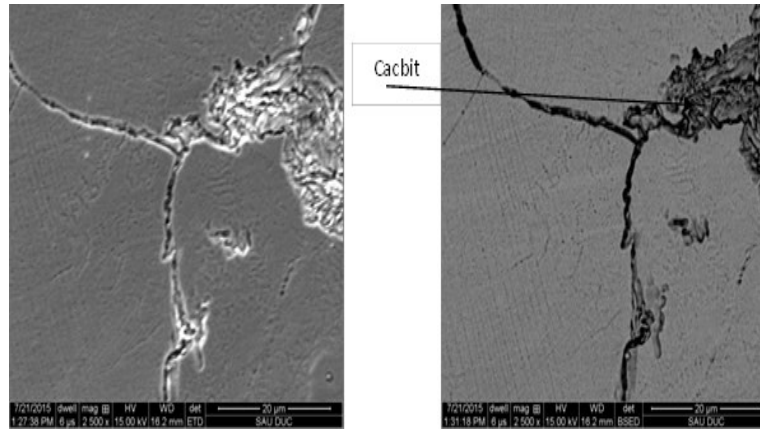
3.2. Tổ chức sau đúc



Hình 4: Tổ chức tế vi mẫu sau đúc (x100)

Ảnh tổ chức tế vi của mẫu đúc ở các nhiệt độ đỡ khuôn khác nhau được thể hiện ở hình 4: Nhiệt độ đỡ khuôn ảnh hưởng đáng kể đến tổ chức của mẫu. Kích thước hạt của mẫu sau đúc được xác định cấp hạt theo bảng tiêu chuẩn ASTM ở cấp hạt 5 kích thước trung bình của hạt là: $3,910\mu\text{m}^2$.

Phân tích ảnh tổ chức tế vi mẫu sau đúc thu được kết quả như sau: Khi đỡ khuôn ở nhiệt độ thấp lượng cacbit (hạt đen) nằm trên biên giới hạt càng nhiều. Điều này được giải thích là do khi đỡ khuôn ở nhiệt độ thấp (mẫu số 1 – hình 4a) có thời gian để cacbit kịp tiết ra (ví dụ như cacbit Cr); còn khi đỡ khuôn ở nhiệt độ cao (mẫu 4 – hình 4d) lượng cacbit hình thành ở biên giới hạt ít hơn nhiều. Cacbit hình thành ở biên giới hạt được minh chứng một cách rõ ràng hơn khi phân tích bằng SEM và BSED (hình 5).

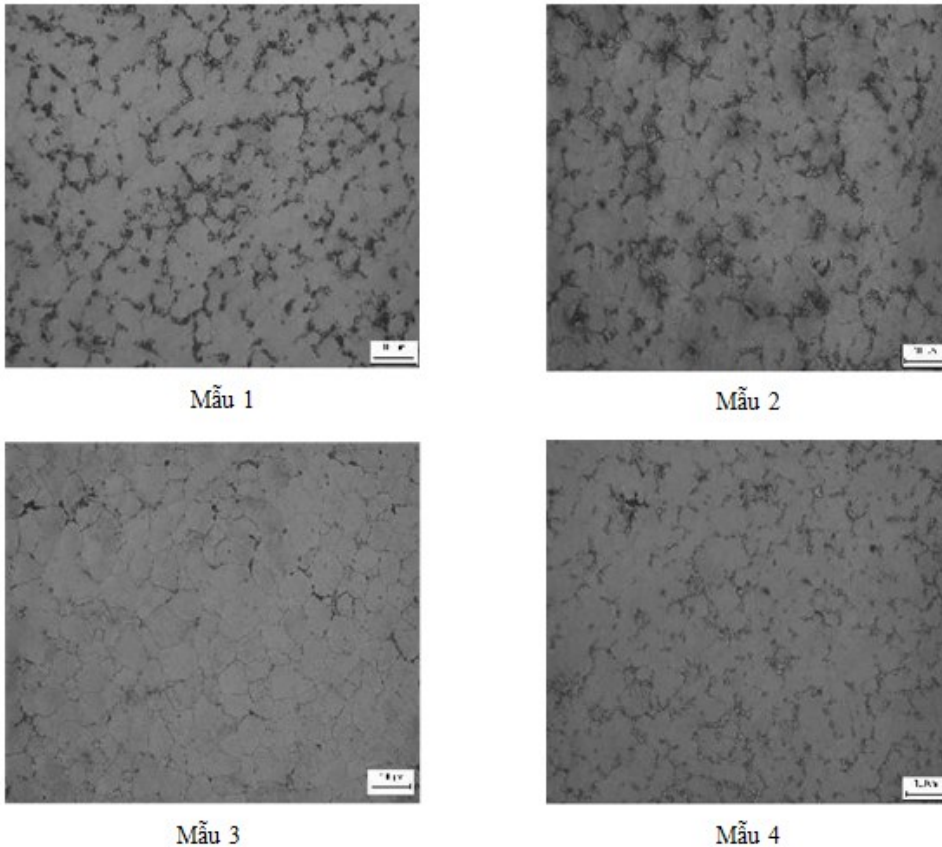


Hình 5: Ảnh SEM và BSED mẫu 3

Việc xuất hiện cacbit tập trung ở biên giới là nguyên nhân chính gây phá hủy vật đúc làm từ thép Mn cao. Cacbit sau đúc chỉ có thể tan khi có một quy trình xử lý nhiệt phù hợp.

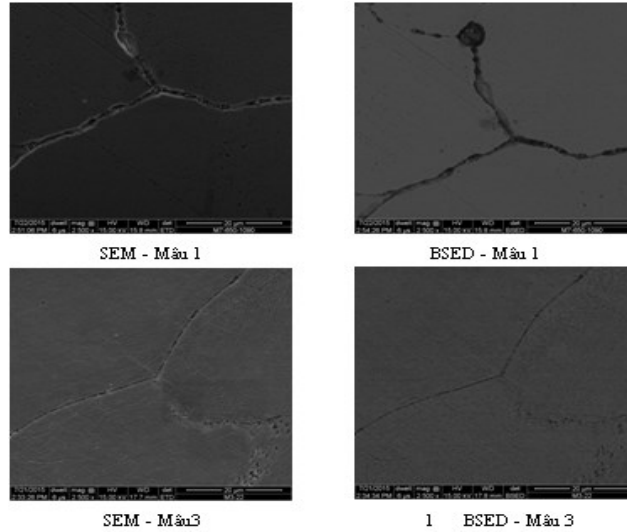
3.3. Tổ chức sau nhiệt luyện

Kích thước hạt của các mẫu sau chế độ nhiệt luyện được xác định cấp hạt theo bảng chuẩn ASTM ở cấp hạt 6 kích thước trung bình của hạt là: $1,950\mu\text{m}^2$, kích thước hạt nhỏ mịn. Điều này có thể được lý giải khi giữ nhiệt ở 650 oC và làm nguội đã tiết ra các hạt cacbit nhỏ mịn nhằm ngăn cản quá trình lớn hạt khi thực hiện nung ở giai đoạn austenit hóa.



Hình 6: Tổ chức tế vi mẫu sau nhiệt luyện (x100)

Kết hợp với phân tích ảnh SEM và BSED có kết quả như sau :

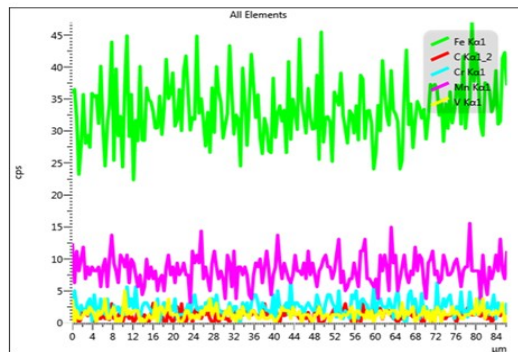
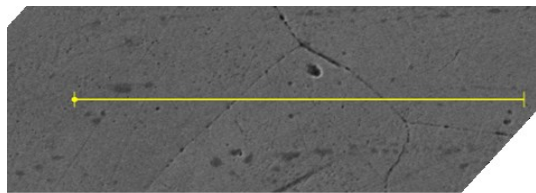


Hình 7: Ảnh SEM và BSED mẫu 1 và 3

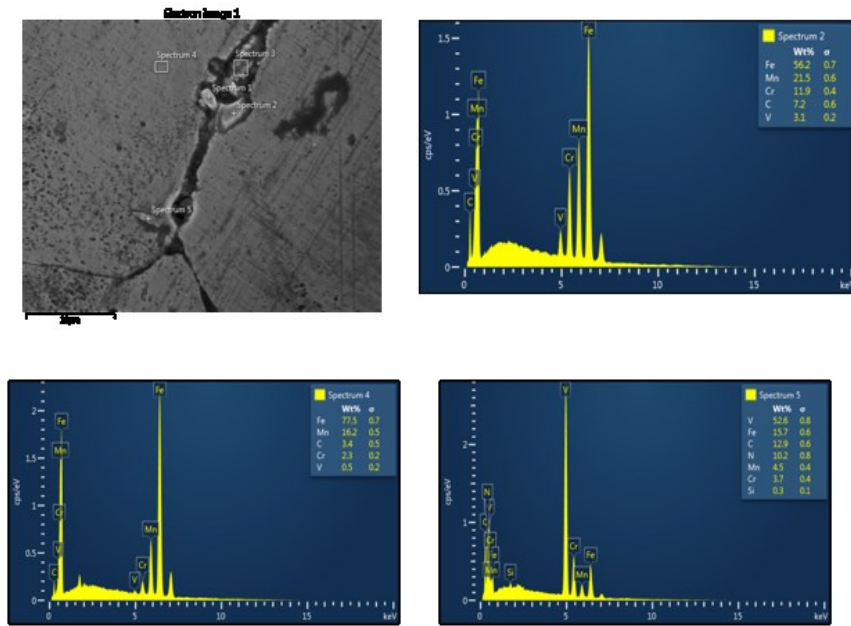
Các mẫu 1,2,4 sau khi xử lý nhiệt tổ chức vẫn còn xuất hiện các hạt cacbit nằm ở biên giới hạt. Có nghĩa là khi đỡ khuôn ở nhiệt độ 300 °C, 500 °C, 900 °C, với chế độ xử lý nhiệt phân cấp như nhau, thép chưa đảm bảo có tổ chức thuần austenit.

Trong khi đó, ở cùng chế độ nhiệt luyện này, mẫu 3 cacbit hình thành sau đúc hòa tan được nhiều hơn so với các chế độ đỡ khuôn khác. Các cacbit hình thành ở biên giới hạt sau đúc đã được hòa tan hoàn toàn vào trong nền. Các hạt austenit đồng đều, nhỏ mịn hơn so với kích thước trước khi nhiệt luyện. Nhiệt độ tối 1100 °C đảm bảo cho cacbit sơ cấp hòa tan và phân bố đồng đều trong nền austenit, giúp austenit ổn định, góp phần làm tăng độ dai va đập của thép.

Kết quả phân tích ảnh SEM và EDS đường mẫu 3 chỉ ra sự phân bố của các nguyên tố trên suốt đường phân tích (hình 8). Ở nhiệt độ đỡ khuôn 700 oC của mẫu 3, cacbit đã hòa tan hầu hết vào trong nền austenit. Kết quả phân tích EDS điểm với mẫu 4 đỡ khuôn ở 900 oC (hình 9) vẫn thấy xuất hiện cacbit phân bố ở biên giới hạt (ở điểm bắn số 2 và 5 có thể thấy cacbit Crom và Vanadi trên biên giới hạt). Việc tập trung cacbit ở biên giới hạt là nguyên nhân gây nên phá hủy chi tiết khi làm việc



Hình 8: EDS lines mẫu số 3 sau nhiệt luyện

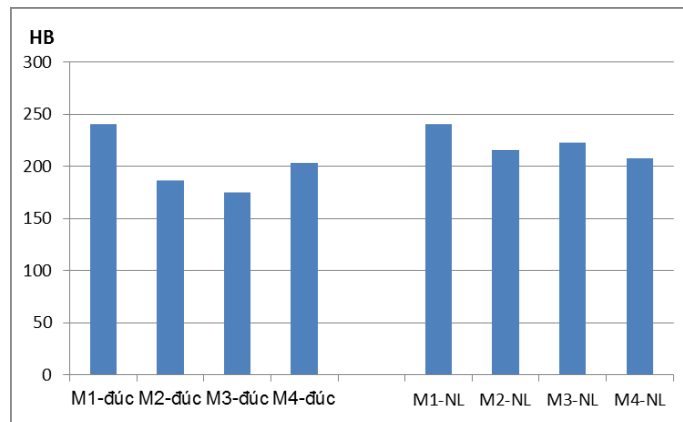


Hình 9: Ảnh SEM và EDS điểm mẫu số 4

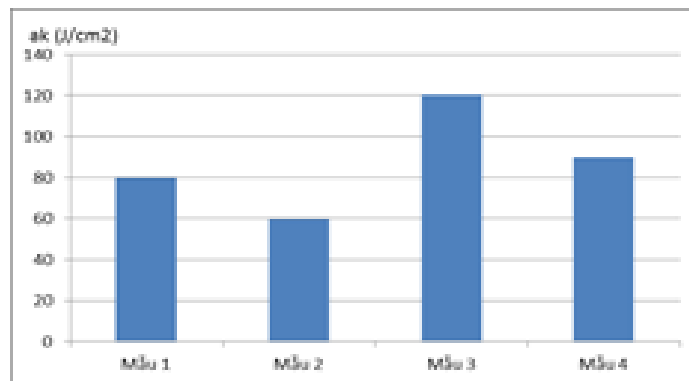
Điều này có thể thấy rằng với chế độ nhiệt luyện mà nhóm tác giả sử dụng để xử lý đã không thể làm tan được cacbit ở biên giới đối với mẫu đỡ khuôn ở nhiệt độ thường và nhiệt độ cao (900 °C).

3.4. Cơ tính

Kết quả đo độ cứng và thử độ dai va đập của các mẫu được thể hiện ở hình 10 và hình 11:



Hình 10: Biểu đồ độ cứng các mẫu sau đúc và nhiệt luyện



Hình 11: Biểu đồ giá trị độ dai va đập

Theo giản đồ hình 10, độ cứng của thép cũng phụ thuộc vào nhiệt độ đỡ khuôn và nằm trong khoảng: 175HB đến 240HB. Sự thay đổi độ cứng của các mẫu trước và sau nhiệt luyện cũng khác nhau. Độ cứng của mẫu 1 luôn lớn nhất và thay đổi không đáng kể trước và sau nhiệt luyện (240HB), độ cứng của mẫu 3 thấp nhất sau đúc (175HB) nhưng lại đứng thứ hai sau nhiệt luyện (223HB), mẫu 4 có độ cứng thứ nhì trước nhiệt luyện nhưng là mẫu có độ cứng thấp nhất sau nhiệt luyện. Điều này có thể giải thích khi quan sát ảnh tổ chức tế vi đã cho thấy tổ chức sau nhiệt luyện của các mẫu 1,2,4 vẫn còn xuất hiện cacbit ở biên giới hạt và làm tăng giá trị độ cứng của mẫu. Tuy nhiên, độ cứng có thể tăng nhưng với thép này thì giá trị độ dai va đập là quyết định hơn cả.

Kết quả đo độ dai va đập của các mẫu đỡ khuôn ở các nhiệt độ khác nhau cũng biến đổi theo các cách khác nhau, trong đó Mẫu 1, đỡ khuôn ở nhiệt độ 300 oC thì độ dai va đập đo được là 80J/cm², Mẫu 2 đỡ khuôn ở nhiệt độ 500 oC thì độ dai va đập đo được là 60J/cm². Mẫu 4 đỡ khuôn ở 900 oC thì giá trị độ dai va đập đo được là 90J/cm². Còn với mẫu 3, đỡ khuôn ở nhiệt độ 700 °C thì độ dai va đập đo được là 120J/cm², lớn hơn rất nhiều so với các mẫu đỡ khuôn ở nhiệt độ khác.

Điều này hoàn toàn phù hợp với kết quả trên về sự phân bố cấu trúc của cacbit trong nền austenit ở trên:

Mẫu 1 tổ chức tế vi của các mẫu sau khi xử lý nhiệt có thể nhận thấy hàm lượng và kích thước cacbit ở biên giới của mẫu số 4 ít hơn mẫu số 1 và số 2. Điều này dẫn đến giá trị độ dai va đập của mẫu số 4 lớn hơn so với mẫu 2 và mẫu 2 lớn hơn so với mẫu 1. Còn đối với mẫu 3 lượng cacbit hòa tan vào nền austenit nhiều hơn nên độ dai va đập đo được là cao nhất.

Kết quả phân tích tổ chức tế vi hầu như không thấy xuất hiện cacbit ở biên giới hạt. Điều này cho thấy rằng ngoài việc hòa tan vào trong nền, tạo hạt nhỏ với chế độ này còn tạo được cacbit nhỏ mịn phân tán bên trong nền austenit.

Đối với các mẫu đỡ khuôn ở 900 °C, 500 °C và 300 °C cho thấy sau khi xử lý nhiệt tổ chức vẫn xuất hiện cacbit phân bố dọc theo biên giới hạt. Chính việc cacbit phân bố dọc biên giới hạt đã ảnh hưởng xấu đến cơ tính của thép.

4. Kết luận

Trong khoảng nhiệt độ khảo sát, thép mangan cao Mn15Cr2V1 đỡ khuôn ở nhiệt độ 700 °C, nung tôi theo chế độ nâng và giữ nhiệt ở 650 °C trong hai giờ, nâng tiếp đến 1100 °C và giữ nhiệt trong hai giờ, làm nguội trong nước hầu hết cacbit ở biên giới hạt đã được hòa tan vào trong nền, cấp hạt đạt được sau khi xử lý nhiệt là cấp 6 theo ASTM, độ cứng đạt được là 223HB; độ dai va đập là 120J/cm². Kết quả phân tích SEM, BSED, EDS lines của mẫu đỡ khuôn ở 700 °C cho thấy các nguyên tố hợp kim như V, Cr, Mn phân bố đồng đều trên toàn bộ tiết diện của mẫu.

Kết quả phân tích cho thấy các mẫu đỡ khuôn ở 900 °C, 500 °C và 300 °C cho thấy sau khi xử lý nhiệt tổ chức vẫn xuất hiện cacbit phân bố dọc theo biên giới hạt. Chính việc cacbit phân bố dọc biên giới hạt đã ảnh hưởng xấu đến cơ tính của thép.

Tài liệu tham khảo:

- [1] Nguyễn Hữu Dũng; Hợp kim đúc; NXB Khoa học và Kỹ thuật, Hà Nội 2006.
- [2] Lê Công Dưỡng; Vật Liệu Học, NXB Khoa Học và Kỹ Thuật Hà Nội – 2000
- [3] Phạm Thị Minh Phương, Tạ Văn Thát; Công nghệ nhiệt luyện; NXB Giáo dục, Hà Nội 2000.
- [4] Nguyen Duong Nam, Le Thi Chieu, Pham Mai Khanh, Pham Huu Kien; Effect of heat treatment on the microstructure and mechanical properties of High Manganese Steel 15Mn2Cr1V, International Journal of Engineering Research and Management, 02/2015.
- [5] ASM Metals Handbook Volume 3 Alloy Phase Diagrams, 2004
- [6] Owen W, Grujicic M; Strain aging of austenitic Hadfield manganese steel. Acta Mater 1998; 47(1):111–26.

**ĐẢM BẢO ĐIỀU KIỆN HOẠT ĐỘNG CỦA MÔI CHẤT
TRONG HỆ THỐNG TRUYỀN ĐỘNG THỦY LỰC MÁY NÂNG
ENSURING OPERATING CONDITION TO HYDRAULIC LIQUID
IN LIFTING MACHINE**

Ths. PHẠM THỊ YẾN

Viện Cơ Khí

Tóm tắt

Trong hệ thống truyền động thủy lực nói chung và hệ thống truyền động thủy lực của các máy nâng nói riêng, việc đảm bảo điều kiện hoạt động của môi chất công tác (hay dầu thủy lực) rất quan trọng. Nó quyết định sự vận hành ổn định của hệ thống, hỗ trợ hoạt động chính xác và hiệu quả của thiết bị công tác. Tuy nhiên hệ thống truyền động thủy lực là hệ thống phức tạp được cấu tạo từ nhiều chi tiết thành phần, đòi hỏi độ chính xác và độ bền cao do phải vận hành với tải trọng lớn. Sau thời gian dài hoạt động, các chi tiết sẽ có ảnh hưởng nhất định lên môi chất công tác, để môi chất hoạt động trong điều kiện khắc nghiệt và nhanh chóng xuống cấp, hư hỏng. Bài báo giới thiệu sơ lược về việc duy trì hai yếu tố quan trọng nhất của môi chất công tác là nhiệt độ và áp lực.

Từ khóa : dầu thủy lực, truyền động thủy lực, môi chất công tác

Abstract

In the hydraulic drive system in general and the hydraulic drive system of the lifting machines in particular, ensuring the operating conditions of the hydraulic liquid (or hydraulic oil) is very important. It determines the stable operation of the system, leading correctly and efficiency operation of the working equipment. However, the hydraulic system is a complex system with many components, requiring high accuracy and durability due to operating with big loading. After a long time of operation, the components damaged will have a certain effect on the hydraulic liquid, so that the liquid works in harsh conditions and quickly degrades and deteriorates. The article briefly introduces the maintenance of the two most important factors of the hydraulic oil as temperature and pressure.

Keywords : hydraulic liquid, hydraulic oil, hydraulic drive system

Bất kì một hệ thống truyền động thủy lực nào hoạt động sau một thời gian dài cũng sẽ tới lúc gặp sự cố không ổn định, thậm chí không thể tiếp tục làm việc được. Nguyên nhân của việc mất ổn định gây ra do lỗi cấu kiện hoặc lỗi môi chất công tác (sau đây gọi là dầu thủy lực). Nếu như lỗi cấu kiện hầu hết là các vấn đề khá rõ ràng về Điện – Điều khiển tự động, Cơ khí thì lỗi do dầu thủy lực lại là vấn đề khó xác định do khó thực hiện nhận biết trong khi vận hành. Vậy dầu thủy lực là gì?

Dầu thủy lực (hay còn gọi là nhớt 10) là loại dầu dùng làm môi chất trong các hệ thống thủy lực, là sản phẩm được tiến hành pha chế từ dầu gốc khoáng kết hợp thêm với các chất phụ gia có tác dụng bôi trơn, chống gỉ, chống ăn mòn. Loại dầu này có làm nhiệm vụ truyền tải năng lượng từ máy phát lực đến các thiết bị công tác, giúp thiết bị công tác hoạt động và hạn chế ma sát để các bộ phận chuyển động êm nhẹ hơn. Dầu thủy lực ứng dụng rộng rãi trong thực tiễn, đặc biệt là các loại máy móc công nghiệp được vận hành bởi hệ thống thủy lực (hydraulic system).

Nhiệm vụ truyền áp suất của dầu thủy lực: Truyền tải áp lực là nhiệm vụ chính của dầu thủy lực, cho đến hiện tại hầu hết các hệ thống sử dụng nguyên lí xilanh piston, dầu thủy lực được bơm hoặc rút khỏi xilanh, tạo ra các áp suất nén lớn tác động lên piston, qua các cơ cấu trung gian lên thiết bị công tác.

Nhiệm vụ bôi trơn của dầu thủy lực: Ngoài nhiệm vụ chính, dầu thủy lực có nhiệm vụ giảm thiểu lực ma sát và sự mài mòn trong dịch chuyển các bộ phận, từ đó giảm nhiệt độ, biến dạng của thiết bị, đồng thời giúp hoạt động của thiết bị êm nhẹ hơn, chống gỉ sét, tăng tuổi thọ.

Mỗi một loại dầu thủy lực khác nhau sẽ có cấu tạo và thành phần riêng biệt. Tuy vậy chúng thường được cấu tạo với thành phần chính là dầu khoáng được bổ sung thêm một số phụ gia đặc biệt. Loại dầu thủy lực được sử dụng nhiều nhất là dầu thủy lực chống mài mòn (Antiwear hydraulic fluid) chiếm khoảng 80% chủng loại. Loại phổ biến thứ hai là dầu thủy lực chống cháy (fire-resistant fluid) chỉ chiếm khoảng 5%. Các tham số được chú ý nhất của dầu thủy lực trong vận hành là **hiệt độ** và **áp suất**.

1. Nhiệt độ vận hành dầu thủy lực

Trong thực tiễn vận hành các loại phương tiện khác nhau, có rất nhiều nguyên nhân khiến cho dầu thủy lực bị nóng. Thông thường dầu thủy lực sẽ hoạt động tốt nhất ở nhiệt độ khoảng từ 25 ~ 50 độ C. Mỗi một nguyên nhân sẽ có cách khắc phục và xử lý riêng biệt.

1.1. Các nguyên nhân gây quá nhiệt dầu thủy lực

1.1.1 Hệ thống làm mát gặp sự cố, hư hỏng

Nguyên nhân lớn nhất và phổ biến nhất làm dầu thủy lực bị nóng là hệ thống làm mát gặp sự cố hoặc hư hỏng. Mỗi thiết bị sinh nhiệt đều được trang bị hệ thống tản nhiệt để tạo ổn định khi vận hành, hệ thống làm mát gặp sự cố sẽ gây nên hiện tượng quá tải nhiệt. Các đường ống dầu bị gia tăng nhiệt khiến dầu thủy lực nóng lên. Ngoài ra, nhiệt độ tự thân của dầu thủy lực trong quá trình bôi trơn cũng tăng lên khi thu nhiệt từ ma sát.

1.1.2 Quá áp trong hệ thống thủy lực

Trong một số trường hợp hệ thống truyền động thủy lực có thể tạo ra áp suất quá tải so với áp suất thiết kế. Dầu thủy lực có thể bị nén quá mức và không thể thực hiện quá trình lưu thông như bình thường. Tình trạng áp suất trong hệ thống thủy lực bị quá tải diễn ra trong thời gian dài là nguyên nhân chính làm cho dầu thủy lực luôn ở tình trạng bị nóng lên.

1.1.3 Hỏng bơm thủy lực

Bơm thủy lực là bộ phận quan trọng đóng vai trò cung cấp dầu cho hệ thống, bơm bị hỏng làm cho dầu phải hoạt động liên tục và không được làm mới, không có nhiều khoảng thời gian để làm nguội. Tương tự nếu bơm hoạt động liên tục trong thời gian quá dài, nhiệt độ của dầu thủy lực sẽ không ngừng tăng lên.

1.1.4 Sự cố van xả dầu

Nếu có các sự cố xảy ra ở van xả dầu, dầu thủy lực sẽ bị nóng lên nếu van xả dầu bị bít tắc, rò rỉ, hư hại. Ngoài ra nếu van không thể khóa hoặc mở hoàn toàn, các tia dầu sẽ di chuyển qua van với tốc độ nhanh hơn, lượng dầu mới sẽ không thể thay thế dầu cũ và dẫn tới tăng nhiệt độ. Các sự cố van xả thường gặp như sau:

- Van xả dầu thủy lực được đặt quá thấp:

Nếu van xả được đặt quá thấp, dầu thủy lực có thể chảy từ bơm tới bình chứa thông qua van xả khi áp suất chưa đủ mạnh, cần kiểm tra cài đặt van, chặn dòng xả bên ngoài van xả và kiểm tra áp suất đường ống với áp kế.

- Van xả dầu thủy lực bị tắc:

Tìm cặn bùn trong van xả, nếu van bẩn, tháo rời và làm sạch van. Van tắc cũng có thể là dấu hiệu cho thấy dầu thủy lực đang sử dụng bị bẩn, kém chất lượng. Dầu thủy lực được chọn cần có khả năng chống ăn mòn, mài mòn, oxy hóa tốt.

1.1.5 Áp suất dầu bị hao tổn nhiều ở các khâu truyền động trung gian

Trong nhiều trường hợp nguyên nhân dầu thủy lực bị nóng có thể do áp suất bơm, hút dầu bị suy giảm ở nhiều khâu. Các khâu truyền động trung gian hoạt động trong thời gian quá dài sẽ dẫn đến việc áp suất hệ thống bị hao tổn. Điều này khiến lượng dầu cũ trên thiết bị công tác và các khâu không được đẩy hết ra ngoài và nóng lên theo thời gian.

1.1.6 Dầu thủy lực kém chất lượng

Như đã nêu trên, dầu thủy lực được cấu tạo từ dầu khoáng và các phụ gia đi kèm. Mỗi một loại máy móc thiết bị khác nhau sẽ phù hợp với từng loại dầu thủy lực riêng biệt. Nếu dầu thủy lực được sử dụng không phù hợp với loại phương tiện, hoặc sử dụng dầu kém chất lượng sẽ khiến cho nhiệt độ dầu tăng lên nhanh chóng. Dầu thủy lực kém chất lượng còn dẫn đến khả năng bôi trơn giảm xuống, ma sát tăng lên từ đó tạo ra nhiệt lượng lớn khi vận hành. Nhiệt lượng từ các chi tiết máy sẽ chuyển vào dầu và cũng khiến cho dầu thủy lực bị nóng lên. Trong một số trường hợp, dầu thủy lực có thể bị nóng lên do các tinh thể dầu với cấu trúc và kích thước không đồng đều. Các tinh thể dầu kém chất lượng có kích thước lớn sẽ tạo ra ma sát mài mòn với nhiệt lượng lớn.

1.1.7 Nhiệt độ bên ngoài tác động

Dầu thủy lực còn có thể bị nóng lên do nhiệt độ bên ngoài tác động vào hệ thống thùng chứa và thiết bị. Các tác nhân như bên ngoài trời nắng, thiết bị đặt gần các nguồn nhiệt thứ phát... hoặc chế độ làm việc của máy không được xả tải khi máy không có nhu cầu gây tải.

Điều kiện hoạt động của dầu thủy lực cũng ảnh hưởng đến nhiệt độ như: Các thiết bị trong hệ thống hoặc đường ống dẫn quá nhỏ dẫn đến giảm lưu lượng, tăng áp lực vận hành, phần thông khí bị tắc hoặc kích thước không đủ, thùng dầu quá nhỏ ...

1.1.8 Lượng dầu thủy lực trong thùng dầu còn quá ít

Nhiệt độ của dầu thủy lực sẽ bị tăng lên nếu còn quá ít dầu trong máy, nguyên nhân là do không đủ lượng dầu mới thay thế cho lượng dầu vừa hoạt động trong chu trình. Qui định chung thông thường với hệ thống là duy trì lượng dầu đạt 1/3 mức dầu trong thùng để hệ thống có thể hoạt động ổn định.

1.1.9 Dầu thủy lực bị nhiễm bẩn

Dầu thủy lực bị nhiễm bẩn hoặc lẫn nước dẫn đến khả năng bôi trơn bị suy giảm. Các linh kiện máy móc bằng kim loại sẽ nóng lên và truyền nhiệt lại thiết bị. Bên cạnh đó, việc lẫn phải các tạp chất sẽ khiến các tinh thể dầu bị phá vỡ về cấu trúc, dẫn đến sự không ổn định. Nguyên nhân gây lọt tạp chất, không khí, nước có thể do:

- Rò rỉ đường dầu từ bơm đến thùng chứa.
- Hệ thống thủy lực không được xả khí đúng cách sau khi lắp ráp, kiểm tra, điều chỉnh.
- Có khe hở ở vòng đệm của xi lanh thủy lực.



Hình 1. Dầu thủy lực lẫn nước

1.2 Các biện pháp ngăn ngừa xử lý dầu thủy lực quá nhiệt.

Để dầu thủy lực trong hệ thống có thể hoạt động ở nhiệt độ bình thường, cần lưu ý khắc phục những nguyên nhân sinh nhiệt của hệ thủy lực:

- Thiết kế thùng dầu có khả năng thoát nhiệt tự nhiên tốt, mặt thoáng tối ưu lớn nhất.
- Thiết kế hệ thống thường xuyên được xả tải khi không cần gây tải
 - + Dùng van an toàn, van chỉnh áp suất hệ thống có xả tải.
 - + Dùng bơm điều chỉnh và khống chế được lưu lượng
 - + Dùng van phân phối có xả tải như mạch 3C3;3C6.
 - + Dùng van một chiều có điều khiển để dự phòng tải.
 - + Thiết kế hệ đường ống dẫn ngắn nhất, ít chỗ uốn gấp khúc và ít ma sát nhất.
 - + Trong trường hợp không làm mát dầu được bằng những giải pháp trên thì phải làm mát dầu thủy lực cưỡng bức : làm mát bằng gió, nước hoặc bằng máy lạnh.
- Chọn loại dầu chất lượng và phù hợp để không làm ảnh hưởng đến thiết bị khi hoạt động.
- Thường xuyên kiểm tra tình trạng dầu.
- Bảo trì bảo dưỡng định kì thường xuyên, đúng thời hạn qui định, phát hiện sớm các vấn đề tiềm ẩn, hạn chế rủi ro trong quá trình vận hành thiết bị.

