

THIẾT KẾ VÀ CHẾ TẠO HỆ THỐNG THỬ NGHIỆM ỐNG KHÍ ĐỘNG

ĐẶNG TIỀN PHÚC^{1*}, BUI CHÍ THÀNH¹, PHẠM VIỆT PHƯƠNG¹

¹Khoa Công nghệ Động lực, trường Đại học Công nghiệp Thành Phố Hồ Chí Minh,

* Tác giả liên hệ: dangtienphuc@iuh.edu.vn

DOIs: <https://www.doi.org/10.46242/jstiuh.v77i5.5607>

Tóm tắt. Hệ thống ống thử nghiệm khí động lực học là một trong những thiết bị thử nghiệm không thể thiếu trong nghiên cứu và phát triển thiết kế hàng không, ô tô và các ngành công nghiệp liên quan đến đặc tính khí động lực học tác dụng lên vật thể chuyển động. Bài báo trình bày quá trình thiết kế và chế tạo ống khí động lực học hở, buồng thử nghiệm được thiết kế với kích thước mặt cắt ngang 500×500 mm, vận tốc gió trong buồng thử nghiệm đạt tối đa 15m/s được xác định bởi thiết bị đo vận tốc gió Extech SDL350 và lực khí động lực học được xác định bởi hệ thống cảm biến tải trọng GPB160-1. Các thử nghiệm được tiến hành trên ba mẫu thử cơ bản gồm hình lập phương, hình cầu và hình trụ với các phép đo thực hiện ở vận tốc 10 m/s và 15 m/s. Đối với mẫu thử hình lập phương, sai lệch kết quả so với giá trị tiêu chuẩn 4,57% tại 10 m/s và 4,95% tại 15 m/s. Trong khi đó, sai số đối với mẫu thử hình cầu là 3,33% và 4,11%, với mẫu thử hình trụ tròn, sai lệch đạt 3,6% và 4,6% so với các giá trị tham khảo. Kết quả thử nghiệm chứng tỏ hệ thống ống thử nghiệm khí động học đạt độ tin cậy và độ ổn định cao. Hệ thống thử nghiệm này đóng góp tích cực vào việc phát triển các giải pháp thiết kế tối ưu hình dạng, nâng cao hiệu suất và tính an toàn cho các thiết bị liên quan đến đặc tính khí động học.

Từ khóa. Ống khí động lực học, khí động lực học, buồng thử nghiệm, cảm biến tải trọng, hệ số cản.

1 GIỚI THIỆU

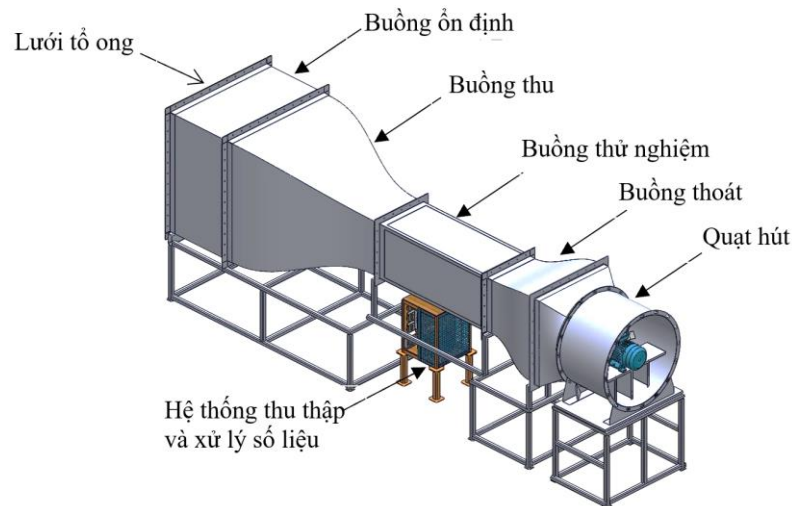
Nghiên cứu về khí động lực học đóng vai trò quan trọng trong việc phát triển và tối ưu hóa các thiết kế về hình dạng các vật thể chịu sự tác động của dòng khí giúp tối ưu hóa thiết kế để đạt hiệu suất cao [1]. Nhiều nghiên cứu và phát triển liên quan đến thiết kế và chế tạo ống khí động lực học đã được thực hiện. Nghiên cứu của nhóm tác giả [2] đã thiết kế và chế tạo ống thử nghiệm khí động loại hở với kích thước mặt cắt ngang buồng thử nghiệm 300x300 mm. Tốc độ gió trong ống khí động được điều khiển bởi biến tần với tần số thay đổi từ 20 Hz đến 50 Hz, bước nhảy 2 Hz. Kết quả, mỗi thay đổi của tần số điều khiển tương ứng với vận tốc gió tăng tuyến tính từ 14,50 m/s đến 38,50 m/s và đề xuất mối quan hệ tuyến tính giữa tần số dao động (Y) và tốc độ gió (X) theo phương trình $Y = (0.7945 \times (X - 20)) + 14.629$. Tác giả [3] đã nghiên cứu chế tạo ống thử nghiệm khí động với chiều dài buồng thử nghiệm là 900 mm và kích thước mặt cắt ngang 250×250 mm, tốc độ gió tối đa 25m/s. Tác giả đã chế tạo thành công ống khí động và thể hiện được cấu trúc dòng không khí thay đổi khi qua các vật thể có hình dạng khác nhau. Tác giả [4] đã thiết kế và chế tạo ống thử nghiệm khí động có kích thước buồng thử nghiệm 340x360 mm, vận tốc tối đa 15m/s nhằm phân tích trực quan dòng khí quanh vật thể và tính toán hệ số lực nâng và lực cản. Kết quả thử nghiệm cho thấy ống khí động đạt độ chính xác tương đương với ống khí động được phát triển bởi NASA và học viện Công nghệ Massachusetts. Tác giả [5] cùng cộng sự thiết kế, mô phỏng, chế tạo thực nghiệm ống khí động với kích thước buồng thử nghiệm 1000x1000 mm. Kết quả mô phỏng cho thấy vận tốc gió trung bình trong buồng thử nghiệm sai lệch với kết quả thực nghiệm là 6.6%, sự phân bố vận tốc và dòng khí trong buồng thử nghiệm giữa mô phỏng và thực nghiệm hoàn toàn phù hợp. Tác giả [6] đã thực hiện thiết kế ống khí động hở với kích thước buồng thử nghiệm 750x750 mm, vận tốc tối đa 15m/s. Đặc tính dòng khí trong ống khí động bao gồm cường độ nhiễu động, áp suất và phân bố vận tốc được kiểm chứng và đánh giá thông qua mô phỏng và thực nghiệm. Kết quả nghiên cứu đã chứng tỏ thiết kế ống khí động đề xuất đáp ứng đầy đủ các tiêu chí đo lường khí động học. Đồng thời, việc kết hợp giữa thực nghiệm và mô phỏng số giúp các nhà nghiên cứu cải thiện độ chính xác trong phân tích khí động học. Nghiên cứu [7] đã thiết kế và chế tạo ống khí động với chi phí thấp được sử dụng trong đào tạo tại cơ sở giáo dục với tiêu chí thiết kế nhỏ gọn, dễ sử dụng và độ bền cao, kích thước buồng thử nghiệm 228.6 x 228.6 mm, vận tốc tối đa 13 m/s. Nghiên cứu đã thực hiện mô phỏng và so sánh sự khác biệt giữa kết quả mô phỏng và thực nghiệm. Kết quả, vận

