

## Traction Dynamics Using Automatic Transmission Combined with Torque Converter

Duc Lich Luu<sup>1\*</sup>, Sy Dong Ngo<sup>2</sup>

<sup>1</sup>University of Science and Technology, The University of Da Nang, Vietnam

<sup>2</sup>Electric Power University, Vietnam

\*Corresponding author. Email: [ldlich@dut.udn.vn](mailto:ldlich@dut.udn.vn)

### ARTICLE INFO

Received: 14/02/2025  
Revised: 14/03/2025  
Accepted: 26/03/2025  
Published: 28/05/2025

### KEYWORDS

Traction dynamics calculation;  
Hydraulic torque converter;  
Longitudinal dynamics of the car;  
Traction force calculation;  
Automatic transmission.

### ABSTRACT

The paper studies the longitudinal dynamic model of a car using a hydraulic transmission system combined with an automatic transmission. This model includes an internal combustion engine, a hydraulic torque converter, a geared automatic transmission, a main transmission, a semi-axle and a wheel, under the influence of resistance forces such as air resistance, inertia, rolling resistance and uphill resistance. Calculations are performed to determine the structural parameters of the transmission system and the engine, thereby evaluating the vehicle's ability to overcome resistance during movement. The paper also applies analytical and simulation methods to calculate the traction dynamics of the automatic transmission system. The results obtained from the simulation include graphs of traction force, dynamic factors and acceleration of the car, thereby evaluating the vehicle's ability to overcome resistance, acceleration, climbing and maintaining speed. The results obtained will serve as the basis for determining the vehicle's ability to work under specific practical conditions.

## Khảo Sát Động Lực Học Kéo Sử Dụng Hộp Số Tự Động Kết Hợp với Biến Mô Thủy Lực

Lưu Đức Lịch<sup>1\*</sup>, Ngô Sỹ Đồng<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Trường Đại học Bách khoa, Đại học Đà Nẵng, Việt Nam

<sup>2</sup>Trường Đại học Điện lực, Việt Nam

\*Tác giả liên hệ. Email: [ldlich@dut.udn.vn](mailto:ldlich@dut.udn.vn)

### THÔNG TIN BÀI BÁO

Ngày nhận bài: 14/02/2025  
Ngày hoàn thiện: 14/03/2025  
Ngày chấp nhận đăng: 26/03/2025  
Ngày đăng: 28/05/2025

### TỪ KHÓA

Tính toán động lực học kéo;  
Biến mô thủy lực;  
Động lực học theo phương dọc của ô tô;  
Tính toán sức kéo;  
Hộp số tự động.

### TÓM TẮT

Bài báo nghiên cứu mô hình động lực học dọc của ô tô sử dụng hệ thống truyền lực thủy lực kết hợp với hộp số tự động. Mô hình này bao gồm động cơ đốt trong, bộ biến mô thủy lực, hộp số tự động có cấp, truyền lực chính, bán trục và bánh xe, dưới tác dụng của các lực cản như lực cản khí không khí, lực quán tính, lực cản lăn và lực cản lên dốc. Các bước tính toán được thực hiện để xác định các thông số kết cấu của hệ thống truyền lực, động cơ, từ đó đánh giá khả năng khắc phục lực cản của ô tô trong quá trình di chuyển. Bài báo cũng áp dụng phương pháp giải tích và mô phỏng để tính toán động lực học kéo của hệ thống truyền lực tự động. Các kết quả thu được từ mô phỏng bao gồm các đồ thị về lực kéo, nhân tố động lực học và gia tốc của ô tô, từ đó đánh giá khả năng khắc phục lực cản của ô tô, khả năng tăng tốc, leo dốc và duy trì tốc độ. Kết quả đạt được sẽ làm căn cứ cho việc xác định khả năng làm việc của xe trong điều kiện thực tế cụ thể.

Doi: <https://doi.org/10.54644/jte.2025.1833>

Copyright © JTE. This is an open access article distributed under the terms and conditions of the [Creative Commons Attribution-NonCommercial 4.0 International License](https://creativecommons.org/licenses/by-nc/4.0/) which permits unrestricted use, distribution, and reproduction in any medium for non-commercial purpose, provided the original work is properly cited.

## 1. Đặt vấn đề

Hầu hết các ô tô hiện nay đang sử dụng nguồn động lực chủ yếu bằng động cơ đốt trong với nhiều ưu điểm được phân tích trong [1]. Trong [2], [3] đã chỉ ra rằng đường đặc tính của động cơ đốt trong không phù hợp với các chế độ làm việc của ô tô, do đó hệ thống truyền lực được trang bị cho ô tô giúp ô tô có thể thay đổi được giá trị lực kéo, vận tốc phù hợp với các chế độ chuyển động của ô tô. Với sự phát triển của công nghệ, hệ thống truyền lực tự động sử dụng biến mô thủy lực kết hợp với hộp số tự động có cấp đang được sử dụng rộng rãi, hệ thống đóng vai trò truyền và biến đổi mô men xoắn của động cơ đến các bánh xe chủ động phù hợp với chế độ chuyển động của ô tô tương ứng với các tỷ số truyền khác nhau như đã đề cập trong [4], [5].

