

THIẾT KẾ TỐI ƯU KẾT CẤU KHUNG XƯƠNG VÀ SÁT-XI Ô TÔ KHÁCH

OPTIMAL DESIGN FOR BODY AND CHASSIS STRUCTURE OF BUS

Nguyễn Thành Tâm

Trường Đại học Công nghiệp TP.HCM

Ngày tòa soạn nhận bài 24/10/2014, ngày phản biện đánh giá 11/11/2014, ngày chấp nhận đăng 28/11/2014

TÓM TẮT

Nghiên cứu thiết kế giảm trọng lượng và tăng độ cứng kết cấu là khâu quan trọng của quá trình thiết kế ô tô. Trên cơ sở mô hình phân tích phần tử hữu hạn trạng thái tĩnh kết cấu, tiến hành thiết kế tối ưu kết cấu khung xương và sát-xi ô tô khách. Sử dụng phương pháp thiết kế trực giao tiến hành thiết kế thực nghiệm mô phỏng phân tích trạng thái tĩnh kết cấu ô tô khách cho các biến lượng thiết kế độ dày kết cấu khung xương và sát-xi, 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, ứng suất và biến dạng kết cấu thỏa mãn được yêu cầu điều kiện bền, trọng lượng kết cấu khung xương và sát-xi sau khi tối ưu hóa giảm 11.4% so với kết cấu ban đầu, thực hiện được nhẹ hóa trọng lượng ô tô khách.

Từ khóa: kết cấu ô tô khách, thiết kế thực nghiệm, phân tích mô phỏng, tối ưu hóa

ABSTRACT

It is important to consider the performances of lightweight and stiffness when designing a bus frame. Base on the FEM static analysis conduct design optimization for bus structure. Orthogonal design method was used to set the experimental scheme on the structure of bus body with different thicknesses of steel tube, simultaneously a series of simulation study on bus structure static analysis was conducted. Based on the regression analysis of the simulation results, the regression functions were established by SPSS software, the design variables were optimized by MATLAB software. The results showed that, the stress and deformation of structure satisfy the conditions required lightweight and stiffness, the total weight of optimized bus structures was decreased by 11.4% and realized the lightweight design of bus body.

Keywords: bus structure, design of experiments, analysis simulation, optimization

I. LỜI NÓI ĐẦU

An toàn, tiết kiệm và bảo vệ môi trường là vấn đề nghiên cứu phát triển ngành công nghiệp ô tô ngày nay; thiết kế tính an toàn và giảm trọng lượng ô tô là hai phương diện quan trọng trong nghiên cứu thiết kế ô tô. Đặc điểm ô tô khách là vận chuyển được nhiều hành khách, giá thành vận chuyển giảm, trở thành công cụ vận chuyển hành khách quan trọng giữa thành phố và liên tỉnh. 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 phần tử hữu

hạn phân tích các trạng thái tĩnh kết cấu thân xe khách, nhưng không nghiên cứu tối ưu hóa kết cấu [1-2]; tác giả Liu Jiang tối ưu hóa kết cấu ô tô khách trên cơ sở phân tích hình thái dao động kết cấu [3]. Tác giả Trần Hữu Nhân tiến hành nghiên cứu tính toán tối ưu hóa kết cấu thân xe buýt, tuy nhiên tác giả không nêu ra độ tin cậy hàm mục tiêu và hàm điều kiện, do đó chưa thể hiện được độ tin cậy trong quá trình tối ưu hóa [4]. Nghiên cứu này 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.

