

**PHÂN TÍCH ĐỘNG LỰC HỌC VÀ NHIỆT PHANH TRÊN Ô TÔ CON DƯA TRÊN  
MÔ HÌNH TƯƠNG HỒ LƯƠNG HƯỚNG****ANALYSIS OF BRAKING DYNAMICS AND THERMAL CHARACTERISTICS IN  
PASSENGER CARS BASED ON A BIDIRECTIONAL INTERACTION MODEL****DOI: <https://doi.org/10.64215/vfdhzs46>****Võ Huỳnh Phi<sup>1</sup>, Nguyễn Thái Văn<sup>1,\*</sup>, Vũ Dương<sup>2</sup>**<sup>1</sup>Khoa cơ khí động lực, Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật Vĩnh Long  
– Số 73 Nguyễn Huệ - Phường 2 – TP. Vĩnh Long<sup>2</sup>Trường Đại học Duy Tân – Số 254 Nguyễn Văn Linh – TP. Đà Nẵng

\*Tác giả liên hệ: vannt@vlute.edu.vn

**TÓM TẮT**

Bài báo nghiên cứu sự tương hỗ lưỡng hướng giữa thông số dẫn động phanh và động lực học phanh, cùng với việc phân tích nhiệt độ cơ cấu phanh đĩa dựa trên mô hình nhiệt phanh giản lược tương đương. Sử dụng giải thuật tổng quát trên Matlab, nghiên cứu mô phỏng sự thay đổi của các thông số trạng thái động lực học phanh theo điều kiện phanh tối ưu (hướng thuận) và xác định gia tốc phanh trung bình ổn định (MFDD) theo quy định UN R13-H (hướng nghịch). Kết quả mô phỏng trên các mức tải trọng cho thấy sự phù hợp giữa thông số dẫn động phanh với động lực học phanh, đồng thời giá trị MFDD đáp ứng tiêu chuẩn quốc tế. Ngoài ra, mô hình nhiệt giản lược trong Ansys Workbench xác nhận nhiệt độ phát sinh trên bề mặt tiếp xúc nằm trong vùng ma sát ổn định của các chi tiết phanh.

**Từ khóa:** Động lực học phanh; Thông số dẫn động phanh; Gia tốc phanh trung bình ổn định (MFDD); Quy định UN R13-H; Mô hình nhiệt tương đương.

**ABSTRACT**

This paper investigates the bidirectional interaction between brake actuation parameters and vehicle dynamics, alongside thermal analysis of disc brake assemblies based on a simplified equivalent thermal model. A generalized Matlab-based algorithm is developed to simulate the variation of braking dynamic state parameters under optimal braking (forward approach) and evaluate Mean Fully Developed Deceleration (MFDD) in accordance with UN R13-H regulations (inverse approach). Simulation results across various load cases demonstrate consistent alignment between brake actuation parameters and braking dynamics, while confirming that MFDD values satisfy international standards. Furthermore, a simplified thermal model in Ansys Workbench verifies that the temperatures generated at the friction interfaces remain within the stable friction zone of the brake components.

**Keywords:** Braking dynamics; Brake actuation parameters; Mean Fully Developed Deceleration (MFDD); UN R13-H regulation; Equivalent thermal model.

**1. GIỚI THIỆU**

Trong lĩnh vực ô tô hiện nay, mặc dù những tiến bộ đáng kể trong nghiên cứu hệ thống phanh và động lực học phương tiện tiêu biểu như phanh điện tử, phanh tái sinh [1], [2], hay có những tiến bộ trong nghiên cứu vật liệu má phanh mới [3] nhưng vẫn chưa minh chứng một cách rõ ràng cơ sở lý thuyết gắn kết đến mô hình được nêu. Chính vì vậy, việc tính toán và kiểm nghiệm một mô hình

hệ thống phanh cơ khí thủy lực một cách cụ thể dựa trên cơ sở động lực học phanh hiệu quả sẽ trình bày rõ ràng được một công cụ cốt lõi trong việc đánh giá tính mạch lạc từ các định luật vật lý cơ học căn bản ấy cho đến việc hình thành mô hình động lực học phanh trong thực tế với mục đích tối ưu hóa điều khiển hệ thống phanh. Mặt khác, vì sự nhất quán trong đánh giá hiệu quả phanh là duy nhất dù với bất kỳ hệ thống phanh nào, nên

việc tính toán kiểm nghiệm dựa trên một mô hình vật lý cụ thể không làm mất tính tổng quát trong tính toán kiểm nghiệm và đánh giá hiệu quả phanh.

