

NGHIÊN CỨU MÔ PHỎNG ĐỘNG LỰC HỌC CHUYỂN ĐỘNG THẲNG CỦA Ô TÔ SỬ DỤNG HỘP SỐ CVT DẠNG ĐAI TRUYỀN

RESEARCH ON LONGITUDINAL DYNAMIC SIMULATION OF A VEHICLE USING A PUSH-BELT CVT

NGUYỄN TRƯỜNG SINH*, LÃ QUỐC TIỆP

Khoa Động lực, Học viện Kỹ thuật Quân sự

*Email liên hệ: ntsinhtb11@gmail.com

Tóm tắt

Hệ thống truyền lực sử dụng hộp số vô cấp (CVT) trên ô tô có thể tự động thay đổi tỷ số truyền một cách liên tục trong một phạm vi nhất định để đáp ứng điều kiện vận hành của xe mà không phải thực hiện quá trình sang số, do đó cũng không làm ngắt quãng dòng động lực trong quá trình thay đổi tỷ số truyền. Bài báo này trình bày việc xây dựng mô hình mô phỏng động lực học chuyển động thẳng của xe có sử dụng hộp số CVT dạng đai truyền, phục vụ quá trình nghiên cứu khảo sát động lực học chuyển động thẳng của ô tô.

Từ khóa: Hệ thống truyền lực, hộp số vô cấp, động lực học, mô phỏng.

Abstract

Drivetrain system of a vehicle that uses a continuously variable transmission (CVT) can automatically change the gear ratio of the system continuously within a certain range to meet the vehicle's operating conditions without having to perform shifting, so there is no power interruption during gear ratio change. This paper presents the development of a dynamic simulation model of a vehicle that uses CVT drivetrain system for studying the vehicle longitudinal dynamics.

Keywords: Drivetrain system, continuously variable transmission, dynamic, simulation.

1. Mở đầu

Hộp số vô cấp (CVT) là một loại hộp số tự động có thể thay đổi tỷ số truyền một cách liên tục trong một phạm vi nhất định để đáp ứng với các điều kiện chuyển động khác nhau của xe mà không phải thực hiện quá trình sang số có ngắt quãng dòng động lực như trong các loại hộp số cơ khí có cấp. Điều đó cho phép xe sử dụng hộp số CVT có quá trình tăng tốc và giảm tốc diễn ra nhanh và êm dịu. Bên cạnh đó, việc

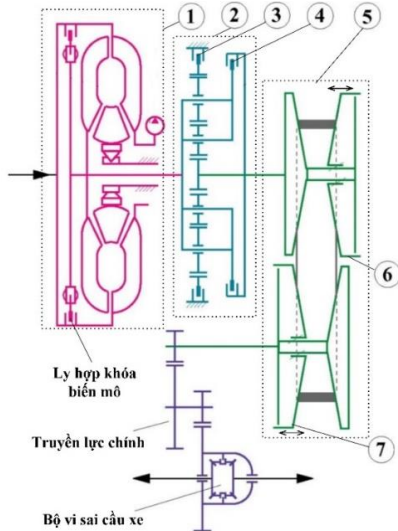
sử dụng hộp số CVT cũng cho phép động cơ của xe luôn duy trì được tốc độ quay ổn định trong một dải tốc độ quay nhất định mà trong đó động cơ làm việc có hiệu suất cao và mức tiêu hao nhiên liệu thấp [1-4].

Số lượng và chủng loại xe được trang bị hộp số CVT xuất hiện ngày càng nhiều, trong đó hộp số CVT dạng đai truyền là loại được dùng phổ biến nhất, vì nó có kết cấu đơn giản, nhỏ gọn và hiệu suất truyền động tương đối cao so với các loại hộp số CVT khác. Theo một số tài liệu [2, 4], hiệu suất làm việc cao nhất của hộp số CVT dạng đai truyền có thể đạt đến 97%.

