

# ỨNG DỤNG PHƯƠNG PHÁP PHÂN TÍCH PHẦN TỬ HỮU HẠN TRONG PHÂN TÍCH ĐỘ BỀN NHÍP LÁ XE TẢI NHẸ

## AN APPLICATION OF FINITE ELEMENT ANALYSIS IN DURABILITY ANALYSIS OF MULTI-STEEL LEAF SPRING FOR LIGHT TRUCKS

Lê Công Tín, Lê Minh Đức\*

Trường Đại học Bách khoa - Đại học Đà Nẵng<sup>1</sup>

\*Tác giả liên hệ: minhducle@dut.udn.vn

(Nhận bài: 04/4/2022; Chấp nhận đăng: 16/5/2022)

**Tóm tắt** - Bài báo trình bày nội dung ứng dụng máy tính trong thiết kế tính toán hoàn chỉnh bộ nhíp cho hệ thống treo phụ thuộc trên mẫu xe tải KIA FRONTIER K165. Bộ nhíp lá được kiểm tra và đánh giá mức độ an toàn theo các tiêu chí tính toán bền bằng hai phương pháp: (a) Thiết kế truyền thống và (b) phân tích phần tử hữu hạn (FEA). Độ bền của nhíp lá được phân tích nhờ sự hỗ trợ của module Optistruct trong Hyperworks. Ứng suất và biến dạng của nhíp lá theo tải trọng thẳng đứng được tính toán theo phương pháp FEA. Tải trọng thẳng đứng tác dụng lên nhíp được thay đổi từ 1000~10000 N. Kết quả tính toán ứng suất và chuyển vị theo phương pháp FEA cho độ sai lệch dương cực đại so với phương pháp truyền thống lần lượt không quá 15% và 1,5%. Kết quả tính toán cho thấy có thể sử dụng FEA để xác định ứng suất và chuyển vị để tăng hiệu quả quá trình tính toán thiết kế nhíp xe tải.

**Từ khóa** - Quy trình thiết kế sản phẩm ứng dụng; Phần mềm HyperWorks; Nhíp xe tải; Phương pháp phân tích phần tử hữu hạn (FEA); Phân tích độ bền.

### 1. Đặt vấn đề

Trong giai đoạn cạnh tranh toàn cầu ngày nay, các ngành nói chung và ngành sản xuất linh kiện/phụ tùng ô tô nói riêng không thể tồn tại nếu không có các giải pháp phát triển sản phẩm với chất lượng tốt nhất, giá thành cạnh tranh và chất lượng đảm bảo. Trong xu thế đó, các công ty sản xuất linh kiện phụ tùng ô tô trong nước cũng phải đẩy mạnh ứng dụng công nghệ, đón đầu xu hướng thiết kế, đảm bảo giá trị cốt lõi và tính cạnh tranh trong sản phẩm. So với các quốc gia trên thế giới, ngành công nghiệp ô tô Việt Nam ra đời khá muộn. Nhiều doanh nghiệp hỗ trợ cho ngành công nghiệp ô tô Việt Nam còn sử dụng công nghệ lạc hậu nên giá thành sản xuất cao, khả năng cạnh tranh thấp, điều đó dẫn đến các doanh nghiệp lắp ráp ô tô thường tìm kiếm nguồn cung linh kiện phụ tùng từ nước ngoài [1].

Việc ứng dụng máy tính trong thiết kế và tính toán (CAD/CAE) các linh kiện ô tô là hướng đi hợp lý giúp đẩy nhanh quá trình phát triển của ngành sản xuất ô tô trong nước. Các nghiên cứu khẳng định rằng, bất kỳ thiết kế nào cũng có thể giảm được 30% thời gian và chi phí bằng cách sử dụng công cụ CAE (Computer-Aided Engineering). Trong tương lai, công cụ CAE là giải pháp chính giúp các nhà thiết kế ra quyết định tốt nhất [2]. Các doanh nghiệp ô tô lớn trong nước tiên phong trong ứng dụng máy tính thiết kế sản phẩm đơn cử như Công ty Cổ phần ô tô Trường Hải (THACO), công ty ô tô VINFAST đã gạt hái một số thành công bước đầu.

**Abstract** - This paper presents the design of multi-steel leaf springs for the dependent suspension system of light trucks model KIA FRONTIER K165 using computer-aided calculations. The multi-steel leaf springs are tested and evaluated for safety according to durability calculation criteria by using two methods: (a) traditional design and (b) Finite Element Analysis method (FEA). The durability of the multi-steel leaf springs is examined by the support of the Optistruct module in Hyperworks. The stress and strain of leaf springs under vertical loads are calculated by the FEA. The range of vertical loads acting on the tweezers is changed from 1000 ~10000 N. The results of the FEA stress and displacement calculations show that the maximum positive deviation compared with the traditional method are no more than 15% and 1.5%, respectively. The results show that, FEA can be used to determine the stress and displacement to increase the efficiency of the design process of the truck springs.

**Key words** - Application design process; HyperWorks software; Multi steel leaf spring; Finite Element Analysis method (FEA); Durability analysis.

Trong bài báo này, nhóm tác giả trình bày quy trình tính toán thiết kế linh kiện trên ô tô ứng dụng CAD/CAE, cụ thể là quy trình thiết kế tính toán bộ nhíp lá cho xe Tải. Ứng dụng FEA trong tính toán mô phỏng độ bền bộ nhíp, kết quả tính toán có so sánh mức độ sai lệch với kết quả tính toán theo lý thuyết thiết kế truyền thống. Phần mềm FEA được sử dụng trong nghiên cứu này là HyperWorks với các Module xây dựng mô hình phần tử hữu hạn Hypermesh và tính toán trên Optistruct. Kết quả nghiên cứu có ý nghĩa về mặt khoa học và thực tiễn trong việc xây dựng quy trình thiết kế tính toán giúp giảm thời gian và giá thành sản phẩm, kết quả tính toán ứng suất và chuyển vị đảm bảo độ tin cậy.