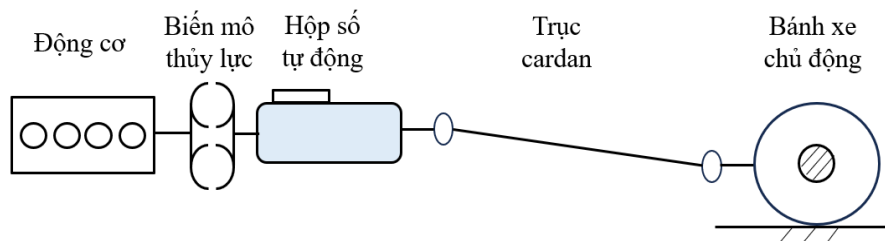
Nghiên cứu hệ thống truyền lực rất quan trọng trong khâu thiết kế xe [6], [7], trong đó bao gồm động lực học kéo của hệ thống truyền lực tự động. Tính toán động lực học kéo có liên quan mật thiết đến việc xác định thông số kết cấu của động cơ và hệ thống truyền lực ô tô [8], [9]. Nhờ tính toán động lực học kéo có thể giải quyết hàng loạt các vấn đề khi vận hành ô tô, cũng như kỹ thuật xây dựng đường bộ, chẳng hạn khi vận hành ô tô cần xác định tốc độ chuyển động trung bình, khả năng tăng tốc, khả năng vượt dốc, từ đó trong kỹ thuật xây dựng đường bộ cần chọn dạng bề mặt đường, góc dốc của đường phù hợp với các chế độ vận hành của ô tô.

Tính toán thiết kế sức kéo được thực hiện khi thiết kế kiểu ô tô mới, nhiệm vụ của nó là xác định thông số cơ bản của động cơ và hệ thống truyền lực như công suất, mô men cực đại của động cơ tương ứng với số vòng quay của trục khuỷu, tỉ số truyền của hộp số, tỉ số truyền của truyền lực chính. Việc tính toán động lực học kéo của hệ thống truyền lực cơ khí được nhiều tác giả nghiên cứu, tuy nhiên nghiên cứu, tính toán động lực học kéo cho hệ thống truyền lực tự động có cấp hiện nay còn hạn chế như đề cập trong [10], [11].

Trong bài báo này, tác giả tính toán động lực học kéo cho hệ thống truyền lực sử dụng biến mô thủy lực kết hợp với hộp số tự động bằng phương pháp giải tích nhằm lựa chọn được động cơ phù hợp với yêu cầu cho trước, xác định thông số cơ bản của hệ thống truyền lực tự động, và cuối cùng đánh giá động lực học kéo của ô tô thông qua đồ thị lực kéo, đồ thị nhân tố động lực học và đồ thị gia tốc.

## 2. Cơ sở lý thuyết

Trong bài báo này hệ thống truyền lực tự động có cấp sử dụng động cơ đốt trong cho ô tô con được nghiên cứu, trong đó hệ thống truyền lực tự động có cấp bao gồm các bộ phận như: biến mô thủy lực, hộp số tự động có cấp, trục các đăng, truyền lực chính – vi sai, bán trục. Trong quá trình xe chuyển động, các lực cản thay đổi tùy theo chế độ chuyển động.



Hình 1. Sơ đồ hệ thống truyền lực sử dụng biến mô thủy lực – hộp số tự động

### 2.1. Đặc tính ngoài của động cơ đốt trong

Khi không có đường đặc tính tốc độ ngoài của động cơ đốt trong bằng thực nghiệm, xây dựng đường đặc tính tốc độ ngoài của động cơ đốt trong bằng cách sử dụng mối quan hệ giải tích giữa công suất, mômen xoắn với số vòng quay của động cơ, theo công thức S.R.Lây Đécman có dạng sau:

$$P_e = P_{\max} \left[ a \frac{n_e}{n_N} + b \left( \frac{n_e}{n_N} \right)^2 - c \left( \frac{n_e}{n_N} \right)^3 \right] \quad N.m / s \quad (1)$$

Trong đó,  $P_e, n_e$  lần lượt là công suất hữu ích của động cơ, số vòng quay của trục khuỷu,  $P_{emax}, n_N$  lần lượt là công suất hữu ích cực đại của động cơ, số vòng quay của trục khuỷu tương ứng với công suất cực đại. Đối với động cơ xăng  $a, b, c$  lần lượt là các hệ số được xác định bằng thực nghiệm như sau:  $a=1; b=1; c=1$  [12].