tốc tại buồng thử nghiệm giữa mô phỏng và thực nghiệm có sai số nhưng phản ánh đúng xu hướng phân bố vận tốc dòng khí. Ống khí động được thiết kế tháo lắp linh hoạt, dễ dàng thay đổi đối tượng thực nghiệm và được sử dụng để tính toán lực nâng tạo bởi cánh máy bay NACA (National Advisory Committee for Aeronautics). Nghiên cứu [8] đã thiết kế chế tạo ống khí động hở, vận tốc thử nghiệm 20 m/s, kích thước buồng thực nghiệm 600x300 mm và có thể tháo rời để thuận tiện cho việc bố trí thiết lập thực nghiệm. Ống khí động cho phép thử nghiệm các mẫu thử có hình dạng và kích thước khác nhau để nghiên cứu lực khí động tác động lên vật thể. Kết quả đạt được từ nghiên cứu bao gồm các thông số chính như lực nâng và lực cản, hệ số lực nâng, hệ số lực cản và số Reynolds được xác định khi thực nghiệm đối với cánh máy bay.

Hiện nay với sự phát triển của máy tính và phần mềm mô phỏng tính toán Computational Fluid Dynamics (CFD) đã cung cấp kết quả tổng quan về hiện tượng dòng chảy và ảnh hưởng lực khí động, tuy nhiên các nghiên cứu thực nghiệm vẫn có vai trò quan trọng không thể thiếu trong quá trình thiết kế và chế tạo. Trong nghiên cứu này, nhóm tác giả đề xuất phương án thiết kế và chế tạo hệ thống ống thực nghiệm khí động loại hở với tốc độ tối đa 15m/s và thực hiện các thử nghiệm thực tế để đánh giá chất lượng dòng khí trong buồng thử nghiệm thông qua các mẫu thử: hình trụ, hình cầu, hình lập phương. Đây là bước quan trọng để đánh giá được độ tin cậy của hệ thống và là tiền đề thực hiện các nghiên cứu thực nghiệm đánh giá đặc tính khí động lực học trong thiết kế hình dạng ô tô.

2 THIẾT KẾ CHẾ TẠO HỆ THỐNG THỬ NGHIỆM ỐNG KHÍ ĐỘNG

Hệ thống thử nghiệm ống khí động hở gồm các bộ phận cấu thành chính ghép nối với nhau được mô tả trong hình 1, trong đó cân lực khí động có thể tách rời so với các thành phần còn lại. Nhóm tác giả xác định các yêu cầu, kích thước và đối tượng mẫu thử thực nghiệm như mô hình ô tô tỉ lệ 1:32 so với kích thước ô tô thật, vận tốc gió cực đại $V=15\text{m/s}$, đo lực cản và lực nâng khí động để đề xuất phương án thiết kế cho phù hợp. Tỉ lệ mô hình ô tô được dùng thực nghiệm là cơ sở để xác định diện tích buồng thử nghiệm, đóng vai trò quyết định kích thước tổng thể của ống khí động. Kích thước, vận tốc gió tại buồng thử nghiệm, thông số kỹ thuật lưới tổ ong, biên dạng buồng thu và buồng thoát sẽ quyết định công suất của quạt gió.