### 2. Quy trình thiết kế, sản xuất nhíp xe Tải

#### 2.1. Quy trình thiết kế, sản xuất nhíp truyền thống

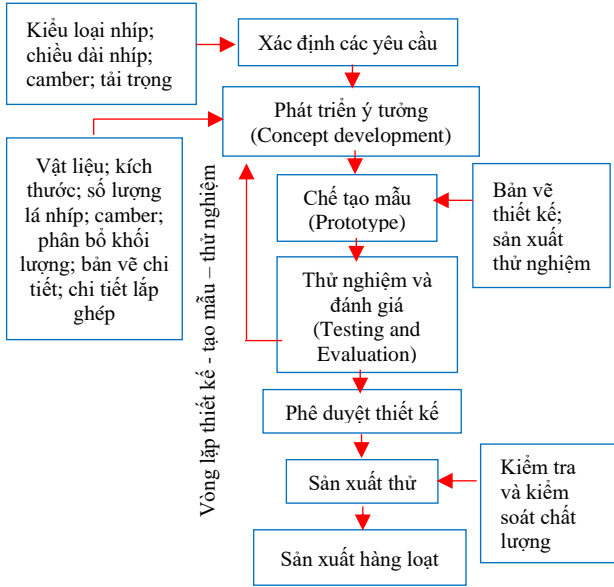
Quy trình thiết kế nhíp khi chưa có công cụ máy tính hỗ trợ, nhìn chung được thực hiện theo các bước chính [3] như Hình 1.

Từ quy trình thiết kế (Hình 1) có thể thấy ý tưởng cơ bản được thể hiện trong bản vẽ và một sản phẩm nhíp chất lượng ra đời sau nhiều lần thử nghiệm.

Thực tế cho thấy, quá trình thử nghiệm phát sinh chi phí cao và tốn thời gian nhiều nhất trong cả công đoạn thiết kế - sản xuất. Vòng lặp thiết kế - tạo mẫu - thử nghiệm làm tăng đáng kể chi phí, từ đó làm tăng giá thành sản phẩm và tăng áp lực về tiến độ phát triển sản phẩm.

<sup>1</sup> The University of Danang - University of Science and Technology (Cong Tin Le, Minh Duc Le)

Để đạt được mục tiêu về chi phí, thời gian và chất lượng, nhìn chung các giải pháp kỹ thuật tập trung nghiên cứu biện pháp giảm số lần và số bước thử nghiệm nhằm đạt tiêu chí cạnh tranh trong thời kỳ công nghiệp hiện nay.



Hình 1. Quy trình thiết kế, sản xuất nhíp truyền thống

2.2. Quy trình thiết kế, sản xuất nhíp ứng dụng CAE

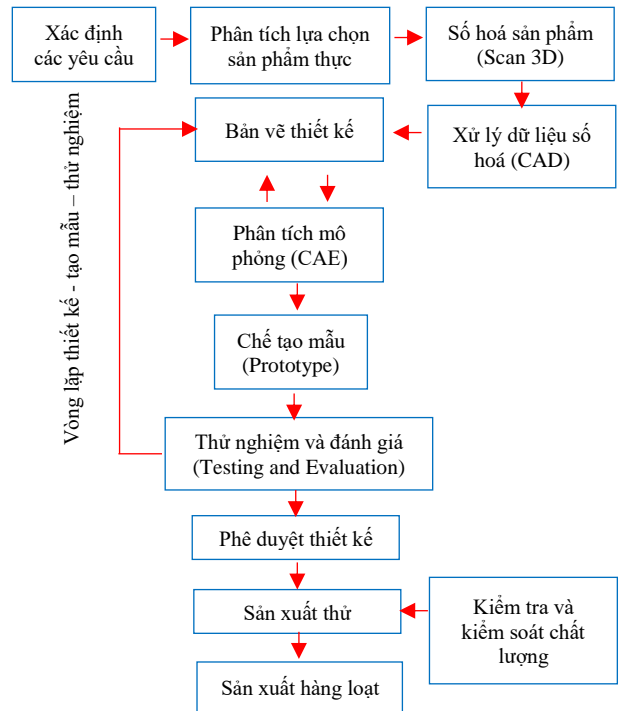
Những vấn đề cấp thiết đối với các công ty ô tô là làm thế nào để giảm thời gian và chi phí phát triển một sản phẩm mới. CAE được coi như một giải pháp hiệu quả để giải quyết vấn đề này. Đồng thời CAE đóng vai trò như một thử nghiệm số thay thế cho thử nghiệm thực tế với khả năng tối ưu hóa các thông số thiết kế, hiển thị trực quan kết quả tính toán. Thiết kế có ứng dụng công cụ CAE giúp giảm thời gian thiết kế một cách hiệu quả từ đó giảm được giá thành và nâng cao chất lượng sản phẩm.

Trong bài báo này sẽ tập trung vào nghiên cứu quy trình thiết kế ngược và ứng dụng vào thiết kế bộ nhíp lá xe Tải. Mục đích tạo ra sản phẩm nhanh, phù hợp, bắt kịp sự phát triển của xu hướng thị trường, đảm bảo về mặt thời gian, bên cạnh đó phương pháp còn góp phần giúp tối ưu về mặt chi phí và đảm bảo độ tin cậy trong quá trình vận hành/ sử dụng.