Trên thế giới, việc nghiên cứu mô phỏng động lực học chuyển động của ô tô có trang bị các loại hộp số CVT đã được đề cập và thực hiện từ rất sớm [1-6]. Tuy nhiên, phương pháp nghiên cứu trong các tài liệu đã nêu là dựa trên cơ sở xây dựng các mô hình toán học của các cụm và phương pháp điều khiển của hệ thống, sau đó sử dụng công cụ Simulink trong phần mềm Matlab để tính toán xác định các thông số mục tiêu và đưa ra kết luận cần thiết. Việc mô phỏng động lực học chuyển động của xe đều là trên đường phẳng ngang nhằm xem xét khả năng tăng tốc hoặc tiêu hao nhiên liệu chạy xe. Ở trong nước, mô phỏng động lực học chuyển động của xe có sử dụng hộp số CVT còn ít được quan tâm và chưa có nhiều kết quả nghiên cứu được công bố. Điều đó khiến cho việc nghiên cứu khảo sát tính chất động lực học chuyển động của xe có trang bị hộp số CVT còn gặp nhiều khó khăn. Bài báo này trình bày một phương pháp đơn giản và hiệu quả nhằm thiết lập mô hình mô phỏng nghiên cứu động lực học chuyển động thẳng của ô tô có trang bị hộp số CVT dạng đai truyền, có thể mô phỏng cả quá trình xe lên và xuống dốc. Mô hình mô phỏng động lực học chuyển động thẳng của xe được thiết lập trên cơ sở lý thuyết dòng lực, sử dụng các mô-đun có tùy chỉnh trong công cụ SimDriveline của Matlab. Việc nghiên cứu kết cấu chi tiết, động lực học hệ thống dẫn động điều khiển và phương pháp điều khiển thay đổi tỷ số truyền của hộp số CVT cũng không được nghiên cứu và trình bày trong phạm vi của bài báo này.

2. Cấu trúc của hệ thống truyền lực sử dụng hộp số CVT dạng đai truyền

Hình 1 trình bày sơ đồ liên kết các cụm truyền mô men xoắn trong hệ thống truyền lực (HTTL) sử dụng hộp số CVT dạng đai truyền có bộ biến mô men thủy lực và đang được sử dụng phổ biến hiện nay.



Hình 1. Hệ thống truyền lực sử dụng hộp số CVT dạng đai truyền có bộ biến mô men thủy lực

(1)- Bộ biến mô men thủy lực, (2)- Bộ bánh răng hành tinh DNR, (3)- Cơ cấu phanh, (4)- Cơ cấu ly hợp, (5)- Bộ truyền đai, (6)- Nửa di động của puly chủ động, (7)- Nửa di động của puly bị động.

Cũng như các loại hộp số CVT khác, hộp số CVT dạng đai truyền có cấu tạo thường gồm ba bộ phận chính như sau:

(i). Cơ cấu biến đổi tỷ số truyền (Variator): Chính là bộ truyền đai, được cấu tạo bởi puly chủ động, puly bị động và đai truyền. Các puly có thể thay đổi bán kính làm việc khi dịch chuyển các nửa di động của mỗi puly dọc theo trục quay của chúng.

(ii). Cơ cấu chấp hành (Actuators): Là cơ cấu dẫn động điều khiển vị trí dọc trục của các nửa di động của mỗi puly, điều khiển việc đóng mở các cơ cấu phanh và ly hợp trong hộp số. Cơ cấu chấp hành có thể là kiểu cơ khí, kiểu thủy lực - điện tử, hoặc kiểu cơ khí - điện tử kết hợp. Hiện nay, cơ cấu chấp hành kiểu thủy lực - điện tử được sử dụng phổ biến do có kết cấu đơn giản và hiệu suất khá cao.

(iii). Bộ điều khiển tự động hộp số (Transmission Control Unit, TCU): Bộ điều khiển này nhận các tín hiệu (vị trí bàn đạp chân ga, tốc độ quay của động cơ, tốc độ quay của các trục puly, áp suất dầu thủy lực,...) từ các cảm biến và lựa chọn các thuật toán thích hợp

để ra lệnh cho cơ cấu chấp hành thay đổi tỷ số truyền của bộ truyền đai cũng như điều khiển hoạt động của hộp số theo các chế độ vận hành của xe.

