

DESIGNING A LOADED BRAKE TESTBED FOR VEHICLES USING THE DEPENDENT SUSPENSION SYSTEM

Vu Van Tan

University of Transport and Communications

ARTICLE INFO	ABSTRACT
<p>Received: 03/02/2021</p> <p>Revised: 01/5/2021</p> <p>Published: 11/5/2021</p>	<p>Currently, all vehicle registration centers are applying the procedure to check the quality of the brake system when vehicles are in unloaded mode. Although this procedure still guarantees a quality of the brake system according to the current standard TCN 224-2001, it still hides the risk of traffic accidents in terms of the loaded mode. This paper introduces the calculation and design of a loaded brake test platform for vehicles in order to minimize the difference in braking efficiency between testing on the test platform and on the road. The design principle is to use available facilities at vehicle registration centers and not change the layout of the lines. Two hydraulic cylinders that are linked to the axle via the belt will generate a maximum load of 150000 (N). Therefore, the design scheme can be met in assessing the braking efficiency at each axle for most of the commercial vehicles in circulation. The results of the paper are important theoretical backgrounds for the future study of loaded brake testbed.</p>
<p>KEYWORDS</p> <p>Brake test bed</p> <p>Trucks</p> <p>IW4-MAHA</p> <p>Braking performance</p> <p>Brake test</p>	

THIẾT KẾ BỘ THỬ PHANH CÓ CHẤT TẢI CHO Ô TÔ SỬ DỤNG HỆ THỐNG TREO PHỤ THUỘC

Vũ Văn Tấn

Trường Đại học Giao thông Vận tải

THÔNG TIN BÀI BÁO	TÓM TẮT
<p>Ngày nhận bài: 03/02/2021</p> <p>Ngày hoàn thiện: 01/5/2021</p> <p>Ngày đăng: 11/5/2021</p>	<p>Hiện nay, tất cả các trung tâm đăng kiểm xe cơ giới đang áp dụng quy trình kiểm tra chất lượng hệ thống phanh khi ô tô ở chế độ không tải. Mặc dù quy trình đánh giá này vẫn đảm bảo chất lượng hệ thống phanh ô tô theo tiêu chuẩn hiện hành TCN 224-2001, tuy nhiên nó vẫn tiềm ẩn nguy cơ tai nạn giao thông do sự sai khác về chế độ tải trọng khi ô tô chuyển động trên đường. Bài báo này giới thiệu về tính toán, thiết kế bộ thử phanh có chất tải cho ô tô nhằm hạn chế tối đa sự sai khác hiệu quả phanh giữa thử nghiệm trên bộ thử và trên đường. Nguyên tắc thiết kế là sử dụng cơ sở vật chất có sẵn tại các trung tâm đăng kiểm xe cơ giới và không thay đổi bố trí mặt bằng các dây truyền. Hai xy lanh thủy lực được liên kết với cầu xe ô tô thông qua dây đai sẽ tạo ra tải trọng tối đa 150000 (N) ở mỗi cầu. Do vậy phương án thiết kế có thể đáp ứng được trong việc đánh giá hiệu quả phanh tại mỗi cầu xe cho hầu hết các ô tô thương mại đang lưu hành. Kết quả của bài báo là cơ sở lý thuyết quan trọng trong việc nghiên cứu thử nghiệm bộ thử phanh có chất tải trong tương lai.</p>
<p>TỪ KHÓA</p> <p>Bộ thử phanh</p> <p>Ô tô tải</p> <p>IW4-MAHA</p> <p>Hiệu quả phanh</p> <p>Kiểm tra hệ thống phanh</p>	

