

# TỐI ƯU ĐỘNG HỌC HỆ THỐNG TREO ĐỘC LẬP HAI ĐÒN NGANG CÓ KẾ ĐẾN TÍNH ĐÀN HỒI CỦA PHẦN TỬ DẪN HƯỚNG

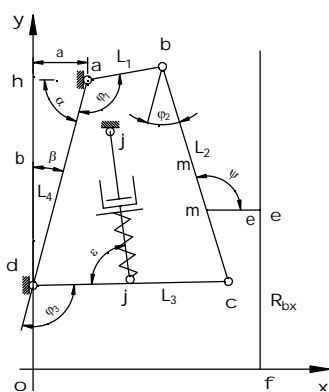
Nguyễn Hồng Quân<sup>1</sup>

**Tóm tắt:** Trước đó tác giả đã công bố 02 công trình khoa học (Nguyễn Hồng Quân, nnk 2018; Nguyễn Hồng Quân, nnk 2019) trên 02 tạp chí khoa học về khảo sát, phân tích động học phần tử dẫn hệ thống treo hai đòn ngang. Bài báo này sẽ trình bày phương pháp và kết quả tối ưu động học phần tử dẫn hướng hệ thống treo nói trên khi có kế đến tính đàn hồi của phần tử dẫn hướng.

**Từ khóa:** Hệ thống treo; động học, động lực học, ADAMS, tối ưu.

## 1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Động học cơ cấu dẫn hướng hệ thống treo ảnh hưởng trực tiếp đến tính an toàn điều khiển, động lực học phanh, treo, lái và dao động của ô tô. Trong 02 công trình khoa học trên 02 tạp chí khoa học (Nguyễn Hồng Quân, nnk 2018; Nguyễn Hồng Quân, nnk 2019) đã khảo sát, phân tích động học và xét sự ảnh hưởng của kích thước và vị trí các khâu, khớp phần tử dẫn hệ thống treo hai đòn ngang đến động học hệ thống treo này. Bài báo này sẽ trình bày phương pháp và kết quả tối ưu động học phần tử dẫn hướng hệ thống treo nói trên khi có kế đến tính đàn hồi của phần tử dẫn hướng. Kết quả của bài báo có thể ứng dụng trong thiết kế phần tử dẫn hướng hệ thống treo này.

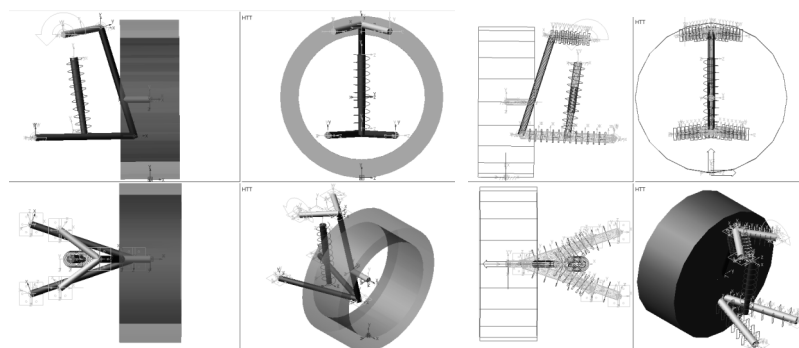


Hình 1. Sơ đồ động học

## 2. CÁC NỘI DUNG CHÍNH

### 2.1. Xây dựng mô hình, tính toán và khảo sát sự ảnh hưởng của kích thước và vị trí đặt các khâu, khớp phần tử dẫn hướng đến động học hệ thống treo độc lập hai đòn ngang

Nội dung này đã trình bày trong công trình (Nguyễn Hồng Quân, nnk 2018; Nguyễn Hồng Quân, nnk 2019) nên ở đây chỉ sử dụng lại kết quả của 02 công trình trên. Đối tượng nghiên cứu là phần tử dẫn hướng của hệ thống treo trước trên ô tô con (tham khảo ô tô Toyota Land Cruiser Prado) có mô hình động học như *hình 1* và *hình 2*. Các số liệu ban đầu xem (Nguyễn Hồng Quân, nnk 2018; Nguyễn Hồng Quân, nnk 2019).



a) Mô hình không đàn hồi

b) Mô hình đàn hồi

Hình 2. Mô hình mô phỏng trong ADAMS

Theo kết quả tính toán (Nguyễn Hồng Quân, nnk 2018; Nguyễn Hồng Quân, nnk 2019), khi bánh xe

dịch chuyển từ vị trí cân bằng tĩnh lên trên và xuống dưới 100mm thì  $|\gamma|_{\max} = 4,61^0$  và  $|\Delta X_F|_{\max} = 10,19\text{mm}$ . như vậy  $|\Delta X_F|_{\max}$  đã vượt quá giới hạn cho phép của yêu cầu thiết kế  $|\Delta X_F|_{\max} \leq 5 \div 6^0$  và

<sup>1</sup> Bộ môn Cơ khí Ô tô, Trường Đại học Giao thông Vận tải

$|\Delta X_F|_{\max} \leq 4 \div 5 \text{mm}$  (Trịnh Chí Thiện, nnk 1984) do đó cần tiến hành tính toán tối ưu.