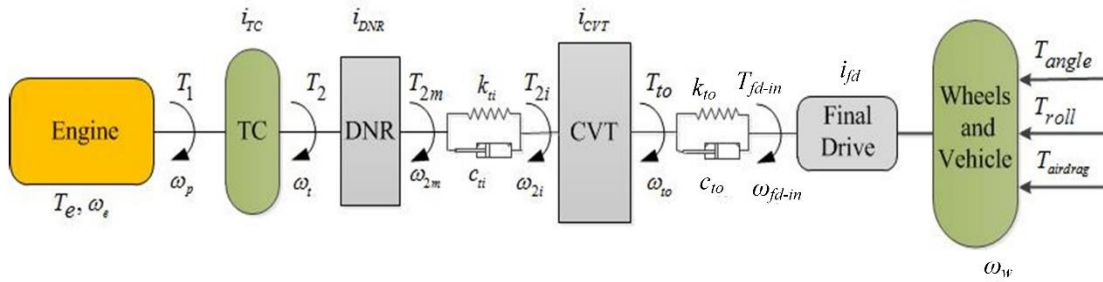
Ngoài ra, như trên Hình 1, hộp số CVT còn có các bộ phận khác như bộ biến mô men thủy lực (Torque Converter, TC), bộ truyền bánh răng hành tinh DNR (Drive - Neutral - Reverse, DNR). Để đơn giản, trên Hình 1 không mô tả các bộ phận của cơ cấu chấp hành và bộ điều khiển tự động của hộp số CVT. Trên Hình 1, bộ TC có trục chủ động (trục bánh bơm) được nối cứng với trục khuỷu động cơ, còn trục bị động (trục bánh tua-bin) được nối cứng với trục chủ động của bộ DNR (giá hành tinh). Trong bộ TC có bố trí một ly hợp khóa biến mô (Lock-up Clutch). Để nâng cao hiệu suất truyền động của hộp số, ly hợp khóa biến mô sẽ đóng để nối cứng trục bánh bơm với trục bánh tua-bin khi chênh lệch vận tốc quay của hai trục này là nhỏ.

Việc sử dụng bộ DNR cho phép ô tô chuyển động tiến, lùi hoặc đứng yên (không truyền lực). Trục bị động của DNR (trục bánh răng mặt trời) đồng thời là trục quay của puly chủ động của bộ truyền đai. Bộ DNR bao gồm một cơ cấu bánh răng hành tinh hai bậc tự do kết hợp với một cơ cấu phanh (3) và một cơ cấu ly hợp ma sát ướt (4). Khi cơ cấu phanh mở và cơ cấu ly hợp đóng, các bánh răng hành tinh được khóa với bánh răng mặt trời và bộ DNR cho số truyền tiến và cũng là số truyền thẳng; khi cơ cấu phanh đóng và cơ cấu ly hợp mở thì trục ra của bộ DNR sẽ đảo chiều quay làm cho xe chuyển động lùi. Nếu cả cơ cấu phanh và cơ cấu ly hợp đều mở thì hộp số CVT ở trạng thái trung gian, không truyền mô men xoắn.

Hiện nay, bộ truyền đai trong các hộp số CVT còn có những hạn chế về khả năng truyền mô men xoắn và phạm vi thay đổi tỷ số truyền. Vì thế, hộp số CVT hiện tại được áp dụng chủ yếu trên một số loại xe con, xe du lịch loại nhỏ và loại vừa. Trong đó, hộp số CVT thường được đặt ngang xe, bố trí trong cùng một cụm với truyền lực chính và bộ vi sai cầu xe.

3. Mô hình động lực học chuyển động thẳng của ô tô

Để mô phỏng động lực học chuyển động thẳng của ô tô, trước hết ta thiết lập mô hình động lực học chuyển động thẳng của xe, như trên Hình 2. Trên Hình 2, dòng mô men xoắn được truyền từ động cơ (Engine) qua bộ biến mô men thủy lực TC tới bộ truyền bánh răng hành tinh DNR rồi qua bộ truyền đai (ký hiệu CVT) tới cụm truyền lực chính (Final Drive) rồi tới khối bánh xe chủ động và động lực học thân xe (Wheel and Vehicle). Trong đó, bánh xe chủ động là thành phần cuối cùng của hệ thống truyền lực, làm cho



Hình 2. Mô hình động lực học chuyển động thẳng của ô tô sử dụng hộp số CVT dạng đai truyền

xe di chuyển nhờ lực kéo sinh ra trong tương tác giữa lốp xe với mặt đường.

Để thuận tiện và đơn giản cho quá trình tính toán, ảnh hưởng của các dao động xoắn trong HTTL được kể đến qua các hệ số độ cứng xoắn tương đương k_{ti} , k_{to} và hệ số cản giảm chấn xoắn tương đương c_{ii} , c_{io} của HTTL, đặt trên trục chủ động và trục bị động của bộ truyền đai như trên mô hình trong Hình 2.

