

# XÂY DỰNG MÔ HÌNH VÀ KHẢO SÁT ĐỘNG LỰC HỌC HỘP SỐ VÔ CẤP TRÊN Ô TÔ

Lưu Đức Lịch<sup>1,\*</sup>, Trần Văn Như<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Khoa Cơ khí giao thông, Trường Đại học Bách khoa, Đại học Đà Nẵng

<sup>2</sup>Khoa Cơ khí, Trường Đại học Giao thông vận tải

## Tóm tắt

Hệ thống truyền lực (HTTL) vô cấp sử dụng hộp số CVT cho phép điều chỉnh tỉ số truyền lực một cách linh hoạt để phản ứng linh hoạt với các điều kiện chuyển động và sức cản của mặt đường. Hộp số CVT giúp xe ô tô tăng tốc một cách mạnh mẽ, êm ái và giảm tiêu hao nhiên liệu. Tuy nhiên, những ưu điểm này phụ thuộc chủ yếu vào chất lượng điều khiển của hộp số CVT, đảm bảo rằng tỉ số truyền phù hợp với điều kiện chuyển động. Xây dựng mô hình và thiết kế bộ điều khiển cho hộp số CVT là một chủ đề được nhiều tác giả quan tâm. Trong bài báo này, các tác giả tập trung vào việc xây dựng và khảo sát mô hình HTTL vô cấp, so sánh với HTTL cơ khí có cấp số về mặt động lực học, sự êm ái và đáp ứng của động cơ trong quá trình tăng tốc. Hộp số CVT được lựa chọn trong nghiên cứu này gồm biến mô thủy lực và hệ truyền động đai kim loại. Mô hình động lực học là nền tảng để phát triển luật điều khiển cho hộp số vô cấp.

*Từ khóa:* Hệ thống truyền lực tự động; hộp số CVT; tỉ số truyền liên tục; biến mô thủy lực; suất tiêu hao nhiên liệu; động lực học kéo.

## 1. Tổng quan

Hệ thống truyền lực (HTTL) của các ô tô làm nhiệm vụ truyền và phân phối công suất từ động cơ tới các bánh xe chủ động, linh hoạt thích ứng với điều kiện chuyển động và sức cản của mặt đường. Có hai dạng chính của HTTL: HTTL có cấp và HTTL vô cấp CVT. HTTL cơ khí với cấp số xác định sử dụng ly hợp ma sát, có hiệu suất cao và khả năng truyền mô men lớn, tuy nhiên, mức độ êm dịu khi chuyển số phụ thuộc vào kỹ năng lái của người lái. Quyết định chuyển số thường do người lái đưa ra, dẫn đến chưa đạt được sự tối ưu trong việc chuyển số để giảm thiểu tiêu hao nhiên liệu, cũng như độ êm dịu khi chuyển số. HTTL tự động sử dụng biến mô thủy lực và hộp số cơ khí với cấp số kiểu bánh răng hành tinh, cho phép điều khiển chuyển số một cách tối ưu dựa trên điều kiện chuyển động. Tuy nhiên, do sử dụng biến mô thủy lực và hộp số có cấp thường có mức tiêu hao nhiên liệu lớn hơn so với HTTL cơ khí.

Hệ thống truyền lực vô cấp CVT cho phép điều chỉnh tỉ số truyền lực một cách linh hoạt, phản ứng tốt với sự biến đổi của chế độ chuyển động và mức độ cản trở của mặt

\* Email: ldlich@dut.udn.vn  
DOI: 10.56651/lqdtu.jst.v19.n02.755

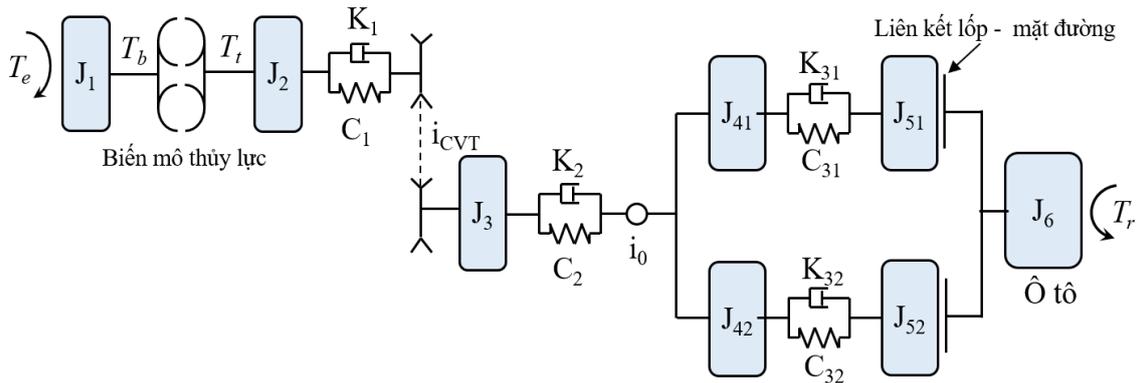
đường. Loại HTTL này giúp xe ô tô tăng tốc mạnh mẽ và mượt mà, đồng thời giảm tiêu hao nhiên liệu [1]. Tuy nhiên, những ưu điểm này chủ yếu phụ thuộc vào chất lượng của hệ thống điều khiển của hộp số CVT. Do đó, sự quan tâm của nhiều tác giả đã được hướng vào việc phát triển mô hình mô phỏng và thiết kế bộ điều khiển cho hộp số, nhằm đáp ứng các yêu cầu về khả năng tăng tốc và giảm tiêu hao nhiên liệu của các phương tiện ô tô. Trong việc xây dựng mô hình và mô phỏng động lực học của HTTL vô cấp CVT, các tác giả chủ yếu tập trung vào phân tích khả năng truyền mô men [2-4], cũng như đánh giá động lực học của các bộ truyền đai kim loại hoặc phi kim, trong đó bao gồm cả sự đàn hồi của đai [5-7] mô hình động lực học HTTL vô cấp CVT kiểu đĩa lăn [8]. Mô hình động lực học đầy đủ của HTTL vô cấp CVT, bổ sung thêm bánh đà quán tính nhằm làm mềm đặc tính động học trong quá trình thay đổi tỉ số truyền, đã được xây dựng trong [9]. Tuy nhiên, trong nghiên cứu này, các tác giả đã bỏ qua sự đàn hồi của đai. Đối với việc điều khiển hộp số CVT, trong [10], các tác giả đã áp dụng thuật toán điều khiển PID để điều khiển tỉ số truyền của hộp số CVT, nhằm đảm bảo rằng động cơ hoạt động trong phạm vi có mức tiêu thụ nhiên liệu nhỏ nhất. Cũng với mục tiêu tương tự, trong [11], các tác giả đã áp dụng phương pháp phản hồi tuyến tính để điều khiển tỉ số truyền của hộp số CVT.

