

TỐI ƯU HÓA THIẾT KẾ KẾT CẤU Ô TÔ KHÁCH THỎA MÃN TÍNH AN TOÀN VA CHẠM TRỰC DIỆN STRUCTURAL DESIGN OPTIMIZATION FOR BUS TO SATISFY FRONTAL SAFETY

Nguyễn Thành Tâm

Trường Đại học Công nghiệp TP. Hồ Chí Minh

Ngày tòa soạn nhận bài 20/8/2015, ngày phản biện đánh giá 31/10/2015, ngày chấp nhận đăng 15/8/2016

TÓM TẮT

Dựa vào tiêu chuẩn ECE R94, ECE R66, tác giả đã xây dựng mô hình và mô phỏng phân tích tính năng an toàn kết cấu đầu ô tô khách xảy ra va chạm trực diện. Trên cơ sở mô hình phân tích phần tử hữu hạn, tiến hành thiết kế tối ưu kết cấu đầu ô tô khách. Sử dụng phương pháp thiết kế trực giao tiến hành thiết kế thực nghiệm mô phỏng phân tích kết cấu ô tô khách cho các biến lượng thiết kế độ dày kết cấu đầu ô tô khách, ứng dụng phần mềm SPSS tiến hành phân tích hồi quy kết quả mô phỏng và xây dựng hàm số hồi quy, dùng phần mềm MATLAB tiến hành tối ưu hóa các biến lượng thiết kế. Kết quả cho thấy, gia tốc va chạm và không gian an toàn được đảm bảo, trọng lượng kết cấu đầu xe khách sau khi tối ưu hóa giảm 7.9% so với kết cấu ban đầu.

Từ khóa: *va chạm trực diện; kết cấu ô tô khách; thiết kế thực nghiệm; phân tích mô phỏng; tối ưu hóa.*

ABSTRACT

Based on standards ECE R94, ECE R66, a finite element model of bus has been developed and simulated to analyse of the front structural safety of bus when frontal impact happens. An optimized design for bus structure was conducted in accordance with the FEM frontal impact analysis results. Orthogonal design method was used to set up the experimental scheme on the structure of bus body with different thickness of steel tube then. A series of simulation study on bus structure to satisfy frontal safety was conducted. By doing the regression analysis of the simulation results by SPSS software, regression functions were established and then the design variables were maintained by MATLAB software. The results showed that, the acceleration and driver living space to satisfy frontal safety condition, while the total weight of optimized bus structures was decreased by 7.9%.

Keywords: *frontal impact; bus structure; design of experiments; analysis simulation; optimization.*

1. LỜI NÓI ĐẦU

Hiện nay xe khách là một trong những phương tiện giao thông quan trọng trong hệ thống giao thông quốc gia, lưu lượng xe lưu hành trên đường ngày càng nhiều, dẫn đến vấn đề an toàn giao thông càng được chú trọng. Theo thống kê của Cục Cảnh sát Giao

thông đường bộ, đường sắt tính đến đầu tháng 01 năm 2014 cả nước có 65.294 phương tiện vận tải hành khách từ 29 chỗ trở lên, trong đó có 1.612 xe khách giường nằm. Trong năm 2013 số vụ tai nạn đường bộ xảy ra là 30.874 vụ, trong đó có đến 21% là do

người điều khiển ô tô gây ra và 9,7% liên quan đến ô tô chở khách [1]. Các vụ tai nạn diễn ra có thể là trực diện, bên hông, phía sau, hay lật nghiêng; quá trình va chạm diễn ra làm biến dạng cấu trúc xe, do đó làm thương vong hành khách bên trong. Do đó, thiết kế giảm trọng lượng xe, đồng thời đảm bảo an toàn nhằm giảm giá thành sản phẩm và tiết kiệm năng lượng vận chuyển trở thành điểm nóng nghiên cứu. Tác giả Tian Fang và Hailiang Wang sử dụng phương pháp phân tử hữu hạn phân tích các trạng thái tĩnh kết cấu thân xe khách, nhưng không nghiên cứu tối ưu hóa kết cấu [2-3]; tác giả Liu Jiang tối ưu hóa kết cấu ô tô khách trên cơ sở phân tích hình thái dao động kết cấu [4]. Tác giả Nguyễn Thành Tâm tiến hành nghiên cứu tính toán tối ưu hóa kết cấu ô tô khách ở trạng thái bền tĩnh, tuy nhiên tác giả chưa tối ưu kết cấu an toàn khi xe va chạm trực diện [5].