DOI: <https://doi.org/10.34238/tnu-jst.3981>

Email: vvtan@utc.edu.vn

<http://jst.tnu.edu.vn>

64

Email: jst@tnu.edu.vn

1. Giới thiệu

Hiện nay, tất cả các trung tâm đăng kiểm xe cơ giới ở Việt Nam đang áp dụng chế độ đánh giá lực phanh khi ô tô không tải. Quy trình đánh giá này vẫn đảm bảo chất lượng hệ thống phanh ô tô theo tiêu chuẩn hiện hành TCN 224-2001 [1]. Tuy nhiên, kết quả thử nghiệm trên một mẫu ô tô tải [2] đã cho thấy rằng, mặc dù hệ thống phanh đảm bảo theo tiêu chuẩn nhưng khi tải trọng được chất lên ô tô thì có tiềm năng gây mất an toàn giao thông. Điều này là phù hợp với xu hướng ở các nước phát triển như Mỹ, Đức, Pháp, Nhật... trong việc đánh giá chất lượng hệ thống phanh nhằm giảm nguy cơ tai nạn giao thông liên quan đến hệ thống phanh [3].

Việc áp dụng và xây dựng các quy chuẩn về bộ thử phanh có chất tải đã được áp dụng trước tiên cho các ô tô tải trọng lớn như: đoàn xe sơ mi rơ moóc, xe tải nặng, xe khách hai tầng [4]. Do tải trọng lớn và có sự thay đổi liên tục nên những dạng ô tô này thường gây ra các vụ tai nạn do hệ thống phanh chưa đáp ứng được yêu cầu về lực phanh trong các tình huống khẩn cấp [5]. Ba phương án chất tải thường gặp nhất có thể kể đến là:

- Phương án 1: Chọn khối nặng có khối lượng phù hợp đặt lên thùng xe [6]. Do đặc điểm đa dạng hàng hóa và không gian bố trí của các trung tâm đăng kiểm, thì phương án này không hiệu quả. Do vậy chỉ phù hợp tại các trung tâm nghiên cứu, đánh giá hệ thống phanh và không nên áp dụng tại các trung tâm đăng kiểm hiện nay.

- Phương án 2: Dùng thiết bị chất tải chuyên dùng di động như hình 1 [7]. Trong thực tế, phương án này đã được áp dụng tại các trung tâm đăng kiểm chuyên dùng cho ô tô đầu kéo hoặc ô tô tải thùng hở. Ưu điểm của phương án này là có thể thay đổi tải trọng ô tô một cách đơn giản mà không làm thay đổi kết cấu cũng như bố trí của các trung tâm đăng kiểm xe cơ giới hiện nay. Tuy nhiên, nhược điểm của phương án này có thể kể đến là chỉ áp dụng cho một số ô tô đặc thù và làm cho bố trí không gian của dây truyền kiểm định trở nên chật hẹp. Điều này sẽ làm tăng thời gian kiểm định trên một đơn vị phương tiện. Do vậy phương án này ít được áp dụng trên toàn thế giới [8].



Hình 1. Thiết bị chất tải di động

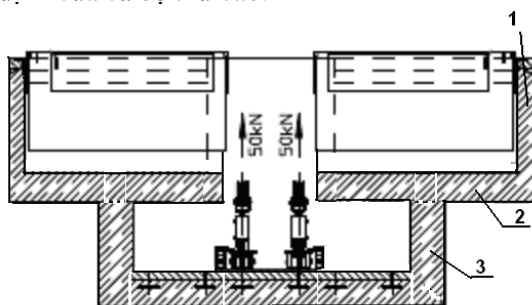


Hình 2. Bộ thử phanh chất tải trực tiếp lên cầu

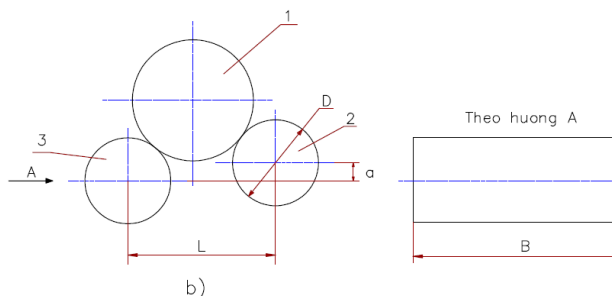
- Phương án 3: Chất tải từ dưới lên, tức là bộ thử đứng yên và dùng xy lanh thủy lực kéo cầu xe xuống. Đối với phương án này, tải trọng được chất trực tiếp lên cầu cần kiểm tra như hình 2. Cách tiếp cận này có ưu điểm là bố trí trung tâm đăng kiểm không thay đổi, tải trọng có thể thay đổi khi chất lên cầu xe cho nhiều loại ô tô sử dụng hệ thống treo phụ thuộc. Nhưng trong khi thiết kế dây truyền đăng kiểm phải bố trí kết cấu đảm bảo cứng vững để tạo ra dải tải trọng đủ lớn và an toàn [9].