Trên Hình 2, động cơ là nguồn sinh ra mô men xoắn T_e và có vận tốc quay ω_e , T_1 và ω_p là mô men xoắn và vận tốc quay của trục bánh bơm của bộ biến mô thủy lực, nếu bỏ qua các tổn hao do ma sát ta có các phương trình sau:

$$\begin{cases} T_e = \Gamma(\alpha, \omega_e) \\ \dot{\omega}_e(t) = \frac{T_e(t) - T_1(t)}{J_e} \end{cases} \quad (1)$$

Trong hệ phương trình (1), J_e là mô men quán tính của động cơ và bánh bơm quy dẫn về trục khuỷu động cơ, Γ là một hàm số của vận tốc quay ω_e và tín hiệu vị trí bàn đạp chân ga α (với α nhận các giá trị trong khoảng từ 0÷1 tương ứng với trạng thái bàn đạp chân ga từ không đạp đến đạp kích sàn). Việc tính toán xác định Γ đòi hỏi các bộ số liệu thử nghiệm rất phức tạp. Bài báo này sử dụng phương pháp tính gần đúng theo công thức Lây-đéc-man [7] để xây dựng đặc tính ngoài của động cơ. Các giá trị mô men xoắn trên đường đặc tính cục bộ của động cơ được lấy một cách tỷ lệ theo sự tăng giảm của tín hiệu bàn đạp chân ga.

Khi thiết lập mô hình tính toán bộ biến mô men thủy lực, để đơn giản, có thể ứng dụng kết quả nghiên cứu của Kotwicki [8] để thiết lập mối liên hệ giữa mô men và vận tốc góc của trục bánh bơm và trục bánh tua-bin dưới dạng các phương trình bậc hai. Trong bài báo này, ta chỉ xét đến trường hợp chuyển động tiến của xe. Ký hiệu T_2 và ω_i lần lượt là mô men xoắn và vận tốc quay của trục bánh tua-bin, khi đó chế độ làm việc của bộ biến mô men thủy lực được mô tả như sau:

- Trường hợp bộ biến mô men hoạt động như một khớp nối ly hợp thủy lực:

$$T_1 = T_2 = a_1 \omega_p^2 + a_2 \omega_p \omega_i + a_3 \omega_i^2 \quad (2)$$

- Trường hợp bộ biến mô men hoạt động ở chế độ khuếch đại mô men:

$$\begin{cases} T_1 = b_1 \omega_p^2 + b_2 \omega_p \omega_i + b_3 \omega_i^2 \\ T_2 = c_1 \omega_p^2 + c_2 \omega_p \omega_i + c_3 \omega_i^2 \end{cases} \quad (3)$$

- Trường hợp bộ biến mô men hoạt động như một khớp nối cứng (ly hợp khóa biến mô đóng):

$$T_1 = T_2 \leq T_{LH} \quad (4)$$

Trong đó, các hệ số $a_1, a_2, a_3, b_1, b_2, b_3, c_1, c_2, c_3$ là các hệ số hằng số có thể được xác định thông qua thực nghiệm; T_{LH} là mô men ma sát của ly hợp khóa biến mô. Theo [9], để đơn giản hóa mà vẫn bảo đảm tính chính xác tương đối của mô hình, T_{LH} được tính theo công thức sau:

- Khi ly hợp đóng hoàn ($\omega_p = \omega_i$):

$$T_{LH} = \mu_s \cdot F_N \cdot R_{tb} \cdot p \quad (5)$$

- Khi ly hợp ở trạng thái trượt ($\omega_p \neq \omega_i$):

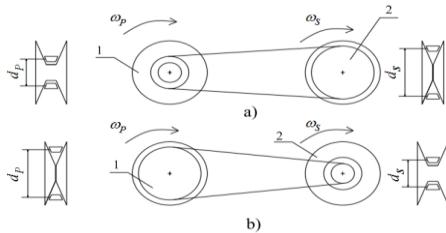
$$T_{LH} = \text{sign}(\omega_p - \omega_i) \cdot \mu_d \cdot F_N \cdot R_{tb} \cdot p \quad (6)$$

Trong (5) và (6), F_N là lực ép lên các đĩa ma sát, R_{tb} là bán kính ma sát trung bình, p là số lượng đôi bề mặt ma sát, μ_s và μ_d lần lượt là hệ số ma sát tĩnh và hệ số ma sát động của ly hợp.