Nghiên cứu này ứng dụng kỹ thuật CAE để xây dựng mô hình nghiên cứu, mô phỏng tính an toàn của kết cấu đầu xe ô tô khách khi xảy ra va chạm trực diện theo tiêu chuẩn Châu Âu. Dựa trên kết quả mô phỏng, tiến hành thiết kế cải tiến kết cấu đầu ô tô khách nhằm đảm bảo độ bền; sau đó sử dụng phương pháp thiết kế trực giao tiến hành thiết kế thí nghiệm mô phỏng cho các biến lượng thiết kế, sử dụng phần mềm SPSS phân tích và xây dựng phương trình hồi quy, ứng dụng phần mềm MATLAB tiến hành thiết kế tối ưu hóa biến lượng thiết kế độ dày của kết cấu ô tô khách, đảm bảo tính an toàn kết cấu, thực hiện nhẹ hóa kết cấu ô tô khách.

2. XÂY DỰNG MÔ HÌNH PHÂN TÍCH TÍNH AN TOÀN XE KHÁCH VA CHẠM TRỰC DIỆN

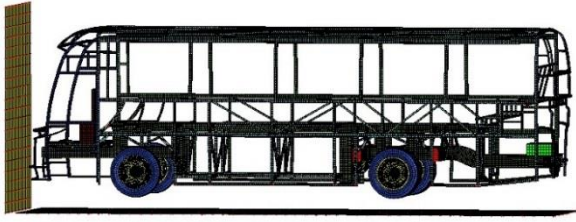
Dựa vào mô hình CAD 3D ô tô khách từ nhà sản xuất, sử dụng phần mềm HYPERWORKS trong môi trường LS –

DYNA tiến hành xây dựng mô hình phân tử hữu hạn phân tích ô tô khách. Để cho việc tính toán tin cậy và mô phỏng nhanh, kết cấu mô hình xe khách được chia lưới dạng vuông có kích cỡ 20 mm, sau khi chia lưới xong tiến hành kiểm tra chỉnh sửa chất lượng lưới nhằm giảm thiểu mất mát năng lượng, tăng độ chính xác trong quá trình tính toán mô phỏng. Các thanh kết cấu được liên kết với nhau bằng cùng tiếp điểm, nếu không liên kết được cùng tiếp điểm thì tiến hành hàn kết cấu. Sắt – xi với cầu xe được liên kết bằng phương thức CONSTRAINED EXTRA NODES OPTION. Các bộ phận có khối lượng như hành khách, ghế ngồi, hành lý, thùng nhiên liệu, ắc quy, hệ thống điều hòa không khí, cửa kính, động cơ... thì gán khối lượng cho mô hình. Sau khi chia lưới xong tiến hành chọn vật liệu, thiết lập thuộc tính vật liệu. Kết cấu khung xương sử dụng sắt Q235, kết cấu sắt – xi sử dụng sắt Q345, thuộc tính vật liệu như ở bảng 1 [5].

Bảng 1. Thuộc tính vật liệu

Tên	Môđun đàn hồi (GPa)	Hệ số Poisson	Khối lượng riêng (kg/mm ³)	Ứng suất giới hạn (MPa)
Q345	210	0,3	7,85.10 ⁻⁶	345
Q235	210	0,3	7,85.10 ⁻⁶	235

