

**NGHIÊN CỨU ẢNH HƯỞNG ĐỘNG LỰC HỌC DAO ĐỘNG CỦA ÔTÔ ĐỂ TỐI ƯU  
HÓA KHI XE CHẠY TRÊN MỌI ĐỊA HÌNH  
STUDY EFFECTS OF DYNAMICS OPTIMIZE FOR AUTOMOTIVE VEHICLE WHILE  
RUNNING IN ALL TERRAIN**

**TS. Bùi Văn Hải, ThS. Hoàng Quang Tuấn, ThS. Nguyễn Minh Thắng**  
Khoa công nghệ ô tô Trường ĐHCN Hà Nội

**Abstract**

A comparative analysis shows how vehicle motion models of different complexity, capturing various characteristics, influence the solution when used in time-critical optimal maneuvering problems. Vehicle models with combinations of roll and pitch dynamics as well as load transfer are considered, ranging from a single-track model to a double-track model with roll and pitch dynamics combined with load transfer. The optimal maneuvers in a 90°-turn and a double lane-change scenario are formulated as minimum-time optimization problems, and are solved using numerical optimization software. The results obtained with the different models show that variables potentially important for safety systems, such as the yaw rate, slip angle, and geometric path, are qualitatively the same. Moreover, the numeric differences are mostly within a few percent. The results also indicate that although input torques differ about 50-100% for certain parts of the maneuver between the most and least complex model considered, the resulting vehicle motions obtained are similar, irrespective of the model. Our main conclusion is that this enables the use of low-order models when designing the onboard optimization-based safety systems of the future.

**Tóm Tắt:**

Nghiên cứu và so sánh cho thấy mô hình chuyển động của xe ô tô có độ phức tạp khác nhau, ảnh hưởng lớn đến các giải pháp kỹ thuật khi sử dụng trong các vấn đề về chuyển động tối ưu hóa theo thời gian. Mô hình ô tô chuyển động với sự kết hợp của sức cản và động lực học cũng như chuyển động được coi như từ một mô hình đơn đến một mô hình kép với sức gió khi xe chuyển động kết hợp với truyền tải. Các thao tác quay vòng ở góc 90° được giải quyết bằng cách sử dụng các phần mềm tối ưu hóa số liệu. Các kết quả thu được với các mô hình khác nhau cho thấy rằng các biến quan trọng cho các hệ thống đều an toàn, chẳng hạn như tốc độ, góc lệch, góc trượt, đường hình học. Hơn nữa, sự khác biệt chủ yếu là trong vòng một vài phần trăm. Kết quả cũng cho thấy rằng mặc dù kết quả đầu vào khác nhau khoảng 50-100% đối với một số bộ phận của động cơ, giữa các mô hình phức tạp nhất, các chuyển động của xe ta thu được kết quả là tương tự nhau. Kết luận chính của chúng tôi là điều này cho phép việc sử dụng các mô hình bậc thấp khi thiết kế các hệ thống là an toàn.

**1. GIỚI THIỆU**

Với những tiến bộ gần đây trong công nghệ tối ưu hóa và phần mềm, phương pháp tiếp cận mới mở ra cho sự phát triển của các hệ thống an toàn của xe hoạt động và công nghệ hỗ trợ lái xe [2]. Các giải pháp cho một vấn đề để điều khiển tối ưu có thể cung cấp cái nhìn sâu sắc có giá trị vào khả năng hoạt động của hệ thống đang được nghiên cứu. Ngoài ra, nó có thể được sử dụng như một chiến lược kiểm soát mới. Các giải pháp cho vấn đề tối ưu hóa sẽ phụ thuộc vào sự lựa chọn của các cấu hình, mô hình và mục tiêu tối ưu hóa [2] và [3]. Bài báo đã nghiên cứu một phương pháp tối ưu hóa với sự nhấn mạnh đặc biệt về mô hình lớp xe và không quan tâm tới bề mặt đường, và phương pháp này tiếp tục phát triển theo hướng nhiều mô hình khung phức tạp hơn.

Nghiên cứu này kể đến sự tương đồng và khác biệt trong các giải pháp thu được khi một số mô hình khung gầm xe, khi động lực học khác nhau như chuyển tải, đang làm việc trong các vấn đề về các loại mặt đường. Mục đích là để thực hiện một nghiên cứu so sánh về cách khác nhau mà mô hình chuyển động của xe ảnh hưởng đến các giải pháp điều khiển tối ưu trong tình huống quan trọng nhất định. Mục tiêu lâu dài của công việc này là điều khiển