Mô men xoắn của động cơ:

$$M_e = \frac{10^4 P_{max}}{1,047 n_e} N.m \quad (2)$$

## 2.2. Các thông số của biến mô thủy lực

Hệ số biến mô thủy lực:

$$K_{bm} = \frac{M_B}{M_T} \quad (3)$$

Tỷ số truyền động học của biến mô thủy lực

$$i_{bm} = \frac{n_T}{n_B} \quad (4)$$

Hiệu suất của biến mô thủy lực

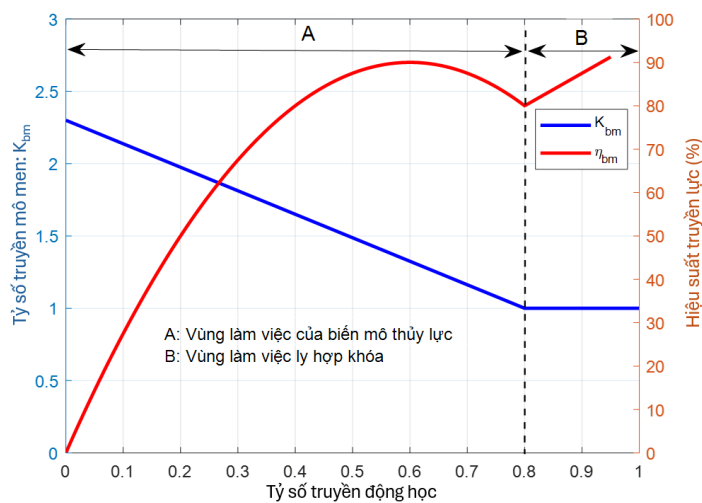
$$\eta_{bm} = \frac{N_T}{N_B} = K_{bm} \cdot i_{bm} \quad (5)$$

Mô men xoắn trên trục bơm và tua bin phụ thuộc vào kết cấu của biến mô thủy lực và được xác định như sau:

$$M_B = \lambda_B \cdot \rho \cdot n_B^2 D^5 \quad (6)$$

$$M_T = \lambda_T \cdot \rho \cdot n_T^2 D^5 \quad (7)$$

Trong đó,  $D$  là đường kính ngoài của khoang công tác;  $\rho$  là trọng lượng riêng chất lỏng trong biến mô thủy lực;  $\lambda_B, \lambda_T$  Hệ số biến đổi mô men sơ cấp, thứ cấp.



Hình 2. Đường đặc tính không thứ nguyên của biến mô thủy lực

## 2.3. Tỷ số truyền của hệ thống truyền lực tự động

Tỷ số truyền truyền lực chính được xác định như sau:

$$i_o = 0,105 \frac{r_b \cdot \eta_{e\max}}{i_{hl} v_{\max}} \quad (8)$$

Tỷ số truyền tay số 1 của hộp số được xác định theo điều kiện chuyển động của ô tô [9]:

$$i_{hl} \in \left[ \frac{G \cdot \Psi \cdot r_b}{M_{\max} \cdot i_o \cdot \eta_{tl}}, \frac{Z_\varphi \cdot \varphi \cdot r_b}{M_{\max} \cdot i_o \cdot \eta_{tl}} \right] \quad (9)$$

Trong đó:  $G$ ,  $Z_\varphi$ ,  $\eta_{tl}$  lần lượt là tải trọng của ô tô, phản lực tác dụng lên cầu chủ động, hiệu suất truyền lực.  $\Psi$ ,  $\varphi$ ,  $r_b$  lần lượt là hệ số cản tổng cộng mặt đường, hệ số bám của mặt đường, bán kính bánh xe.

Tỷ số truyền của số trung gian hộp số xác định theo quy luật cấp số nhân:

$$i_{hk} = \sqrt[n-k]{i_{hl}} \quad (10)$$

Trong đó:  $n$  - số lượng tay số;  $k = 2 \div n$  là tay số trung gian

#### 2.4. Các lực cản của ô tô

Lực cản lăn được xác định theo công thức:

$$F_f = f \cdot G \cdot \cos \beta \quad (11)$$

Trong đó,  $f$ ,  $\beta$  lần lượt là hệ số cản lăn, góc dốc dọc của đường.

Khi xe ô tô di chuyển lên dốc, trọng lượng  $G$  của xe được phân tích thành hai thành phần:  $G \cdot \cos \beta$ , có phương vuông góc với mặt đường, tạo ra các phản lực pháp tuyến tác dụng lên các bánh xe, ký hiệu là  $Z_1$  và  $Z_2$ .  $G \cdot \sin \beta$ , đóng vai trò cản trở sự di chuyển của xe khi lên dốc và được gọi là lực cản dốc  $P_i$ .