II. MÔ HÌNH PHÂN TÍCH PHẦN TỬ HỮU HẠN KẾT CẤU XE

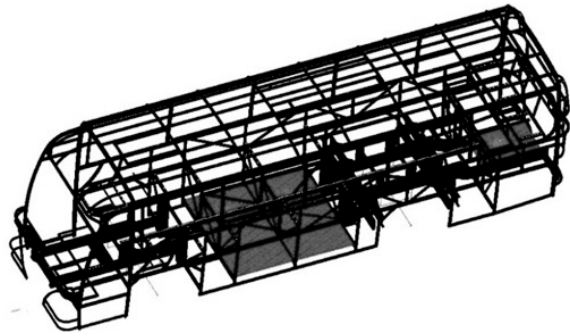
1. Xây dựng mô hình phân tích phần tử hữu hạn

Dựa vào mô hình CAD ô tô khách, sử dụng phần mềm HYPERWORKS trong môi trường ANSYS tiến hành xây dựng mô hình phần tử hữu hạn phân tích trạng thái tĩnh ô tô khách. Kết cấu thân xe là khung xương chịu lực, khá phức tạp, do đó cần tiến hành mô hình hoá toàn bộ phần tử các thanh dầm trong quá trình tính toán mô phỏng. Trong quá trình xây dựng mô hình phân tích phần tử hữu hạn, sử dụng loại phần tử thích hợp cho mỗi bài toán là rất quan trọng, nó quyết định đến kết quả tính toán mô phỏng có gần đúng so với mô hình thực tế hay không. Do đó, các kết cấu thanh dầm sử dụng phần tử SHELL63 để xây dựng phần tử hữu hạn, kích cỡ lưới 10mm; 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, vv thì dùng phần tử MASS21 để xây dựng; các vị trí nối giữa các thanh, xây dựng mỗi liên kết cùng tiếp điểm, ngoài ra sử dụng phần tử BEAM188 để hàn các phần tử. Gia tốc trọng trường là $g = 9.8m/s^2$. 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 của vật liệu

Tên	Khối lượng riêng (kg/m ³)	Mô đun đàn hồi (Mpa)	Hệ số Poisson	Ứng suất chảy (Mpa)
Q235	7850	206	0.3	235
Q345	7850	210	0.3	345

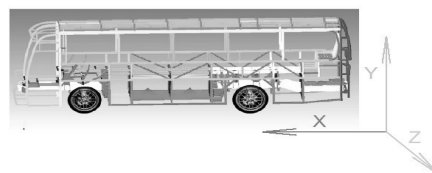
Mô hình phần tử hữu hạn ô tô khách sau khi xây dựng như ở hình 1.



Hình 1: Mô hình phần tử hữu hạn kết cấu thân xe khách

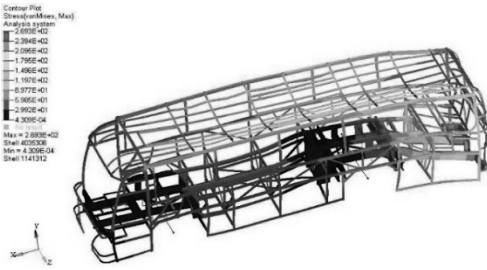
2. Phân tích trạng thái tĩnh kết cấu khung xương và sắt-xi

Phân tích trạng thái tĩnh kết cấu khung xương và sắt-xi ô tô khách nhằm nghiên cứu độ bền kết cấu khi xe hoạt động mọi điều kiện trên đường. Do đó, nghiên cứu này khảo sát 4 quá trình làm việc của xe như xe chuyển động thẳng đều (quá trình uốn), xe chạy trên đường có ổ gà (quá trình xoắn), xe phanh gấp (quá trình phanh), xe chạy vào đường cong (quá trình quay vòng). Hướng chuyển động của xe được mô tả ở hình 2, các quá trình được khảo sát như ở mục (1), (2), (3), (4).



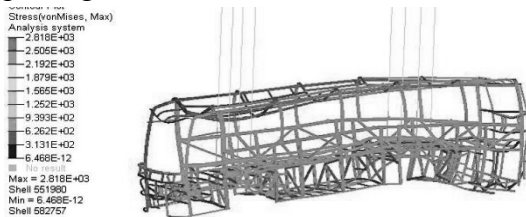
Hình 2: Hướng chuyển động của xe

(1) **Quá trình uốn (chuyển động đều trên đường):** Xe khách đặt tại mặt bằng ngang ở trạng thái đầy tải, mô phỏng tình hình chịu tải của kết cấu thân xe khi xe chuyển động thẳng đều. Tại vị trí đặt các bánh xe ở cầu xe ràng buộc các bậc tự do theo các phương Y và Z, dưới tác dụng của gia tốc trọng trường theo phương Y, kết cấu xe bị biến dạng. Kết quả mô phỏng cho thấy như hình 3 cho thấy, ứng suất lớn nhất 673 Mpa, tập trung ở đuôi xe.