Ứng dụng quy trình thiết kế sản có hỗ trợ máy tính giúp dễ dàng kiểm tra chất lượng sản phẩm bằng cách so sánh mô hình CAD với sản phẩm thực tế từ đó điều chỉnh mô hình hoặc các thông số công nghệ để tạo ra sản phẩm phù hợp và đạt yêu cầu; Việc giảm bước thiết kế mới sản phẩm, thay vào chọn sản phẩm có quy cách kiểu loại phù hợp để số hoá góp phần giảm đáng kể thời gian tạo khuôn mẫu gia công và chi phí gia công mẫu; Ứng dụng CAE vào quy trình thiết kế nhíp như một công cụ thử nghiệm số góp phần giảm số vòng lặp thiết kế - tạo mẫu - thử nghiệm; Tiêu chí hàng đầu để giảm giá thành sản phẩm; Chế tạo được nguyên mẫu mà không cần quá trình tính toán thiết kế truyền thống; Giảm được giá thành do tiết kiệm được thời gian, chi phí thiết kế, thử nghiệm;

Bên cạnh ưu điểm, việc ứng dụng máy tính còn một số hạn chế sau: Cần có công nghệ hiện đại như máy quét hình, phần mềm CAD, CAE; Chi phí đầu tư công cụ, phần mềm

lớn; cần có nguồn nhân lực sử dụng thành thạo các phần mềm hỗ trợ thiết kế, tính toán.



Hình 2. Quy trình thiết kế, sản xuất nhíp có ứng dụng CAD/CAE

3. Ứng dụng CAE trong thiết kế, tính toán nhíp

3.1. Phân tích, số hoá sản phẩm thiết kế

3.1.1. Thông số đầu vào

Thông số đầu vào là những thông tin mô tả điều kiện về tải trọng của xe Tải cần thiết kế bộ nhíp. Các thông số giả thiết được thể hiện tại Bảng 1.

Bảng 1. Thông số tải trọng xe thiết kế nhíp [4]

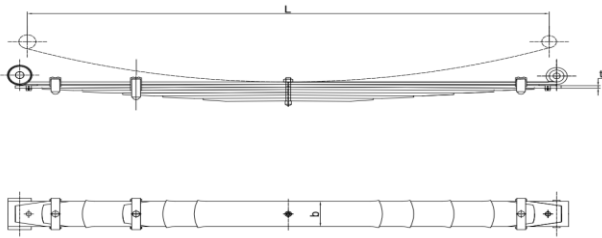
Stt	Hạng mục	Đơn vị	Số liệu
1	Khối lượng xe Cơ sở	kg	1700
1.1	Phân bố trục 1	kg	1220
1.2	Phân bố trục 2	kg	480
2	Khối lượng toàn bộ đầy tải (100%)	kg	4090
2.1	Tải trọng thiết kế	kg	1650
2.2	Phân bố trục 1	kg	1690
2.3	Phân bố trục 2	kg	2400

3.1.2. Chọn mẫu nhíp tương đương – số hoá

Với các thông số về phân bố tải trọng như trong Bảng 1, mẫu nhíp của xe KIA FRONTIER K165 hiện đang được sản xuất tại nhà máy nhíp THACO được lựa chọn để số hóa mô hình CAE (số liệu thực hiện đo đạc trực tiếp trên xe KIA FRONTIER K165 sản xuất và lắp ráp tại THACO). Các thông số cơ bản về hình học như Bảng 2.

Bảng 2. Thông số hình học cơ bản bộ nhíp số hoá

Stt	Thông số nhíp	Đơn vị	Giá trị
1	Số lượng lá nhíp	-	7
2	Bề rộng của lá nhíp, b	mm	70
3	Chiều dài giữa hai tâm ốc nhíp, L	mm	1166
4	Camber	mm	112



Hình 3. Bản vẽ sơ bộ tổng thể bộ nhíp chọn số hoá

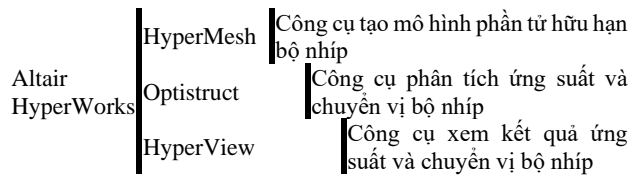


Hình 4. Bộ nhíp sau khi thiết kế trên phần mềm CATIA

3.2. Ứng dụng máy tính mô phỏng độ bền bộ nhíp

3.2.1. Giới thiệu phần mềm HyperWorks

HyperWorks là một phần mềm CAE nổi tiếng thuộc Altair Mỹ và được ứng dụng rộng rãi trong phân tích, mô hình hoá và mô phỏng phần tử hữu hạn [5].



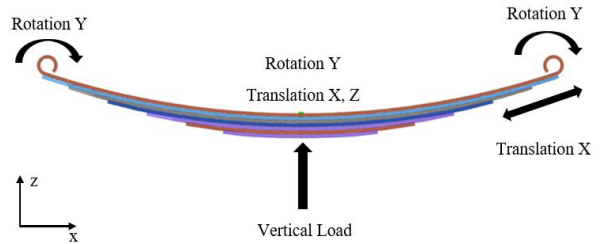
Hình 5. Các Module trong phần mềm HyperWorks sử dụng để phân tích ứng suất và chuyển vị bộ nhíp

3.2.2. Phân tích điều kiện biên trong bài toán mô phỏng độ bền nhíp

Nhíp lá trong hệ thống treo là bộ phận hấp thụ, tích trữ và giải phóng năng lượng do ngoại lực tác dụng. Đặc tính của nhíp lá chủ yếu chịu tác dụng của tải trọng thẳng đứng và biến dạng tĩnh. Vì vậy, hầu hết nhíp lá trên ô tô được tính toán theo tải trọng thẳng đứng [6]. Tuy nhiên, trên thực tế nhíp không chỉ chịu lực theo phương thẳng đứng mà còn chịu tải trọng ngang, momen theo phương dọc. Ngoài ra, nhíp lá còn chịu tải trọng xoắn do momen sinh ra trong quá trình ô tô quay vòng.