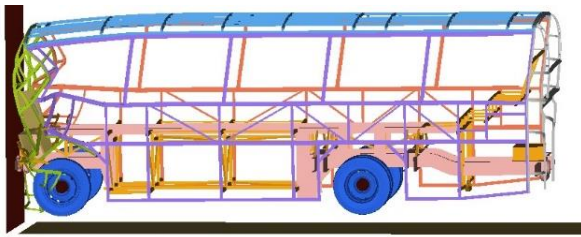
Mặt tường va chạm, mặt đất đặt xe sử dụng vật liệu cứng để mô phỏng. Tiếp xúc giữa các kết cấu trong xe sử dụng AUTOMATIC SINGER SURFACE để thiết lập; tiếp xúc giữa các kết cấu của xe với mặt đường, kết cấu xe với tường va chạm sử dụng AUTOMATIC SURFACE TO SURFACE để thiết lập, hệ số ma sát là 0.5. Gia tốc trọng trường là $g = 9.8m/s^2$, vận tốc mô phỏng va chạm trực diện là 50 km/giờ. Mô hình phân tử hữu hạn ô tô khách sau khi xây dựng như ở hình 1.



Hình 1. Mô hình phân tử hữu hạn kết cấu xe khách.

3. PHÂN TÍCH KẾT QUẢ MÔ PHỎNG AN TOÀN VA CHẠM TRỰC DIỆN

Dùng phần mềm LS-DYNA phân tích động thái kết cấu đầu xe khách trong quá trình va chạm trực diện, có thể thấy biến dạng kết cấu như ở hình 2. Hình 2 cho thấy, lúc 180 ms, kết cấu đầu xe biến dạng rất lớn, vượt quá không gian sống của tài xế.



Hình 2. Biến dạng kết cấu đầu xe lúc 180 ms

Từ kết quả mô phỏng cho thấy, độ cứng kết cấu đầu xe khá yếu, không đảm bảo được lực tác động va chạm trực diện, có thể là do thiết kế ban đầu hoặc sử dụng vật liệu cho kết cấu này không đảm bảo an toàn khi có va chạm. Do đó, cần thiết cải tiến kết cấu đầu xe thỏa mãn điều kiện va chạm trực diện.

4. CẢI TIẾN KẾT CẤU ĐẦU XE KHÁCH THỎA MÃN ĐIỀU KIỆN VA CHẠM TRỰC DIỆN

Do kết cấu thiết kế ban đầu quá yếu, dẫn đến không chịu được lực va chạm, làm cho kết cấu biến dạng nhiều, cụ thể kết cấu sắt – xi phần đầu xe trước và sau biến dạng được thể hiện ở hình 3.

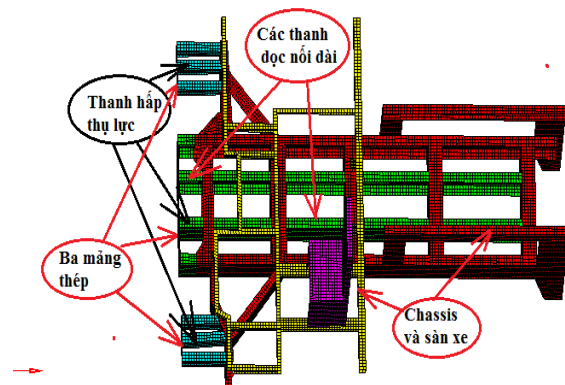


(a) Trước biến dạng (b) Sau biến dạng

Hình 3. Kết cấu sắt – xi phần đầu xe trước và sau biến dạng

Do đó, cần tiến hành gia cố kết cấu và mô phỏng kiểm nghiệm kết cấu đạt tiêu chuẩn an toàn va chạm trực diện, các kết cấu được gia cố cụ thể như ở hình 4, được thể hiện như sau.

Gia cố thêm các thanh dọc giữa liên kết với sắt – xi đầu xe, độ dày 7.0 mm; 02 thanh chéo, độ dày 10 mm. Tăng độ dày sắt – xi phần đầu xe từ 8.0 mm lên 11 mm, sàn đầu xe từ 4.0 mm lên 5.0 mm. Để tăng khả năng hấp thụ một phần năng lượng va chạm, thiết kế 6 thanh hấp thụ phía trước với độ dày 6.0 mm.