Hình 3: Kết quả mô phỏng quá trình uốn

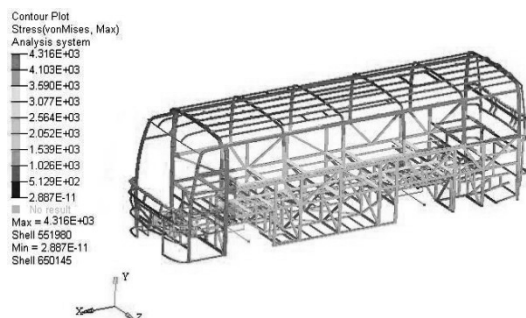
(2) **Quá trình xoắn:** Tại vị trí đặt các bánh xe ở cầu xe ràng buộc 6 bậc tự do ở 3 bánh xe bất kỳ, còn một vị trí của bánh xe còn lại không bị ràng buộc theo bất cứ phương nào, dưới tác dụng gia tốc trọng trường theo phương Y, kết cấu xe bị biến dạng. Kết quả mô phỏng như hình 4 cho thấy, ứng suất lớn nhất là 366Mpa, tập trung ở đầu và trần xe.



Hình 4: Kết quả mô phỏng quá trình xoắn

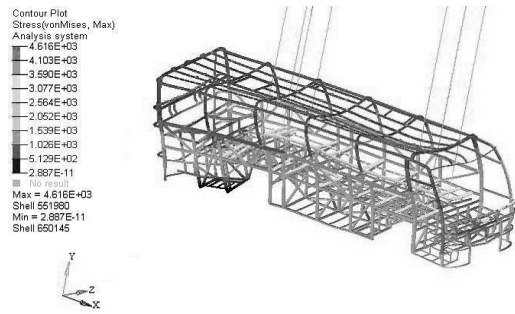
(3) **Quá trình phanh:** Tại vị trí đặt các bánh xe ở cầu xe ràng buộc các bậc tự do theo các phương X và Y, đồng thời đặt thêm điều kiện biên gia tốc khi phanh lên toàn bộ xe theo phương X là 0.7g, dưới tác dụng của gia tốc trọng trường theo phương Y và gia tốc phanh, kết cấu xe bị biến dạng. Kết quả mô phỏng như hình 5 cho thấy, ứng suất lớn nhất là 432 Mpa, tập trung ở đầu và trần xe.

(4)



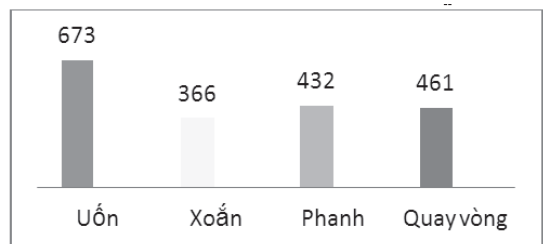
Hình 5: Kết quả mô phỏng quá trình phanh

(5) **Quá trình quay vòng:** Tại vị trí đặt các bánh xe ở cầu xe ràng buộc các bậc tự do theo các phương Y và Z, đồng thời đặt thêm điều kiện biên gia tốc quán tính quay vòng lên toàn bộ xe theo phương Z là 0.4g, dưới tác dụng của gia tốc trọng trường theo phương Y và gia tốc quán tính quay vòng, kết cấu xe bị biến dạng. Kết quả mô phỏng như hình 6 cho thấy, ứng suất lớn nhất là 461Mpa, tập trung ở phần khung xương trên của xe.