Trong bài báo này, các tác giả chỉ dừng lại ở việc xây dựng mô hình và mô phỏng động lực học của HTTL vô cấp CVT, trong đó mô hình động lực học đã bao gồm cả sự đàn hồi xoắn của các trục và sự đàn hồi của đai. HTTL vô cấp CVT được chọn lựa gồm biến mô thủy lực và truyền động đai kim loại. Bằng cách mô phỏng và so sánh với HTTL cơ khí có cấp số về mặt động lực học, các tác giả cũng tập trung vào việc đánh giá độ êm dịu và sự đáp ứng của động cơ trong quá trình tăng tốc.

Phần còn lại của bài báo được sắp xếp như sau: Phần 2 xây dựng mô hình toán học hệ thống truyền lực vô cấp CVT. Phần 3 trình bày, phân tích kết quả mô phỏng động lực học hệ thống truyền lực vô cấp CVT. Phần cuối cùng thảo luận về kết luận và nghiên cứu có thể có trong tương lai.

## **2. Mô hình động lực học hệ thống truyền lực vô cấp CVT**

Hệ thống truyền lực của ô tô nói chung, và đặc biệt là HTTL vô cấp CVT, là một hệ thống cơ học phức tạp bao gồm nhiều thành phần. Mô hình động lực học được xây dựng dựa trên một số giả thiết vật lý cụ thể. Đầu tiên, sự dao động của động cơ trên khung xe được bỏ qua, giả sử rằng nó không ảnh hưởng đáng kể đến HTTL. Thứ hai, sự phân phối lực cho các bánh xe chủ động ở hai bên được xem như nhau, giả định này giúp đơn giản hóa quá trình mô hình hóa. Thứ ba, mô hình động lực học của các thành phần trục không xem xét kích thước cụ thể, mà thay vào đó được mô hình hóa bằng các mô hình khối lượng quán tính tập trung và các phần tử đàn hồi - giảm chấn, giả định này giúp giảm độ phức tạp của mô hình.



Hình 1. Mô hình động lực học HTTL vô cấp CVT trên ô tô.

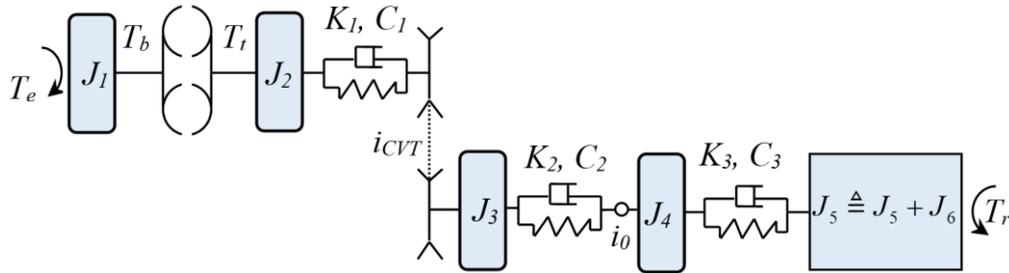
Trên Hình 1:  $T_e, T_b, T_i, T_r$  tương ứng là mô men động cơ, mô men trên bánh bơm và mô men trên bánh tua bin của biển mô thủy lực, mô men cản chuyển động của ô tô quy dẫn về bánh xe chủ động;  $J_1$  - mô men quán tính khối tương đương của động cơ và bánh bơm;  $J_2$  - mô men quán tính khối tương đương của bánh tua bin, trục và pu-li sơ cấp;  $J_3$  - mô men quán tính khối tương đương của trục và pu-li thứ cấp;  $J_4 = J_{41} + J_{42}$  - mô men quán tính khối tương đương của truyền lực chính - vi sai quy dẫn về trục của bánh răng bị động;  $J_5 = J_{51} + J_{52}$  - mô men quán tính khối tương đương của bán trục và bánh xe quy dẫn về bánh xe chủ động;  $J_6$  - mô men quán tính khối tương đương của khối lượng ô tô quy dẫn về bánh xe chủ động,  $J_6 = m_v r_{bx}^2$  với  $m_v$  - khối lượng toàn bộ của ô tô,  $r_{bx}$  - bán kính bánh xe;  $K_i, C_i$  ( $i=1,2,3$ ) tương ứng là hệ số cản giảm chấn và độ cứng của trục sơ cấp và của đai quy dẫn về trục sơ cấp, trục pu-li thứ cấp, bán trục;  $i_{CVT}, i_0$  tương ứng là tỉ số truyền của bộ truyền đai và của truyền lực chính. Giữa hai phần tử mô men quán tính  $J_5$  và  $J_6$  là liên kết giữa lốp và mặt đường được mô hình hóa bằng mô hình ma sát [7].

