

MÔ PHỎNG XE TỰ HÀNH HOẠT ĐỘNG ĐƯỢC TRÊN MỌI ĐỊA HÌNH

Trần Thanh Hùng¹

ABSTRACT

This paper addresses the simulation of an autonomous amphibious vehicle. All components of the vehicle driveline from the engine, CVT, gearbox to wheels are analysed and simulated, based on their dynamic models and trial data. Results from the simulation can be useful for studying dynamics and control of the vehicle.

Keywords: *autonomous amphibious vehicle, CVT, differential, skid-steering*

Title: *Simulation of an AUTONOMOUS Amphibious Vehicle*

TÓM TẮT

Bài viết này trình bày vấn đề mô hình hoá và mô phỏng một xe tự hành mọi địa hình. Tất cả các bộ phận của xe từ động cơ, CVT, hộp số đến các bánh xe được phân tích và được mô phỏng dựa trên mô hình động lực học và dữ liệu thực nghiệm. Các kết quả mô phỏng rất hữu ích trong việc nghiên cứu động lực học và điều khiển xe tự hành.

Từ khóa: *xe tự hành, CVT, differential, skid-steering*

1 GIỚI THIỆU

Xe tự hành hoạt động được trên mọi địa hình (autonomous amphibious vehicle), một khi ra đời, sẽ cực kỳ hữu ích trong nhiều ứng dụng khác nhau như thám hiểm, cứu nạn, quân sự, ... Để có thể thiết kế được một hệ thống như vậy, cần phải nghiên cứu nhiều lĩnh vực khác nhau, từ thiết kế, điều khiển, hệ thống cảm biến bên trong xe và môi trường xung quanh, hệ thống định vị, cơ học đất, ... Khâu quan trọng đầu tiên là cố gắng mô hình hóa (modelling) các bộ phận của xe, để có thể biểu diễn được hoạt động của hệ thống và từ đó có thể thiết kế được các bộ điều khiển tối ưu. Nhiệm vụ này cực kỳ khó khăn vì các bộ phận của xe là những hệ thống phi tuyến, và trong nhiều trường hợp, không thể tìm được mô hình chính xác mô tả hệ thống.

Bài viết này nhằm phân tích và mô hình hóa các bộ phận của một xe chạy được trên mọi địa hình sẵn có, xây dựng mô hình của toàn bộ xe trên máy tính nhằm khảo sát quan hệ giữa các ngõ vào điều khiển và các ngõ ra để từ đó có thể cải tiến thành xe tự hành. Đối tượng nghiên cứu là một xe chạy được trên mọi địa hình của hãng Ontario Drive & Gear (ODG), Canada (Hình 1). Xe có công suất 20 h.p, kích thước 3x1.45x1.1 m (dài x rộng x cao), khối lượng 490kg, tải trọng 454 kg hoặc 6 người, tốc độ 30 km/h trên đất và 3 km/h dưới nước. Sử dụng 8 bánh xe, lái theo kiểu trượt (skid-steering, như các loại xe bánh xích), xe có thể chạy trên nhiều địa hình khác nhau, kể cả dưới nước.

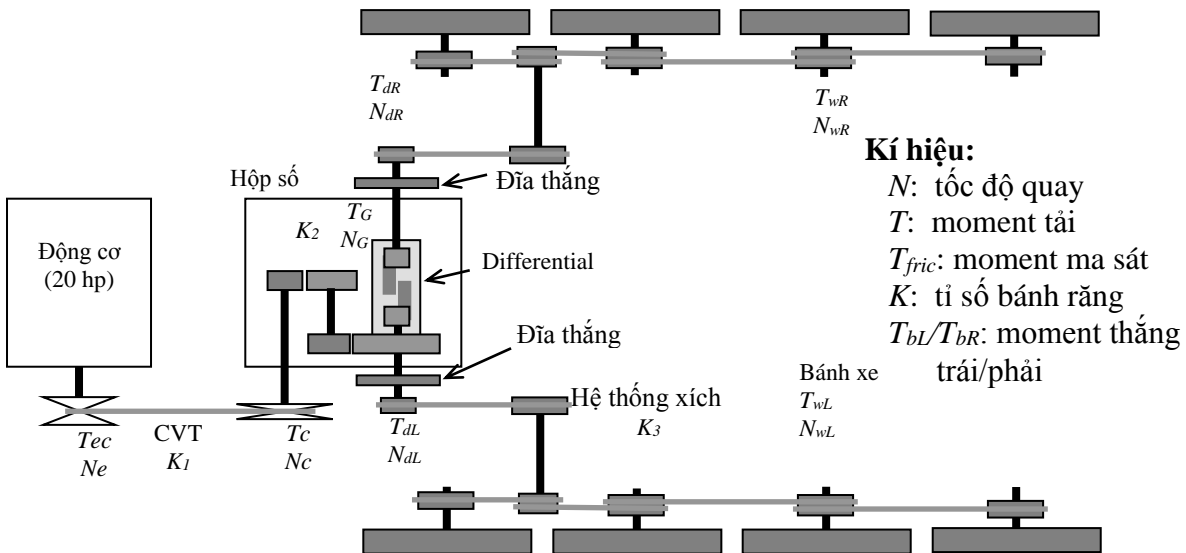
Xe sử dụng động cơ đốt trong FD620D (20 h.p) của hãng Kawasaki. Công suất được truyền từ động cơ đến 8 bánh xe thông qua CVT (Continuous Variable Transmission, chức năng giống như một hộp số nhưng tỉ số răng có thể thay đổi một cách liên tục tùy theo tốc độ và tải), hộp số, differential và hệ thống xích (Hình 2). Các bánh xe bên phải được nối với nhau bằng xích và được kéo bởi ngõ ra bên phải của differential, tương tự với bên trái. Hai thắng đĩa hoạt động độc lập được gắn vào ngõ ra bên phải và bên trái của differential. Cơ cấu differential và thắng cho phép lái xe theo kiểu trượt (thắng trái/phải xe sẽ quẹo trái/phải).