- Kiểm tra rò rỉ trong hệ thống: Những rò rỉ nghiêm trọng của hệ thống mở thường dễ phát hiện nhưng rò rỉ hay xảy ra trong những ống kín. Phương pháp kiểm tra rò rỉ thông dụng là đặt áp kế tại đường xả gần bơm và lần lượt chặn các mạch dẫn, nếu áp suất hạ tức là điểm rò rỉ nằm giữa điểm mới kiểm tra và điểm đã kiểm tra trước đó.

2. Áp suất vận hành dầu thủy lực

Áp lực môi chất là tham số quan trọng nhất trong hệ thống, không có áp lực vận hành, hệ thống không hoạt động được, các thiết bị công tác cũng không được truyền áp lực để thực hiện các thao tác. Các tác nhân gây ra ảnh hưởng tới áp lực môi chất gồm có bơm, động cơ thủy lực, hệ thống dẫn gồm các ống, van và chính bản thân môi chất.

Bất kỳ hệ thống thủy lực nào cũng cần có bơm thủy lực – thiết bị đóng vai trò trung tâm hệ thống. Bơm tốt thì hệ thống hoạt động ổn định còn bơm gặp vấn đề thì ngay lập tức sự cố sẽ phát sinh. Đôi khi có tình trạng bơm vẫn quay mà lưu lượng dầu hay áp suất thấp dần khiến xi lanh thủy lực không hoạt động được.

Hệ thống ống van gây ra sự cố áp suất vận hành khi có hiện tượng rò rỉ, tắc nghẽn, việc cài đặt sai các thông số của van, thiết kế sai ống dẫn cũng gây sự cố áp suất.

Ngoài ra dầu thủy lực không đảm bảo cũng gây sự cố áp suất vận hành dù sự cố này ít khi xảy ra.

2.1 Nguyên nhân gây sự cố áp suất hệ thống thủy lực

2.1.1 Rò rỉ bơm

Nguyên nhân chủ yếu gây mất áp là rò rỉ bơm khiến bơm hoạt động yếu và không lên áp. Bơm thủy lực hoạt động dựa vào nguyên lý chênh áp suất nên nếu bị rò rỉ sẽ gây ra tình trạng mất áp và bất kỳ loại bơm nào cũng đều bị. Rò rỉ bơm thủy lực không chỉ xảy ra ở bơm mà còn có thể xảy ra đối với van thủy lực, đường ống dẫn dầu, các mối nối, mặt bích. Sự cố xảy ra thường do các phớt bị hỏng, gioăng bị xước, lắp không chặt hoặc quấn băng, cao su non không kỹ, lắp mặt bích ngược hay lắp gioăng phớt ngược dẫn đến mài mòn sau một thời gian dài sử dụng. Hệ thống thủy lực hoạt động áp suất cao hơn so với hệ thống khí nén, trung bình khoảng 200 bar hoặc có thể lớn hơn nên rất dễ bị rò.

2.1.2 Mòn bề mặt bơm

Các loại bơm thủy lực chủ yếu như bơm piston, bánh răng, cánh gạt có bề mặt bơm dễ bị ăn mòn và ma sát nhiều trong quá trình tạo lưu lượng và áp suất. Khi bơm thủy lực còn mới có thể hoạt động ổn định nhờ được gia công tỉ mỉ, tăng cứng các bề mặt và có chất liệu tốt. Tuy nhiên, sau một thời gian dài sử dụng, ma sát làm các chi tiết và các bộ phận bị ăn mòn. Đối với từng cấu trúc bơm thủy lực thì tình trạng ăn mòn sẽ khác nhau, ví dụ như đối với bơm bánh răng thường bị ăn mòn các đỉnh răng dẫn đến sự ăn khớp của bánh răng chủ động và bị động không còn được kín khít, với bơm cánh gạt là đỉnh cánh với bề mặt buồng bơm.

Bơm bị mòn bề mặt nghiêm trọng hơn khi xuất hiện xâm thực làm cho không khí lọt vào bơm nhiều khiến bơm có tiếng ồn lớn và rung lắc mạnh.

2.1.3 Van an toàn không tăng áp

Van an toàn là thiết bị rất cần thiết không chỉ đối với bơm mà còn với toàn bộ hệ thống thủy lực. Van an toàn có chức năng là đảm bảo áp suất làm việc của hệ thống nên khi cài đặt áp cần lưu ý cài đặt cao hơn so với áp suất công tác. Khi vượt áp, van sẽ tự động mở để dầu chảy về bể chứa theo đường riêng và không đi vào hệ thống cho đến khi áp suất hạ về mức ổn định thì ngắt. Do vậy nếu cài đặt áp suất thấp hoặc ngang bằng với áp suất công tác thì van an toàn sẽ mất tác dụng. Khi đó, áp suất



Hình 2. Mòn đĩa do dầu bẩn



Hình 3. Đĩa bơm bị xâm thực

của van thấp hơn áp của hệ thống chính là nguyên nhân bơm thủy lực mất áp hay tụt áp trong khi hoạt động. Ngoài ra, cũng cần chú ý sự cố bất thường là van an toàn bị kẹt.

2.1.4 Bộ lọc và các cửa đường ống hút

Bộ lọc thủy lực có chức năng lọc tách các chất bẩn trong dầu như bụi bẩn, sợi ni lông, hạt kim loại... của cả hệ thống. Theo định kỳ sau thời gian sử dụng cần tiến hành vệ sinh lõi lọc để loại bỏ chất bẩn. Lõi lọc bẩn sẽ gây nên việc dầu thủy lực vừa không được lọc sạch vừa không được thông qua đủ nên bơm thiếu dầu.

Cửa hút của bơm thủy lực bị tắc nghẽn cũng khiến bơm không lên áp hoặc nhanh bị hư hỏng. Từ đó khiến dầu không chảy đầy đủ vào khoang bơm làm thay đổi lưu lượng và áp lực bơm không như thiết kế ban đầu.

2.1.5 Hệ thống bẩn

Khi được đưa vào vận hành hoạt động thì hệ thống thủy lực cần đảm bảo vệ sinh sạch sẽ. Nếu để chất lỏng vô tình bị rơi trong quá trình vận chuyển hay lắp ráp sẽ khiến cho hệ thống bị bẩn nên cần hết sức lưu ý. Các chất bẩn, nhất là các hạt sắt nhỏ vô tình sót lại sẽ theo dòng lưu lượng đi khắp các hệ thống và dưới áp suất, ma sát sinh ra ở các bộ phận máy bơm thủy lực sẽ gây ra những vết xước, phá hủy lớp bề mặt.

2.1.6 Bơm thủy lực quá tải

Chu trình hoạt động dài và liên tục gây ra bơm bị quá tải và mất áp. Tình trạng quá tải không chỉ là quá công suất mà còn quá tải về mặt thời gian hoạt động, quá tải nhiệt dẫn đến tình trạng giãn nở kim loại, ma sát sinh ra và tăng lên, có thể khiến gãy trục bơm... Ngoài ra có thể có những sự cố bất thường như bơm lắp sai chiều quay hoặc ống dẫn bị tắc nghẽn.

2.2 Các biện pháp ngăn ngừa xử lý sự cố mất áp dầu thủy lực

Ngoài những nguyên nhân cần xử lý tức thời đã nêu ở trên, cũng có thể thực hiện các biện pháp ngăn ngừa, khắc phục như sau:

2.2.1 Điều chỉnh và duy trì áp suất bơm

Để điều chỉnh áp suất cho bơm hoặc hệ thống thủy lực cần có những thiết bị cơ bản:

- Đồng hồ đo áp suất với dải đo lớn hơn khả năng tạo áp suất của bơm hoặc khả năng chịu tải của hệ thống cũng như các thiết bị công tác (xi lanh thủy lực, mô tơ thủy lực, hệ thống đường ống và các thiết bị khác lắp trong hệ như các loại van v.v...)

- Van chỉnh áp suất với khả năng chỉnh áp lớn hơn 1,3 đến 1,5 lần áp suất định mức của bơm hoặc của hệ thống và lưu lượng cho qua lớn hơn 1,2 đến 1,3 lưu lượng lớn nhất của bơm.

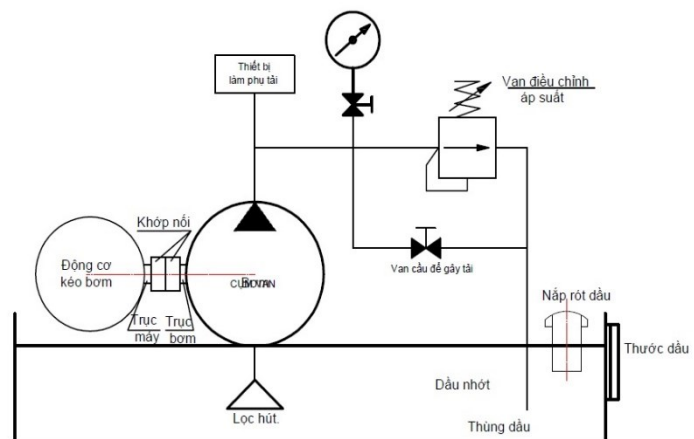
- Cơ cấu tạo tải có thể dùng van cầu ba ngã hoặc van phân phối (ngăn kéo) + xi lanh

- Panel và hệ thống ống dẫn.

Cách thực hiện:

- Lắp bơm với động cơ kéo bơm lên trạm test, kiểm tra khớp nối bơm đảm bảo độ chắc chắn, đồng trục ăn khớp, chân đế động cơ, giá bơm, lắp đường ống lọc hút phù hợp với lưu lượng bơm (lượng dầu cho qua của bộ lọc, đường kính trong của ống hút với vận tốc dầu cho qua từ 1 đến 3 m/s), kiểm tra độ kín khít của ống hút. Lắp đường ống đẩy cho bơm (tốt nhất là ống mềm với lưu lượng cho qua có vận tốc max khoảng 15 m/s và áp suất 1,3 đến 1,5 áp suất cực đại của bơm với chiều dài tối thiểu 1,5m)

Sơ đồ chỉnh áp suất cho bơm thủy lực



Hình 4. Sơ đồ chỉnh áp suất bơm thủy lực

- Mở van cầu dùng gây tải để bơm đẩy tự do về thùng, nói lỏng hoàn toàn lò xo nén của van chỉnh áp suất theo chiều ngược kim đồng hồ, đóng từ từ sau vài giây đóng hẳn van cầu gây tải, dòng dầu qua bơm lúc này sẽ nén chủ yếu qua van chỉnh áp suất.

- Bắt đầu chỉnh độ nén của lò xo trên van chỉnh áp bằng vít chỉnh vận theo chiều kim đồng hồ, theo dõi chỉ số đồng hồ và chia làm nhiều bậc nhỏ khoảng 5 đến 10 bar để dần chỉnh đến áp suất làm việc, mỗi bậc chỉnh giữ khoảng 10 phút cho bơm hoạt động ổn định.

- Để kiểm tra khả năng đạt áp suất cực đại của bơm, chỉnh tới áp suất làm việc định mức sau đó vừa nhìn theo dõi đồng hồ đo áp vừa chỉnh vít theo chiều tăng dần đến khi đạt áp suất cực đại thì dừng ngay và sau khoảng 3 đến 5 giây đồng hồ thì mở van khóa cho dầu chảy trực tiếp về thùng để bảo vệ bơm.

- Ngừng bơm, kiểm tra lại hệ thống sau khi chạy thử chỉnh áp lần đầu, nói vít chỉnh (theo chiều ngược kim đồng hồ) của van chỉnh áp để lò xo nén được trở về trạng thái bình thường, mở van khóa cho bơm chạy nén dầu trực tiếp vào thùng, sau đó lặp lại như chỉnh áp lần thứ nhất, và làm lại lần ba như đã nói ở trên. Kết quả thử chỉnh áp suất được ghi vào bảng các thông số của bơm, đồng hồ, van chỉnh áp (van áp suất, van tràn...), van cầu, lọc hút... để làm tài liệu xác nhận độ tin cậy của bơm và van.

- Đối với van chỉnh áp suất của hệ thống, sau khi chỉnh đúng áp suất làm việc của hệ thống truyền động thủy lực theo thiết kế thì khóa và cố định vít chỉnh bằng đai ốc chống tháo đảm bảo tránh sự rung lắc cũng như những tác động bên ngoài không gây ảnh hưởng đến van chỉnh áp suất.

2.2.2 Các bơm đã bị hư hại không thể điều chỉnh

Bơm thủy lực yếu là các bơm không còn khả năng tạo đủ áp suất cho hệ thống làm việc bình thường, có nhiều nguyên nhân như thời gian sử dụng đã vượt quá tuổi thọ của bơm, việc kiểm tra bảo trì bảo dưỡng theo định kỳ, độ nhớt của môi chất giảm so với yêu cầu, độ kín khít của hệ đường ống, sự hư hỏng các thiết bị công tác ...

- Đối với bơm bánh răng yếu

Bơm bánh răng rò rỉ chủ yếu do hở gioăng do đặc trưng của bơm là sử dụng nhiều loại gioăng như gioăng tròn, hình số 3, cổ trục. Ngoài ra tình trạng các bạc đỡ bị mòn xước, biên dạng thân bơm bị mòn tạo khe hở lớn với đỉnh và chân răng gây rò dầu và mất áp.

Biện pháp khắc phục chỉ có thể là thay thế linh kiện hoặc thay bơm mới.

- Đối với bơm piston yếu

Bơm piston rò rỉ cũng chủ yếu do hỏng gioăng và mòn các chi tiết nhỏ bên trong, tuy nhiên thường thân bơm piston có kết cấu đúc và gia công đơn giản với các thành phần dạng cố định nên dễ thay thế. Khi bơm yếu chỉ tháo bảo trì bảo dưỡng, kiểm tra thay thế các chi tiết, cụm hỏng (Mặt chà, đĩa phân phối, cụm block xi lanh-piston, các gioăng phớt, v.v...) sau đó chạy máy và test áp lại, nếu đạt áp suất thì vẫn cho bơm làm việc tiếp.

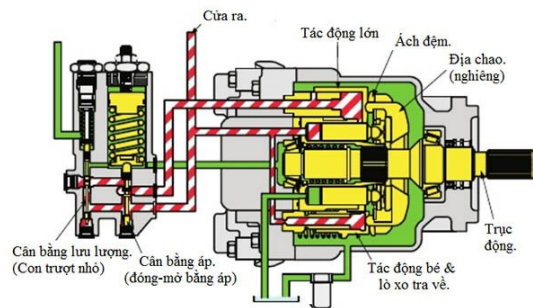
- Đối với bơm cánh gạt yếu

Bơm cánh gạt thường mòn không đều gây nên khe hở giữa biên dạng của stator với đầu các cánh gạt cũng như độ mòn giữa hai đầu rotor với đĩa phân phối (là đĩa phân chia khoang hút và khoang đẩy của bơm).

2.2.3 Đổi chiều quay của bơm

Việc đổi chiều quay có thể được tiến hành nhằm tận dụng thêm một phần khả năng sử dụng của bơm. Tuy nhiên biện pháp này không được khuyến cáo do không phải bơm nào cũng có thể đổi chiều quay. Chiều quay của bơm thường được quy định bởi nhà sản xuất do chiều quay phụ thuộc vào kết cấu và nguyên lý làm việc cũng như quy định về ống hút và ống đẩy. Bơm thường có hai chiều

BOM PISTON HƯỚNG TRỰC LƯU LƯỢNG CHỈNH ĐƯỢC.



Hình 5. Bơm piston điều chỉnh lưu lượng

quay là quay phải “R” và quay trái “L” để cho phù hợp với động cơ (motor) dẫn động. Một số loại bơm không thể thay đổi được chiều quay.

2.2.4 Sử dụng bình tích áp

Bình tích áp là buồng giữ áp giúp lưu trữ dòng dầu có áp lực và xả dòng dầu có áp lực ra hệ thống khi cần thiết. Về bản chất, hoạt động của bình tích áp dựa trên nguyên lý nén được của khí trung gian. Bình tích áp sẽ được nạp một lượng khí nén với áp lực vừa đủ, sau đó dòng dầu áp lực cao hơn sẽ nén buồng khí và qua đó tích trữ áp lực, thể tích khí bị nén chính bằng thể tích dầu được trữ lại. Thông thường bình tích áp sẽ gồm 3 loại: màng, túi, piston. Các tác dụng chính của bình tích áp như sau :

- Lưu trữ áp lực dự phòng

Trong các tình huống khẩn cấp, bình tích áp sẽ cung cấp áp lực trong lúc cơ cấu thủy lực vận hành và nạp vào trong lúc cơ cấu thủy lực ngừng hoạt động, thường dùng cho các xy lanh có kích thước lớn chỉ cần áp lực (bằng với áp lực hệ thống) ở cuối hành trình trong 1 thời gian ngắn. Trong các tình huống cần vận hành khẩn cấp khi mà bơm thủy lực bị hỏng, hệ thống điện bị hỏng hoặc các sự cố khác, bình tích áp đóng vai trò như nguồn năng lượng duy trì, cung cấp lưu lượng và áp suất để rút các xy lanh về, đóng van, hoặc di chuyển các cơ cấu ... đến nơi an toàn chờ đến khi khắc phục sự cố xong.

- Giảm xóc và rung động

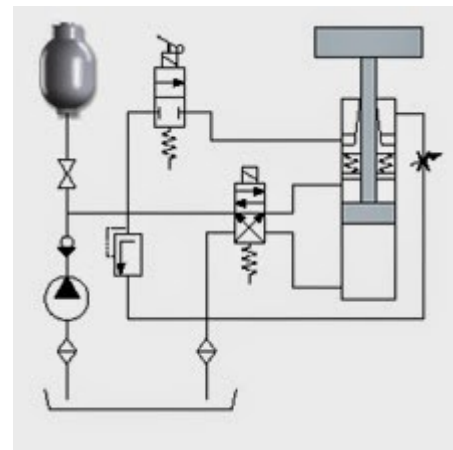
Các bơm thủy lực đặc biệt là bơm bánh răng và piston, sẽ tạo ra các xung áp suất trong quá trình vận hành. Đồng thời các xung chấn cũng xảy ra ở cơ cấu chấp hành, thiết bị công tác (ví dụ như khi gầu máy đập xuống xúc đất hay sự đóng mở van đột ngột). Các xung áp suất này nếu không được hấp thu tốt và giảm thiểu có thể sẽ gây hại thiết bị, vỡ đường ống, gây xy lanh hay các khung cơ khí. Bình tích áp sẽ hấp thu các xung áp suất và đảm bảo hoạt động an toàn của hệ thống, thông thường với nhiệm vụ này, bình tích áp dạng màng cỡ nhỏ sẽ được dùng nhằm tối ưu hóa chi phí.

- Bù áp, nhất là trong các hệ thống thủy lực thường xuyên có sự thay đổi nhiệt độ

Một số hệ thống thủy lực yêu cầu phải duy trì áp suất và lực nén trong thời gian dài. Các van phân phối hay chống lún sẽ không thể đảm bảo được yêu cầu này do có sự rò rỉ nội tại. Nếu bơm chạy liên tục sẽ tốn nhiều năng lượng và giảm tuổi thọ hệ thống. Khi đó bình tích áp sẽ là lựa chọn tối ưu, áp suất dầu ở xy lanh bị tụt sẽ nhanh chóng được bù đắp từ bình tích áp, chỉ khi nào áp suất trong bình tích áp giảm xuống mức cài đặt thì lúc này mới cần bơm hoạt động để cấp dầu vào bình tích áp. Công tắc áp suất đặt ở cổng vào bình tích áp sẽ tự động đóng/ mở mô tơ điện, không cần sự can thiệp của người vận hành. Do đặc tính nở ra của dầu khi nóng lên và co lại khi nhiệt độ hạ xuống, sự thay đổi về nhiệt độ sẽ ảnh hưởng tới áp suất làm việc của nhánh thủy lực. Trong môi trường có nhiệt độ âm, sự đông đá của nước sẽ tạo lực đẩy ngược trở lại cần xy lanh khiến áp suất bên trong đường ống tăng lên gây phá hủy cơ cấu cơ khí hoặc làm hư hỏng đường ống và các thiết bị thủy lực. Bình tích áp sẽ bù đắp áp suất từ từ để giảm thiểu tối đa tác động có hại.

3. Kết luận

Với các biện pháp ngăn ngừa đã nêu trên, việc đảm bảo điều kiện hoạt động cho dầu thủy lực có thể coi là đã được thực hiện khá đầy đủ. Tuy nhiên, máy nâng là loại máy thường xuyên phải hoạt động liên tục trong thời gian dài với chế độ tải nặng. Hệ thống thủy lực chịu nhiều tác động bất thường



Hình 6. Sơ đồ bình tích áp trong hệ thống thủy lực máy xúc Komatsu P200

nên dễ hư hại và phát sinh các sự cố đột xuất. Các biện pháp xử lý tại hiện trường, khắc phục tạm thời có thể giúp máy nâng hoạt động cho đến khi được thực hiện bảo dưỡng, sửa chữa lớn.

Tài liệu tham khảo:

- [1] Komatsu Corp. (2009), “*Shop manual – Galeo PC270LC-7L, Hydraulic excavator*”, Hydraulic oil trouble solving, page 124-158.
- [2] Trường CDCG Ninh Bình (2018), “*Giáo trình bảo dưỡng Hệ thống thủy lực khí nén*”, Bảo dưỡng bơm thủy lực, Trang 38-41.
- [3] PGS.TS Bùi Hải Triều (2006), “*Giáo trình truyền động thủy lực và khí nén*”, Phân loại môi chất thủy lực, Trang 8-15.

ỨNG DỤNG PHƯƠNG PHÁP EDEM-CFD NGHIÊN CỨU ẢNH HƯỞNG CỦA KÍCH THƯỚC HẠT RẮN ĐẾN ĐẶC TÍNH LÀM VIỆC CỦA BƠM LY TÂM

USING THE EDEM-CFD METHOD TO INVESTIGATE THE EFFECT OF SOLID PARTICLE'S SIZE ON A CENTRIFUGAL PUMP'S PERFORMANCE

TS. NGUYỄN CHÍ CÔNG

Viện cơ khí, Trường Đại học Hàng hải Việt Nam

Tóm tắt

Dòng hai pha rắn lỏng trong tính toán bằng phương pháp số (CFD) nói chung được phân tích bằng cách coi các hạt rắn như là một phần tử bán lỏng, nhưng điều này không xét đến các ảnh hưởng của các đặc tính vật lý của chất rắn hạt và sự va chạm giữa các hạt. Trong bài báo này, tác giả sử dụng phương pháp phần tử rời rạc (DEM) được kết hợp với phương pháp số CFD để nghiên cứu ảnh hưởng của kích thước hạt rắn đến đặc tính làm việc của bơm ly tâm hai pha rắn - lỏng. Các tính toán mô phỏng được thực hiện với chất lỏng là nước nguyên chất là pha liên tục, phần trăm pha rắn trong hỗn hợp được cố định là 15%, khối lượng riêng là 1500 kg/m^3 , pha rắn được coi là hạt rắn hình cầu có đường kính biến thiên từ 1 - 3mm. Kết quả thu được sau khi tính toán mô phỏng như trường phân bố vận tốc, trường phân bố áp suất sẽ được phân tích để làm rõ ảnh hưởng của kích thước hạt rắn đến đặc tính thủy động lực học của bơm ly tâm hai pha từ đó có giải pháp cải thiện hiệu suất của bơm.

Từ khóa: Bơm ly tâm, Đường kính hạt rắn, CFD.

Abstract

The two-phase solid-liquid flow in the computational fluid dynamic (CFD) is generally analyzed by treating the solid particles as a quasi-fluid element, but this does not take into account the effects of the physical features of the solid particles and collisions among the particles. In this paper, the author uses the discrete element method (DEM) combined with the numerical CFD method to investigate the influence of the solid particle size on the hydrodynamic performance of the solid-liquid two-phase centrifugal pump. Simulations are performed with liquid as pure water as continuous phase, percentage of solid phase in the mixture is fixed at 15%, density is 1500 kg/m^3 , solid phase is considered as spherical solid particles with diameters ranging from 1 to 3mm. The results obtained after calculating simulation such as velocity distribution field, pressure distribution will be analyzed to clarify the influence of solid particle size on the hydrodynamic characteristics of the two-phase centrifugal pump from that taking a solution to improve pump performance.

Keywords: Centrifugal pump, solid particle's size, CFD.

1. Đặt vấn đề

Bơm ly tâm được sử dụng rộng rãi trong các hệ thống vận chuyển bùn và có chi phí tiết kiệm hơn vận chuyển bằng xe tải hoặc băng tải. Vận chuyển hỗn hợp bùn bằng bơm ly tâm thường được dùng để nạo vét kênh dẫn nước, luồng lạch, để duy trì sự di chuyển các phương tiện trong bến cảng và sông ngòi, san lấp mặt bằng cho mục đích xây dựng.... Bơm ly tâm còn được dùng trong việc khai thác và sản xuất phân bón và các cơ sở chế biến thực phẩm để vận chuyển chất thải bùn với quy mô lớn. Hiệu suất hoạt động của ly tâm sử dụng trong vận chuyển bùn phụ thuộc lớn vào việc thiết kế bơm và các đặc tính của hỗn hợp hai pha mà bơm vận chuyển [1-5]. Nghiên cứu một cách bài bản có hệ thống dòng chảy hai pha lỏng rắn trong bơm và ảnh hưởng của kích thước hạt rắn đến tính chất dòng chảy là cơ sở quan trọng để thiết kế và nâng cao hiệu suất hoạt động của bơm trong hệ thống vận chuyển dòng hai pha.

Nghiên cứu, phân tích dòng chảy hai pha trong bài toán thực tế chủ yếu được thực hiện bằng cách sử dụng phương pháp số (CFD), đôi khi kết hợp với phương pháp phần tử rời rạc (DEM). Trong phương pháp số các hạt rắn trong hỗn hợp thường được coi như một môi trường giả chất lỏng, quỹ đạo chuyển động của các hạt tìm được bằng cách giải phương trình đặc trưng các mô hình dòng chảy nhiều pha. Phương pháp này đã được sử dụng rộng rãi trong nhiều bài toán kỹ thuật do độ chính xác, chi phí thấp của nó trong tính toán, phân tích dòng chảy hai pha. Ngày nay, tính toán mô phỏng dòng chảy nhiều pha có thể được thực hiện thuận lợi nhờ sử dụng các phần mềm thương mại CFD. Điều này được thể hiện rõ ràng trong các bài báo nghiên cứu về dòng hai pha chất lỏng rắn trong thiết bị máy thủy lực khác nhau [5-9], các bài báo đó có đóng góp đáng kể vào việc thiết kế hiệu quả hơn bơm hai pha rắn lỏng.

Tuy nhiên, trong tính toán mô phỏng trường dòng bằng CFD thể hiện những hạn chế nhất định do sự xấp xỉ gần đúng của chất rắn hạt, chủ yếu là do sự không liên tục trong chuyển động của các hạt rắn. Ảnh hưởng của đặc tính của hạt như tính chất vật liệu, hình dạng và kích thước không thể được tính toán chính xác bằng cách sử dụng phương pháp số.

Hơn nữa, khi tính toán mô phỏng số bằng các phần mềm thương mại không đưa ra đánh giá chính xác về ảnh hưởng của va chạm và sự mòn các chi tiết trong bơm do các hạt rắn gây ra. Ngoài ra, phương pháp phần tử rời rạc (DEM), đề xuất bởi Cundall [10], có thể mang lại một cách phân tích chính xác về chuyển động của hạt trong hỗn hợp bằng cách xem xét các đặc cơ bản của phần tử rắn trong dòng chảy. Phương pháp này đã mô tả chính xác di chuyển động lực học của các hạt chuyển động (vị trí và vận tốc) phù hợp với định luật chuyển động thứ hai của Newton, có kể đến hình dạng, kích thước và tính chất vật chất của các hạt. DEM kết hợp với phương pháp CFD cũng đã được đề xuất để có hiệu quả nghiên cứu sự tương tác và hạt hạt lỏng-rắn chuyển động trong dòng chảy hai pha [9,10]. Cách tiếp cận này sử dụng phương pháp DEM và CFD để tìm chuyển động của hạt và trường dòng của chất lỏng để đạt được sự cân bằng mômen giữa các pha lỏng và rắn, trong khi xem xét nồng độ hạt rắn trong hỗn hợp dòng hai pha.

2. Mô hình và phương pháp tính toán

2.1. Mô hình thuật toán EDEM-FLUENT

Phương pháp Euler-Lagrange được sử dụng để xây dựng mô hình tính toán dòng chảy hai pha rắn, lỏng trong bơm ly tâm. Mô hình tính toán số sử dụng DEM để mô phỏng động lực hạt rắn trong dòng chảy hai pha (DEM, 2010) kết hợp với phần mềm FLUENT.

Dòng chảy không dừng ban đầu được tính toán mô phỏng bằng cách giải phương trình Navier-Stokes dưới dạng số Reynolds trung bình (RANS) và mô hình rối tiêu chuẩn k- ϵ trong phần mềm FLUENT.

Quá trình tính toán, mô phỏng dòng chảy được lặp lại cho đến khi hội tụ với một bước thời gian nhất định. Các mô phỏng DEM sau đó được bắt đầu để xác định lực cản tức thời tác động lên mỗi hạt DEM từ các điều kiện chất lỏng chuyển động không dừng trong phần tử lưới có chứa hạt của pha rắn. Sau đó quá trình mô phỏng tiếp tục sử dụng DEM để xác định vị trí tức thời, biến thiên vận tốc và lực trong mỗi hạt. Các tọa độ của các hạt sau mỗi bước thời gian được cập nhật và chuyển sang giải bằng CFD, với lực quán tính do các hạt sinh ra trong quá trình chuyển động. Với ý tưởng này động lượng của mỗi hạt sẽ được chuyển đến mỗi ô lưới để biểu diễn ảnh hưởng của việc truyền năng lượng từ mỗi hạt DEM, có tính đến phần khối lượng hạt rắn chiếm chỗ trong mỗi phần tử lưới.

Trong quá trình tính toán DEM-CFD, các vòng lặp DEM được thực hiện độc lập bước sau sự hội tụ của một bước tính toán trong CFD. Như vậy thời gian tính toán mô phỏng là nhiều hơn, đặc biệt là khi phân tích tính toán chuyển động của một số lượng lớn các hạt rắn trong hỗn hợp. Tuy nhiên, tổng thời gian mô phỏng cho một lần lặp lại không chỉ bị ảnh hưởng bởi số lượng các phần tử hạt mà còn bởi bề mặt và tính chất hình học của các phần tử, và điều kiện tiếp xúc. Mô phỏng EDEM gần như tuyến tính phụ thuộc vào số lượng đầu vào các biến số.

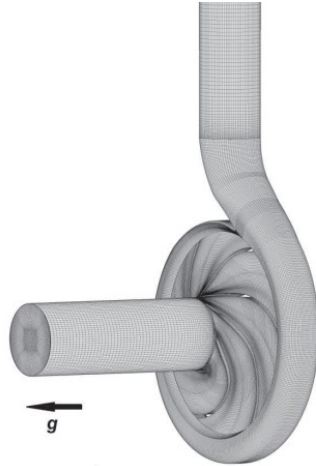
2.2. Vật liệu và các hệ số tương tác giữa hai pha

Trong bài báo này mô phỏng, tính toán được thực hiện đối với nước ở 25 độ C là pha liên tục, trong khi các hạt rắn là pha rời rạc. Các thông số vật lý của các hạt rắn được lựa chọn để mô phỏng phù hợp

với tính chất vật lý của các bài toán gặp phải trong hầu hết các hệ thống vận chuyển bùn [10]. Khối lượng riêng của pha rắn được lấy là 1500 kg/m^3 , trong khi kích thước đường kính các hạt thay đổi ngẫu nhiên từ 1,0 đến 3,0 mm. Phần trăm khối lượng pha rắn tại đầu vào của bơm là 15%.

2.3. Miền không gian tính toán và chia lưới

Bơm ly tâm một cấp được lựa chọn để nghiên cứu dòng chảy hai pha và tương tác của các hạt rắn. Lưu lượng bơm là $88,5 \text{ m}^3/\text{h}$, cột áp là 14,5 m, vận tốc quay của bánh công tác là 1450 vòng/phút. Bánh công tác gồm 6 cánh có góc bao 100° (đường kính đầu vào $D_0 = 125 \text{ mm}$, chiều rộng lối ra $b_2 = 26,5 \text{ mm}$). Miền không gian tính toán bao gồm đầu vào, bánh công tác, vỏ bơm, đầu ra của một bơm ly tâm Hình 1. Miền không gian khảo sát được mô hình hóa bằng lưới cấu trúc hexahedral trong phần mềm ICEM và gồm 1.019.538 phần tử.



Hình 1. Miền không gian khảo sát sau khi chia lưới

Mô hình lưới trượt đã được tạo ra tại các giao tuyến của bánh công tác quay với các phần tĩnh của bơm cho quá trình phân tích, tính toán, mô phỏng theo thời gian. Ngoài ra, gia tốc trọng trường ($g = 9.81 \text{ m/s}^2$) có hướng ngược với dòng chảy của bơm. Cửa hút của bơm hướng xuống dưới với các hệ thống nạo vét bùn tại các sông, kênh thủy lợi.