Trong nghiên cứu này tác giả lựa chọn phương án 3 để thiết kế bộ thử phanh con lăn loại lực có chất tải với sơ đồ được thể hiện trong hình 3. Bộ thử được thiết kế gồm: Một móng bê tông chịu lực đỡ hai bên bộ thử và trên phần giữa móng bê tông chịu lực có bố trí hai cơ cấu chất tải là

hai xi lanh thủy lực. Phương án này có ưu điểm là đơn giản, giá thành lắp đặt rẻ và cho tính ổn định của cả bộ thử cao.



Hình 3. Phương án thiết kế bộ thử phanh có chất tải



Hình 4. Phương án bố trí con lăn lệch nhau
1- Bánh xe kiểm tra; 2- Con lăn sau; 3- Con lăn trước

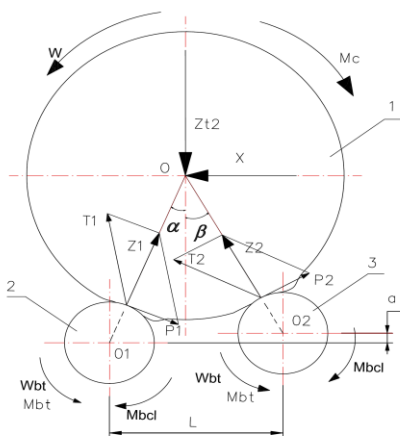
2. Tính toán lựa chọn bộ thử

2.1. Tính chọn cụm con lăn của bộ thử

Tải trọng tác dụng lên cụm con lăn của bộ thử gồm 02 thành phần: Phần tĩnh do tự trọng ô tô được phân bố lên cầu và phần chất tải bằng cơ cấu chất tải. Dựa vào các số liệu khảo sát về các chủng loại ô tô hiện đang hoạt động và kết quả khuyến cáo cho một số ô tô tải, ô tô khách, ô tô đầu kéo sơ mi rơ moóc [4], [9], tác giả chọn:

- Tải trọng thử tối đa lên một cầu của ô tô là 150000 (N).
- Tốc độ thử là 4,6 km/h tương đương với số vòng quay của con lăn là: 12,775 (rad/s).
- Hệ số bám giữa con lăn với lớp khi khô bằng 0,9, khi ướt bằng 0,8.
- Các con lăn đường kính bằng nhau và bố trí lệch nhau được thể hiện trong hình 4 với các thông số $D = 0,202$ (m), $L = 0,4$ (m), $a = 0,04$ (m), $B = 1,0$ (m). Kiểu bố trí này có ưu điểm là hạn chế được hiện tượng ô tô bị đẩy về phía sau khi thử phanh dừng.

Động cơ điện: Sơ đồ các lực tác dụng lên bánh xe, con lăn trên bộ thử thể hiện trên hình 5, trong đó: Z_{12} - tải trọng lớn nhất trên trên 1 bánh xe khi đã chất tải; φ - hệ số bám giữa bánh xe và con lăn; α , β - góc hợp bởi đường nối tâm bánh xe và hai con lăn với phương dọc.



Hình 5. Sơ đồ các lực tác dụng lên các con lăn và bánh xe ô tô khi thử phanh [10]
1- Bánh xe kiểm tra; 2- Con lăn trước; 3- Con lăn sau.