¹ Bộ môn viễn thông và Tự động hóa, Khoa Công Nghệ Thông Tin

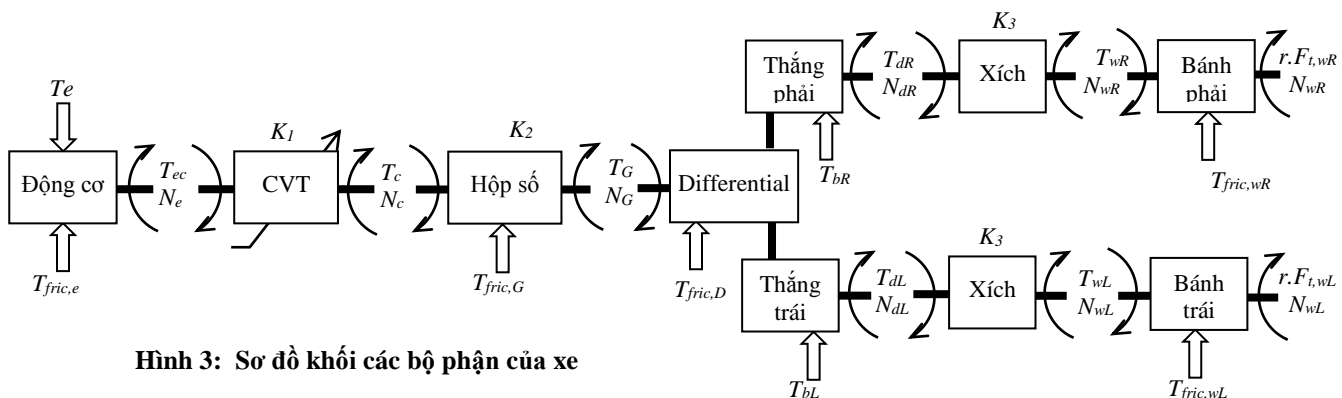
Để xác định các thông số, xe được gắn thêm các cảm biến để đo tốc độ quay của động cơ, hộp số, bánh xe,... Nhiều thử nghiệm được thực hiện để lấy dữ liệu thực tế phục vụ cho việc mô hình hóa hệ thống. Dựa trên các thử nghiệm này các lý thuyết liên quan, một mô hình đơn giản của tất cả các bộ phận từ động cơ, CVT, hộp số, differential, hệ thống xích đến các bánh xe đã được phát triển và được mô phỏng bằng công cụ SIMULINK của MATLAB. Các kết quả mô phỏng sẽ rất hữu ích để biểu diễn hoạt động của tất cả các bộ phận bên trong xe cũng như phục vụ cho việc thiết kế các bộ điều khiển giúp cho xe tự hành hoàn toàn. Bộ mô phỏng này còn có thể được sử dụng để thử nghiệm các bộ điều khiển trước khi tiến hành trên xe thật giúp tiết kiệm thời gian và tránh các rủi ro có thể có.



Hình 1: Xe chạy được trên mọi địa hình



Hình 2: Các bộ phận của xe



Hình 3: Sơ đồ khối các bộ phận của xe

2 MÔ HÌNH HÓA VÀ MÔ PHỎNG XE

Hình 2 mô tả các bộ phận của xe với các thông số tốc độ (kí hiệu N), moment tải (T), moment ma sát (T_{fric}) phân bố trên các từng bộ phận. Mô hình liên kết các bộ phận cùng với các thông số phân bố được mô tả trên Hình 3.

2.1 Động cơ

Có thể áp dụng phương trình khí lý tưởng và động lực học để mô tả từng bộ phận của động cơ. Bằng cách này, có thể mô phỏng chi tiết từng chu kỳ của một động cơ 4 thì (Crossley P. R. and J. A. Cook, 1991). Tuy nhiên, trong nghiên cứu này, không cần thiết phải mô hình động cơ quá chi tiết như vậy. Thực nghiệm cho thấy có thể mô tả moment sinh ra bởi động cơ như một hàm truyền bậc một (Kiencke U. and L. Nielsen, 2000):

$$T_e = \frac{K_e}{\tau_p s + 1} \theta, \quad (1)$$

trong đó θ là độ mở của ga (throttle); K_e và τ_p là độ lợi và hằng số thời gian của động cơ, được xác định từ thực nghiệm.

Phương trình chuyển động của động cơ được xác định từ định luật 2 Newton:

$$J_e \dot{N}_e = T_e - T_{fric,e} - T_{ec}, \quad (2)$$

với J_e là moment quán tính của động cơ, $T_{fric,e}$ là moment ma sát của động cơ, T_{ec} là tải tác động lên động cơ.