2.4. Tính toán phân tích dòng chảy theo thời gian

Bơm và môi chất được coi là ở trạng thái tĩnh trước khi khởi động. Khi bơm khởi động, vận tốc quay của trục tăng lên theo thời gian cho đến khi giá trị thiết kế và trường dòng chảy bên trong bơm dần dần đi vào trạng thái tuần hoàn ổn định [2]. Do cấu hình của máy tính, các trường hợp mô phỏng, tính toán được cài đặt để nghiên cứu trường dòng của hỗn hợp hai pha rắn lỏng khi chuyển động qua bánh công tác mà không xem xét chuyển động của bánh công tác theo thời gian (Không sử dụng mô hình lưới động). Vận tốc ổn định của bánh công tác là 1.450 vòng / phút được dùng để tính toán mô phỏng dòng hai pha chuyển động qua bánh công tác. Vận tốc ban đầu của các phần tử được đặt bằng không trong toàn không gian khảo sát, phần trăm của pha rắn trong hỗn hợp là 15%. Các điều kiện biên sử dụng trong phần mềm Fluent gồm có lưu lượng thiết kế của bơm, áp suất đầu ra là 105 Pa. Bước thời gian tính toán trong Fluent là $t=10^{-4} \text{ s}$ ($t = 60/65nZ$)

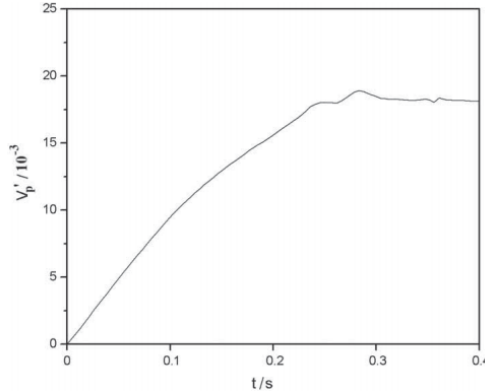
Tuy nhiên, bước thời gian tính toán trong phần mềm EDEM cần phải nhỏ hơn để quan sát được hiện tượng tiếp xúc của các hạt rắn một cách chính xác (DEM, 2010). Bước thời gian 10^{-6} s được lựa chọn cho các mô phỏng EDEM và tỷ lệ các bước mô phỏng DEM-CFD là 1: 100. Tiêu chuẩn hội tụ tuyệt đối cho các biến tính toán đã được thiết lập mặc định là 10^{-3} , biến được quan sát trong quá trình tính toán là cột áp của bơm (Biến thiên áp suất tổng giữa cửa ra và cửa vào của bơm). Quá trình tính toán kết thúc khi sai số của các biến thỏa mãn điều kiện hội tụ.

3. Kết quả và bàn luận

3.1 Biến thiên hiệu suất của bơm theo thời gian.

Các trường hợp tính toán, mô phỏng được thực hiện bơm có các thông số cơ bản như sau (lưu lượng, $Q_1 = 88,5 \text{ m}^3 / \text{h}$, tốc độ bánh công tác, $n = 1450 \text{ vòng / phút}$). Cột áp của bơm đạt được trong

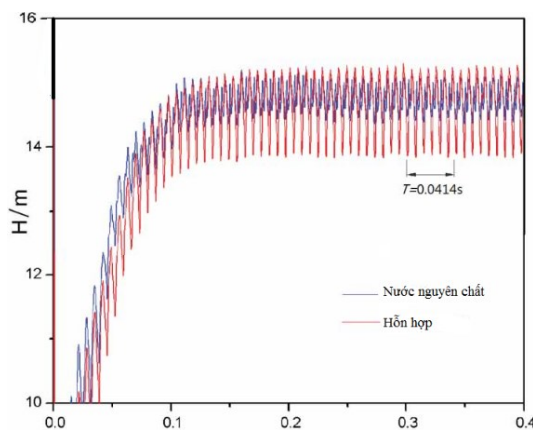
tính toán mô phỏng theo thời gian đạt được trong post-processor FLUENT. Hình 2 so sánh sự biến thiên của cột áp bơm theo thời gian của dòng chảy hai pha rắn, lỏng và dòng chảy một pha là nước. Kết quả cho thấy dao động ổn định của cột áp bơm cho cả hai trường hợp. Biên độ dao động trong cả hai trường hợp tiệm cận gần các giá trị ổn định khi t vượt quá ba lần thời gian quay cơ bản của bánh công tác ($T = 0.0414$ s).



Hình 2. Biến thiên phần trăm pha rắn theo thời gian

Thời gian $3T$ trong tính toán mô phỏng tương ứng với các điều kiện cụ thể như sau, vận tốc của bánh công tác liên tục và vận tốc ban đầu bằng của hai pha rắn lỏng trong tất cả không gian khảo sát, như đã nêu trong phần 2.4. Kết quả cho thấy dao động trong cột áp của bơm ở tần số 145 Hz cho cả hai trường hợp dòng một pha và dòng hai pha, tần số của bánh công tác (24,16 Hz). Trong một chu kỳ T , có sáu giá trị đỉnh của H , tương ứng với số cánh của bánh công tác. Tuy nhiên, biên độ dao động của cột áp bơm với dòng hai pha rắn lỏng hai pha cao hơn đáng kể so với dòng chảy một pha là nước đơn thuần, giá trị trung bình của cột áp với dòng chảy một pha dòng chảy cao hơn so với dòng chảy hai pha rắn lỏng.

Hình 4 cho thấy phân bố các hạt rắn trong tổng lượng hạt được đưa vào cửa hút của bơm, $V_p = V_p / V$, trong đó V_p và V là khối lượng pha rắn trong hỗn hợp và tổng khối lượng của pha rắn và pha lỏng. Phần trăm pha tăng lên gần như tuyến tính với thời gian cho đến khi $t \approx 0,24$ s và có xu hướng bão hòa ở $t \geq 0,3$ s, cho thấy tổng thể khối lượng của các hạt bên trong bơm đạt đến trạng thái cân bằng. Các kết quả cũng cho thấy các hạt đi vào máy bơm là nhiều hơn những hạt được đẩy ra trong suốt thời kỳ này. Các biến thể biên độ nhỏ trong thể tích hạt bình thường cũng được quan sát thấy trong khoảng $0.28 \leq t \leq 0.35$ s, có thể do sự phân cụm của các hạt rắn trong quá trình xả.



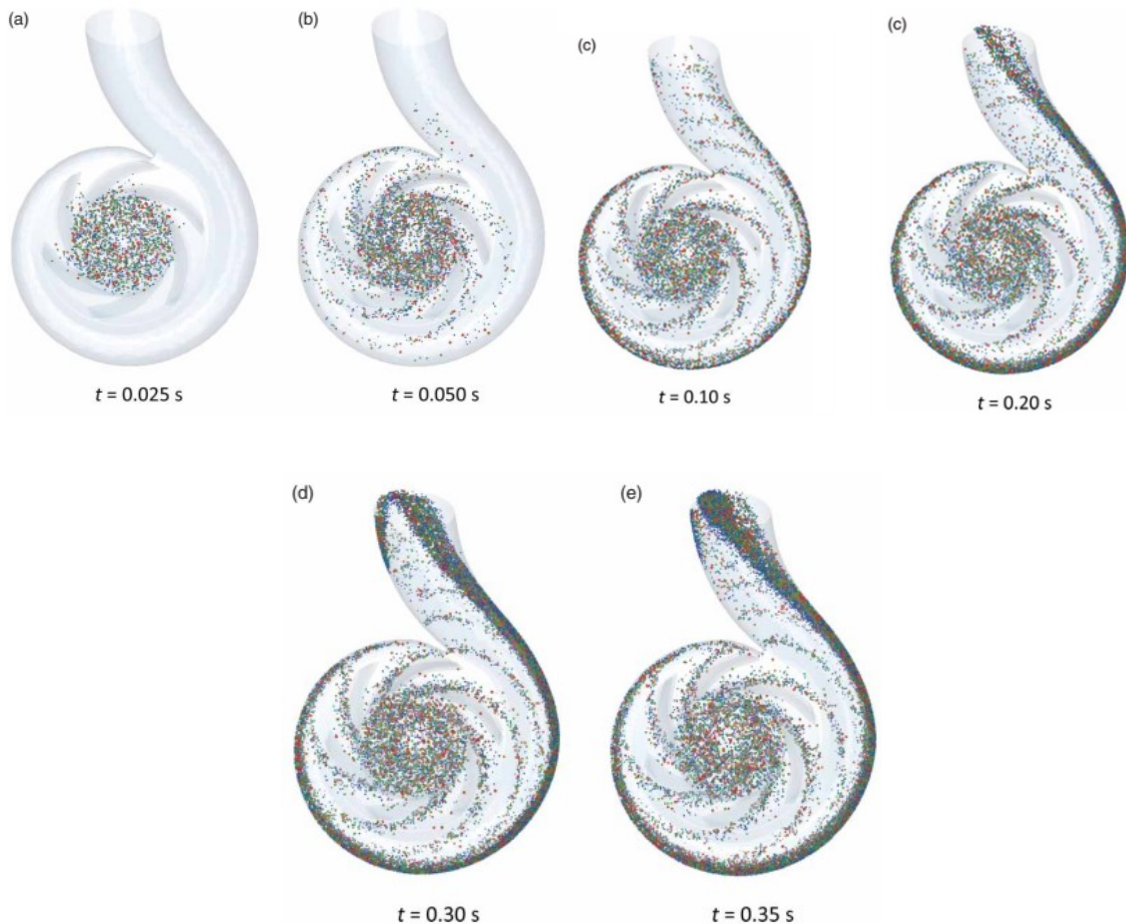
Hình 3. So sánh biến thiên cột áp của bơm theo thời gian của dòng chảy hai pha với dòng chảy một pha

3.2. Quỹ đạo của hạt rắn

Hình 4 cho biết quỹ đạo của các hạt rắn bên trong bơm trong những thời điểm khác nhau trong quá trình mô phỏng. Các phân tính toán của ống hút và đầu ra được bỏ qua để phân biệt rõ ràng sự phân bố của các hạt rắn xung quanh các cánh của bánh công tác và vỏ bơm. Quỹ đạo của các hạt rõ ràng

cho thấy một khối lượng hạt dần dần gia tăng với thời gian cho $t \leq 0,3$ s, như trong hình 4. Các hạt rắn có xu hướng phân bố đồng đều hơn trong phần ống hút của bơm (Hình 4 (a)), và đi vào cánh bánh công tác dọc theo các mặt đáy của cánh bánh công tác (Hình 4 (b-e)).

Nhìn chung, các hạt có khuynh hướng duy trì quỹ đạo ổn định trong suốt dòng chảy hướng tới buồng xoắn tương ứng với biên dạng cánh của bánh công tác, như trong hình 4 (c). Các hạt này có khuynh hướng vón cục dọc theo tường ngoài của buồng xoắn và di chuyển xuôi xuống đầu ra (Hình 4 (d)).



Hình 4. Quỹ đạo và phân bố hạt rắn trong buồng xoắn tại các thời điểm khác nhau.

3.3. Ảnh hưởng của kích thước hạt rắn

Kết quả tính toán cho thấy khi vận chuyển hỗn hợp chất lỏng hai pha cột áp của bơm ly tâm giảm so với khi vận chuyển nước nguyên chất. Cột áp của bơm dao động có chu kỳ, chu kỳ dao động của cột áp khi vận chuyển hỗn hợp chất lỏng hai pha, và khi vận chuyển có nước nguyên chất có cùng tần số dao động. Khi kích thước hạt rắn càng tăng thì cột áp của bơm giảm càng lớn điều này có thể giải thích rằng khi kích thước hạt rắn tăng sự tương tác của nó với chất lỏng làm tăng tổn thất năng lượng do diện tích tiếp xúc lớn, ngoài ra sự tương tác giữa các hạt rắn với nhau cũng làm tăng tổn thất năng lượng của dòng chảy từ đó làm giảm cột áp của bơm.

4. Kết luận

Từ kết quả tính toán mô phỏng bơm ly tâm bằng mô hình DEM-CFD kết hợp. Ta có các kết luận như sau:

Đối với dòng chảy hai pha với thông số của pha rắn như sau (1500 kg/m^3 khối lượng riêng, đường kính $1.0 - 3.0 \text{ mm}$, phần trăm pha rắn là 15% ở đầu bơm), kết quả cho thấy cột áp của bơm ở trạng thái ổn định thấp hơn đáng kể so với dòng chảy chỉ có một pha lỏng. Dòng chảy hai pha cũng dẫn đến các dao động biên độ lớn về cột áp do sự va chạm giữa các hạt rắn trong quá trình chuyển động. Tuy nhiên,

tần số dao động của cột áp là như nhau do có thể liên quan trực tiếp đến tần số cơ bản của bánh công tác và số cánh của bánh công tác

Các kết quả cho thấy trong quá trình khởi động bơm % pha rắn tăng lên đáng kể, điều này cho thấy các hạt đi vào trong bánh công tác, buồng xoắn của bơm nhiều hơn các hạt chuyển động ra khỏi cửa xả của bơm. Trường phân bố vận tốc cũng cho thấy sự trượt giữa các hạt rắn và pha lỏng trong quá trình chuyển động.

Các kết quả trong nghiên cứu này được giới hạn với dòng chảy hai pha rắn lỏng trong bơm. Cần tiếp tục nghiên cứu sâu hơn nữa các hệ thống sử dụng bơm vận chuyển hỗn hợp chất lỏng hai pha để có những dự đoán, đánh giá xác thực về sự mòn của bơm các hạt rắn gây ra.

Tài liệu tham khảo

- [1] Anderson, J.C. and Narus, J.A. (1990), "*A model of distributor firm and manufacturer firm working partnerships*", Journal of Marketing, Vol. 54 No. 1, pp. 42-58.
- [2] Anderson, E. and Weitz, B. (1989), "*Determinants of continuity in conventional industrial channel dyads*", Marketing Science, Vol. 8 No. 4, pp. 310-23.
- [3] Currall, S.C. and Judge, T.A. (1995), "*Measuring trust between organizational boundary role persons*", Organizational Behavior and Human Decision Processes, Vol. 64, pp. 151-70.
- [4] Davenport, T.H. and Prusak, L. (1998), Working Knowledge, Harvard Business School Press, Boston, MA.
- [5] Dyer, J.H. and Nobeoka, K. (2000), "*Creating and managing a high-performance knowledge-sharing network: the Toyota case*", Strategic Management Journal, Vol. 21 No. 3, pp. 345-67.
- [6] Dyer, J.H. and Singh, H. (1998), "*The relational view: cooperative strategy and sources of interorganizational competitive advantage*", The Academy of Management Review, Vol. 23 No. 4, pp. 660-79.
- [7] Gaski, J.F. (1984), "*The theory of power and conflict in channels of distribution*", Journal of Marketing, Vol. 48 No. 3, pp. 9-29.
- [8] Gilbert, M. and Cordey-Hayes, M. (1996), "*Understanding the process of knowledge transfer to achieve successful technological innovation*", Technovation, Vol. 16 No. 6, pp. 301-12.
- [9] Haldin-Herrgard, T. (2000), "*Difficulties in diffusion of tacit knowledge in organizations*", Journal of Intellectual Capital, Vol. 1 No. 4, pp. 357-65.
- [10] Halldorsson, A., Kotzab, H., Mikkola, J.H. and SkjottLarsen, T. (2007), "*Complementary theories to supply chain management*", Supply Chain Management, Vol. 12 No. 4, pp. 284-96.

ỨNG DỤNG PHƯƠNG PHÁP SỐ KHẢO SÁT ĐẶC TÍNH LÀM VIỆC CỦA BƠM HAI PHA RẮN-LỎNG.

USING THE NUMERICAL METHOD TO INVESTIGATE HYDRODYNAMIC PERFORMANCE OF A TWO-PHASE SOLID-LIQUID PUMP

NGUYỄN CHÍ CÔNG

Viện cơ khí, Trường Đại học Hàng hải Việt Nam

Tóm tắt

Bơm hai pha rắn-lỏng được sử dụng trong các hệ thống vận chuyển bùn, cát san lấp mặt bằng, nạo vét kênh dẫn nước, luông lạch ... với chi phí rẻ và hiệu suất cao hơn hẳn khi vận chuyển bằng các loại xe tải hoặc băng tải. Bài báo này sử dụng phương pháp số khảo sát đặc tính làm việc của bơm hai pha rắn lỏng. Bơm khảo sát là bơm ly tâm có lưu lượng $Q = 6\text{m}^3/\text{h}$, cột áp $H = 8\text{m}$, vận tốc góc của bánh công tác là $n = 1450$ vòng/phút. Kết quả của bài báo là cơ sở để tính toán thiết kế bơm hai pha có hiệu suất cao.

Từ khóa: Dòng hai pha, CFD.

Abstract

Solid-liquid two-phase pump is used in systems of transporting mud, sand, leveling, dredging water channels, canals ... with low cost and much higher performance when transporting by other types. truck or conveyor. This paper uses numerical methods to investigate hydrodynamic characteristics of two-phase solid-liquid pump. The survey pump is a centrifugal pump with the flow rate $Q = 6\text{m}^3/\text{h}$, head $H = 14,5\text{m}$, angular velocity of the impeller is $n = 1450$ rpm. The results of the paper are the basis for calculating the design of two-phase pump with high efficiency.

Keywords: Two-phase flow, CFD.

1. Giới thiệu chung

Bơm ly tâm là loại bơm được dùng chủ yếu để vận chuyển các chất lỏng có lẫn hạt rắn như bùn, cát do có chi phí tiết kiệm hơn so với vận chuyển bằng xe tải...Ngày nay, nó được dùng chủ yếu nhiều nhất trong ngành nông nghiệp, dùng để hút, nạo vét bùn tại các ao, hồ, nạo vét kênh mương trong quá trình cải tạo để nuôi thủy sản, hệ thống xử lý nước thải công nghiệp, sinh hoạt, khai thác mỏ, vận tải tro xỉ trong các nhà máy nhiệt điện. Đặc biệt, trong ngành xây dựng, bơm ly tâm được dùng để vận chuyển hỗn hợp cát và nước trong san lấp các mặt bằng có diện tích lớn có thể lên đến hàng trăm ha. Tuy nhiên, trong quá trình khai thác đặc tính làm việc của bơm luôn thay đổi do sự thay đổi của phần trăm pha rắn, hoặc do kích thước của hạt trong hỗn hợp. Sự thay đổi đặc tính làm việc của bơm trong quá trình khai thác thường là những thay đổi không có lợi, trong một số trường hợp do phần trăm pha rắn ở cửa hút của bơm quá lớn làm cho bơm quá tải hoặc bị tắc đường ống trong quá trình khai thác.

Trong bài báo này, nhóm tác giả sử dụng phương pháp số nghiên cứu dòng chảy hai pha rắn - lỏng trong bơm ly tâm chuyên dùng vận chuyển cát san lấp mặt bằng. Kết quả tính toán mô phỏng thu được là cơ sở quan trọng phân tích ảnh hưởng của phần trăm pha rắn đến đặc tính làm việc của bơm như cột áp, hiệu suất.

2. Cơ sở lý thuyết

Trong bài báo này tác giả sử dụng mô hình trượt đại số hỗn hợp (ASMM) để tính toán mô phỏng dòng chảy hai pha trong không gian ba chiều, không chịu nén, ổn định, nhớt, chuyển động trong bơm [1-4]. Các phương trình cơ bản của ASMM để tính toán dòng chảy dừng được viết như sau.

Phương trình bảo toàn khối lượng cho pha thứ I trong hỗn hợp.

$$\frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i)}{\partial x_i} = 0$$

Phương trình bảo toàn mômen cho pha j trong hỗn hợp

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho u_{m,j}) + \frac{\partial}{\partial x_i} \rho_m u_{m,i} u_{m,j} = & -\frac{\partial P}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_i} \mu_{eff} \left(\frac{\partial u_{m,i}}{\partial x_j} + \frac{\partial u_{m,j}}{\partial x_i} \right) \\ & + \rho_m g_j + F_j + \frac{\partial}{\partial x_i} \sum_{k=1}^n \alpha_k \rho_k u_{k,i}^r u_{k,j}^r \end{aligned}$$

Phương trình về phần trăm tỷ lệ pha 2 trong hỗn hợp.

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\alpha_s, \rho_s, u_{m,i}) = -\frac{\partial}{\partial x_i} (\alpha_s, \rho_s, u_{D,s,i})$$

Trong đó

ρ_m Là khối lượng riêng của hỗn hợp, μ_m là độ nhớt của hỗn hợp, u_m vận tốc trung bình của hỗn hợp và được xác định như sau.

$$\rho_m = \sum_{k=1}^n \alpha_k \rho_k, \mu_m = \sum_{k=1}^n \alpha_k \mu_k, u_m = \frac{\sum_{k=1}^n \alpha_k \rho_k u_k}{\rho_m}$$

Trong đó u_{dk} là véc tơ vận tốc tương đối so với pha liên tục và được xác định như sau:

$$u_{Dk} = u_k - u_m = v_{k,c} - \frac{1}{\rho_m} \sum_{i=1}^{n-1} \alpha_i \rho_i v_{i,c}$$

Trong phương trình trên, v_{ck} là vận tốc trượt của pha kth so với pha liên tục. Trong ASMM, vận tốc trượt được tính toán dựa trên giả thiết cân bằng giữa các pha trong các không gian nhỏ. Các thành phần khếch tán của pha rắn trong toàn hỗn hợp được giả thiết là có cùng độ lớn. Như vậy ta có

$$v_{k,c} = \frac{(\rho_m - \rho_k) d_k^2}{18 \mu_c f} [g - (u_m \cdot \nabla u_m)]$$

Trong đó

$$f = \begin{cases} 1 + 0.05 \text{Re}^{0.687}, & \text{Re} < 1000 \\ 0.018, & \text{Re} \geq 1000 \end{cases}$$

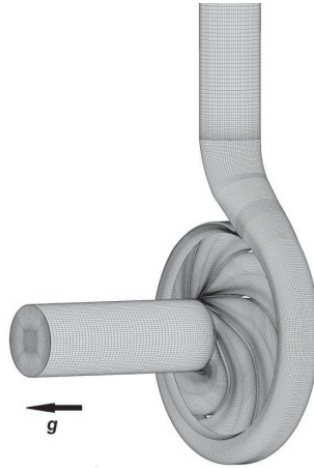
Trong bài báo này, môi chất khảo sát chuyển là hỗn hợp hai pha lỏng rắn, do đó số pha: $n = 2$. Pha rắn được giả định là hạt cầu đồng nhất, và đặc tính vật lý là không thay đổi. Pha lỏng là nước nguyên chất ở điều kiện tiêu chuẩn [3,6,7].

3. Mô hình bài toán, miền không gian khảo sát, điều kiện biên

3.1. Miền không gian khảo sát và lưới chia

Bơm ly tâm một cấp được lựa chọn để nghiên cứu dòng chảy hai pha và tương tác của các hạt rắn. Lưu lượng bơm là 6 m³/h, cột áp là 8 m, vận tốc quay của bánh công tác là 1450 vòng/phút. Bánh công tác gồm 6 cánh có góc bao 100° (đường kính đầu vào $D_0 = 125$ mm, chiều rộng lối ra $b_2 = 26,5$ mm). Miền không gian khảo sát bao gồm phần tĩnh và phần không gian động, trong bài báo này miền không gian khảo sát được mô hình hóa bằng lưới cấu trúc. Độ chính xác của kết quả tính toán phụ thuộc lớn vào số lượng lưới. Do đó, trong bài báo này tác giả tính toán với một vài số lượng lưới khác nhau. Kết quả cho thấy khi sai số tương đối của cột áp khi tính toán là nhỏ hơn 2%, vì vậy ảnh hưởng của số lưới đến kết quả tính toán có thể bỏ qua. Mặc dù cột áp có xu hướng tăng khi số lượng lưới tăng lên nhưng trường dòng chảy không thay đổi. Để tính hiệu quả tính toán, số lưới cuối cùng là 1.019.538 phần tử. Số lưới không đủ lớn để mô phỏng dòng chảy trong lớp biên, nhưng nó có thể được sử dụng

để dự đoán tương đối chính xác hiệu suất bên ngoài và bắt được các hiện tượng cơ bản của dòng chảy.



Hình 5. Miền không gian khảo sát sau khi chia lưới

Lưới trượt đã được tạo ra tại các giao tuyến của bánh công tác quay với các phần tĩnh của bơm cho quá trình phân tích, tính toán, mô phỏng theo thời gian. Ngoài ra, gia tốc trọng trường ($g = 9.81 \text{ m/s}^2$) có hướng ngược với dòng chảy của bơm. Cửa hút của bơm hướng xuống dưới với các hệ thống nạo vét bùn tại các sông, kênh thủy lợi.

4. Kết quả và bàn luận

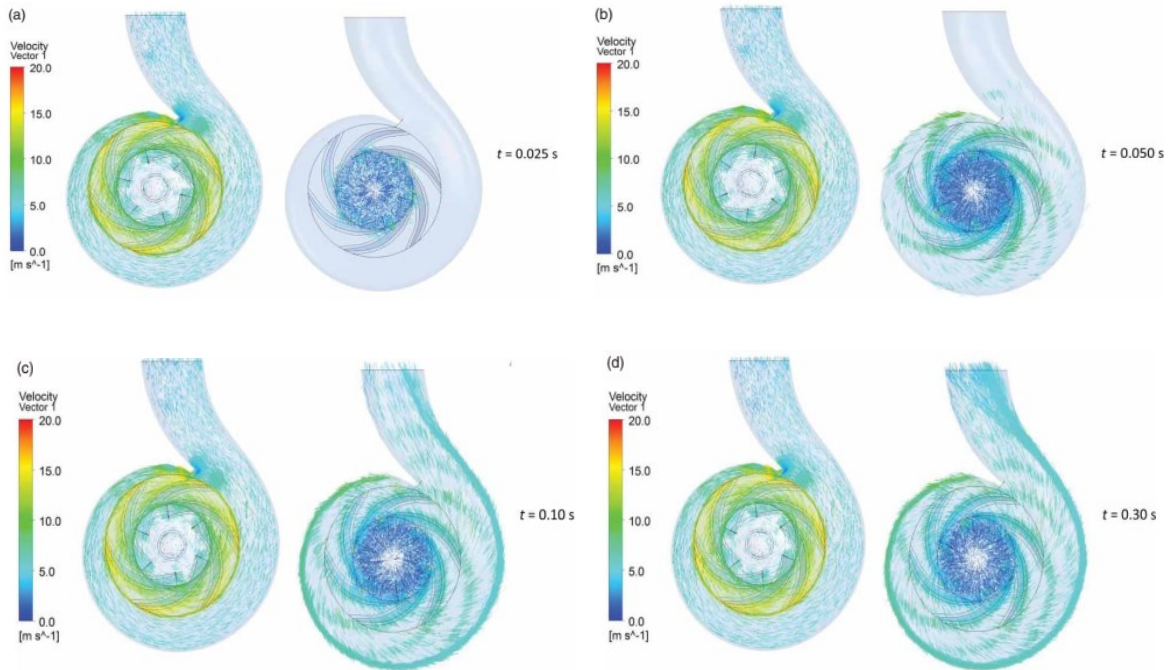
4.1. Đặc tính thủy động lực học của bơm

Kết quả tính toán mô phỏng thu được cho thấy khi thời gian $t > 3T$ (với $T = 0,0414$ là chu kỳ cơ bản của bánh công tác) thì cột áp của bơm khi vận chuyển chất lỏng là nước nguyên chất và hỗn hợp hai pha rắn lỏng đều đạt trị ổn định. Đối với trường hợp vận chuyển chất lỏng là nước cột áp dao động ổn định xung quanh giá trị trung bình thiết kế. Còn đối với trường hợp vận chuyển hỗn hợp chất lỏng cột áp của bơm cũng đạt được trạng thái dao động ổn định với giá trị thấp hơn trường hợp vận chuyển nước nguyên chất. Tương tự với hiệu suất của bơm cũng giảm đáng kể khi vận chuyển hỗn hợp hai pha rắn lỏng. Tuy nhiên công suất của bơm trong hai trường hợp biến thiên không đáng kể ở chế độ thiết kế.

4.2. Trường vận tốc và phân bố pha

Hình 2 cho thấy biến thiên vận tốc trung bình của cả hai pha trong buồng xoắn. Các kết quả cho thấy vận tốc trung bình của pha lỏng đạt đến gần mức ổn định là $5,7 \text{ m/s}$, trong khi pha rắn đạt tới giá trị thấp hơn đáng kể là $4,7 \text{ m/s}$. Rõ ràng có vận tốc trượt giữa pha lỏng và rắn xảy ra trong bơm trong quá trình bơm hoạt động.

Hình 2 cho thấy trường vận tốc của pha lỏng (bên trái) và pha hạt (bên phải) bên trong bơm tại các thời điểm khác nhau. Các số liệu thể hiện các trường tốc độ khá giống nhau cho pha lỏng tại tất cả các bước thời gian. Vận tốc dòng chảy gần lối ra bánh công tác có xu hướng tương đối lớn do cánh quạt quay, trong khi đạt cực đại gần $16,4 \text{ m/s}$. Ngược lại, vận tốc của các hạt rắn giảm đáng kể, đặc biệt ở đầu vào. Vận tốc hạt chỉ khoảng 2 m/s trong đường ống vào, trong khi chúng có xu hướng tăng tốc trong bánh công tác và xả ra từ đầu bánh công tác ở tốc độ khoảng 10 m/s . Từ Hình 7, rõ ràng vận tốc trung bình của pha hạt rắn trong các phần của bơm tiếp cận một giá trị ổn định sau thời gian $t = 0,08 \text{ s}$. Các trường vận tốc cho pha rắn tại thời điểm $t = 0,10 \text{ s}$ và $t = 0,30 \text{ s}$ tương đối giống nhau. Ở miệng hút, và bánh công tác vận tốc của pha lỏng lớn hơn pha rắn, trong khi trong máng dẫn bánh công tác vận tốc trượt của hai pha là không rõ ràng. Điều này là do thực tế là vận tốc pha lỏng giảm đáng kể cùng với tăng diện tích mặt cắt ngang của máng bánh công tác, trong khi các hạt rắn vẫn giữ được quán tính từ bánh công tác.



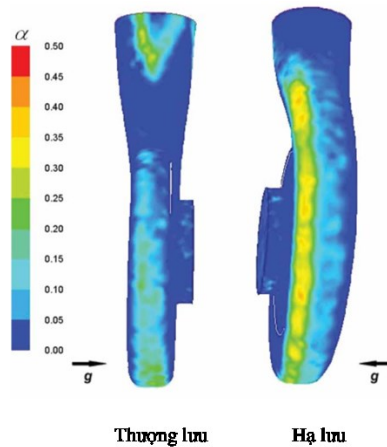
Hình 6. Phân bố vectơ vận tốc bên trong buồng xoắn tại các thời điểm t khác nhau.

4.3. Phân bố pha rắn

Sự phân bố của pha rắn, cũng như quỹ đạo của các hạt rắn bên trong bơm, có thể cung cấp các hướng dẫn quan trọng để xác định vị trí có khả năng mòn do các hạt rắn gây ra. Các đường phân bố pha rắn phần bên trong bơm được xuất từ phần mềm Fluent. Các kết quả mô phỏng cho thấy phần trăm pha rắn (α_{max}) ở trạng thái cân bằng ($t \geq 0,30$ s) theo thứ tự 0,5 xảy ra trên tường của buồng xoắn. Nhiều hạt có xu hướng gom lại với nhau ở phía đầu xuống của buồng xoắn do ảnh hưởng của trọng lực, đặc biệt là ở đường hạ lưu bởi vì động năng của dòng chảy hai pha giảm dần. Tỷ lệ mòn của vỏ bơm do các hạt Er có thể được tính như sau [7,8].

$$E_r = E \cdot \dot{V}$$

Trong đó m_p khối lượng của hạt, tỷ lệ số hạt và E một hằng số, đó là một hàm của vận tốc va chạm của hạt, góc va đập, và tính chất của hạt và tường. Các phần mềm cung cấp hai mô hình mòn để tính toán hằng số E , cụ thể là các mô hình thực nghiệm [7,8].



Hình 7. Phân bố phần trăm pha rắn trong vỏ bơm tại thời điểm $t = 0,25(s)$

5. Kết luận

Từ kết quả tính toán mô phỏng bơm hai pha rắn lỏng ta có một số kết luận như sau:

- Pha rắn có ảnh hưởng lớn đến đặc tính thủy động lực học của bơm hai pha rắn - lỏng. Nó ảnh hưởng trực tiếp đến hiệu suất thủy lực, và cột áp của bơm. Cả cột áp và hiệu suất giảm với sự gia tăng của đường kính hạt hoặc phần trăm pha.