## 2.2. Tính toán tối ưu động học phần tử dẫn hướng hệ thống treo độc lập hai đòn ngang

### 2.2.1. Xây dựng mô hình bài toán tối ưu

#### 2.2.1.1. Lựa chọn hàm mục tiêu

Đối với động học của phần tử dẫn hướng trên hệ thống treo độc lập cần giới hạn hai thông số là góc nghiêng bánh xe  $\gamma$  và độ dịch chuyển bánh xe theo phương ngang  $\Delta X_F$  khi hệ thống treo biến dạng, do đó hàm mục tiêu khi tối ưu có thể được lựa chọn như sau: **Hàm mục tiêu 1: Giá trị tuyệt đối lớn nhất của góc nghiêng bánh xe đạt nhỏ nhất tức:  $f = \min(|\gamma|_{\max})$ .** **Hàm mục tiêu 2: Giá trị tuyệt đối lớn nhất của độ dịch chuyển bánh xe theo phương ngang đạt nhỏ nhất tức:  $f = \min(|\Delta X_F|_{\max})$ .** Phụ thuộc vào mục tiêu thiết kế, khi tiến hành tính toán tối ưu ta sẽ tối ưu một trong hai hàm mục tiêu trên và kiểm tra mục tiêu còn lại phải thỏa mãn yêu cầu thiết kế.

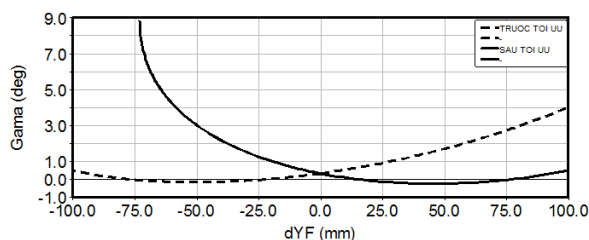
#### 2.2.1.2. Lựa chọn các tham số tối ưu

Tham số tối ưu lựa chọn là tọa độ vị trí điểm đặt của các điểm  $A_1, A_2, B, C, D_1, D_2$  lần lượt là:  $A_1(\Delta X_A, \Delta Y_A); A_2(\Delta X_A, \Delta Y_A); B(\Delta X_B, \Delta Y_B); C(\Delta X_C, \Delta Y_C); D_1(\Delta X_D, \Delta Y_D); D_2(\Delta X_D, \Delta Y_D)$ . Vậy ta có tất cả 8 tham số tối ưu, xem<sup>[6]</sup>.

#### 2.2.1.3. Điều kiện ràng buộc

Căn cứ vào kết cấu và không gian bố trí phần tử dẫn hướng hệ thống treo, lựa chọn điều kiện ràng buộc là vị trí các điểm  $A_1, A_2, B, C, D_1, D_2$  từ vị trí ban đầu dịch chuyển theo các phương X, Y trong khoảng  $(-50 \div 50)\text{mm}$  tức:  $-50 \leq \Delta X_A \leq 50; -50 \leq \Delta Y_A \leq 50; -50 \leq \Delta X_B \leq 50; -50 \leq \Delta Y_B \leq 50; -50 \leq \Delta X_C \leq 50; -50 \leq \Delta Y_C \leq 50; -50 \leq \Delta X_D \leq 50; -50 \leq \Delta Y_D \leq 50$ , xem<sup>[6]</sup>.

#### 2.2.1.4. Mô hình bài toán tối ưu



Hình 3. Biểu đồ  $\gamma$  và  $\Delta Y_F$  sau tối ưu

Bài toán tối ưu có mô hình toán học như sau:

Bài toán 1: Tìm:  $\Delta X_A; \Delta Y_A; \Delta X_B; \Delta Y_B; \Delta X_C; \Delta Y_C; \Delta X_D; \Delta Y_D$ . Sao cho:  $f = \min(|\gamma|_{\max})$ . Thỏa mãn:  $-50 \leq \Delta X_A \leq 50; -50 \leq \Delta Y_A \leq 50; -50 \leq \Delta X_B \leq 50; -50 \leq \Delta Y_B \leq 50; -50 \leq \Delta X_C \leq 50; -50 \leq \Delta Y_C \leq 50; -50 \leq \Delta X_D \leq 50; -50 \leq \Delta Y_D \leq 50$ .

