



OPTIMIZATION OF DOUBLE WISHBONE SUSPENSION GEOMETRY THROUGH KINEMATIC SIMULATION AND FINITE ELEMENT ANALYSIS

Nguyen Huu Phuoc¹, Lu Hue Phuoc^{2*}, Vo Thanh Dat³

¹SDE Digital Technology Company Limited, No 96, 3B Street, Ho Chi Minh, Vietnam

²Ho Chi Minh City University of Transport, No 2, Vo Oanh Street, Ho Chi Minh, Vietnam

³Ho Chi Minh City University of Technology, 268 Ly Thuong Kiet Street, Ho Chi Minh, Vietnam

ARTICLE INFO

TYPE: Research Article

Received: 20/08/2025

Revised: 08/10/2025

Accepted: 18/10/2025

Published online: 15/12/2025

<https://doi.org/10.47869/tcsj.76.9.4>

* Corresponding author. Email: luphuoc76@gmail.com

Abstract. The double wishbone suspension system plays an important role in ensuring vehicle dynamic stability and structural safety; therefore, optimizing the design parameters of the suspension system is essential. This paper proposes an optimization approach for the double wishbone suspension system by integrating kinematic simulation, multi-objective optimization, and finite element analysis. The primary objectives are to reduce camber angle variation, minimize the lower arm mass, and improve the structural safety factor. First, a kinematic model of the suspension system is developed in NX Motion to accurately evaluate its performance characteristics. Then, the HEEDS MDO platform with the adaptive SHERPA algorithm is employed to automatically combine various optimization strategies, enabling the identification of the most effective design solutions for the system. Finally, structural strength is analyzed in NX Simcenter 3D to validate load-bearing capacity and reliability. The results demonstrate that the camber angle variation is significantly reduced from 3.50° to 0.86° , the lower arm mass decreases by 22.67%, and the safety factor increases from 1.22 to 1.42. These findings confirm that the proposed method is highly effective and practical for automotive suspension design, especially for applications requiring enhanced stability and durability under demanding operating conditions.

Keywords: Double wishbone suspension, camber angle, HEEDS, SHERPA, finite element analysis, NX Simcenter 3D



TỐI ƯU HÓA HỆ THỐNG TREO TAY ĐÒN KÉP BẰNG MÔ PHỎNG ĐỘNG HỌC VÀ PHÂN TÍCH PHẦN TỬ HỮU HẠN

Nguyễn Hữu Phước¹, Lư Huệ Phước^{2*}, Võ Thành Đạt³

¹Công Ty TNHH Công Nghệ Số SDE, Số 96 Đường 3B, Thành phố Hồ Chí Minh, Việt Nam

²Trường Đại Học Giao Thông Vận Tải Thành Phố Hồ Chí Minh, Số 2 Võ Oanh, Thành phố Hồ Chí Minh, Việt Nam

³Trường Đại Học Bách Khoa Thành Phố Hồ Chí Minh, Số 268 Lý Thường Kiệt, Thành phố Hồ Chí Minh, Việt Nam

THÔNG TIN BÀI BÁO

CHUYÊN MỤC: Công trình khoa học

Ngày nhận bài: 20/08/2025

Ngày nhận bài sửa: 08/10/2025

Ngày chấp nhận đăng: 18/10/2025

Ngày xuất bản Online: 15/12/2025

<https://doi.org/10.47869/tcsj.76.9.4>

* Tác giả liên hệ. Email: luphuoc76@gmail.com

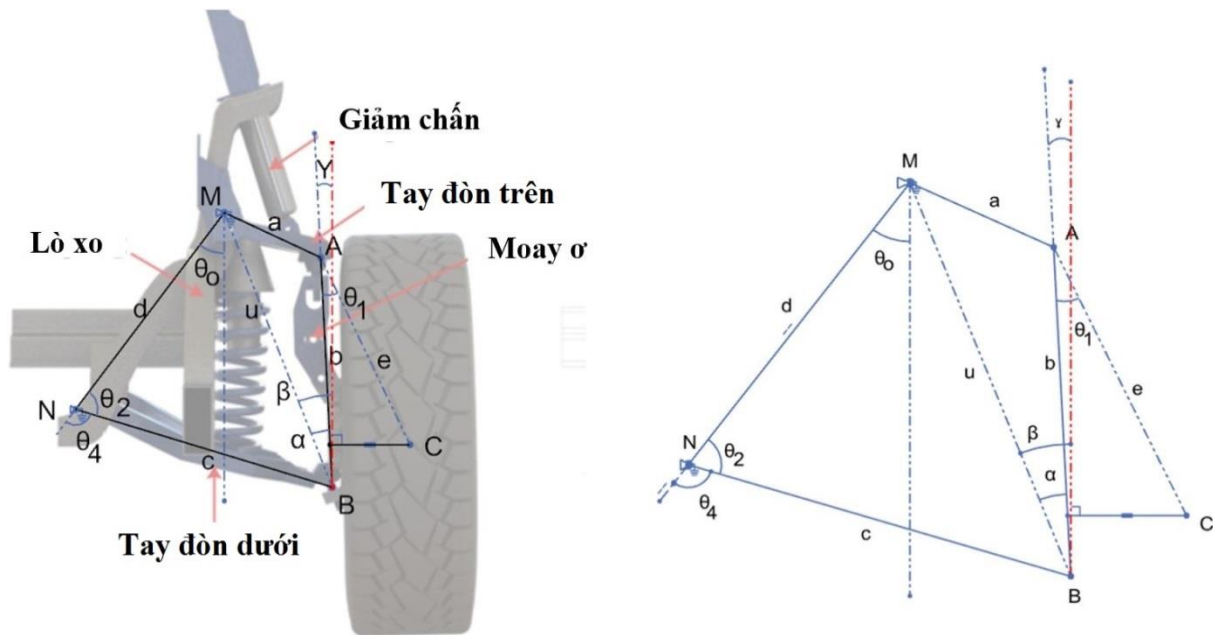
Tóm tắt. Hệ thống treo tay đòn kép có vai trò quan trọng trong việc bảo đảm độ ổn định chuyển động và độ an toàn kết cấu của ô tô, do đó việc nghiên cứu tối ưu hóa các thông số thiết kế của hệ thống treo là cần thiết. Bài báo này đề xuất một phương pháp tối ưu hóa hệ thống treo tay đòn kép bằng cách tích hợp mô phỏng động học, tối ưu hóa đa mục tiêu và phân tích phần tử hữu hạn. Trọng tâm nghiên cứu là giảm biến thiên góc camber, tối ưu khối lượng tay đòn dưới và cải thiện hệ số an toàn kết cấu. Trước tiên, mô hình động học của hệ thống treo được xây dựng trên phần mềm NX Motion nhằm đánh giá chính xác đặc tính làm việc. Sau đó, nền tảng tối ưu hóa HEEDS MDO với thuật toán thích ứng SHERPA được áp dụng để tự động phối hợp nhiều chiến lược tính toán, giúp xác định giải pháp thiết kế tối ưu toàn diện. Cuối cùng, phân tích bền được thực hiện trong môi trường NX Simcenter 3D để kiểm chứng khả năng chịu tải và độ tin cậy của thiết kế. Kết quả nghiên cứu cho thấy, biến thiên góc camber giảm đáng kể từ $3,50^\circ$ xuống $0,86^\circ$, khối lượng tay đòn dưới giảm 22,67%, trong khi hệ số an toàn tăng từ 1,22 lên 1,42. Phương pháp đề xuất chứng minh tính hiệu quả và khả năng ứng dụng cao trong thiết kế hệ thống treo ô tô, đặc biệt phù hợp với các yêu cầu về độ ổn định và độ bền trong điều kiện vận hành khắc khe.