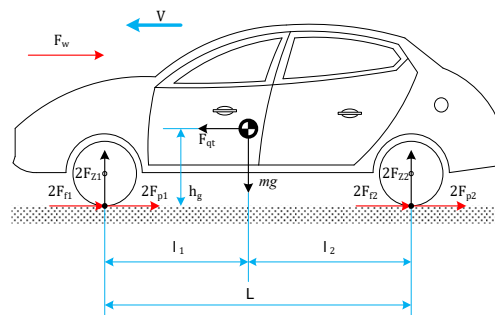
Mô hình tương hỗ lưỡng hướng (THLH) là sự kết hợp nhuần nhuyễn giữa mục tiêu hiệu quả phanh lý tưởng và trị giới hạn tiệm cận với mục tiêu ấy, tức là thay vì chỉ đánh giá một chiều cụ thể như các mô hình đánh giá hiệu quả phanh truyền thống xuyên suốt trong một mô hình [4], [5] mà chưa thật sự cụ thể được chặn trên của mục tiêu hướng tới hiệu quả phanh tối ưu nhất thì ở nhánh thứ nhất mô hình THLH xác lập chặn trên với gia tốc phanh tối ưu nhất đã cụ thể cho thiết kế hệ thống ngay từ ban đầu, sau đó một nhánh khác của mô hình lại dựa trên các thông số hệ thống đã xác lập từ nhánh thứ nhất làm thông số đầu vào cho nhánh thứ hai để tiến hành mô phỏng đánh giá hiệu quả phanh, cụ thể chọn yếu tố đánh giá ở đây là gia tốc phanh. Tổng kết lại, mô hình THLH hiện thực rõ ràng mục tiêu cần hướng tới là phanh hiệu quả với gia tốc phanh lý tưởng kết hợp với vòng lặp tối ưu của quá trình thiết kế cho phép các thông số được điều chỉnh thay trong quá trình thiết kế thử nghiệm để cho ra gia tốc phanh thực tế, kết quả của vòng lặp tối ưu ấy hay của mô hình THLH chính là sai lệch nhỏ nhất giữa gia tốc phanh mục tiêu lý tưởng và gia tốc phanh thực tế, việc đánh giá sai lệch nhỏ này còn cần dựa trên nỗ lực của quá trình thiết kế và thử nghiệm.

## 2. NỘI DUNG NGHIÊN CỨU

### 2.1. Xây dựng mô hình tương hỗ lưỡng hướng (THLH)

#### 2.1.1. Mô hình động lực học phanh

Việc tính toán lực phanh lớn nhất tại bánh xe sẽ dựa trên sơ đồ phân tích các thành phần lực tác động lên ô tô trong quá trình phanh với gia tốc chậm dần là  $J_p$ :



Hình 1: Sơ đồ lực phanh trên ô tô Mazda 3

Trên cơ sở sơ đồ lực hình 1, từ phương trình cân bằng mô-men ta có thể xác định được phản lực pháp tuyến của đường tác dụng lên các bánh xe của cầu trước và cầu sau:

$$2F_{z1} = \frac{m \cdot g}{L} \cdot \left( l_2 + \frac{J_p \cdot h_g}{g} \right) \quad (1)$$

$$2F_{z2} = \frac{m \cdot g}{L} \cdot \left( l_1 - \frac{J_p \cdot h_g}{g} \right) \quad (2)$$

Khi phân tích các lực tác dụng lên ô tô khi phanh, ta thiết lập được phương trình cân bằng lực như sau:

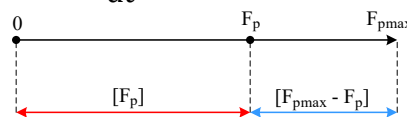
$$F_{qt} = F_p + F_f + F_w + F_\eta \quad (3)$$

Trong đó:

$F_{qt} = \delta' \cdot m \cdot J_p$  – Lực quán tính sinh ra khi phanh ô tô;  $F_p$  – Lực phanh sinh ra ở các bánh xe;  $F_f$  – Lực cản lăn;  $F_w$  – Lực cản không khí;  $F_\eta$  – Lực triệt tiêu nội ma sát cơ khí.

Mặt khác, sự gia tăng của lực phanh  $F_p$  tỷ lệ với phần còn lại mà lực phanh  $F_p$  còn có thể tăng thêm:

$$\frac{dF_p}{dt} = k \cdot (F_{pmax} - F_p) \quad (4)$$



Hình 2: Sự tăng trưởng của lực phanh

Ý nghĩa của hệ số  $k$ : Khi lực phanh thay đổi càng nhanh,  $|dF_p/dt|$  càng lớn thì  $|k|$  càng lớn.

2.1.2. Các giả thiết xây dựng giải thuật và tham số của mô hình

- Giả thiết về động lực học và khối lượng:
  - Xe có khối lượng  $m$  biến thiên theo dải khảo sát từ 1450 kg đến 1690 kg.

- Sử dụng hệ số  $\delta_p = 1,08$  để kể đến ảnh hưởng của các khối lượng quay (như bánh xe, trục truyền động) đến gia tốc phanh.

• Giả thiết về quá trình phanh:

- Phanh trên đường thẳng và bằng phẳng;  
- Giả thiết xe đạt được gia tốc phanh ổn định bằng 0,8g [6].

- Trục lực hoạt động tốt ( $R_b = 4$ ), ngược lại mất trục lực ( $R_b = 1$ ).

- Không xét đến các ảnh hưởng dao động khi phanh.

- Hệ thống có độ trễ thời gian là  $t_c = 0,2$  giây trước khi lực phanh bắt đầu phát sinh.

• Hệ thống thủy lực và sự ma sát:

- Hệ số ma sát ( $\mu_{ms}$ ): Được giả thiết là hằng số và bằng 0,4 trong suốt quá trình phanh, không thay đổi theo nhiệt độ hay vận tốc.

• Giả thiết về nhiệt học:

- Giả thiết toàn bộ công năng phanh biến thành nhiệt năng;

- Hệ số hấp thụ nhiệt ( $\gamma$ ): nhiệt lượng sinh ra được hấp thụ bởi đĩa phanh và má phanh theo tỷ lệ được tính toán.

• Giả thiết kiểm nghiệm khi mất trục lực:

- Gia tốc phanh trung bình ổn định (MFDD) không được nhỏ hơn  $2,44 \text{ m/s}^2$  [7].

- Gia tốc chậm dần trung bình ổn định  $d_m$ :

$$d_m = \frac{v_b^2 - v_e^2}{25,92 \cdot (s_e - s_b)} \quad (5)$$

Trong đó:

$v_0$ - Vận tốc ban đầu của xe (km/h);  $v_b$ - Vận tốc xe tại mức  $0,8v_0$  (km/h);  $v_e$ - Vận tốc xe tại mức  $0,1v_0$  (km/h);  $s_b$ - Quãng đường đi được giữa  $v_0$  và  $v_b$  (m);  $s_e$ - Quãng đường đi được giữa  $v_0$  và  $v_e$  (m).