Để phân tích và tính toán toàn bộ các điều kiện tải trọng tác dụng lên bộ nhíp là một quá trình phức tạp và tốn nhiều thời gian, điều này không thích hợp trong việc ứng dụng trong môi trường công nghiệp và sản xuất hàng loạt. Thực tế qua một số nghiên cứu đã thực hiện về phân tích nhíp lá như phân tích biến dạng và ứng suất bằng cách sử dụng FEA [2, 7, 8, 9], đã chứng minh được tính tin cậy về độ bền khi phân tích độ bền lá nhíp bằng tải trọng thẳng đứng. Điều đó có nghĩa, các tải trọng còn lại sinh ra trong quá trình hệ thống treo làm việc mức độ ảnh hưởng không đáng kể và có thể xem xét bỏ qua trong quá trình ứng dụng tính toán trong công nghiệp.

Theo [6] điều kiện biên được áp dụng trong mô hình tính toán độ bền lá nhíp theo tải trọng thẳng đứng được thể hiện tại Hình 6.



Hình 6. Điều kiện biên của bộ nhíp ứng với điều kiện chịu tải trọng thẳng đứng

3.2.3. Cơ sở lý thuyết bài toán phân tích FEA

a. Phương trình chủ đạo

Bộ nhíp xe tải là một kết cấu đặc biệt bao gồm các lá nhíp được tạo biên dạng cong ghép với nhau. Ma sát và tiếp xúc của từng lá nhíp được xem xét trong quá trình tính toán, vì vậy một giải pháp phân tích phi tuyến về mô hình hình học được xem xét thay vì giải pháp tuyến tính [10].

Phương trình động học tổng quát [10] được thể hiện về mặt toán học như sau:

$$M \cdot \ddot{x} + C \cdot \dot{x} + K \cdot x = F(t) \tag{1}$$

Trong đó: **M** là khối lượng; **C** là hệ số giảm chấn của hệ dao động;  **$\dot{x}$**  là vận tốc của hệ khi dao động;  **$\ddot{x}$**  là gia tốc; **K** là độ cứng của hệ; **x** là giá trị chuyển vị; **F(t)** là hàm ngoại lực tác dụng theo thời gian.

Với giải pháp kiểm nghiệm độ bền tĩnh Static, vận tốc và gia tốc không tồn tại và có giá trị bằng 0 [10].

Vận tốc:

$$\dot{x} = \frac{d(x)}{d(t)} = \frac{x_2 - x_1}{t_2 - t_1} = 0 \tag{2}$$

Gia tốc:

$$\ddot{x} = \frac{d^2x}{dt^2} = \frac{v_2 - v_1}{t_2 - t_1} = 0 \tag{3}$$

Khi đó phương trình chủ đạo trong bài toán phi tuyến hình học mô phỏng độ bền nhíp được xét như sau:

$$K \cdot x = F \tag{4}$$

Với **F** là giá trị ngoại lực tác dụng không đổi theo thời gian.

b. Ứng suất và biến dạng trong bài toán phi tuyến

Biến dạng kỹ thuật  $\epsilon_x$  là một phép đo biến dạng nhỏ, được tính toán bằng cách sử dụng hình học ban đầu. Phép đo biến dạng kỹ thuật là một phép đo tuyến tính vì nó phụ thuộc vào hình dạng ban đầu (độ dài) đã được biết trước [10, 11]:

$$\epsilon_x = \frac{\Delta l}{l_0} \tag{5}$$

Ứng suất kỹ thuật  $\sigma$  là giá trị đại số tỉ lệ với ngoại lực **F** và diện tích mặt cắt hình học **A** [10, 11]:

$$\sigma = \frac{F}{A} \tag{6}$$

3.2.4. Quy trình tính toán FEA

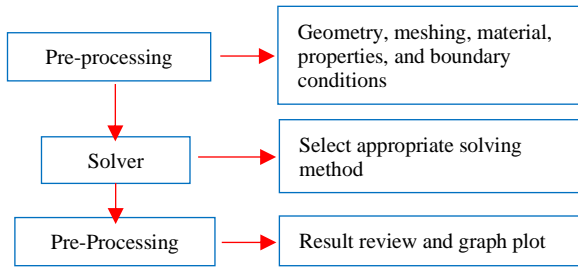
Một quy trình tính toán kết cấu FEA được thể hiện tổng thể qua các bước chính [6] như Hình 7.

+ **Pre-processing**: Là bước thiết lập bài toán bao gồm các công đoạn chính như hiệu chỉnh mô hình hình học, xây dựng mô hình lưới từ mô hình CAD (meshing), thiết lập

thông số thuộc tính của vật liệu, các thiết lập về contact, hệ số ma sát, điều kiện đầu và điều kiện biên.

+ **Solver:** Là bước giải bài toán, bộ giải sẽ giải phương trình ma trận độ cứng để xác định chuyển vị tại các nút từ đó tính ra ứng suất, biến dạng của các phần tử.

+ **Pre-Processing:** Là bước phân tích kết quả bài toán, kết quả bài toán sẽ bao gồm ứng suất, chuyển vị, tần số, ...