2.2 CVT

CVT là một bộ truyền động có thể thay đổi tỉ số bánh răng một cách liên tục (Continuous variable transmission). Chức năng CVT giống như một hộp số truyền thống, tức cho phép thay đổi hệ số truyền động để phù hợp với các điều kiện tải khác nhau. Tuy nhiên tỉ số bánh răng của hộp số chỉ có thể có vài giá trị cố định (4-5 số), trong khi CVT có thể thay đổi liên tục từ giá trị nhỏ nhất đến giá trị lớn nhất tùy theo điều kiện hoạt động. Do đó có thể dễ dàng nhận ra một ưu điểm rất lớn của CVT so với hộp số là nó tối ưu hoạt động của động cơ, cho phép động cơ hoạt động trong điều kiện tốt nhất. Một ưu điểm nữa là không có sự gián đoạn khi thay đổi hệ số truyền động như hộp số.

CVT được sử dụng trong nghiên cứu này thuộc loại V-belt CVT (Hình 4), bao gồm hai pulley. Mỗi pulley gồm hai đĩa có thể di chuyển so với nhau, kẹp một dây cô-roi ở giữa. Ở tốc độ cao, hai đĩa của pulley kéo bị ép lại (do lực ly tâm), làm tăng bán kính hiệu dụng của pulley kéo nên hệ số truyền động tăng lên để tăng tốc độ ngõ ra. Ngược lại, khi tải lớn, hai đĩa pulley được kéo bị ép lại làm giảm hệ số truyền động để tăng lực kéo. Vì vậy có thể mô hình CVT như một tỉ số bánh răng:

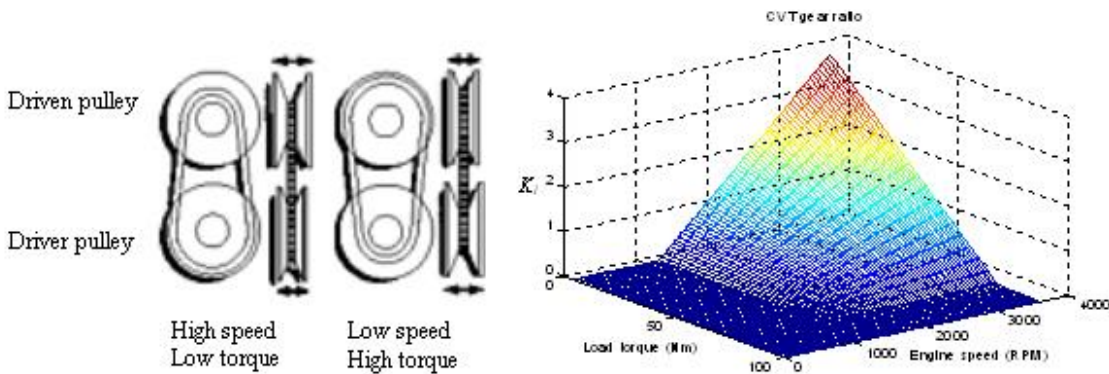
$$K_1 = f(N_e, T_c). \quad (3)$$

Tỉ số bánh răng của CVT là một hàm của tốc độ động cơ và tải tác động lên CVT. Hàm này phụ thuộc vào cấu tạo cơ khí của CVT, và thực tế rất khó tìm được mô hình chính xác. Trong nghiên cứu này, CVT được mô hình một cách lý tưởng như một hàm tuyến tính của tốc độ động cơ và tải trên CVT, với deadzone được xác định từ thực nghiệm (Hình 4).

Tốc độ tại ngõ ra của CVT và tải từ CVT tác động lên động cơ được xác định bởi:

$$\begin{aligned} N_c &= N_e K_1, \\ T_{ec} &= T_c K_1, \end{aligned} \quad (4)$$

với N_e là tốc độ ngõ vào CVT (tốc độ động cơ) và T_c là tải ở ngõ ra CVT.



Hình 4: V-belt CVT và mô hình tuyến tính

2.3 Hộp số

Hộp số được sử dụng gồm có 4 vị trí: Reverse để lùi xe, Neutral dùng lúc bắt đầu nổ máy hoặc dừng xe, Low được sử dụng khi cần lực kéo cực mạnh hoặc tốc độ rất chậm, High để sử dụng trong hoạt động bình thường. Ở hoạt động bình thường, hộp số luôn được dùng ở vị trí High (không cần chuyển sang Low hay Neutral vì CVT đã thực hiện rất tốt nhiệm vụ của một hộp số, kiêm luôn nhiệm vụ của bộ ly hợp).

Bỏ qua các thành phần phi tuyến, hộp số được mô hình một cách đơn giản bằng một tỉ số răng K_2 , xác định từ các bánh răng thực tế:

$$K_2 = \begin{cases} -0.1295, & \text{Reverse} \\ 0, & \text{Neutral} \\ 0.1295, & \text{Low} \\ 0.2655, & \text{High.} \end{cases} \quad (5)$$

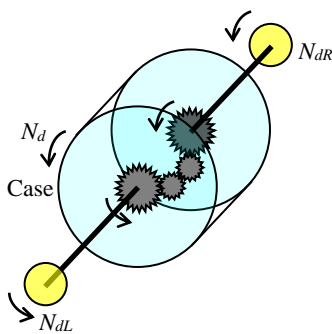
Tốc độ tại ngõ ra của hộp số và tải từ hộp số tác động lên CVT được tính như sau:

$$\begin{aligned} N_G &= N_c K_2, \\ T_c &= T_G K_2 + T_{fric,G}, \end{aligned} \quad (6)$$

trong đó T_G là tải tại ngõ ra hộp số, $T_{fric,G}$ là moment ma sát bên trong hộp số.