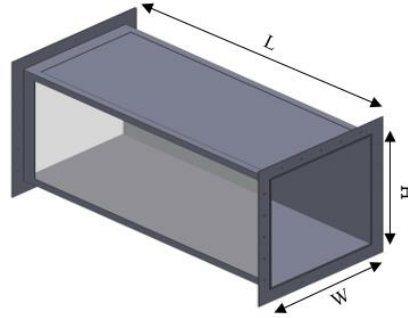


Hình 1: Sơ đồ bố trí hệ thống ống khí động hở

2.1 Buồng thử nghiệm

Buồng thử nghiệm là nơi đặt mẫu thử liên kết với cân lực khí động, thông qua các thiết bị thu thập dữ liệu xác định được giá trị lực khí động khi mẫu thử tương tác với dòng khí. Dựa vào kích thước mẫu thử có tỉ lệ 1:32 so với kích thước ô tô thật, nhóm tác giả xác định được mẫu thử nghiệm có kích thước 130 mm (dài) x 55 mm (rộng) x 35 mm (cao) đối với dòng xe sedan. Kích thước buồng thử nghiệm cần đủ lớn để đảm bảo thành buồng không ảnh hưởng đến áp suất trong vùng tách dòng khí dòng khí tác động vào mẫu thử nên không gây ảnh hưởng đến các lực khí động. Tỷ lệ lý tưởng giữa diện tích mặt cắt ngang của mẫu thử nghiệm so với diện tích buồng thử nghiệm ở mức 5% hoặc thấp hơn [9], vì vậy trong nghiên cứu này, buồng

thử nghiệm có kích thước mặt cắt ngang 500×500 mm và chiều dài 1250 mm được lựa chọn để phù hợp với các yêu cầu thử nghiệm. Kích thước buồng thử nghiệm được thiết kế theo hình 2 và bảng 1.



Hình 2: Kích thước buồng thử nghiệm

Bảng 1: Thông số buồng thử nghiệm

Tên	Kí hiệu	Giá trị
Chiều rộng buồng thí nghiệm	W	500 mm
Chiều cao buồng thí nghiệm	H	500 mm
Chiều dài buồng thí nghiệm	L	1250 mm

2.2 Buồng thu

Buồng thu của hệ thống thử nghiệm được thiết kế để tạo ra dòng khí ổn định trước khi đi vào buồng thử nghiệm, tăng tốc độ dòng khí và tăng áp suất tĩnh, đồng thời giúp dòng chảy ổn định. Biên dạng buồng thu được tính toán thiết kế dựa vào tỉ lệ co. Giá trị này được xác định bằng tỉ lệ diện tích mặt cắt ngang đầu vào với diện tích mặt cắt ngang đầu ra của buồng thu. Tỷ lệ co N thường nằm trong giới hạn từ 4 đến 6 để tối ưu hóa dòng chảy và được xác định như sau [10]:

$$N = \frac{A_{in}}{A_{out}} \quad (1)$$

Biên dạng của buồng thu được thiết kế nhằm đảm bảo các tiêu chí chính như tính đồng đều vận tốc tại đầu ra, không gây hiện tượng tách dòng và giảm sự nhiễu loạn của dòng chảy [11,12]. Các nghiên cứu [11,12] chỉ ra rằng biên dạng đường cong buồng thu được xây dựng từ hàm đa thức bậc 5 gốc của Bell và Mehta là lựa chọn tối ưu nhất với đặc tính dòng chảy trong hầm gió tốc độ thấp khi so với hàm đa thức bậc 2 của Witoszynski và hai đa thức đường cong bậc ba. Do đó, nhóm nghiên cứu lựa chọn tỷ lệ co là 5, tính toán chiều dài của buồng thu [13] và áp dụng phương trình đa thức bậc 5 [10] xây dựng biên dạng buồng thu. Kích thước và biên dạng buồng thu được mô tả trong hình 3 và bảng 2.

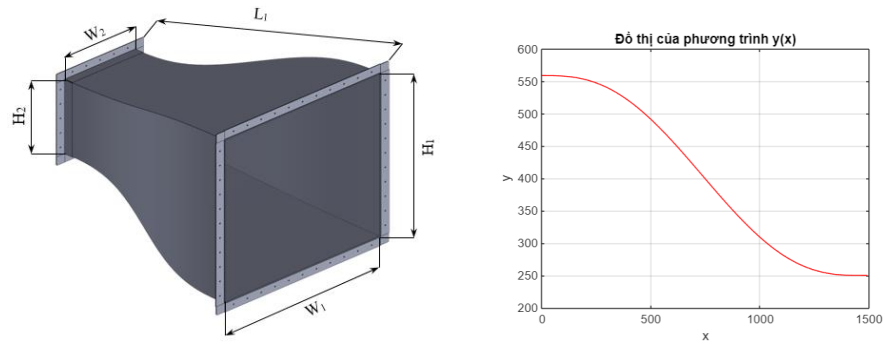
Chiều dài buồng thu:

$$L_1 = \frac{(\sqrt{N} - 1) \times W_2}{2 \times \tan\left(\frac{\alpha_1}{2}\right)} \quad (2)$$

Phương trình đa thức bậc 5:

$$y(x) = H_1 - (H_1 - H_2) \times \left[6 \times \left(\frac{x}{L_1}\right)^5 - 15 \times \left(\frac{x}{L_1}\right)^4 + 10 \times \left(\frac{x}{L_1}\right)^3 \right] \quad (3)$$

THIẾT KẾ VÀ CHẾ TẠO HỆ THỐNG THỬ NGHIỆM ỐNG KHÍ ĐỘNG



Hình 3. Thiết kế kích thước buồng thu và đồ thị thể hiện biên dạng

Bảng 2: Thông số buồng thu

Tên	Kí hiệu	Giá trị
Chiều rộng buồng thu đầu vào	W_1	1118 mm
Chiều cao buồng thu đầu vào	H_1	1118mm
Chiều dài buồng thu	L_1	1470 mm
Chiều rộng buồng thu đầu ra	$W_1=W$	500 mm
Chiều cao buồng thu đầu ra	$H_2=H$	500 mm

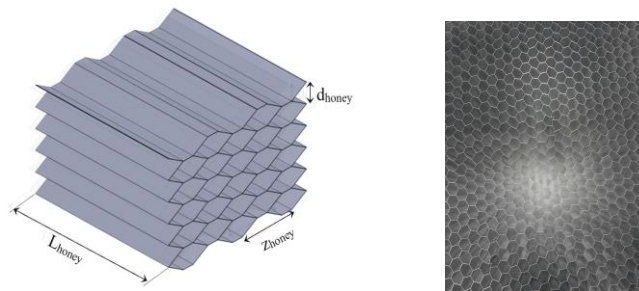
2.3 Lưới tổ ong

Cấu trúc tổ ong với các lỗ nhỏ giúp chia nhỏ và làm đều dòng khí, tạo ra một dòng chảy đều và ổn định. Thiết kế lưới tổ ong ảnh hưởng trực tiếp đến chất lượng dòng khí, giúp đảm bảo các điều kiện thử nghiệm chính xác và đáng tin cậy.