**Hình 7.** Tổng thể các bước thực hiện bài toán FEA

3.2.5. Thiết lập mô hình cho bài toán phân tích độ bền nhíp

**a. Mô hình CAD**

Mô hình CAD của bộ nhíp lá được thiết kế trên phần mềm CATIA V5-R19. CATIA có công cụ đặc trưng xử lý các mô hình Surface, sau đó được chuyển thành mô hình Solid và được lắp ghép thành mô hình bộ nhíp hoàn chỉnh có hình dáng và thông số kỹ thuật thể hiện trên Bảng 2, Hình 3 và Hình 4.

**b. Mô hình phần tử hữu hạn**

Mô hình CAD sau khi hoàn thiện được nhập vào phần mềm xây dựng mô hình phần tử hữu hạn Hypermesh. Các thông số kỹ thuật mô hình được thể hiện trên Bảng 3; vật liệu dùng để phân tích bộ nhíp là thép cường độ cao SUP 9 được sử dụng phổ biến để sản xuất nhíp ô tô trên các xe Tải thương hiệu KIA, các thông số kỹ thuật về vật liệu thể hiện Bảng 4, hình ảnh tổng thể mô hình phần tử hữu hạn được thể hiện trên Hình 8.



**Hình 8.** Mô hình phần tử hữu hạn của bộ nhíp lá

**Bảng 3.** Thông số kỹ thuật mô hình FE bộ nhíp

Domain	Element	Nodes
Bộ nhíp	17332	18688

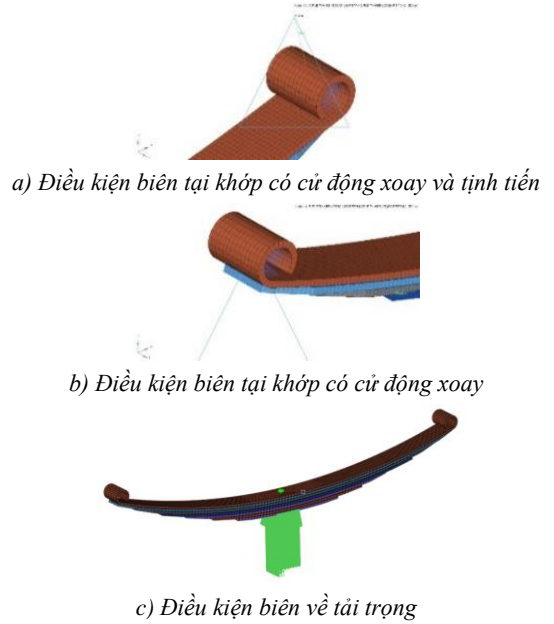
**Bảng 4.** Thông số kỹ thuật vật liệu nhíp

Stt	Thông số vật liệu SUP 9	Đơn vị	Giá trị
1	Density, $\rho$	kg/m <sup>3</sup>	7850
2	Young's Modul, E	GPa	210
3	Poisson's Ratio, $\mu$	-	0.29
4	Ultimate tensile Strength, $S_{ut}$	MPa	1266
5	Yield Strength, $S_y$	MPa	1079

**c. Điều kiện biên**

Điều kiện biên bài toán được thiết lập trong mô hình

phần tử hữu hạn tương đương với các điều kiện phân tích về tải trọng tác dụng tại Mục 3.2.1.



**Hình 9.** Điều kiện biên thiết lập trong mô hình mô phỏng nhíp (module Hypermesh của HyperWorks)

**d. Tải trọng tính toán và phân tích**

Trong phép so sánh, không có một quy tắc chính thức nào về số lần nên lặp lại để tăng mức độ chính xác của kết quả thí nghiệm mô phỏng. Tuy nhiên, mức độ nhân rộng số lần thực hiện mô phỏng sẽ có tác động tích cực đến phép thống kê và so sánh. Số lần lặp lại cho một thí nghiệm tối thiểu được đề nghị là ba lần [12-13]. Kết hợp với điều kiện về tải trọng thiết kế, tải trọng phân bố lên trục trước xe FRONTIER K165 là 1690 [kg] [4], đồng nghĩa với mức chịu tải của mỗi bộ nhíp trong điều kiện tĩnh là 845 [kg].

Chính vì vậy, trong nghiên cứu này, số lần tối thiểu phải thực hiện phép so sánh và điều kiện tải trọng tác dụng lên bộ nhíp được thực hiện tính toán với dải tải trọng từ 1000 [N] đến 10000 [N], bước tải thay đổi 1000 [N] cho mỗi lần phân tích, tương đương với 10 lần thực hiện mô phỏng và so sánh kết quả.

**e. Phương pháp tính toán**

Trong phân tích phần tử hữu hạn trên phần mềm CAE, giải pháp phi tuyến được xem xét sử dụng trong ba trường hợp chính: Mô hình vật liệu phi tuyến; Mô hình hình học phi tuyến và mô hình điều kiện biên phi tuyến (xem xét các yếu tố ma sát, tiếp xúc) [10].

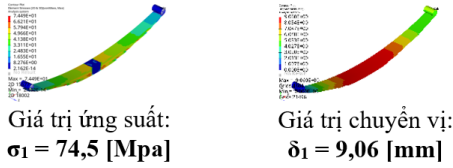
Bộ nhíp xe tải là một kết cấu đặc biệt bao gồm các lá nhíp được tạo biên dạng cong ghép với nhau. Ma sát và tiếp xúc của từng lá nhíp được xem xét trong quá trình tính toán, vì vậy một giải pháp phân tích phi tuyến về mô hình hình học được xem xét thay vì giải pháp tuyến tính.

3.2.6. Kết quả phân tích FEA

Sau khi chạy tính toán trên phần mềm HyperWorks, các kết quả quan trọng về ứng suất và chuyển vị được trích xuất. Từ Hình 10 đến Hình 19, thể hiện kết quả tính toán mô phỏng nhíp lá bằng phương pháp FEA trên phần mềm HyperWorks.