Bảng 1. Các tham số trong mô hình

| Tên hằng số  | Giá trị     | Đơn vị           |
|--------------|-------------|------------------|
| $v_0$        | 120/3.6     | m/s              |
| $v_{0\_kmh}$ | 80          | km/h             |
| $g$          | 9,81        | m/s <sup>2</sup> |
| $l_1$        | 1,112       | m                |
| $l_2$        | 1,588       | m                |
| $L$          | $l_1 + l_2$ | m                |
| $r_x$        | 0.325       | m                |
| $h_g$        | 0,5         | m                |
| $\delta_p$   | 1,08        | -                |

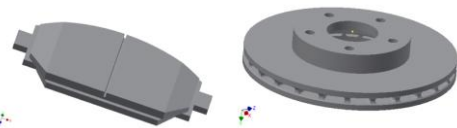
|                  |                        |                  |
|------------------|------------------------|------------------|
| $t_c$            | 0,2                    | s                |
| $k_{exp}$        | 12                     | -                |
| $\varphi$        | 0,8                    | -                |
| $i_p$            | 2,0                    | -                |
| $\mu_{ms}$       | 0,4                    | -                |
| $R_t$            | $114,5 \cdot 10^{-3}$  | m                |
| $R_s$            | $111,75 \cdot 10^{-3}$ | m                |
| $A_{xlt}$        | $2,29 \cdot 10^{-3}$   | m <sup>2</sup>   |
| $A_{xls}$        | $1,02 \cdot 10^{-3}$   | m <sup>2</sup>   |
| $A_{mc}$         | $4,9 \cdot 10^{-4}$    | m <sup>2</sup>   |
| $R_b$            | 4 hoặc 1               | -                |
| $A_f$            | 0,0392                 | m <sup>2</sup>   |
| $A_r$            | 0,0308                 | m <sup>2</sup>   |
| $\gamma_{q_R''}$ | 87,6                   | %                |
| $\gamma_{q_P''}$ | 12,4                   | %                |
| $j_{p\_fixed}$   | 0,8 * g                | m/s <sup>2</sup> |

Bảng 2. Dòng nhiệt trung bình (trước)

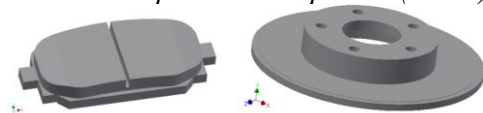
| m (kg) | $q_{Rf}'', \text{Nm/m}^2 \cdot \text{s}$ | $q_{Pr}'', \text{Nm/m}^2 \cdot \text{s}$ | $\frac{\gamma_{q_R''}}{\gamma_{q_P''}}$ |
|--------|------------------------------------------|------------------------------------------|-----------------------------------------|
| 1450   | 775175,7486                              | 109728,0740                              | 7,06                                    |
| 1510   | 807251,9865                              | 114268,5460                              | 7,06                                    |
| 1570   | 839328,2244                              | 118809,0181                              | 7,06                                    |
| 1630   | 871404,4622                              | 123349,4901                              | 7,06                                    |
| 1690   | 903480,7001                              | 127889,9621                              | 7,06                                    |

Bảng 3. Dòng nhiệt trung bình (sau)

| m (kg) | $q_{Rr}'', \text{Nm/m}^2 \cdot \text{s}$ | $q_{Pr}'', \text{Nm/m}^2 \cdot \text{s}$ | $\frac{\gamma_{q_R''}}{\gamma_{q_P''}}$ |
|--------|------------------------------------------|------------------------------------------|-----------------------------------------|
| 1450   | 353338,4155                              | 50015,9401                               | 7,06                                    |
| 1510   | 367959,3155                              | 52085,5652                               | 7,06                                    |
| 1570   | 382580,2154                              | 54155,1903                               | 7,06                                    |
| 1630   | 397201,1154                              | 56224,8154                               | 7,06                                    |
| 1690   | 411822,0153                              | 58294,4405                               | 7,06                                    |

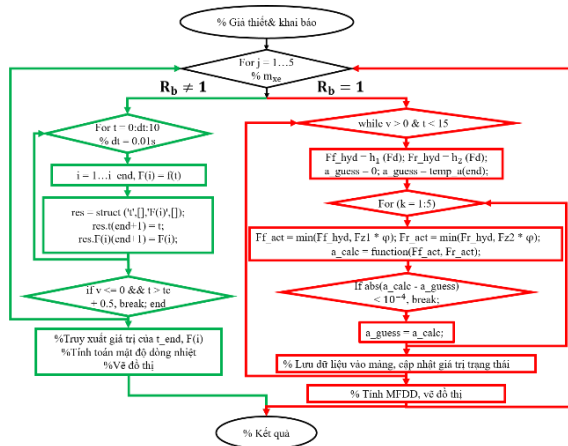


Hình 3: Má phanh / đĩa phanh (trước)