Để đơn giản hóa, giả thiết sự liên kết giữa lốp và mặt đường là lý tưởng (không có sự trượt giữa bánh xe và mặt đường) cho nên quan hệ chuyển động của bánh xe và mặt đường là xác định, do đó có thể thay thế mô men quán tính  $J_5, J_6$  bằng mô men quán tính tương đương  $J_5 \triangleq J_{51} + J_{52} + J_6 = J_5 + m_v r_{bx}^2$ . Ta có mô hình đơn giản hóa 5 bậc tự do thể hiện trên Hình 2.

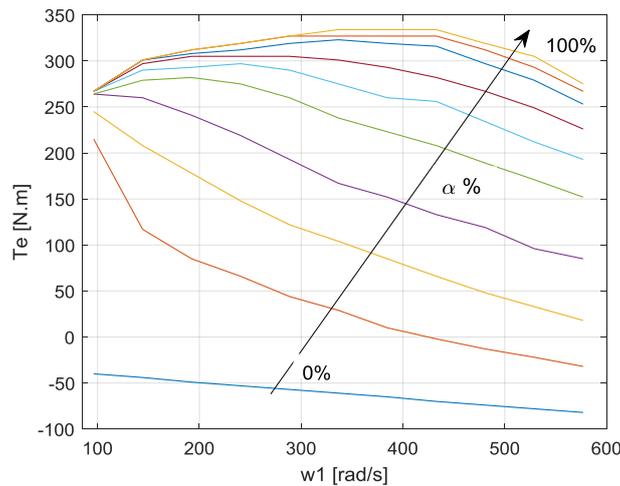
Từ mô hình động lực học đơn giản hóa của HTTL vô cấp như Hình 2, sử dụng nguyên lý Đa-lăm-be, ta thành lập được hệ phương trình vi phân như sau:

$$\begin{cases} J_1 \dot{\omega}_1 = T_e(\alpha, \omega_1) - T_b(\cdot) \\ J_2 \dot{\omega}_2 = T_t(\cdot) - K_1(\omega_2 - i_{CVT} \omega_3) - C_1(\theta_2 - i_{CVT} \theta_3) \\ J_3 \dot{\omega}_3 = i_{CVT} (K_1(\omega_2 - i_{CVT} \omega_3) + C_1(\theta_2 - i_{CVT} \theta_3)) - K_2(\omega_3 - i_0 \omega_4) - C_2(\theta_3 - i_0 \theta_4) \\ J_4 \dot{\omega}_4 = i_0 (K_2(\omega_3 - i_0 \omega_4) + C_2(\theta_3 - i_0 \theta_4)) - K_3(\omega_4 - \omega_5) - C_3(\theta_4 - \theta_5) \\ J_5 \dot{\omega}_5 = K_3(\omega_4 - \omega_5) + C_3(\theta_4 - \theta_5) - T_r(\cdot) \\ \dot{\theta} = \omega_i \quad (i=1, 2, \dots, 5) \end{cases} \quad (1)$$

trong đó:  $\omega_i, \theta_i$  ( $i=1, 2, \dots, 5$ ) tương ứng là tốc độ góc và góc quay của động cơ, trục sơ cấp, trục thứ cấp, bánh răng bị động của truyền lực chính, bánh xe chủ động;  $T_e(\alpha, \omega_1), T_b(\cdot), T_t(\cdot), T_r(\cdot)$  - các hàm phụ thuộc vào độ mở bướm ga động cơ  $\alpha$  và trạng thái của hệ được trình bày ở phần tiếp theo.



Hình 2. Mô hình động lực học đơn giản hóa HTTL vô cấp CVT.



Hình 3. Đường đặc tính của động cơ đốt trong.

### 2.1. Mô hình động cơ

Trong bài báo này, các tác giả sử dụng mô hình tĩnh của động cơ. Mô men xoắn của động cơ  $T_e$  phụ thuộc vào độ mở bướm ga và vận tốc góc của trục khuỷu. Hình 3 thể hiện

mối quan hệ giữa mô men xoắn của động cơ vào vận tốc góc của trục khuỷu  $\omega_1$  (rad/s) và độ mở bướm ga  $\alpha$ (%) [12, 13]:

$$T_e \triangleq f(\alpha, \omega_1) \quad (2)$$

## 2.2. Mô hình biến mô thủy lực

Mô men xoắn trên bánh bơm của biến mô thủy lực được tính toán theo công thức (3) [14]:

$$T_b = k(\phi) \rho_h d^5 \omega_1^2 \quad (3)$$

trong đó:  $\rho_h$  - khối lượng riêng của dầu biến mô,  $d$  - đường kính làm việc của bánh bơm,  $k(\phi)$  - hệ số khả năng của biến mô,  $\phi$  - tỉ số vận tốc góc của biến mô:

$$\phi = \frac{\omega_2}{\omega_1} \quad (4)$$

Hệ số khả năng của biến mô  $k(\phi)$  thông thường được xác định bằng thực nghiệm, trên Hình 4a thể hiện đường đặc tính khả năng của một loại biến mô [12].