Từ khóa: Hệ thống treo tay đòn kép, góc camber, HEEDS, SHERPA, phân tích phần tử hữu hạn, NX Simcenter 3D

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Trong thiết kế hệ thống treo ô tô, việc đồng thời đảm bảo ổn định động học và độ bền kết cấu luôn là một thách thức quan trọng. Hệ thống treo tay đòn kép (Double Wishbone Suspension) được đánh giá cao nhờ khả năng kiểm soát biến thiên góc camber hiệu quả hơn so với các cấu hình phổ biến khác, điển hình là MacPherson [1,2]. Tuy nhiên, cấu trúc phức tạp cùng số lượng khớp nối lớn làm gia tăng khó khăn trong quá trình thiết kế, mô phỏng và tối ưu hóa.

Các tác giả trong [3] đã nghiên cứu mô hình hóa tay đòn chữ A và cụm lò xo – giảm chấn bằng phần mềm Creo V5, sau đó phân tích phần tử hữu hạn (FEA) để đánh giá các loại vật liệu lò xo khác nhau dưới các điều kiện tải thay đổi thông qua số vòng cuộn. Kết quả phân tích cho thấy biến dạng lớn nhất tập trung tại các vị trí khớp cầu và khớp nối moay-ơ. Ứng suất tập trung nhiều hơn ở tay đòn trên so với tay đòn dưới. Phân tích tĩnh cho thấy vị trí liên kết giữa giảm chấn và tay đòn dưới chịu ứng suất Von Mises cao nhất trong hệ thống. Các vật liệu nghiên cứu đều chịu được tải lên đến 1000N, đặc biệt là hợp kim titan. Nghiên cứu [4] đề xuất khung tối ưu hóa đa mục tiêu cho thiết kế hệ thống treo trước kiểu hai đòn ngang, tích hợp các công cụ SolidWorks®, ANSYS® Workbench, MSC ADAMS® và modeFrontier®. Mục tiêu là xác định vị trí tối ưu của các điểm liên kết nhằm giảm dao động thân xe, khối lượng hệ treo và ứng suất cực đại. Kết quả cho thấy phương pháp đề xuất giúp rút ngắn thời gian thiết kế, tăng độ chính xác và mở rộng tuổi thọ hệ thống, đồng thời xác định được biên Pareto thể hiện mối quan hệ đánh đổi giữa độ ổn định, khả năng điều khiển và độ thoải mái của xe. Phương pháp này cũng có thể mở rộng cho các hệ thống cơ khí khác như truyền động, lái và phanh. Tương tự, trong công trình [5] đề xuất phương pháp tối ưu hóa tham số cho hệ thống treo trước kiểu hai đòn ngang. Kết quả cho thấy các tham số tối ưu giúp giảm 37,5% độ trượt ngang bánh xe và cải thiện 61% góc nghiêng trụ đứng.



Hình 1. Sơ đồ tổng quan hệ thống treo tay đòn kép và vị trí các bộ phận chính.

Trong nghiên cứu này, nhóm tác giả lựa chọn hệ thống treo trước tay đòn kép của mẫu xe Suzuki Samurai làm đối tượng phân tích và tối ưu hóa. Suzuki Samurai là dòng xe địa hình hạng nhẹ (light off-road vehicle) được trang bị hệ thống treo có kết cấu đơn giản, độ bền cao

và khả năng vận hành ổn định trên địa hình gồ ghề. Việc lựa chọn mẫu xe này xuất phát từ tính phổ biến, khả năng thu thập dữ liệu kích thước và tải trọng thực tế thuận lợi, đồng thời tạo điều kiện để kết quả nghiên cứu có thể áp dụng cho các dòng xe off-road và xe tải nhẹ. Các nghiên cứu trước đây chủ yếu tập trung vào tối ưu hóa động học [2], [6–12] hoặc tối ưu hóa kết cấu [6] một cách độc lập, trong khi mối quan hệ tương tác giữa hai khía cạnh này vẫn chưa được khai thác toàn diện. Bài báo này hướng tới việc lấp đầy khoảng trống nghiên cứu trên thông qua một quy trình tích hợp, bao gồm mô phỏng động học, tối ưu hóa đa mục tiêu và phân tích bên bằng FEA.

Để phục vụ cho việc mô hình hóa và mô phỏng, các thông số kỹ thuật chính của hệ thống treo trước Suzuki Samurai được tổng hợp trong Bảng 1. Bảng này bao gồm kích thước hình học, hành trình làm việc, tải trọng tĩnh và đặc tính vật liệu của tay đòn dưới, tạo cơ sở cho việc xây dựng mô hình động học cũng như mô hình FEA trong các phần tiếp theo.

Các thông số hình học của hệ thống treo được trích xuất từ Bảng 1, đóng vai trò làm dữ liệu đầu vào cho việc xây dựng mô hình cơ cấu bốn thanh (four-bar linkage) trong phần mềm NX Motion. Việc sử dụng các giá trị này cho phép mô phỏng chính xác biến thiên góc camber theo hành trình dịch chuyển của bánh xe, từ đó đánh giá đặc tính động học của hệ thống treo.

Bảng 1. Thông số kỹ thuật hệ thống treo trước Suzuki Samurai.

Bộ phận	Ký hiệu	Giá trị	Đơn vị
Tay đòn trên	a	167	mm
Moay-ơ	b	362,7	mm
Tay đòn dưới	c	421	mm
Khoảng cách từ khớp nối tay đòn dưới đến khung xe	d	388,3	mm
Khoảng cách từ A đến C	e	326,8	mm
Góc cố định khung xe	θ_0	36,95	deg
Góc tay đòn dưới	θ_4	110	deg
Góc xác định điểm C	α	22,5	deg

2. CƠ SỞ LÝ THUYẾT

Các cơ sở lý thuyết trình bày trong phần này được sử dụng trực tiếp cho quá trình mô phỏng và tối ưu hóa hệ thống treo tay đòn kép ở phần 3, bao gồm phân tích động học, phân tích ứng suất và tối ưu đa mục tiêu.

2.1. Góc camber và tầm quan trọng

Góc camber θ_c là góc giữa mặt phẳng bánh xe và phương thẳng đứng, xác định theo công thức sau:

$$\theta_c = \arctan\left(\frac{\Delta_x}{\Delta_z}\right) \quad (1)$$

Trong đó Δ_x dịch chuyển ngang của moay-ơ; Δ_z dịch chuyển đứng của moay-ơ.