Phản lực giữa con lăn trước và sau với bánh xe được xác định lần lượt như sau:

$$Z_1 = \frac{Z_{12} \cdot (\sin\beta + \varphi)}{[\cos\alpha \cdot (\sin\beta + \varphi) + \cos\beta \cdot (\sin\alpha - \varphi)]} \quad (1)$$

$$Z_2 = \frac{Z_{t2} \cdot (\sin\alpha - \varphi)}{[\cos\alpha \cdot (\sin\beta + \varphi) + \cos\beta \cdot (\sin\alpha - \varphi)]} \quad (2)$$

$$\text{Mô men cản trên các con lăn trước và sau: } M_1 = Z_1 \cdot \varphi \cdot R_{cl}, \quad M_2 = Z_2 \cdot \varphi \cdot R_{cl} \quad (3)$$

Trong đó: R_{cl} - Bán kính con lăn.

Mô men cản tổng cộng trên hai con lăn được xác định:

$$M_{\Sigma} = M_1 + M_2 = \frac{Z_{t2}}{[\cos\alpha \cdot (\sin\beta + \varphi) + \cos\beta \cdot (\sin\alpha - \varphi)]} \cdot (\sin\alpha + \sin\beta) \quad (4)$$

$$\text{Công suất cản trên các con lăn: } N_{CL} = M_{\Sigma} \cdot \omega_{CL} \quad (5)$$

$$\text{Công suất cần thiết của động cơ điện: } N_{DC} = \frac{N_{CL}}{\eta_{\Sigma}} \quad (6)$$

Trong đó: $\eta_{\Sigma} = 0,816$ - Hiệu suất truyền từ động cơ đến các con lăn.

Từ (4), (5), (6) công suất cần thiết của động cơ điện:

$$N_{DC} = \frac{7500 \cdot 9,81}{[\cos 12^{\circ} 42' \cdot (\sin 24^{\circ} 12' + \varphi) + \cos 24^{\circ} 12' \cdot (\sin 12^{\circ} 42' - \varphi)]} \cdot (\sin 12^{\circ} 42' + \sin 24^{\circ} 12') \cdot \frac{12,775}{0,816}$$

$$= 10,54 \text{ (kW)}$$

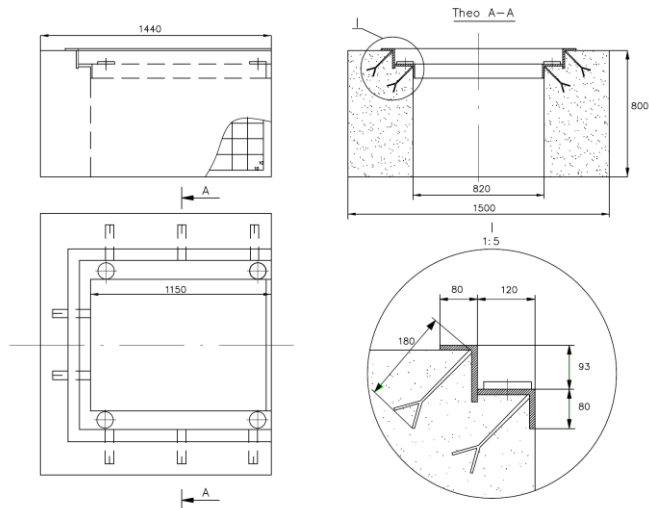
Do vậy, động cơ điện được lựa chọn có số hiệu 4A160S6Y3 với công suất 11,0 kW và vận tốc quay 970 vòng/phút [11]. Tỷ số truyền của dẫn động được xác định là: $i_{dd} = 7,9$.

2.2. Lựa chọn bộ thử phanh

Căn cứ các thông số cơ bản của động cơ điện, dẫn động và các trang bị hiện có ở các trung tâm đăng kiểm ở Việt Nam hiện nay, tác giả lựa chọn bộ thử phanh con lăn loại IW4 của hãng MAHA làm bộ thử có chất tải để kiểm định hệ thống phanh ô tô. Bộ thử IW4 là bộ thử con lăn loại lực gồm hai nửa độc lập nhau được thể hiện trên hình 6.