Hai yếu tố chính cần xem xét trong thiết kế lưới tổ ong là tỷ số giữa chiều dài với đường kính thủy lực của lưới tổ ong và độ xốp của lưới tổ ong nhằm đảm bảo hiệu quả ổn định dòng tránh gây tổn thất áp suất, được các nghiên cứu [14,15] đề xuất giá trị lần lượt là:

$$6 \leq \frac{L_{\text{honey}}}{D_{\text{honey}}} \leq 8 \text{ và } \beta_h \geq 0.8.$$

Thông số kỹ thuật lưới tổ ong được tính toán và thể hiện trong hình 4 và bảng 3.



Hình 4. Kích thước lưới tổ ong thiết kế và thực tế

Bảng 3: Thông số lưới tổ ong

Tên	Kí hiệu	Giá trị
Đường kính trong	d_{honey}	12.7 mm
Chiều dày thành tế bào	Sh_{honey}	0.07 mm
Chiều dài 2 tế bào liền nhau	Z_{honey}	29.48 mm
Độ xốp	β_h	0.97
Chiều dài của tổ ong	L_{honey}	100 mm
Đường kính thủy lực	D_{honey}	13.34 mm
Tỷ số giữa chiều dài và đường kính thủy lực	$L_{\text{honey}}/D_{\text{honey}}$	7.50

2.4 Buồng thoát

Buồng thoát hướng dòng khí ra khỏi hệ thống ống khí động sau khi đã đi qua buồng thử nghiệm. Buồng thoát được thiết kế với cấu trúc dạng phễu để duy trì áp suất dòng khí ổn định và giảm thiểu sự tách dòng và hình thành dòng xoáy tại điểm thoát. Điều này giúp duy trì sự ổn định của dòng chảy bên trong buồng thử nghiệm, từ đó cải thiện độ chính xác của các kết quả thí nghiệm. Theo nghiên cứu [9,10], thiết kế buồng thoát với tỉ số giữa diện tích mặt cắt ngang đầu vào và diện tích mặt cắt ngang đầu ra trong khoảng từ 2 đến 3 giúp giảm áp suất động và cải thiện sự ổn định của dòng khí. Nhằm làm giảm chiều dài của buồng thoát mà vẫn đảm bảo sự ổn định dòng khí, nhóm tác giả tính toán chiều dài của buồng thoát [13] và áp dụng phương trình đa thức bậc 5 [10] để xây dựng biên dạng. Thông số thiết kế và đồ thị biên dạng ống thoát được mô tả như hình 5 và bảng 4.

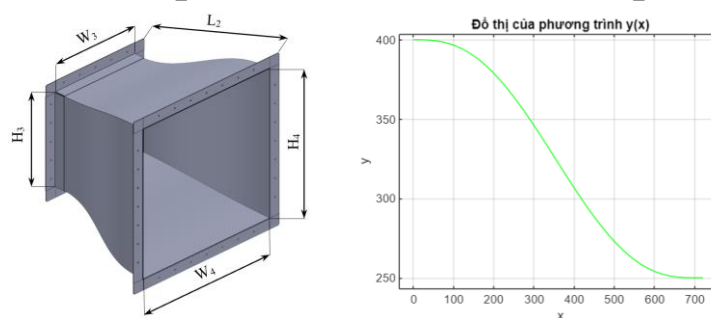
Chiều dài buồng thoát:

$$L_4 = \frac{\sqrt{A_R} - 1}{\tan\left(\frac{\alpha_2}{2}\right)} \times \frac{H_3}{2} = \frac{\sqrt{A_R} - 1}{\tan\left(\frac{\alpha_2}{2}\right)} \times \frac{H_4}{2} \quad (5)$$

Trong đó A_R : là tỉ lệ giữa diện tích mặt cắt buồng thoát và diện tích mặt cắt buồng thử nghiệm [14].

Phương trình đa thức bậc 5:

$$y(x) = H_4 - (H_4 - H_3) \times \left[6 \times \left(\frac{x}{L_4} \right)^5 - 15 \times \left(\frac{x}{L_4} \right)^4 + 10 \times \left(\frac{x}{L_4} \right)^3 \right] \quad (6)$$



Hình 5. Thiết kế kích thước buồng thoát và đồ thị thể hiện biên dạng

Bảng 4: Thông số buồng thu

Tên	Kí hiệu	Giá trị
Chiều rộng buồng thoát đầu vào	$W_3=W$	500 mm
Chiều cao buồng thoát đầu vào	$H_3=H$	500 mm
Chiều dài buồng thoát	L_2	706 mm
Chiều rộng buồng thoát đầu ra	W_4	800 mm
Chiều cao buồng thoát đầu ra	H_4	800 mm