Góc camber đóng vai trò then chốt trong việc tối ưu hóa khả năng bám đường và độ ổn định vận hành. Camber âm, tức bánh xe nghiêng vào phía trong ở phần trên, thường được áp dụng để tăng diện tích tiếp xúc giữa lốp và mặt đường khi vào cua, từ đó cải thiện lực bám và giảm nguy cơ trượt ngang. Tuy nhiên, camber âm quá lớn có thể gây mòn mép trong của lốp nhanh hơn, làm giảm tuổi thọ lốp và gia tăng chi phí bảo dưỡng. Camber dương, tức bánh xe nghiêng ra phía ngoài ở phần trên, ít được áp dụng trên các dòng xe du lịch hiện đại do làm giảm lực bám khi vào cua. Tuy nhiên, camber dương đôi khi vẫn được sử dụng trên một số xe tải hoặc xe chuyên dụng nhằm đáp ứng các yêu cầu đặc thù về tải trọng hoặc ổn định hướng. Trong nghiên cứu này, quá trình tối ưu hóa hệ thống treo tay đòn kép được định hướng nhằm giảm biên thiên góc camber về gần giá trị tối ưu, đồng thời cân bằng giữa hiệu quả lực bám khi vào cua và tuổi thọ lốp.

2.2. Ứng suất Von Mises

Ứng suất Von Mises hay còn gọi là ứng suất tương đương là đại lượng phổ biến trong phân tích bền của vật liệu kim loại chịu tải phức tạp. Nó được xây dựng dựa trên thuyết năng lượng biến dạng (Distortion Energy Theory – DET), theo đó vật liệu bắt đầu chảy dẻo khi năng lượng biến dạng do ứng suất tác dụng đạt đến giá trị tới hạn, tương ứng với giới hạn chảy khi chịu kéo đơn trục. Trong bài toán 3D, công thức tổng quát của ứng suất tương đương được biểu diễn như sau:

$$\sigma_{vm} = \sqrt{\frac{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2)}{2}} \quad (2)$$

Trong đó $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$ thành phần ứng suất pháp tuyến theo ba trục x, y, z; $\tau_{xy}, \tau_{yz}, \tau_{zx}$ thành phần ứng suất tiếp tuyến.

Giá trị σ_{vm} cho phép so sánh trực tiếp với giới hạn chảy σ_y của vật liệu. Nếu: $\sigma_{vm} \leq \sigma_y$ kết cấu được coi là an toàn trong miền đàn hồi của vật liệu. Ngược lại, nếu $\sigma_{vm} > \sigma_y$ vật liệu sẽ bắt đầu biến dạng dẻo tại vị trí tương ứng.

2.3. Hệ số an toàn (FoS)

Hệ số an toàn (FoS – Factor of Safety) là tỷ lệ giữa khả năng chịu tải giới hạn của kết cấu và tải trọng (hoặc ứng suất làm việc thực tế). Đây là chỉ tiêu quan trọng trong thiết kế cơ khí, giúp đảm bảo kết cấu không bị phá hỏng ngay cả khi tồn tại sai số chế tạo, biến thiên vật liệu hoặc tải trọng bất thường. Công thức tổng quát được xác định như sau:

$$FoS = \frac{\sigma_{allow}}{\sigma_{actual}} \quad (3)$$

Trong đó σ_{allow} ứng suất cho phép (thường lấy bằng ứng suất chảy của vật liệu σ_y chia cho hệ số phụ thuộc tiêu chuẩn thiết kế); σ_{actual} ứng suất thực tế lớn nhất xuất hiện trong kết cấu chịu tải (trong nghiên cứu này là $\sigma_{vm, max}$).

Trong thiết kế cơ khí, giá trị hệ số an toàn phản ánh mức độ dự trữ chịu tải của kết cấu so với điều kiện làm việc thực tế. Theo quy ước, khi $FoS > 1$ kết cấu được coi là an toàn dưới tải

trọng tính toán. Nếu $FoS \approx 1$, kết cấu đang làm việc gần giới hạn chịu tải tối đa do đó cần xem xét các biện pháp gia cường hoặc giảm tải trọng tác dụng. Ngược lại, khi $FoS < 1$ kết cấu có nguy cơ phá hỏng và không đáp ứng yêu cầu thiết kế.

Bảng 2. Thông số cơ lý hợp kim nhôm A356-T6.

Thông số	Ký hiệu	Giá trị	Đơn vị
Mô đun đàn hồi	E	70	GPa
Hệ số Poisson	ν	0,33	-
Giới hạn chảy	σ_y	230	MPa
Khối lượng riêng	ρ	2,68	g/cm ³

Trong thiết kế hệ thống treo ô tô, FoS là chỉ số quan trọng quyết định khả năng vận hành lâu dài và chịu được các tình huống tải trọng cực hạn, như ổ gà, vào cua tốc độ cao hoặc va chạm nhẹ. FoS quá thấp làm tăng nguy cơ gãy hỏng hoặc biến dạng vĩnh viễn của tay đòn, trong khi FoS quá cao thường đồng nghĩa với việc kết cấu “quá bền”, dẫn đến dư thừa vật liệu, tăng khối lượng và giảm hiệu suất nhiên liệu. Do đó, trong tối ưu thiết kế, mục tiêu là đảm bảo FoS nằm trong khoảng an toàn hợp lý (thường 1,3–2,0 cho chi tiết ô tô), đồng thời giảm khối lượng nhằm cải thiện hiệu suất và khả năng vận hành. Trong quá trình phân tích bền và tối ưu hóa tay đòn dưới, việc xác định chính xác các đặc tính cơ học của vật liệu là yếu tố then chốt để đảm bảo độ tin cậy của kết quả mô phỏng. Vật liệu sử dụng trong nghiên cứu này là hợp kim nhôm A356-T6, được chọn do có khối lượng riêng thấp, khả năng chống ăn mòn tốt và độ bền cơ học phù hợp cho các chi tiết chịu tải động như tay đòn hệ treo. Các thông số cơ học chính của vật liệu được trình bày trong Bảng 2, là dữ liệu đầu vào cho mô hình phân tử hữu hạn cũng như các tính toán liên quan đến ứng suất tương đương, biến dạng và hệ số an toàn.

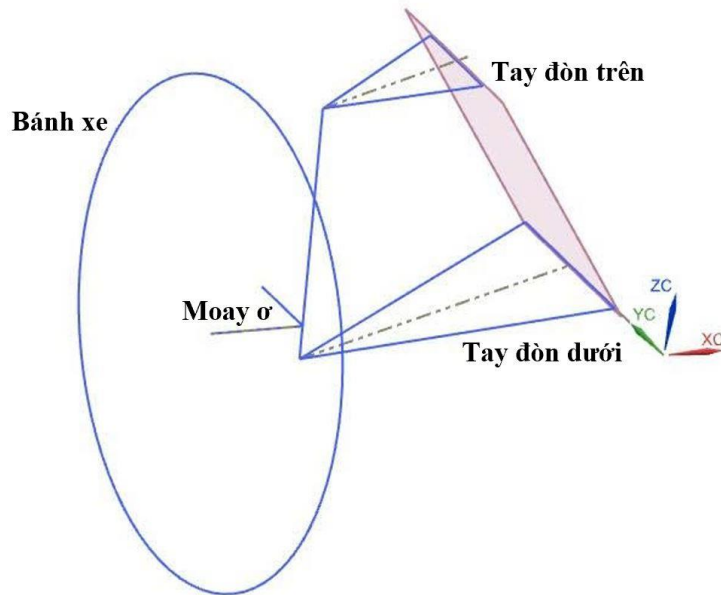
3. PHƯƠNG PHÁP NGHIÊN CỨU

3.1. Mô hình động học

Dựa trên các thông số hình học đã lựa chọn, bao gồm chiều dài tay đòn và khoảng cách giữa các trục khớp, một mô hình động học của hệ thống treo tay đòn kép được xây dựng trong phần mềm NX Motion. Mô hình này bao gồm ba khối chuyển động chính (motion bodies): tay đòn trên, tay đòn dưới và moay-ơ, như thể hiện trong Hình 2 [13–14].