theo thời gian. Do đó, các mô hình nghiên cứu là khá đơn giản so với mô hình truyền thống sử dụng cho mục đích mô phỏng xe. Chi tiết chuyển động động lực học của hệ thống treo và động lực thiết bị. Một động lực học cho điều này là các mô hình đang được sử dụng đòi hỏi chức năng hai lần liên tục trong các mô tả của mô hình. Ngoài ra, quan trọng hơn, chúng ta quan tâm hơn trong việc nghiên cứu những đặc điểm của một cơ động gắn với các loại mô hình, điều khiển tối ưu của xe đã được nghiên cứu [2, 4, 5, 6]. Hơn nữa, trong [7, 8] một vấn đề tối ưu hóa cho các phương tiện khi khởi động được giải quyết bằng cách sử dụng phần mềm tương tự như được sử dụng trong bài viết này. Một phần lớn các công việc trong các tài liệu tham khảo tập trung vào một mô hình chiếc xe và lớp xe cụ thể. Vì vậy, sự hiểu biết của chúng tôi, không có phương pháp tiếp cận toàn diện để thực hiện so sánh các mô hình khung gầm khác nhau trong một phương pháp nghiên cứu tối ưu hóa đã được thực hiện, trong đó làm tiền đề cho các nghiên cứu được trình bày ở đây.

Việc đánh giá các mô hình được thực hiện trên hai vấn đề hoạt động khác nhau: Một mô hình khi lớp xe quay vòng  $90^0$  và một tình huống khi thay đổi làn xe, mà mục tiêu là để giảm thiểu thời gian thực hiện của động cơ .

### 1.1. Mô hình bài toán

Sự nhấn mạnh trong các mô hình xe là những động lực khung gầm. Chúng tôi nghiên cứu năm mô hình khung gầm khác nhau có độ phức tạp khác nhau được xem xét và tính toán. Tính năng động của bánh xe và mô hình động lực lớp đều giống nhau trong cả năm trường hợp, các bài toán trước đây được thể hiện bằng một lệnh đầu tiên trong cách tính động năng. Các động lực học lớp xe được mô tả bằng mô hình và công thức của lớp, sự kết hợp với các chức năng trọng lượng [9] cho mô hình kết hợp với sự trượt theo chiều dọc và chiều ngang.

#### 1.1.1. Các mô hình khung gầm

Từ mô hình [10, 11], minh họa trong hình 1 được sử dụng như là một mô hình cơ sở cho việc xây dựng mô hình chuyển động của xe. Các bánh xe bên trái và bên phải trên mỗi trục được gộp lại với nhau, và mô hình này có hai tịnh tiến và một độ quay tự do. Ta xác định được động năng của mô hình là:

$$v_x^2 - v_y^2 \Psi = \frac{1}{m} (F_{x,f} \cos(\delta) + F_{x,r} - F_{y,f} \sin(\delta)) \quad (1)$$

$$v_y + v_x \Psi = \frac{1}{m} (F_{y,f} \cos(\delta) + F_{x,r} - F_{y,f} \sin(\delta)) \quad (2)$$

$$I_{zz} \Psi = l_f F_{y,f} \cos(\delta) - l_r F_{y,f} + l_f F_{x,f} \sin(\delta) \quad (3)$$

Trong đó  $m$  là tổng khối lượng xe,  $I_{zz}$  là quán tính xe quy về trục  $z$ ,  $\Psi$  là tỷ lệ góc lệch,  $\delta$  góc lệch lái,  $v_x$ ,  $v_y$  là vận tốc theo chiều dọc và ngang ở trung tâm của lực dẫn động,  $l_f$ ,  $l_r$  là khoảng cách từ trục trung tâm của lực dẫn động đến các bánh xe cơ sở phía trước và phía sau,  $F_x$ ,  $F_y$  là các lực lớp dọc, ngang hoạt động ở bánh trước, bánh sau. Lực trung bình danh nghĩa trên các bánh xe tương ứng được cho bởi.

$$F_{z_0,f} = mg \frac{l_x}{l}, F_{z_0,r} = mg \frac{l_f}{l} \quad (4)$$

trong đó gia tốc trọng trường và  $l = l_f + l_r$ .

- Bốn phần mở rộng của mô hình được xem xét trong nghiên cứu này.
- Theo dõi mô hình với sự lắc lư, mức độ bổ sung của sự tự do về trục  $x$ .
- Theo dõi mô hình khi hoạt động. Mức độ bổ sung của sự tự do về trục  $y$ .
- Mô hình đôi, mô hình với chuyển động và chuyển tải.
- Mô hình đôi theo dõi mô hình với chuyển động và động lực mặt đường và cả hai chuyển động dọc và ngang.

Trong các mô hình hai chuẩn động, trong số bốn bánh xe có mô hình riêng biệt. Trong hình 2, với góc gió cuộn xoáy trong gầm xe  $\phi$ ,  $\theta$  góc lệch so với mặt phẳng địa hình. Bộ khung chuyên động quay theo các hướng gió cuộn với mặt địa hình được đặc trưng bởi các khung gầm xe theo lực quán tính  $I_{xx}$  và  $I_{yy}$  tương ứng. Hơn nữa, trong các giả thiết của các mô hình này đã được giả định rằng hệ thống treo của chiếc xe có thể được mô hình với một hệ thống lò xo giảm chấn. Do đó, thời điểm sản xuất bởi hệ thống treo theo hướng cuộn của gió được cho bởi

$$\tau_\phi = (K_{\phi,f} + K_{\phi,r})\phi + (D_{\phi,f} + D_{\phi,r})\dot{\phi}, \quad (5) \text{ tương}$$