Do đó, lực cản tác động lên xe khi nó chuyển động lên dốc được tính toán theo công thức sau:

$$F_i = G \cdot \sin \beta \quad (12)$$

Bằng thực nghiệm, lực cản khí động học khi ô tô chuyển động được xác định theo công thức:

$$F_w = K \cdot F \cdot v^2 \quad (13)$$

Trong đó  $K$  là hệ số cản không khí, hệ số này phụ thuộc vào khí động học của ô tô ( $N \cdot s^2/m^4$ );  $F$  là diện tích cản chính diện ( $m^2$ );  $v$  là vận tốc chuyển động của ô tô ( $m/s$ ).

Lực quán tính xuất hiện khi ô tô chuyển động với vận tốc thay đổi, xác định theo công thức sau:

$$F_j = \delta_i \frac{G}{g} j \quad (14)$$

trong đó,  $j$  là gia tốc của ô tô,  $\delta_i$  hệ số có xét đến ảnh hưởng các chi tiết chuyển động quay trong hệ thống truyền lực.

$\delta_i = 1,05 + 0,05 i_{hi}^2$ , với  $i_{hi}$  là tỷ số truyền của hộp số.

Tổng lực cản tác dụng lên ô tô như sau:

$$F_c = F_f \pm F_i \pm F_j + F_w \quad (15)$$

## 2.5. Xác định động lực học kéo

### 2.5.1. Đặc tính đầu ra của động cơ đốt trong – biến mô thủy lực

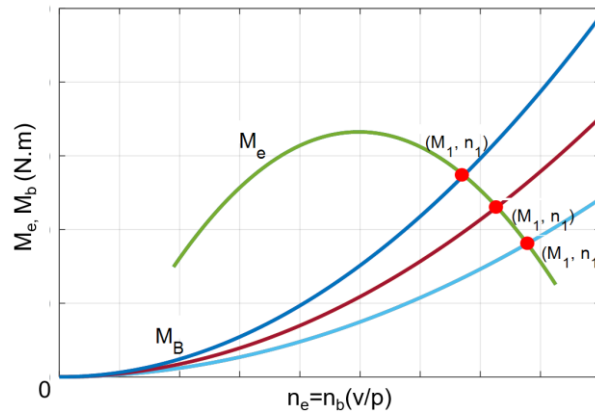
Động cơ nối với hộp số thông qua biến mô thủy lực (nối mềm). Để tính toán động lực học, trong trường hợp này phải xây dựng đường đặc tính ra động cơ - biến mô thủy lực. đầu tiên, tìm điểm làm việc đồng thời giữa động cơ và biến mô thủy lực theo các bước như sau:

Bước 1. Xây dựng đường đặc tính động cơ với  $n_e = n_B$

Bước 2. Cho 1 số giá trị bất kỳ của  $i_{bm}$  rồi căn cứ vào đặc tính không thứ nguyên tìm các giá trị  $\lambda_B$  tương ứng.

Bước 3. Cho 1 số giá trị  $n_b$  theo công thức (6) tìm các giá trị  $M_B$  tương ứng với  $i_{bm}$ . Sự phụ thuộc  $M_B = \lambda_B \cdot \rho \cdot n_b^2 D^5$  có dạng đường cong bậc 2 (Parabol).

Từ đồ thị ta thấy sự làm việc đồng thời giữa biến mô thủy lực và động cơ đốt trong ở những điểm  $M_1, M_2, M_3$  như trong hình 3, như vậy với từng góc mở bướm ga sẽ có một chế độ làm việc chung thích hợp giữa động cơ đốt trong và biến mô thủy lực, chế độ này không thay đổi và không phụ thuộc vào chế độ chuyển động ô tô.



**Hình 3.** Đặc tính tải của biến mô thủy lực và đặc tính tốc độ ngoài của động cơ

Bước 4. Khi biết  $n_b, i_{bm}$ . Ta xây dựng đồ thị đường đặc tính ra động cơ - biến mô thủy lực  $M_T = f(n_T), N_T = f(n_T)$ :

$$M_T = M_B \cdot K_{bm}, N_T = M_T \cdot \omega_T \quad (16)$$

### 2.5.2. Lực kéo của ô tô

Lực kéo tiếp tuyến tại cầu chủ động tương ứng với các tay số được xác định theo công thức sau:

$$F_k = \frac{M_T \cdot i_0 \cdot i_{hi} \cdot \eta_{tl}}{\lambda \cdot r_b} \quad (17)$$

Với  $\lambda, r_b$  lần lượt là hệ số biến dạng của lốp, bán kính bánh xe.

Bằng cách thay đổi tỷ số truyền tương ứng với các tay số, sẽ thu được giá trị lực kéo tiếp tuyến tương ứng.

Mối quan hệ giữa tốc độ động cơ và vận tốc của ô tô tương ứng với các tay số được xác định theo công thức sau:

$$F_{ki} = \frac{\pi \cdot n_e \cdot \lambda \cdot r_b}{i_{hi} \cdot i_0} \quad (18)$$

Bằng cách thay đổi giá trị  $n_e$  trong khoảng  $(n_e^{min}, n_e^{max})$  và tỷ số truyền hộp số  $i_{hi}$  tương ứng.