Hình 4: Má phanh / đĩa phanh (sau)

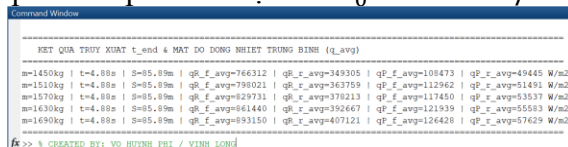
### 2.1.3. Thuật toán mô hình THLH



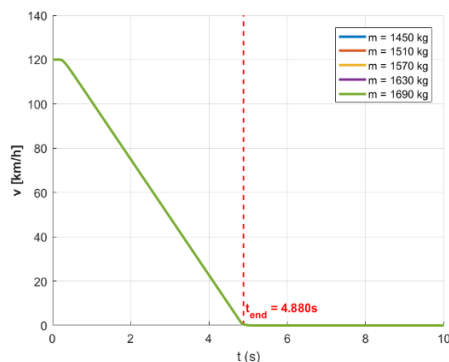
Hình 5: Lưu đồ giải thuật mô hình THLH

## 2.1.4. Kết quả

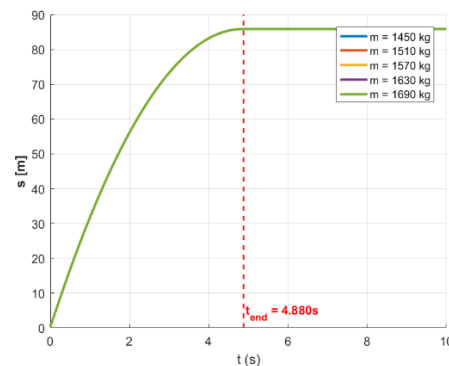
Ở nhánh đầu tiên của lưu đồ ( $R_b \neq 1$ ), thực hiện đánh giá trạng thái động lực học quá trình phanh ở vận tốc  $v_0 = 120 \text{ km/h}$ :



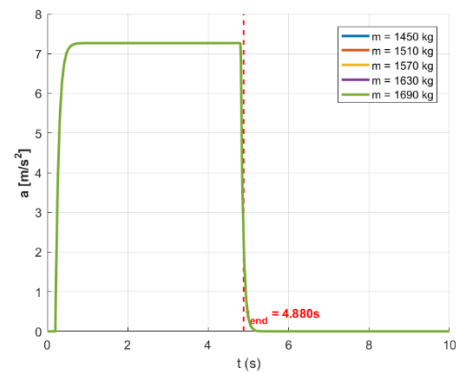
Hình 6: Thời gian dừng phanh và mật độ dòng nhiệt trung bình