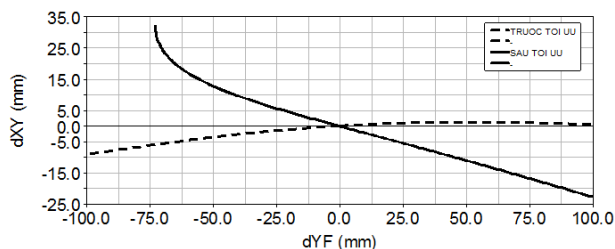
Bài toán 2: Tìm:  $\Delta X_A; \Delta Y_A; \Delta X_B; \Delta Y_B; \Delta X_C; \Delta Y_C; \Delta X_D; \Delta Y_D$ . Sao cho:  $f = \min(|\Delta X_F|_{\max})$ . Thỏa mãn:  $-50 \leq \Delta X_A \leq 50; -50 \leq \Delta Y_A \leq 50; -50 \leq \Delta X_B \leq 50; -50 \leq \Delta Y_B \leq 50; -50 \leq \Delta X_C \leq 50; -50 \leq \Delta Y_C \leq 50; -50 \leq \Delta X_D \leq 50; -50 \leq \Delta Y_D \leq 50$ .

Từ mô hình thuật toán trên, bài báo ứng dụng phần mềm ADAMS xây dựng mô hình thiết kế tối ưu theo từng hàm mục tiêu. Để giảm khối lượng tính toán trước hết bài báo xây dựng mô hình mô phỏng khi coi các khâu, khớp là cứng tuyệt đối (**hình 2a**) (nếu trực tiếp xây dựng mô hình có kể đến tính đàn hồi thì số bậc tự do của mô hình có thể lên đến hàng nghìn bậc từ đó khó đạt được kết quả tính) tiến hành tính toán tối ưu theo các hàm mục tiêu để xác định được kích thước và tọa độ vị trí của các tham số tối ưu. Bước tiếp theo xây dựng mô hình có kể đến tính đàn hồi của các khâu, khớp với các thông số về kích thước và tọa độ vị trí là sau tối ưu (**hình 2b**). Cuối cùng kiểm tra động học hệ thống treo sau tối ưu khi có kể đến tính đàn hồi của các khâu, khớp phần tử dẫn hướng. Khi tính toán cần xét trường hợp bánh xe đi lên và bánh xe đi xuống để xác định tổng dịch chuyển của  $|\gamma|_{\max}$  và  $|\Delta X_F|_{\max}$

### 2.2.2. Tối ưu với hàm mục tiêu $f = \min(|\gamma|_{\max})$

2.2.2.1. Tối ưu trong trường hợp khi bánh xe đi lên

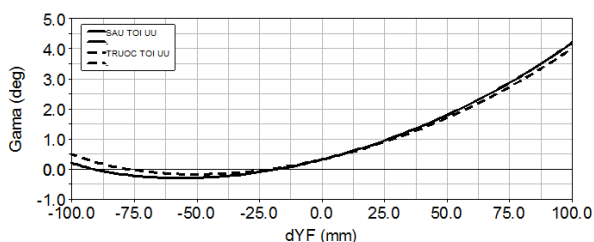
Xây dựng mô hình trong ADAMS (Nguyễn Hồng Quân, nnk 2018) và tiến hành phân tích tối ưu ta được thông số  $\gamma, \Delta X_F$  biến thiên theo  $\Delta Y_F$  trước và sau tối ưu như **hình 3, hình 4**.



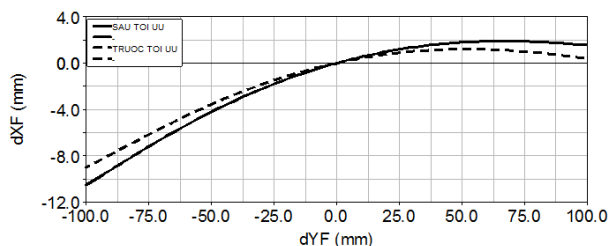
Hình 4. Biểu đồ  $\Delta X_F$  và  $\Delta Y_F$  sau tối ưu

2.2.2.2. Tối ưu trong trường hợp khi bánh xe đi xuống

Thông số  $\gamma$  và  $\Delta X_F$  biến thiên theo  $\Delta Y_F$  trước và sau tối ưu như hình 5 và hình 6