Hình 4. Cải tiến kết cấu đầu xe

Sau khi cải tiến tiến hành mô phỏng kiểm nghiệm, kết quả mô phỏng cho thấy, kết cấu đầu xe sau khi cải tiến thỏa mãn điều kiện an toàn va chạm trực diện, được thể hiện ở hình 5.



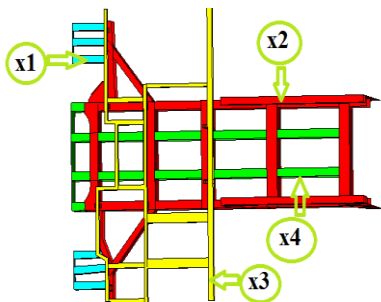
Hình 5. Kết cấu đầu xe sau cải tiến

Từ kết quả cải tiến như trên cho thấy, kết cấu biến dạng sau khi va chạm trực diện nằm trong giới hạn cho phép, đảm bảo an toàn cho tài xế. Tuy nhiên, việc cải tiến tăng độ dày theo cảm tính, không khoa học, dẫn đến tăng trọng lượng kết cấu, giảm khả năng hấp thụ năng lượng va chạm. Do đó, cần thực hiện phương pháp tối ưu để tối ưu hóa các thanh kết cấu đầu xe, nhằm giảm trọng lượng, tăng khả năng hấp thụ năng lượng va chạm, đồng thời thỏa mãn điều kiện bền.

5. TỐI ƯU HÓA KẾT CẤU ĐẦU XE

5.1 Chọn biến lượng tối ưu hóa

Dựa vào cách bố trí kết cấu các thanh dầm đầu xe, tiến hành phân chia các cụm thanh khung xương và sắt – xi đầu xe có ảnh hưởng nhất đến khả năng chịu lực và đập thành 4 biến lượng thiết kế từ x_1 đến x_4 , các biến cụ thể sau: Biến x_1 gồm 6 ống giảm chấn phía trước; biến x_2 gồm các thanh khung sắt – xi; biến x_3 gồm các thanh sàn đầu xe; biến x_4 gồm các thanh dọc giữa khung sắt – xi đầu xe; các biến được mô tả ở hình 6.



Hình 6. Các biến lượng thiết kế

Do 4 biến độ dày ảnh hưởng khá lớn tính năng an toàn và trọng lượng kết cấu xe, tất cả các biến độ dày này được xem xét từ

thực tế, cho nên chọn độ dày các biến x_1, x_3 nằm trong phạm vi 3.5 – 6.0 mm; độ dày các biến x_2, x_4 nằm trong phạm vi 7.0 – 12.0 mm

5.2 Mô phỏng thí nghiệm trực giao

Mục tiêu tối ưu hóa là làm cho tổng trọng lượng của các thanh tối ưu hóa nhỏ nhất, mô hình toán học của vấn đề tối ưu hóa cụ thể như sau:

Biến thiết kế:

$$y = (x_1, x_2, x_3, x_4)$$

$$\min F(y) = \sum_{j=1}^{n_e} M_j^e \quad (1)$$

S.t. $D \geq 600 \text{ mm}$; gia tốc a nhỏ nhất

$$3.5 \leq x_1, x_3 \leq 6.0$$

$$7.0 \leq x_2, x_4 \leq 12.0$$

Trong công thức (1), $F(y)$ là hàm số mục tiêu; n_e là toàn bộ cơ số kết cấu tối ưu hóa; M_j^e là trọng lượng các cụm thanh kết cấu tối ưu hóa thứ j . D là khoảng không gian an toàn tính từ trọng tâm ghế tài xế đến phía trước xe. a là gia tốc đặt tại trọng tâm xe.

Trong thí nghiệm mô phỏng này có tổng cộng 4 biến lượng, mỗi biến chọn 6 cấp độ, cấp độ của 4 biến được thể hiện ở bảng 2.

Do đó, bảng thiết kế thí nghiệm trực giao $L_6(6^4)$ được thiết lập [6], cần tiến hành tổng cộng 6 mô phỏng kiểm tra tính an toàn kết cấu ô tô khách va chạm trực diện.