2.5 Quạt tạo gió và biến tần

Nguồn gió cung cấp dòng khí qua ống khí động được tạo bởi quạt hướng trục hút không khí ở đầu ra của buồng thoát ống khí động với yêu cầu duy trì vận tốc không khí bên trong buồng thử nghiệm không đổi và bù lại tất cả các tổn thất khi dòng khí đi qua các bộ phận cấu thành ống khí động. Vận tốc đạt tối đa 15m/s trong buồng thử nghiệm, diện tích mặt cắt ngang buồng thử nghiệm 0.25 m², chiều cao và chiều rộng buồng thoát 800 mm được đề xuất trong thiết kế, các thông số đặc trưng cho quạt là độ tăng áp suất (Δp), lưu lượng dòng khí (Q), hệ số tổn thất áp suất tổng cộng (ζ) và công suất (P) được tính theo các công thức:

$$\Delta_p = \frac{1}{2} \rho V^2 \zeta \quad (7)$$

$$Q = VA \quad (8)$$

$$P = \Delta p \frac{Q}{\eta} \quad (9)$$

Dựa vào các nghiên cứu [16,17] và sản phẩm thực tế của các quạt gió trên thị trường cũng như sự phát triển hệ thống ống thử nghiệm khí động trong giai đoạn tiếp theo, nhóm tác giả chọn quạt có thông số như bảng 5 cùng với biến tần điều khiển tốc độ gió được thể hiện trong hình 6.

Bảng 5: Thông số quạt tạo gió hướng trục

Tên	Giá trị
Công suất động cơ	5.5 kW
Tốc độ tối đa của động cơ	1400 vòng/phút
Cột áp	400 Pa
Lưu lượng	33000 m ³ /h
Điện áp	380 V
Tần số	50Hz
Kích thước khung	800 mm

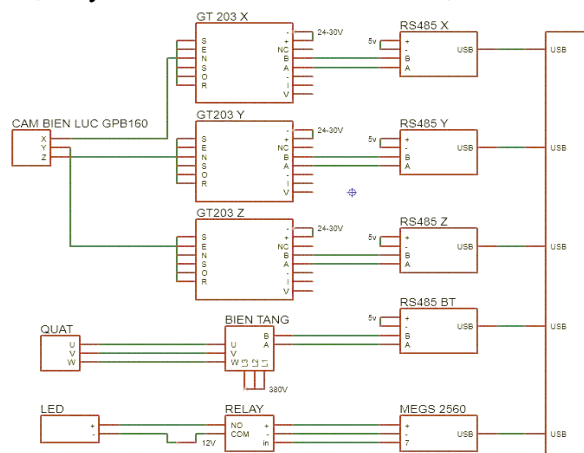


Hình 6. Quạt tạo gió và biến tần Sinamics V20 được lựa chọn

2.6 Thu thập và xử lý tín hiệu

Thu thập và xử lý tín hiệu là bước quan trọng trong hệ thống thử nghiệm ống khí động dùng để đo lực cản, lực nâng và lực ngang tác động lên mẫu thử khi dòng khí đi qua. Hệ thống này được thiết kế bao gồm thiết bị cảm biến lực, bộ chuyển đổi tín hiệu, hệ thống xử lý tín hiệu và các thiết bị hỗ trợ giúp thu thập dữ liệu chính xác các lực khí động. Các dữ liệu được phân tích để đánh giá hiệu suất khí động của mẫu thử cũng như xác định các đặc tính quan trọng của dòng chảy.

Để thu thập xử lý số liệu đảm bảo độ chính xác kết quả thực nghiệm, nhóm tác giả đã sử dụng các thiết bị như cảm biến đo tải trọng song song GPB160-1 với tải trọng định mức là 10N và sai số là 0.2%, thiết bị đọc tín hiệu là GT203, mạch chuyển giao tiếp từ USB sang chuẩn RS485, quạt hướng trục, biến tần Sinamics V20, Arduino Mega 2560 và bộ máy vi tính kết nối theo sơ đồ được mô tả trong hình 7.



Hình 7. Sơ đồ mạch ghép nối các thiết bị

2.7 Chế tạo hệ thống

Sau khi thiết kế các bộ phận cấu thành và lựa chọn thiết bị phù hợp, nhóm tác giả tiến hành chế tạo hệ thống ống khí động được mô tả hình 8.

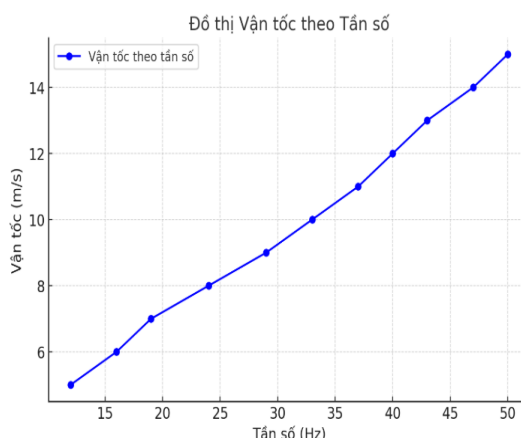


Hình 8. Hệ thống ống thử nghiệm khí động hoàn thiện

Tám tấm mạ kẽm Z08 được sử dụng để chế tạo buồng thu, buồng ổn định và buồng thoát. Tấm có độ dày 1,15 mm nhằm đảm bảo giảm thiểu rung động phát sinh trên các tấm trong quá trình thử nghiệm, đồng thời không quá nặng để tránh gia cố thêm kết cấu khung đỡ. Các tấm được liên kết với nhau bằng các mối hàn và phủ một lớp silicon đảm bảo không rò rỉ không khí. Lớp sơn phủ màu xanh được sử dụng để chống ăn mòn kim loại và đảm bảo bề mặt tấm nhẵn, giúp giảm hiện tượng tách dòng và giữ cho lớp biên mỏng. Đối với buồng thử nghiệm, tấm mica acrylic dày 10 mm được lựa chọn do đặc tính trong suốt dễ quan sát, độ bền cao và trọng lượng nhẹ hơn so với kính được lắp với khung sắt V có kích thước 40 mm x 40 mm. Lớp mút xốp dày 10 mm được sử dụng để bịt kín các khe hở giữa các phần chính của hệ thống. Quá trình chế tạo các bộ phận cấu thành hệ thống ống khí động được thực hiện tại nhà máy.