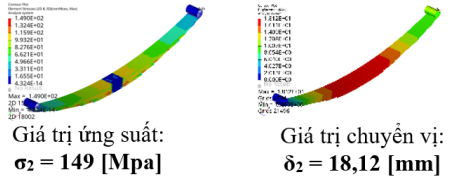


**a. Trường hợp F = 1000 [N]**



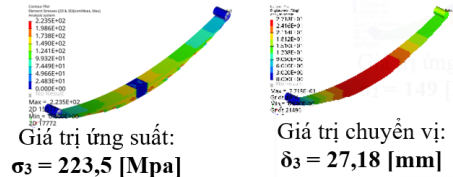
Hình 10. Kết quả mô phỏng trường hợp F = 1000 [N]

**b. Trường hợp F = 2000 [N]**



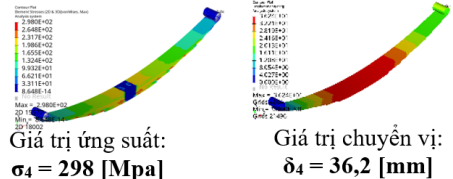
Hình 11. Kết quả mô phỏng trường hợp F = 2000 [N]

**c. Trường hợp F = 3000 [N]**



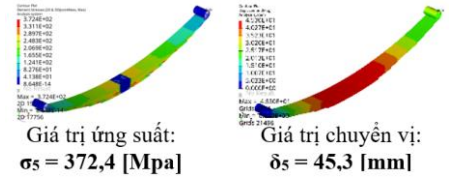
Hình 12. Kết quả mô phỏng trường hợp F = 3000 [N]

**d. Trường hợp F = 4000 [N]**



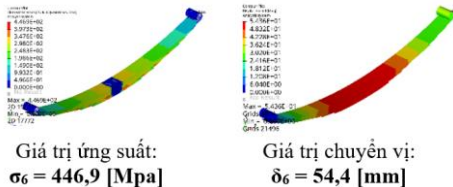
Hình 13. Kết quả mô phỏng trường hợp F = 4000 [N]

**e. Trường hợp F = 5000 [N]**



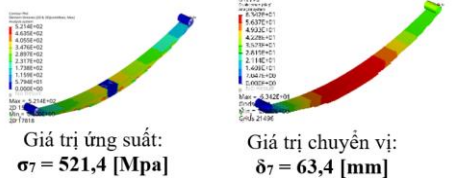
Hình 14. Kết quả mô phỏng trường hợp F = 5000 [N]

**f. Trường hợp F = 6000 [N]**



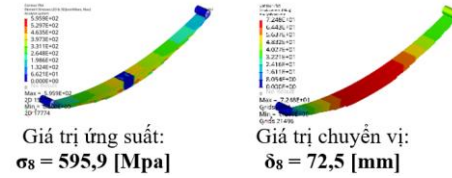
Hình 15. Kết quả mô phỏng trường hợp F = 6000 [N]

**g. Trường hợp F = 7000 [N]**



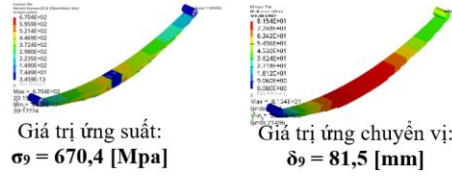
Hình 16. Kết quả mô phỏng trường hợp F = 7000 [N]

**h. Trường hợp F = 8000 [N]**



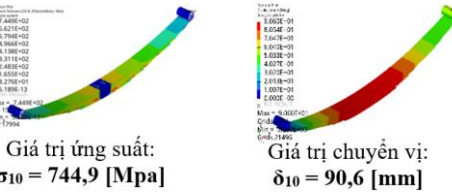
Hình 17. Kết quả mô phỏng trường hợp F = 8000 [N]

**i. Trường hợp F = 9000 [N]**



Hình 18. Kết quả mô phỏng trường hợp F = 9000 [N]

**j. Trường hợp F = 10000 [N]**



Hình 19. Kết quả mô phỏng trường hợp F = 10000 [N]

Bảng 5. Tổng hợp kết quả phân tích FEA

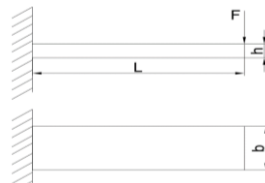
Lần tính	Tải trọng [N]	Chuyển vị [mm]	Ứng suất [N/mm <sup>2</sup> ]
1	1000	9	74,5
2	2000	18,1	149
3	3000	27,2	223,5
4	4000	36,3	298
5	5000	45,3	372,4
6	6000	54,7	446,9
7	7000	63,4	521,4
8	8000	72,5	595,9
9	9000	81,5	670
10	10000	90,6	744,9

**3.3. Tính toán lý thuyết, so sánh kết quả**

**3.3.1. Tính toán lý thuyết**

Theo [9, 14, 15, 16] các thông số đặc trưng thể hiện độ bền của bộ nhíp gồm ứng suất và chuyển vị được phân tích như sau:

Xét một dầm chịu uốn như trên hình vẽ. Ứng suất tại một tiết diện I-I bất kỳ được xác định theo công thức [16]:



$$\sigma_x = \frac{M_x}{W_x} \quad (7)$$

Trong đó:  $M_x$  là momen uốn tác dụng tại tiết diện tính toán [9]:

$$M_x = F \cdot L \quad (8)$$

F là lực tác dụng lên nhíp; L là chiều dài toàn bộ chịu lực tác dụng;  $W_x$  là momen chống uốn của tiết diện.