2.4 Differential

Differential là bộ phận truyền động đến các bánh xe bên trái và phải trong khi cho phép chúng có thể quay ở tốc độ khác nhau (khi quẹo trái/phải) [Karim Nice, 2004]. Hình 5 mô tả cấu tạo của differential. Đây là một cấu trúc planetary gear (hệ bánh răng kiểu hệ hành tinh).



Hình 5: Differential

Vỏ (case) của differential được gắn chặt với một bánh răng (ngõ vào), được kéo bởi ngõ ra của hộp số. Bên trong có 2 sun gear (bánh răng mặt trời) được gắn với hai ngõ ra bên trái và phải. Xung quanh 2 sun gear là 6 planet gear (bánh răng hành tinh), 3 cái bên trái liên kết răng với sun gear bên trái đồng thời liên kết răng với 3 cái bên phải, 3 planet gear bên phải lại liên kết với sun gear bên phải (trong hình 5 chỉ vẽ 2 planet gear). Cấu trúc này cho phép truyền động từ ngõ vào (case) đến 2 ngõ ra, đồng thời cũng cho phép truyền động từ ngõ ra này qua ngõ ra kia (với tỉ số răng 1:1).

Nếu tải tác động trên 2 ngõ ra cân bằng nhau, 2 ngõ ra sẽ quay cùng tốc độ với vỏ differential (case). Ngược lại, khi áp dụng thắng trái/phải để quẹo trái/phải, tải trên 2 ngõ ra sẽ khác nhau làm cho tốc độ chúng khác nhau. Việc này làm các bánh trượt một khoảng để quẹo xe (skid-steering).

Nếu đặt x là độ chênh lệch tốc độ giữa case (N_d) và một ngõ ra, ví dụ bên phải (N_{dR}). Từ nguyên lý của differential, tốc độ ngõ ra bên phải và bên trái của differential được xác định bởi:

$$\begin{aligned} N_{dR} &= N_d - x, \\ N_{dL} &= N_d + x. \end{aligned}$$

Vì case được liên kết rắng với ngõ ra của hộp số, nên có thể coi case là ngõ ra của hộp số (thực tế tỉ số răng K_2 của hộp số được tính bao gồm luôn cả bánh răng gắn vào case). Trong trường hợp này:

$$\begin{aligned} N_d &= N_G, \\ N_{dR} &= N_G - x, \\ N_{dL} &= N_G + x. \end{aligned} \tag{7}$$

Khi áp dụng moment thắng T_{bR} cho bên phải, và/hoặc T_{bL} cho bên trái, tổng cộng tải trên ngõ ra bên phải và trái của differential sẽ là:

$$\begin{aligned} T_{sR} &= T_{dR} + T_{bR}, \\ T_{sL} &= T_{dL} + T_{bL}, \end{aligned} \tag{8}$$

trong đó T_{dR} và T_{dL} là tải từ xích bên phải và bên trái lên differential.

Nếu T_{sR} lớn hơn T_{sL} , các bánh xe sẽ trượt trên đường để quẹo phải và ngược lại. Việc này sinh ra thêm một lượng tải trên differential. Do đó tổng cộng tải trên differential là:

$$T_d = T_{sR} + T_{sL} + T_{turn}, \tag{9}$$

trong đó T_{turn} là tải sinh ra do quẹo phải/trái. T_{turn} phụ thuộc vào độ chênh lệch tốc độ x và điều kiện đường đang chạy. Có thể mô phỏng lượng tải này đơn giản như sau:

$$T_{turn} = Kx, \tag{10}$$

với hệ số K phụ thuộc vào đất nơi xe đang chạy.

Ở trạng thái xác lập (steady state), độ chênh lệch tải giữa hai ngõ ra của differential sẽ cân bằng với ma sát bên trong của differential (ma sát do chuyển động của các sun gear và planet gear). Lượng ma sát này có thể mô hình một cách đơn giản như ma sát nhớt (viscous damping) do độ chênh lệch tốc độ, x , gây ra:

$$T_{sR} - T_{sL} = T_{fric,case} = d.x,$$

với d là hệ số ma sát bên trong differential.

Do đó:

$$x = \frac{T_{sR} - T_{sL}}{d}. \tag{11}$$

Chuyển động của vỏ (case) differential cũng gây ra một lượng ma sát $T_{fric,D}$. Do đó tổng cộng tải lên hộp số là:

$$T_G = T_d + T_{fric,D}. \tag{12}$$

2.5 Hệ thống xích

Hệ thống xích dùng để truyền động từ hai ngõ ra của differential đến các bánh xe. Bỏ qua thành phần phi tuyến, có thể mô hình xích như một tỉ số bánh răng.

$$K_3 = 0.2483. \tag{13}$$

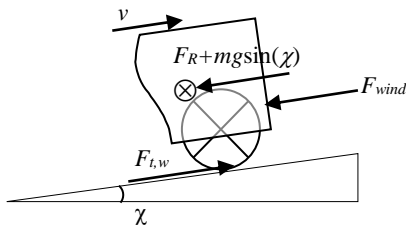
Khi đó tốc độ bánh xe phải, bánh xe trái và tải tác động lên hai ngõ ra của differential lần lượt là:

$$\begin{aligned} N_{wR} &= N_{dR} K_3, \\ N_{wL} &= N_{dL} K_3, \\ T_{dR} &= T_{wR} K_3, \\ T_{dL} &= T_{wL} K_3, \end{aligned} \tag{14}$$

với T_{wR} và T_{wL} là tải tác động trên các bánh xe phải và trái.