Ký hiệu i_{DNR} và η_{DNR} lần lượt là tỷ số truyền và hiệu suất truyền động của bộ DNR thì dòng truyền mô men xoắn từ trục bánh tua-bin đến trục của pully chủ động của bộ truyền đai có thể tính như sau:

$$\begin{cases} T_{2m} = \frac{\eta_{DNR}}{i_{DNR}} T_2 \\ \dot{\omega}_{2m} = \frac{T_2 - T_{2m}}{J_{DNR}} \\ T_{2i} = k_{ti} (\theta_{2m} - \theta_{2i}) + c_{ii} (\omega_{2m} - \omega_{2i}) \\ \dot{\omega}_{2i} = \frac{T_{2m} - T_{2i}}{J_{2i}} \end{cases} \quad (7)$$

Trong (7), T_{2m} , ω_{2m} , θ_{2m} , T_{2i} , ω_{2i} , θ_{2i} tương ứng là các giá trị mô men xoắn, tốc độ góc và góc xoay của đầu bên trái và đầu bên phải của trục nối bánh răng mặt trời của bộ DNR và puly chủ động của bộ truyền đai; k_{ti} và c_{ti} là hệ số độ cứng xoắn tương đương và hệ số cản giảm chấn xoắn tương đương đặt trên trục nối này; J_{NDR} là mô men quán tính quy dẫn của các chi tiết chuyển động quay từ trục bánh tua-bin về trục bị động của bộ DNR, J_{2i} là mô men quán tính của các chi tiết trên trục nối bánh răng mặt trời và puly chủ động của bộ truyền đai. Giả thiết dây đai không trượt theo hướng tiếp tuyến với puly, i_{CVT} là tỷ số của bộ truyền đai và được xác định theo sơ đồ Hình 3.



Hình 3. Sơ đồ tính toán tỷ số truyền của bộ truyền đai

(a)- Tỷ số truyền cao; (b)- Tỷ số truyền thấp.

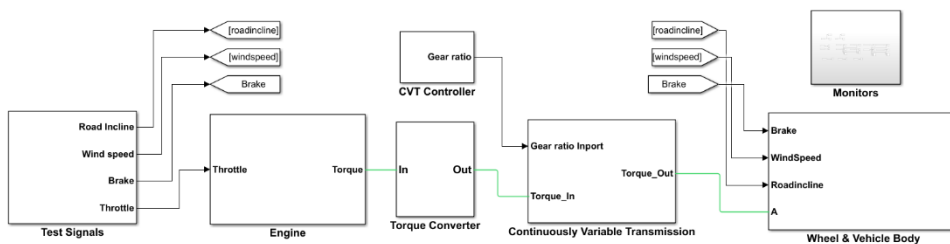
Trên Hình 3, số 1 chỉ puly chủ động, số 2 chỉ puly bị động, chúng có đường kính làm việc tức thời và vận tốc quay tương ứng là d_p , ω_p và d_s , ω_s . Theo đó, tỷ số truyền i_{CVT} của bộ truyền đai có thể được tính theo công thức sau:

$$i_{CVT} = \frac{d_s}{d_p} = \frac{\omega_p}{\omega_s} \quad (8)$$

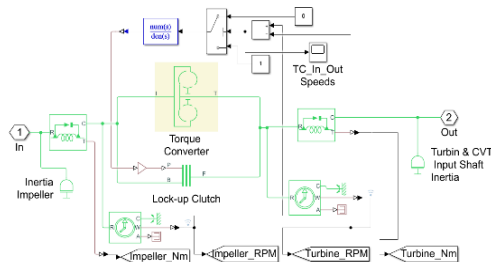
Phương trình mô tả động lực học các cụm còn lại trong HTTL của xe như sau:

$$\begin{cases} T_{to} = \frac{\eta_{CVT}}{i_{CVT}} T_{2i} \\ \dot{\omega}_{to} = \frac{T_{2i} - T_{to}}{J_{2o}} \\ T_{fd-in} = k_{to} (\theta_{to} - \theta_{fd-in}) + c_{to} (\omega_{to} - \omega_{fd-in}) \\ \dot{\omega}_{fd-in} = \frac{T_{to} - T_{fd-in}}{J_{fd-in}} \\ \dot{\omega}_w = \frac{T_{fd-in} i_{fd} - T_r}{J_{ew}} \\ T_r = T_{angle}(t) + T_{roll}(t) + T_{airdrag}(t) \end{cases} \quad (9)$$