3 THỰC NGHIỆM ỐNG KHÍ ĐỘNG

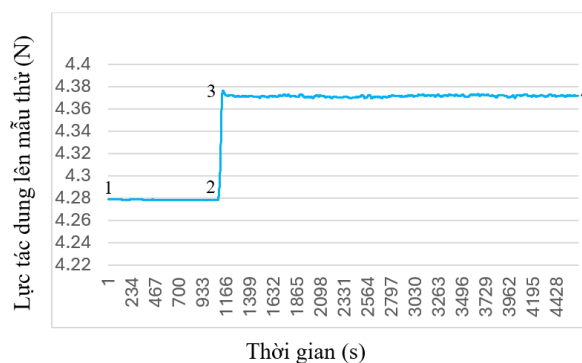
Bộ biến tần Sinamics V20 dùng để điều chỉnh điện áp và tần số của dòng điện từ đó điều khiển vận tốc quạt hướng trục ống khí động. Trong nghiên cứu này, thiết bị đo vận tốc gió Extech SDL350 được sử dụng để xác định vận tốc gió tương ứng với tần số biến tần. Hình 9 mô tả sự biến thiên của vận tốc gió (V) đo được trong buồng thử nghiệm theo tần số (f) của quạt hướng trục. Có thể thấy rằng vận tốc trung bình của buồng thử nghiệm tăng theo tần số quạt.



Hình 9. Mối quan hệ giữa các giá trị vận tốc gió và tần số

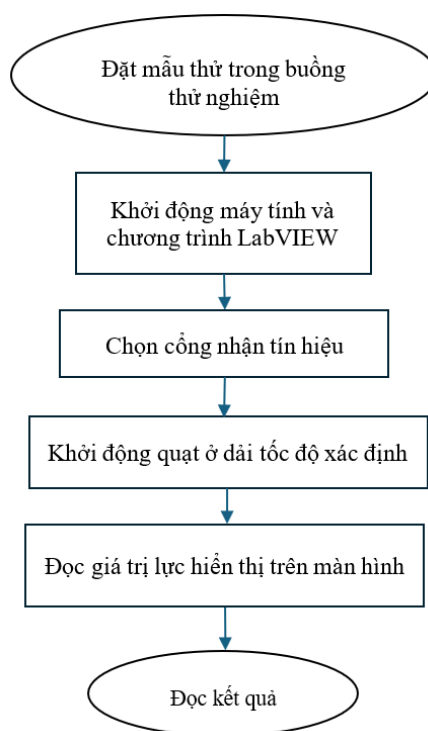
Trước khi tiến hành thử nghiệm trên mẫu thử, độ ổn định của hệ thống thu thập và xử lý dữ liệu được thử nghiệm kiểm tra tại vận tốc 15m/s. Quá trình thực hiện và kết quả được mô tả trong hình 10. Giai đoạn 1-2 giá trị lực ổn định, quạt hút không hoạt động. Giai đoạn 2-3 có sự thay đổi đột ngột giá trị lực nguyên nhân quạt hoạt động làm dòng khí tác động vào mẫu thử nên giá trị lực tăng, sau đó giai đoạn 3-4 giá trị lực khá ổn định và mức sai số giữa các giá trị trong khoảng $\pm 0.2\%$. Điều này chứng tỏ dòng khí trong buồng thử nghiệm ổn định.

THIẾT KẾ VÀ CHẾ TẠO HỆ THỐNG THỬ NGHIỆM ỐNG KHÍ ĐỘNG



Hình 10. Đồ thị lực theo thời gian tại vận tốc 15m/s

Quy trình thực nghiệm ống khí động được mô tả trong hình 11 với các mẫu thử gồm hình lập phương, hình cầu và hình trụ tròn có kích thước được mô tả trong hình 12. Để xác định giá trị lực cản (F_d) lên các mẫu thử, tác giả đã thực hiện thử nghiệm 3 lần/mẫu thử ứng với mỗi vận tốc khác nhau trong 2500 bước lặp. Trường hợp vận tốc 10 m/s và 15m/s, kết quả cho thấy sau 1497 bước lặp giá trị lực cản hội tụ, trong đó giá trị khoảng biến thiên $R = 0.004$ và độ lệch chuẩn nhỏ $\sigma = 0.00085$, sai số chuẩn 0.00001. Các nguyên nhân gây nên sai số trong quá trình thực nghiệm gồm do sai số cảm biến GPB160-1 là $\pm 0.2\%$, thiết bị xử lý tín hiệu GT203 với độ chính xác $\pm 0.005\%$ và thiết lập hệ thống đo.