Hình 5. Biểu đồ  $\gamma$ ,  $\Delta Y_F$  trước và sau tối ưu

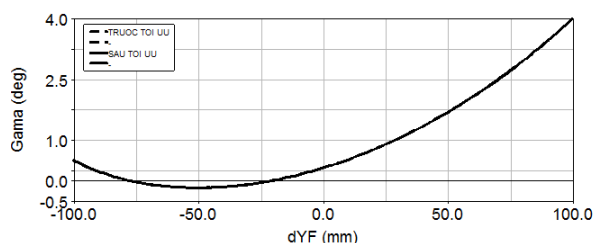


Hình 6. Biểu đồ  $\Delta X_F$ ,  $\Delta Y_F$  trước và sau tối ưu

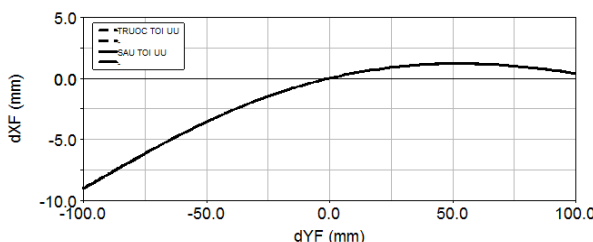
2.2.3. Tối ưu với hàm mục tiêu  $f = \min(|\Delta X_F|_{\max})$

2.2.3.1. Tối ưu trong trường hợp khi bánh xe đi lên

Thông số  $\gamma$  và  $\Delta X_F$  biến thiên theo  $\Delta Y_F$  trước và sau tối ưu như hình 7 và hình 8



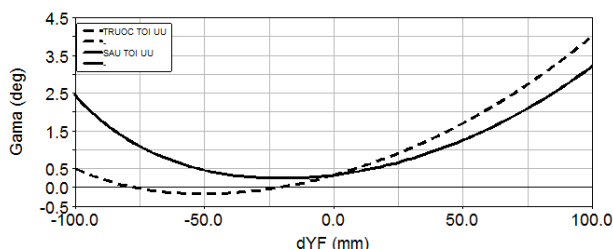
Hình 7. Biểu đồ  $\gamma$ ,  $\Delta Y_F$  trước và sau tối ưu



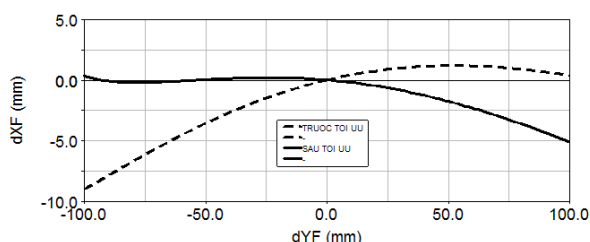
Hình 8. Đồ thị  $\Delta X_F$ ,  $\Delta Y_F$  trước và sau tối ưu

2.2.3.2. Tối ưu trong trường hợp khi bánh xe đi xuống

Thông số  $\gamma$  và  $\Delta X_F$  biến thiên theo  $\Delta Y_F$  trước và sau tối ưu như hình 9 và hình 10



Hình 9. Biểu đồ  $\gamma$ ,  $\Delta Y_F$  trước và sau tối ưu



Hình 10. Đồ thị  $\Delta X_F$ ,  $\Delta Y_F$  trước và sau tối ưu

**Bảng 1. Bảng tổng hợp so sánh kết quả**

Trường hợp	Thông số	Khi bánh xe đi lên		Khi bánh xe đi xuống		Tổng hợp toàn hành trình		
		Trước tối ưu	Sau tối ưu	Trước tối ưu	Sau tối ưu	Trước tối ưu	Sau tối ưu	Giảm (%)
2.2.2.1.	$ \gamma _{\max}$	4.01	0.57	0.50	8.67	4.01	8.67	-116.00
	$ \Delta X_F _{\max}$	1.18	21.80	9.01	31.45	9.01	31.45	-249.00
2.2.2.2.	$ \gamma _{\max}$	4.01	4.10	0.50	0.32	4.01	4.10	-2.00
	$ \Delta X_F _{\max}$	1.18	1.86	9.01	10.44	9.01	10.44	-16.00
2.2.3.1.	$ \gamma _{\max}$ và $ \Delta X_F _{\max}$ trước và sau tối ưu hầu như không thay đổi							
2.2.3.2.	$ \gamma _{\max}$	4.01	3.21	0.50	2.34	4.01	3.21	20.00
	$ \Delta X_F _{\max}$	1.18	5.09	9.01	0.26	9.01	5.09	43.50

Từ các biểu đồ và **bảng 1** tổng hợp kết quả tính toán ta thấy trường tối ưu với hàm mục tiêu  $f = \min(|\Delta X_F|_{\max})$  trong trường hợp khi bánh xe đi xuống (mục 2.2.3.2.) cho kết quả tốt nhất với  $|\gamma|_{\max} = 3.21^0$

giảm 20%,  $|\Delta X_F|_{\max} = 5.09\text{mm}$  giảm 43.5%, đồng thời đều thỏa mãn giới hạn cho phép của yêu cầu thiết kế  $|\Delta X_F|_{\max} \leq 5 \div 6^0$  và  $|\Delta X_F|_{\max} \leq 4 \div 5\text{mm}$ . Tọa độ vị trí các khớp sau tối ưu như **bảng 2**.