Mô men trên bánh tua bin được xác định theo công thức (5), trong đó  $\zeta(\phi)$  là hệ số biến đổi mô men của biến mô (hệ số biến mô). Hệ số biến mô phụ thuộc vào tỉ số vận tốc  $\phi$  và được xác định bằng thực nghiệm, trên Hình 4b thể hiện đường  $\zeta(\phi)$  của một loại biến mô [12]:

$$T_t = \zeta(\phi) M_b \quad (5)$$

## 2.3. Mô men cản chuyển động của ô tô

Mô men cản chuyển động của ô tô quy dẫn về bánh xe chủ động bao gồm mô men do các thành phần lực cản gió, lực cản lăn và lực cản dốc, được xác định theo công thức (6) [15]:

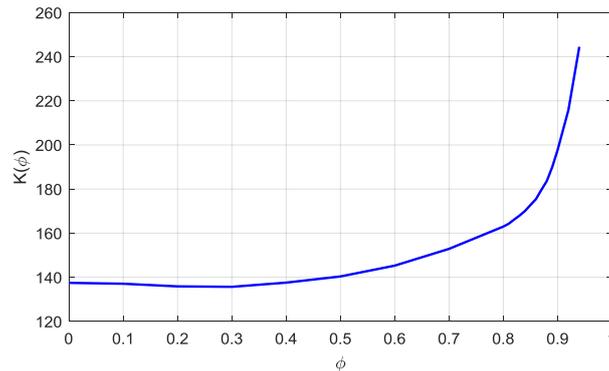
$$T_r = (F_\omega + F_f + F_g) r_{bx} \quad (6)$$

trong đó:  $F_\omega, F_f, F_g$  tương ứng là lực cản gió, lực cản lăn và lực cản dốc,

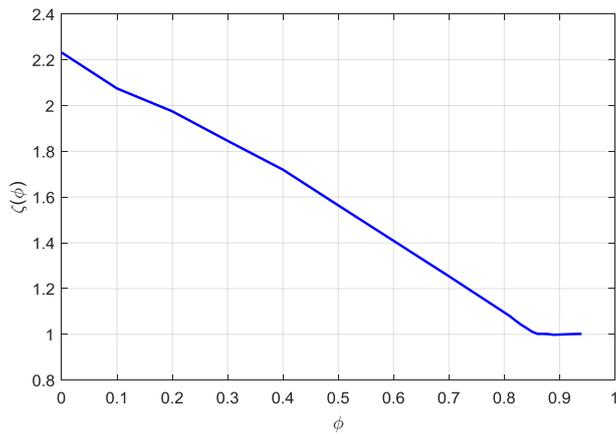
$$F_\omega = 0,5 \rho_\omega A_f C_f v_v^2 \quad (7)$$

$$F_f = m_v g \cos \delta \cdot f \quad (8)$$

$$F_g = m_v g \sin \delta \quad (9)$$



a) Hệ số khả năng của biến mô



b) Hệ số biến mô

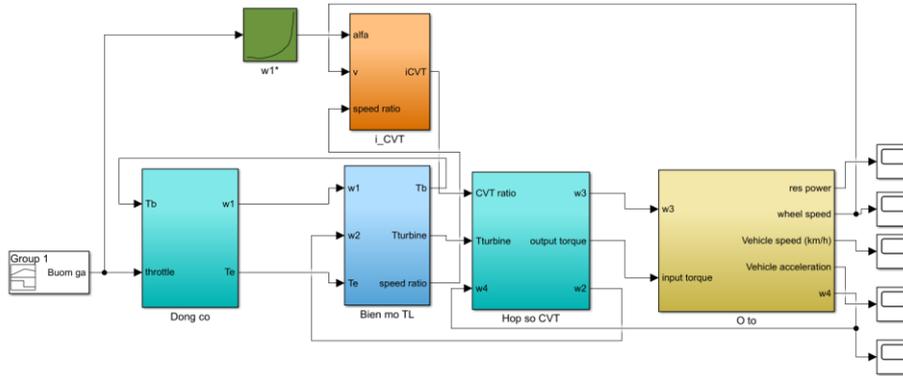
Hình 4. Đặc tính không thứ nguyên của biến mô.

Trên Hình 4:  $\rho_\omega$  - mật độ không khí;  $A_f$  - diện tích cản chính diện của ô tô;  $C_f$  - hệ số khí động học;  $v_v$  - vận tốc chuyển động tương đối của ô tô so với không khí;  $g$  - gia tốc trọng trường;  $\delta$  - góc dốc của đường;  $f$  - hệ số cản lăn của đường.