Hình 6. Bố trí bộ thử IW4



Hình 7. Khối bê tông gắn giá đỡ bộ thử

Bộ thử có các kích thước cơ bản sau: Kích thước giới hạn trên là 1150x1060 (mm), khoảng cách hai cảm biến trọng lượng là 965 (mm). Kích thước thùng dưới chứa động cơ điện và con lăn là 1150 (mm), rộng là 820 (mm), sâu là 57,5 (mm).

3. Thiết kế móng chịu lực đặt thiết bị

Bộ thử thiết kế được mô tả trong hình 3 gồm: một móng bê tông chịu lực đỡ hai bên bộ thử và trên phần giữa móng bê tông chịu lực có bố trí hai cơ cấu chất tải là hai xy lanh thủy lực. Móng chịu lực gồm 3 khối bê tông cốt thép chính đó là: Khối bê tông cốt thép chữ [để gá đặt giá đỡ của bộ thử phanh; tấm bê tông cốt thép hình chữ nhật làm đáy để đỡ khối bê tông và dầm bê tông cốt thép mặt cắt hình chữ nhật. Ba khối này được đúc bê tông thành một khối và có cốt thép thông suốt đảm bảo độ cứng vững và ổn định.

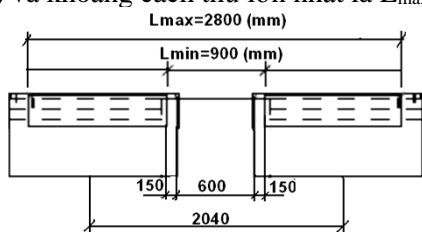
3.1. Thiết kế khối bê tông để gá đặt giá đỡ bộ thử

Khối bê tông này để lắp giá đỡ bộ thử có các kích thước trong hình 7, được xác định có cốt thép $\phi = 6(mm)$ và đan với kích thước 10x10.

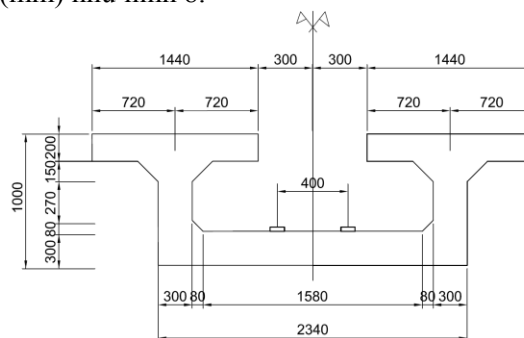
Chiều dài của hèm được gắn vào bê tông là 180 (mm). Chiều lên hai phương dọc và ngang, ta có chiều dài theo phương dọc và ngang là $180 \cdot \cos 45^\circ = 127,3$ (mm). Theo [12], để bảo đảm độ bền liên kết giữa hèm và bê tông, chọn chiều dày của khối bê tông là 30 (cm). Do đó kích thước bao của khối là: dài 1440 (mm), rộng 1500 (mm), cao 800 (mm), dày 300 (mm).

3.2. Thiết kế móng đỡ bộ thử

Khảo sát các loại ô tô mà bộ thử có thể đo được, có khoảng cách thử nhỏ nhất là $L_{\min} = 900$ (mm) và khoảng cách thử lớn nhất là $L_{\max} = 2800$ (mm) như hình 8.



Hình 8. Giới hạn khoảng cách thử



Hình 9. Kích thước của móng đỡ bộ thử

Do khoảng cách từ đầu con lăn đến giới hạn trong của bộ là 150 (mm) nên khoảng trong của hai bộ thử là 600 (mm). Vị trí điểm giữa của tâm hai tấm phẳng đỡ khối bê tông gá giá bộ thử là $L = 600 + (1440 + 1440)/2 = 2040$ (mm).