tự theo hướng mặt địa hình

$$\tau_\theta = K_\theta \theta + D_\theta \dot{\theta}, \quad (6)$$

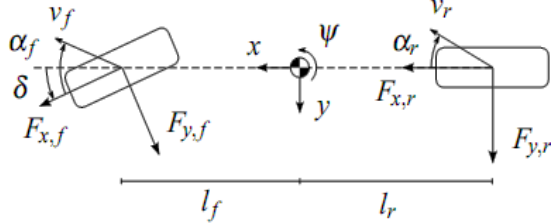
Trong đó  $K$ ,  $D$  là các thông số mô hình cho độ cứng với giảm xóc. Phương trình động lực hoàn chỉnh xem [12]. Các phương trình động lực cho việc chuyển tải dọc như sau.

$$F_{z,f}l_f - F_{z,r}l_r = K_\theta \theta + D_\theta \dot{\theta}, \quad \sum_{2i=f,r} F_{z,i} = mg, \quad (7)$$

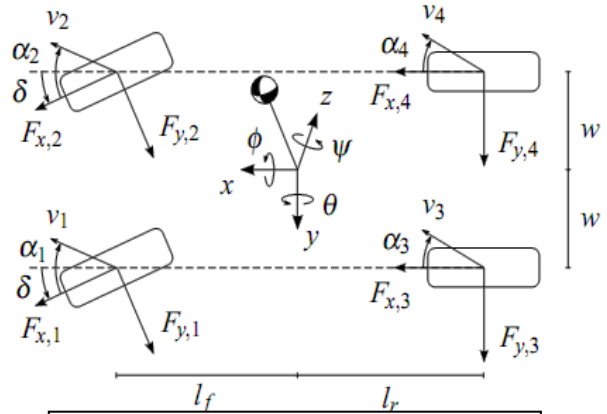
Do các lực thông thường phụ thuộc thời gian  $F_{r,e}$  và  $F_{z,r}$  đã được nói đến ở trên. Các mối quan hệ (7) cũng có giá trị  $F_z$  thay,  $f = F_{z,1} + F_{z,2}$  và  $F_{z,r} = F_{z,3} + F_{z,4}$ . Việc xác định tải bên được xác định bởi các mối quan hệ

$$-w(F_{z,1} - F_{z,2}) = K_{\phi,f}\phi + D_{\phi,f}\dot{\phi}, \quad (8)$$

$$-w(F_{z,3} - F_{z,4}) = K_{\phi,r}\phi + D_{\phi,r}\dot{\phi}, \quad (9)$$



Hình 1. Mô hình động lực đơn



Hình 2. Mô hình động lực kép

### 1.1.2. Động lực học bánh xe và lốp.

Tính động năng bánh xe được hình thành như một hệ thống thứ tự từ bánh xe số 1 cho đến 4 với các vận tốc góc  $\omega$ , mô men lái và phanh  $T$  hoạt động trên các bánh xe được xác định như là các thông số đầu vào.

$$T_i - I_w \dot{\omega}_i - F_{x,i} R_w = 0, \quad i = f, r = 1, 2, 3, 4, \quad (10)$$

$$k_i = \frac{R_w \omega_i - v_{x,i}}{v_{x,i}} \quad (11)$$

$$\alpha \frac{\sigma}{v_{x,i}} + \alpha_i = -\arctan\left(\frac{v_{y,i}}{v_{x,i}}\right) \quad (12)$$

$v_x, v_y$ , là vận tốc trong khung bánh xe. Công thức tính toán của xe, mô hình bánh xe từ (1) - (12) được sử dụng trong nghiên cứu này và được cho trong bảng 1.

Các lực lớp xe được mô hình hóa trong sự kết hợp với các chức năng trọng lượng [9] trong việc tạo ra mô hình trượt theo chiều dọc và ngang kết hợp với nhau. Các lực lớp dọc, ngang là  $F_x$  và  $F_y$ .

$$F_{x0,i} = \mu_x F_{z,i} \sin(C_{x,i} \arctan(B_{x,i} \kappa_i - E_{x,i}(B_{x,i} \kappa_i - \arctan B_{x,i} \kappa_i))) \quad (13)$$

$$B_{x\alpha,i} = B_{x1,i} \cos(\arctan(B_{x2,i} \kappa_i)), \quad (14)$$

$$G_{x\alpha,i} = \cos(C_{x\alpha,i} \arctan(B_{x\alpha,i} \alpha_i)), \quad (15)$$

$$F_{x,i} = F_{x0,i} G_{x\alpha,i}, \quad (16)$$

$$F_{y0,i} = \mu_y F_{z,i} \sin(C_{y,i} \arctan(B_{y,i} \alpha_i - E_{y,i}(B_{y,i} \alpha_i - \arctan B_{y,i} \alpha_i))), \quad (17)$$

$$B_{y\kappa,i} = B_{y1,i} \cos(\arctan(B_{y2,i} \kappa_i)), \quad (18)$$

$$G_{y\kappa,i} = \cos(C_{y\kappa,i} \arctan(B_{y\kappa,i} \kappa_i)), \quad (19)$$

$$F_{y,i} = F_{y0,i} G_{y\kappa,i}, \quad i = f, r \text{ or } 1, 2, 3, 4, \quad (20)$$

trong đó

$\mu_x, \mu_y$  là các hệ số ma sát theo chiều dọc, ngang.