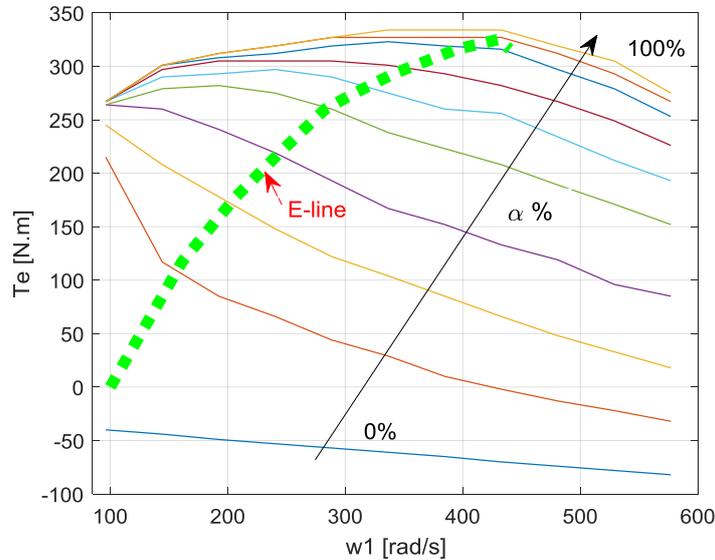
### 3. Kết quả mô phỏng động lực học hệ thống truyền lực vô cấp CVT

Trong bài báo này, các tác giả đã thực hiện mô phỏng động lực học của HTTL vô cấp CVT có tỉ số truyền thay đổi liên tục với sơ đồ chương trình Simulink như Hình 5, và sử dụng kết quả của mô hình HTTL cơ khí có cấp tương đương được trình bày trong [16] để so sánh. Tỉ số truyền của hộp số vô cấp đã được lựa chọn sao cho động cơ hoạt động trong vùng có suất tiêu hao nhiên liệu tốt nhất tương ứng với tốc độ của động cơ  $\omega_1^*(\alpha)$ , được biểu diễn bởi đường "E-line" như trên Hình 6. Tương ứng với mỗi độ mở bướm ga, có một phạm vi vận tốc góc của trục khuỷu  $\omega_1^*(\alpha)$  làm việc với suất tiêu hao nhiên liệu

thấp nhất, tức là vùng làm việc kinh tế nhất. Vùng làm việc của động cơ có suất tiêu hao nhiên liệu nhỏ được trình bày chi tiết trong [17, 18].



Hình 5. Sơ đồ chương trình Simulink của HTTL cấp CVT.



Hình 6. Đường suất tiêu hao nhiên liệu nhỏ nhất của động cơ (E-line).

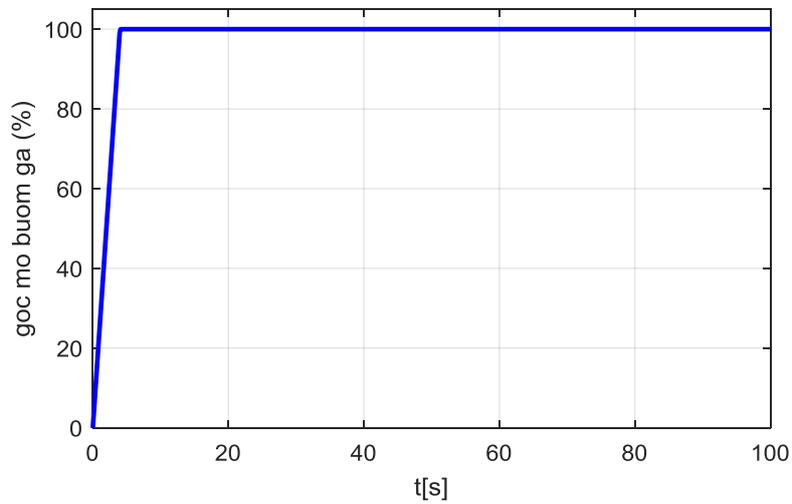
Tỉ số truyền của HTTL vô cấp CVT được xác định phụ thuộc vào vận tốc góc của trục khuỷu, vận tốc chuyển động của ô tô  $v_v$  và tỉ số động học của biến mô thủy lực theo công thức sau:

$$i_{CVT} = \frac{1}{v_v} \frac{\omega_1^*(\alpha)\phi(t)r_{bx}}{i_0} = f(v_v, \alpha, \phi) \quad (10)$$

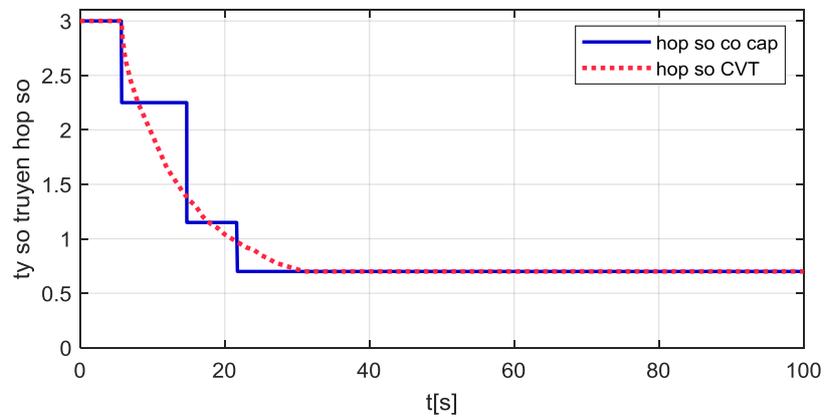
Khi vận tốc của ô tô nhỏ tỉ số truyền của hộp số CVT rất lớn vượt quá khả năng của bộ truyền động đai, do đó giá trị  $i_{CVT}$  được xác định theo công thức (10) và bị giới hạn theo khả năng của bộ truyền  $i_{CVT} \in [i_{CVT}^{\min}, i_{CVT}^{\max}]$ .