Việc thiết kế móng đặt bộ thử phải đảm bảo tận dụng cơ sở vật chất sẵn có của trung tâm đăng kiểm đó là hầm kiểm tra gầm ô tô. Qua đo đạc trực tiếp tại trung tâm đăng kiểm 29-07D, lấy hầm kiểm tra là cơ sở đặt bộ thử, hầm có chiều sâu là 1,5 (m), rộng là 0,75 (m). Do đó chiều cao của móng là: $1,5 + 0,3 - 0,8 = 1,0$ (m). Kích thước tổng thể của móng được thể hiện chi tiết trong hình 9.

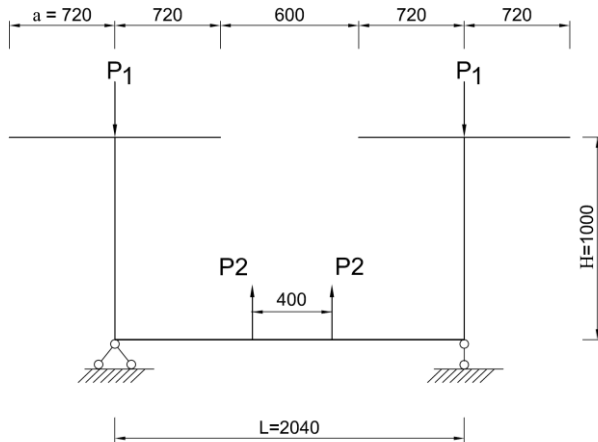
Tải trọng tác dụng lên móng gồm hai thành phần P_1, P_2 với vị trí đặt lực như hình 10, bao gồm: Lực tác dụng của bánh xe lên móng, giá trị lớn nhất là $P_1 = 75000$ (N); Lực tác dụng của cơ cấu chất tải, giá trị lớn nhất là $P_2 = 50000$ (N).

Để đảm bảo độ bền vững của kết cấu theo điều kiện uốn, xoắn, nén thì kết cấu của dầm thiết kế được đánh giá thông qua phần mềm CATIA, với kết cấu tổng thể như trong hình 11.

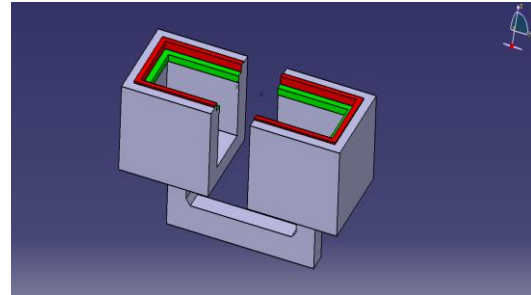
4. Thiết kế cơ cấu chất tải

4.1. Lựa chọn kết cấu của xy lanh

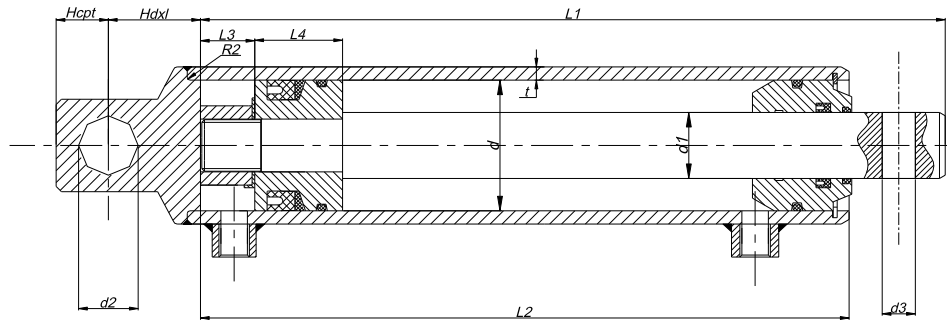
Căn cứ vào các thông số hình học và điều kiện làm việc của xy lanh lựa chọn kết cấu của xy lanh như hình 12.