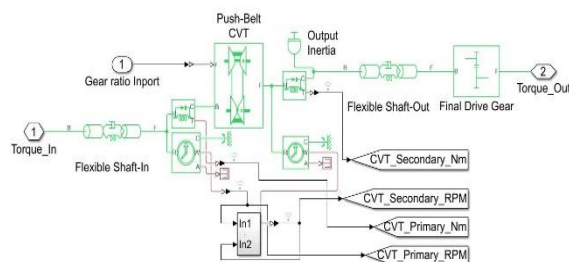
Trong (9), η_{CVT} là hiệu suất của bộ truyền đai; T_{to} , ω_{to} , θ_{to} và T_{fd-in} , ω_{fd-in} , θ_{fd-in} tương ứng là mô men xoắn, vận tốc góc, góc xoay đầu trục của trục nối puly bị động với bánh răng chủ động của truyền lực chính như trên Hình 2; k_{to} , c_{to} và J_{fd-in} là hệ số độ cứng xoắn tương đương, hệ số cản giảm chấn xoắn tương đương và mô men quán tính của các chi tiết đặt trên trục nối này; i_{fd} là tỷ số truyền của truyền lực chính; ω_w là vận tốc góc của bánh xe chủ động của ô tô. Trong (9), J_{ew} là mô men quán tính tương đương của ô tô quy dẫn về trục bánh xe chủ động; T_r là giá trị mô men cản chuyển động của ô tô được tính theo các giá trị mô men cản thành phần tương ứng; T_{angle} , T_{roll} , $T_{airdrag}$ lần lượt là các giá trị mô men cản chuyển động của ô tô do tác dụng của các lực cản lên dốc, lực cản lăn và lực cản không khí. Các giá trị J_{ew} , T_r , T_{angle} , T_{roll} , $T_{airdrag}$ có thể được tính theo [10].



Hình 4. Mô hình mô phỏng động lực học chuyển động thẳng của ô tô sử dụng hộp số CVT dạng đai truyền



Hình 5. Mô hình mô phỏng bộ biến mô men thủy lực



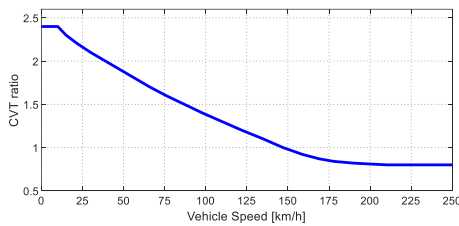
Hình 6. Mô hình mô phỏng bộ truyền đai

4. Mô hình và kết quả mô phỏng động lực học chuyển động thẳng của ô tô

Mô hình mô phỏng thiết lập trên cơ sở sử dụng các mô-đun đã được tùy chỉnh trong SimDriveline của Matlab.

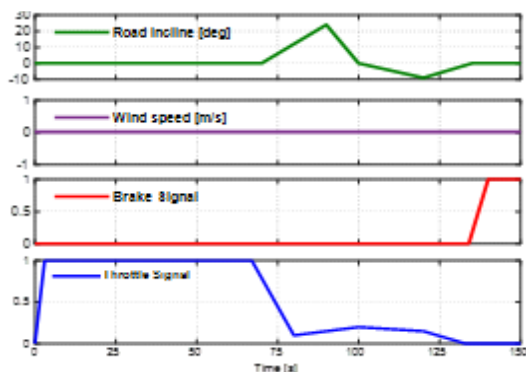
Trên Hình 4, các mô-đun được thiết lập và sắp xếp theo sơ đồ dòng truyền mô men xoắn như mô tả trong mô hình động lực học của xe trên Hình 2. Trong đó, do khi chuyển động tiến, các phần tử bánh răng của bộ DNR đã được khóa cứng và cho tỷ số truyền bằng 1, nên trong mô hình mô phỏng, bộ DNR đã được lược bỏ. Hình 5 và 6 mô phỏng bộ biến mô men thủy lực và bộ truyền đai của hộp số CVT dạng đai truyền.

Có nhiều phương pháp và thuật toán điều khiển tỷ số truyền của hộp số CVT, tùy theo nhà sản xuất, như đã nêu trong [6]. Trong quá trình mô phỏng, bài báo sử dụng phương pháp đơn giản là điều khiển tỷ số truyền i_{CVT} của bộ truyền đai theo tín hiệu tốc độ của xe, theo sơ đồ điều khiển tỷ số truyền như trên Hình 7.