Hình 6: Kết quả mô phỏng quá trình quay vòng

Kết quả tính toán mô phỏng cho thấy, ứng suất lớn nhất tập trung ở các mối nối liên kết giữa các thanh, các giá trị ứng suất lớn nhất ở 4 quá trình uốn, xoắn, phanh, quay vòng được thể hiện biểu đồ so sánh như ở hình 7.



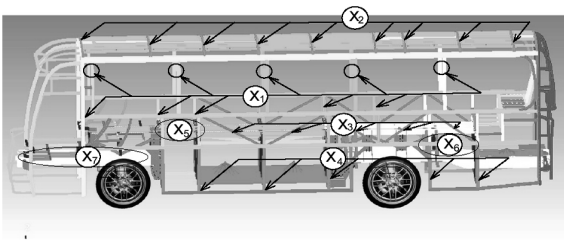
Hình 7: Biểu đồ so sánh ứng suất của 4 quá trình

Từ kết quả mô phỏng của 4 quá trình uốn, xoắn, phanh, quay vòng cho thấy, tất cả ứng suất lớn nhất của từng quá trình đều vượt quá ngưỡng ứng suất cho phép trong đó quá trình uốn có ứng suất lớn nhất (=673 Mpa), dẫn đến kết cấu xe sẽ bị phá hủy trong quá trình hoạt động, do đó cần nghiên cứu thiết kế tối ưu hóa kết cấu khung xương và sát-xi. Do ứng suất quá trình uốn là lớn nhất, cho nên cần nghiên cứu thiết kế tối ưu hóa kết cấu khung xương

và sít-xi ở quá trình uốn, nhằm tìm ra mô hình tối ưu đảm bảo an toàn và nhẹ hóa được trọng lượng của xe.

III. CHỌN BIẾN LƯỢNG TỐI ƯU HÓA

Dựa vào cách bố trí kết cấu các thanh dầm của xe, tiến hành phân chia các cụm thanh khung xương và sít-xi có ảnh hưởng nhất đến khả năng chịu tải của xe thành 7 biến lượng thiết kế từ x_1 đến x_7 , các biến cụ thể sau: Biến x_1 gồm 8 thanh trụ kính hông trái phải, 6 thanh đứng gia cố của khung xương hông trái phải; biến x_2 gồm 10 thanh đà ngang trần xe; biến x_3 gồm 7 thanh xiên bên hông trái phải, 7 trụ đứng khoang hành lý trái phải; biến x_4 gồm 24 thanh xiên gia cố ở dưới sàn xe; biến x_5 gồm 2 thanh dọc lớn ở giữa khung xương sít-xi; biến x_6 gồm 28 thanh đứng bên trong khung xương sít-xi; biến x_7 gồm 2 thanh sít-xi chính phía trước cầu xe, 2 thanh sít-xi chính phía sau cầu xe. Các biến được thể hiện ở hình 8.



Hình 8: Các biến tối ưu hóa của mô hình

Do 7 biến độ dày ảnh hưởng khá lớn đến độ bền 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_2, x_3 nằm trong phạm

vi 1.5 – 4.5 mm; độ dày các biến x_4, x_5 nằm trong phạm vi 5.0 – 8.0 mm; độ dày biến x_6, x_7 nằm trong phạm vi 9.0 – 12.0 mm.

IV. 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:

$$y = (x_1, x_2, x_3, x_4, x_5, x_6, x_7)$$

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

$$s. t. \quad \sigma_1 \leq 345 \text{ Mpa}; \quad \sigma_2 \leq 235 \text{ Mpa}$$

$$1.5 \leq x_1, x_2, x_3 \leq 4.5$$

$$5.0 \leq x_4, x_5 \leq 8.0$$

$$9.0 \leq x_6, x_7 \leq 12.0$$

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 ; σ_1 là ứng suất sít-xi; σ_2 là ứng suất khung xương.

Trong thí nghiệm mô phỏng này có tổng cộng 7 biến lượng, mỗi biến chọn 4 cấp độ, cấp độ của 7 biến được thể hiện ở bảng 2.