B, C, E là các thông số hình học. Trong bảng 2 các thông số tính toán của mô hình lớp (13) - (20). [9] tương ứng với một lớp xe trên đường khô. Hơn nữa, các biến trạng thái cho xe và mô hình bánh xe với các thông số hình học của xe.

### 1.1.3. Tối ưu hóa mô hình

Các mô hình được trình bày trong phần trước được lập như hệ thống phương trình vi phân, đại số theo  $x(t) = G(x(t), y(t), u(t))$ , trong đó  $x$  là vector trạng thái,  $y$  là các biến đại số,  $u$  là vector tín hiệu đầu vào. Thời gian phụ thuộc của các biến sẽ được ẩn trong phần còn lại của bài báo. Trong đó  $T = (T_f, T_r)$ . Cũng như góc lái  $\delta$  của bánh trước được coi như là đầu vào. Để đơn giản chúng tôi giả định rằng các bánh xe phía trước có góc lái cùng trong một mô hình đơn, kép. Để so sánh công với các mô hình đơn, các mô hình kép chỉ có hai đầu vào bánh xe là mô-men xoắn, và được phân bố giữa các bánh xe ở trục tương ứng, tức là  $T_1 = T_2 = T_f / 2$  và  $T_3 = T_4 = T_r / 2$ , trong đó  $T_1, T_2, T_3, T_4$  là các bánh xe tương ứng từ 1- 4.

Bảng 1: Thông số xe và bánh xe từ công thức (1 – 12). Bảng thông số mô hình 2 lớp ở (13 – 20).

Mẫu	Giá Trị	Đơn vị	Mẫu	Bánh Trước	Bánh sau
$l_f$	1,3	m	$\mu_x$	1,2	1,2
$l_r$	1,5	m	$B_x$	11,7	11,7
w	0,8	m	$C_x$	1,69	1,69
m	2100	kg	$E_x$	0,377	0,362
$I_{xx}$	765	$\text{kgm}^2$	$\mu_y$	0,935	0,961
$I_{yy}$	3477	$\text{kgm}^2$	$B_y$	8,86	9,30
$I_{zz}$	3900	$\text{kgm}^2$	$C_y$	1,19	1,19
$R_w$	0,3	m	$E_y$	-1,21	-1,11
$I_w$	4	$\text{kgm}^2$	$C_{x\alpha}$	1,09	1,09
$\sigma$	0,3	m	$B_{x1}$	12,4	12,4
g	9,81	ms	$B_{x1}$	-10,8	-10,8
h	0,5	m	$C_{yx}$	1,08	1,08
$K_{\phi,f}, K_{\phi,r}$	89000	Nm	$B_{y1}$	6,46	6,46
$D_{\phi,f}, D_{\phi,r}$	8000	Nms	$B_{y2}$	4,20	4,20
$K_\theta$	363540	Nm			
$D_\theta$	30960	Nms			

Bảng 1: Mô hình khung gầm xe khác nhau, bao gồm cả dao động của bánh xe

Model	Ký hiệu	Chế độ
Tín hiệu	ST	$v_x, v_y, \dot{\psi}, \omega_f, \omega_r, \alpha_f, \alpha_r$
Tín hiệu gió	ST <sub>lắc</sub>	$v_x, v_y, \dot{\psi}, \dot{\phi}, \omega_f, \omega_r, \alpha_f, \alpha_r$
Tín hiệu động lực học	ST <sub>dao động lắc</sub>	$v_x, v_y, \dot{\psi}, \dot{\theta}, \omega_f, \omega_r, \alpha_f, \alpha_r$
Động lực học gió cuốn vào gầm xe	DT <sub>lắc</sub>	$v_x, v_y, \dot{\psi}, \dot{\phi}, \omega_1, \omega_2, \omega_3, \omega_4, \alpha_1, \alpha_2, \alpha_3, \alpha_4$
Tín hiệu tác động mặt đường	DT <sub>dao động lắc</sub>	$v_x, v_y, \dot{\psi}, \dot{\phi}, \dot{\theta}, \omega_1, \omega_2, \omega_3, \omega_4, \alpha_1, \alpha_2, \alpha_3, \alpha_4$