Hình 10. Lực tác dụng lên móng



Hình 11. Tổng thể móng bê tông con lăn loại lực có chất tải



Hình 12. Kết cấu xy lanh

4.2. Xác định các thông số cơ bản của xy lanh

- Xác định đường kính trong xy lanh:

Khi làm việc, xy lanh tạo ra lực neo P, đường kính xy lanh phải thỏa mãn:

$$q \times \frac{(d^2 - d_1^2) \times \pi}{4} \geq KxP \quad (7)$$

Trong đó: P - tải trọng tác dụng lên cán piston, P = 50000(N); d - là đường kính trong của xy lanh thủy lực; d₁ - là đường kính của cán piston, chọn d/d₁ = 2; q - là áp suất dầu trung bình của hệ thống thủy lực, q = 1000 [N/cm²]; K - là hệ số dự trữ, K = 1,1.

Từ công thức (7) $q \times \frac{3}{4} d^2 \times \pi \geq K \times P \Rightarrow d \geq \sqrt{\frac{16 \times K \times P}{3 \times q \times \pi}} = \sqrt{\frac{16 \times 1,1 \times 50000}{3 \times 1000 \times \pi}} = 9,75 \text{ (cm)},$

do đó, đường kính trong của xy lanh được chọn là d = 100 (mm).

- Xác định chiều dày thành xy lanh:

Chiều dày thành xy lanh như sau: $t \geq \frac{q \cdot d}{[\sigma]} \quad (8)$

Trong đó: $[\sigma] = \frac{[\sigma_{ch}]}{n}$

Chọn vật liệu chế tạo xy lanh là thép hợp kim 25 Mn2 nên $[\sigma_{ch}] = 3600 \text{ Mpa}$; $n = 2$ - Hệ số dự trữ bền.

Từ công thức (8) $t \geq 6,9 \text{ (mm)}$, do đó chọn chiều dày thành xy lanh là $t = 8 \text{ (mm)}$.

- Xác định đường kính cán pít tông:

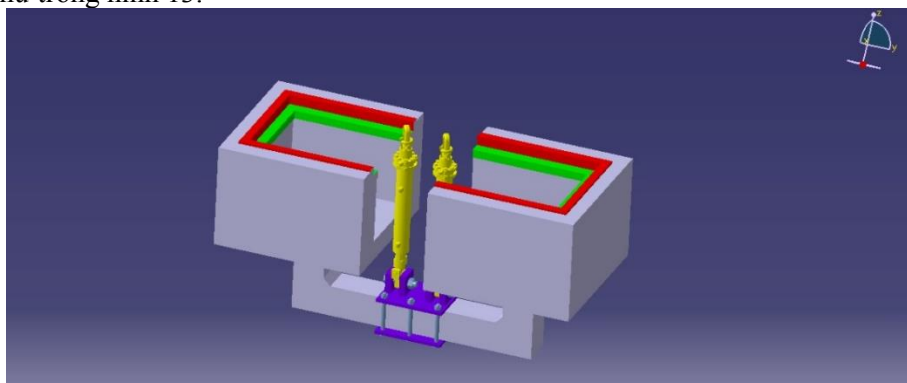
Đường kính cán pít tông d_1 được tính chọn theo tiêu chuẩn dựa vào tỷ số d/d_1 và kiểm tra bền. Chọn tỷ số d/d_1 theo tiêu chuẩn của Đức [9]: 50/28 - 63/36 - 80/45 - 100/56 - 125/70 - 160/90 - 200/110... Ở đây, đường kính được chọn là $d_1 = 56 \text{ (mm)}$.

Các kích thước khác lựa chọn theo kết cấu được thể hiện trên bảng 1.

Bảng 1. Kích thước của xy lanh thủy lực

STT	Kích thước	Ký hiệu	Giá trị	Đơn vị
1	Chiều dài xy lanh	L_1	500	mm
2	Độ cao đế xy lanh	H_{dxl}	110	mm
3	Chiều cao chốt quay xy lanh	H_{cpt}	40	mm
4	Chiều dài cán đáy pít tông	L_2	550	mm
5	Chiều cao piston	L_3	65	mm
6	Khoảng cách từ đáy piston khi ở vị trí thấp nhất tới đáy xy lanh	L_4	30	mm
7	Hành trình pít tông	S	300	mm

Mô tả không gian của bộ thử phanh có chất tải hoàn chỉnh được thể hiện thông qua phần mềm CATIA như trong hình 13.