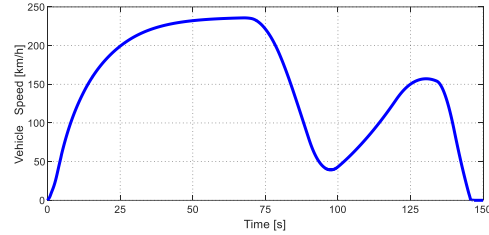
Hình 7. Tín hiệu điều khiển tỷ số truyền bộ truyền đai

Trên Hình 8 là các tín hiệu điều khiển quá trình mô phỏng theo phương án đề xuất, áp dụng cho xe Audi A3 2.0 FSI. Các tín hiệu điều khiển gồm tín hiệu góc dốc đường xe chạy (Road Incline, độ), tốc độ gió (Wind speed, m/s), tín hiệu vị trí bàn đạp chân ga (Throttle Signal, 0÷1), tín hiệu bàn đạp chân phanh để dừng xe (Brake Signal, 0÷1). Thời gian mô phỏng 150s.

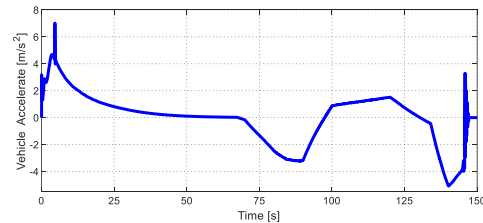


Hình 8. Các tín hiệu điều khiển mô phỏng

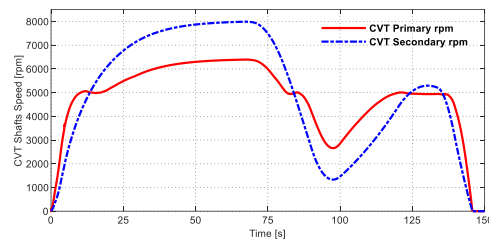
Trên Hình 9, 10, 11, 12, 13 là các đồ thị động lực học của xe thu được sau mô phỏng.



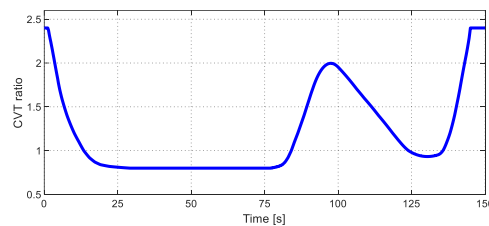
Hình 9. Đồ thị vận tốc chuyển động thẳng của xe



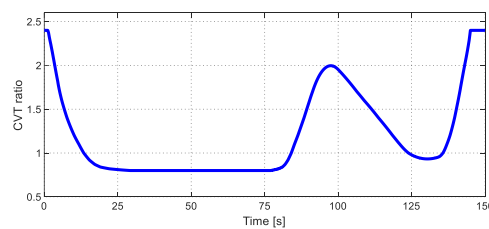
Hình 10. Đồ thị gia tốc chuyển động thẳng của xe



Hình 11. Đồ thị tốc độ quay của các trục bộ truyền đai



Hình 12. Đồ thị mô men xoắn của các trục bộ truyền đai



Hình 13. Tỷ số truyền i_{CVT} đạt được khi mô phỏng

Theo chế độ mô phỏng như trên Hình 8, trong khoảng từ 0s÷70s xe tăng tốc tối đa trên đường phẳng ngang, trong khoảng 70s÷100s độ dốc của đường lớn nhất là 25° tại giây thứ 90. Tiếp tục, trong khoảng 100s÷135s độ dốc nhỏ nhất là -10° tại giây thứ 120. Trong khoảng 135s÷150s xe thực hiện phanh và giảm tốc trên đường phẳng ngang. Các kết quả mô phỏng vận tốc và gia tốc của xe trên Hình 9

và Hình 10 cụ thể như sau:

Bảng 1. Một số kết quả mô phỏng

Tham số	Giá trị	Đơn vị
Vận tốc lớn nhất của xe	230	km/h
Gia tốc lớn nhất của xe	6,92	m/s ²
Thời gian tăng tốc 0÷100km/h	9	s
Quãng đường tăng tốc 0÷100km/h	134.3	m