- Bánh công tác là phần chính bị mài mòn khi bơm vận chuyển dòng hai pha rắn, lỏng. Các mặt hút của cánh bánh công tác bị mài mòn nghiêm trọng và các mặt đẩy chịu bị mài mòn nhẹ chủ yếu ở vùng đuôi. Cả hai mặt của cánh bánh công tác bị mài mòn nghiêm trọng hơn khi phần trăm pha hạt lớn hơn 12%.

Các kết quả trong nghiên cứu này được giới hạn với dòng chảy hai pha rắn lỏng trong bơm. Cần có những nghiên cứu sâu hơn về ảnh hưởng của đặc tính pha rắn đến đặc tính của toàn hệ thống trong quá trình vận chuyển hỗn hợp hai pha để có biện pháp cải thiện đặc tính làm việc của bơm khi vận hành.

Tài liệu tham khảo

- [1] CAI Baoyuan. Theory and design of two-phase flow centrifugal pump[J]. Kexue Tongbao, 1984, 29(3): 407–414.
- [2] CAI Baoyuan. New design theory of solid-water two-phase flow for hydraulic machinery[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 1991, 12(3): 261–266. (in Chinese)
- [3] XU Hongyuan. Solid-liquid flow design principle on slurry pump[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 1992, 13(4): 389–393. (in Chinese)
- [4] XU Hongyuan. Theory, design and performance of solid-liquid centrifugal pump[J]. Metal Mine, 1995, 2: 46–48, 51. (in Chinese)
- [5] XU Hongyuan. The study and application of design theory for centrifugal slurry pump[J]. Journal of Hydroelectric Engineering, 1998, 1: 76–84. (in Chinese)
- [6] SPENCE R, TEIXEIRA J A. Investigation into pressure pulsations in a centrifugal pump using numerical methods supported by industrial tests[J]. Computers & Fluids, 2008, 37(6): 690–704.
- [7] TATEBAYASHI Y, TANAKA K, KOBAYASHI T. Pump performance improvement by restraining back flow in screw-type centrifugal pump[J]. ASME Journal of Turbomachinery, 2005, 127(4): 755–762.
- [8] MEDVITZ R B, KUNZ R F, BOGER D A, et al. Performance analysis of cavitating flow in centrifugal pumps using multiphase CFD[J]. ASME Journal of Fluids Engineering, 2002, 124(2): 377–383.

HƯỚNG DẪN XÁC ĐỊNH VẬN TỐC GIÓ TRÊN ĐƯỜNG ỐNG GIÓ VÀ MIỆNG GIÓ THEO TIÊU CHUẨN ASHRAE

DUCK VELOCITY CALCULATION INSTRUCTIONS

NGUYỄN ĐỨC BÌNH

Viện Cơ khí, Trường Đại học Hàng Hải Việt Nam

Tóm tắt

Xác định vận tốc gió trong ống gió và miệng gió sao cho hợp lý là một bước rất quan trọng trong thiết kế hệ thống thông gió. Bởi vì nó giúp chúng ta trả lời được các câu hỏi sau đây:

- *Vận tốc gió bằng bao nhiêu với các không gian công năng khác nhau.*
- *Giá trị vận tốc căn cứ vào tiêu chuẩn nào.*
- *Vận tốc gió liên quan đến thông số nào và sự ảnh hưởng lẫn nhau của chúng trong không gian điều hòa.*

Từ khóa: vận tốc gió, ống gió, miệng gió, tiêu chuẩn ASHRAE.

1. Tầm quan trọng của việc chọn vận tốc gió trong thiết kế hệ thống thông gió

Giá trị vận tốc gió sẽ ảnh hưởng rất nhiều đến các yếu tố khác như chi phí vật tư, năng lượng vận hành, không gian lắp đặt, độ ồn cho phép thậm chí là sức khỏe người sử dụng.

Vận tốc gió	Kích thước ống	Tổn thất áp suất	Độ ồn	Chi phí vật tư	Năng lượng vận hành
Thấp	Lớn	Nhỏ	Nhỏ	Cao	Thấp
Cao	Nhỏ	Lớn	Lớn	Thấp	Cao

Bảng 1 – Sự ảnh hưởng của vận tốc gió đến các yếu tố thiết kế liên quan

Từ bảng 1 ta dễ dàng thấy nếu chọn vận tốc nhỏ sẽ có kích thước ống gió to nên tổn chi phí vật tư ống gió, vật liệu cách nhiệt nhưng năng lượng vận hành quạt và độ ồn ít hơn. Ngược lại, nếu chọn vận tốc gió lớn sẽ tiết kiệm vật tư ống gió và vật liệu cách nhiệt nhưng lại tổn thất áp suất nhiều hơn dẫn đến chi phí năng lượng vận hành quạt lớn và độ ồn lớn.

2. Một số tiêu chuẩn của ASHRAE về vận tốc gió

Đối với đường ống gió:

Bảng 2- Vận tốc gió trong đường ống gió tối đa theo tiêu chuẩn ASHRAE

Vị trí đường ống gió chính	Vận tốc gió tối đa m/s		
	Giá trị độ ồn RC, dB	Ống gió chữ nhật	Ống gió tròn
Trong gen hoặc trần thạch cao chìm	45	17.8	25.4
	35	12.7	17.8
	25	8.6	12.7
Trần thạch cao ô vuông thả	45	12.7	22.9
	35	8.9	15.2

	25	6.1	10.2
Đường ống đi dưới trần hoặc không trần	45	10.2	19.8
	35	7.4	13.2
	25	4.8	8.6

Ghi chú: Đối với ống nhánh nên có vận tốc khoảng 80% giá trị liệt kê bên trên, còn với ống nhánh cuối kết nối miệng gió nên khoảng 50% trở xuống của giá trị trên.

Đối với miệng gió:

Bảng 3- Vận tốc miệng gió tối đa theo tiêu chuẩn ASHRAE

Kiểu miệng gió	Giá trị độ ồn RC, dB	Vận tốc gió
Miệng gió cấp	45	3.2
	40	2.8
	35	2.5
	30	2.2
	25	1.8
Miệng gió hồi	45	3.8
	40	3.4
	35	3.0
	30	2.5
	25	2.2

Ghi chú:

- Bảng tra này giúp xác định khi không có bảng dữ liệu độ ồn chi tiết từ miệng gió.
- Đối với phòng khu vực tập trung nhiều miệng gió thì nên tính thêm phần âm thanh phát sinh.
- Dựa vào từng trường hợp cụ thể mà vận tốc gió được giảm cho phù hợp.

Khi chọn vận tốc gió từ độ ồn thì cần tính đến sự tập hợp độ ồn từ nhiều miệng gió khác nhau trong không gian phòng. Để biết thêm về sự gia tăng thêm độ ồn từ nhiều miệng gió ta có thể dựa vào bảng tra giá trị độ ồn gia tăng thêm từ nhiều miệng gió.

Bảng 4: Bảng tra giá trị độ ồn tăng thêm từ nhiều miệng gió.

Số lượng miệng gió	Giá trị độ ồn tăng thêm RC, DB
2	3.0
3	4.8
4	6.0
5	7.0
6	7.8
7	8.5
8	9.0
9	9.5
10	10

Bảng 5- Bảng tra các thông số độ ồn theo công năng phòng theo tiêu chuẩn ASHRAE

Room type		Octave band analysis	Approximate overall sound pressure level	
		NC/RC	dBA	dBC
Rooms with intrusion from outdoor noise sources	Traffic noise	N/A	45	70
	Aircraft flyovers	N/A	45	70
Residences, apartments, condominiums	Living areas	30	35	60
	Bathrooms, kitchens, utility rooms	35	40	60
Hotels/Motels	Individual rooms or suites	30	35	60
	Meeting/banquet rooms	30	35	60
Room type		Octave band analysis	Approximate overall sound pressure level	
		NC/RC	dBA	dBC
Hotels/Motels	Corridors and lobbies	40	45	65
	Service/support areas	40	45	65
Office buildings	Executive and private offices	30	35	60
	Conference rooms	30	35	60
	Teleconference rooms	25	30	55
	Open-plan offices	40	45	65
	Corridors and lobbies	40	45	65
	Courtrrooms	Unamplified speech	30	35
	Amplified speech	35	40	60
Performing art spaces	Drama theaters, concert and recital halls	20	25	50
	Music teaching studios	25	30	55
	Music practice rooms	30	35	60
Hospitals and clinics	Patient rooms	30	35	60
	Wards	35	40	60
	Operating and procedure rooms	35	40	60
	Corridors and lobbies	40	45	65
Laboratories	Testing/research with minimal speech communication	50	55	75
	Extensive phone use and speech communication	45	50	70
	Group teaching	35	40	60
Churches, mosques, synagogues	General assembly with critical music programs	25	30	55
Schools	Classrooms	30	35	60
	Large lecture rooms with speech amplification	30	35	60
	Large lecture rooms without speech amplification	25	30	55
Libraries		30	35	60

3. Hướng dẫn chọn vận tốc gió trong đường ống gió và miệng gió

a) Đối với đường ống gió:

- Căn cứ từ hệ thống thông gió cụ thể mà xác định mức vận tốc tối đa theo tiêu chuẩn.
- Từ thông số đã có, xác định mật độ tổn thất ma sát đồng đều Pa/m phù hợp.
- Từ mật độ Pa/m sẽ có vận tốc gió giảm dần theo lưu lượng các ống chính và ống nha nhánh tương ứng.
- Cần lưu ý thêm các thông số về lưu chất trong ống. Vì nó liên quan đến kích thước ống howesj tổn thất áp chọn quạt.

b) Đối với miệng gió

- Căn cứ giá trị độ ồn theo tiêu chuẩn quy định để có mức vận tốc tối đa cho phép.
- Căn cứ giá trị độ ồn theo từng phòng để làm cơ sở tính toán
- Tính toán giá trị độ ồn từ các miệng gió trong phòng, van OBD và so sánh với tiêu chuẩn để chọn vận tốc gió phù hợp.

Ví dụ minh họa: Chọn vận tốc miệng gió cho văn phòng làm việc với độ ồn trung bình là 45dB có 6 miệng gió cấp.

Tra bảng 4 ta có độ ồn tăng thêm của 6 miệng gió là 7.8 dB.

Độ ồn gia tăng qua ODB miệng gió từ 2-5 dB

Vì vậy ta có độ ồn tối đa qua miệng gió là: $45 - 7.8 - 5 = 32.2$ dB. Tra bảng 3 ta có vận tốc gió tương ứng tối đa là 2.2 m/s.

4. Kết luận

- Việc tính chọn vận tốc gió tại miệng gió cần dựa vào công năng của loại công trình để có sự lựa chọn phù hợp theo tiêu chuẩn ASHRAE
- Nếu sử dụng các loại miệng gió khác nhau như: Slot, linear thì sẽ ít có sự thay đổi về kết quả.
- Độ đóng mở của van OBD trong miệng gió cũng ảnh hưởng đến độ ồn. Nên thường không đóng quá 20% diện tích lỗ mở của miệng gió.
- Nếu không làm ảnh hưởng lớn đến chi phí thì không nên tính chọn vận tốc miệng gió tối đa cho phép. Mà nên chọn các mức thấp hơn để phù hợp về độ ồn.
- Vị trí đầu nối ống mềm vào miệng gió bị hạn chế hoặc gấp khúc sẽ làm gia tăng độ ồn lên từ 12 – 15 dB so với giá trị cung cấp từ nhà sản xuất miệng gió.
- Ngoài ra, đối với không gian điều hòa. Để tối ưu tiết kiệm năng suất lạnh, thì việc chọn phương án thiết kế hệ thống phân phối gió theo kiểu Mixed, Displacement, Laminar theo từng loại không gian điều hòa cụ thể cũng đóng vai trò khá quan trọng cần cân nhắc đến.

Tài liệu tham khảo

- [1].ASHRAE STANDARD 62.1-2016
- [2].Trần Ngọc Chấn. Kỹ thuật thông gió. Nhà xuất bản Hà Nội 1998
- [3].Duck checker. Kỹ sư cơ điện Việt Nam. <https://hvacvn.com/duct-checker-pro-tinh-chon-kich-thuoc-ong-gio-mieng-gio/>
- [4].Xác định vận tốc gió. HVACDESIGN. <https://hvacdesign.vn/blogs/cam-nang-kien-thuc/xac-dinh-van-toc-gio-cho-duong-ong-gio-mieng-gio>.

MÔ PHỎNG SỰ ẢNH HƯỞNG NHIỆT ĐỘ CĂN PHÒNG ĐƯỢC ĐIỀU KHIỂN BỞI BỘ ĐIỀU KHIỂN PID

SIMULATION OF THE EFFECT OF ROOM TEMPERATURE CONTROL BY PID CONTROLLER

NGUYỄN ĐỨC BÌNH

Viện Cơ khí, Trường Đại học Hàng Hải Việt Nam

Tóm tắt

Trong phần này, ta sẽ kiểm tra sự phản ứng của hệ thống điều khiển PID trong căn hộ thực bằng cách sử dụng sự mô phỏng của máy tính. Trong quá trình mô phỏng, ta sẽ sử dụng dữ liệu thực tế từ căn hộ, căn hộ nằm ở thành phố Hải Phòng – Việt Nam. Bảng dữ liệu nhiệt độ ngoài trời và lượng nhiệt truyền qua cửa sổ vào phòng khách trong mùa hè 2020 được sử dụng để mô phỏng. Căn phòng được mô phỏng có kích thước chiều dài 5.005 m, chiều rộng là 4.095 m và chiều cao 3 m. Căn phòng có hai cửa sổ nhỏ về phía tây và hai cửa sổ lớn về phía bắc. Bốn cửa sổ này được gắn với động cơ tự động đóng mở. Trong phòng có một điều hòa Mitsubishi loại MSZZW509S-W) hoạt động tốt.

Từ khóa: *Mô Phỏng, kiểm soát nhiệt độ, bộ điều khiển PID*

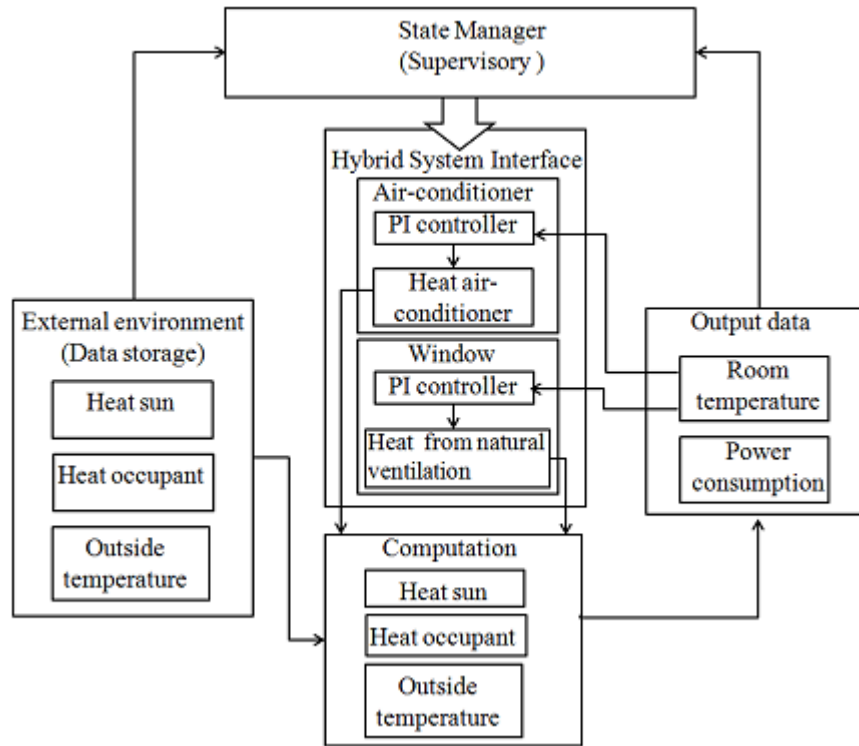
1. Mô phỏng điều kiện môi trường.



Hình 1. Ảnh minh họa căn phòng được mô phỏng

Trong phần mô phỏng, ta sử dụng phần mềm MATLAB/SIMULINK tool và ngôn ngữ lập trình C để thực hiện và đánh giá mô hình điều khiển thực ảo HTC. Trong chương trình, ta chia phần mô phỏng môi trường thành năm phần đó là

- Môi trường bên ngoài (data storage : heat sun, heat occupant, outside temperature)
- Trạng thái kiểm soát (Saoff,wcl, Saon,wcl, Saoff,wop)
- Hybrid system interface
- Sự tính toán Computation
- Tín hiệu đầu ra – output data



Hình 2. Cấu trúc phần mềm mô phỏng môi trường

Bảng 3.1 Thông số mô phỏng và thiết lập

Thông số	Giá trị
V_{room} (L×W×H)	5.005 m×4.095 m×3.000 m
ρ_{air}	1.2 kg / m ³
C_p	1.005 kJ / kg °C
T_{set}	25°C
T_{sa}	22°C
T_{aon} (offset temperature for air-conditioner ON)	0.5°C
T_{aoff} (offset temperature for air-conditioner OFF)	0.5°C
Number of air-conditioner	1
Maximum cooling load	5 kW
COP	3.44
A_{g1} for north-facing window (L×W)	1.2 m×1.77 m
A_{g2} for west-facing window (L×W)	1.2 m×0.6 m
A_{op1} for north-facing window	2.124 m ²
A_{op2} for west-facing window	0.72 m ²
u_g	5.6 W / m ² °C
cd	0.61
SHG	230 Btu / h

<i>LHG</i>	190 <i>Btu / h</i>
<i>CLF</i>	1
<i>Kp_ac</i>	0.0051
<i>Ki_ac</i>	0.000143
<i>Kp_wd</i>	1.2020
<i>Ki_wd</i>	0.00196
Simulation time for day time	07:00 – 17:00
Simulation time for night time	19:00 – 05:00
State transition time for <i>Saoff,wcl</i> to <i>Saon,wcl</i>	60 seconds
State transition time for <i>Saon,wcl</i> to <i>Saoff,wcl</i>	1 second
State transition time for <i>Saoff,wcl</i> to <i>Saoff,wop</i>	10 seconds

Bảng 3.2 Thống kê sự có mặt của con người trong căn phòng

Time	Số người
00:00 to 07:40	0
07:45 to 07:58	1
08:00 to 08:32	0
08:35 to 09:58	1
10:00 to 11:29	0
11:30 to 12:00	1
2:00 to 13:29	0
13:30 to 14:30	1
14:35 to 15:58	0
16:00 to 17:00	2
17:05 to 17:58	1
18:00 to 18:45	0
18:50 to 19:30	4
19:35 to 21:29	0
21:30 to 22:29	2
22:30 to 23:59	0

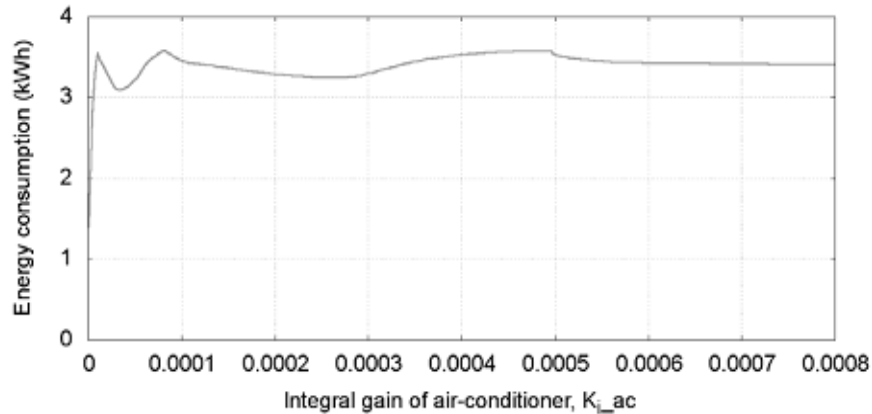
Để đánh giá hệ thống HTC của tôi bằng cách sử dụng mô phỏng máy tính, tôi chia mô phỏng của tôi thành ba phần. Phần đầu tiên ta tập trung vào tìm kiếm giá trị có thể chấp nhận nhiều nhất đó là Kp_ac and Ki_ac . Sự mô phỏng thứ hai là nghiên cứu làm thế nào nhiệt độ phòng được kiểm soát mà không cần bộ điều khiển giám sát. Trong phần này, chỉ một trong hai nhân tố bị điều khiển hoạt động trong một lần kiểm soát nhiệt độ phòng. Trong khi đó, tôi tiến hành sự mô phỏng thứ ba với bộ điều khiển giám sát. Bộ điều khiển giám sát kiểm soát nhiệt độ phòng được điều khiển bằng cách điều khiển điều hòa không khí và các cửa sổ đồng thời theo thiết bị tự động hỗn hợp được xác định trước.

Cả hai mô phỏng thứ hai và thứ ba được thực hiện trong hai kịch bản khác nhau: ban ngày và ban đêm. Trong mô phỏng thứ ba, tôi sử dụng dựa trên bộ đếm thời gian để điều chỉnh việc đóng cửa sổ sau khi nó được mở trong một khoảng thời gian. Mục đích của bộ đếm thời gian là để đóng cửa sổ nếu cửa sổ không đạt được nhiệt độ phòng mong muốn trong một thời gian cụ thể. Tôi xác định rằng thời gian cửa sổ đóng `window_closes_time` là một giờ trong mô phỏng của tôi. Khi đạt đến `window_closes_time`, các cửa sổ sẽ đóng và điều hòa không khí được bật. Trạng thái `Saoff,wop` sẽ chuyển sang trạng thái `Saon,wcl`. Cả hai mô phỏng thứ hai và thứ ba cũng được sử dụng cùng một lượng nhiệt từ mặt trời xâm nhập qua các cửa sổ vào phòng khách và sự hiện diện của người cư ngụ, được thể hiện trong bảng 3.2. Trong phần cuối cùng, chúng ta thảo luận về năng lượng tiêu thụ điều hòa không khí theo mô phỏng đã được tiến hành.

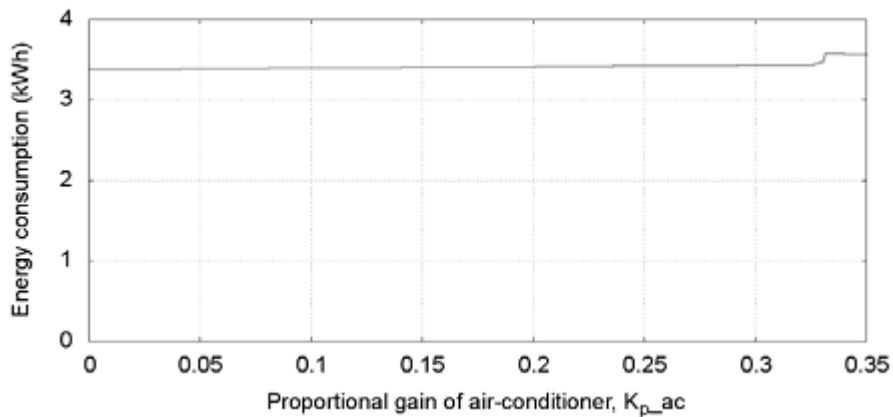
2. Kết quả mô phỏng

2.1. Hiệu quả của bộ điều khiển PI đạt được

Đầu tiên, tôi phân tích và chọn các giá trị chấp nhận được của K_{p_ac} và K_{i_ac} (giá trị khuếch đại của bộ điều khiển PI) cho hệ thống HTC dựa trên mức công suất tiêu thụ của máy điều hòa không khí xấp xỉ phù hợp với điều hòa không khí tại căn hộ thực. Tôi phân tích các giá trị khuếch đại của bộ điều khiển PI thu được từ phương pháp Ziegler-Nichols và hộp công cụ Simulink tự động điều chỉnh. Tôi quan sát rằng hầu hết các giá trị khuếch đại là không thực tế đối với hệ thống HTC vì các giá trị khuếch đại được tính toán làm cho mức tiêu thụ điện năng lớn hơn của điều hòa không khí được sử dụng trong căn phòng.

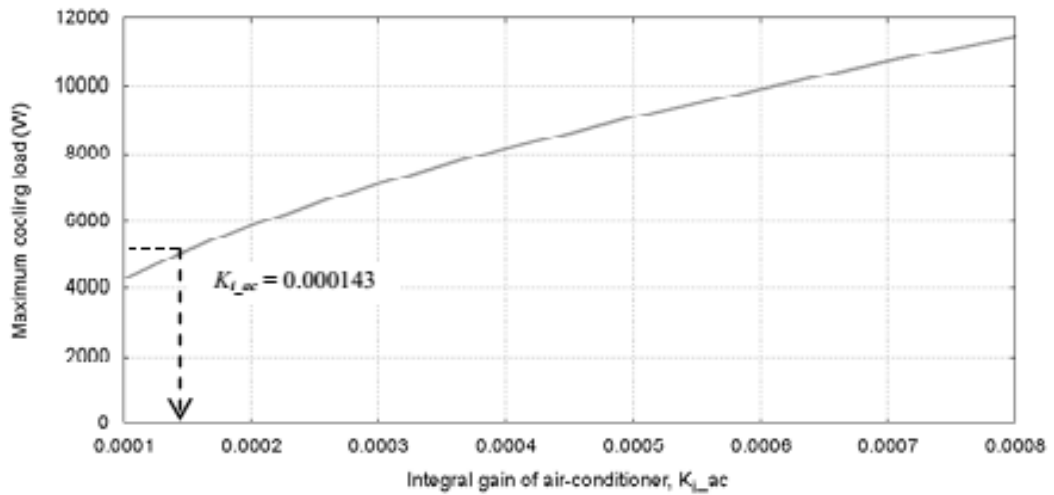


3(a) Năng lượng tiêu thụ điều hòa không khí khi K_{p_ac} là hằng số 0.0051

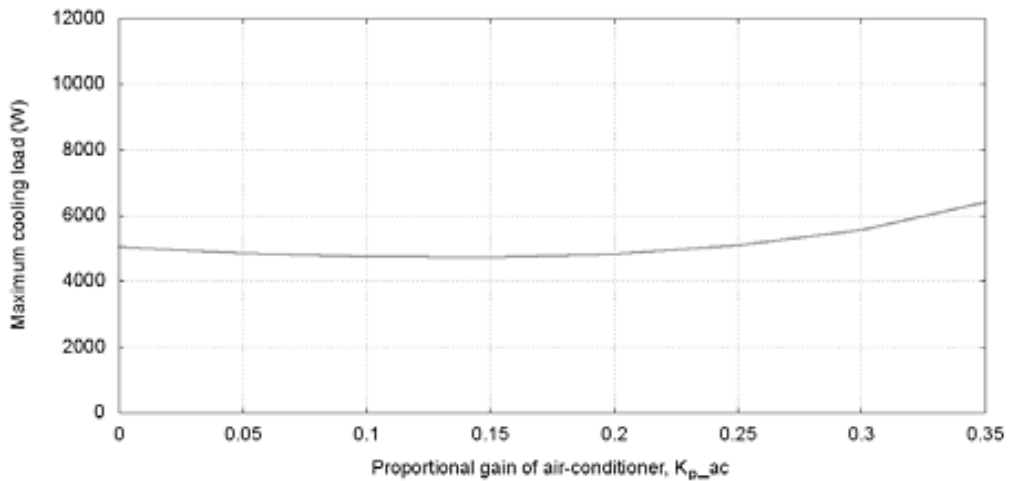


3(b) Năng lượng tiêu thụ điều hòa không khí khi K_{i_ac} là hằng số 0.000143

Mặt khác hình 4(a) và 4(b) cho thấy công suất lạnh tối đa và giá trị khuếch đại của nó. Ta thấy rằng giá trị tăng của K_{i_ac} làm công suất lạnh tối đa, nhưng không phải tăng giá trị của K_{p_ac} . Để phù hợp với điều hòa không khí tại căn hộ, chúng ta có thể quan sát giá trị khuếch đại K_{i_ac} trong Hình 4 (a) khi công suất lạnh tối đa của máy điều hòa không khí là 5kW. Chúng tôi xác định rằng K_{i_ac} bằng 0,000143. Chúng tôi cũng đưa ra một ví dụ rằng công suất lạnh của điều hòa không khí với hai bộ giá trị khuếch đại K_{p_ac} và K_{i_ac} khác nhau, là giá trị điều chỉnh tốt nhất từ hộp công cụ Simulink. Chúng tôi nhận ra rằng nếu chúng tôi chọn các giá trị khuếch đại phù hợp, nó sẽ dẫn đến tải làm mát không bao giờ quá 5kW, tức là, K_{i_ac} là 0,000143 và K_{p_ac} là 0,0051.