2.6 Bánh-thân xe

Khi các bánh xe bên trái và phải quay cùng tốc độ N_w , có thể mô phỏng tất cả các bánh xe như một bánh xe duy nhất. Xét một xe khối lượng m đang di chuyển với vận tốc thẳng v trên một đoạn đường có độ dốc là χ . Các lực tác động vào xe theo phương chuyển động bao gồm (Hình 6):



Hình 6: Lực tác động lên xe theo hướng chuyển động

- Lực kéo $F_{t,w}$,
- Lực ma sát của không khí, F_{wind} , có thể bỏ qua vì xe chạy ở tốc độ thấp.
- Lực ma sát (rolling resistance) của vỏ bánh xe với mặt đường, $F_R = m(c_{r1} + c_{r2}v)$, với $c_{r1}(m/s^2)$, $c_{r2}(m/s)$ lần lượt là các hệ số ma sát tĩnh và ma sát lăn, phụ thuộc vào vỏ bánh xe và mặt đường.

- Thành phần tác động của lực hấp dẫn do chạy trên đường dốc, $mgsin(\chi)$.

Áp dụng định luật 2 Newton cho chuyển động thẳng của xe:

$$F_{t,w} = m\dot{v} + F_{wind} + F_R + mg \sin(\chi). \tag{15}$$

Tổng cộng moment tải tác động lên trục bánh xe bao gồm moment cần để tăng tốc bánh xe, moment ma sát của trục bánh xe và moment cần để sinh ra lực kéo $F_{t,w}$.

$$T_w = J_w \dot{N}_w + T_{fric,w} + rF_{t,w}, \tag{16}$$

trong đó J_w và r lần lượt là moment quán tính và bán kính của bánh xe.

Thay (15) vào (16) với chú ý $v = N_w .r$ và bỏ qua ma sát không khí, tổng cộng tải lên bánh xe là:

$$T_w = (J_w + m.r^2) \dot{N}_w + T_{fric,w} + mr(c_{r1} + c_{r2}rN_w) + mgr \sin(\chi). \tag{17}$$

Khi queo phải/trái, các bánh xe bên trái và phải quay ở tốc độ khác nhau. Do đó phải mô phỏng bên phải và trái tách rời nhau. Tất cả các bánh xe bên phải được mô phỏng bằng một bánh duy nhất, tương tự cho bánh xe bên trái. Giả sử trọng lượng xe và lực ma sát giữa vỏ bánh xe với mặt đường có thể phân bố đều lên bánh xe bên phải và trái. Áp dụng (15), (16) và (17), tổng cộng tải lên bánh xe phải và trái lần lượt là:

$$\begin{aligned}
 T_{wR} &= \frac{1}{2}(J_w + m.r^2)\dot{N}_{wR} + T_{fric,wR} + \frac{1}{2}mr(c_{r1} + c_{r2}rN_{wR}) + \frac{1}{2}mgr \sin(\chi), \\
 T_{wL} &= \frac{1}{2}(J_w + mr^2)\dot{N}_{wL} + T_{fric,wL} + \frac{1}{2}mr(c_{r1} + c_{r2}rN_{wL}) + \frac{1}{2}mgr \sin(\chi),
 \end{aligned}
 \tag{18}$$

với N_{wR} và N_{wL} là tốc độ quay bánh xe phải và trái, $T_{fric,wR}$ và $T_{fric,wL}$ lần lượt là moment ma sát trên trục bánh xe bên phải và trái.

Các moment ma sát của động cơ, hộp số, differential và trục bánh xe có thể mô phỏng như ma sát nhớt (viscous damping) với các hệ số ma sát tương ứng:

$$\begin{aligned}
 T_{fric,e} &= d_e N_e, \\
 T_{fric,G} &= d_G N_G, \\
 T_{fric,D} &= d_D N_d, \\
 T_{fric,w} &= d_w N_w.
 \end{aligned}
 \tag{19}$$

Dựa trên các công thức trên, một bộ mô phỏng xe đã được xây dựng theo nguyên lý trên hình 7, trong đó tốc độ được truyền từ động cơ qua CVT, hộp số, differential đến các bánh xe; ngược lại, tải tác động lên bánh xe và các bộ phận khác được hồi tiếp về trục động cơ để tính toán tốc độ động cơ. Hình 8 thể hiện mô hình chi tiết của các bộ phận xe được thiết kế bằng công cụ Simulink trong Matlab.