Các liên kết cơ khí được mô tả thông qua khớp bản lề (revolute joints) và khớp cầu (spherical joints) đặt tại các vị trí kết nối giữa tay đòn với khung xe và moay-ơ. Một trục giả lập bánh xe được gắn với cụm knuckle nhằm đo phương nghiêng của bánh xe so với trục đứng, từ đó xác định sự biến thiên của góc camber.

Mô hình này cho phép mô phỏng chính xác hành trình chuyển động của bánh xe, đánh giá tác động của các thông số hình học đến ổn định hướng và lực bám. Đồng thời, việc khai báo các thông số hình học chính dưới dạng biến thiết kế (design variables) tạo điều kiện thuận lợi cho quá trình tối ưu hóa đa mục tiêu, bao gồm giảm biến thiên camber, giảm khối lượng tay đòn và nâng cao hệ số an toàn của kết cấu.



Hình 2. Mô hình động học hệ thống treo trong phần mềm NX Motion.

Để phục vụ cho quá trình tối ưu hóa, các tham số hình học chính, bao gồm a, b, c, d (chiều dài các liên kết) và θ_4 (góc định hướng tay đòn dưới), được khai báo dưới dạng biến trong Expression của phần mềm NX. Những biến này được định nghĩa là biến thiết kế (Design Variables) và sẽ được sử dụng làm đầu vào cho quá trình tối ưu hóa đa mục tiêu bằng công cụ HEEDS MDO. Mô hình 3D hệ treo tay đòn kép được thiết kế trong NX CAD và nhập vào NX Motion để phân tích động học với hành trình ± 50 mm. Các biến thiết kế chính bao gồm chiều dài tay đòn trên (a), chiều dài tay đòn dưới (c) và góc gắn giảm chấn (θ_4).

3.2. Tối ưu hóa hình học

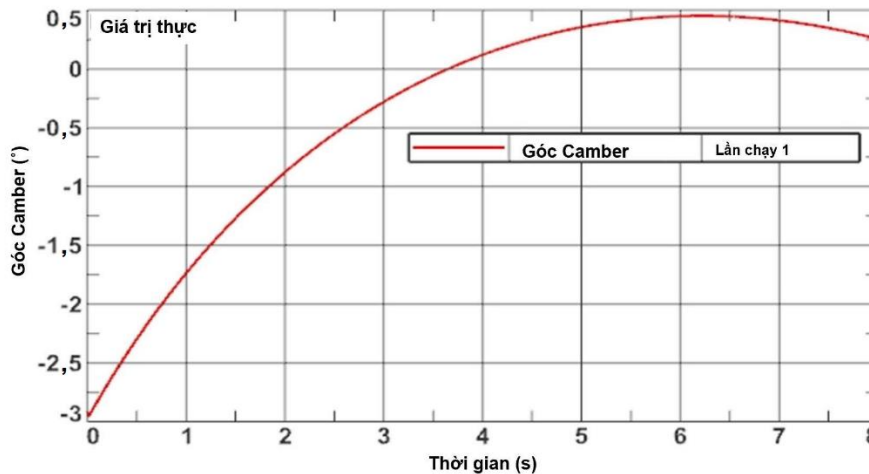
Dựa trên các thông số hình học đã lựa chọn của hệ thống treo tay đòn kép, bao gồm chiều dài tay đòn và khoảng cách giữa các trục khớp, một mô hình 3D được xây dựng trong môi trường NX CAD. Mô hình này mô phỏng chính xác cấu trúc và nguyên lý hoạt động của hệ thống treo nguyên mẫu, như thể hiện trong Hình 1. Tiếp theo, mô hình động học được thiết lập trong NX Motion để phân tích biến thiên góc camber trong suốt hành trình chuyển động của bánh xe. Mô hình gồm các khối chuyển động chính là tay đòn trên, tay đòn dưới và moay- σ ; các khớp bản lề và khớp cầu được gán tại các vị trí liên kết giữa khung, tay đòn và moay- σ , như thể hiện trong Hình 2. Để phục vụ quá trình tối ưu hóa, các thông số hình học chủ chốt, bao gồm a, b, c, d (chiều dài các liên kết) và θ_4 (góc định hướng tay đòn dưới), được khai báo dưới dạng biến trong Expression của NX Motion. Những biến này được định nghĩa là biến thiết kế và sẽ được sử dụng làm tham số đầu vào cho phần mềm tối ưu hóa HEEDS MDO, như thể hiện trong Hình 3.

S T T	Tên biến số	Loại	Giá trị nhỏ nhất	Giá trị cơ bản	Giá trị lớn nhất	Độ mịn kết quả hiển thị
1	Góc định vị của tay đòn_1	Hàm liên tục	100	110	120	50
2	Tay đòn dưới A_1	Hàm liên tục	396	421	446	50
3	Tay đòn trên A_1	Hàm liên tục	142	167	196	50

Hình 3. Khai báo các biến thiết kế trong NX Motion.

Kết quả mô phỏng ban đầu cho thấy góc camber biến đổi đáng kể khi hệ thống treo nén và giãn, ảnh hưởng trực tiếp đến khả năng bám đường và độ mòn lốp. Đồ thị biến thiên camber

trước khi tối ưu hóa được trình bày trong Hình 4.



Hình 4. Đồ thị biến thiên góc camber trước khi tối ưu hóa.

Quá trình tối ưu hóa hệ thống treo tay đòn kép được thực hiện trên phần mềm HEEDS MDO với mục tiêu đồng thời giảm khối lượng tay đòn dưới và nâng cao FoS. Bài toán tối ưu sử dụng thuật toán tìm kiếm toàn cục, thay đổi các biến thiết kế trong giới hạn cho phép, kết hợp mô phỏng động học và phân tích FEA cho từng cấu hình. Trong nghiên cứu này, HEEDS MDO được áp dụng cùng thuật toán SHERPA, một thuật toán lai (hybrid) và thích ứng (adaptive) có khả năng tự động điều chỉnh các tham số tìm kiếm dựa trên đặc điểm của không gian thiết kế. SHERPA giúp rút ngắn thời gian tính toán và tăng khả năng tìm kiếm nghiệm tối ưu toàn cục. Trong bài toán tối ưu hệ thống treo tay đòn kép, SHERPA được cấu hình để tìm kiếm một nghiệm tối ưu duy nhất dựa trên trọng số của các mục tiêu, phù hợp khi các mục tiêu tối ưu (tối ưu hóa khối lượng và nâng cao FoS) không xung đột đáng kể. Tổng cộng 150 phương án thiết kế khác nhau đã được phân tích và đánh giá, mỗi phương án là một tổ hợp giá trị biến thiết kế (a, b, c, d, θ_4) nằm trong phạm vi cho phép. Kết quả đánh giá dựa trên mô phỏng động học để xác định biến thiên camber và phân tích FEA để tính ứng suất tương đương cũng như khối lượng thành phần. Hình 5 cho thấy rằng, phương án tối ưu đạt được tại trường hợp thứ 107 với các thông số hình học và kết quả biến thiên góc camber như sau:

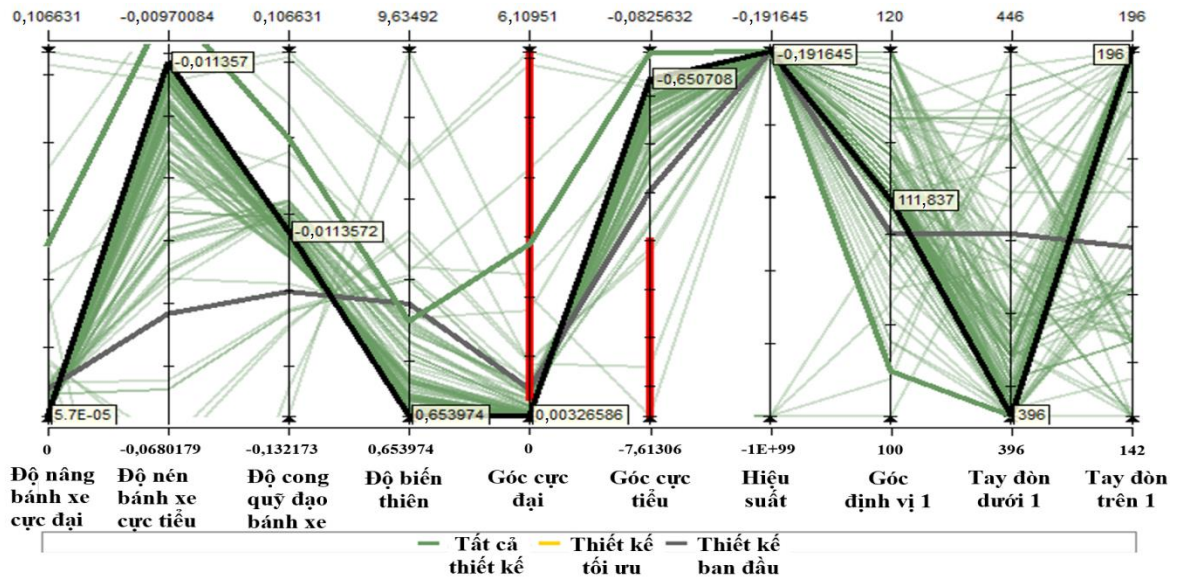
- Chiều dài tay đòn trên (Upper A-arm): 196 mm.
- Chiều dài tay đòn dưới (Lower A-arm): 396 mm.
- Góc tay đòn dưới (Lower arm angle): $111,837^\circ$.
- Biến thiên góc camber: $0,650^\circ$.

Mã thiết kế	Biến	Góc lớn nhất	Góc nhỏ nhất	Góc định vị của tay đòn 1	Tay đòn dưới A 1	Tay đòn trên A 1
106	0,701873	0,000916732	-0,700957	112,245	398,041	194,898
107	0,653974	0,00326586	-0,650708	111,837	396	196
108	0,826205	0,0207984	-0,805407	111,02	396	194,898

Hình 5. Kết quả 150 phương án thiết kế trên HEEDS MDO, trong đó trường hợp thứ 107 là tối ưu.

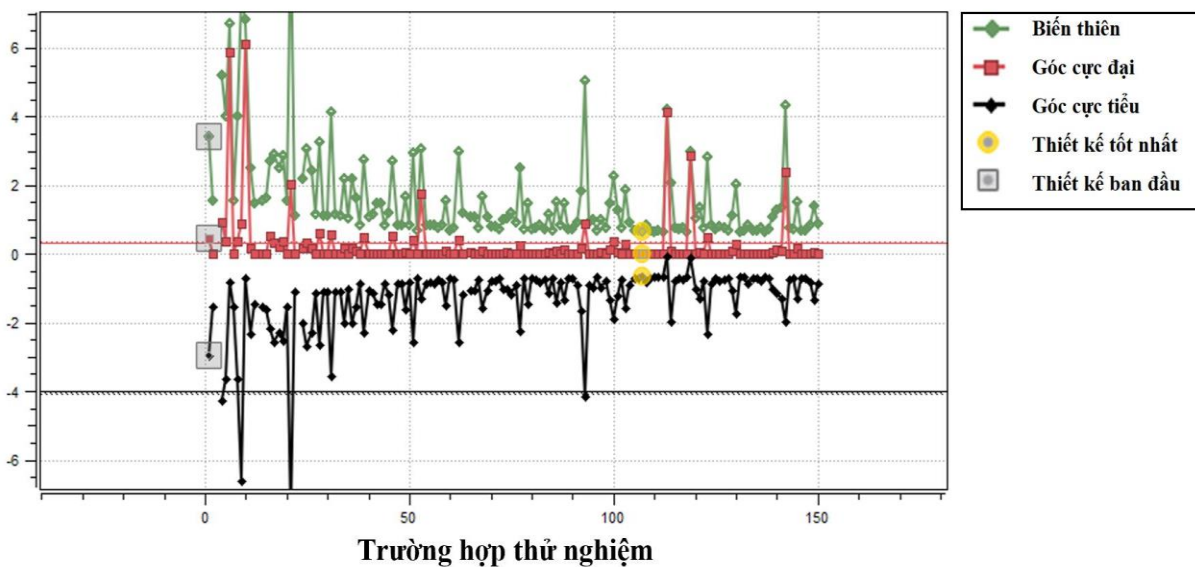
Cấu hình tối ưu này cải thiện đáng kể sự ổn định của góc camber trong suốt hành trình hệ thống treo, nâng cao khả năng bám đường khi vào cua và giảm nguy cơ mòn lốp không đều. Đồng thời, việc điều chỉnh hợp lý chiều dài và góc tay đòn giúp giảm ứng suất tập trung trên các liên kết, từ đó tăng độ bền kết cấu.

Hình 6 thể hiện mối quan hệ giữa các biến thiết kế và tham số phản hồi trong quá trình tối ưu hóa hình học hệ thống treo tay đòn kép bằng thuật toán SHERPA trong môi trường HEEDS MDO. Tập dữ liệu gồm 150 cấu hình thiết kế, trong đó đường màu xanh nhạt biểu diễn toàn bộ tập phương án, đường màu xám là cấu hình cơ sở (baseline) và đường màu đen đậm là phương án tối ưu (#107). Phương án tối ưu cho thấy sự dịch chuyển đáng kể so với cấu hình cơ sở ở các biến hình học chủ chốt, gồm: chiều dài tay đòn trên (LUA = 196 mm), chiều dài tay đòn dưới (LLA = 396 mm), góc lắp đặt tay đòn dưới ($\theta_{LA} = 111,837^\circ$), cùng với biến thiên góc camber ($\Delta\gamma = 0,654^\circ$). Sự điều chỉnh đồng thời các biến này đã làm giảm đáng kể biến thiên camber trong suốt hành trình nén giãn, từ đó nâng cao ổn định động học bánh xe khi vào cua và hạn chế mòn lốp không đều.