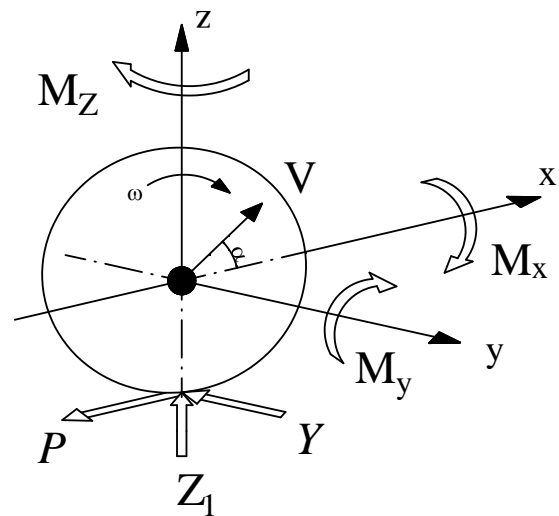
**Bảng 2. Tọa độ dịch chuyển của các tham số so với tọa độ vị trí ban đầu sau khi tối ưu**

X_A (mm)	Y_A (mm)	X_B (mm)	Y_B (mm)	X_C (mm)	Y_C (mm)	X_D (mm)	Y_D (mm)
1.68	6.18	-1.70	-6.20	0.62	6.37	-0.61	-6.25

### 2.3. Kiểm tra động học hệ thống treo sau tối ưu có kể đến tính đàn hồi của các khâu, khớp

Sử dụng kết quả tọa độ vị trí các khớp sau tối ưu như trong **bảng 2** để xây dựng mô hình tính khi có kể đến tính đàn hồi của các thanh, đòn phần tử dẫn hướng (**hình 2b**). Khảo sát động học hệ thống treo tương tự như mô hình các thanh đòn cứng tuyệt đối. Sau đó so sánh động học phần tử dẫn hướng hệ thống treo độc lập có kể đến tính đàn hồi của các khâu trước và sau tối ưu nhằm xem xét có thỏa mãn yêu cầu thiết kế. Khi kể đến tính đàn hồi các khâu, khớp của phần tử dẫn hướng thì dưới tác dụng của các lực lên bánh xe trong các trường hợp quay vòng, phanh hoặc khi vừa quay vòng vừa phanh sẽ làm biến dạng phần tử dẫn hướng do đó ảnh hưởng trực tiếp đến giá trị  $\gamma_{\max}$  và  $\Delta X_F \max$ . Sơ đồ các lực tác dụng lên bánh xe như **hình 11**.

Trong đó:  $\varphi$  - hệ số bám dọc, chọn  $\varphi = 0.7$ ;  $\varphi_n$  - hệ số bám ngang, chọn  $\varphi_n = 0.8$ .  $M_x, M_y, M_z$  là các mô men do các lực  $Z_l, Y, P$  sinh ra. Mô hình đặt lực như **hình 2.b**.



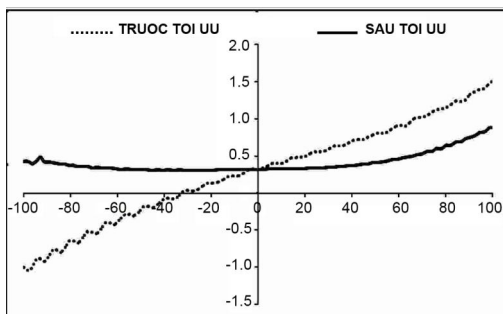
**Hình 11. Lực tác dụng lên bánh xe**

#### 2.3.1. Xác định các lực tác dụng lên bánh xe

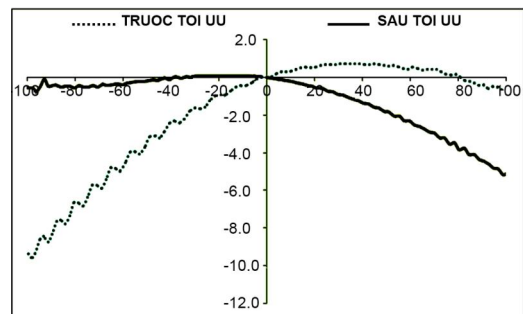
- Phản lực tác dụng lên bánh xe theo phương thẳng đứng:  $Z_l = 430 \cdot 9.81 = 4218 \text{ (N)}$
- Lực ngang lớn nhất tác dụng lên bánh xe:  $Y = Z_l \varphi_n = 4218 \cdot 0.8 = 3374 \text{ (N)}$
- Lực phanh lớn nhất tác dụng lên bánh xe:  $P = Z_l \varphi = 4218 \cdot 0.7 = 2953 \text{ (N)}$

#### 2.3.2. Khi ô tô chạy thẳng không phanh

Thông số  $\gamma$  và  $\Delta X_F$  theo  $\Delta Y_F$  trước và sau tối ưu như **hình 12** và **hình 13**.