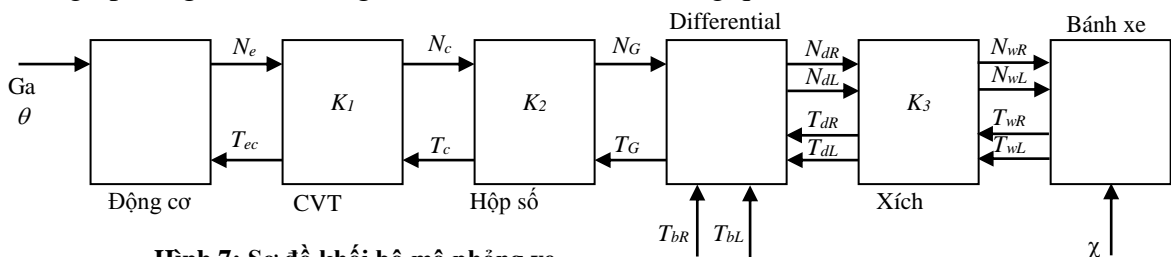
3 KẾT QUẢ

Kết quả mô phỏng xe được thể hiện trên hình trên hình 9. Đáp ứng của xe với hàm nấc của ga (ở mức tối đa) được biểu diễn trong khoảng thời gian 5-15 giây. Có thể quan sát đáp ứng (tốc độ quay) của động cơ và hộp số trên hình 9a, của bánh xe trên hình 9b và tải tác động lên bánh xe, hộp số và động cơ trên hình 9c. Quỹ đạo xe được vẽ trên hình 9c. Động cơ đáp ứng với hàm nấc với thời gian trễ khoảng 0.3 giây, thời gian xác lập khoảng 1.9 giây; trong khi các thông số tương ứng của hộp số và bánh xe khoảng 0.6 và 3 giây.

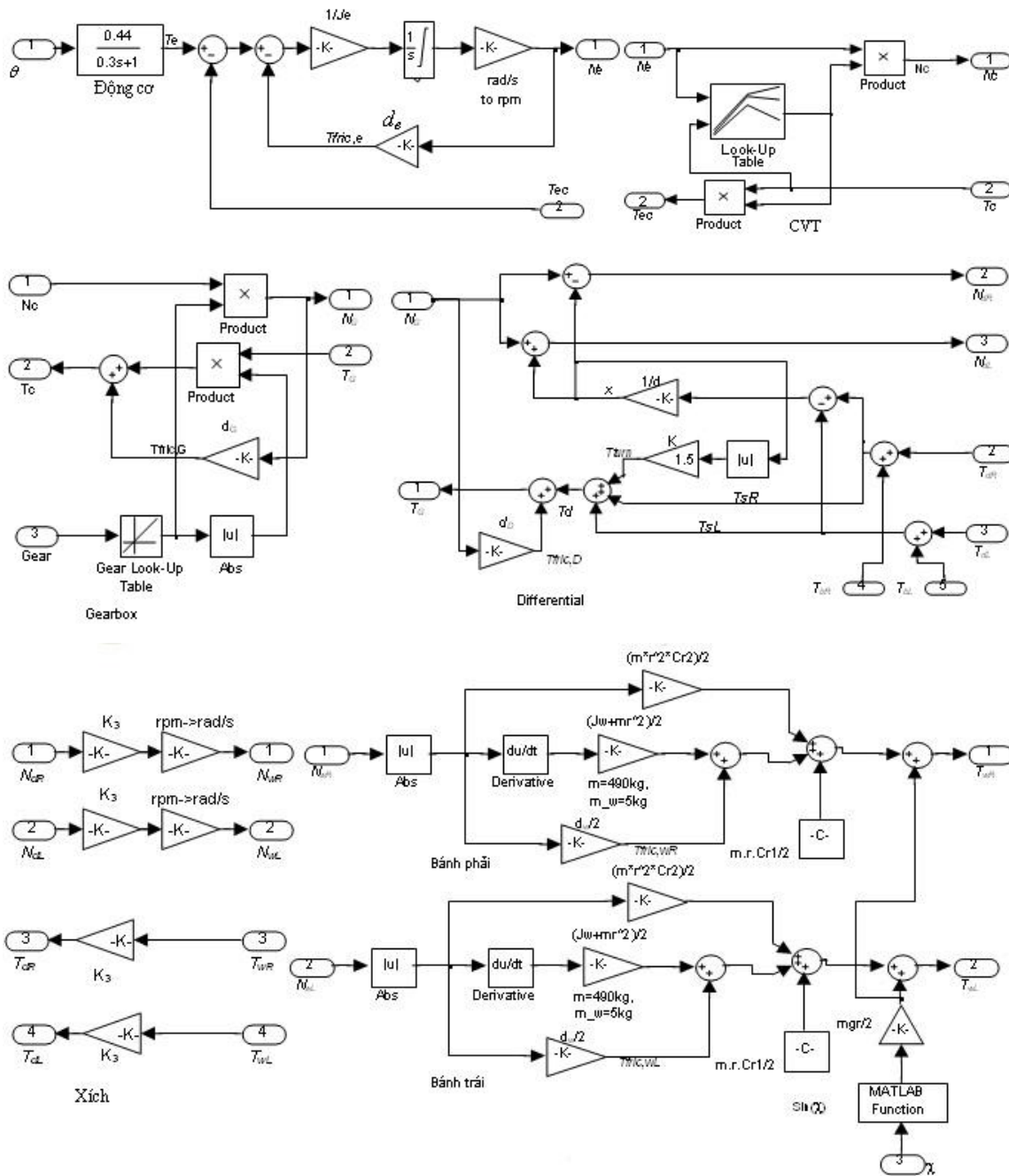
Có thể quan sát đáp ứng của xe khi quẹo phải với hàm nấc thẳng phải (50% mức thẳng tối đa) trong khoảng thời gian 15-20 giây. Khi quẹo, bánh xe đáp ứng hầu như tức thì với ngõ vào thẳng, với thời gian xác lập khoảng 3.5 giây. Tương tự, xe đáp ứng khi quẹo trái trong khoảng thời gian 25-30 giây. Có thể quan sát xe khi giảm tốc với cùng một hàm nấc cho cả hai thẳng trong khoảng 20-25 giây.