### 2.5.3. Nhân tố động lực học

Nhân tố động lực học được sử dụng để đánh giá khả năng khắc phục cản chuyển động được biểu diễn dưới dạng sau:

$$D_i = \frac{F_{ki} - F_w}{G} \quad (19)$$

### 2.5.4. Gia tốc chuyển động

Gia tốc của ô tô được xác định thông qua nhân tố động lực học, biểu diễn như sau:

$$j_i = \frac{D_i - \sin \beta - f \cos \beta}{\delta_i} g \quad (20)$$

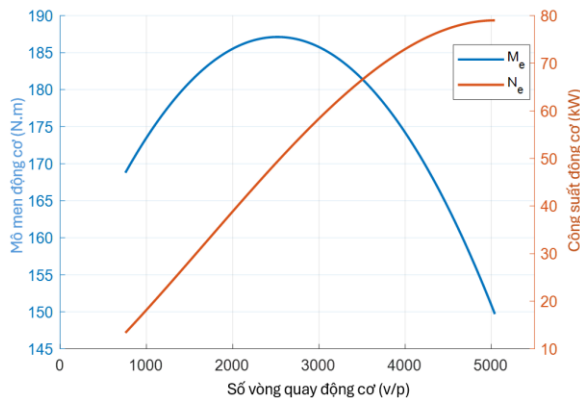
## 3. Kết quả mô phỏng và bàn luận

### 3.1. Thông số yêu cầu

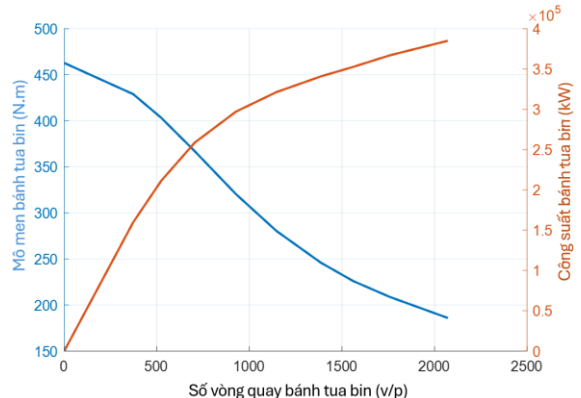
Các thông số ban đầu bao gồm: loại ô tô thiết kế: ô tô con; số hành khách chuyên chở: 05 người; tốc độ lớn nhất của ô tô:  $V_{\max} = 42 \text{ m/s}$ ; công thức bánh xe:  $4 \times 2$ ; Trọng lượng không tải:  $G_0 = 1550 \text{ (kg)}$ ; Hệ số phân bố lên các trục:  $m_{2k} = 1.35$ ; Hệ số cản mặt đường:  $\psi_{\max} = 0,3$ ; Kiểu lốp: 185/60R15.

Các thông số của hệ thống truyền lực được xác định như sau:  $i_{h1} = 3,54$ ;  $i_{h2} = 2,11$ ;  $i_{h3} = 1,5$ ;  $i_{h4} = 1,16$ ;  $i_{h5} = 0,9$ ;  $i_{h6} = 0,7$ ;  $i_0 = 4,0875$ .

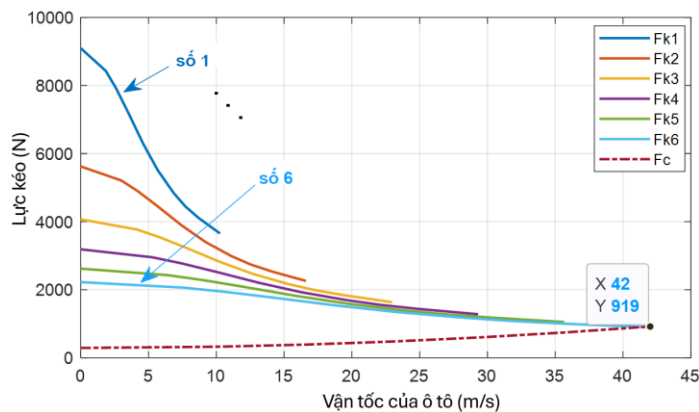
### 3.2. Kết quả



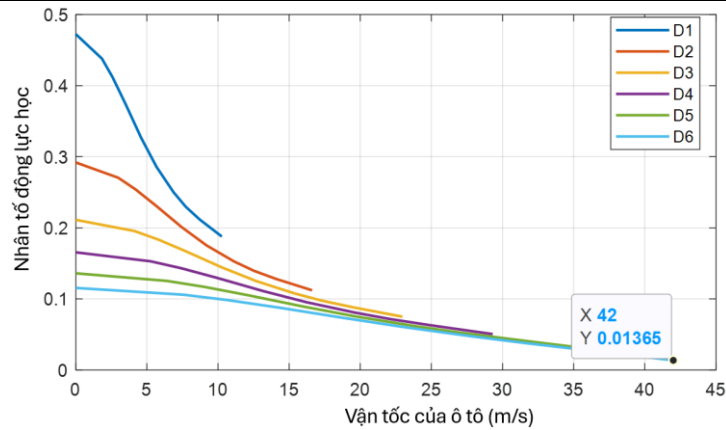
Hình 4. Đường đặc tính ngoài của động cơ đốt trong