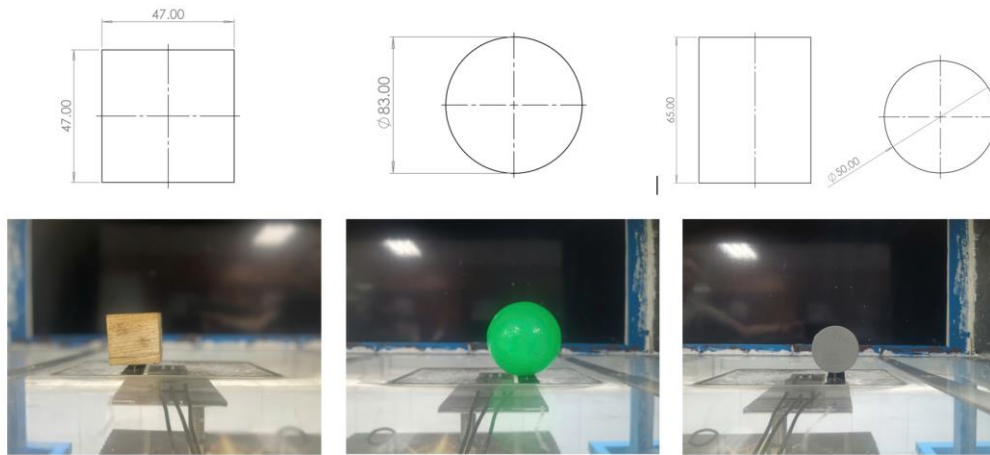


Hình 11. Quy trình thực nghiệm ống khí động

Tiến hành đặt các mẫu thử lên buồng thực nghiệm kết nối với hệ thống thu thập dữ liệu như hình 12, vận tốc thử nghiệm được thiết lập tại 10 m/s và 15 m/s ứng với hệ số Reynolds đo lần lượt là $3 \cdot 10^5$ và $5 \cdot 10^5$. Mẫu thử được gắn vào cảm biến lực GPB160-1 theo phương song song với dòng khí để đo trực tiếp lực cản F_d . Khi dòng khí với vận tốc V được điều chỉnh ổn định tác dụng lực lên mẫu thử, làm biến dạng cảm biến lực. Sự biến dạng này được chuyển thành tín hiệu điện thông qua cấu trúc điện trở biến dạng trong cảm biến. Tín hiệu này sau đó được khuếch đại và truyền đến thiết bị xử lý GT203, giá trị lực cản F_d được xuất ra màn hình hiển thị. Giá trị hệ số cản khí động học (C_d) theo công thức [1]:

$$C_d = \frac{2F_d}{\rho V^2 S} \quad (10)$$

Lực cản khí động học và hệ số cản được tính toán cho kết quả như bảng 6



Hình lập phương

Hình cầu

Hình trụ tròn

Hình 12. Thông số kích thước mẫu thử và thiết lập mẫu thử trong buồng thử nghiệm

Bảng 6. Hệ số cản khí động học của các mẫu thử

Mẫu thử	Vận tốc (m/s)	Lực cản (F_d)	Hệ số cản (C_d)	So sánh C_d với nghiên cứu [18] (%)
Hình lập phương	10	0.132 N	0.998	4.95
	15	0.297 N	1.002	4.57
Hình cầu	10	0.153 N	0.469	4.22
	15	0.346 N	0.467	3.77
Hình trụ	10	0.096 N	0.531	4.11
	15	0.214 N	0.527	3.33

Kết quả thực nghiệm so với nghiên cứu [18] có sự sai số thấp, dưới 5% trong tất cả các mẫu thử tại hai vận tốc 10m/s và 15m/s. Điều này khẳng định hệ thống thử nghiệm ống khí động được thiết kế và chế tạo có độ tin cậy.

4 KẾT LUẬN

Nghiên cứu đã thiết kế và chế tạo thành công hệ thống ống khí động học hờ với các thông số kỹ thuật đảm bảo độ chính xác và ổn định trong quá trình thử nghiệm. Hệ thống bao gồm các thành phần chính gồm buồng thu, lưới tổ ong, buồng thử nghiệm, buồng thoát, quạt hướng trục và thiết bị thu thập và xử lý số liệu. Các thử nghiệm được tiến hành trên ba mẫu thử gồm hình lập phương, hình cầu và hình trụ với các vận tốc 10 m/s và 15 m/s cho thấy hệ số cản khí động lực học có sai số thấp, dao động từ 3,33% đến 4,95% so với nghiên cứu trước chứng tỏ mức độ tin cậy của hệ thống thử nghiệm. Hệ thống ống khí động học hờ sẽ hỗ trợ các nghiên cứu về tối ưu hình dạng khí động học ô tô nhằm nâng cao hiệu suất và tính an toàn

PHỤ LỤC

A_{in} : diện tích mặt cắt ngang đầu vào buồng thu.

A_{out} : diện tích mặt cắt ngang đầu ra buồng thu.

Q : lưu lượng không khí (m^3/s).

V : vận tốc dòng khí (m/s).

A : diện tích mặt cắt ngang của buồng thử nghiệm (m^2).

S : diện tích cản chính diện của mẫu thử (m^2).

α_1 : góc thu hẹp giữa đầu vào và đầu ra của buồng thu.

THIẾT KẾ VÀ CHẾ TẠO HỆ THỐNG THỬ NGHIỆM ỐNG KHÍ ĐỘNG

α_2 : góc mở rộng giữa đầu vào và đầu ra của buồng thoát.

η : Hiệu suất của quạt (thường từ 0,6 - 0,8)

ρ : Mật độ không khí (kg/m^3), thường là $1,204 \text{ kg/m}^3$ ở điều kiện tiêu chuẩn.

Q : Lưu lượng không khí (m^3/s).

LỜI CẢM ƠN

Nhóm nghiên cứu chân thành cảm ơn Trường Đại học Công nghiệp Thành Phố Hồ Chí Minh đã cấp kinh phí để nhóm thực hiện đề tài nghiên cứu này (Hợp đồng nghiên cứu khoa học số 56 /HD-ĐHCN ký ngày 28 tháng 06 năm 2024, mã số 24.1DL01).