Trên hình 10 là kết quả mô phỏng khi điều khiển xe theo một quỹ đạo có dạng biểu tượng của Đại học Cần Thơ (CTU). Ngõ vào ga được đặt ở mức tối đa, các ngõ vào thẳng và đáp ứng của bánh xe được vẽ trên hình 10b. Trong mô phỏng này, có thể quan sát đáp ứng của xe khi quẹo ở các mức độ (bán kính) khác nhau (hard turning / smooth turning).

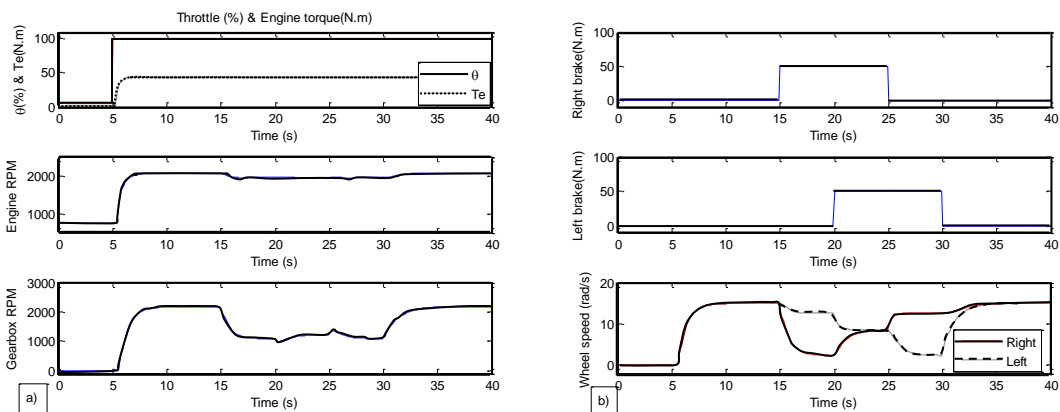
Có thể thấy rõ lợi điểm của CVT so với hộp số truyền thống trong các mô phỏng trên. CVT đã hoạt động như một bộ điều hòa tải, giữ cho tải trên động cơ rất ít thay đổi, mặc dù tải ở ngõ ra (trên bánh xe và hộp số) dao động rất lớn. Do đó đã ổn định tốc độ động cơ, giúp động cơ hoạt động ở điều kiện tốt nhất (không quá tải).