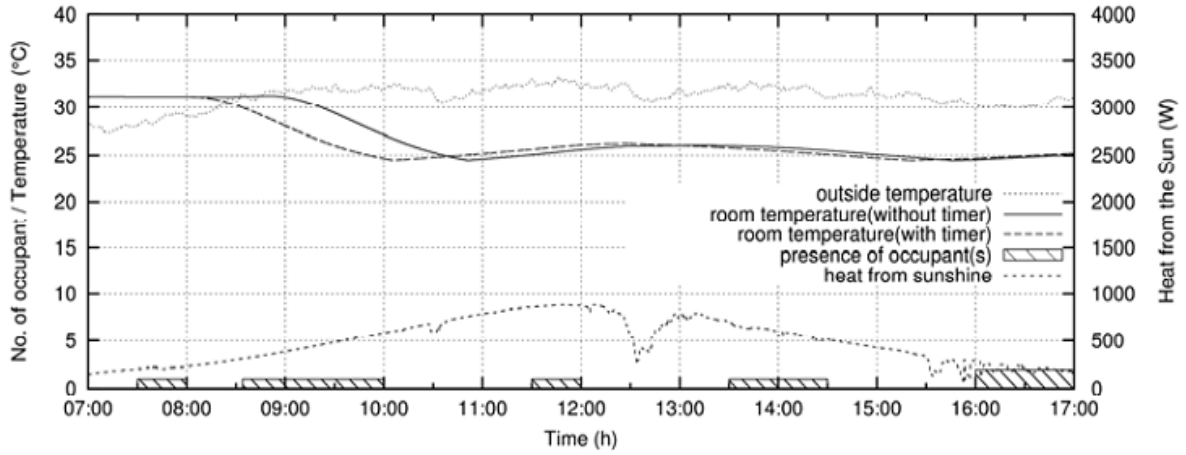
4(a) Công suất lạnh tối đa khi K_{p_ac} là hằng số 0.0051



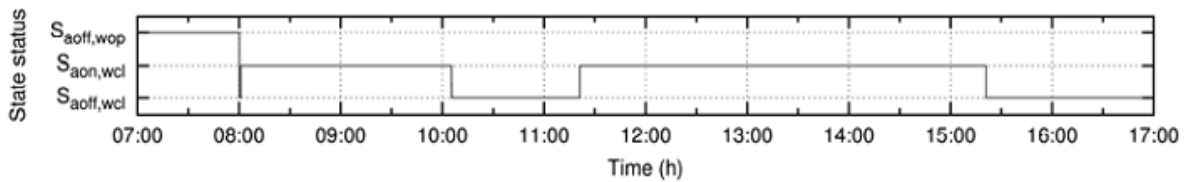
4(b) Công suất lạnh tối đa khi K_{i_ac} là hằng số 0.000143

Hình 4. Công suất lạnh tối đa

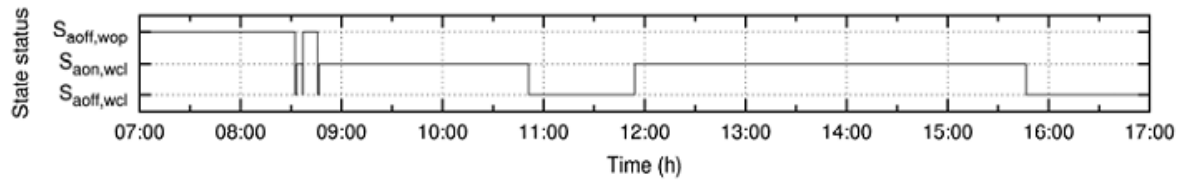
2.2. So sánh năng lượng tiêu thụ



5 (a) Sự thay đổi của nhiệt độ phòng và số người có mặt và nhiệt xâm nhập

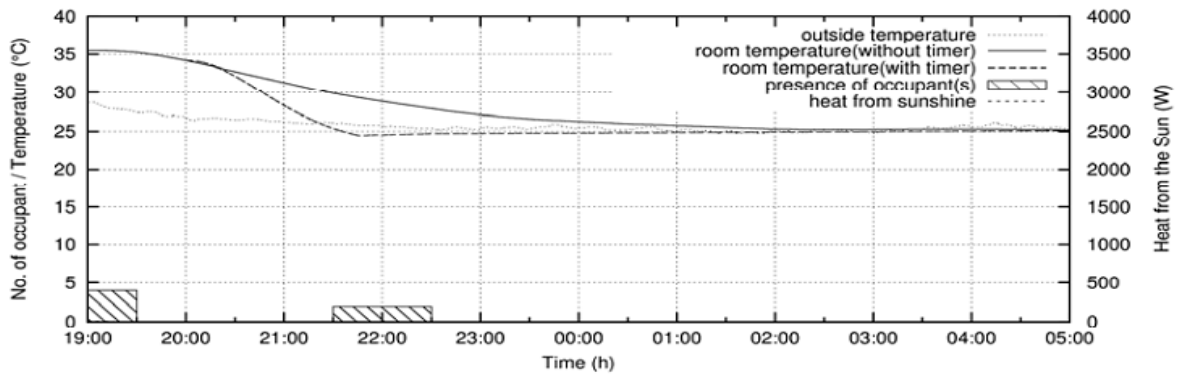


5 (b) Trạng thái với timer based

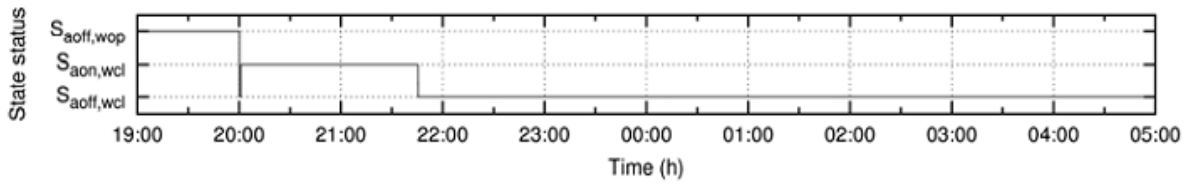


5 (c) Trạng thái không có timer based

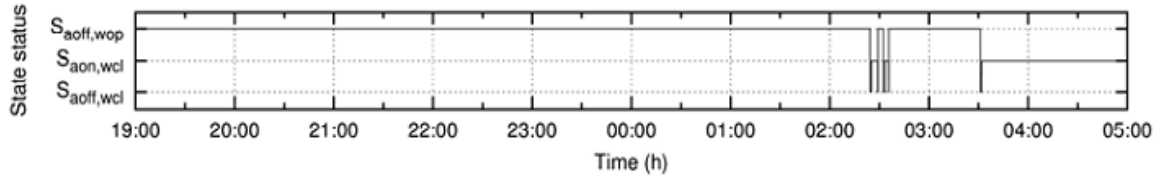
Hình 5 Kết quả mô phỏng với bộ điều khiển giám sát đối với thời gian ban ngày



6 (a) Sự thay đổi của nhiệt độ phòng và số người có mặt và nhiệt xâm nhập



6 (b) Trạng thái với timer based



6 (c) Trạng thái không có timer based

Hình 6. Kết quả mô phỏng với bộ điều khiển giám sát đối với thời gian ban đêm

Hình 7 (a) và Hình 7 (b) cho thấy mức tiêu thụ năng lượng của máy điều hòa không khí cho thời điểm bản khác nhau vào ban ngày và vào ban đêm, tương ứng. Trong hình 7 (a), chúng ta có thể thấy rằng chênh lệch tiêu thụ năng lượng của điều hòa không khí ở giữa tất cả các thời điểm là rất nhỏ. Điều này là do cửa sổ mở không thể giúp giảm nhiệt độ phòng vào ban ngày trong mùa hè. Tuy nhiên, chúng ta có thể giảm mức tiêu thụ năng lượng của máy điều hòa không khí khi bộ điều khiển giám sát không có bộ đếm thời gian được áp dụng vào ban đêm. Nhưng phải mất một thời gian dài để đạt được nhiệt độ mong muốn. Vì mức tiêu thụ điện hoàn toàn phụ thuộc vào lượng tải làm mát được cung cấp bởi máy điều hòa không khí. Khi nhiệt độ lỗi error temperature lớn, điều hòa không khí yêu cầu tải lạnh cao hơn, và dẫn đến điều hòa tiêu thụ năng lượng trở nên cao. Tiêu thụ năng lượng (kWh) của điều hòa không khí được tính như dưới đây:

$$P(t) = \frac{\int Q_{aircon}(t)dt}{COP}$$

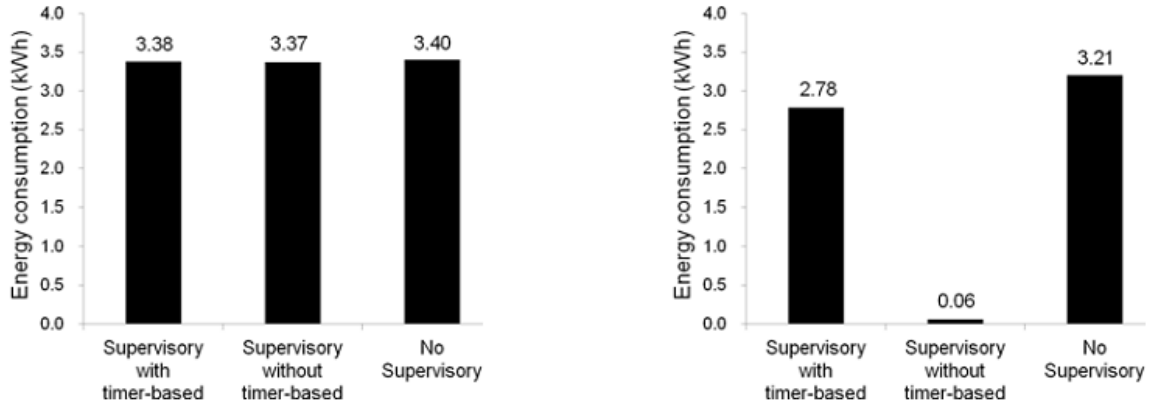
Trong đó Q_{aircon} là tải lạnh của điều hòa không khí (W) và COP là hệ số làm lạnh. COP được coi là một giá trị không đổi được liệt kê trong Bảng 3.1

3. Kết luận

Mặc dù hệ thống HTC được triển khai và xác minh thành công, chúng tôi vẫn phải đối mặt với một số điều cần cải thiện. Đầu tiên, hệ thống HTC sẽ không hiệu quả do thường xuyên mở và đóng các cửa sổ như mô tả trong Hình 5 (c). Chúng tôi phải xem xét hệ thống HTC thông minh hơn (ví dụ: chúng tôi xác định nhiệt độ bên ngoài cần thiết để mở cửa sổ cùng với tính năng hẹn giờ cùng với mức độ ưu tiên của sự hài lòng của người dùng). Thứ hai, chúng tôi bỏ qua việc tiêu thụ năng lượng của động cơ để mở / đóng cửa sổ trong nghiên cứu này. Nếu hệ thống HTC hoạt động bất thường, ví dụ: mở / đóng cửa sổ quá thường xuyên, thì chúng tôi chắc chắn cần xem xét mức tiêu thụ năng lượng của việc mở / đóng cửa sổ thông qua động cơ. Thứ ba, hệ thống HTC không thể kiểm soát phòng nhiệt độ trong một khoảng thời gian ngắn khi xảy ra nhiễu loạn (xem Hình 4 (a) và Hình 5 (a), khoảng 12:00 trưa. Nhiệt độ phòng hơi cao hơn ngay cả khi bật điều hòa.

Vào thời điểm đó, chúng ta có thể thấy rằng nhiệt độ bên ngoài và nhiệt lượng truyền qua kính là giá trị cực đại. Nói cách khác, hệ thống HTC có sự hạn chế về công suất nhiệt. Để giải quyết vấn đề này, chúng tôi cần tải làm lạnh cao hơn cho máy điều hòa để đạt được nhiệt độ phòng mong muốn nhanh hơn theo sở thích của người dùng. Thứ tư, cửa sổ mở không có khả năng hạ nhiệt căn phòng nhiệt độ cho mùa hè vào ban ngày. Do đó, chúng ta cần xem xét một thiết bị chi phí thấp khác (ví dụ: quạt trần) có thể giúp giảm thời gian hoạt động của điều hòa không khí. Thứ năm, dường như mức tiêu thụ năng lượng của máy điều hòa giữa bộ hẹn giờ và không dựa trên bộ hẹn giờ vào ban ngày

không có quá nhiều sự khác biệt. Điều này là do máy điều hòa không khí phải sử dụng nhiều tải lạnh hơn tại thời điểm hoạt động ban đầu trong cả hai trường hợp. Để tiết kiệm năng lượng, chúng ta phải hiểu rằng mức tiêu thụ năng lượng phụ thuộc chủ yếu vào mức độ làm mát được sử dụng, chứ không phải trong bao lâu điều hòa không khí được vận hành.



7(a). Ban ngày

7(b). Ban đêm

Hình 7. So sánh năng lượng tiêu thụ

Đề tài đã thực hiện được mục tiêu đề ra để thiết kế hệ thống điều khiển thực ảo với bộ điều khiển PI. Bên cạnh đó, chúng tôi đã nghiên cứu cách kiểm soát nhiệt độ phòng bởi tác động của nhiều nhân tố trong hệ thống HTC được đề xuất của chúng tôi trong thời gian mùa hè. Chúng tôi cũng đã nghiên cứu tác dụng của bộ điều khiển PI trên hệ thống HTC. Tương tự như vậy, chúng tôi đã chỉ ra rằng việc điều khiển giám sát có thể làm giảm mức tiêu thụ năng lượng của máy điều hòa không khí. Từ nghiên cứu này có thể kết luận rằng hệ thống HTC của chúng tôi có ý nghĩa thực tế và có thể mở rộng. Trong thời gian tới, chúng tôi sẽ xem xét việc kiểm soát nhiệt độ phòng của hệ thống HTC với nhiều nhân tố hơn (ví dụ: quạt, máy sưởi, bóng đèn, ..) hoặc là kiểm soát thêm các thông số như độ ẩm, ánh sáng,...

Tài liệu tham khảo:

- [1] K. Wan, K. L. Man and D. Hughes, Specification, analyzing challenges and approaches for cyber-physical systems (CPS), Engineering Letters 2010
- [2] F. Xia, X. Kong and Z. Xu, Cyber-physical control over wireless sensor and actuator networks with packet loss, Wireless Networking Based Control, Springer, 2011.
- [3] R. Rajkumar, I. Lee, L. Sha and J. Stankovic, Cyber physical systems: The next computing revolution, Proceedings of the 47th Design Automation Conference (DAC), Anaheim, USA, 2010.
- [4] A. L. Edward, Cyber physical systems: Design Challenges, Proceedings of the IEEE Symposium on Object Oriented Real-Time Distributed Computing, Orlando, USA, 2008.
- [5] K. Wan, D. Hughes, K. L. Man and T. Krilavicius, Composition challenges and approaches for cyber physical systems, Proceedings of the IEEE International Conference on Networked

NGHIÊN CỨU GIẢI PHÁP NÂNG CAO TÍNH ỔN ĐỊNH TRONG QUÁ TRÌNH GIA CÔNG CẮT GỌT

STUDY ON SOLUTIONS TO IMPROVE THE STABILITY IN CUTTING PROCESSES

TS. NGUYỄN THỊ THU LÊ

Viện Cơ khí - Trường Đại học Hàng hải Việt Nam

Tóm tắt

Chất lượng sản phẩm, độ bền của dao khi gia công cắt gọt phụ thuộc vào nhiều yếu tố. Một trong những yếu tố phải kể đến là độ ổn định của hệ thống công nghệ. Việc xác định các nguyên nhân gây ra độ mất ổn định từ đó tìm ra những biện pháp để nâng cao tính ổn định trong quá trình cắt là rất cần thiết. Dựa trên những lý thuyết và kết quả thí nghiệm kế thừa, bài báo phân tích các nguyên nhân mất ổn định, xây dựng đồ thị dao động để xác định độ mất ổn định của hệ thống và đưa ra ba nhóm biện pháp để làm giảm độ mất ổn định của hệ thống máy - dao - đồ gá - chi tiết nhằm nâng cao chất lượng sản phẩm và độ bền của dao.

Từ khóa: *Ổn định, rung động, hệ thống máy - dao - đồ gá - chi tiết, lực cắt động học.*

Abstract

The quality of the product and the durability of the tool when it comes to cutting depends on many factors. One of the factors to mention is the stability of the technology system. It is necessary to identify the causes of instability and from that improving the stability in the cutting process is fined. Based on the inherited theories and experimental results, the article presents the causes of instability and three groups of measures to reduce the instability of the machine - tool - jig - details system in order to improve surface quality and durability of tools

Keywords: *The stability, vibration, machine - tool - jig - detail system, cutting force.*

1. Mở đầu

Một hệ thống công nghệ thông thường gồm có các thành phần: máy, dụng cụ, đồ gá, chi tiết. Khi hệ thống hoạt động xảy ra hiện tượng rung động hệ thống. Hiện tượng rung động gây ra nhiều vấn đề và là nguyên nhân chính ảnh hưởng đến chất lượng của bề mặt chi tiết gia công. Nguyên nhân là do rung động có thể gây ra giảm độ chính xác hình học, làm tăng độ nhấp nhô bề mặt của chi tiết. Ảnh hưởng này thấy rõ khi thực hiện các nguyên công gia công tinh. Vì vậy rung động làm ảnh hưởng đến độ nhám bề mặt của chi tiết. Ngoài ra rung động cũng ảnh hưởng đến độ bền của dao, khi nó tạo ra tác động đến độ sắc và độ bền của dụng cụ cắt. Như vậy muốn tăng các chỉ tiêu kinh tế, chất lượng bề mặt chi tiết và nâng cao tuổi bền của dụng cụ thì phải làm cho hệ thống máy - dao - đồ gá - chi tiết không rung động. Trong thực tế hiện tượng rung động là không tránh khỏi do đó chỉ có thể nói giữ rung động ở mức tối thiểu trong phạm vi cho phép hay nói cách khác phải giữ cho hệ thống có độ ổn định nhất định.

2. Phương pháp nghiên cứu

Từ việc nghiên cứu lý thuyết về sự mất ổn định của hệ thống, phân tích tìm ra nguyên nhân gây mất ổn định từ đó tìm ra biện pháp làm tăng độ ổn định của hệ thống.

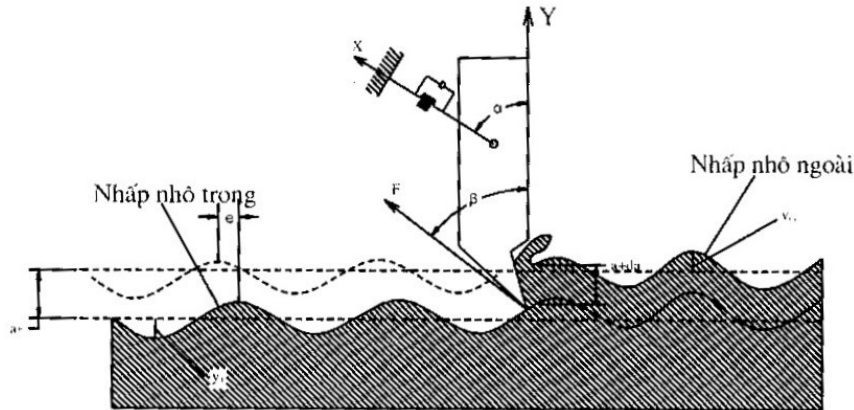
2.1. Nguyên nhân gây mất ổn định

Có hai nguyên nhân gây mất ổn định.

2.1.1. Mất ổn định do hiệu ứng tái sinh

Tạo phoi trong những điều kiện bất ổn định do sai lệch của phôi, đồ gá, dụng cụ cắt hoặc trục chính... sẽ dẫn đến biến động của lực cắt.

Sự biến động của lực cắt có thể dẫn đến rung động của máy. Rung động của máy lại gây ra sự biến động phụ thêm của lực cắt. Sự biến động của lực cắt dù rất nhỏ cũng tạo nên sóng trên mặt gia công và do đó gây ra sự biến động của chiều dày cắt. Sự không đồng đều của chiều dày cắt do lần cắt trước để lại (khi cắt bằng dao một răng) hoặc do răng cắt trước để lại (khi cắt bằng dao nhiều răng) lại gây ra những biến động khác nhau về lực và do đó gây ra rung động.



Hình 1. Hiệu ứng tái sinh

Khi lực cắt động lực học lệch pha so với chuyển động tương đối tức thời giữa lực cắt và phôi sẽ dẫn đến sự tăng trưởng của tự rung gây ra mất ổn định. Sự mất ổn định như thế gọi là mất ổn định tái sinh bởi vì rung động tự nó tái xuất hiện trong những quá trình tiếp sau theo các hệ sóng bề mặt. Đây là dạng tự rung liên quan nhiều đến thực tiễn.

Sự biến động của lực cắt động lực học và sự biến đổi vị trí tương đối giữa dao và phôi xảy ra ở tất cả các quá trình cắt vì hệ thống công nghệ không tuyệt đối cứng vững. Sự dịch chuyển tương đối này để lại một đường cong có biên độ Y_1 trên bề mặt gia công. Những sóng nhấp nhô của bề mặt gia công do lần cắt trước để lại sẽ bị xóa bỏ bởi răng cắt hay lần cắt tiếp sau và một thế hệ sóng mới hình thành với biên độ Y_i .

Lưỡi cắt đang cắt trên mặt lượn sóng chịu tác dụng của lực biến đổi mà sự biến đổi đó lại gây ra rung động bổ xung cho dụng cụ cắt. Nếu lực cắt và những sóng bề mặt không cùng pha thì dẫn đến rung động với biên độ ngày càng tăng. Hình 3.18 là sơ đồ rung động tái sinh do cắt bề mặt không đồng đều.

Bất cứ một sự dịch chuyển nào của dụng cụ và phôi sẽ dẫn đến sự thay đổi của chiều rộng cắt db và chiều dày cắt da . Sự thay đổi trong tiết diện ngang của lớp cắt sẽ dẫn đến những biến đổi tương ứng của lực cắt dF :

$$dF = f(da)$$

Để xác định điều kiện giới hạn ổn định của hệ thống cấu trúc máy công cụ và quá trình cắt, người ta đưa ra một số giả thiết:

- Quá trình cắt tiến hành trên mặt phẳng
- Cấu trúc của máy công cụ được biểu diễn bằng hệ một bậc tự do
- Hệ thống là tuyến tính
- Hướng của thành phần lực cắt là không thay đổi và nằm trong cùng một mặt phẳng với tốc độ cắt.

Các thành phần biến đổi của lực cắt chỉ phụ thuộc vào rung động theo hướng vuông góc với bề mặt cắt Y .

Trên hình 2 hướng của dao động chính X tạo góc α với hướng Y vuông góc với mặt cắt. Lực cắt

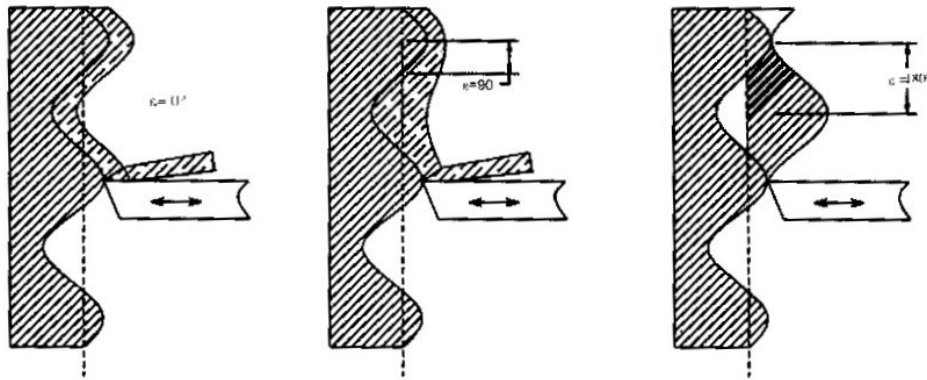
F nghiêng góc β so với Y, tốc độ cắt trung bình V, chiều rộng cắt B. Sự biến đổi chiều dày do sóng trên bề mặt Y_{i-1} gây ra cho những lần cắt tiếp theo phụ thuộc vào độ lệch pha ε với sóng bề mặt Y, do đó số sóng giữa những lần cắt sẽ là:

$$m = n_p + \frac{\varepsilon}{2\pi} = \frac{f}{N}$$

Trong đó:

- n_p : số sóng được tính theo số phần nguyên của bước
- $\frac{\varepsilon}{2\pi} < 1$: phần tử lẻ của bước sóng
- ε : pha của sóng bề mặt Y_i với sóng bề mặt Y_{i-1}
- f: tần số rung động
- N: số vòng quay

Nói cách khác số chu kỳ dao động giữa các lần cắt liên tiếp là một số nguyên cộng với một phân số. Khi tần số tự rung là bội số của tần số góc ($\varepsilon = 0^\circ$ hoặc $\varepsilon = 360^\circ$) thì dao động cho phép lưỡi cắt đi theo các sóng bề mặt đã có trước hay nói cách khác là sóng ở mặt trên và mặt dưới của phoi đồng pha, khi đó chiều sâu cắt không có biến động và quá trình cắt ổn định.



Hình 2. Ảnh hưởng của góc pha đến chiều dày cắt

Khi $\varepsilon = 180^\circ$ tức là sóng ở mặt trên và mặt dưới của phoi là ngược pha nhau thì chiều sâu cắt thay đổi lớn nhất, lực cắt động lực học thay đổi lớn nhất và tự rung tăng trường đột ngột gây mất ổn định.

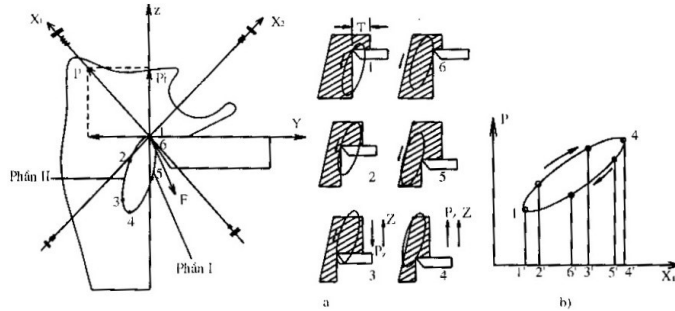
2.1.2. Mất ổn định do liên kết vị trí

Một loại tự rung không tái sinh xuất hiện khi dụng cụ cắt dao động tương đối so với phôi ít nhất theo 2 phương. Loại này xuất hiện ở những hệ được ghép nối với nhau mà tần số riêng của chúng nằm gần nhau. Tần số riêng của chúng có ảnh hưởng lẫn nhau. Hệ thống công nghệ được mô hình hóa bằng 2 hệ lò xo – khối lượng 2 bậc tự do với 2 trục X_1 và X_2 biểu thị độ mềm dẻo và khối lượng tổng cộng vuông góc.

Đặc trưng của dao động là dụng cụ cắt đi theo một đường elip đóng kín theo chiều mũi tên trên hình 3. Trong suốt chu kỳ chuyển động của dụng từ phần I sang phần II dọc theo đường elip, lực cắt sinh ra theo hướng ngược lại với hướng của dụng cụ cắt và năng lượng được lấy từ hệ ra. Trong nửa kia của chu kỳ, dụng cụ cắt đi từ phần II sang phần I, khi đó lực cắt và chuyển động của dụng cụ cắt cùng hướng thì năng lượng lại được bổ xung cho hệ. Chính phần năng lượng đó làm tăng năng lượng rung động của dụng cụ.

Lực cắt trên phần II của elip có xu hướng lớn hơn phần I vì khi đó dao cắt vào sâu hơn và do đó năng lượng đầu vào lớn hơn năng lượng tiêu hao cho một vòng. Hình 2 chỉ rõ sự thay đổi của lực cắt P theo sự dịch chuyển của mũi dao trên phương X_2 song song với lực cắt P. Diện tích bị chắn bởi nửa trên của elip với trục hoành và các đoạn thẳng 1-1', 4-4' diễn tả công của lực cắt khi mũi dao đi từ điểm 4 đến điểm 1. Hiệu của 2 diện tích đó là năng lượng để hoàn thành một chu kỳ dao động của dao

và các chi tiết liên hệ với dao. Năng lượng này được cung cấp từ hệ thống truyền động của máy. Kiểu mất ổn định này được gọi là mất ổn định ghép vị trí do tự rung không tái sinh.



Hình 3. Mô tả tự rung không tái sinh

2.2. Xác định đồ thị dao động với các chế độ cắt

Tiến hành gia công trên máy tiện

Chiều cao tâm máy (mm)	200
Khoảng cách 2 mũi tâm (mm)	710/1000/1400
Đường kính vật gia công Dmax (mm)	400
Số cấp tốc độ (=)	24

Dao tiện đầu thẳng hợp kim cứng T15K6 STGCR/L 0808F09: Cán dao tiện kích thước 8×8; chiều dài dao tiện 80.

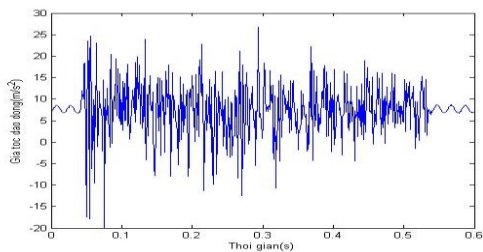
Dung dịch cắt gọt Castrol Ilocut 603.

Vật liệu phôi cắt: Thép C40.

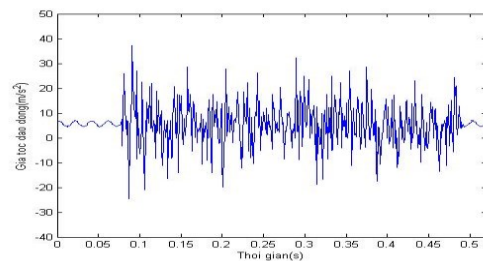
Lượng chạy dao (mm/vòng): 0,05; 0,1; 0,15; 0,2; 0,25; 0,3.

Số vòng quay (v/ph): 600, 700, 800, 900, 1000.

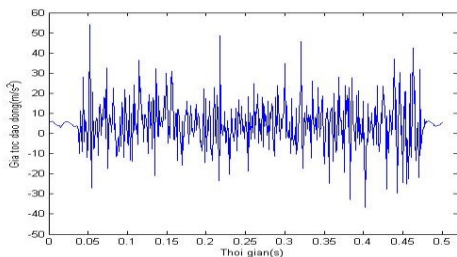
Chiều sâu cắt (mm): 2, 4, 6, 8, 10, 12.



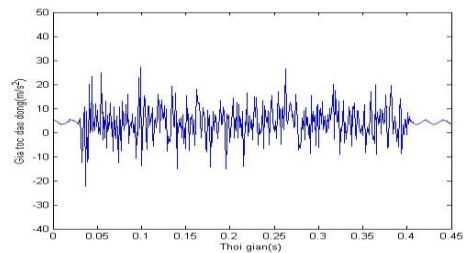
a) Khi n = 600 v/ph; t = 2mm; s = 0,05mm/vg



b) Khi n = 700 v/ph; t = 4mm; s = 0,1mm/vg



c) Khi n = 800 v/ph; t = 6mm; s = 0,15mm/vg



d) Khi n = 900 v/ph; t = 8mm; s = 0,2mm/vg

Hình 4. Đồ thị dao động trong các trường hợp

3. Thảo luận về các biện pháp nâng cao tính ổn định của quá trình cắt

Từ việc phân tích các nguyên nhân gây ra dao động và xét tính ổn định của quá trình cắt ta có thể đưa ra các giải pháp giảm rung động, nâng cao tính ổn định. Các biện pháp đó có thể quy về ba nhóm sau:

3.1. Nhóm các biện pháp liên quan đến cấu trúc máy

- Nâng cao độ cứng vững tĩnh của máy;
- Đảm bảo độ cứng vững của móng máy, lắp đặt các thiết bị có tác dụng giảm rung;
- Loại bỏ sai sót trong truyền động máy;
- Cân bằng tĩnh và động các chi tiết quay;
- Cân bằng trong vùng cộng hưởng.

3.2. Nhóm các biện pháp liên quan đến phôi và dụng cụ gia công

- Dùng các bộ phận đỡ làm tăng độ cứng vững của chi tiết gia công ví dụ như luynet trên máy tiện;
- Giảm trọng lượng của phôi, dụng cụ cắt;
- Sử dụng dao có cơ cấu giảm chấn.

3.3. Nhóm các biện pháp liên quan đến quá trình cắt

- Thay đổi số vòng quay của trục chính để giảm hiệu ứng tái sinh;
- Sử dụng chế độ cắt tối ưu;
- Lựa chọn vật liệu phôi có lực cắt riêng nhỏ;
- Giảm góc sau α của dao;
- Cố gắng sử dụng dao có góc trước $\gamma < 0$;
- Hạn chế chiều dài tham gia cắt của lưỡi cắt;
- Sử dụng tốc độ cắt rất thấp hoặc rất cao để tránh cực tiểu ổn định.

4. Kết luận

Qua phân tích lý thuyết và các kết quả thực nghiệm, có thể kết luận:

- Những nguyên nhân gây mất ổn định trong quá trình cắt gồm: mất ổn định do hiệu ứng tái sinh, mất ổn định do liên kết vị trí;
- Hiện tượng tự rung là nguyên nhân chủ yếu gây mất ổn định trong quá trình cắt bởi rung động cưỡng bức là có thể chủ động loại trừ hoặc giảm thiểu;
- Có thể áp dụng một số nhóm giải pháp tăng tính ổn định cho quá trình cắt.

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Bành Tiến Long, Trần Thế Lục, Trần Sỹ Túy. (2001), “Nguyên lý gia công vật liệu” – NXB Khoa học kỹ thuật.
- [2]. Nguyễn Hải. (2002), “Phân tích dao động máy” – NXB Khoa học kỹ thuật.
- [3]. Weiner J.(1956), “An elastopic thermal - stress analysis of a free plate” - Journal of applied mechanics.
- [4]. Boley B. (1956), “The determination of temperature, stresses, and deflections in two-dimensional thermoelastic problems – Jour”. Of the aeronautical sciences, Vol. 23.
- [5]. Jahanshahi A.(1966), “Quasi-static stresses due to moving temperature discontinuity on a plane boundary” - Trans. of the ASME, Jour. Of applied mechanics.

**HOÀN NGUYÊN Mg TỪ DOLOMIT VIỆT NAM BẰNG CHẤT
HOÀN NGUYÊN FEROSILIC VÀ FERRO-SILICCANXI: PHÂN TÍCH
NHIỆT ĐỘNG HỌC VÀ THỰC NGHIỆM**

**REDUCTION OF MAGNESIUM FROM THANH HOA DOLOMITE BY FERRO-
SILICOCALCIUM AND FERROSILICON: THERMODYNAMIC AND
EXPERIMENTAL ANALYSIS**

TS. VŨ VIỆT QUYỀN

Viện Cơ khí, Trường Đại học Hàng hải Việt Nam

Tóm tắt

Nghiên cứu phân tích và đánh giá quá trình hoàn nguyên magnesium từ Thanh Hoa dolomite sử dụng ferrosilicon và ferro-silicocalcium làm chất khử thông qua quy trình Pigeon. Kết quả tính toán nhiệt động học từ nghiên cứu cho thấy $CaSi_2$ trong ferro-silicocalcium có thể khử MgO ở nhiệt độ dưới $1000^\circ C$, thấp hơn nhiều so với $FeSi_2$ trong ferrosilicon. Do đó nhiệt độ hoàn nguyên tối thiểu của quá trình được giảm đáng kể. Khi $CaSi$ bị phân hủy sẽ giải phóng nguyên tố Si giúp quá trình khử ở nhiệt độ trên $1100^\circ C$ được cải thiện. Một thí nghiệm đã được thực hiện để kiểm chứng kết quả tính toán. Kết quả thí nghiệm cho thấy khi sử dụng ferro-silicocalcium làm chất khử, hiệu suất của quá trình hoàn nguyên MgO đạt 93% trong 4h với nhiệt độ hoàn nguyên $1200^\circ C$. Hiệu suất này đạt cao hơn 7% khi sử dụng ferrosilicon truyền thống tại cùng điều kiện.

Từ khóa: *magie, dolomit Vietnam, ferrosilic, ferro-siliccanxi, nhiệt động học, quy trình pigeon*

Abstract

This study analyzes and evaluates the magnesium reduction process from Tsinghua dolomite using ferrosilicon and ferro-silicocalcium as reducing agents through the Pigeon process. The results of thermodynamic calculations from the study show that $CaSi_2$ in ferro-silicocalcium can reduce MgO at temperatures below $1000^\circ C$, much lower than $FeSi_2$ in ferrosilicon. Therefore, the minimum process temperature is significantly reduced. When $CaSi$ is decomposed, it will release Si element, which improves the reduction process at temperatures above $1100^\circ C$. An experiment was performed to verify the calculated results. Experimental results show that when using ferro-silicocalcium as a reducing agent, the efficiency of the MgO conversion process reaches 93% in 4 hours with the conversion temperature of $1200^\circ C$. This efficiency is 7% higher when using traditional ferrosilicon under the same conditions.