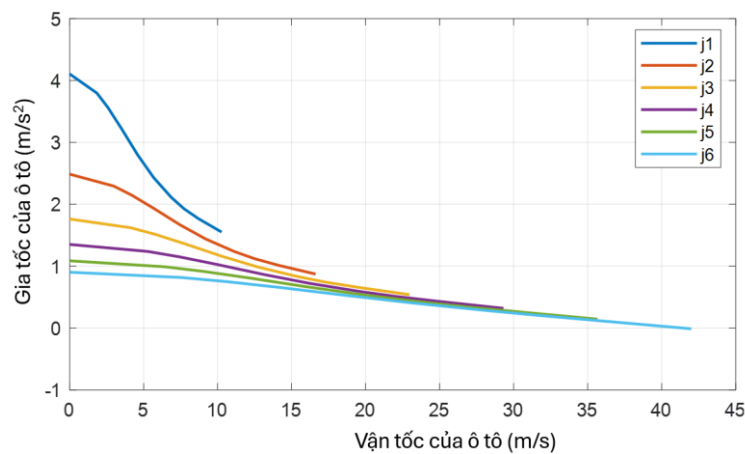
Hình 5. Đường đặc tính đầu ra của động cơ đốt trong – biến mô thủy lực



Hình 6. Đồ thị đặc tính kéo của ô tô ở các tay số khác nhau



Hình 7. Đồ thị nhân tố động lực học của ô tô ở các tay số khác nhau



Hình 8. Đồ thị gia tốc của ô tô ở các tay số khác nhau

Đồ thị đặc tính ngoài của động cơ (hình 4) cho thấy mô-men xoắn của động cơ đạt đỉnh ở khoảng  $2500 \text{ v/p}$  với giá trị xấp xỉ  $187 \text{ N.m}$ . Đây là một điểm quan trọng vì đồ thị chỉ ra rằng động cơ đạt hiệu suất mô-men xoắn cao nhất trong dải tốc độ trung bình, giúp ô tô có lực kéo mạnh trong quá trình tăng tốc và duy trì sức mạnh khi leo dốc hoặc kéo tải nặng. Khi tốc độ động cơ tiếp tục tăng trên  $3000$  vòng/phút, mô-men xoắn giảm dần, điều này cho thấy động cơ chuyển sang duy trì công suất tăng dần ở tốc độ cao. Công suất đạt cực đại gần  $80 \text{ kW}$  tại khoảng  $5000 \text{ v/p}$ , giúp ô tô duy trì tốc độ lớn trên đường cao tốc.

Đồ thị đặc tính ra của động cơ đốt trong - biến mô thủy lực (hình 5) đóng vai trò quan trọng trong việc xác định mô-men, công suất từ động cơ truyền đến bánh xe chủ động. Ở tốc độ bánh tua bin thấp (dưới  $1000$  vòng/phút), mô-men truyền đạt rất cao (xấp xỉ  $450 \text{ N.m}$ ), giúp xe có khả năng tăng tốc mạnh khi khởi hành từ vị trí đứng yên. Tuy nhiên, khi tốc độ bánh tua bin tăng lên, mô-men giảm mạnh, đạt khoảng  $150 \text{ N.m}$  ở tốc độ khoảng  $2500 \text{ v/p}$ , điều này cho thấy biến mô thủy lực giảm dần tác động khi xe chuyển sang dải tốc độ cao hơn.

Đồ thị lực kéo của ô tô (hình 6) cũng minh họa rõ ràng sự giảm dần lực kéo khi vận tốc ô tô tăng lên. Ở số thấp nhất ( $F_{k1}$ ), lực kéo đạt giá trị cao nhất (khoảng  $9000 \text{ N}$ ), nhưng giảm rất nhanh khi vận tốc tăng. Điều này cho thấy ở dải tốc độ thấp, hộp số ưu tiên lực kéo để giúp xe tăng tốc mạnh, nhưng khi chuyển số và vận tốc của ô tô tăng lên, lực kéo giảm dần, và sự thay đổi của các số (từ số 2 đến số 6) làm giảm lực kéo, giúp duy trì khả năng di chuyển ổn định khi xe ở vận tốc cao hơn. Đường lực cản ( $F_c$ ) tăng dần theo vận tốc, và khi lực cản cắt lực kéo ( $F_{k6}$ ) vận tốc của ô tô đạt giá trị lớn nhất  $42 \text{ m/s}$ .