Bảng 1. Thông số mô hình động lực học HTTL vô cấp CVT [19]

STT	Ký hiệu	Giá trị	Đơn vị
1	$J_1; J_2; J_3;$ $J_4; J_5$	0,101;0,108;0,092; 0,495;162,601	kgm <sup>2</sup>
2	$C_1; C_2; C_3$	160;1630;16300	Nm/rad
3	$K_1; K_2; K_3$	40;60;600	Nms/rad
4	$i_0$	3,07	--
5	$r_{bx}$	0,32	m
6	$i_{CVT}^{\min}; i_{CVT}^{\max}$	0,65;3,0	--



Hình 7. Độ mở bướm ga.



Hình 8. Tỷ số truyền của hộp số đối với 2 HTTL.

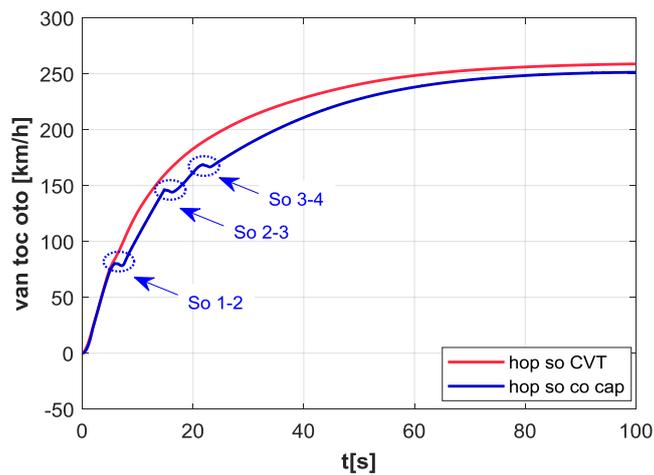
Khi vận tốc của ô tô nhỏ, tỉ số truyền của hộp số CVT rất lớn vượt quá khả năng của bộ truyền động đai, do đó giá trị  $i_{CVT}$  được xác định theo công thức (10) và bị giới hạn theo khả năng của bộ truyền  $i_{CVT} \in [i_{CVT}^{\min}, i_{CVT}^{\max}]$ .

Thông số của mô hình động lực học của HTTL vô cấp CVT được hiển thị trong Bảng 1. Đường đặc tính mô men của động cơ và đặc tính không thứ nguyên của biến mô được lấy từ các đồ thị tương ứng như được mô tả trong Hình 3 và Hình 4. Quá trình tăng tốc của ô tô từ vận tốc ban đầu đến vận tốc cực đại, cùng với độ mở bướm ga theo thời gian, được biểu diễn trong Hình 7. Mô hình động lực học của HTTL vô cấp CVT đã được xây dựng và mô phỏng bằng phần mềm Matlab/Simulink, với kết quả mô phỏng được thể hiện trên các hình 8 - 12.

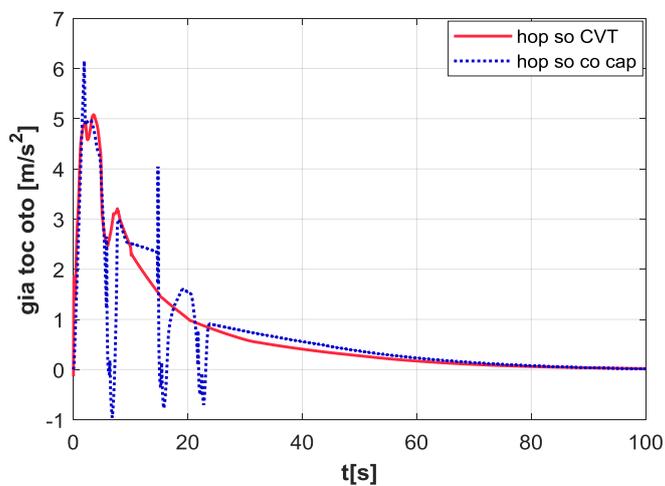
Trên Hình 8, đồ thị thể hiện sự thay đổi của tỉ số truyền theo thời gian trong quá trình tăng tốc. Trong hộp số cơ khí có cấp, thời điểm chuyển số được quyết định bởi lái xe, ở bài báo này các tác giả đã định thời điểm chuyển số cho hộp số cơ khí có cấp như trên Hình 8. Chiến lược chuyển số này được thiết kế để đảm bảo rằng ô tô đạt được gia tốc lớn nhất có thể.

Động lực học của ô tô được thể hiện trên Hình 9 và Hình 10. Đối với vận tốc của ô tô: Hộp số cơ khí có cấp khi chuyển số, động cơ phải được tách khỏi HTTL thông qua bộ ly hợp ma sát, thời điểm này ô tô chuyển theo lực quán tính, dẫn đến mất mát tốc độ được thể hiện ở 3 vùng khoanh tròn tương ứng với 3 thời điểm chuyển số. Thời gian chuyển số là khoảng 1,5 giây, trong thời gian này, ô tô có gia tốc âm, điều này dẫn đến khả năng tăng tốc kém hơn so với ô tô được trang bị HTTL vô cấp CVT (Hình 10). Ở thời điểm chuyển số của HTTL cơ khí, gia tốc biến thiên rất lớn so với HTTL vô cấp CVT. Hơn nữa, độ êm dịu khi tăng tốc (được đánh giá thông qua độ giật - đạo hàm của gia tốc theo thời gian) của HTTL: Kết quả mô phỏng ở Hình 11 cho thấy rằng HTTL vô cấp CVT độ giật nhỏ hơn rất nhiều so với HTTL có cấp tại thời điểm chuyển số, điều này mang lại HTTL vô cấp CVT đáp ứng độ êm dịu, êm ái tốt hơn rất nhiều so với HTTL có cấp. Với hộp số cơ khí có cấp, khi chuyển số, độ giật lớn hơn nhiều so với hộp số CVT tại cùng thời điểm. Trên Hình 12, kết quả cho thấy HTTL vô cấp CVT có biểu đồ thể hiện sự đáp ứng của động cơ làm việc trong vùng có suất tiêu hao nhiên liệu nhỏ nhất trong quá trình tăng tốc so với HTTL có cấp.