Hình 6. Đồ thị tọa độ song song minh họa trực quan 150 trường hợp thiết kế.

Thuật toán SHERPA tối ưu hóa hiệu quả cấu hình hình học thông qua việc khai thác mối tương quan phi tuyến giữa các biến, đảm bảo đạt nghiệm tối ưu toàn cục trong không gian thiết kế mà không cần phụ thuộc vào giả định tuyến tính của hàm mục tiêu.



Hình 7. Đồ thị thay đổi giá trị biến thiên góc camber của 150 trường hợp.

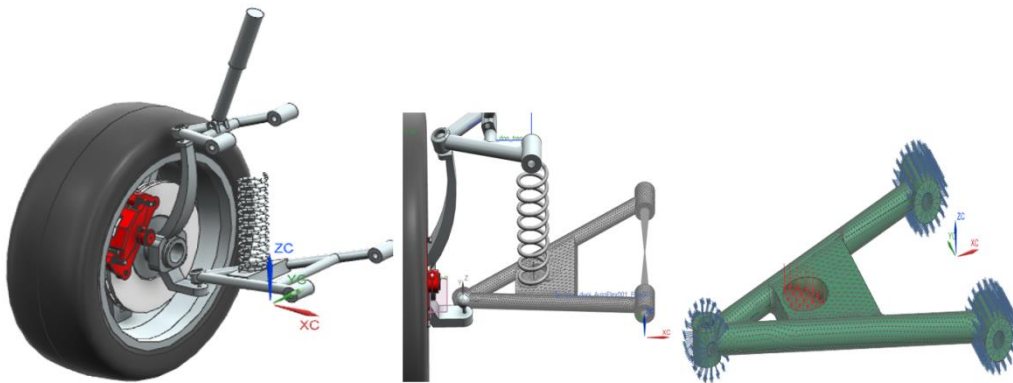
Hình 7 trình bày diễn biến giá trị biến thiên góc camber (variation), camber cực đại (max_deg) và camber cực tiểu (min_deg) của toàn bộ các cấu hình thiết kế trong quá trình tối ưu hóa. Trục hoành thể hiện số thứ tự của từng phương án, trong khi trục tung biểu diễn giá trị của các tham số động học tương ứng.

Kết quả cho thấy đường màu xanh lá mô tả sự thay đổi của biến thiên camber giữa các phương án, trong đó dấu chấm vàng đại diện cho cấu hình tối ưu do thuật toán SHERPA xác định. Điều này chứng minh rằng phương án hình học tối ưu không chỉ giảm thiểu biến thiên camber trong suốt hành trình làm việc của hệ thống treo mà còn cải thiện ổn định hướng và hạn chế hiện tượng mòn lốp không đều, qua đó đảm bảo sự cân bằng giữa hiệu suất vận hành và độ bền lốp.

3.3. Phân tích bền kết cấu

Mô hình tay đòn dưới được chia lưới trong NX Simcenter 3D được đặt tại vị trí gắn lò xo, góc lệch 15° và tải trọng:

$$F_{FEA} = 6620 \times 1,2 = 7944 \text{ N} \quad (4)$$



Hình 8. Mô hình, lưới phần tử và điều kiện biên.

4. KẾT QUẢ VÀ THẢO LUẬN

4.1. Kết quả tối ưu động học

Bảng 3 so sánh giá trị biến thiên góc camber (Δ_{camber}) giữa cấu hình ban đầu và cấu hình tối ưu. Kết quả cho thấy Δ_{camber} giảm từ $1,25^{\circ}$ xuống $0,65^{\circ}$, chứng tỏ tối ưu hóa hình học bằng HEEDS MDO kết hợp thuật toán SHERPA đã hiệu quả trong giảm biến thiên camber ở điều kiện khảo sát.

Bảng 3. So sánh giá trị Δ_{camber} trước và sau tối ưu.

Cấu hình thiết kế	Δ_{camber} ($^{\circ}$)	Thay đổi so với ban đầu	Tỉ lệ giảm (%)
Ban đầu	1,25	-	-
Sau tối ưu	0,65	Giảm $0,60^{\circ}$	48

Kết quả ở Bảng 3 cho thấy Δ_{camber} giảm đáng kể (48%) sau quá trình tối ưu hóa. Giảm Δ_{camber} nghĩa là biến thiên góc camber tại các trạng thái làm việc đặc trưng được hạn chế hơn, dẫn đến tiếp xúc tối ưu hơn giữa lốp và mặt đường trong nhiều điều kiện vận hành. Về mặt

động học, điều này giúp giảm dao động lực bên và giảm nhạy cảm với tải trọng góc, góp phần cải thiện ổn định lái và giảm nguy cơ mòn lốp không đều.

Bảng 4 so sánh Δ_{camber} toàn hành trình trước và sau tối ưu. Sau tối ưu hóa, Δ_{camber} giảm từ $3,50^\circ$ xuống $0,86^\circ$, cho thấy giảm mạnh biến thiên camber trong toàn hành trình.

Bảng 4. So sánh Δ_{camber} toàn hành trình trước và sau tối ưu.

Trạng thái	$\Delta_{\text{camber}} (^\circ)$	Thay đổi so với ban đầu	Tỉ lệ giảm (%)
Ban đầu	3,5	-	-
Sau tối ưu	0,86	Giảm $2,64^\circ$	75,43

Bảng 4 nhấn mạnh hiệu quả hơn ở phạm vi hành trình: Δ_{camber} toàn hành trình giảm 75,43% sau tối ưu hóa. Mức giảm lớn này cho thấy thiết kế tối ưu không chỉ cải thiện giá trị camber ở một điểm đặc trưng mà còn duy trì camber ổn định xuyên suốt hành trình chuyển động của hệ thống treo. Hậu quả trực tiếp là diện tích tiếp xúc của lốp với mặt đường ít thay đổi hơn khi hệ thống treo làm việc, làm giảm mô-men do góc camber sinh ra và phân bố ứng suất lốp đồng đều hơn, do đó giảm mòn không đều và cải thiện tính ổn định động học của xe trong các tình huống chuyển hướng và qua ổ gà.

4.2. Kết quả FEA

Bảng 5 trình bày so sánh ứng suất lớn nhất (σ_{max}), FoS và khối lượng kết cấu của hệ thống treo tay đòn kép trước và sau quá trình tối ưu hóa. Kết quả cho thấy σ_{max} giảm từ 188 MPa xuống 153 MPa, đồng thời FoS tăng từ 1,22 lên 1,42. Bên cạnh đó, khối lượng kết cấu giảm từ 2,36 kg còn 1,83 kg.