Keyword: *magnesium, Vietnam dolomite, ferrosilicon, ferro-silicocalcium, thermodynamic analysis, Pigeon process*

1. Mở đầu

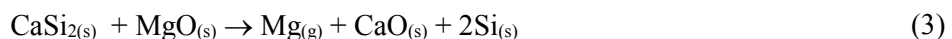
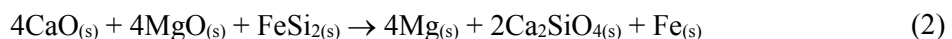
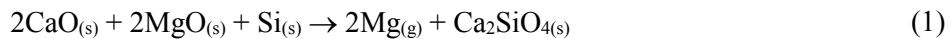
Với nhu cầu ngày một tăng của Mg và hợp kim Mg trong các ngành công nghiệp oto và cơ điện tử đã đẩy mạnh quá trình nghiên cứu và sản xuất Mg trên thế giới trong những năm gần đây [1]. Nhờ những ưu điểm được thực hiện tương đối dễ dàng, không yêu cầu lực lượng lao động được đào tạo kỹ

thuật cao, tính linh hoạt, dễ điều chỉnh sản xuất để đáp ứng nhu cầu và chi phí vốn đầu tư ban đầu nhỏ khiến quy trình Pidgeon do nhà khoa học người Canada Dr. L.M.Pidgeon phát minh được ứng dụng rộng rãi trong sản xuất Mg [2]. Hiện tại, hơn 80% kim loại magiê trên thế giới là được sản xuất tại Trung Quốc và 70% trong số đó sử dụng quá trình Pidgeon [3]. Tuy nhiên quá trình Pidgeon có năng suất thấp và tiêu thụ năng lượng cao so với các quá trình khác. Chất phản ứng ferrosilicon được sử dụng trong quá trình cũng được sản xuất bởi một hệ thống sử dụng nhiều năng lượng. Do đó, tiềm năng nóng lên toàn cầu (GWP) liên quan đến quá trình Pidgeon cao hơn khoảng 50% so với nhôm và cao hơn thép [4].

Trong những năm gần đây, đã có rất nhiều nghiên cứu cải tiến quy trình Pigeon, giúp giảm đáng kể tiêu thụ năng lượng, tiêu thụ ferrosilicon, đặc biệt là ứng dụng công nghệ gia nhiệt bằng sóng microwave hay sử dụng năng lượng laser nhằm nâng cao hiệu suất sử dụng năng lượng lên đáng kể [5-6]. Mặc dù đã có nhiều cải tiến đáng kể, nhưng quy trình này vẫn cần đến 11 tấn dolomite, 1 tấn ferrosilicon cho mỗi tấn magiê và nó thải ra hơn 30 tấn CO₂ và 5 tấn xỉ thải [7]. Năng suất hoàn nguyên thấp dẫn đến việc phải sử dụng nhiều ferrosilicon và nguyên liệu hơn là một trong những vấn đề chính của quá trình Pidgeon. Nhiều nghiên cứu đã chỉ ra rằng lý do quan trọng nhất là silicon trong ferrosilicon tồn tại dưới dạng silicon nguyên tố và FeSi₂ phase. Nhiệt độ phản ứng tối thiểu của silicon và oxit magiê là khoảng 1000°C trong môi trường chân không tuy nhiên nhiệt độ phản ứng của phase FeSi₂ lại cao hơn tương đối nhiều. Vì vậy, một số FeSi₂ phase có thể không tham gia vào phản ứng khử ở nhiệt độ thấp hoặc phải tăng nhiệt độ hoàn nguyên của quá trình lên cao để ferrosilicon có thể tham gia phản ứng triệt để. Điều này dẫn đến khả năng khử thấp của MgO hoặc phải tiêu tốn thêm nhiều năng lượng.

Nhằm mục đích giảm chi phí sản xuất và tiết kiệm năng lượng, một số nhà nghiên cứu trên thế giới đã sử dụng CaC₂ làm chất khử thay thế ferrosilicon. Dù có giá thành rẻ bằng một nửa so với ferrosilicon, tuy nhiên hiệu suất quá trình sử dụng CaC₂ lại tương đối thấp [8]. Nghiên cứu sử dụng hợp chất Al-Si hay Ca-Si cho thấy những chất khử này có thể làm giảm nhiệt độ hoàn nguyên của quá trình. Hợp chất Al-Si có giá thành tương đối cao khiến chúng khó ứng dụng được trong thực tế sản xuất, trong khi hợp chất Ca-Si cho thấy ưu điểm hơn khi chi phí không cao hơn đáng kể so với ferrosilicon và hiệu suất hoàn nguyên tăng rõ rệt [9].

Quặng dolomite là nguồn nguyên liệu thô quan trọng trong sản xuất Mg bằng phương pháp nhiệt silic với thành phần chính là CaCO₃.MgCO₃. Việt Nam có trữ lượng quặng dolomite tương đối lớn khoảng 1.5 tỷ tấn theo báo cáo của Bộ Tài nguyên môi trường, nhưng hiện chưa có nhà máy nào sản xuất Mg ở Việt Nam trong khi nhu cầu sử dụng Mg và hợp kim Mg trong các ngành công nghiệp trong nước đang tăng nhanh. Trong bài báo này, việc hoàn nguyên Mg từ quặng dolomit Thanh Hoa – miền trung Việt Nam bằng phương pháp chân không Pigeon được nghiên cứu. Tính khả thi của nó đã được kiểm tra bằng phân tích nhiệt động lực học quá trình hoàn nguyên magiê khi xem xét sử dụng ferrosilicon và ferro-silicocalcium làm chất khử. Phản ứng giữa dolomit Thanh Hoa với ferrosilicon đưa ra theo phương trình (1) và (2) trong khi đó phản ứng chính với ferro-silicocalcium là phương trình (1) và (3).



Hợp chất ferro-silicocalcium bao gồm chủ yếu là calcium và silicon, với hai phase chính và Si và CaSi₂, cũng giống như ferrosilicon, đây là hợp kim phổ biến sử dụng trong ngành công nghiệp sản xuất thép. Mặc dù hiện có giá thành cao hơn Fe-Si, nhưng với ưu điểm mà nó đem lại về hiệu suất trong hoàn nguyên Mg thì đây sẽ là chất khử có thể ứng dụng rộng rãi.

2. Phương pháp nghiên cứu

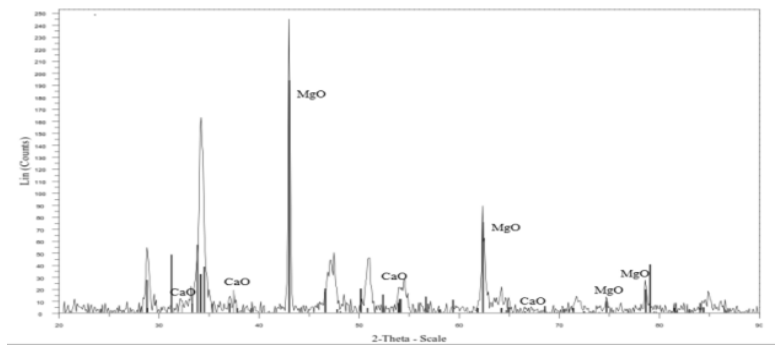
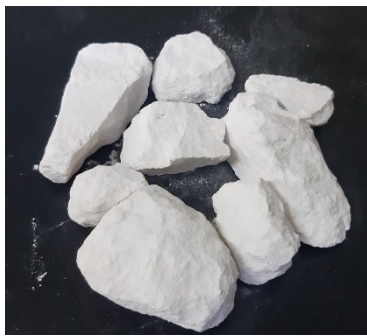
2.1. Vật liệu

Mẫu quặng dolomite trong thí nghiệm được thu thập từ mỏ quặng Thanh Hoa – miền trung Việt Nam, dolomite sau nung ở nhiệt độ 1000°C trong 3h và phân tích thành phần như ở bảng 1 và hình 1. Ferrosilicon và ferro-silicocalcium do Trung Quốc sản xuất có thành phần ở bảng 1.

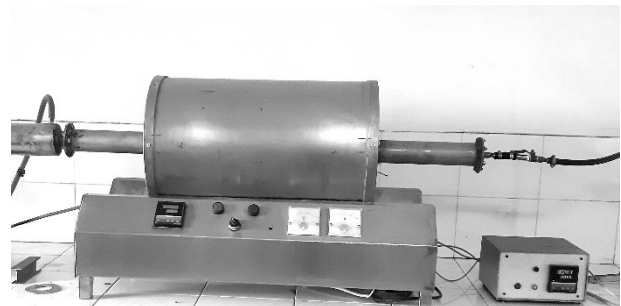
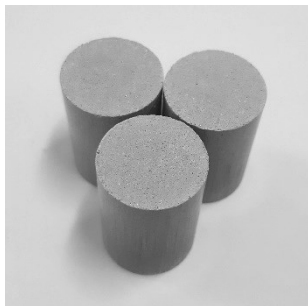
Bảng 1. Thành phần hóa học của dolomite, Ferrosilicon and Ferro-silicocalcium

<i>Dolomit</i>				
Thành phần,	SiO ₂	Fe ₂ O ₃	MgO	CaO
% khối lượng	0.30	0.15	37.28	54.80
<i>Ferrosilicon</i>				
Thành phần,	Si	Fe	C	P
% khối lượng	72.00	27.00	0.10	0.03
<i>Ferro-silicocalcium</i>				
Thành phần,	Si	Ca	Fe	Al
% khối lượng	31.30	61.20	3.12	2.40

Quặng dolomite sau nung được nghiền tới kích thước hạt nhỏ hơn 100µm, sau đó trộn với bột ferrosilicon và ferro-silicocalcium cùng chất xúc tác CaF₂. Hỗn hợp sau trộn được ép thủy lực thành các viên phôi liệu hình trụ có kích thước đường kính 15mm cao 20mm với lực ép 3Mpa. Thiết bị hoàn nguyên là lò kiểu ngang làm bằng thép không gỉ 304, vùng kết tinh Mg được làm mát bằng nước tuần hoàn (hình 2).



Hình 1 – Dolomit sau nung và phân tích XRD



Hình 2 – Phôi liệu và lò hoàn nguyên

2.2. Thí nghiệm

Tính toán nhiệt động học. Phân tích nhiệt động học của các phản ứng có liên quan trong quá trình khử dolime với các chất khử ferrosilicon and ferro-silicocalcium được thực hiện bằng cách thiết lập các thay đổi năng lượng tự do Gibbs tương ứng so với đồ thị nhiệt độ ($\Delta_r G_m - T$) bằng phần mềm FactSage 7.2 dựa trên cơ sở dữ liệu của FactPs, FToxid và FTSalt [10].

Quy trình thí nghiệm. Các thí nghiệm với các chất khử khác nhau được thực hiện để kiểm chứng các kết quả phân tích nhiệt động học. Hỗn hợp nguyên liệu được trộn theo tỷ lệ thành phần: 70% dolime, 27% reducing agent và 3% catalyst CaF_2 . Các viên phối liệu được đặt vào trong lò theo phương nằm ngang, thiết lập chân không 100Pa, nung nóng tới 700°C và giữ nhiệt trong 1h để loại bỏ độ ẩm hoặc carbon dioxide dư trong viên liệu. Sau đó tiếp tục tăng đến nhiệt độ hoàn nguyên và duy trì trong thời gian 4h. Sau hoàn nguyên, bã thải và sản phẩm được lấy ra để phân tích, hàm lượng Mg trong viên liệu trước và sau hoàn nguyên được đo để tính toán hiệu suất hoàn nguyên như sau:

$$\text{Recovering Efficiency} = \frac{w_1 m_1 - w_2 m_2}{w_1 m_1}$$

- Trong đó: - m_1 và m_2 là khối lượng viên phối liệu trước và sau hoàn nguyên
- w_1 và w_2 là thành phần MgO trong viên phối liệu trước và sau hoàn nguyên

Thành phần hóa học của các mẫu được đo bằng máy X-ray fluorescence (XRF) spectrometer (S4 - Pioneer, Bruker, Germany). Để xác định sự biến đổi pha trong bã thải sau hoàn nguyên chân không, thành phần pha của các mẫu được xác định bằng cách sử dụng X-ray diffraction (XRD) spectrometer (Empyrean, PANalytical, Netherlands).

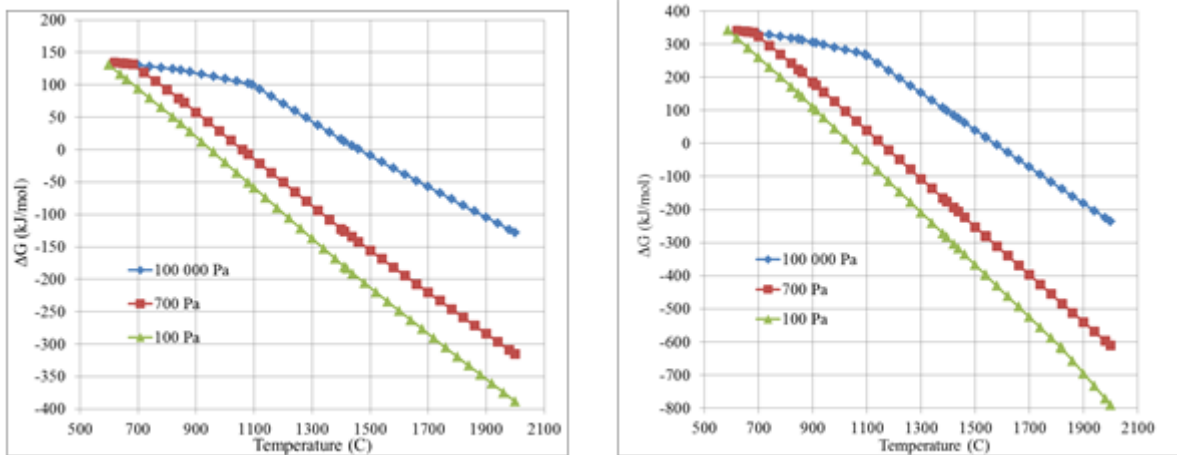
3. Kết quả, thảo luận

3.1. Phân tích nhiệt động học

Hoàn nguyên Mg bằng phương pháp nhiệt silic trong môi trường chân không, chất khử và áp suất phản ứng và nhiệt độ phản ứng rất quan trọng cho quá trình. Do vậy cần phân tích các phản ứng giữa dolime và các chất khử bao gồm Si, FeSi_2 , CaSi_2 để xác định một chất khử thích hợp cho quá trình hoàn nguyên magiê. Theo thành phần của dolime, các phản ứng có thể xảy ra giữa magiê oxit và chất khử như phương trình (1,2,3).

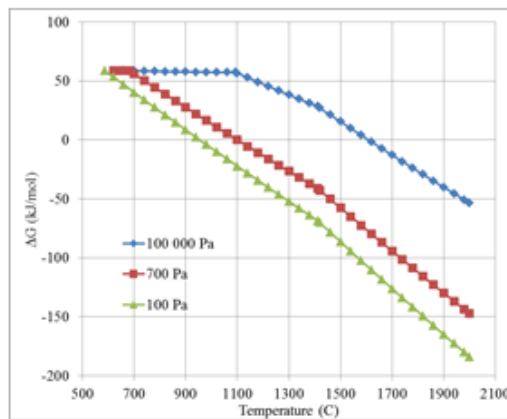
Kết quả tính toán từ FactSage cho đồ thị $\Delta G - T$ của các phản ứng giữa magiê oxit và chất khử ở áp suất khác nhau được thể hiện trong hình 3 và 4. Như trong Hình 3a, tùy thuộc vào áp suất hệ thống mà phản ứng của phase Si với MgO trong dolime có thể được chuyển hóa thành magiê ở dạng khí ở nhiệt độ khác nhau. Ở áp suất khí quyển (100 000 Pa), quá trình hoàn nguyên MgO thành Mg ở dạng khí đòi hỏi nhiệt độ phản ứng cao hơn 1480°C ($\Delta G > 0$). Tuy nhiên trong môi trường chân không, nhiệt độ tối thiểu cần thiết cho phản ứng hoàn nguyên giảm đáng kể. Có thể thấy khi áp suất hệ thống giảm xuống 700 Pa, nhiệt độ tối thiểu giảm xuống 1060°C và tiếp tục giảm xuống còn 960°C ở 100 Pa.

Khi MgO trong dolime phản ứng với phase FeSi_2 còn lại trong chất khử ferrosilicon, giá trị ΔG của phản ứng giữa MgO và FeSi_2 giảm rõ rệt khi tăng nhiệt độ và giảm áp suất, như thể hiện trong hình 3b. Nhiệt độ tối thiểu của phản ứng hoàn nguyên MgO thành $\text{Mg}_{(g)}$ trong trường hợp này ở áp suất khí quyển là 1580°C . Khi áp suất hệ thống giảm xuống thấp còn 700Pa và 100 Pa thì nhiệt độ tối của phản ứng giảm xuống lần lượt là 1160°C và 1040°C . Có thể thấy rõ rằng nhiệt độ tối thiểu cần thiết để phản ứng với phase FeSi_2 cao hơn so với phase Si, do đó với thành phần hợp chất gồm khoảng phase Si 54,8%; pha FeSi_2 41,7% thì tại nhiệt độ dưới 1100°C chủ yếu chỉ có phase Si tham gia phản ứng dẫn đến hiệu suất hoàn nguyên không cao, khi nhiệt độ hệ thống trên 1160°C sẽ có thêm pha FeSi_2 tham gia dẫn đến hiệu suất tăng nhanh. Điều này hoàn toàn phù hợp với những dữ liệu thực nghiệm của nhiều nhà nghiên cứu trước đây.



Hình 3 – Đồ thị ΔG -T phản ứng giữa MgO and: (a) Si, (b) $FeSi_2$

Đối với phản ứng $CaSi_2$ trong ferro-silicocalcium, MgO sẽ được khử thành $Mg_{(g)}$ ở nhiệt độ trên $1620^\circ C$ đối với áp suất khí quyển, hình 4. Khi áp suất hệ thống giảm xuống 700Pa và 100 Pa, nhiệt độ giảm xuống tương ứng là $1000^\circ C$ và $960^\circ C$.



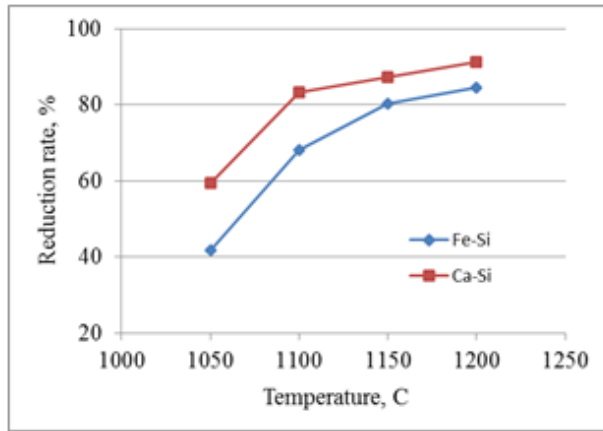
Hình 4 – Đồ thị ΔG -T phản ứng giữa MgO and $CaSi_2$

Dựa vào phân tích trên, quá trình hoàn nguyên Mg từ dolomite Thanh Hoa mặc dù yêu cầu nhiệt độ tương đối cao khi hệ thống được vận hành ở áp suất khí quyển. Nhiệt độ tối thiểu cần thiết phản ứng khử xảy ra giảm đáng kể bằng cách giảm áp suất hệ thống. So sánh hai phase $CaSi_2$ và $FeSi_2$ cho thấy loại trước đòi hỏi nhiệt độ phản ứng thấp hơn để hoàn nguyên Mg, đặc biệt là ở môi trường chân không. Do vậy không như quá trình sử dụng ferrosilicon làm chất khử, mặc dù silicon trong ferro-silicocalcium cũng ở dạng hợp chất là $CaSi_2$, nhưng nó tham gia phản ứng khử ở nhiệt độ thấp và giải phóng nguyên tố silicon để tiếp tục tham gia phản ứng hoàn nguyên ở nhiệt độ cao hơn [9]. Ngoài ra Ca-Si-Fe trong ferro-silicocalcium tạo ra một ternary nóng chảy thấp, có điểm nóng chảy thấp hơn so với ferrosilicon, nó đưa các chất khử trải đều trên bề mặt của các hạt oxit do đó phản ứng hoàn nguyên bây giờ là phản ứng lỏng – rắn ở nhiệt độ thấp nên phản ứng sẽ có tốc độ nhanh hơn.

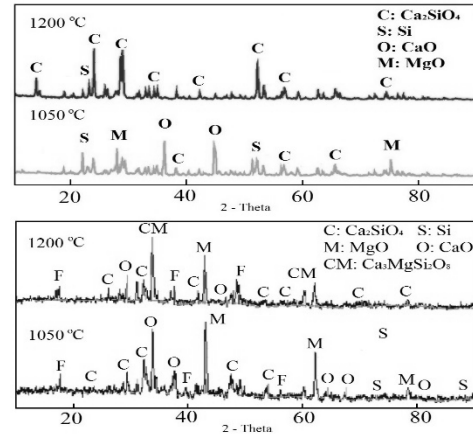
3.2. Phân tích khả năng hoàn nguyên

Để xác minh các kết quả phân tích nhiệt động học, các thí nghiệm hoàn nguyên trong môi trường chân không đã được thực hiện với hai chất khử Fe-Si và Ca-Si như đã nói ở trên. Kết quả cho thấy hiệu suất của quá trình đạt tốt nhất khi sử dụng chất khử Ca-Si là hơn 91% tại nhiệt độ hoàn nguyên $1200^\circ C$ trong thời gian 4 giờ. Hiệu suất này cao hơn so với sử dụng Fe-Si trong cùng điều kiện là 6.7%. Điều đó đã chỉ ra rằng việc hoàn nguyên magnesium từ Thanh Hoa dolomite sử dụng Ca-Si cho

hiệu suất hoàn nguyên được cải thiện tốt hơn so với Fe-Si, phù hợp với phân tích nhiệt động học. Hiệu quả của việc sử dụng ferro-silicocalcium được thấy rõ nhất trong khoảng nhiệt độ 1050-1100°C (Figure 5).



Hình 5 – Ảnh hưởng của nhiệt độ đến hiệu suất hoàn nguyên Fe-Si, Ca-Si



Hình 6 – Phân tích XRD bã xỉ: (a)Ca-Si, (b)Fe-Si

Trong khoảng nhiệt độ này, hiệu suất của quá trình sử dụng ferro-silicocalcium cao hơn đáng kể so với sử dụng ferrosilicon, hơn 17%, trong khi ở nhiệt độ 1150-1200°C, sự chênh lệch được thu hẹp còn 6-7%. Điều này có thể giải từ kết quả tính nhiệt động học, $CaSi_2$ đã có thể phản ứng hoàn toàn với MgO ở nhiệt độ dưới 1000°C. Tiếp theo khi nhiệt độ tăng trên 1000°C, silicon sẽ bắt đầu tham gia phản ứng khử do vậy mà hiệu suất quá trình tăng nhanh. Trong khi ở nhiệt độ này $FeSi_2$ trong ferrosilicon chưa tham gia phản ứng, dẫn đến kết quả tỷ lệ hoàn nguyên của MgO sử dụng Ca-Si cao hơn đáng kể.

Với nhiệt độ trên 1100°C, đặc biệt là 1150-1200°C, $FeSi_2$ trong ferrosilicon bắt đầu tham gia phản ứng hoàn nguyên, sự chênh lệch hiệu suất thu hẹp dần. Hình 6 cho thấy các giai đoạn của xỉ sau hoàn nguyên. Đối với ferro-silicocalcium, trong bã xỉ ở nhiệt độ 1050°C phase chủ yếu là CaO - MgO - Si chưa phản ứng và Ca_2SiO_4 , điều đó cho thấy $CaSi_2$ đã phản ứng hết và Si bắt đầu tham gia phản ứng tạo calcium silicate. Trong khi đối với ferrosilicon ở nhiệt độ này phase $FeSi_2$ hầu như chưa tham gia phản ứng và xuất hiện trong bã xỉ.

4. Kết luận

Hiệu quả của việc hoàn nguyên Mg từ nguyên liệu Thanh Hoa dolomite sử dụng ferro-silicocalcium đã được đánh giá dựa trên các kết quả phân tích nhiệt động học và thí nghiệm. Kết quả tính toán nhiệt động học từ FactSage software chỉ ra rằng MgO trong dolime có thể bị khử ở nhiệt độ dưới 1000°C bởi Ca-Si, ở áp suất 100Pa. Tuy nhiên nhiệt độ để quá trình hoàn nguyên hiệu quả phải lớn hơn 1050°C.

Đối với chất khử Ca-Si có hai giai đoạn hoàn nguyên, giai đoạn thứ nhất là $CaSi_2$ trong ferro-silicocalcium tham gia phản ứng khử MgO , giải phóng nguyên tố Si; giai đoạn hai silicon trong hợp chất và silicon được giải phóng ở giai đoạn đầu tham gia phản ứng khử. Còn đối với chất khử Fe-Si, giai đoạn thứ nhất là phản ứng hoàn nguyên giữa MgO và Si, giai đoạn hai $FeSi_2$ khử MgO ở nhiệt độ hơn 1100°C.

Thí nghiệm xác minh cho thấy sau khi hoàn nguyên trong lò chân không ở nhiệt độ 1200°C trong 4 giờ với tỷ lệ thành phần 70% dolime, 27% chất khử và 3% catalyst (CaF_2) ở 100 Pa, tỷ lệ hoàn nguyên Mg đạt 91.3% đối với Ca-Si và 84.6% đối với Fe-Si.

Tài liệu tham khảo:

- [1] Jithu Jayaraja, Prasanth M., A. Srinivasan, U. T. S. Pillai, B. C. Pai, *Magnesium – in Indian Context*, Indian Foundry Journal, Vol 61, No. 2, February 2015.

- [2] W. Wulandari, G. Brooks, M. A. Rhamdhani, and B. J. Monaghan: *Magnesium: Current and Future Production Routes*, Proceedings of 'Engineering at the edge', the 2010 Chemeca Annual Conference (Chemeca 2010), Adelaide, South Australia, Australia, 26-29 September 2010, Engineer Australia
- [3] Gao F, Nie ZR, Wang ZH, Gong XZ, Zuo TY. *Life cycle assessment of primary magnesium production using the Pidgeon process in China*. Int J Life Cycle Assess. 2009;14(5):480.
- [4] Norgate, T.E. & Rankin, W.J., *Assessing The Environmental Impact of Metal Production Processes*, Journal of Cleaner Production, 2007 vol.15, no. 8-9, p. 838-848.
- [5] M.S. Mahmoud, T. Yabe, *Silicothermic reduction of MgO using diode laser: Experimental and kinetic study*, Journal of Magnesium and Alloys 5 (2017) 430–438
- [6] Yuji Wada, Satoshi Fujii, Eiichi Suzuki, Masato M. Maitani, Shuntaro Tsubaki, Satoshi Chonan, Miho Fukui, Naomi Inazu, *Smelting Magnesium Metal using a Microwave Pidgeon Method*, Scientific Reports, April 2017
- [7] Li J, Wang J, Zhang B, Dong DM, Fang CS. *Evaluation method for clean production of magnesium industry with Pidgeon process*. Environ Sci Technol. 2009;32(8):176.
- [8] Mehmet Buğdaycı, Ahmet Turan, Murat Alkan, Onuralp Yücel, *Production of Magnesium Metal From Calcined Dolomite Via Pidgeon Process*, 18th International Metallurgy & Materials Congress Proceedings Book 2016, pp.601-604
- [9] Yao-Wu Wang, Kun Zhao, Jian-Ping Peng, Yue-Zhong Di, Ying-Long Li, Yang Song, Xin-Zhong Deng, *Process of producing magnesium by thermal vacuum reduction using silicocalcium as reductant*, Rare Metals, July 2016, Volume 35, Issue 7, pp 571–575
- [10] C. W. Bale, E. Bélisle, P. Chartrand, S. A. Deckerov, G. Eriksson, A.E. Gheribi, K. Hack, I. H. Jung, Y. B. Kang, J. Melançon, A. D. Pelton, S. Petersen, C. Robelin, J. Sangster, P. Spencer and M-A. Van Ende, *FactSage Thermochemical Software and Databases - 2010 - 2016*, Calphad, vol. 54, pp 35-53, 2016

NGHIÊN CỨU ẢNH HƯỞNG CỦA LÁ CÁNH TĨNH ĐẾN LỰC ĐẨY CỦA QUẠT PHẢN LỰC ĐƯỜNG KÍNH 570mm
RESEARCH EFFECT OF FAN STATOR ON THRUST OF ELECTRIC DUCTED FAN WITH DIAMETER 570mm

ThS. VŨ THÁI SƠN
Viện Cơ khí, Trường Đại học Hàng hải Việt Nam

Tóm tắt

Phương tiện cất hạ cánh thẳng đứng đang ngày càng nhận được sự quan tâm của mọi người nhờ vào sự linh hoạt và thuận tiện của nó. Cùng với đó là sự phát triển của quạt phản lực điện, giúp nâng cao hiệu suất của thiết bị bay cất hạ cánh thẳng đứng và đem lại giải pháp nhiên liệu thân thiện hơn với môi trường so với thiết bị xăng truyền thống. Nghiên cứu này sử dụng phương pháp mô phỏng số để nghiên cứu ảnh hưởng của lá cánh tĩnh đến lực đẩy của động cơ và từ đó đưa ra những phương pháp cải tiến.

Từ khóa: *Thiết bị bay cất hạ cánh thẳng đứng, quạt phản lực điện, lá cánh tĩnh, hiệu suất.*

Abstract

Vertical take off and landing vehicles are getting more and more attention by its flexibility and convenience. Along with that is the development of electric ducted fans, which improve the performance vertical take off and landing vehicles and provide a fuel solution that is more environmentally friendly than traditional gasoline vehicles. This study uses numerical simulation method to study the effect of fan stator on thrust of electric ducted fan and then introduce the improvement methods.

Keywords: *Vertical take off and landing vehicles, electric ducted fan, fan stator, performance.*

1. Giới thiệu chung

Các động cơ phản lực ngày nay rất phong phú và đa dạng nhưng đều hoạt động theo nguyên tắc chung là: năng lượng đốt cháy nhiên liệu trong động cơ được biến đổi để cung cấp động năng cho dòng khí và tạo ra lực đẩy, lực đẩy này theo nguyên lý biến thiên động lượng của dòng khí. Lực đẩy có thể được tạo ra bởi chính dòng khí mà động cơ sử dụng (Turbojet), hoặc có thể như tên lửa (Rocket). Động cơ phản lực được chia làm 2 loại:

- Động cơ phản lực tua-bin khí (Air-breathing)
- Động cơ phản lực không tua-bin khí (Non-air-breathing).

Mỗi loại động cơ đều có một phạm vi ứng dụng riêng phù hợp với tính năng của chúng. Phạm vi hoạt động của mỗi động cơ phụ thuộc vào số Mach(M) và độ cao.

Động cơ tuabin cánh quạt: động cơ này sử dụng phần lớn năng lượng của nhiên liệu cung cấp cho dòng khí để làm quay tua-bin và dẫn động cánh quạt tạo ra lực kéo máy bay chuyển động vì thế lực đẩy do luồng trong tạo ra rất nhỏ. Năng lượng lấy ra từ tua-bin để dẫn động quạt chiếm tới 75-85% năng lượng của khí nóng sinh ra. Một trong những động cơ tua-bin khí đơn giản hơn là những quạt phản lực sẽ được nghiên cứu trong bài báo này.

1.1. Giới thiệu chung quạt phản lực

Ducted fan hay quạt có ống bao là một cánh quạt bên trong một ống dẫn hình trụ tròn. Nó có thể được coi là sự kết hợp giữa động cơ cánh quạt và động cơ phản lực, trong khi động cơ phản lực cánh quạt có thể được xem như một chiếc quạt ống dẫn được điều khiển bởi động cơ phản lực. Ống dẫn thường được coi là một cánh hình khuyên [1]. Quạt ống dẫn mang lại hiệu suất tĩnh vượt trội so với cánh quạt không ống bao của nó với cùng một công suất, như được xác nhận bởi nhiều thí nghiệm thời kỳ đầu. [2-4].

Các nhược điểm của quạt ống dẫn, so với cánh quạt hở là trọng lượng và lực cản do ống bao, bao gồm hiệu suất kém ở góc tấn của ống dẫn cao, biến dạng dòng chảy và có thể bị ngừng trệ ở phía ống dẫn bên trong. Các lực và mômen khí động học tác động lên ống dẫn cũng có thể có vấn đề. Tuy nhiên,

những lợi ích nói trên vẫn có thể giúp quạt hút gió có cơ hội bù đắp những khiếm khuyết của nó. Các biện pháp xử lý và tối ưu hóa để giảm thiểu các khiếm khuyết cần được nghiên cứu và đánh giá thêm trong nghiên cứu về quạt có ống dẫn trong tương lai.