Như các hệ phương trình  $h(x, y, u) = 0$ . Khung gầm với lớp được thực hiện bằng cách sử dụng mô hình ngôn ngữ Modelica [13]. Các vấn đề tối ưu hóa được xây dựng trong thời gian  $t \in [0, t_f]$ . Mục tiêu của việc tối ưu hóa là để giảm thiểu thời gian  $t, f$  của động cơ. Theo đó, các vấn đề tối ưu hóa động năng được giải quyết là:

$$t_f \quad (21)$$

$$T_{i,\min} \leq T_i \leq T_{i,\max}, i = f, r \quad (22)$$

$$|\delta| \leq \delta_{\max}, \left| \overset{\square}{\delta} \right| \leq \overset{\square}{\delta} \leq \overset{\square}{\delta} \leq \overset{\square}{\delta}_{\max} \quad (23)$$

$$x_{(0)} = x_0, y_{(0)} = y_0 \quad (24)$$

$$x_{(t_f)} = x_{t_f}, y_{(t_f)} = y_{t_f} \quad (25)$$

$$f(X_P, Y_P) \leq 0 \quad (26)$$

$$\overset{\square}{x} = G_{(x,y,u)}, h_{(x,y,u)} \quad (27)$$

Khi  $x_0, y_0$  là những điều kiện ban đầu cho các biến đại số,  $x_{t_f}, y_{t_f}$  là giá trị mong muốn tại thời điểm  $t = t_f$ , và  $(X_P, Y_P)$  là vị trí của tọa độ trọng tâm lực dao động của xe. Trong thực tế, các điều kiện ban đầu và cuối cùng chỉ được áp dụng cho một tập hợp con của các biến. Hơn nữa,  $f(X_P, Y_P)$  mô tả toán học của các hạn chế của đường cho các trung tâm của lực dao động xe khi động cơ làm việc.

Các vấn đề liên quan trong thời gian điều khiển tối ưu công thức từ (21) - (27) được giải quyết đối với từng mô hình bằng cách sử dụng phần mềm nguồn mở JModelica.org [14], [2]. Đặc biệt, việc tối ưu hóa vấn đề liên tục theo thời gian và được tính theo phương pháp rời rạc hóa sử dụng phương pháp trực tiếp sắp xếp thứ tự, thời gian rời rạc với vấn đề phi tuyến tối ưu hóa kết quả là giải quyết số lượng bằng cách sử dụng phần mềm Ipopt. Sự phức tạp của khung xe với lớp xe khi làm việc, tính chính xác của các số lượng với sự khác biệt tự động làm giảm đáng kể thời gian hội tụ và tăng tính ổn định bằng số so với trường hợp với xấp xỉ.

## 2. KẾT QUẢ

Các giả thiết của các công thức từ (21) - (27) đã được tính cho xe quay góc ở 900 khi thay đổi làn đường. Các giải pháp của vấn đề đã được xác định cho từng mô hình xe trình bày trong phần 2. Các góc tỷ lệ của sự thay đổi được giới hạn  $\delta_{\max} = 30^\circ$  và  $\dot{\delta} = 60^\circ/\text{s}$ , tương ứng với những hạn chế góc lái xe hợp lý. Những hạn chế mô-men xoắn bánh xe thấp hơn đã được thiết lập để  $T_{f,\min} = T_{r,\min} = -\mu_x, f_{m,g}$ . Các giới hạn mô men bánh xe trên đã được thiết lập để  $T_{f,\max} = 0$  và  $T_{r,\max} = \mu_{x,r} F_{r0,r}$ . Sự lựa chọn của những hạn chế mô-men xoắn có nguồn gốc từ mômen phanh tối đa có thể được áp dụng trên các bánh xe lớn hơn mô-men xoắn tăng tốc tương ứng. Hơn nữa, giới hạn mô men lái đã được thiết lập để ngăn chặn quá trình bánh xe quay tương