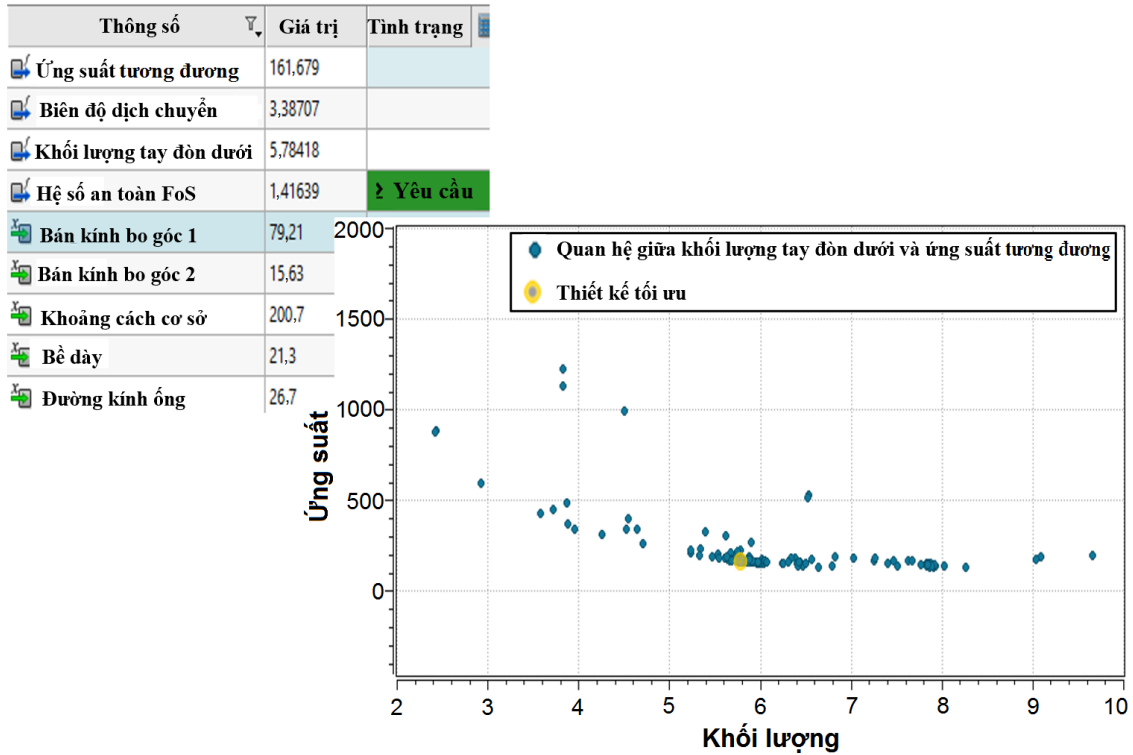
Sự cải thiện đồng thời ở cả ba chỉ tiêu này khẳng định tính hiệu quả của phương án hình học tối ưu, không chỉ nâng cao độ bền và an toàn của kết cấu, mà còn giảm khối lượng thành phần, từ đó cải thiện hiệu suất vận hành, giảm lực không treo và nâng cao khả năng tiết kiệm nhiên liệu. Ngoài ra, việc tối ưu hóa này còn giúp phân bố ứng suất đồng đều hơn, hạn chế các điểm tập trung ứng suất và tăng độ tin cậy dài hạn của hệ thống treo trong điều kiện vận hành thực tế.

Bảng 5. Kết quả bền của kết cấu.

Trạng thái	σ_{max} (MPa)	FoS	Khối lượng (kg)
Trước	188	1,22	2,36
Sau	153	1,42	1,83

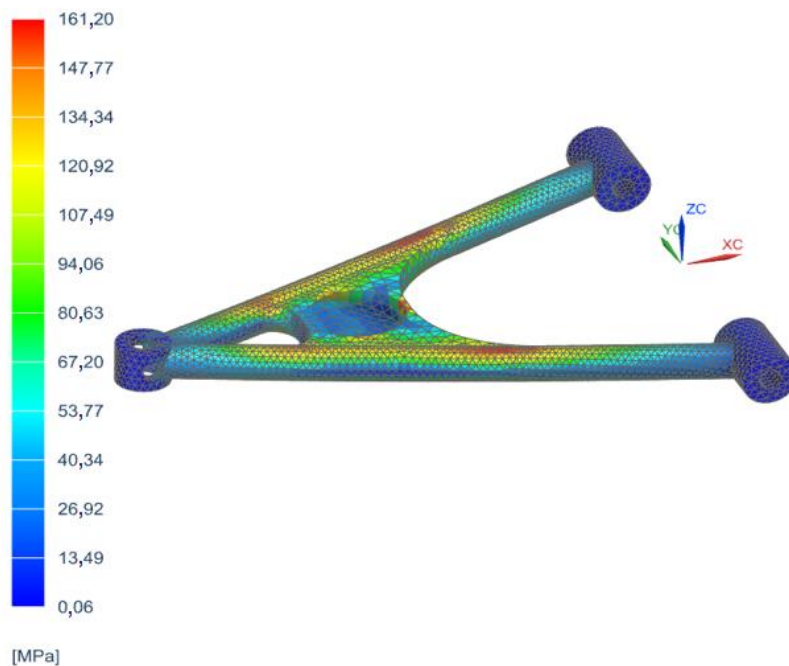
4.3. Đánh giá kết quả tối ưu hóa và cải tiến thiết kế

Hình 9 minh họa kết quả phân tích tối ưu hóa khối lượng và ứng suất tương đương của tay đòn dưới hệ thống treo tay đòn kép. Trục hoành thể hiện khối lượng kết cấu (kg), trong khi trục tung biểu diễn ứng suất tương đương (MPa).



Hình 9. Mối quan hệ giữa ứng suất và khối lượng theo các biến thiết kế tối ưu.

Các điểm màu xanh trong đồ thị biểu thị các phương án thiết kế được sinh ra trong quá trình tối ưu hóa, trong khi điểm màu vàng đại diện cho phương án tối ưu (Best Design) theo tiêu chí lựa chọn. Phương án này đạt ứng suất tương đương tốt nhất $\approx 161,7$ MPa, tương ứng FoS $\approx 1,42$, đảm bảo nằm trong giới hạn cho phép của vật liệu, đồng thời khối lượng được duy trì ở mức $\approx 5,8$ kg, cân bằng giữa yêu cầu giảm khối lượng và duy trì độ bền.



Hình 10. Phân tích phần tử hữu hạn sau khi tối ưu các tham số.

Kết quả cho thấy việc cải tiến hình học (các thông số bo góc, chiều dày, khoảng cách và kích thước ống) giúp tối ưu hóa đồng thời hai tiêu chí quan trọng là độ bền và khối lượng. Các phương án không tối ưu thường có khối lượng thấp nhưng ứng suất cao, hoặc ngược lại, minh chứng cho sự cần thiết của một phương pháp tối ưu hóa đa mục tiêu, như thể hiện trên Hình 10. Phân tích mối quan hệ giữa khối lượng và ứng suất tương đương của tay đòn dưới cho thấy xu hướng phi tuyến. Ở nhóm khối lượng thấp ($\approx 2-4$ kg), ứng suất phân bố không đồng đều với nhiều điểm ≥ 800 MPa, tiềm ẩn nguy cơ vượt quá giới hạn chịu tải. Trong khoảng khối lượng trung bình ($\approx 5-7$ kg), phân bố ứng suất đồng đều hơn, phần lớn giá trị dưới 200 MPa, được xem là vùng thiết kế “an toàn” và hiệu quả. Khi khối lượng > 8 kg, ứng suất không giảm đáng kể so với vùng 6–7 kg, cho thấy hiệu suất tối ưu giảm dần. Phương án tối ưu nhất (điểm vàng) đạt khối lượng ≈ 6 kg và ứng suất ≈ 150 MPa, thể hiện điểm cân bằng hợp lý giữa giảm khối lượng và đảm bảo độ bền kết cấu.