Đồ thị nhân tố động lực học (hình 7) cho thấy rõ sự khác biệt giữa các cấp số. Nhân tố động lực học cao ở các số thấp ( $D_1$  và  $D_2$ ), đặc biệt ở vận tốc thấp, giá trị này thể hiện khả năng khắc phục cản hay tăng tốc nhanh khi ô tô khởi hành. Nhân tố động lực giảm dần khi xe tăng tốc. Điều này là điển hình

trong các hệ thống truyền lực với nhiều cấp số, nơi mà các số thấp hỗ trợ tăng tốc mạnh mẽ, trong khi các số cao tối ưu cho vận hành ổn định ở tốc độ cao.

Cuối cùng, đồ thị gia tốc (hình 8) cho thấy sự suy giảm rõ rệt của gia tốc khi vận tốc ô tô tăng. Ở các số thấp, gia tốc ban đầu rất cao, với giá trị cực đại gần  $4,1 \text{ m/s}^2$ , đặc biệt ở vận tốc dưới  $10 \text{ m/s}$ . Đây là minh chứng cho khả năng tăng tốc mạnh mẽ khi ô tô khởi hành. Tuy nhiên, khi tốc độ tăng và các cấp số cao hơn được sử dụng, gia tốc giảm xuống, và gần bằng 0 ở vận tốc khoảng  $40 \text{ m/s}$ . Đặc biệt, ở số cao ( $j_6$ ), gia tốc gần như duy trì ổn định ở mức rất thấp, cho thấy ở tốc độ cao, xe không còn khả năng tăng tốc nhiều nữa mà chủ yếu duy trì tốc độ hiện tại.

#### 4. Kết luận

Tính toán động lực học kéo có liên quan chặt chẽ đến việc xác định thông số kết cấu cơ bản của động cơ đốt trong và các thông số kết cấu của hệ thống truyền lực trên ô tô. Nghiên cứu này, động lực học kéo được tính toán bằng cách sử dụng chương trình Matlab/Simulink. Các kết quả đạt được cho thấy hệ thống truyền lực có ảnh hưởng đáng kể đến hiệu suất vận hành của ô tô, đặc biệt trong quá trình tăng tốc, leo dốc và duy trì tốc độ cao.

Hiệu suất truyền lực của hệ thống sử dụng biến mô thủy lực được tối ưu hóa nhờ đặc tính biến đổi mô-men xoắn. Ở tốc độ bánh tua bin thấp ( $<1000$  vòng/phút), mô-men xoắn cực đại đạt  $450 \text{ N.m}$ , giúp xe có khả năng tăng tốc mạnh từ trạng thái đứng yên. Khi tốc độ tăng lên  $2500$  vòng/phút, mô-men giảm xuống  $150 \text{ N.m}$ , cho thấy biến mô thủy lực dần chuyển sang chế độ truyền động hiệu suất cao hơn. Tốc độ tối đa của ô tô đạt được là  $42 \text{ m/s}$  ( $\sim 151 \text{ km/h}$ ), phù hợp với yêu cầu thiết kế. Điều này xác nhận rằng hệ thống truyền lực được lựa chọn đảm bảo khả năng vận hành ổn định và hiệu suất cao.

Lực kéo của ô tô thay đổi theo cấp số: Ở số thấp nhất (số 1), lực kéo cực đại đạt  $9000 \text{ N}$ , giúp xe có khả năng tăng tốc nhanh. Khi lên các cấp số cao hơn, lực kéo giảm dần, đảm bảo xe duy trì tốc độ ổn định. Điểm cắt giữa đường lực kéo và lực cản xảy ra ở vận tốc  $42 \text{ m/s}$ , cho thấy sự tối ưu của hệ thống truyền lực đối với khả năng vận hành.

Gia tốc cực đại đo được khi ô tô khởi hành là  $4,1 \text{ m/s}^2$  ở số 1, thể hiện khả năng tăng tốc mạnh mẽ. Tuy nhiên, khi vận tốc tăng và ô tô sử dụng các số cao hơn, gia tốc giảm dần về gần  $0 \text{ m/s}^2$  khi đạt tốc độ tối đa, điều này phù hợp với lý thuyết động lực học kéo của ô tô.

Nhân tố động lực học của ô tô cao nhất ở số thấp ( $D_1, D_2$ ), giúp xe có khả năng khắc phục lực cản lớn khi bắt đầu di chuyển hoặc leo dốc. Khi vận tốc tăng, nhân tố động lực học giảm dần, đảm bảo xe duy trì hiệu suất ổn định trên đường trường.