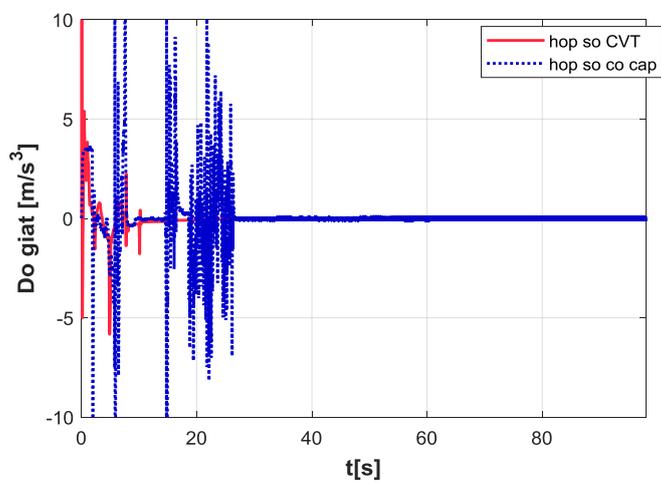
Đối với HTTL CVT, động cơ hoạt động trong vùng có suất tiêu hao nhiên liệu nhỏ (gần với đường "E-line"). Do đó, tính kinh tế về nhiên liệu của ô tô được trang bị HTTL CVT được cải thiện.



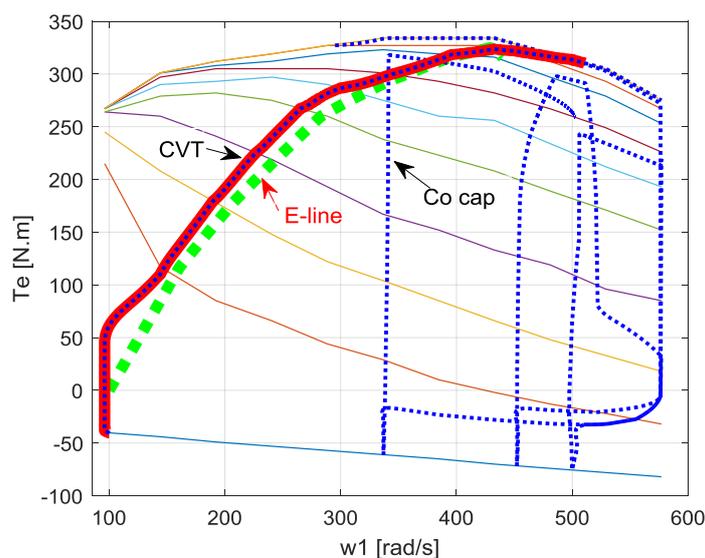
Hình 9. Động lực học của ô tô: Vận tốc ô tô.



Hình 10. Động lực học của ô tô: Gia tốc ô tô.



Hình 11. Độ giạt của ô tô trong quá trình tăng tốc.



Hình 12. Vùng làm việc của động cơ đối với 2 HTTL.

#### 4. Kết luận và hướng nghiên cứu tiếp theo

Bài báo đã phát triển một mô hình động lực học cho ô tô được trang bị HTTL vô cấp CVT, sau đó tiến hành mô phỏng và so sánh về mặt động lực học, độ êm dịu và tính kinh tế nhiên liệu so với ô tô sử dụng HTTL cơ khí có cấp. Kết quả cho thấy tính năng động lực học, độ êm dịu và tính kinh tế nhiên liệu của ô tô sử dụng HTTL vô cấp CVT tốt hơn so với ô tô sử dụng HTTL cơ khí có cấp. Tuy nhiên, việc so sánh tính kinh tế nhiên liệu của ô tô chỉ được thực hiện ở góc độ của động cơ, chưa xem xét đến hiệu suất tổng thể của HTTL.

Hướng nghiên cứu tiếp theo là xây dựng thuật toán điều khiển cho hộp số CVT có xem xét đến cơ cấu chấp hành của hộp số.