Bảng 6. So sánh giá trị khối lượng và ứng suất sau khi tối ưu.

	Khối lượng (kg)	Ứng suất (MPa)	Hệ số an toàn
Thiết kế ban đầu	7,5	205	1,03
Thiết kế tối ưu	5,8	161,7	1,42
% thay đổi	22,67	21,12	

Bảng 6 cho thấy rằng, sau quá trình tối ưu hóa các giá trị biến thiết kế thu được từ HEEDS MDO được áp dụng để hiệu chỉnh mô hình và tiến hành phân tích lại. Kết quả cho thấy phân bố ứng suất trở nên đồng đều hơn, đặc biệt tại các vị trí góc bo, nhấn mạnh vai trò của các thông số hình học như một yếu tố gia cường kết cấu. Hai thông số chính sau tối ưu là ứng suất cực đại 161,7 MPa và khối lượng 5,8 kg. Với giá trị ứng suất này, hệ số an toàn được xác định là $FoS = 230 / 161,7 \approx 1,42$, đảm bảo đáp ứng yêu cầu về độ bền của chi tiết trong điều kiện làm việc tính toán.

5. KẾT LUẬN

Kết quả nghiên cứu cho thấy quy trình tối ưu hóa đề xuất đạt đồng thời ba mục tiêu chính: giảm đáng kể biến thiên góc camber, giảm khối lượng kết cấu và tăng hệ số an toàn (FoS). Cụ thể, Δ_{camber} giảm 75,43% so với cấu hình ban đầu, trong khi khối lượng tay đòn giảm 0,53 kg, góp phần giảm khối lượng không treo và cải thiện khả năng đáp ứng động học của hệ thống treo. Quy trình tích hợp mô phỏng động học, tối ưu hóa đa mục tiêu và phân tích bền bằng phương pháp phần tử hữu hạn (FEA) đã chứng minh hiệu quả trong việc cải thiện đồng thời đặc tính động học và độ bền kết cấu của hệ thống treo tay đòn kép. Phương pháp này vừa đạt kết quả tối ưu về mặt kỹ thuật, vừa đảm bảo tính khả thi trong sản xuất. Hướng phát triển trong tương lai nhóm tác giả tập trung vào nghiên cứu tối ưu hóa các chỉ tiêu tiếng ồn-rung động-độ gằn (Noise – Vibration – Harshness) và mở rộng mô phỏng sang các điều kiện tải động phức tạp hơn, nhằm đánh giá toàn diện hiệu suất và độ tin cậy của hệ thống treo trong các tình huống vận hành thực tế.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

[1]. P. Tapia, E. Tramacere, D.S. Puma-Benavides, R. Galluzzi, V.D. Zambrano-León, J.C. Jima-Matailo, E.A. Llanes-Cedeño, Comparative analysis of MacPherson and double wishbone suspensions

- for an electric off-road vehicle retrofit, *World Electric Vehicle Journal*, 15 (2024) 560. <https://doi.org/10.3390/wevj15120560>
- [2]. A. Godhaniya, S.S. Ku, X. Ku, Impact of camber angle on the tire tread behaviour, *Journal of Physics: Conference Series*, 2523 (2023) 012041. <https://doi.org/10.1088/1742-6596/2523/1/012041>
- [3]. S. Suranjan, C.P. Selvan, P.S. Nair, T. Hasan, Krishnaprasad, Numerical modeling and optimization of turns in double wish bone suspension of an automotive, *Materials Today: Proceedings*, 45 (2021) 7213-7215. <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2021.02.419>
- [4]. C. Llopis-Albert, F. Rubio, S. Zeng, Multiobjective optimization framework for designing a vehicle suspension system. A comparison of optimization algorithms, *Advances in Engineering Software*, 176 (2023) 103375. <https://doi.org/10.1016/j.advengsoft.2022.103375>
- [5]. J. Zhao, X. Ren, Z. Dong, T. Liu, Optimization Design of Double Wishbone Front Suspension Parameters for Large Mining Dump Truck and Analysis of Ride Comfort, *Appl. Sci.*, 14 (2024) 1812. <https://doi.org/10.3390/app14051812>
- [6]. M.W. Arshad, S. Lodi, Optimization of double wishbone suspension: Evaluating the performance of classes of algorithms, *Proc. 2024 Int. Conf. on Applied Mathematics and Computer Science (ICAMCS)*, 2024, pp. 101–106. <https://doi.org/10.1109/ICAMCS62774.2024.00025>
- [7]. D. Raikar, M. Metar, H. Attal, Design and static stress analysis of double wishbone suspension, *International Journal for Research in Applied Science & Engineering Technology*, 10 (2022) 249–256. <https://doi.org/10.22214/ijraset.2022.39798>
- [8]. P. Upadhyay, M. Deep, A. Dwivedi, A. Agarwal, P. Bansal, P. Sharma, Design and analysis of double wishbone suspension system, *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 748 (2020) 012020. <https://doi.org/10.1088/1757-899X/748/1/012020>
- [9]. Y.S. Ünlüsoy, Kinematic modelling and simulation of a special double wishbone suspension and steering system for heavy vehicles, *Proc. 10th Int. Automotive Technologies Congress (OTEKON 2020)*, Virtual Congress, 2021, pp. 6–7.
- [10]. J.L. Archut, B. Corves, Real-time multibody simulation of vehicle wheel suspensions of different topologies with elastokinematic properties, *Multibody Syst Dyn*, 63 (2025) 255-271. <https://doi.org/10.1007/s11044-024-09984-2>
- [11]. J. Gao, P. Han, Analysis and Optimization of Vehicle Handling Stability with Considering Front and Rear Suspension Hard Point Coordinates, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 236 (2022) 5318–5341. <https://doi.org/10.1177/09544062211060732>
- [12]. P. Tapia, E. Tramacere, D.S.P. Benavides, R. Galluzzi, V.D.Z. Leon, J.C.J. Matailo, E.A.L.Cedeno, Comparative Analysis of MacPherson and Double Wishbone Suspensions for an Electric Off-Road Vehicle Retrofit, *World Electr. Veh. J.*, 16 (2025) 228. <https://doi.org/10.3390/wevj16040228>
- [13]. Siemens Digital Industries Software, Simcenter TV Broadcasts: Simcenter 3D - Design Space Exploration with Motion, Siemens Support Center, 2024. https://support.sw.siemens.com/en-US/knowledge-base/KB000042523_EN_US
- [14]. Siemens Digital Industries Software, Simcenter TV Broadcasts: Simcenter 3D - Case Study - Designing a Bike Frame using Design Space Exploration & HEEDS, Siemens Support Center, 2024. https://support.sw.siemens.com/en-US/knowledge-base/KB000042460_EN_US