Với tiết diện hình chữ nhật có chiều cao h và chiều rộng b ta có [11]:

$$W_x = \frac{I}{y} = \frac{\frac{1}{12} \cdot b \cdot h^3}{\frac{h}{2}} = \frac{b \cdot h^2}{6} \quad (9)$$

Trong đó  $I$  là momen quán tính;  $Y$  là đường trung hòa. Thay (8), (9) vào (7) ta có:

$$\sigma_x = \frac{6.F.L}{n.b.t^2} \quad (10)$$

Theo [7, 10, 11] độ biến dạng tối đa được tính theo công thức:

$$\delta_{\max} = \frac{4.F.L^3}{n.E.b.t^3} \quad (11)$$

Trong đó,  $n$  là số lá nhíp;  $E$  là Modul đàn hồi Young's.

Kết quả tính toán chuyển vị và ứng suất bộ nhíp được thể hiện tại Bảng 6.

**Bảng 6.** Kết quả tính toán chuyển vị và ứng suất bộ nhíp

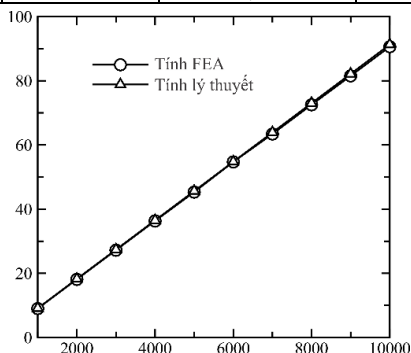
Lần tính	Tải trọng [N]	Chuyển vị [mm]	Ứng suất [N/mm]
1	1000	9,13	63,4
2	2000	18,26	126,9
3	3000	27,39	190,9
4	4000	36,52	253,8
5	5000	45,65	317,2
6	6000	54,78	380,7
7	7000	63,90	444,2
8	8000	73,03	507,7
9	9000	82,16	571,1
10	10000	91,29	635,6

### 3.3.2. So sánh giá trị tính toán lý thuyết và phân tích FEA

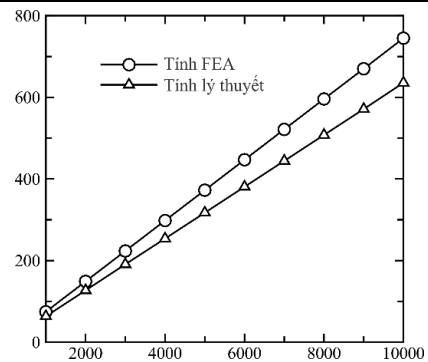
Sự sai lệch kết quả tính toán lý thuyết và kết quả phân tích FEA (Finite Element Analysis) được tính bằng % sai lệch và đánh giá độ lớn sai lệch về ứng suất và chuyển vị, trên cơ sở đó đánh giá hiệu quả và mức độ tin cậy của giải pháp tính toán bằng công cụ CAE.

**Bảng 7.** Kết quả sai lệch của giá trị tính toán lý thuyết và phân tích FEA

Lần tính	Tải trọng [N]	Sai lệch chuyển vị [%]	Sai lệch ứng suất [%]
1	1000	1,44	14,82
2	2000	0,88	14,83
3	3000	0,69	14,59
4	4000	0,61	14,83
5	5000	0,77	14,82
6	6000	0,14	14,81
7	7000	0,78	14,81
8	8000	0,73	14,80
9	9000	0,81	14,76
10	10000	0,76	14,67



**Hình 20.** Chuyển vị tính theo FEA và theo lý thuyết



**Hình 21.** Ứng suất tính theo FEA và theo lý thuyết

### Nhận xét:

Giá trị về chuyển vị của phương pháp tính lý thuyết và phân tích phần tử hữu hạn (FEA) có kết quả gần như tương đương nhau. Độ sai lệch tương đối thấp 1,44%.

Giá trị về ứng suất phân tích trên mô hình phần tử hữu hạn ở mức cao hơn tính toán lý thuyết, độ sai lệch cao nhất +14,83%. Mức sai lệch về ứng suất lớn giữa hai phương pháp tính toán, tuy nhiên do giá trị sai lệch theo chiều dương, nên ứng suất tính bằng FEA đảm bảo độ tin cậy.

Trong tính toán mô phỏng độ bền của bộ nhíp, giải pháp phi tuyến được sử dụng để phân tích yếu tố ma sát và tiếp xúc giữa các lá nhíp, do đó kết quả mô phỏng có sự dịch chuyển tương đối giữa các lá nhíp theo phương  $x$ . Trong khi đó với phương pháp tính toán đại số các yếu tố về ma sát và tiếp xúc không được xem xét. Điều này đồng nghĩa với độ cứng của bộ nhíp khi thực hiện mô phỏng sẽ thấp hơn so với khi tính toán theo phương pháp đại số. Đồng thời giá trị ứng suất cực đại thu được từ phương pháp FEA trong modul Optistruct là giá trị cục bộ tại phần tử, giá trị ứng suất tính theo phương pháp đại số là giá trị trung bình. Điều này cho thấy, sự hợp lý khi kết quả tính toán bằng phương pháp FEA cho kết quả chênh lệch và lớn hơn khi tính toán bằng phương pháp đại số truyền thống.