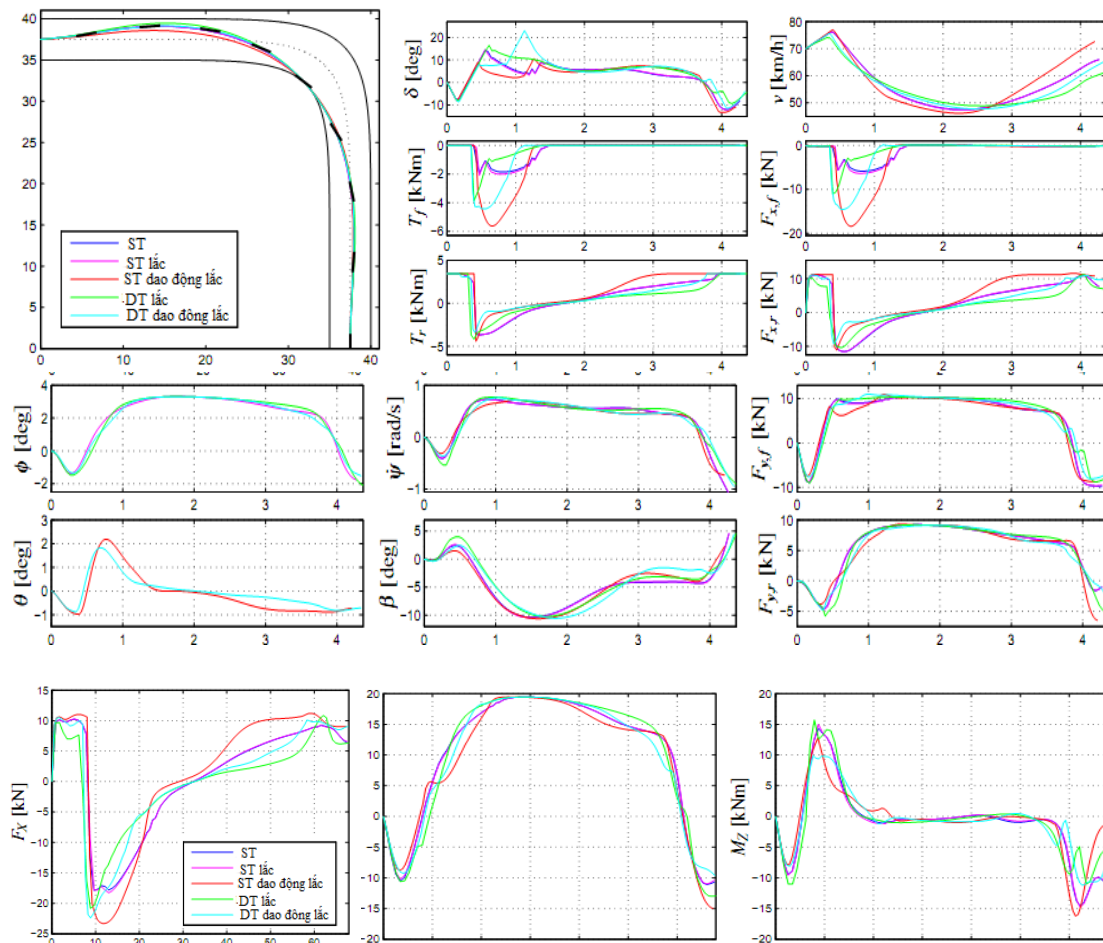
đương với tỷ lệ số vòng lớn hơn. Điều này được thấy từ các mô hình thực nghiệm lớp làm việc dựa trên các phép đo lực của lớp khi thử nghiệm với vận tốc bánh xe được giới hạn là số dương.

**\*. Diễn biến khi xe quay vòng 90°.**

Trong bài báo này, vị trí chiếc xe bắt đầu được thiết lập  $(X_{P,0}, Y_{P,0}) = 37,50$  m, tức là ở góc dưới bên phải trong hình 3. Vận tốc ban đầu là  $v_0 = 70$  km/h xe đã được liên kết với các mặt đường,  $\psi_0 = \pi/2$ . Các vị trí đích xe đến đã được thiết lập để  $(X_P, t_f, Y_P, t_f) = 0, 375$  m,  $\psi_{t,f} = \pi$ . Cách tính cho các mô hình khung gầm xe khác nhau trong 900 lần lượt được trình bày trong hình 3. Biến  $v$  là vận tốc tuyệt đối của xe đối,  $\beta$  là góc có thể trơn trượt, được tính theo công thức

$$\beta = \arctan \frac{v_y}{v_x}$$

Kết quả trong hình 3 là các giải pháp thực tế trùng với một số biến, là  $\phi, \theta, \Psi$ , và  $\beta$ . Điều này nói lên rằng các biến thường được sử dụng trong các hệ thống an toàn để chỉ hoạt động không ổn định là bất biến để mô hình phức tạp. Các quỹ đạo hình học thể hiện bên trái của hình 3 cũng tương tự. Độ lệch lớn nhất của các quỹ đạo hình học, xảy ra giữa ST<sub>dao động</sub> và DT<sub>dao động</sub> lắc trong giai đoạn bắt đầu làm việc, độ rộng đường khoảng 15%. Tuy nhiên, sự khác biệt giữa ST<sub>dao động</sub> và DT<sub>dao động</sub> lắc là nhỏ đối động cơ. Thể hiện như đã thấy trong hình 4,  $M_z$  là tương tự, sự khác biệt về số lượng chỉ là nhỏ giữa các mô hình. Nghiên cứu này cũng có thể được suy ra từ các lực của lớp xe trong hình 3 là rất quan trọng và được xem xét rằng  $M_z$  được sử dụng như một đầu vào ở mức cao trong một số hệ thống an toàn, chẳng hạn như trong các bộ điều khiển áp suất. Có sự sai khác lớn trong  $F_x$ , trong thời gian ngắn khi động cơ khởi động. Tuy nhiên, trong thiết lập mô hình vật lý, thông số mô hình như các hệ số ma sát, khối lượng xe, và các thông số lớp đã được giả thiết. ST<sub>dao động</sub> = 4.27s, DT<sub>dao động</sub> lắc = 4.34s.

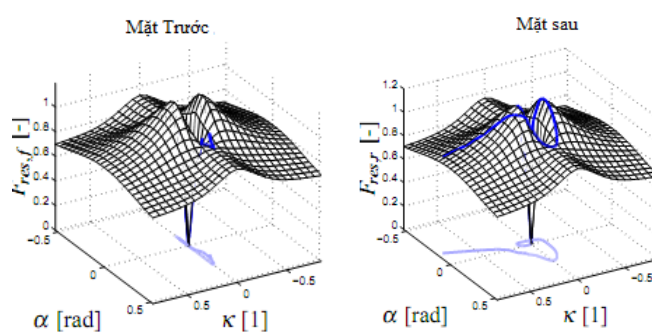


Hình 1: Thời gian để thực hiện cầu hình của mô hình trong 90°.