Những kết quả trên cho thấy việc tính toán và lựa chọn hệ thống truyền lực tự động với biến mô thủy lực đã giúp tối ưu hóa khả năng truyền động của ô tô, đặc biệt trong giai đoạn khởi động và tăng tốc.

Kết quả của nghiên cứu sẽ làm cơ sở cho việc tính toán, thiết kế cho xe mới hoặc tính toán kiểm nghiệm được thực hiện đối với một xe đã được sản xuất, nhằm xác định các thông số kết cấu và đánh giá động lực học kéo.

#### Xung đột lợi ích

Các tác giả tuyên bố không có xung đột lợi ích trong bài báo này.

#### TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] A. G. Ulsoy, H. Peng, and M. Çakmakci, *Automotive control systems*, Cambridge Univ. Press, 2012.
- [2] G. Lechner and H. Naunheimer, *Automotive transmissions: fundamentals, selection, design and application*, Springer Sci. & Business Media, 1999.
- [3] H. Du, D. Cao, and H. Zhang, *Modeling, dynamics, and control of electrified vehicles*, Woodhead Publ., 2017.
- [4] G. Xia, H. Zhang, X. Tang, S. Wu, L. Zhao, and J. Hu, "Identification of drivers' driving habits and shift schedule correction for vehicles with automatic transmission," *Proc. Inst. Mech. Eng., Part D: J. Automob. Eng.*, vol. 236, no. 5, pp. 805–824, 2022, doi: 10.1177/0954407021103432.
- [5] P. Bera, "A design method of selecting gear ratios in manual transmissions of modern passenger cars," *Mech. Mach. Theory*, vol. 132, pp. 133–153, 2019, doi: 10.1016/j.mechmachtheory.2018.10.013.
- [6] G. C. Jarso, R. B. Nallamothe, R. Gopal, and G. G. Jin, "Investigation on steady state performance of hydrodynamic automatic transmission vehicle," *Energy Convers. Manage. X*, vol. 23, p. 100602, 2024, doi: 10.1016/j.ecmx.2024.100602.
- [7] M. Dejan and P. Vladimir, "Modern design and control of automatic transmission and the prospects of development," *Istraživanja i projektovanja za privredu*, vol. 13, no. 1, 2015.

- [8] T. Ke, H. Ding, M. Geng, and C. Gong, "Automatic configuration analysis method of planetary gear automatic transmission," *Proc. Inst. Mech. Eng., Part D: J. Automob. Eng.*, Art. no. 09544070231207163, 2023, doi: 10.1177/09544070231207163.
- [9] D. Schramm, M. Hiller, and R. Bardini, *Vehicle dynamics: Modeling and Simulation*, Berlin, Heidelberg, 2014, vol. 151.
- [10] G. Balbayev and M. Ceccarelli, "Design and characterization of a new planetary gear box," in *New Advances in Mechanisms, Transmissions and Applications: Proc. Second Conf. MeTrApp 2013*, Springer, Netherlands, 2014, pp. 91–98.
- [11] R. Isermann, *Automotive control: modeling and control of vehicles*, Springer, Berlin/Heidelberg, Germany, 2022.
- [12] Đ. Quý, *Giáo trình lý thuyết ô tô*, NXB Đại học Quốc gia TP. Hồ Chí Minh, 2012.



**Duc Lich Luu** received his B.Eng. degree in automotive mechanical engineering and M.Eng. degree in dynamic mechanical engineering from the University of Transport and Communications, Vietnam, in 2011 and 2014, respectively. In 2022, He received Ph.D. degree in Systems engineering from University POLITEHNICA of Bucharest, Romania. From 2011 to 2022, he was a Lecturer with the Faculty of dynamic mechanical engineering, Vinh University of Technology Education, Nghe an, Vietnam. Since 2023, he has been a Lecturer with the Faculty of Transportation Mechanical Engineering, University of Science and Technology, the University of Danang, Vietnam. His current research interests include vehicle dynamics control, vehicle control, Advanced Drive Assistance Systems, Connected and Autonomous Vehicles, Intelligent vehicle and transport systems. Email: [ldlich@dut.udn.vn](mailto:ldlich@dut.udn.vn). ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-5612-5126>



**Sy Dong Ngo** received his B.Eng. degree in mechanical engineering and M.Eng. degree in mechanical engineering technology from the Hanoi University of Science and Technology, Vietnam, in 2003 and 2009, respectively. In 2020, He received Ph.D. degree in mechanical engineering technology from Guilin University of Electronic Science and Technology, China. From 2010 to now, he was a Lecturer with the Faculty of Mechanical - Automotive and Civil Engineering, Electric power university, Hanoi, Vietnam. His current research interests include vehicle dynamics control, vehicle control, Advanced Drive Assistance Systems, and Autonomous Vehicles, Intelligent vehicle and transport systems. Email: [dongns@epu.edu.vn](mailto:dongns@epu.edu.vn). ORCID: <https://orcid.org/0009-0009-8478-4845>