Trên Hình 11 và 12, trong khoảng 0s÷13,4s trục puly chủ động (CVT Primary) có tốc độ quay (tính theo đơn vị là vòng/phút (viết tắt là rpm) lớn hơn và mô men xoắn (đơn vị tính là N.m) nhỏ hơn của trục puly bị động (CVT Secondary), khi đó tỷ số truyền của bộ truyền đai lớn hơn 1. Khi xe khởi hành, tỷ số truyền i_{CVT} (CVT ratio) có giá trị lớn nhất là 2,4, đảm bảo cho xe khởi hành nhanh. Sau khi xe đã chuyển động ổn định ở vận tốc cao thì i_{CVT} giảm dần và đạt giá trị nhỏ nhất là 0,8, khi đó tốc độ quay của trục puly bị động cao hơn tốc độ quay của trục puly chủ động, tương ứng mô men xoắn trục puly bị động sẽ nhỏ hơn so với của trục puly chủ động. Hình 13 biểu diễn giá trị tỷ số truyền của bộ truyền đai đạt được theo chế độ mô phỏng và sơ đồ điều khiển i_{CVT} trên Hình 7. Đường cong i_{CVT} biến thiên trơn và liên tục đảm bảo cho giá trị tốc độ quay của trục puly chủ động thay đổi ít và duy trì ở tốc độ khá cao chính là ưu điểm của hộp số CVT so với các loại hộp số có cấp khác. Qua mô phỏng, ta thấy các kết quả mô phỏng tương đối phù hợp với thực tế, vận tốc lớn nhất mà xe đạt được trong mô phỏng là 230km/h, trên xe thực tế là 215km/h, xe tăng tốc từ 0-100 (km/h) trong vòng 9s, trên xe thực tế là 9,3s.

5. Kết luận

Bài báo đã trình bày một phương pháp đơn giản và hiệu quả nhằm thiết lập mô hình tính toán và mô phỏng động lực học chuyển động thẳng của ô tô có trang bị hộp số CVT dạng đai truyền bằng công cụ SimDriveline trong Matlab. Phương pháp này cho phép tính toán dòng truyền mô men xoắn và tốc độ quay của các cụm chi tiết trong HTTL của xe một cách nhanh chóng, thuận tiện, cho phép kiểm tra và khảo sát được dòng lực tại nhiều điểm trong HTTL, làm cơ sở cho các quá trình nghiên cứu động lực học chuyển động của xe có trang bị hộp số CVT nói riêng và các loại hộp số khác nói chung. Bên cạnh đó, mô hình mô phỏng đã xây dựng cũng trực quan và sát với kết cấu HTTL trên xe. Tùy theo độ chính xác mong muốn, ta còn có thể nghiên cứu xây dựng mô hình tính toán và mô phỏng một cách chi tiết, đầy đủ và chính xác hơn.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] Hsien-Yu Kuo and Tyng Liu, *On the design of continuously variable transmissions with bidirectional bridge structures for hybrid vehicles*. Applied Sciences, 2021.
- [2] Reza Kazemi, Mohsen Raf'at, and Amir Reza Noruzi, *Nonlinear Optimal Control of Continuously Variable Transmission Powertrain*. International Scholarly Research Notices, 2014.
- [3] Da Wen Ge, Sugeng Ariyono and Daw Thet Thet Mon, *A review on continuously variable transmissions control*. NCMER, p543-544, 2010.
- [4] Michael A. Kluger and Douglas R. Fussner, *An overview of current CVT mechanisms, forces and efficiencies*. SAE Technical Paper, 1997.
- [5] Norman H. Beachley and Andrew A. Frank, *Continuously variable transmissions: Theory and practice*. Lawrence Livermore National Lab, USA, 1979.
- [6] Serkan Güvey, *Dynamic simulation and performance optimization of a car with continuously variable transmission*. Department of Mechanical Engineering, The Middle East Technical University, 2003.
- [7] Василий Васильевич Ларин. *Теория движения полноприводных колесных машин*. Москва, 2010.
- [8] Allan J. Kotwicki, *Dynamic Models for Torque Converter Equipped Vehicles*. SAE Technical Paper, 1982.
- [9] 王玉海. 拟人式自动变速系统控制方法研究与控制器开发. Tsinghua University, Beijing, China, 2005.
- [10] Nguyen T. S., Song, J., Yu, L., Fang, S., Tai, Y., & Lu, Z.. *Design and development of a real-time simulation and testing platform for a novel seamless two-speed transmission for electric vehicles*. Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, USA, 2019.

Ngày nhận bài:	01/7/2021
Ngày nhận bản sửa lần 01:	30/7/2021
Ngày nhận bản sửa lần 02:	20/8/2021
Ngày duyệt đăng:	29/8/2021