Do đó, bảng thiết kế thí nghiệm trực giao được thiết lập [6], cần tiến hành tổng cộng 16 mô phỏng kiểm tra bền kết cấu ô tô khách.

Bảng 2: Cấp độ nhân tố

Nhân tố	x_1 /mm	x_2 /mm	x_3 /mm	x_4 /mm	x_5 /mm	x_6 /mm	x_7 /mm
Cấp 1	1.5	1.5	1.5	5	5	9	9
Cấp 2	2.5	2.5	2.5	6	6	10	10
Cấp 3	3.5	3.5	3.5	7	7	11	11
Cấp 4	4.5	4.5	4.5	8	8	12	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	x_5 /mm	x_6 /mm	x_7 /mm
1	1.5	2.5	3.5	6	6	9	10
2	3.5	4.5	1.5	6	5	10	10
3	2.5	4.5	3.5	7	6	10	9
4	4.5	2.5	1.5	7	5	9	9
5	1.5	3.5	1.5	8	6	10	9
6	3.5	1.5	3.5	8	5	9	9
7	2.5	1.5	1.5	5	6	9	10
8	4.5	3.5	3.5	5	5	10	10
9	1.5	1.5	4.5	7	5	10	10
10	3.5	3.5	2.5	7	6	9	10
11	2.5	3.5	4.5	6	5	9	9
12	4.5	1.5	2.5	6	6	10	9
13	1.5	4.5	2.5	5	5	9	9
14	3.5	2.5	4.5	5	6	10	9
15	2.5	2.5	2.5	8	5	10	10
16	4.5	4.5	4.5	8	6	9	10

Bảng 4: Giá trị mục tiêu và điều kiện sau khi mô phỏng

STT	M /kg	σ_1 /MPa	σ_2 /MPa
1	4097	299.4	410.5
2	4023	357.8	404
3	4183	358	406
4	3970	299.7	406.7
5	4227	334.6	481
6	4046	267.7	480.2
7	4108	269.2	410
8	4022	331.4	293.5
9	4200	267.6	293.5
10	4145	333	409.2
11	3926	326.9	293.5
12	4044	267.6	293.5
13	3850	356.7	293.5
14	4259	298.8	293.5
15	4090	299	403.5
16	4182	358.5	293.5

V. PHÂN TÍCH TỐI ƯU HỒI QUY

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

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

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

Trong công thức (2), y là hàm số hồi quy mặt phản ứng bậc 2; a_0, a_p, a_{ip}, a_{ij} là các hệ số hồi quy; x_1, x_2, \dots, x_j là các tham số thiết kế.

Do số lần mô phỏng thí nghiệm của nghiên cứu này là 16, số biến thiết kế là 7, 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 giá trị thu được từ kết quả mô phỏng ở bảng 4 của 16 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 và hàm số ràng buộc. Hàm số hồi quy cụ thể như sau:

$$M = 4440 - 11.750x_1^2 + 36.671x_1x_2 + 10.177x_1x_3 + 3.156x_1x_4 - 9.367x_1x_5 + 31.720x_2^2 - 17.981x_2x_3 - 27.130x_2x_7 + 7.789x_3^2 - 37.206x_3x_4 + 39.731x_3x_6 + 6.553x_4^2 + 9.242x_5^2 - 4.079x_6^2 + 4.763x_7^2.$$

$$\sigma_1 = -1364.583 + 276.086x_4 + 0.794x_4^2 + 6.625x_5^2 + 16.276x_7^2 - 11.375x_4x_5 + 11.435x_4x_6 - 29.595x_4x_7 - 6.658x_6^2.$$

$$\sigma_2 = 227.129 - 5.616x_1 - 36.412x_2 - 0.887x_3 + 0.319x_1^2 - 1.231x_2^2 - 0.248x_3^2 + 0.533x_1x_2 + 0.744x_1x_3 - 0.259x_2x_3.$$

Sử dụng hệ số R tiến hành đánh giá độ tin cậy của phương trình hồi quy, độ tin cậy của phương trình M, σ_1 và σ_2 lần lượt là 0.999, 0.866 và 0.999. 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 biên độ dày kết cấu, khối lượng và ứng suất của vật liệu, được thể hiện ở **bảng 5** sau.