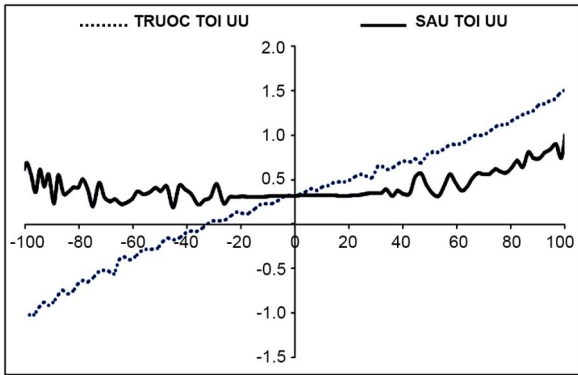
**Hình 12. Biểu đồ  $\gamma, \Delta Y_F$  trước và sau tối ưu**



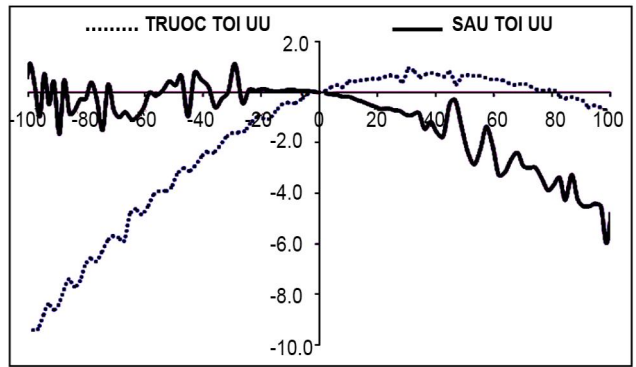
**Hình 13. Biểu đồ  $\Delta X_F, \Delta Y_F$  trước và sau tối ưu**

#### 2.3.3. Khi phanh ô tô chạy thẳng trên đường

Thông số  $\gamma$  và  $\Delta X_F$  theo  $\Delta Y_F$  trước và sau tối ưu như **hình 14** và **hình 15**.



Hình 14. Biểu đồ  $\gamma$ ,  $\Delta Y_F$  trước và sau tối ưu

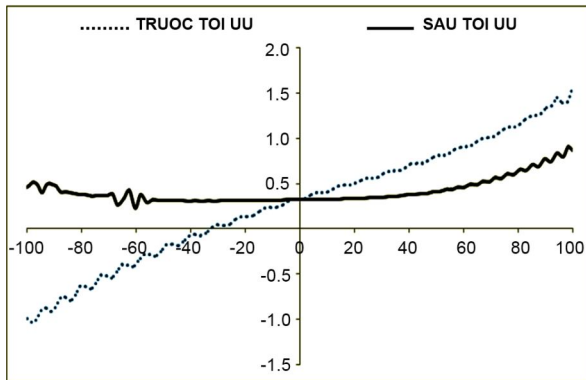


Hình 15. Biểu đồ  $\Delta X_F$ ,  $\Delta Y_F$  trước và sau tối ưu

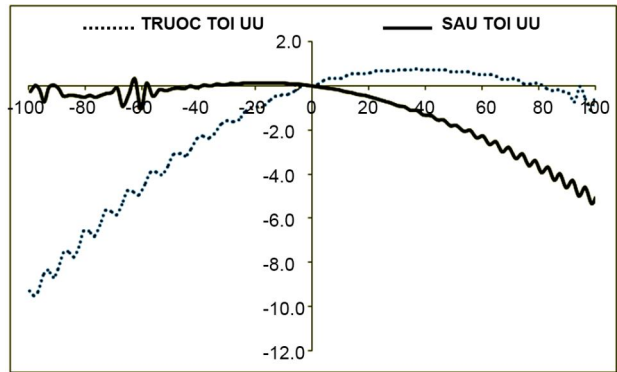
### 2.3.4. Khi ô tô quay vòng (chỉ cần xét bánh xe một bên bên phải)

#### 2.3.4.1. Khi ô tô quay vòng phải

Thông số  $\gamma$  và  $\Delta X_F$  theo  $\Delta Y_F$  trước và sau tối ưu như hình 16 và hình 17.