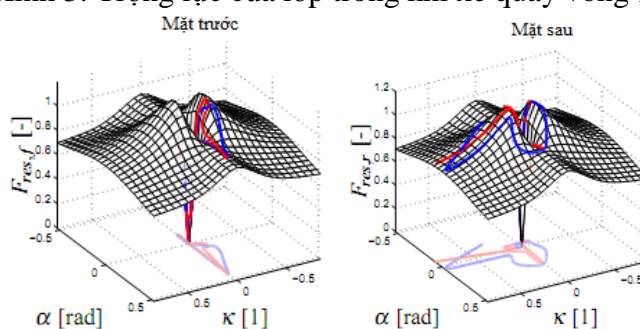
Trên hình 1 chiều dọc lực  $F_x$ , lực chính bên,  $M_z$  lực lệch so với trục Z, khi xe quay vòng ở

$90^0$ , thời gian minh họa được tính bằng s. Kết quả trên bảng 1 cho thấy các mô hình khác nhau dẫn đến các điểm cũng khác nhau. Tiếp theo là một giai đoạn phanh, khi cả hai bánh xe phía trước và phía sau đều phanh. Trong giai đoạn phanh, ban đầu một momen phanh được áp dụng, ta thấy  $T_f$  và  $T_r$  cũng khác nhau, và lực ngang lớn hơn. Tại  $t \approx 2$ , tất cả các một mô-men xoắn của trục lái tăng, và khi tăng tốc xe theo các vận tốc khác nhau. Trong giai này cùng mô-men xoắn trục lái tối đa được áp dụng cho tất cả các mô hình.

Sự khác nhau nổi bật nhất giữa các mô hình xuất hiện cho các đầu vào điều khiển và các biến, như  $T_f$ ,  $T_r$ , và  $v$  trong bảng 1, và  $F_x$ . Trong giai đoạn phanh ban đầu, tại  $t \approx 0,4$  s, khung gầm cho  $ST_{\text{dao động}}$  và  $DT_{\text{dao động}}$  chịu tải phía trước, lực phanh bánh xe phía trước lớn hơn. Tại các bánh xe phía sau mômen phanh lớn ban đầu được áp dụng cho  $ST_{\text{dao động}}$  và  $DT_{\text{dao động}}$  lắc, mô-men xoắn sau đó nhanh chóng giảm tải trên các bánh xe phía sau.



Hình 3: Trọng lực của lớp trong khi xe quay vòng  $90^0$ .



Hình 4: Trọng lực của lớp trong khi xe quay vòng  $90^0$ .  
(bánh xe màu xanh bên trái, bánh xe màu đỏ bên phải).

Trong hình 3, góc xác định khác nhau giữa các mô hình. Tại  $t \approx 0,7$ s, một  $\delta$  nhỏ thu được cho  $ST_{\text{lắc}}$  và  $DT_{\text{dao động}}$  lắc, khi lực bên  $F_{y,f}$ , cho các cấp độ hiện tại của tải phía trước và phanh lúc đó một  $\alpha_f$  có các góc trượt khác nhau. Ngay sau đó, đỉnh nhọn được nhìn thấy trong góc xác định cho  $ST_{\text{lắc}}$  và  $DT_{\text{dao động}}$  lắc là  $t = 1.1$ s. Xem xét các kết quả phát triển ở các bánh xe phía trước vào thời điểm này được giải quyết trong khung gầm xe, có tồn tại các điểm khác nhau để đạt được. Hoặc bằng cách sử dụng bánh xe phía trước phanh cùng với một góc lái vừa phải, hoặc bằng cách chỉ áp dụng một góc lái lớn theo chiều dọc từ  $F_{y,f} \sin(\alpha)$ .

$F_s$  trên hình 3 - 4 là đặc điểm trượt nhẹ khác nhau cho hai mô hình. Đối với  $ST_{\text{dao động}}$ , chúng ta có thể giải quyết chọn số lượng trượt gần hơn với các trục tọa độ, đặc biệt là cho các bánh xe phía trước. Mô hình  $DT_{\text{dao động}}$  lắc, có lực dao động bình thường tự động khác nhau, thể hiện quỹ đạo trượt khác nhau cho các bánh xe bên trái và bên phải.

### 3. KẾT LUẬN

Năm mô hình chuyển động xe khác nhau, từ một mô hình đơn theo dõi đến một mô hình kép với gió cuộn vào gầm xe khác nhau. Những mô hình này đã được nghiên cứu trong khi xe quay vòng ở  $90^0$  khi đổi làn xe, thay đổi tốc độ động cơ, các vấn đề điều khiển tối ưu cho việc tìm kiếm các giải pháp thời gian tối thiểu trong mỗi trường hợp đã được giải quyết.