Bảng 2. Cấp độ nhân tố

Nhân tố	x_1/mm	x_2/mm	x_3/mm	x_4/mm
Cấp 1	3.5	7	3.5	7
Cấp 2	4	8	4	8
Cấp 3	4.5	9	4.5	9
Cấp 4	5	10	5	10
Cấp 5	5.5	11	5.5	11
Cấp 6	6	12	6	12

Bảng 3. Giá trị các biến thiết kế thí nghiệm trực giao

STT	x ₁ /mm	x ₂ /mm	x ₃ /mm	x ₄ /mm
1	3.5	8	4.5	12
2	4	10	6	11
3	4.5	12	4	10
4	5	7	5.5	9
5	5.5	9	3.5	8
6	6	11	5	7

Bảng 4. Giá trị mục tiêu và điều kiện sau khi mô phỏng thí nghiệm

STT	D /mm	a /mm/ms ²	M /kg
1	657.731	10.0676	582.62
2	872.517	10.6742	679.064
3	986.198	12.269	730.607
4	282.36	8.02	518.93
5	696.404	10.76	570.47
6	839.74	9.92	666.92

5.3 Phân tích tối ưu hồi quy

Sử dụng phương pháp phân tích hồi quy tiến hành phân kết quả thí nghiệm trực giao. Hồi quy mặt phản ứng bậc 2 với đối số s theo hình thức sau:

$$y = a_0 + \sum_{i=1}^s a_i x_i + \sum_{i=1}^s a_{ii} x_i^2 + \sum_{i < j} a_{ij} x_i x_j \quad (2)$$

$$i = 1, 2, \dots, j$$

Trong công thức (2), y là hàm số hồi quy mặt phản ứng bậc 2; a₀, a_i, a_{ii}, a_{ij} là các hệ số hồi quy; x₁, x₂... x_j là các tham số thiết kế.

Bảng 5. Giá trị trọng lượng, gia tốc, khoảng không gian an toàn sau tối ưu hóa

	x ₁	x ₂	x ₃	x ₄	D /mm	a /mm/ms ²	M /kg
Giá trị tính toán tối ưu	4.7	9.1	5.8	9.2	755.347	8.03	621.504
Giá trị phỏng lại	4.5	9.0	6.0	9.0	716.473	7.03	623.96

Do độ dày của thép trên thị trường nói chung là 4.0, 4.5, 5.0, 5.5, 6.0, 6.5, 7.0, 7.5, 8.0, 8.5, 9.0, 9.5,...; vì vậy độ dày kết cấu xe

Do số lần mô phỏng thí nghiệm của nghiên cứu này là 6, số biến thiết kế là 4, không thỏa mãn được điều kiện bắt buộc tham số hồi quy. Do đó, nghiên cứu này sử dụng phần mềm SPSS, đồng thời căn cứ vào các giá trị thí nghiệm ở bảng 3 và bảng 4 của 6 lần thí nghiệm, sử dụng mô hình hồi quy mặt phản ứng bậc 2 tiến hành hồi quy các thông số tối ưu hóa tổng trọng lượng và thông số điều kiện, thu được hàm số mục tiêu M, gia tốc và điều kiện. Hàm số hồi quy cụ thể như sau (3)(4)(5):

$$M = 48.385 + 44.018x_2 + 10.838x_4 + 1.351x_1x_3 + 0.675x_3x_4 \quad (3)$$

$$D = -163.4 + 126.128x_2 + 191.207x_4 - 50.563x_1x_3 - 42.153x_1x_4 + 22.731x_3x_4 \quad (4)$$

$$a = 3.17 + 0.59x_2 - 0.949x_4 - 0.336x_1x_3 + 0.28x_1x_4 + 0.099x_3x_4 \quad (5)$$

Sử dụng hệ số R tiến hành đánh giá độ tin cậy của phương trình hồi quy, độ tin cậy của phương trình M, D, a lần lượt là 1, 1, 1. Do đó, có thể cho rằng các phương trình hồi quy mặt phản ứng bậc 2 thỏa mãn yêu cầu chính xác.