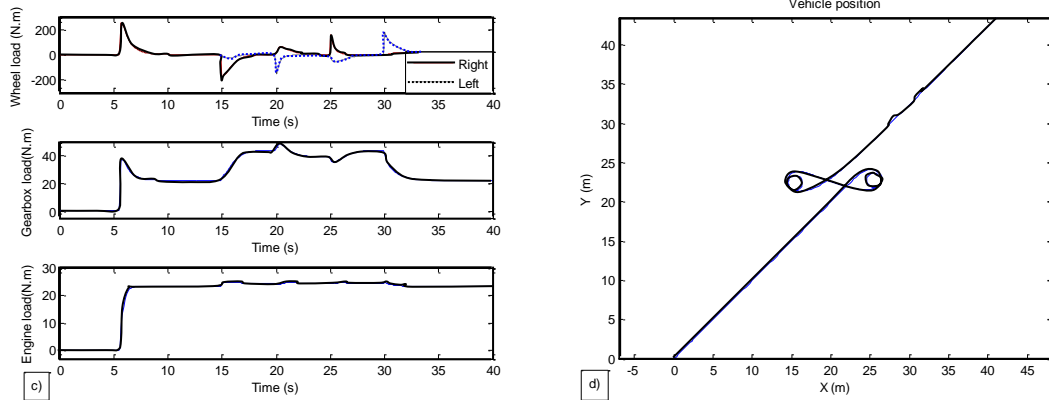


Hình 7: Sơ đồ khối bộ mô phỏng xe

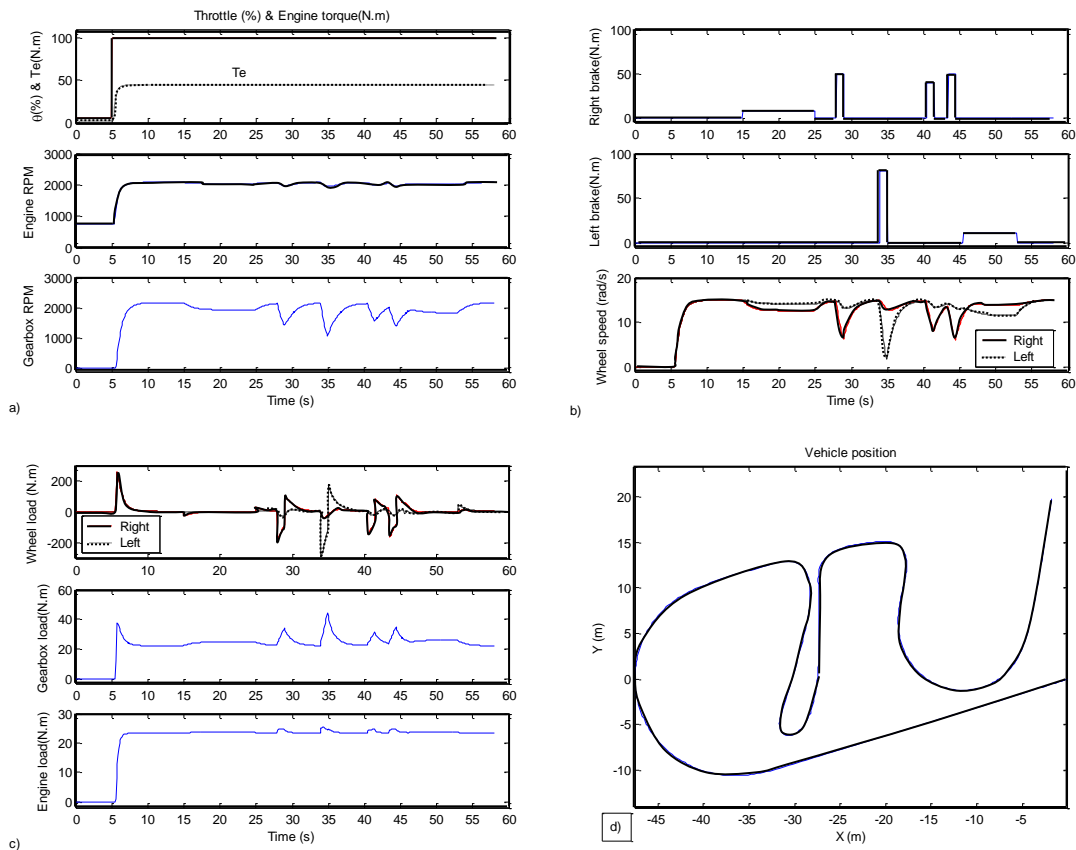


Hình 8: Bộ mô phỏng xe trên Matlab/Simulink





Hình 9: Kết quả mô phỏng với đáp ứng hàm nấc của ga và thắng phải/trái



Hình 10: Kết quả mô phỏng đáp ứng của xe khi chạy theo một quỹ đạo

4 KẾT LUẬN

Tất cả các bộ phận của một xe hoạt động được mọi địa hình từ động cơ, CVT, hộp số, differential đến xích và các bánh xe đã được phân tích và mô hình. Dựa vào đó, một bộ mô phỏng xe đã được xây dựng trên công cụ Simulink của Matlab. Các kết quả mô phỏng cho thấy có thể dùng mô hình này để tìm hiểu đáp ứng của các bộ phận trong xe khi chạy ở các điều kiện khác nhau. Từ các tín hiệu ngõ vào như ga và hai thắng phải trái, mô hình có thể ước lượng được tốc độ của bánh trái và phải. Từ đó có thể dự đoán được quỹ đạo chuyển động của xe. Nếu từ đây xây dựng mô hình ngược lại, có thể ước lượng được các thông số ngõ vào để điều khiển xe chạy theo một quỹ đạo mong muốn.

Bộ mô phỏng xe này có thể dùng để trợ giúp thiết kế các bộ điều khiển cho các ngõ vào ga và hai thắng để tự động xe mọi địa hình. Có thể thử nghiệm các bộ điều khiển khác

nhau trên mô hình này để giảm thời gian thiết kế cũng như tránh các rủi ro có thể có trên mô hình thật. Ngoài ra, đây cũng là một mô hình rất tốt để giảng dạy và nghiên cứu các loại xe.

CẢM ƠN

Đề tài này nằm trong chương trình nghiên cứu được tài trợ bởi chính phủ Việt Nam, trong đề án "Đào tạo cán bộ khoa học, kỹ thuật tại các cơ sở nước ngoài bằng ngân sách Nhà nước". Tác giả xin trân trọng cảm ơn ban lãnh đạo Khoa Công Nghệ Thông Tin và Trường Đại học Cần Thơ đã tạo điều kiện tốt để đề tài được thực hiện.

THAM KHẢO

- Crossley P.R. and J.A. Cook, "A nonlinear model for drivetrain system development," Proc. IEE International Conference 'Control 91', Conference Publication 332, vol. 2, pp. 921-925. Edinburgh, U.K, 1991.
- Karim Nice "How differential works", <http://auto.howstuffworks.com/differential.htm>, truy cập 07/2004
- Ontario Drive & Gear Limited, OPERATOR'S MANUAL, <http://odg.orc.ca/manuals.php>, truy cập 06/2004
- Tran Thanh Hung , Q.P. Ha, R. Grover, and S. Scheduling, "Modelling of an autonomous amphibious vehicle", Australian Conference on Robotics and Automation, 2004
- Kiencke U. and L. Nielsen, AUTOMOTIVE CONTROL SYSTEM, ISBN 3-540-66922-1, Springer, 2000.
- Zanasi R., A. Viscontit, G. Sandoni, and R. Morselli, "Dynamic modeling and control of a car transmission system", IEEE/ASME International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics. Proceedings, 2001.