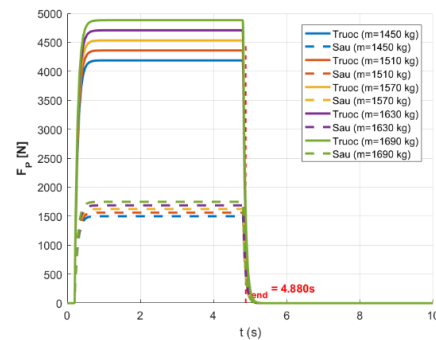
Hình 7: Vận tốc xe



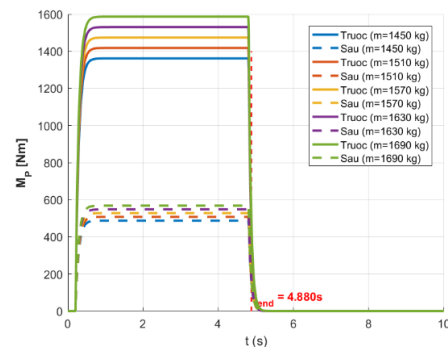
Hình 8: Quỹ đạo phanh



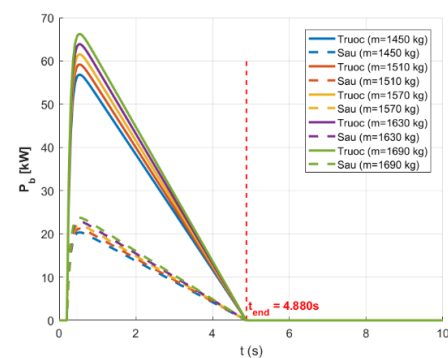
Hình 9: Gia tốc phanh



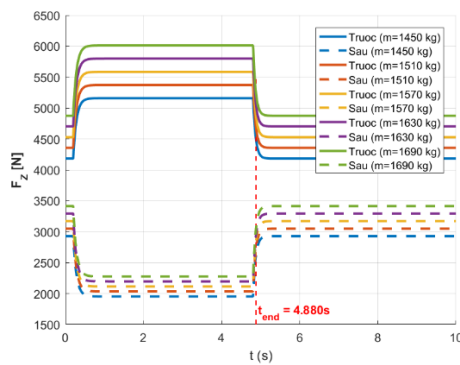
Hình 10: Lực phanh



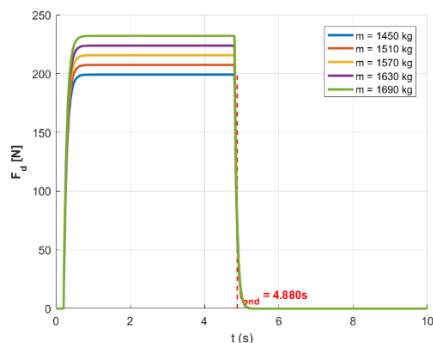
Hình 11: Mô-men phanh



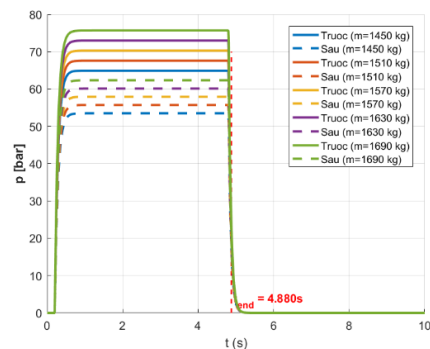
Hình 12: Công suất phanh



Hình 13: Tải thẳng đứng trên một bánh xe

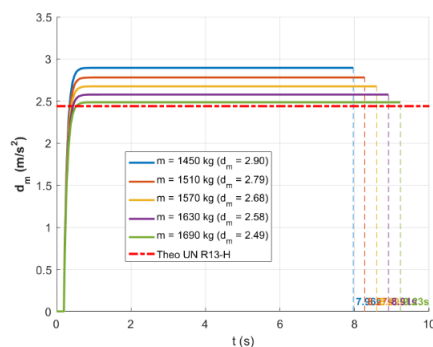


Hình 14: Lực đập phanh



Hình 15: Áp suất dầu phanh

Quá trình kiểm nghiệm được thực hiện trên một nhánh khác của lưu đồ giải thuật,  $v_0 = 80 \text{ km/h}$ :



Hình 16: Gia tốc phanh kiểm nghiệm

Command Window

| m_xe (kg) | MFDD (m/s^2) | S_phanh (m) | t_end (s) | Ket luan |
|-----------|--------------|-------------|-----------|----------|
| 1450      | 2.900        | 91.54       | 7.96      | DAT      |
| 1510      | 2.785        | 95.07       | 8.27      | DAT      |
| 1570      | 2.678        | 98.60       | 8.59      | DAT      |
| 1630      | 2.580        | 102.13      | 8.91      | DAT      |
| 1690      | 2.488        | 105.65      | 9.23      | DAT      |