Hình 13. Tổng thể bộ thử phanh có chất tải

5. Kết luận

Bài báo đề cập phương án thiết kế bộ thử phanh con lăn loại lực có chất tải nhằm nâng cao khả năng đánh giá chất lượng hệ thống phanh của ô tô sử dụng hệ thống treo phụ thuộc. Nguyên tắc thiết kế là dựa vào cơ sở vật chất, bố trí có sẵn của các trung tâm đăng kiểm xe cơ giới hiện nay bằng cách sử dụng bộ thử phanh IW4 của hãng MAHA. Tải trọng cho phép lớn nhất của bộ thử phanh là 150000 (N), điều này cho phép đánh giá hệ thống phanh trên mỗi cầu cho hầu hết các ô tô thương mại đang được lưu hành. Bài báo đã đưa ra được sơ đồ bố trí, các kết cấu của bộ thử phanh có chất tải. Kết quả của nghiên cứu này là hoàn toàn mới và chưa được áp dụng trong bất cứ trung tâm đăng kiểm nào ở Việt Nam. Do vậy, hướng phát triển tiếp theo là tiến hành các đánh giá thực nghiệm.

Lời cảm ơn

Tác giả bài báo xin gửi lời cảm ơn tới PGS.TS Nguyễn Văn Bang đã đồng hành trong quá trình nghiên cứu về bộ thử phanh có chất tải và các đồng nghiệp tại Trung tâm kiểm định xe cơ giới 29-07D.

TÀI LIỆU THAM KHẢO/ REFERENCES

- [1] Ministry of Transport, *Technical safety standards and environmental protection of road motor vehicles*, No. TCN 224-2001, 2001.
- [2] V. T. Vu, "Testing and evaluating efficiency of brake system on trucks," (in Vietnamese), *Journal of Water Resources and Environmental Engineering, Thuy Loi University*, vol. 71, pp. 86-92, 2020.
- [3] D. K. Vu, "Research on the loaded braking test system," (in Vietnamese), Master thesis in engineering, University of Transport and Communications, 2010.
- [4] CITA, *Recommendation of the International Automobile Registry*. Science and Technology Publishing House (in Vietnamese), 2007.
- [5] D. F. Moore, "Design of a prototype braking simulator," *Tribology International*, vol. 13, pp. 159-164, 1980.
- [6] G. Li, and C. Chen, "Design of the Wind Channel for the Test-Bed of Aerodynamic Brake," *Applied Mechanics and Materials*, vol. 275, pp. 584-589, 2013.
- [7] X. Zou, F. Wang, and G. Sun, "Software development for brake test-bed based on electrical inertia simulation," *International Conference on Remote Sensing, Environment and Transportation Engineering*, China, 2011.
- [8] Y. Hu, "The Research on Test-Bed Test System of Automobile Eddy Current Retarder," *International Conference on Future Electrical Power and Energy Systems*, China, 2012.
- [9] V. B. Nguyen, "Designing the loaded test platform for the vehicle brake system," (in Vietnamese), Scientific and technological research project at ministerial level, Ministry of Education and Training, 2009.
- [10] V. B. Nguyen, K. S. Do, and V. T. Vu, "The need to load up on the vehicle axles when checking the brake system," (in Vietnamese), *Journal of Transportation, Ministry of Transport*, vol. 8, pp. 44-45, 2010.
- [11] Q. C. Nguyen, *Fiber reinforced concrete and steel reinforced concrete*. Transportation Publishing House (in Vietnamese), 2008.
- [12] T. T. Leu, *Structural mechanics*. Science and Technology Publishing House (in Vietnamese), 2006.