## 4. Kết luận

Bài báo ứng dụng FEA vào tính toán mô phỏng bộ nhíp xe Tải KIA FRONTIER K165 và so sánh đối chứng các kết quả tính toán ứng suất và chuyển vị với phương pháp tính toán thiết kế truyền thống. Ứng suất và chuyển vị của nhíp lá được tính toán bằng FEA dựa trên sự hỗ trợ của HyperWorks. Dải tải trọng thẳng đứng thay đổi từ 1000 N tới 10000 N tác dụng lên nhíp lá được sử dụng để kiểm tra ứng suất và chuyển vị của nhíp. Ứng suất và chuyển vị thay đổi theo quy luật tự nhiên khi tăng tải trọng tải dụng. Ứng suất tính theo phương pháp FEA cho thấy, độ sai lệch dương lớn hơn so với phương pháp tính toán lý thuyết truyền thống, sai lệch lớn nhất không vượt quá 15%. Chuyển vị tính theo phương pháp FEA và phương pháp tính toán đại số truyền thống có độ sai khác không vượt quá 1,5%.

Kết quả tính toán cho thấy, ứng suất và chuyển vị tính toán bằng FEA trong quá trình thiết kế nhíp xe Tải cho độ tin cậy cao. Ngoài ra, phân tích phần tử hữu hạn (FEA) trên phần mềm CAE giúp giải quyết được vấn đề cơ học phức tạp trong thực tế mà phương pháp tính toán lý thuyết rất khó giải quyết đồng thời cho phép rút ngắn thời gian thiết kế.

**Lời cảm ơn:** Các tác giả chân thành cảm ơn Trường Đại học Bách khoa - Đại học Đà Nẵng đã tài trợ một phần cho nghiên cứu này thông qua đề tài có mã số: T2020-02-31.

### TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] Bộ Công Thương Việt Nam, “Nguyên nhân của những hạn chế tồn tại của Công nghiệp hỗ trợ cho ngành ô tô tại Việt Nam” [Online]. Xem tại: <https://moit.gov.vn/tin-tuc/phat-trien-cong-nghiep/nguyen-nhan-cua-nhung-han-che-ton-tai-cua-cnht-cho-nganh-o-to-tai-viet-nam.html> (truy cập 04/04/2022)
- [2] K. Krishan and M. L. Aggarwal, “A finite element approach for analysis of a Multi Leaf spring using CAE tools”, *Research journal of Recent Sciences*, vol. 1, no. 2, 2012, pp. 92-96.
- [3] Tauseef Aized, Muhammad Ahmad, Muhammad Haris Jamal, Asif Mahmood, Syed Ubaid ur Rehman, Jagjit Singh Srail, “Automotive leaf spring design and manufacturing process improvement using failure mode and effects analysis (FMEA)”. *SAGE Journals*, vol. 12, 2020, pp. 1-13.
- [4] Cục Đăng kiểm Việt Nam, “Thông số kỹ thuật ô tô: THACO K165-CS/MB1”, [Online]. Xem tại: [http://203.162.20.156/vaq/Xecogioi\\_sxlr/FoundDetail\\_tso\\_oto.asp?sid=2078349](http://203.162.20.156/vaq/Xecogioi_sxlr/FoundDetail_tso_oto.asp?sid=2078349) (truy cập 13/01/2015)
- [5] Altair HyperWorks, [Online]. Xem tại: <https://www.altair.com/hyperworks/> (truy cập: 03/03/2022)
- [6] Y.S. Kong, M.Z. Omar, L.B. Chua, S. Abdullah, “Explicit Nonlinear Finite Element Geometric Analysis of Parabolic Leaf Springs under Various Loads”. *The Scientific World Journal*, vol. 2013, 2013, pp. 1-11.
- [7] R.B. Charde, B.V. Bhope, “Investigation of stresses in master leaf of leaf spring by FEM and its experimental verification”. *International Journal Engineering Science and Technology*, vol. 4, no. 2, 2012, pp. 633-640.
- [8] Dara Ashok, M.V. Mallikarjun, Venkata Ramesh Mamilla, “Design and Structural analysis of composite multi leaf spring”. *International Journal of Emerging Trends in Engineering and Development*, vol. 5, no. 2, 2012, pp. 30-37.
- [9] S. A. Gebremeskel, “Design, simulation, and prototyping of single composite leaf spring for light weight vehicle”, *Global Journal of Researches in Engineering*, vol. 12, no. 7, 2012, pp. 20-29.
- [10] N. S. Gokhale, S. S. Deshpande, S. V. Bedekar, A. N. Thite, “*Practical Finite Element Analysis*”. India: HyperWorks Technology Conference, 2008
- [11] Nguyễn Đình Đức, Đào Như Mai, *Sức bền vật liệu và kết cấu*. Hà Nội: Nhà xuất bản Khoa học và Kỹ thuật, 2011
- [12] ScienceBuddies, “Experimental Procedure” [Online]. Xem tại: <https://www.sciencebuddies.org/science-fair-projects/science-fair/writing-experimental-procedures> (truy cập 14/04/2022)
- [13] Easierwithpractice, “How many times should you repeat your experiment” [Online]. Xem tại: <https://easierwithpractice.com/how-many-times-should-you-repeat-your-experiment/> (truy cập: 18/09/2020)
- [14] S. Mehul, D. B. Shah, V. Bhojawala, “Analysis of Composite leaf spring using FEA for Light Vehicle Mini Truck”, *International Conference on Research & Development in Engineering, Technology & Sciences*, vol. 2, 2013, pp. 424-428.
- [15] Achamyelah A Kassie, R Reji Kumar, Amrut Rao, “Design of Single composite leaf spring for light weight vehicle”, *International journal of Mechanical Engineering and Robotics Research*, Vol. 3, No. 1, 2014, pp. 191-197.
- [16] Nguyễn Hoàng Việt, *Kết cấu, tính toán và thiết kế ô tô*. Tài liệu lưu hành nội bộ Đại học Đà Nẵng - Viện nghiên cứu giao thông ô tô. Đà Nẵng, 1998.