>> %CREATED BY: VO HUYNH PHI / VINH LONG

Hình 17: Kết quả kiểm nghiệm

Gia tốc phanh trung bình ổn định ở tất cả trường hợp trong dải khối lượng khảo sát của xe đều cho ra giá trị lớn hơn  $2,44 \text{ m/s}^2$  và đạt quy định UN R13H;

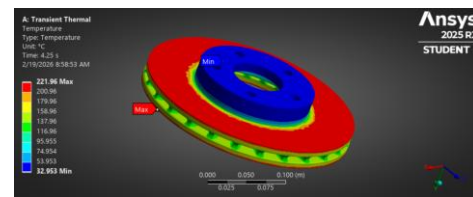
Quãng đường phanh tăng dần theo khối lượng xe trong dải khảo sát tăng;

Thời gian phanh tăng dần theo khối lượng xe trong dải khảo sát tăng;

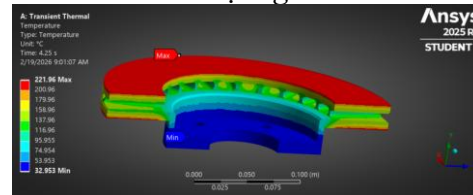
Không có trường hợp nào tăng hay giảm đột ngột.

2.1.5. Kết quả mô phỏng mô hình nhiệt độ đĩa phanh và má phanh ( $m = 1690 \text{ kg}$ )

- Đĩa phanh (trước):



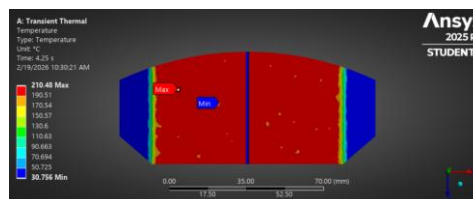
a- Mặt ngoài



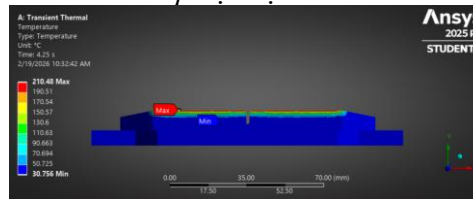
b- Mặt cắt

Hình 18: Đĩa thông gió

- Má phanh (trước):



a- Lốp vật liệu ma sát



c- Mặt đứng

Hình 19: Nhiệt độ tại má phanh trước



Các kết quả cho thấy nhiệt độ phát sinh trong trường hợp khắc nghiệt nhất ( $\approx 222^{\circ}\text{C}$ ), đây là ngưỡng nhiệt độ cho phép sự

ma sát bề mặt của má phanh và đĩa phanh nằm trong vùng ổn định [8].

### 3. KẾT LUẬN

Nghiên cứu đã thiết lập mô hình thuật toán kiểm nghiệm dựa trên mối liên hệ động lực học hệ thống phanh và động lực học phương tiện. Với điều kiện biên là trạng thái phanh tối ưu, mô hình cho phép xác định các thông số vận hành cũng như dự báo trạng thái làm việc của các thành phần trong hệ thống phanh cơ - thủy lực. Đây là công cụ hỗ trợ hữu ích trong việc tối ưu hóa thiết kế, an toàn trong việc đánh giá sơ bộ khả năng đáp ứng của các vật liệu má phanh mới về tính đáp ứng nhiệt độ hoạt động trong điều kiện phanh khẩn cấp ( $a = 0,8g$ ). Việc tối ưu hóa các đặc tính cơ học này còn tạo nền tảng ổn định cho các hệ thống điều khiển điện tử, giúp nâng cao độ chính xác và khả năng phản hồi của các thuật toán điều khiển phanh hiện đại.

Quy trình kiểm nghiệm được xây dựng theo hai hướng tương hỗ: xác lập thông số từ điều kiện tối ưu và thẩm định hiệu quả cơ cấu dựa trên tiêu chuẩn quốc tế UN R13-H. Sự kết hợp này thiết lập một chu trình tối ưu hóa lý thuyết, hội tụ về bộ thông số kết cấu và vận hành phù hợp, góp phần nâng cao độ bền cơ học và định hướng giảm thiểu chi phí trong giai đoạn phát triển sản phẩm.

### TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1]. Dương Tuấn Tùng, Huỳnh Phước Sơn, Hồ Dương Duy Anh, và Ngô Quang Thành, "Nghiên cứu mô phỏng hệ thống phanh tái sinh dựa trên chu trình lái xe thực tế," *Tạp chí Khoa học Giáo dục Kỹ thuật - Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật Thành phố Hồ Chí Minh*, ISSN: 1859-1272, số 76, tr. 76-85, tháng 4, 2023. DOI: 10.54644/jte.76.2023.1271.
- [2]. Ngô Quang Thành và Dương Tuấn Tùng, "Nghiên cứu tính toán mô phỏng hệ thống phanh tái sinh trên xe Plug-in Hybrid", *Tạp chí Khoa học Giáo dục Kỹ thuật*, tr. 1-11, 2025, ISSN: 1859-1272. DOI: 10.54644/jte.2025.1824.
- [3]. Zeina Ammar, Mahmoud Adly, Somia Yassin Hussain Abdalakrim, và Sherif Mehanny, "Incorporating date palm fibers for sustainable friction composites in vehicle brakes", *Scientific Reports*, tập 14, số 1, bài số 23204, năm 2024. DOI: 10.1038/s41598-024-73275-1.
- [4]. Nguyễn Thành Trường Giang (2022), *Nghiên cứu ảnh hưởng của các thông số đến hiệu quả phanh ô tô điện Tesla Model 3*, Luận văn Thạc sĩ Kỹ thuật cơ khí, Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật Vĩnh Long, Vĩnh Long.
- [5]. Phan Thảo My (2023), *Xây dựng mô hình mô phỏng nghiên cứu hiệu quả phanh của ô tô điện*, Luận văn Thạc sĩ Kỹ thuật cơ khí, Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật Vĩnh Long, Vĩnh Long.
- [6]. Bộ Giao thông vận tải (2015), *QCVN 09:2015/BGTVT: Quy chuẩn kỹ thuật quốc gia về chất lượng an toàn kỹ thuật và bảo vệ môi trường đối với xe ô tô*, Hà Nội.
- [7]. United Nations (2018), *UN Regulation No. 13-H: Uniform provisions concerning the approval of passenger cars with regard to braking*, Revision 4.
- [8]. A. A. Yevtushenko and P. Grzes, "Initial Selection of Disc Brake Pads Material based on the Temperature Mode," *Materials*, vol. 13, no. 4, p. 822, Feb. 2020, doi: 10.3390/ma13040822.
- [9]. PGS. TS. Cao Hùng Phi (2012), *Nhiệt kỹ thuật*, Nhà xuất bản Giáo dục Việt Nam, Hà Nội.
- [10]. TCVN 5658:1999 (1999), *Phương tiện giao thông đường bộ - Hệ thống phanh - Yêu cầu kỹ thuật*, Bộ Khoa học và Công nghệ.

- [11]. TCVN 9595-3:2013 (2013), *Độ không đảm bảo đo - Phần 3: Hướng dẫn trình bày độ không đảm bảo đo (GUM:1995)*, Bộ Khoa học và Công nghệ.
- [12]. Rudolf Limpert (1999), *Brake Design and Safety*, 2nd edition, Society of Automotive Engineers (SAE), Warrendale, PA, USA.
- [13]. Sivakumar Sarip (2011), *Lightweight friction brakes for a road vehicle with regenerative braking*, Ph.D. dissertation, School of Engineering, Design and Technology, University of Bradford, UK.
- [14]. Thomas D. Gillespie (1992), *Fundamentals of Vehicle Dynamics*, Society of Automotive Engineers (SAE), Warrendale, PA, USA.
- [15]. William C. Orthwein (2004), *Clutches and Brakes: Design and Selection*, 2nd edition, Marcel Dekker, Inc., New York, NY, USA.
- [16]. Jo Yung Wong (2008), *Theory of Ground Vehicles*, 4th edition, John Wiley & Sons, Hoboken, New Jersey, USA.