Các hành vi giải pháp cho các mô hình khác nhau là tương tự ở một số khía cạnh quan trọng cho cả hai diễn tập, như quan sát thấy trong hình 3. Các biến thường được sử dụng trong các hệ thống an toàn, chẳng hạn như tốc độ trượt, góc trượt, và góc cuộn gió, chỉ biểu hiện khác biệt

nhỏ. Các biến đầu vào khác biệt đáng kể trong các bộ phận của động cơ. Tuy nhiên, các lực trên tổng thể và những khoảnh khắc trực tạo ra bởi các lớp lực của  $F_y$  và  $M_z$  trong hình 4 cho các mô hình khác nhau có những đặc điểm tương tự, với sự khác biệt về số lượng ở giữa. Sự khác biệt lớn nhất xảy ra trong các lực theo chiều dọc giữa  $ST_{lắc}$  và  $DT_{dao động lắc}$  là khoảng 50%. Tuy nhiên, sự khác biệt lớn này là chỉ nhìn thấy cho các khoảng thời gian ngắn và không có tác động nhiều vào các biến khác. Hơn nữa, mô-men xoắn và lực giới hạn phải được thiết lập là các thông số trong mô hình, mà sẽ ngăn chặn sự khác biệt này.

Tất cả những quan sát rất quan trọng, vì chúng ngụ ý rằng các biến truyền thống được coi như là đầu vào cấp cao trong hệ thống an toàn, chẳng hạn như  $M_z$ , có thể được tạo ra bằng cách tối ưu hóa sử dụng mô hình với độ phức tạp thấp, mô hình đơn. Những đầu vào cấp cao sau đó có thể được sử dụng như là đầu vào để tối ưu hóa ở mức độ thấp, mà các mô hình phức tạp để phân phối mô-men xoắn mong muốn cho bánh xe tương ứng. Thực tế này, cùng với sự gia tăng lượng dữ liệu cảm biến và khả năng tính toán có sẵn trong xe, mở ra cho việc sử dụng các mô hình đơn giản khi thiết kế các hệ thống an toàn tối ưu hóa dựa trên công nghệ của ngày mai.

### TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] GS.TSKH, Nguyễn Văn Khang (2004), Dao Động kỹ thuật, Nhà xuất bản Khoa học kỹ thuật.
- [2] K. Berntorp, B. Olofsson, K. Lundahl, B. Bernhardsson, and L. Nielsen, “Models and methodology for optimal vehicle maneuvers applied to a hairpin turn,” in Am. Control Conf. (ACC), (Washington, DC), pp. 2142–2149, 2013.
- [3] B. Olofsson, K. Lundahl, K. Berntorp, and L. Nielsen, “An investigation of optimal vehicle maneuvers for different road conditions,” in 7th IFAC Symp. on Advances in Automotive Control (AAC), (Tokyo, Japan), 2013. Accepted.
- [4] D. P. Kelly and R. S. Sharp, “Time-optimal control of the race car: a numerical method to emulate the ideal driver,”  
Vehicle System Dynamics, vol. 48, no. 12, pp. 1461–1474, 2010.
- [5] E. Velenis and P. Tsiotras, “Minimum time vs. maximum exit velocity path optimization during cornering,” in IEEE Int. Symp. on Industrial Electronics (ISIE), (Dubrovnik, Croatia), pp. 355–360, June 2005.
- [6] I. Chakraborty, P. Tsiotras, and J. Lu, “Vehicle posture control through aggressive maneuvering for mitigation of T-bone collisions,” in IEEE Conf. on Decision and Control (CDC), (Orlando, FL), pp. 3264–3269, 2011.
- [7] P. Sundström, M. Jonasson, J. Andreasson, A. Stensson Trigell, and B. Jacobsson, “Path and control optimisation for over-actuated vehicles in two safety-critical maneuvers,” in 10th Int. Symp. on Advanced Vehicle Control (AVEC), (Loughborough, United Kingdom), 2010.
- [8] J. Andreasson, “Enhancing active safety by extending controllability — How much can be gained?,” in IEEE Intelligent Vehicles Symp., (Xi’an, Shaanxi, China), pp. 658–662, June 2009.
- [9] H. B. Pacejka, Tyre and Vehicle Dynamics. Oxford, United Kingdom: Butterworth-Heinemann, second ed., 2006.
- [10] U. Kiencke and L. Nielsen, Automotive Control Systems—For Engine, Driveline and Vehicle. Berlin Heidelberg: Springer-Verlag, second ed., 2005.
- [11] R. Isermann, Fahrdynamik-Regelung: Modellbildung, Fahrerassistenzsysteme, Mechatronik. Wiesbaden, Germany: Vieweg-Verlag, 2006.
- [12] K. Berntorp, “Derivation of a six degrees-of-freedom ground-vehicle model for automotive applications,” Technical Report ISRN LUTFD2/TFRT--7627--SE, Department of Automatic Control, Lund University, Sweden, Feb. 2013.
- [13] Modelica Association, 2012. URL: <http://www.modelica.org>.
- [14] J. Åkesson, K.-E. Årzen, M. Gäfvert, T. Bergdahl, and H. Tummescheit, “Modeling and optimization with Optimica and JModelica.org—Languages and tools for.