#### Tài liệu tham khảo

- [1] J. Liu, S. Li, and S. Zheng, "Simulation for impulsion inhibition performance of starting fuzzy control of a continuously variable transmission," *Journal of Vibration and Shock*, Vol. 32, No. 20, pp. 18-22, 2013.
- [2] F. Zhang, D. Xue, J. Zhang, Y. Zhou, and Y. Cai, "Experiment research on slip characters of metal V-belt of continuous variable transmission", *Journal of Mechanical Engineering*, Vol. 51, No. 2, pp. 90-95, 2015.
- [3] F. Bing, Z. Yunzhan, Z. Feitie, Q. Daohai, and L. Bei, "Experimental research on comprehensive efficiency characters of CVT variator system considering slip", *Journal of Hunan University Natural Sciences*, Vol. 46, No. 2, pp. 1-9, 2019.
- [4] T. Kamiya, K. Obunai, and K. Okubo, "Change of relative local velocity in pulley groove at sliding between belt and pulleys for metal pushing V-belt type CVT", SAE Technical Paper, Tech. Rep., 2023. DOI: 10.4271/2023-01-1851

- [5] T. Ando, T. Yagasaki, S. Ichijo, K. Sakagami, and S. Sumida, "Improvement of transmission efficiency in CVT shifting mechanism using metal pushing V-belt", *SAE International Journal of Engines*, Vol. 8, No. 3, pp. 1391-1397, 2015. DOI: 10.4271/2015-01-1103
- [6] Y. Nakai, K. Obunai, K. Okubo, J. Hayakawa, K. Toyohara, and T. Muramatsu, "Frictional loss mechanism due to polygonal winding slip of chain type CVT", in *Journal of Physics: Conference Series*, Vol. 1888, No. 1, IOP Publishing, 2021, 012011.
- [7] J. Ji, M. Jang, S. Ahn, O. Kwon, M. Chai, D. Lee, and H. Kim, "Macroslip detection for a metal V-belt continuously variable transmission using the period difference", in *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, Vol. 229, No. 8, pp. 969-979, 2015.
- [8] C. Li, H. Li, Q. Li, S. Zhang, and J. Yao, "Modeling, kinematics and traction performance of no-spin mechanism based on roller-disk type of traction drive continuously variable transmission", *Mechanism and Machine Theory*, Vol. 133, pp. 278-294, 2019.
- [9] Z. Yan, D. Yin, L. Chen, and W. Shen, "Research on the torsional vibration performance of a CVT powertrain with a dual-mass flywheel damper system", in *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, Vol. 236, No. 6, pp. 1144-1154, 2022.
- [10] L. Han, H. Zhang, R. Fang, and H. Liu, "Optimization transmission efficiency with driver intention for automotive continuously variable transmission under slip mode", *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, Vol. 34, No. 1, pp. 1-17, 2021.
- [11] N. R. M. Nuri, K. Hudha, and M. L. H. A. Rahman, "Experimental of CVT ratio control using single actuator double acting electro-mechanical continuously variable transmission", in *Recent Trends in Mechatronics Towards Industry 4.0: Selected Articles from iM3F 2020, Malaysia*. Springer, 2022, pp. 659-668.
- [12] L. Guzzella and A. Sciarretta, *Vehicle propulsion systems*. Springer, 2007.
- [13] T. V. Nhu, "Amélioration de l'agrément de conduite via le pilotage du groupe motopropulseur", Doctoral dissertation, University of Valenciennes, 2013.
- [14] P. Barnard, T. Liefeld, and S. Quinn, *Using simulink and stateflow in automotive applications*, The MathWorks Inc., 1998.
- [15] Y. Feng, S. Yu, H. Chen, Y. Li, S. Shi, J. Yu, and H. Chen, "Distributed MPC of vehicle platoons with guaranteed consensus and string stability", *Scientific Reports*, Vol. 13, No. 1, 2023, 10396.
- [16] L. Đ. Lịch, N. S. Đồng, Đ. M. Hiếu, N. V. Vũ và T. C. Thắng, "Mô hình động lực học và mô phỏng quá trình chuyển số của hệ thống truyền lực cơ khí có cấp trên ô tô", *Tạp chí Khoa học và Công nghệ - Đại học Đà Nẵng*, Vol. 22, No. 4, tr. 8-14, 2024.

- [17] A. F. Serrarens, S. Shen, and F. E. Veldpaus, “Control of a flywheel assisted driveline with continuously variable transmission”, *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, Vol. 125, No. 3, pp. 455-461, 2003.
- [18] N. Srivastava and I. Haque, “A review on belt and chain continuously variable transmissions (CVT): Dynamics and control”, *Mechanism and Machine Theory*, Vol. 44, No. 1, pp. 19-41, 2009.
- [19] D. L. Luu and C. Lupu, “Dynamics model and design for adaptive cruise control vehicles”, in *2019 22<sup>nd</sup> International Conference on Control Systems and Computer Science (CSCS)*, IEEE, 2019, pp. 12-17.

## DYNAMICS MODELLING AND SIMULATION IMPLEMENTATION FOR A CONTINUOUSLY VARIABLE TRANSMISSION ON CARS

**Abstract:** *The continuously variable transmission (CVT) system allows for flexible adjustment of the transmission ratio to adapt dynamically to varying driving conditions and road resistance. The CVT gearbox enables vehicles to accelerate powerfully, smoothly, and with reduced fuel consumption. However, these advantages largely depend on the quality of the CVT control, ensuring appropriate transmission ratios for different driving conditions. Developing a model and designing a control system for CVT gearboxes is a topic of considerable interest among researchers. In this article, the authors focus on developing a model and simulating the continuously variable transmission system, comparing it with mechanically geared transmission systems in terms of dynamic performance, smoothness, and engine response during acceleration. The CVT gearbox chosen for this study includes hydraulic variable modes and a metal belt drive system. The dynamic model serves as the basis for developing control laws for the continuously variable transmission.*

**Keywords:** Automatic transmission system; CVT gearbox; continuous transmission ratio; torque converter; fuel consumption rate; traction dynamics.

*Nhận bài: 04/03/2024; Hoàn thiện sau phản biện: 23/05/2024; Duyệt đăng: 13/08/2024*