Bảng 5: Giá trị độ dày kết cấu, trọng lượng, ứng suất sau tối ưu hóa

Giá trị	$x_1 /$ mm	$x_2 /$ mm	$x_3 /$ mm	$x_4 /$ mm	$x_5 /$ mm	$x_6 /$ mm	$x_7 /$ mm	M /kg	/MPa	/MPa
Tối ưu	2.51	3.49	1.57	5.07	5.04	11.98	10.96	3802.5	288.2	228.5
Mô phỏng	2.5	3.5	1.5	5.0	5.0	12.0	11.0	3808	290	230

Do độ dày của thép trên thị trường nói chung là 1.5, 2.0, 2.5, 3.0, 3.5, 4, 4.5, ...; vì vậy độ dày kết cấu xe 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 bền sau khi tối ưu hóa; giá trị các biên độ dày, khối lượng, ứng suất mô phỏng được thể hiện

ở bảng 5.

Ở bảng 6 cho thấy, độ dày các thanh kết cấu được tính toán phù hợp sau khi tối ưu hóa; ứng suất khung xương và sát-xi giảm so với trước tối ưu hóa, thỏa mãn điều kiện bền kết cấu; đặc biệt hơn, tổng trọng lượng của xe giảm 11.4%, 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	2.0	2.5
2	x_2 /mm	2.0	3.5
3	x_3 /mm	2.0	1.5
4	x_4 /mm	8.0	5.0
5	x_5 /mm	8.0	5.0
6	x_6 /mm	12.0	12
7	x_7 /mm	12.0	11
8	M /kg	4314	3808
9	/MPa	403	290
10	/MPa	673	230

Nhằm kiểm nghiệm lại độ bền của xe sau khi tối ưu hóa, tiến hành mô phỏng thực nghiệm lại 4 quá trình uốn, xoắn, thẳng và quay vòng. Kết quả sau khi mô phỏng cho thấy, ứng suất của 4 quá trình hoạt động của xe đều giảm, thỏa mãn được điều kiện bền cho phép, như ở bảng 7 cho thấy.

Bảng 7: Ứng suất kết cấu xe trước và sau tối ưu hóa

Quá trình	Trước tối ưu/MPa	Sau tối ưu/MPa
Uốn	673	322
Xoắn	366	219
Phanh	432	233
Quay vòng	461	202

VI. KẾT LUẬN

Sử dụng tăng đều độ dày cho các thanh kết cấu có thể làm tăng độ cứng của xe. Tuy nhiên, việc tăng độ dày kết cấu thép một cách cảm tính có thể dẫn tới tăng trọng lượng, không có lợi cho yêu cầu nhẹ hóa của xe. Bài toán tối ưu hóa kết cấu khung xương và sát-xi ô tô khách 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 của kết cấu ô tô khách được tính toán ngẫu nhiên và khoa học. Kết cấu khung xương và sát-xi ô tô khách sau khi tối ưu hóa ở 4 quá trình uốn, xoắn, phanh, và quay vòng đều thỏa mãn điều kiện bền; đồng thời tổng trọng lượng của xe sau khi tối ưu hóa giảm 11.4% so với trước lúc tối ưu hóa.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] 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.
- [2] 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.
- [3] 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.
- [4] Trần Hữu Nhân, Phan Đình Huân, Phạm Xuân Mai, *Nghiên cứu tính toán tối ưu hoá kết cấu thân xe buýt*, Chuyên đề nghiên cứu, Trường Đại học Bách khoa Thành phố Hồ Chí Minh. 2005.
- [5] Teng Jing Tao, *Da keche cheshen jiegou zhengmian pengzhuang youxianyuan fenxi*, luận văn thạc sĩ chuyên ngành kỹ thuật ô tô, Trường Đại học Tây An, Trung Quốc, 05-2009.
- [6] Liu Wen Qing. *Design of Experiments*. Tsinghua University. 2008.