1.2. *Khái quát quạt phản lực điện*

Quạt phản lực điện là thiết bị hoạt động bằng điện, sử dụng dòng không khí làm môi chất công tác và tạo ra lực đẩy phản lực nhờ quạt nén khí dòng không khí chuyển động qua cánh quạt nén này. Về mặt cấu tạo, quạt phản lực điện thông thường bao gồm hai bộ phận là quạt (Fan) có nhiều cánh để tạo lực đẩy, và mô-tơ điện (Electrical Motor) để cung cấp năng lượng cho quạt này hoạt động. Quạt phản lực điện có thể có ống dẫn dòng (Electric Ducted Fan Jet) [5] hoặc không sử dụng ống dẫn (Electric Propeller) [6]. Quạt phản lực điện được sử dụng làm động cơ trên nhiều loại thiết bị bay khác nhau, từ các máy bay mô hình cỡ nhỏ, các máy bay cỡ lớn sử dụng điện, đến phương tiện cất hạ cánh thẳng đứng (VTOL: vertical take-off and landing).

1.3. *Giới thiệu vai trò của cánh tĩnh (stator/ cánh dẫn hướng)*

Không khí rời khỏi quạt, và nhiệm vụ của cánh tĩnh là loại bỏ không khí quay và đưa xoáy ra khỏi dòng chảy. Mục đích là tạo ra dòng ra áp suất thấp đồng nhất bằng cách biến đổi xoáy thành lực đẩy để có hiệu suất đẩy cao nhất. Cánh dẫn hướng có thể được sử dụng trước hoặc sau cánh quạt cho các mục đích khác nhau. Các cánh dẫn hướng nằm ở phía đầu vào của quạt điều chỉnh góc của luồng vào quạt. Trong trường hợp tồn tại một dòng chảy hỗn loạn ở phía đầu vào của quạt, cánh dẫn hướng đầu vào hoạt động tốt hơn cánh dẫn hướng ra nhưng độ ồn tăng lên khi giảm mức độ nhiễu động. Ngoài ra, cánh dẫn hướng đầu vào làm giảm gia tốc và vận tốc của dòng chất lỏng.

Các cánh dẫn hướng đầu ra có nhiệm vụ điều chỉnh góc của không khí đi ra. Chúng tạo ra một tỷ lệ nhất định của độ tăng áp suất tĩnh của quạt hướng trục trong khi vận tốc của dòng chất lỏng giảm vì chúng. Theo Bleier [7], hình của cánh gạt dẫn hướng lối ra không quan trọng bằng hình dạng của lá cánh rotor. Nó có thể được giả định rằng vận tốc của dòng chất lỏng đi qua cánh tĩnh không thay đổi nhiều sau khi đi qua cánh rotor.

Số lượng cánh dẫn hướng có thể được chọn liên quan đến số lượng cánh được sử dụng trong bánh công tác. Vì có thể có vấn đề rung động trong các cánh quạt do cộng hưởng khi số cánh và cánh dẫn hướng bằng nhau.

1.4. *Đối tượng nghiên cứu*

Nghiên cứu sử dụng một mẫu quạt của hãng Vasy có đường kính 570mm. Các thông số mô hình và điều kiện vận hành được lấy theo giá trị của nhà sản xuất như bảng 1.

Bảng 1.1 Thông số mô hình quạt phản lực trong nghiên cứu

Số lượng cánh rotor	10
Số lượng cánh stator	6
Tốc độ thiết kế	5500 vg/ph
Đường kính quạt	570 mm

2. *Mô phỏng số*

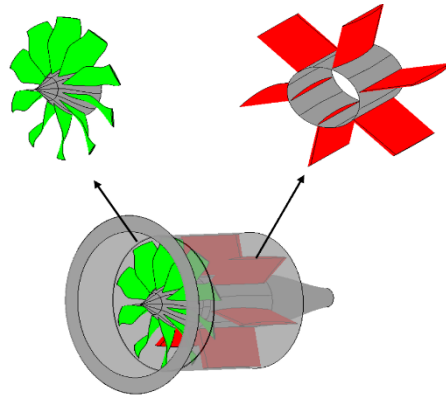
2.1. *Phương pháp mô phỏng số*

Phương pháp sử dụng trong bài toán là mô phỏng CFD, phần mềm được sử dụng là CFX giúp giải quyết tốt những bài toán liên quan đến dòng chảy, cụ thể ở đây là bài toán cánh quay.

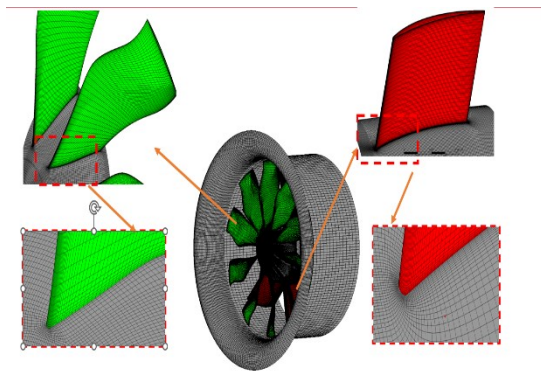
2.2. *Thông số hình học*

Bước đầu tiên trong bài toán mô phỏng dòng chảy là cần thiết lập mô hình mô phỏng, mô hình quạt phản lực được ra dưới đây.

Quạt phản lực điện được thiết kế với 10 cánh rotor, 6 cánh stator và vỏ bao.

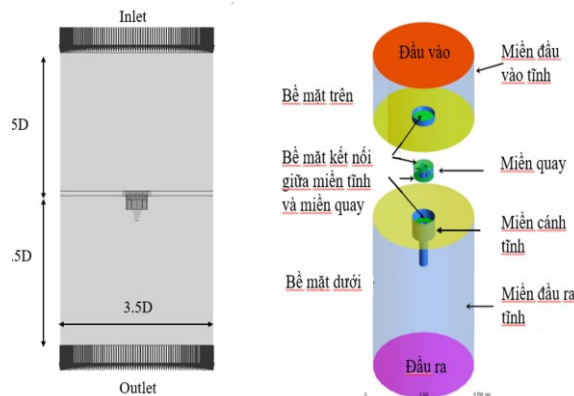


Hình 1. Mô hình của quạt phản lực trong Design Modeler



Hình 2. Cấu trúc lưới

Ta thiết lập miền khí bao quanh mô hình quạt phản lực khí mô phỏng phải thỏa mãn điều kiện là khối khí này đảm bảo đủ lớn hơn 3 lần chiều dài của đường kính quạt để không bị ảnh hưởng bởi các điều kiện biên của các mặt miền bao này. Kích thước miền bao và phân chia các miền được đưa ra ở hình 3.



Hình 3. Kích thước miền tính toán và kích thước mô hình (trái), các miền tính toán và bề mặt kết nối

2.3. Chia lưới

Trong một bài toán mô phỏng dòng chảy nói riêng và bài toán mô phỏng nói chung, lưới là tham số rất quan trọng ảnh hưởng đến kết quả mô phỏng. Miền tính toán được chia làm 4 phần: miền đầu vào tĩnh, miền đầu ra tĩnh, miền quay và miền cánh tĩnh.

Bài toán mô phỏng lực đẩy và nghiên cứu hiện tượng dòng khí qua lá cánh tĩnh nên cần chia lưới tốt hai miền rotor và stator.

Lưới chất lỏng của miền tính toán rotor được tạo bằng TurboGrid® từ ANSYS 19.1, như được minh họa trong Hình 2. Trong TurboGrid, các phần tử lục giác được sử dụng để tạo lưới cho khối rotor và stator. Các lưới loại O được sử dụng gần các lá cánh, các lưới loại H/J/C/L được sử dụng ở các khu vực khác trong khối rotor và stator.

Các thông số lưới của rotor và stator được thể hiện trong bảng 2.

Bảng 2. Thông số lưới rotor và stator

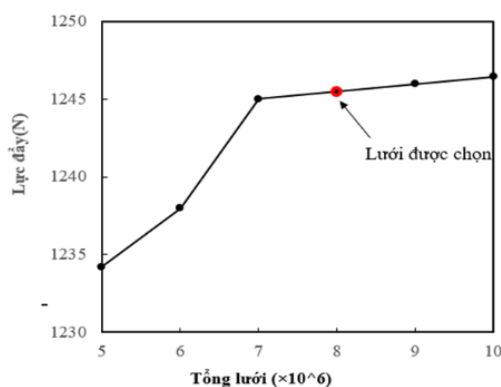
Chỉ số	Rotor	Stator
Số Nodes	2.276.220	4.115.088
Số phần tử	2.009.040	3.870.240

Lưới của vỏ động cơ và miền bao tính toán được chia cấu trúc bằng ICEM-CFD. Số lượng phần tử lưới ở trường hợp tham chiếu của khe rãnh là 2.303.394 phần tử với chất lượng lưới cao hơn 0.8, được đánh giá là lưới tốt.

3. Kết quả và thảo luận

3.1. Ảnh hưởng của lưới

Hình 4 cho thấy ảnh hưởng của số lượng phần tử lưới với lực đẩy của động cơ. Kết quả cho thấy rằng số lượng phần tử có ảnh hưởng rất nhỏ đến lực đẩy của động cơ từ 7 triệu lưới trở lên, với sai số của kết quả lưới sau là 0.48%. Do đó để đảm bảo độ chính xác và vẫn giữ được số lượng lưới nhỏ để tiết kiệm thời gian tính toán, số lượng phần tử là 8 triệu lưới sẽ được chọn để tiến hành nghiên cứu.



Hình 4. Đồ thị đánh giá chất lượng lưới

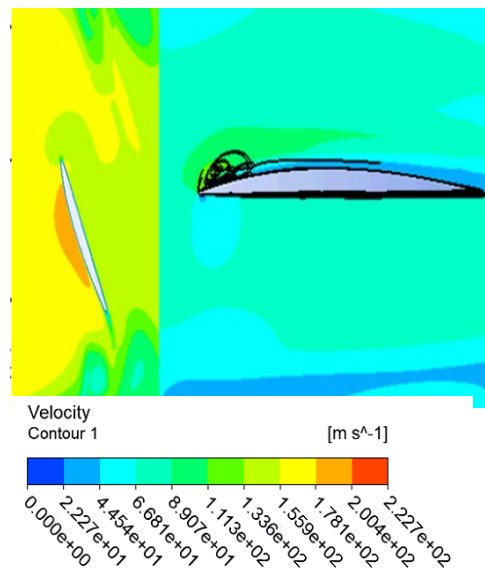
3.2. Đánh giá kết quả với thực nghiệm

Mô hình quạt Vasy được mô phỏng với mô hình rối k- ϵ , với số lưới tám triệu phần tử được lựa chọn sau khi xem xét ảnh hưởng của chất lượng lưới đã được mô phỏng.

Bảng 3 so sánh kết quả từ mô phỏng số với kết quả từ thực nghiệm, kết quả cho thấy sai số nhỏ nhất là 0.625% cho hiệu suất, sai số với lực đẩy là 10.1%, sai số lớn nhất là 15% cho moment quay. Sai số này có thể đến từ sự thiếu chính xác về khe hở tại đầu mút cánh của lá cánh Rotor (trong mô phỏng, khe hở được tạo ra bằng cách cắt theo phần trăm sai cánh) và bỏ qua các góc lượn tại chân các lá cánh. Với giá trị sai số này chúng ta có thể chấp nhận được và dùng chương trình mô phỏng để tiến hành khảo sát và đưa ra những cải tiến tối ưu hơn cho quạt phân lực điện.

Bảng 3. So sánh đối chiếu ết quả mô phỏng với kết quả thực nghiệm

Tham số	Đơn vị	Thực nghiệm	CFD	Sai số
Lực đẩy	[N]	1386.0	1245.2	10.1%
Công suất	[kW]	55.0	59.8	7.2%
η	[-]	80.0%	79.5%	0.6%
Moment	[Nm]	1234.4	103.8	15%



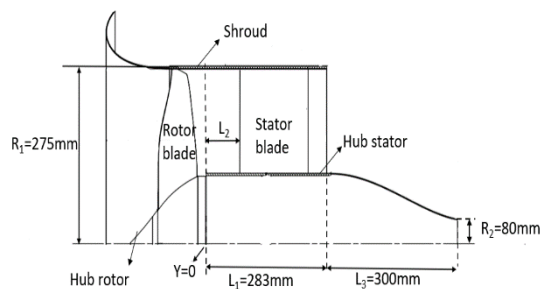
Hình 5. Phân bố vận tốc và xoáy tại góc cánh

Với mẫu quạt phân lực ban đầu sau khi dòng qua cánh stator gặp hiện tượng xoáy ở góc cánh (hình 12) gây tổn thất và khiến dòng bị tách khỏi bề mặt cánh. Chính vì vậy cần khảo sát và đưa ra phương án để cải tiến và giải quyết vấn đề này.

3.3. Khảo sát và đánh giá ảnh hưởng của stator

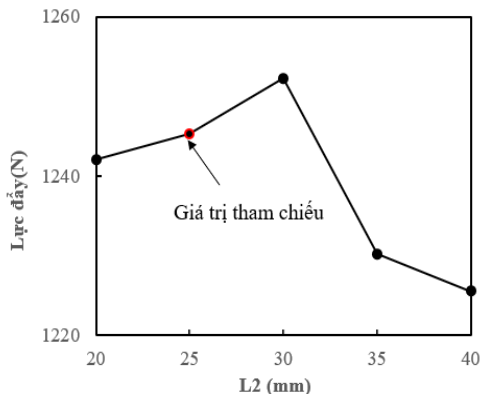
- Khảo sát khoảng cách L2 của stator và rotor.

Miền quay và miền tĩnh được ghép nối với nhau, ta chọn mặt phẳng tại danh giới ghép nối này làm mặt phẳng tham chiếu, tham số đầu tiên được khảo sát khoảng cách L2 (hình 6), L2 là khoảng cách tính từ mép vào của lá cánh tĩnh đến mặt phẳng tham chiếu.



Hình 6. Kích thước và các thông số L2 của quạt phân lực

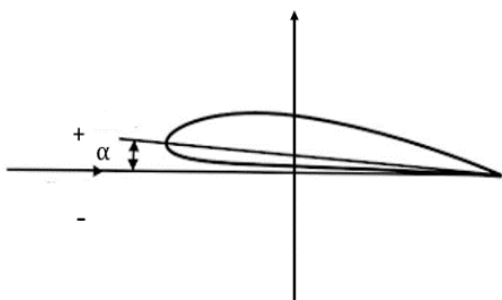
Hình trên biểu diễn mối quan hệ khi thay đổi khoảng cách giữa stator và rotor L2 đến lực đẩy của động cơ, tại vị trí ban đầu L2=25mm lực đẩy thu được là 1245.28N, khi L2 thay đổi từ 20mm đến 40mm nhìn vào đồ thị hình chúng ta có thể thấy rằng tại vị trí L2=30mm sẽ thu được lực đẩy là 1252.34N tăng 0.566% so với trường hợp nguyên mẫu.



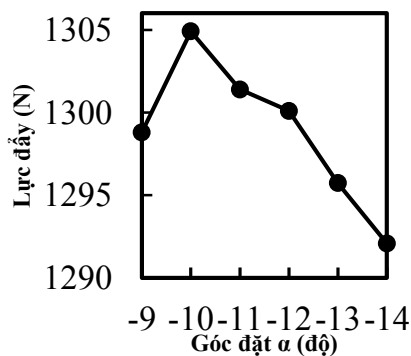
Hình 7. Mối quan hệ giữa L2 và lực đẩy.

- Khảo sát góc đặt lá cánh stator

Góc đặt cánh sẽ ảnh hưởng đến hướng đầu ra của dòng chảy sau cánh tĩnh, dòng khí sau khi ra khỏi cánh rotor sẽ bị cuộn xoáy vì thế việc khảo sát góc đặt để tìm ra góc đặt tối ưu nhất để cho dòng ra sau cánh tĩnh sẽ hội tụ và đem lại hiệu suất đẩy lớn. Trong phần này sẽ tiến hành khảo sát góc đặt α tăng theo 2 chiều âm dương được minh họa như hình 8.

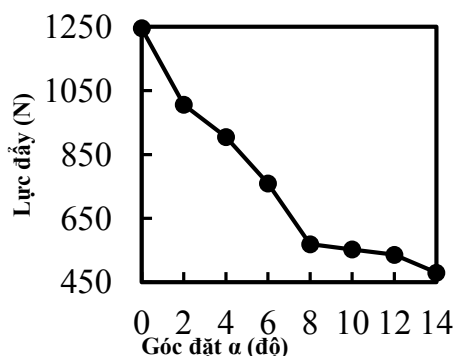


Hình 8. Góc đặt α của stator



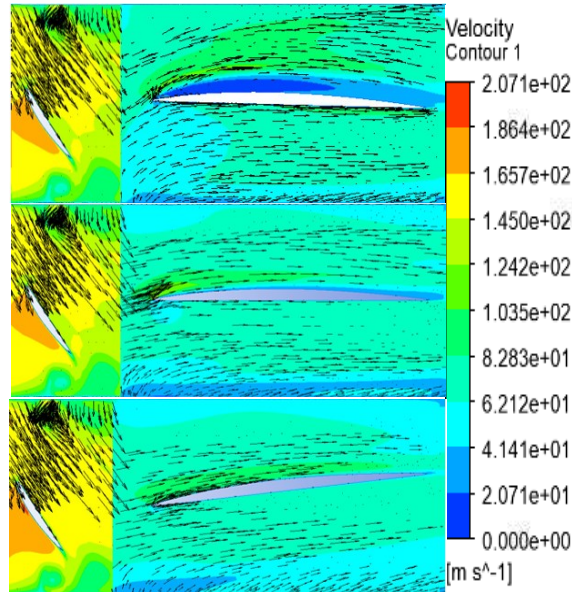
Hình 9. Đồ thị phụ thuộc giữa góc α và lực đẩy

Khi α giảm từ -9 độ xuống -14 độ, tại vị trí $\alpha=-10$ độ thu được lực đẩy lớn nhất 1304.91N tăng 4.7% so với trường hợp góc đặt tại 0 độ.



Hình 10. Đồ thị thể hiện mối quan hệ giữa lực đẩy và góc đặt

Khi α tăng theo chiều dương từ góc đặt ban đầu 0° lên 14° , lực đẩy bị giảm nhanh từ 1245.08N tại góc đặt ban đầu xuống còn 480.184N tại góc đặt $\alpha=14^\circ$.

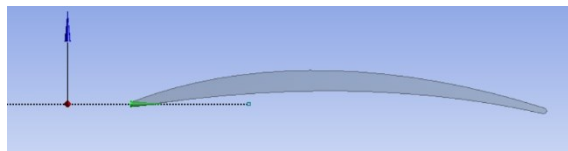


Hình 11. Hình ảnh phân bố vận tốc và đường dòng trên mặt cắt qua động cơ tại những góc đặt α khác nhau $\alpha=2^\circ$; $\alpha=0^\circ$; $\alpha=-10^\circ$

Quan sát hình với 11 trường hợp góc đặt α khác nhau chúng ta thấy những thay đổi rõ rệt trong phân bố vận tốc và đường dòng trong 3 trường hợp góc đặt α khác nhau. Tại góc đặt $\alpha=2^\circ$ chúng ta thấy sự tách rời hoàn toàn của dòng chảy trên bề mặt lá cánh tĩnh khiến cho lực đẩy của động cơ giảm, với trường hợp góc đặt ban đầu $\alpha=0^\circ$ và trường hợp góc đặt $\alpha=-10^\circ$, chúng ta có thể thấy rằng tại trường hợp góc đặt này dòng chảy đã không còn sự tách rời của dòng chảy trên bề mặt cánh.

3.4. Đưa ra phương án tối ưu và đánh giá

Với những khảo sát các thông số profile ban đầu của mẫu quạt, ta có thể đưa ra những cải tiến tối ưu cho profile. Và khảo sát cánh tĩnh với các góc đặt khác nhau.



Hình 11. Hình vẽ của profile trong phần mềm design modular.

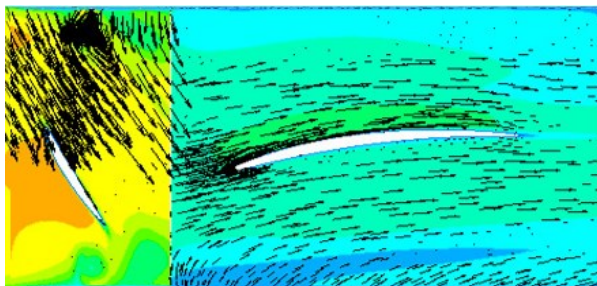
Bảng 4. Bảng thông số của profile tối ưu

Chiều dài dây cung C	192 mm
Tỷ số t_{max}/C	8 %
L_2	35 mm

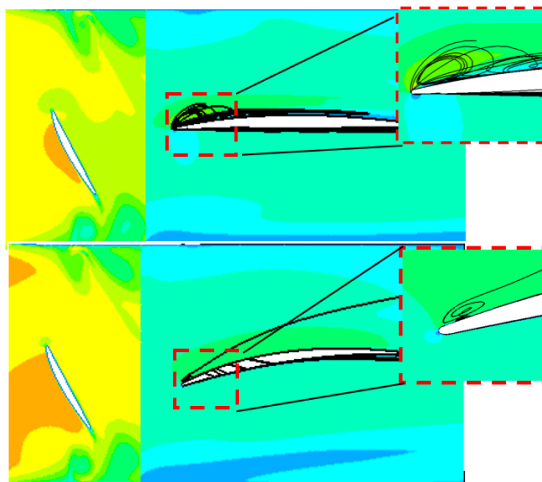
Với sự thay đổi profile mới của lá cánh tĩnh quan sát với kết quả đồ thị chúng ta thấy được lực đẩy tốt nhất 1321.7N đạt tại góc đặt 10 độ tăng 6.09% so với lực đẩy của quạt phản lực nhà sản xuất, và tại góc đặt này hiệu suất đạt được 85.27% tăng 6.5% so với nguyên mẫu.

Hình cho thấy sự phân bố vận tốc và đường dòng qua lá cánh tĩnh đã có sự thay đổi rõ rệt, hiện tượng tách rời khỏi bề mặt lá cánh, phân bố đường dòng hướng dọc trục z ổn định và rõ rệt hơn so với trường hợp nguyên mẫu.

So với trường hợp nguyên mẫu thì hiện tượng xoáy ở góc cánh đã được giảm đi, hiện tượng dòng chảy tách khỏi bề mặt lá cánh không còn. Lực đẩy dọc trục đã được tăng lên.



Hình 12. Phân bố vận tốc và đường dòng trên profile được tối ưu.



Hình 13. Hình ảnh xoáy tại góc cánh trường hợp ban đầu với sau cải tiến

4. Kết luận

Những nghiên cứu và cải tiến ảnh hưởng của stator đến lực đẩy của động cơ phản lực điện Vasy 570mm sử dụng CFX. Đánh giá kết quả mô phỏng số với kết quả thực nghiệm và khảo sát đưa ra những giải pháp để khắc phục những điểm chưa tốt ở thiết kế ban đầu và cải thiện được lực đẩy cho động cơ và tăng được hiệu suất hoạt động của động cơ. Các kết quả định lượng và định tính từ mô phỏng CFD được gần giống với thực nghiệm, cho thấy các giá trị định lượng của động cơ và các phân bố vận tốc qua stator. Nghiên cứu ảnh hưởng của các tham số về chiều dài dây cung của lá cánh tĩnh, tỷ số độ dày lớn nhất và dây cung, góc đặt cánh và đưa ra mẫu profile mới và tiến hành mô phỏng kết quả thu được lực đẩy tăng 6.3% và hiệu suất tăng lên 6.5% .

Tài liệu tham khảo

- [1] Luongo, C. A., Masson, P. J., Nam, T., Mavris, D., Kim, H. D., Brown, G. V., ... Hall, D. (2009). Next Generation More-Electric Aircraft: A Potential Application for HTS Superconductors. IEEE Transactions on Applied Superconductivity, 19(3), 1055–1068.
- [2] Kruger, W. On wind tunnel tests and computations concerning the problem of shrouded propellers Tech Rep, National Advisory Committee for Aeronautics, 1949.
- [3] Platt, R.J. Static tests of a shrouded and an unshrouded propeller, Tech Rep, National Advisory Committee for Aeronautics, 1948.
- [4] Grunwald, K.J. and Goodson, K.W. Aerodynamic loads on an isolated shrouded-propeller configuration for angles of attack from –10 degrees to 110 degrees, Tech Rep, National Aeronautics and Space Administration Washington DC, 1962.
- [5] Luongo, C. A., Masson, P. J., Nam, T., Mavris, D., Kim, H. D., Brown, G. V., ... Hall, D. (2009), “Next Generation More-Electric Aircraft: A Potential Application for HTS Superconductors.”, IEEE Transactions on Applied Superconductivity, 19(3),1055–1068. doi:10.1109/tasc.2009.2019021.
- [6] Agis F, “Siemens exceptional Electric Aircraft Motor”, 21/4/2015
- [7] T. Neff and A. Lahm, “Structural Statics and Dynamics on Axial Fan Blades,”

THIẾT LẬP CẢM BIẾN TẢI TRỌNG SỬ DỤNG TRÊN CẦU TRỤC

SETTING UP LOAD CELLS TO BEAM CRANE

Ths. PHẠM THỊ YẾN

Viện Cơ Khí

Tóm tắt

Cảm biến tải trọng (hay Cảm biến lực) là một thiết bị được sử dụng để phát hiện và chuyển đổi các đại lượng cơ học như lực căng, áp suất, trọng lượng, mô-men xoắn và ứng suất nội thành tín hiệu điện (hoặc tín hiệu số) có cường độ tương ứng với tác động. Vai trò của cảm biến tải trên các tời nâng của cầu trục, công trục rất quan trọng. Cảm biến tải giúp đảm bảo an toàn cho hoạt động của tời, phản hồi chính xác về tình trạng tải và mức tải, giúp hệ thống có lệnh điều khiển kịp thời và chuẩn xác. Bài báo thông tin về một số loại cảm biến tải và giới thiệu phương pháp lắp đặt, thiết lập các thông số vận hành cho cảm biến tải.

Từ khóa : cảm biến tải trọng, cảm biến lực, cầu trục

Abstract

Load cell (or Force Sensor) is a component, which one used to detect and convert mechanical impact such as tension, pressure, weight, torque and internal stress into an electrical signal (or digital signal) with an intensity proportional to the impact. Load cell operating is very important on the hoists of cranes and gantry cranes. It also support to ensure the safety of the winch operation, accurately responds to system about loading status and loading value, and helps the system to have timely and accurate control ordering. The article provides information on some types of load cells and introduces methods for installing and setting up operating parameters to load cell.

Keywords : load cell, force sensor, beam crane.

Trong quá trình hoạt động, cầu trục, công trục luôn cần có sự hỗ trợ của các loại cảm biến nhằm duy trì sự an toàn và hoạt động ổn định, chính xác. Các cảm biến được sử dụng gồm rất nhiều loại như cảm biến hành trình (gồm cả khoảng cách và góc), cảm biến tải trọng, cảm biến nhiệt độ, độ ẩm, cảm biến quang học vị trí. Tất cả các thông số đo lường được qua các cảm biến về tình trạng tải, nhiệt độ, độ ẩm của môi trường làm việc, vị trí, quỹ đạo của các thiết bị công tác đều được ghi nhận, phân tích và tham gia vào quyết định của hệ thống điều khiển. Do vậy nếu có bất kì sự thiết lập không chính xác hay sự cố trong vận hành của cảm biến, hậu quả có thể sẽ trở nên nghiêm trọng do hệ thống điều khiển đưa ra quyết định dựa trên các thông số không đúng. Máy trục thường làm việc với tải trọng lớn nên vai trò của cảm biến tải càng trở nên quan trọng hơn. Bài báo giới thiệu một số loại cảm biến tải sử dụng trên cầu trục và thiết lập thông số hoạt động cho cảm biến tải.

1. Khái niệm cảm biến tải trọng

Cảm biến tải trọng (Load cell hay Force Sensor) là một thiết bị được sử dụng để phát hiện và chuyển đổi các đại lượng cơ học như lực căng, áp suất, trọng lượng, mô-men xoắn và ứng suất nội thành tín hiệu điện có cường độ tương ứng với tác động. Tín hiệu này được truyền tới bộ xử lý tín hiệu và hiển thị lên đồng hồ đo lực để có thể xác định, theo dõi, giám sát. Tín hiệu này cũng sẽ được sử dụng làm tín hiệu đầu vào cho các công đoạn xử lý tiếp theo nhằm điều khiển các hoạt động của máy. Cảm biến tải còn có tên gọi phổ biến khác là cảm biến lực.

1.1. Phân loại cảm biến tải trọng

1.1.1 Theo ứng dụng

- Gắn trong các loại cân điện tử

- Trong lĩnh vực điều khiển công nghiệp
- Điều khiển từ xa, trực tuyến
- Cảnh báo quá tải, đảm bảo an toàn lao động
- Kiểm tra các giá trị lực căng, kéo, nén tác động lên một vật thể bất kỳ
- Kiểm tra các loại vật liệu
- Các lĩnh vực khác

1.1.2 Theo tên gọi phổ biến

- Cảm biến lực căng cáp, dây
- Cảm biến đo lực kéo
- Cảm biến đo lực nén



Hình 1. Cảm biến tải lắp dưới gối đỡ trực tang quán cáp

1.2 Nguyên lý hoạt động cảm biến tải trọng

Cảm biến tải trọng hoạt động dựa trên nguyên lý đo lường sự biến dạng của một vật thể khi chịu lực tác động từ bên ngoài, từ đó thu nhận tín hiệu, phân tích, xử lý và đưa ra kết quả. Strain Gage (cảm biến đo biến dạng) là bộ phận nhận tín hiệu đầu tiên của cảm biến tải trọng. Cảm biến này có cấu tạo dạng mỏng, bên trên là một lá điện trở được thiết kế theo hình zigzag được đặt trên màn Polymer. Khi có lực tác động lên lá điện trở như: áp suất, lực căng, nén, mô-men xoắn, trọng lượng... giá trị điện trở của lá sẽ bị thay đổi, sự thay đổi này sẽ là tín hiệu đầu vào của bộ chuyển đổi để tiếp tục xử lý. Cảm biến điện trở sẽ chuyển đổi tín hiệu lực tác động gây biến dạng thành tín hiệu điện và truyền tiếp về mạch chuyển đổi. Mạch chuyển đổi tiếp tục xử lý và khuếch đại, chuyển đổi thành tín hiệu số để đưa sang thiết bị tiếp theo.

1.3 Cấu tạo của cảm biến tải trọng

Thông thường, một cảm biến tải trọng sẽ bao gồm ba bộ phận chính:

- Bộ phận nhạy cảm với tải trọng: vật liệu phổ biến được sử dụng là hợp kim nhôm, hợp kim thép hoặc thép không gỉ. Ngoài ra các vật liệu thường được sử dụng còn có tính đàn hồi tốt để có thể trở về tình trạng ban đầu sau khi biến dạng nhẹ.

- Bộ phận chuyển đổi tín hiệu: là bộ phận đóng vai trò quan trọng nhất của cảm biến tải trọng. Bộ phận chuyển đổi tín hiệu phổ biến nhất là cảm biến lá điện trở đo biến dạng (hay còn gọi là Strain Gage). Cảm biến điện trở này có tác dụng chuyển đổi tín hiệu lực tác động lên nó và gây biến dạng thành tín hiệu điện và truyền về bộ chuyển đổi.

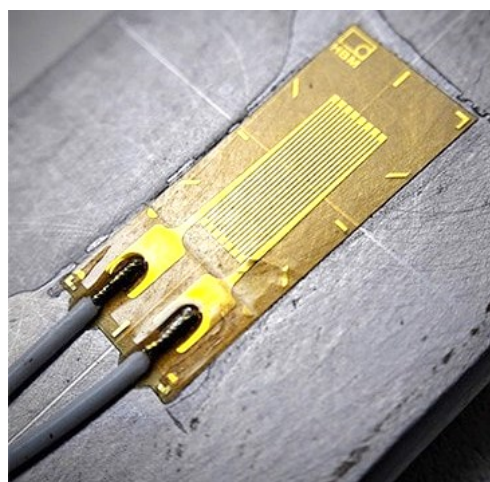
- Mạch chuyển đổi tín hiệu: mạch chuyển đổi và bộ khuếch đại là nơi thu nhận tín hiệu truyền về từ Strain Gage qua bộ xử lý và chuyển đổi thành tín hiệu số để hiển thị giá trị hoặc chuyển sang bộ phận xử lý tiếp theo.

Cảm biến tải trọng có phần thân được làm bằng tấm kim loại (gọi là Flexure) thường là nhôm hoặc thép không gỉ để tạo cho cảm biến hai đặc tính quan trọng :

- Độ bền để chịu tải cao

- Độ đàn hồi tốt nhằm giảm thiểu biến dạng và có khả năng trở lại hình dáng ban đầu sau khi ngừng sự tác động lực.