REFERENCES

- [1] Wolf-Heinrich Hucho, *Aerodynamics of Road Vehicles: From Fluid Mechanics to Vehicle Engineering*, Sae Intl; 4th edition, 1998.
- [2] Chalida U-tapao and Seksun Moryadee, A Design and Construction of a Wind Tunnel for Engineering Laboratories, *MATEC Web of Conferences*, no. 192, 2018.
- [3] R. R. Wade and A. D. Choudhari, Design and Fabrication of Mini Wind Tunnel, *International Journal of Scientific Research in Science and Technology*, vol. 4, no. 5, pp. 241-245, Mar.-Apr. 2018.
- [4] Madara, Sahith Reddy, Varghese, Jerrin, Selvan, M., Design and Fabrication of Low-cost Open Circuit Subsonic Wind Tunnel, *International Journal of Innovative Technology and Research*. 5. 6154-6161, 2017.
- [5] Kok-Hoe Wong, Weldon Lai, Jing-Hong Ng, Ahmad Fazlizan, Kamaruzzaman Sopian, Niranjana Sahoo, Open-Loop Subsonic Suction Type Wind Tunnel: Design, Simulation, Build and Test, *Journal of Advanced Research in Fluid Mechanics and Thermal Sciences*, 105(2), 204–223, 2023.
- [6] Ismail, Erlanda Augupta Pane, Reza Abdu Rahman, An Open Design for a Low-Cost Open-Loop Subsonic Wind Tunnel for Aerodynamic Measurement and Characterization, *HardwareX*, Vol. 12, e00352, 2022.
- [7] Amol L. Mangrulkar, Shubham Bagade, Saurabh Chavan, Jiteshkumar Babani, Shreepad Bhagat, Design and Fabrication of an Open Circuit Subsonic Wind Tunnel for Educational Purposes, *International Research Journal of Engineering and Technology (IRJET)*, Vol. 6, no. 4, pp. 1271-1275, 2019.
- [8] Adebayo J., Nwaokocha Collins, Layeni Abayomi, Model testing of a sub-sonic wind tunnel, *MAYFEB Journal of Mechanical Engineering*, vol. 1, pp. 17-28, 2017.
- [9] J. B. Barlow, H. R. Jr. William, and A. Pope, *Low speed Wind Tunnel testing*, John Wiley & Sons, U.S.A., 2010.
- [10] J. H. Bell and R. D. Mehta, *Contraction design for small low-speed wind tunnels*, Stanford University, NASA-CR-182747, 1988.
- [11] Doolan, C. J. Numerical Evaluation of Contemporary Low-Speed Wind Tunnel Contraction Designs. *Journal of Fluids Engineering*, 129(9), pp. 1241-1244, 2007.
- [12] E.-S. Zanon, Flow Characteristics in Low-Speed Wind Tunnel Contractions: Simulation And Testing, *Alexandria Engineering Journal*, Vol. 57, no. 4, pp. 2265-2277, 2018.
- [13] Tomar Vishvendra Singh, Sangwan Vipul, Singh Shaktiman, Singh Raj Kumar, Agrawal Jubin, Design, Analytical Analysis, Instrumentation and Flow Simulation of Sub-Sonic Open Circuit Wind Tunnel Model, *International Journal of Modern Engineering Research*, Vol. 4, no. 1, pp. 43-52, 2014.

- [14] Mauro, Stefano & Lanzafame, Rosario & Messina, Michele & Brusca, S. & Famoso, Fabio & Galvagno, Antonio, Small-Scale Open-Circuit Wind Tunnel: Design Criteria, Construction and Calibration. *International Journal of Applied Engineering Research*. Vol. 12, pp. 13649-13662, 2017.
- [15] Abdel Aziz, S.S., Moustafa, E.B., Salem Said, A.-H.S. Experimental Investigation of the Flow, Noise, and Vibration Effect on the Construction and Design of Low-Speed Wind Tunnel Structure. *Machines*, vol. 11, no. 3, 2023.
- [16] Phan Thành Long, Nguyễn Quang Cư, Thiết Kế Và Mô Phỏng Ống Khí Động Vòng Kín Cỡ Nhỏ, Làm Việc Ở Tốc Độ Thấp, *Tạp Chí Khoa Học Và Công Nghệ - Đại Học Đà Nẵng*, vol. 18, no. 11, 2020.
- [17] Mikael William Salvador, Natan de Castro Ferraz Guimarães, Walter Alexandre Ribeiro Saldanha, Farney Coutinho Moreira, Élcio Nogueira, Dimensioning and Pressure Drop in a Subsonic Wind Tunnel for Automotive Tests of Reduced Scale Models, *International Journal for Research in Applied Science & Engineering Technology (IJRASET)*, vol.7, no.3, 2019.
- [18] Yunus A. Cengel John M. Cimbala, *Fluid Mechanics: Fundamentals and Applications*, Third Edition, McGraw-Hill, 2014.

DESIGN AND DEVELOPMENT OF LOW - SPEED WIND TUNNEL

ĐẶNG TIẾN PHÚC*, BÙI CHÍ THÀNH, PHẠM VIỆT PHƯƠNG

* Corresponding author: dangtienphuc@iuh.edu.vn

Abstract. The wind tunnel is an important system for testing in the research and development of aeronautical, automotive, and industrial designs that focus on the aerodynamic characteristics of moving objects. This paper presents the design and fabrication of an open-circuit wind tunnel with a test section measuring 500×500 mm. Within this section, wind speeds can reach a maximum of 15 m/s, as measured by the Extech SDL350 anemometer. The aerodynamic forces are recorded using the GPB160-1 load cell system. Experiments were conducted on three models: cubes, spheres, and cylinders, at velocities of 10 m/s and 15 m/s. Compared to the reference values, the errors for the cubic model were 4.57% at 10 m/s and 4.95% at 15 m/s. Similarly, the errors for the spherical model were 3.61% at 10 m/s and 4.61% at 15 m/s, while those for the cylindrical model were 3.6% at 10 m/s and 4.6% at 15 m/s. The test results demonstrated that the wind tunnel exhibits high reliability and stability. This system contributes to developing of shape-optimized designs, enhancing aerodynamic performance and vehicle safety.

Keywords. Wind tunnel, aerodynamic, test section, load cell, drag coefficient.

Ngày gửi bài: 04/4/2025

Ngày chấp nhận đăng: 04/5/2025