Sử dụng giải thuật di truyền trong phần mềm MATLAB tiến hành tối ưu hóa các biến thiết kế trong hàm số mục tiêu và hàm số điều kiện, thu được các giá trị biến độ dày kết cấu, khối lượng và gia tốc của vật liệu, được thể hiện ở bảng 5 sau.

dựa vào thực tế mà chọn. Do đó, nghiên cứu này chọn giá trị độ dày kết cấu xe phù hợp để mô phỏng phân tích lại tính an toàn kết cấu

sau khi tối ưu hóa; giá trị các biến độ dày, khối lượng, gia tốc, khoảng không gian an toàn được thể hiện ở bảng 6.

Ở bảng 6 cho thấy, độ dày các thanh kết cấu được tính toán phù hợp sau khi tối ưu hóa. Do đó, gia tốc va chạm giảm, khoảng không gian an toàn tài xế được đảm bảo, thỏa mãn điều kiện an toàn kết cấu; đặc biệt hơn, tổng trọng lượng của xe giảm 7.9%, thỏa mãn yêu cầu tối ưu hóa.

Bảng 6. Giá trị trước và sau tối ưu hóa

STT	Giá trị	Trước tối ưu	Sau tối ưu
1	x_1 /mm	6.0	4.5
2	x_2 /mm	11.0	9.0
3	x_3 /mm	5.0	6.0
4	x_4 /mm	7.0	9.0
5	D /mm	716.08	716.47
6	a /mm/ms ²	8.12	7.03
7	M (kg)	677.31	623.96

6. KẾT LUẬN

Thực hiện tăng độ dày các kết cấu đầu xe có thể tăng độ cứng, đảm bảo an toàn. Tuy nhiên sử dụng tăng giảm độ dày các kết cấu không khoa học làm tăng trọng lượng, hoặc giảm tính năng hấp thụ năng lượng va chạm của kết cấu, dẫn tới giảm tính năng an toàn cho hành khách. Nghiên cứu này dựa trên phương pháp thí nghiệm mô phỏng, phân tích hồi quy và tính toán tối ưu hóa thông qua giải thuật di truyền đã đem lại kết quả đáng tin cậy, độ dày kết cấu đầu ô tô khách được tính toán ngẫu nhiên và khoa học. Kết quả mô phỏng kiểm nghiệm cho thấy, tính năng an toàn được nâng cao, đồng thời trọng lượng kết cấu đầu xe sau khi tối ưu hóa giảm 7.9% so với trước lúc tối ưu hóa.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] Nguyễn Thiêm, 2014, *Án họa từ xe khách giường nằm*, <http://antg.cand.com.vn/Kinh-te-Van-hoa-The-Thao/An-hoa-tu-xe-khach-giuong-nam-307535/>
- [2] Tian Fang, Wang Tao, Shi Qin. *Finite Element Analysis for Monocoque Bus/Coach Body Structure*. Bus & Coach Technology and Research. No 1: 17-19, 2012.
- [3] Hailiang Wang, Xianlong Jin and Zhongqin Lin. *FEM Static and Dynamic Analysis of the Body Structure of SK6120 Low Floor City Bus*. SAE Technical. 2002-01-0813.
- [4] Liu Jiang, Gui Liangjin, Wang Qingchun & Fan Zijie. *Multi-objective Optimization on the Body Structure of Integral Bus*. Automotive Engineering. 30 (2), 170-173, 2008.
- [5] Nguyễn Thành Tâm, *Thiết kế tối ưu hóa kết cấu khung xương và sát – xi ô tô khách*. Khoa học Giáo dục Kỹ thuật, 31(2015): 29-35.
- [6] Liu Wen Qing. *Design of Experiments*. Tsinghua University. 2008.

Tác giả chịu trách nhiệm bài viết

TS. Nguyễn Thành Tâm

Trường Đại học Công nghiệp TP.HCM

Email: thanhtam1501@yahoo.com