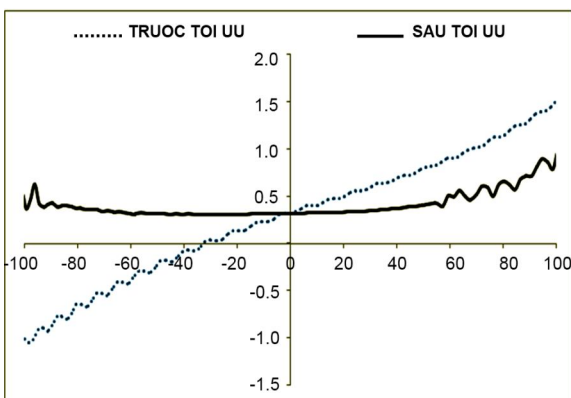
Hình 16. Biểu đồ  $\gamma$ ,  $\Delta Y_F$  trước và sau tối ưu



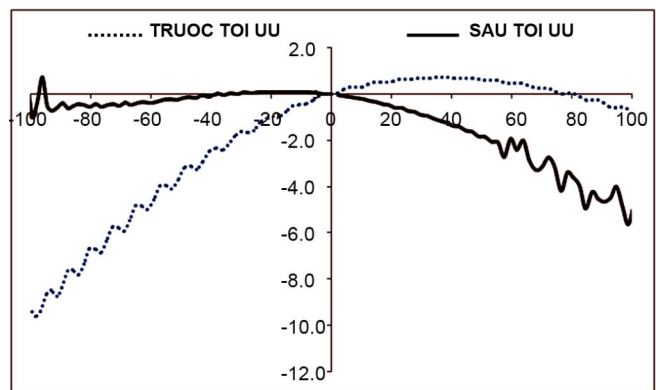
Hình 17. Biểu đồ  $\Delta X_F$ ,  $\Delta Y_F$  trước và sau tối ưu

#### 2.3.4.2. Khi ô tô quay vòng bên trái

Thông số  $\gamma$  và  $\Delta X_F$  theo  $\Delta Y_F$  trước và sau tối ưu như hình 18 và hình 19.



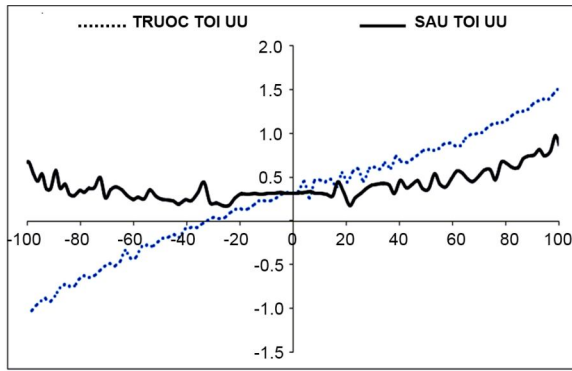
Hình 18. Biểu đồ  $\gamma$ ,  $\Delta Y_F$  trước và sau tối ưu



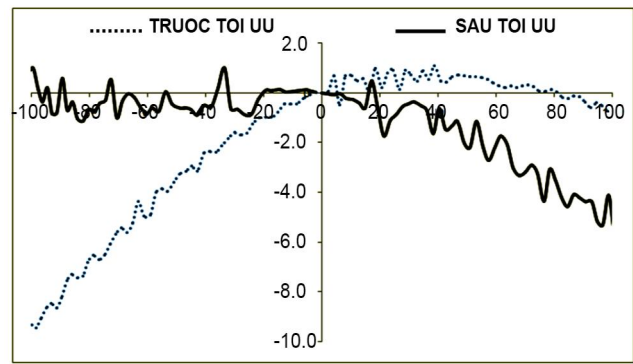
Hình 19. Biểu đồ  $\Delta X_F$ ,  $\Delta Y_F$  trước và sau tối ưu

### 2.3.5. Khi ô tô vừa quay vòng vừa phanh

Thông số  $\gamma$  và  $\Delta X_F$  theo  $\Delta Y_F$  trước và sau tối ưu như hình 20 và hình 21.



Hình 20. Biểu đồ  $\gamma$ ,  $\Delta Y_F$  trước và sau tối ưu



Hình 21. Biểu đồ  $\Delta X_F$ ,  $\Delta Y_F$  trước và sau tối ưu

**Bảng 3. Bảng tổng hợp so sánh kết quả**

Trường hợp	Thông số	Khi bánh xe đi lên		Khi bánh xe đi xuống		Tổng hợp toàn hành trình		
		Trước tối ưu	Sau tối ưu	Trước tối ưu	Sau tối ưu	Trước tối ưu	Sau tối ưu	Giảm (%)
2.3.2.	$ \gamma _{\max}$	1.51	0.88	0.50	0.42	1.51	0.88	26.00
	$ \Delta X_F _{\max}$	0.86	5.11	9.57	1.05	9.57	5.11	47.00
2.3.3.	$ \gamma _{\max}$	1.51	1.06	1.02	0.70	1.51	1.06	-8.00
	$ \Delta X_F _{\max}$	0.95	5.95	9.39	1.04	9.39	5.95	37.00
2.3.4.1.	$ \gamma _{\max}$	1.57	1.09	1.03	0.52	1.57	1.09	30.00
	$ \Delta X_F _{\max}$	0.74	5.35	9.50	1.05	9.50	5.35	44.00
2.3.4.2.	$ \gamma _{\max}$	1.51	0.99	1.01	0.62	1.51	0.99	34.00
	$ \Delta X_F _{\max}$	0.84	5.61	9.60	0.96	9.60	5.61	42.00
2.3.5.	$ \gamma _{\max}$	1.52	1.03	1.02	0.67	1.52	1.03	32.00
	$ \Delta X_F _{\max}$	1.08	5.92	9.43	1.01	9.43	5.92	37.00