Trên thân của cảm biến lực sẽ được đặt các Strain Gage được liên kết với nhau, khi tác dụng một lực bất kỳ (có thể là lực căng, kéo hoặc nén), thân kim loại hoạt động như một lò xo đàn hồi và bị biến dạng nhẹ, sau đó trở về hình dạng ban đầu (trừ khi lực tác động quá lớn làm nó bị biến dạng vĩnh viễn – quá tải). Khi tấm kim loại (flexure) bị biến dạng, Strain Gage (đặt trên flexure) cũng bị biến dạng theo và tạo nên sự biến đổi điện trở. Sự thay đổi điện trở này tạo ra thay đổi điện áp vì sai qua mạch cầu



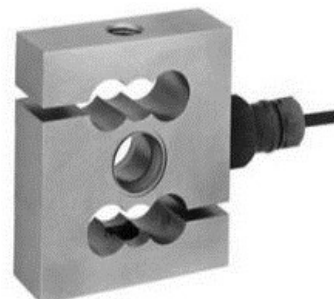
Hình 2. Strain gage lắp trong cảm biến tải

Wheatstone (thông thường, trên một cảm biến lực sẽ có được gắn 4 Strain Gage liên kết với nhau tạo thành một mạch vòng hay còn gọi là mạch cầu Wheatstone). Do đó, có thể nói thay đổi điện áp tỷ lệ với lực vật lý tác dụng lên flexure, qua đó tính toán được độ lớn của tải tác động lên cảm biến. Tín hiệu đầu ra của mạch cầu Wheatstone là tín hiệu nhỏ, do đó cần được đi qua một bộ khuếch đại (hoặc điều hòa tín hiệu cảm biến tải) nhằm cung cấp điện áp kích thích được điều chỉnh cho mạch, chuyển đổi tín hiệu đầu ra “mV/V” thành dạng tín hiệu khác. Ngoài ra tín hiệu do mạch cầu tạo ra sau khi đo biến dạng có cường độ thấp và có thể không hoạt động với các thành phần khác của hệ thống, chẳng hạn như PLC, mô-đun thu thập dữ liệu (DAQ), máy tính hoặc bộ vi xử lý.

Hình dạng phổ biến của cảm biến tải trọng (Loadcell)

- Cảm biến dây treo (In-Line Load Cell): là loại cảm ứng tải phổ biến nhất, thường được sử dụng cho cả ứng dụng đo tải trọng sức căng và nén. Cảm biến Load Cell In-line cung cấp độ chính xác cao, độ cứng và độ bền cao với không gian lắp đặt tối ưu.

- Cảm biến trụ đứng (Column Load Cell) : là loại cảm biến được thiết kế với dạng hình trụ, loại này thường dùng trong các cấu kiện chịu tải nén với công suất cao như kiểm tra lực kẹp của máy CNC.



Hình 4. Cảm biến dạng chữ S

Các mẫu cảm biến này thường cung cấp khả năng tải từ 9.000 đến 140.000 (N).

- Cảm biến dạng nút (Load Button) : là những cảm biến đo lực có một bề mặt phẳng, thiết kế phần giữa nhô lên như một nút ấn, cũng là nơi tác dụng lực nén. Thiết kế này tiết kiệm không gian lắp đặt và hoạt động, tuy nhỏ nhưng có độ bền tốt. Loại này thường được dùng để đo tải trọng của các cấu kiện quay, lăn.

- Cảm biến dạng chữ S (S-Beam Load Cell) : là loại cảm biến đo lực với thiết kế độc đáo, đôi khi còn được gọi là Z-Beam hoặc S-Tye, có thiết kế khá tương đồng với biên dạng chữ S hoặc Z. Thiết kế nhỏ gọn rất phù hợp cho các ứng dụng phản hồi điều khiển trực tuyến và điều khiển tự động, đo độ căng của cáp, và được sử dụng rất phổ biến trên các máy trục.



Hình 5. Cảm biến dạng lỗ xuyên

- Cảm biến dạng lỗ xuyên (Through-Hole Load Cell) : hay còn gọi là dạng vòng đệm với phần lỗ ở giữa, loại cảm biến dạng lỗ xuyên phổ thông thường có phần lòng trong tròn (không ren) được sử dụng để đo lực nén của thanh truyền đi qua tâm hoặc đo lực tác động của bu lông.

- Cảm biến dạng Pancake (Pancake Load Cells) : có phần lỗ xuyên ở giữa, phần lỗ có ren, thường dùng để đo lực tải ở dạng sức căng hoặc nén. Cảm biến này thường được sử dụng trong điều kiện cần độ bền cao, hoặc các phép đo công suất cao. Thiết kế dạng ren cho khả năng chống lệch trục tốt.



Hình 6. Cảm biến dạng Rod-end

- Cảm biến tải trọng Rod-End (Rod-End Load Cell): Thiết kế kết nối bằng hai đầu nối ren phù hợp cho cấu kiện cần điều chỉnh vị trí tác động lực vào vật cố định bất kỳ.

- Cảm biến lực một điểm (Single Point Load Cell) : Cảm biến lực gắn bên hông với thiết kế một điểm được chế tạo đặc biệt cho các cấu kiện OEM yêu cầu độ chính xác cao hoặc sản xuất số lượng lớn. Cảm biến có thể sử dụng linh hoạt trong các ứng dụng đo sức căng, nén nên khá phổ biến trong các máy trục hoặc máy công trình.

2. Sử dụng cảm biến tải trọng trên cầu trục

Nhiệm vụ quan trọng đầu tiên của cảm biến tải trọng trên pa lăng nâng, xe con của cầu trục là đảm bảo an toàn khi xảy ra quá tải (ngắt cơ cấu nâng), nhiệm vụ thứ hai là cảnh báo cho người vận hành hoặc giám sát khi giá trị tải trọng đạt đến mức độ nhất định. Thông thường các thiết bị cảnh báo tải trọng sẽ vận hành với nguyên tắc như sau:

- Cảnh báo mức tải sẽ phát âm thanh liên tục khi trọng lượng tải đạt từ 90 ~ 100% so với tải trọng định mức.

- Cảnh báo vượt tải gấp sẽ phát ra âm thanh liên tục, chậm 2s khi trọng lượng tải đạt từ 100 ~ 110% so với tải trọng định mức.

- Cảnh báo cuối cùng sẽ tự động ngắt nguồn khi tải trọng cầu đạt 110% tải trọng định mức.

Cảm biến tải trọng cho cầu trục, cổng trục có 2 loại thường dùng để lắp vào cuối nhánh cáp của pa lăng hoặc đặt dưới gối tang quán cáp. Nếu tải trọng nâng ở mức cảnh báo, thiết bị sẽ hiển thị trọng lượng đang tải và báo hiệu, nếu tải trọng nâng vượt quá mức cho phép, thiết bị sẽ tạm ngắt nguồn, không chế chiều quay động cơ tời nâng, pa lăng sẽ không nâng lên được mà chỉ có thể hạ xuống.



Hình 7. Cảm biến tải lắp ở nhánh cáp cuối tời nâng



Hình 8. Cảm biến tải lắp ở dưới gối đỡ trục tang



2.1 Quá trình cài đặt và điều chỉnh thiết bị cảnh báo quá tải cho pa lăng

Trước khi thực hiện cài đặt và thiết lập điều chỉnh cảm biến tải trọng, cần xác định rõ một số yếu tố dưới đây của hệ thống cảm biến sẽ được vận hành.

Yếu tố 1: Nắm bắt rõ nhu cầu sử dụng của hệ thống, sử dụng đúng chủng loại thiết kế.

Yếu tố 2: Xác định các đặc điểm của cảm biến và cách lắp ráp. Loại tải sử dụng là tải tĩnh hay tải động? Các phương án lắp ráp cảm biến?

Yếu tố 3: Xác định mức tải tối thiểu và tối đa, đảm bảo cảm biến có thể hoạt động ở mức tải tối đa.

Yếu tố 4: Xác định các yêu cầu về kích thước và hình học cần thiết (chiều rộng, trọng lượng, chiều cao, chiều dài, v.v.) và các yêu cầu về hiệu suất cơ học (đầu ra, độ phi tuyến, độ trễ, độ rão, điện trở cầu, độ phân giải, đáp ứng tần số, v.v.). Ngoài ra cần xem xét một số yêu cầu khác với cảm biến như chịu nước, chịu nhiệt, hoặc các qui định đặc biệt về đầu nối, mối ghép ...

Yếu tố 5: Xác định loại tín hiệu đầu ra theo thiết bị. Mạch chuyển đổi lực tạo ra điện áp tính bằng “mV/V”. Vì vậy, nếu PLC hoặc DAQ của thiết bị yêu cầu đầu ra tương tự, đầu ra cảm biến lực kỹ thuật số hoặc cổng nối tiếp, bộ khuếch đại cảm biến lực hoặc bộ điều hòa tín hiệu sẽ là cần thiết.

Các bước cơ bản của việc cài đặt và điều chỉnh cảm biến quá tải:

Bước 1: Lắp đặt hệ cảm biến: máy cảm biến và thiết bị điều khiển luôn luôn được đi cùng nhau, được lắp đặt từ điểm cố định cáp thép nhưng cần có khoảng cách phù hợp với đầu cố định.

Bước 2: Liên kết các bộ phận: Thiết bị chống quá tải thường sử dụng cáp điện 4 lõi chống nhiễu sóng gồm có 2 dây điện màu đỏ đánh dấu dòng điện 380V, 2 dây điện màu xanh đánh dấu điểm tiếp xúc thường đóng của cầu chì để điều khiển trạng thái nâng hạ.

Bước 3: Lắp đặt và điều chỉnh thiết bị hạn chế vượt tốc với các bước nhỏ như sau:

- Nối nguồn điện để màn hình hiển thị trọng lượng hiện có, ví dụ như: 05.00 sẽ biểu thị giá trị 5T, nếu màn hình hiển thị 0.00 nghĩa là trên móc cầu không có tải, bấm (hoặc giữ 3s) nút Setting (lắp đặt) và 2s sau màn hình sẽ chuyển về mức 0.

- Cài đặt phạm vi cân tải trọng, điều chỉnh mức đo, nếu giá trị tải hiển thị không khớp với giá trị thực tế thì thực hiện cài đặt lại (Bước 3).

2.2 Thay thế cảm biến tải trọng

Trong thực tế sử dụng, cảm biến lực đôi khi sẽ bị hỏng do quá tải, va đập... dẫn đến biến dạng dẻo của cảm biến gây ảnh hưởng đến độ chính xác của phép đo. Cảm biến sẽ bị hư hỏng khi va đập nặng và không thể thực hiện phép đo. Lúc này, cảm ứng cần được thay thế, điều kiện để thay thế cảm biến tải là

lực của trục thay thế phải bằng với trục cần thay. Mặt khác, khi thay cảm biến nên sử dụng cảm biến mới có tải trọng như ban đầu, nếu muốn thay mức tải trọng lớn hơn thì phải chú ý xem khả năng tải của thiết bị có điều chỉnh được không. Nếu cảm biến sử dụng có dải điều chỉnh, có thể đặt dải và gỡ lỗi sau khi thay thế bằng cảm biến mới có mức tải lớn hơn theo hướng dẫn sử dụng nhưng cần chú ý, tải định mức của cảm biến quá lớn và tín hiệu $\square V$ /tín hiệu chia ra quá nhỏ sẽ dễ làm giảm độ nhạy của tín hiệu ra.

2.3 Cải thiện độ chính xác của cảm biến điện trở trên cảm biến tải

Tương tự như nhiều loại cảm biến khác, nhiệt độ chính là nguyên nhân hàng đầu ảnh hưởng đến độ chính xác của cảm biến, nhiệt độ sẽ làm cho tín hiệu biến dạng (điện trở) của 4 Strain Gage thay đổi theo cùng một hướng và mức độ. Độ chính xác có thể cải thiện bằng các loại cảm biến có khả năng bù nhiệt độ theo độ (TCS) để giảm sai số gây ra do nhiệt độ. Các lỗi dư nhỏ còn lại có thể được sửa chữa bằng cách kết nối với niken trên mạch cầu Wheatstone.

Trong điều kiện chịu tải, sai số tuyến tính cũng sẽ thay đổi. Việc khắc phục chỉ có thể được thực hiện bằng cách tối ưu hóa vật liệu và cấu trúc đàn hồi, chọn các điểm đo chính xác.

Để đảm bảo khả năng hoạt động của cảm biến tải, việc hiệu chuẩn cảm biến sẽ là rất quan trọng trước khi sử dụng, thông thường các nhà sản xuất cảm biến đều có giấy chứng nhận hiệu chuẩn trước khi bán sản phẩm cho người sử dụng. Việc hiệu chuẩn cần được thực hiện lại sau một thời gian sử dụng (thường là 1 năm) để hạn chế sai số của thiết bị, thiết bị dùng trong trường hợp này là thiết bị hiệu chuẩn lực.

Một số các yếu tố có thể gây ảnh hưởng đến khả năng làm việc của cảm biến tải trọng như dưới đây:

- Độ lệch (hoặc độ cân bằng của cảm biến lực): tình trạng đầu ra của cảm biến lực (khi không hoạt động) cao hơn hoặc thấp hơn so với đầu ra lý tưởng. Độ lệch càng lớn so với chuẩn sẽ càng khiến phép đo có sai số càng cao

- Độ tuyến tính (hoặc phi tuyến tính): Rất ít cảm biến có đường đặc tính hoàn toàn tuyến tính, nghĩa là độ nhạy đầu ra (độ dốc) thay đổi với tốc độ tỉ lệ nhau trong toàn bộ dải đo. Một số cảm biến đủ tuyến tính trên phạm vi mong muốn và không lệch khỏi đường thẳng (lý thuyết), nhưng một số cảm biến yêu cầu tính toán phức tạp hơn để tuyến tính hóa đầu ra.

- Độ trễ: độ trễ càng lớn sẽ càng gây nhiều sai số không mong muốn

- Độ lặp lại: là sai số giữa các lần đo khi thực hiện cùng một phép đo giống nhau. Độ lặp tốt chứng tỏ cảm biến đang hoạt động ổn định, độ lặp không còn ổn định (sai số lớn) sẽ cần có hoạt động hiệu chuẩn

3. Kết luận

Qua các đặc điểm tính năng của cảm biến tải trọng nêu trên, có thể nhận thấy việc đảm bảo một hệ thống cảm biến hoạt động ổn định an toàn hầu hết dựa trên việc lắp ráp và thiết lập thông số hoạt động chính xác. Các cảm biến tải thường được thiết kế, chế tạo với vật liệu có độ bền cao, các công đoạn gia công tỉ mỉ đảm bảo chất lượng tốt nên ít gặp phải các sự cố phát sinh trong khi vận hành bình thường. Ngoại trừ các sự cố bất thường như va đập mạnh bởi ngoại vật, tải quá nặng đột ngột gây biến dạng dư không thể hồi phục, các cảm biến đều hoạt động tuân thủ tốt các thông số cài đặt ban đầu. Việc hiệu chuẩn định kì đúng thời hạn cũng là yếu tố quan trọng để đảm bảo cảm biến tải vận hành ổn định, cần tuân thủ nghiêm ngặt do hoạt động của cảm biến tải có liên quan trực tiếp đến an toàn cầu trục.

Tài liệu tham khảo:

- [1] Maritime Journal. Mercator Media (20th-Dec-2010), “Load cell testing gets straight to the point”, Load cell principle.
- [2] LLC, Tacuna Systems (2017), “The Essential Guide to Load Cells: Load Cells, Amplifiers, Calibration, Strain Gauges – Tacuna Systems”, Loadcell classified and application.
- [3] Archives.sensorsmag.com (19th-Jun-2015), “Sensors - May 2000 - Getting the Most out of Strain Gauge Load Cells”, Strain gage structure in Loadcell.
- [4] A&D”. www.aandd.jp (15th-Mar-2018), “Introduction to Load Cells”, 2. Where are load cells used?

ỨNG DỤNG MÃ LỆNH BÙ CHIỀU DÀI DAO G43 CHO LẬP TRÌNH PHAY BIÊN DẠNG TRÊN MÁY CNC

APPLICATION OF CHANNEL LENGTH CODE G41, G42 FOR PROGRAMMING PROGRAMMING ON CNC MACHINE

ThS. ĐOÀN XUÂN TRƯỜNG
Viện Cơ Khí, Trường Đại học Hàng Hải Việt Nam

Tóm tắt.

CNC là viết tắt của Computerized Numerical Control. Nó là một quá trình sản xuất được vi tính hóa trong đó phần mềm và mã được lập trình sẵn điều khiển chuyển động của thiết bị sản xuất. Gia công CNC điều khiển một loạt máy móc phức tạp, chẳng hạn như máy mài, máy tiện và máy tiện, tất cả đều được sử dụng để cắt, tạo hình và tạo ra các bộ phận và nguyên mẫu khác nhau. Ngày nay, các thợ gia công CNC kết hợp các yếu tố của thiết kế cơ khí, bản vẽ kỹ thuật, toán học và kỹ năng lập trình máy tính để sản xuất nhiều loại chi tiết bằng kim loại và nhựa. Người vận hành CNC có thể lấy một tấm kim loại và biến nó thành một bộ phận quan trọng của máy bay hoặc ô tô.

Abstract.

CNC stands for Computerized Numerical Control. It is a computerized manufacturing process in which pre-programmed software and code controls the movement of production equipment. CNC machining controls a range of complex machinery, such as grinders, lathes, and turning mills, all of which are used to cut, shape, and create different parts and prototypes. On the day to day, CNC machinists combine elements of mechanical design, technical drawings, mathematics, and computer programming skills to produce a variety of metal and plastic parts. CNC operators can take a sheet of metal and turn it into a critical airplane or automobile part.

1. Giới thiệu.

1.1. Máy CNC

Máy công cụ CNC là máy gia công kim loại (tiện, phay,...) gia công các chi tiết theo các chương trình được lập trước, máy được điều khiển bởi cả chương trình điều khiển số.

Đối tượng của điều khiển là các chuyển động của máy để tạo ra hình dáng, kích thước sản phẩm.

Các chuyển động trên máy CNC gồm:

- Chuyển động chính: Chuyển động tạo ra phoi, trực tiếp tạo ra qu trình gia công;
- Chuyển động chạy dao: Chuyển động của dụng cụ cắt kết hợp với chuyển động chính tạo biên dạng (hình dáng hình học của sản phẩm);
- Chuyển động phụ: Các chuyển động không trực tiếp tham gia vào quá trình gia công.

Sử dụng máy CNC có các ưu việt:

- Tính tự động hoá cao : Do có khả năng làm việc tự động theo một chương trình điều khiển, có thể tự động cập nhật các thông số công nghệ, dụng cụ gia công, tự động kiểm tra và điều chỉnh công nghệ;
- Tính linh hoạt cao : Thể hiện ở khả năng thay đổi dụng cụ gia công rất nhanh chóng, bộ nhớ của máy tính lưu trữ được rất nhiều các chương trình gia công. Còn có khả năng tìm kiếm các chương trình



Hình 8. Máy CNC 3 trục

rất nhanh do đó không cần sản xuất chi tiết dự trữ mà chỉ cần lưu trữ chương trình gia công và khả năng tính toán tự động các tọa độ gia công bằng các chương trình phù hợp;

- Tính tập trung nguyên công cao: Đa dạng ổ tích lũy dao, trong một lần gá có thể thực hiện nhiều nguyên công khác nhau, do đó sẽ tăng năng suất và chất lượng sản phẩm;

- Chất lượng và độ chính xác của sản phẩm cao: Nhờ sử dụng các động cơ và bộ truyền có chất lượng cao. Truyền dẫn trong máy CNC được thực hiện nhờ bộ vít me - đai ốc - bi. Do đó khử được độ rơ nên tạo độ chính xác dịch chuyển cao 1/1000 mm. Máy CNC sử dụng các loại động cơ Servo xoay chiều hoặc một chiều và có thể điều chỉnh vô cấp tốc độ;

- Năng suất cao vì giảm tối đa thời gian phụ của máy;

- Tuổi thọ của dụng cụ cắt đạt tối đa do luôn được thực hiện với chế độ cắt tối ưu;

- Hiệu quả kinh tế kỹ thuật cao;

- Tuy nhiên giá thành của máy cao, chi phí lắp đặt và dịch vụ bảo dưỡng tốn kém, đào tạo người đứng máy phức tạp nên khó thay thế người đứng máy.

1.2. Các mã lệnh cơ bản khi lập trình CNC

1.2.1. Nhóm lệnh điều khiển dịch chuyển

Các mã lệnh điều khiển dịch chuyển là các mã lệnh tạo ra quỹ đạo chuyển động của dao và phôi.

Bảng 1. Bảng mã lệnh G khi lập trình phay CNC

Mã lệnh	Chức năng
G00	Chuyển động nhanh không cắt (24 m/s)
G01	Chuyển động có cắt gọt (kèm chế độ cắt) cắt theo đường thẳng
G02	Chuyển động có cắt gọt (kèm chế độ cắt) nội suy đường tròn (cùng chiều kim đồng hồ)
G03	Chuyển động có cắt gọt (kèm chế độ cắt) nội suy đường tròn (ngược chiều kim đồng hồ)
G04	Thời gian dừng để kiểm tra (kèm theo đại lượng về thời gian dừng)
G10	Chức năng nhận góc tọa độ gia công
G17	Chọn mặt phẳng gia công (x, y)
G18	Chọn mặt phẳng gia công (x, z)
G19	Chọn mặt phẳng gia công (y, z)
G21	Nhập vào đơn vị đo là mm
G22	Nhập vào đơn vị đo là inch
G28	Chức năng tự động trở về điểm (O) của máy (kèm G90, G91)
G29	
G30	
G40	Chức năng huỷ bù bán kính dao (huỷ G41, G42)
G41	Hiệu chỉnh biên dạng dao bên trái prôfin
G42	Hiệu chỉnh biên dạng dao bên phải prôfin
G43	Hiệu chỉnh bù chiều dài dao khi gia công
G49	Huỷ hiệu chỉnh bù chiều dài dao khi gia công (huỷ G43)
G52	Chức năng dịch chuyển gốc tọa độ gia công
G54-59	Các hệ tọa độ địa phương khi lập trình (P1 ÷ P6)
G68	Quay hệ trục tọa độ đi một góc xác định
G73	Chu trình khép kín khoan lỗ $\phi > 10$
G76	Chu trình khép kín gia công lỗ
G80	Huỷ chu trình khép kín
G81	Chu trình khép kín lấy dầu
G83	Chu trình khép kín gia công lỗ $\phi \leq 10$
G84	Chu trình khép kín gia công ren bằng tarô

G85	Chu trình khép kín gia công doa
G90	Đọc kích thước theo hệ tọa độ tuyệt đối
G91	Đọc kích thước theo hệ tọa độ tương đối
G98	Định vị khi gia công lỗ trở về vị trí ban đầu
G99	Định vị khi gia công lỗ trở về mặt gia công

1.2.2. Các hàm phụ trợ

Các hàm phụ trợ là các lệnh tạo các yếu tố để quá trình cắt gọt hoàn chỉnh.

Bảng 2. Bảng mã lệnh M khi lập trình phay CNC

Mã lệnh	Chức năng
M00	Dừng chương trình để kiểm tra toàn bộ (khi chạy tiếp phải ấn nút chạy chương trình)
M01	Dừng chương trình để kiểm tra toàn bộ (tự động chạy tiếp khi hết thời gian đặt)
M02	Dừng chương trình chính (chủ yếu dùng với tiện)
M03	Chọn chiều quay trục chính theo chiều kim đồng hồ
M04	Chọn chiều quay trục chính ngược chiều kim đồng hồ
M05	Dừng quay trục chính để đổi chiều quay
M06	Chương trình con lựa chọn dao đối với máy phay
M08	Chức năng bật bơm dung dịch trơn nguội
M09	Chức năng tắt bơm dung dịch trơn nguội
M16	Chương trình con lựa chọn dao đối với máy tiện
M19	Định vị trục chính khi trở về gốc tọa độ của máy
M20	Hàm gia công đối xứng theo trục x
M21	Hàm gia công đối xứng theo trục y
M20-21	Gia công đối xứng qua gốc tọa độ
M22	Hủy chương trình đối xứng
M30	Kết thúc chương trình chính
M98	Gọi chương trình con
M99	Kết thúc chương trình con và trở về đầu chương trình

1.2.3. Các địa chỉ khác

Để cập nhật thông số chế độ cắt, dụng cụ và các yếu tố phụ trợ khác, khi lập trình sử dụng các địa chỉ sau:

- F - được dùng để lập trình cho lượng chạy dao;
- S - được dùng để lập trình cho tốc độ cắt thông qua tốc độ vòng quay trục chính;
- T - được dùng để lập trình cho số hiệu của dao;
- D - địa chỉ đi kèm chỉ số OFFSET của bán kính dao;
- H - địa chỉ đi kèm chỉ số OFFSET của chiều dài dao;
- P, Q, R, K, I và J - các địa chỉ đi với từng loại hình gia công;
- Dấu (;) - kết thúc một dòng lệnh;
- N + Number - thứ tự của dòng lệnh;
- Cấu trúc chung của một dòng lệnh: 42
- Số thứ tự (có thể có hoặc không) + Mã dịch chuyển + Tọa độ dịch chuyển + Các hàm phụ trợ, địa chỉ;
- Tên chương trình: O + Số hiệu chương trình (Number) (0001 □ 9999).
- Các bước tiến hành:
 - + Định vị các kích thước gia công trên bản vẽ;
 - + Thiết kế quy trình công nghệ (nguyên công, bước thao tác);
 - + Chọn hệ thống dịch chuyển (G90 hoặc G91);

- + Chuẩn hoá tọa độ;
- + Viết hoặc lập chương trình;
- + Kiểm tra - chạy thử chương trình

2. Ứng dụng lệnh bù chiều dài dao G43 vào cho lập trình phay biên dạng trên máy CNC

2.1 Giới thiệu

Trong quá trình gia công trên máy phay CNC, thường xuyên phải sử dụng nhiều loại dụng cụ cắt khác nhau. Dẫn đến việc khác nhau về kích thước, chủng loại. Một trong số đó là chiều dài của dụng cụ cắt.



Hình 2. Một số loại dao sử dụng trong gia công CNC

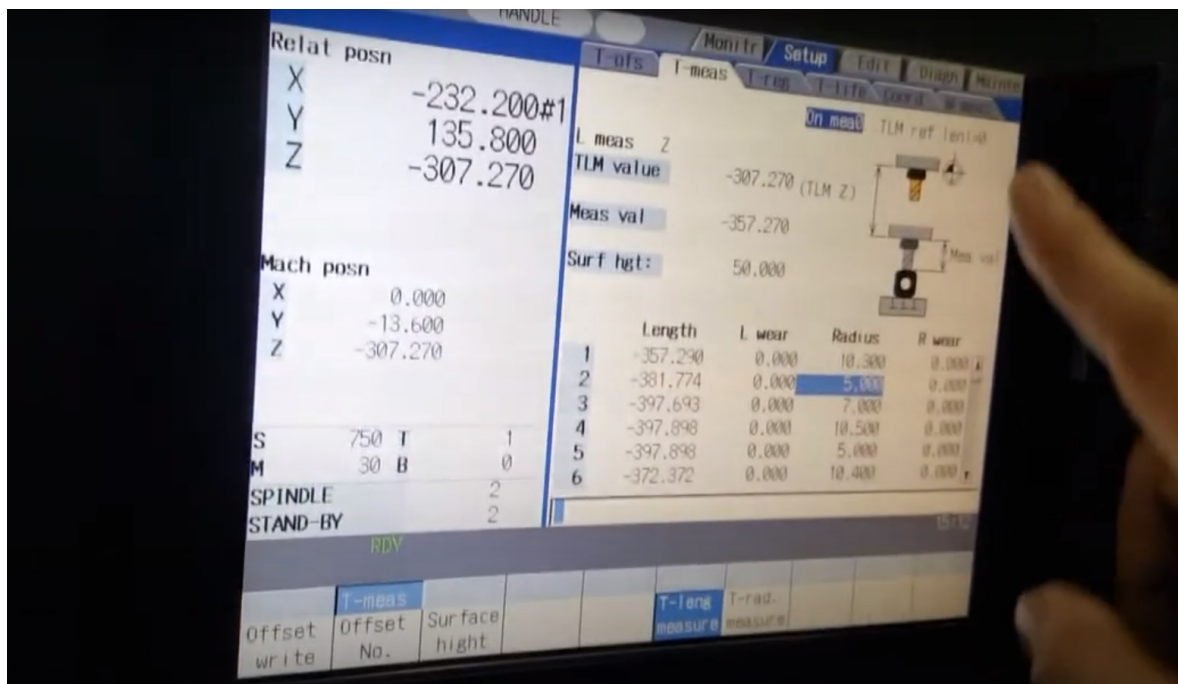
Việc thay đổi dao trong quá trình gia công có thể dẫn đến sai sót về độ sâu của chi tiết gia công do khác nhau về chiều dài của dao.

2.2 Ứng dụng lệnh bù chiều dao G43 vào cho lập trình phay biên dạng trên máy CNC

Trong lập trình phay biên dạng nếu chỉ tính toán đến tọa độ của biên dạng thì biên dạng sẽ bị sai số kích thước một khoảng chiều dài của dao. Và để lập trình với tọa độ mà không cần tính đến chiều dài của dao chúng ta sẽ ứng dụng mã lệnh bù chiều dài dao: G43



Hình 3. Sử dụng thiết bị so dao để xác định chiều dài dao



Hình 4. Ghi chiều dài của dao vào ô dữ liệu chiều dài của máy CNC

2.3 Cách sử dụng lệnh G43 trong lập trình phay biên dạng trên máy CNC

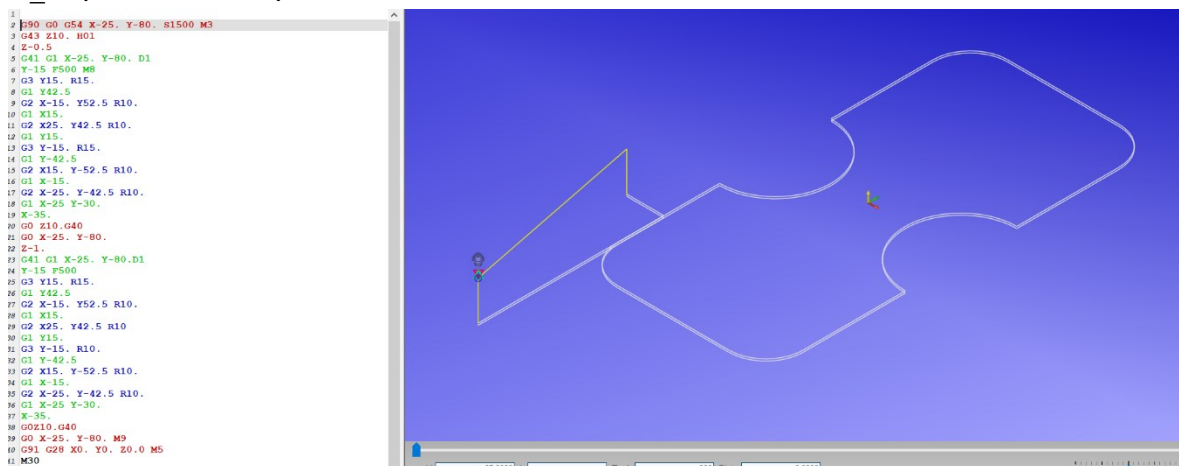
Lệnh gọi hiệu chỉnh chiều dài dao là G43. Địa chỉ đặt hiệu chỉnh chiều dài dao là H. Số thứ tự theo địa chỉ H - chỉ ngăn Offset chứa dữ liệu về chiều dài dụng cụ ($1 \div n$) đặt cho chiều dài. Giá trị đặt bù chiều dài lấy đến ba số sau dấu phẩy.

Cú pháp mã lệnh:

G43 Z_H_

Trong đó mũi dụng cụ sẽ cách bề mặt Z0 một khoảng Z;

H_ : Địa chỉ chứa dữ liệu chiều dài của dao



Hình 5. Ví dụ về việc sử dụng G43 trong việc lập trình phay biên dạng

3. Kết luận

Công việc lập trình CNC là công việc phức tạp cần độ chính xác tuyệt đối. Việc ứng dụng các mã lệnh bù chiều dài dao cho lập trình CNC giúp người lập trình dễ dàng hơn trong việc tính toán kích thước về độ sâu khi gia công, giảm thiểu sai sót và tiết kiệm thời gian cho quá trình lập trình CNC.

Tài liệu tham khảo

- [1] Nguyễn Thị Thu Lê, Nguyễn Văn Bách, Lê Văn Cương. Giáo trình CAD/CAM-CNC.
- [2] Trần Thế San - Nguyễn Ngọc Phương. Sổ tay lập trình CNC máy tiện - Máy phay - Trung tâm gia công CNC, (2011)
- [3] TS. Phan Hữu Phúc. Giáo trình CAD/CAM. Nhà xuất bản giáo dục, (2007).
- [4] TS. TRẦN ĐỨC QUÝ, TS. Phan Văn BỔNG, ThS. Nguyễn Xuân Chung ThS. Nguyễn Văn Thiện, ThS. Hoàng Tiến Dũng, ThS. Trịnh Văn Long. Giáo trình công nghệ CNC. Nhà xuất bản giáo dục, (2008).
- [5] GS.TS. Trần Văn Địch. Giáo trình công nghệ CNC. Nhà xuất bản giáo dục, (2012)