### 3. KẾT LUẬN

Tiếp tục nghiên cứu phát triển từ kết quả hai công trình<sup>[5,6]</sup>. Bài báo này đã tiến hành tính toán tối ưu động học hệ thống treo hai đòn ngang với hàm mục tiêu  $|\gamma|_{\max}$  và  $|\Delta X_F|_{\max}$  phải đạt giá trị nhỏ nhất. Từ các biểu đồ và **bảng 1** ta thấy, sau tối ưu  $|\gamma|_{\max}$ ,  $|\Delta X_F|_{\max}$  trong các trường hợp (2.2.2.1.; 2.2.2.2.; 2.2.3.1.) đều tăng, do đó kết quả không thỏa mãn yêu cầu tối ưu. Duy nhất trường hợp 2.2.3.2., tối ưu theo hàm mục tiêu  $f = \min(|\Delta X_F|_{\max})$  khi bánh xe đi xuống có kết quả phù hợp với mục tiêu,  $|\gamma|_{\max} = 3.21^0$  giảm 20%,  $|\Delta X_F|_{\max} = 5.09\text{mm}$  giảm 43.5%, đồng thời giá trị của chúng đều thỏa mãn yêu cầu thiết kế phân tử dẫn hướng hệ thống treo độc lập hai đòn ngang. Từ đó cho kết

quả tọa độ vị trí các khớp sau tối ưu như **bảng 2**.

Sử dụng tọa độ vị trí các khớp sau tối ưu, bài báo xây dựng mô hình mô phỏng có kể đến tính đàn hồi của các thanh, đòn của phân tử dẫn hướng từ đó kiểm tra động học hệ thống treo sau khi tối ưu. Kết quả cho thấy, trong các trường hợp khai thác của ô tô như phanh ô tô khi chạy thẳng, quay vòng và phanh ô tô khi quay vòng thì  $\gamma$  và  $\Delta X_F$  đều giảm khá lớn so với trước tối ưu; Các giá trị giới hạn của  $\gamma$  và  $\Delta X_F$  đều nhỏ và thỏa mãn yêu cầu thiết kế. Kết quả cũng cho thấy trường hợp ô tô phanh và trường hợp ô tô vừa phanh vừa quay vòng bánh xe dao động khá lớn. Kết quả của bài báo có thể sử dụng để thiết kế tối ưu hệ thống treo hai đòn ngang.

## TÀI LIỆU THAM KHẢO

- Nguyễn Hồng Quân, nmk (2018). *Khảo sát động học hệ thống treo độc lập hai đòn ngang*, Tạp chí Khoa học GTVT, Số 63, 25-31.
- Nguyễn Hồng Quân, nmk (2019), *Phân tích động học hệ thống treo độc lập hai đòn ngang*, Tạp chí Sao đỏ, Quý I.
- Trịnh Chí Thiện, nmk(1984), *Kết cấu và tính toán ô tô*. NXB Giao thông vận tải, Hà Nội.
- S.Y.Zhi and Y.Luo (2014), *Car Suspension Simulation and Optimization*, Applied Mechanics and Materials, Vol. 529, 636-640.
- Y.Wang, et al (2011), *Kinematic Analysis and Optimum Design of Double Wishbone Independent Suspension Based on Adams\View*, Advanced Materials Research, Vols. 314-316, 2091-2095.
- 陈德民、槐创锋等 (2010), *精通ADAMS 2005/2007虚拟样机技术*.北京, 化学工业出版社.

### Abstract:

#### OPTIMIZING KINEMATIC OF THE DOUBLE WISHBONE INDEPENDENT SUSPENSION WITH CONSIDERING THE ELASTICITY OF THE DOUBLE WISHBONE INDEPENDENT

*Previously, the author has published 02 scientific researches<sup>[5,6]</sup> on 02 scientific journals associated to survey and kinetic analysis of the double wishbone independent suspension. This paper will present the method for optimizing kinematic of guiding component of suspension system and the results when taking the elasticity of the guiding element into consideration.*

**Keywords:** Suspension; kinematics, dynamics, ADAMS, Optimal.

---

Ngày nhận bài: 24/6/2019

Ngày chấp nhận đăng: 28/8/2019