

# NGHIÊN CỨU HIỆN TƯỢNG TRƯỢT CỦA LY HỢP CHÍNH XE TĂNG TRONG QUÁ TRÌNH KHAI THÁC

## RESEARCH THE SLIDING PHENOMENON ON THE MAIN CLUTCH OF TANK DURING THE OPERATION

MAI ĐỨC SƠN<sup>1\*</sup>, TÔ VIỆT THÀNH<sup>2</sup>, CÙ XUÂN PHONG<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Hệ Quản lý học viên Sau đại học, Học viện Kỹ thuật Quân sự

<sup>2</sup>Khoa Động lực, Học viện Kỹ thuật Quân sự

\*Email liên hệ: maiducson@lqdtu.edu.vn

### Tóm tắt

Trong quá khởi hành và tăng tốc, ly hợp chính trên xe tăng thường xuyên xảy ra hiện tượng trượt. Quá trình trượt gây ra nhiệt, mài mòn trên bề mặt làm việc của các đĩa ma sát, làm ảnh hưởng tới chất lượng, tuổi thọ của ly hợp chính. Vì vậy cần có các nghiên cứu đánh giá ảnh hưởng của hiện tượng trượt ly hợp chính trong quá trình khai thác. Bài báo này, trình bày các yếu tố ảnh hưởng tới quá trình trượt của ly hợp chính xe tăng, xây dựng mô hình mô phỏng và tính toán quá trình trượt của ly hợp chính ở các điều kiện khác nhau. Từ đó đề xuất các giải pháp nâng cao độ tin cậy làm việc của ly hợp chính xe tăng.

**Từ khóa:** Ly hợp chính, đĩa ma sát, trượt, độ tin cậy.

### Abstract

During departure and acceleration, the main clutch on the tank often slips. The sliding process causes heat and abrasion on the working surface of the friction discs, affecting the quality and service life of the main clutch. Therefore, it is necessary to have studies to evaluate the influence of the main clutch slippage during operation. The article presents the factors affecting the slip of the main clutch of the tank, builds a simulation model, and calculates the slip of the main clutch under different conditions. From there, propose solutions to improve the working reliability of the tank main clutch.

**Keywords:** Main clutch, friction disc, slip, reliability.

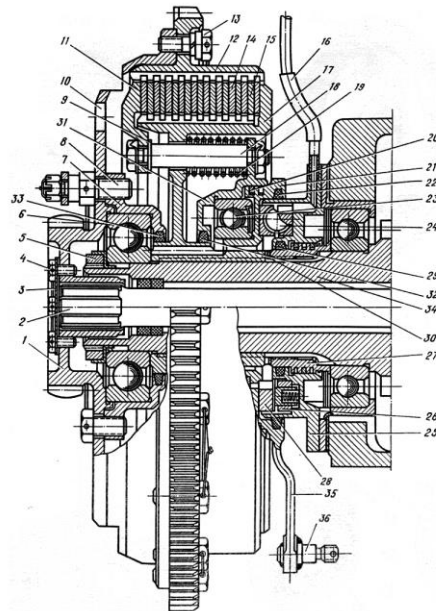
## 1. Mở đầu

Ly hợp chính xe tăng T54, T55 là loại ly hợp nhiều đĩa (17 đĩa hoặc 19 đĩa), ma sát khô giữa thép với thép, tạo lực ép bằng lò xo, cơ cấu mở kiểu bi. Dẫn động điều khiển bằng cơ khí có trợ lực lò xo và thủy khí.

Ly hợp chính gồm 3 phần cơ bản: Phần chủ động

nối với phần bị động của hộp truyền lực, phần bị động nối với trục chủ động của hộp số, cơ cấu mở dùng để điều khiển ly hợp chính.

Cấu tạo cụ thể của ly hợp chính xe tăng T54, T55 được thể hiện trên Hình 1 [1].



Hình 1. Kết cấu ly hợp chính

Các đĩa ma sát của ly hợp làm việc trong điều kiện môi trường ma sát khô, khi chúng quay trượt sẽ sinh ra một lượng nhiệt lớn. Về mặt trị số, lượng nhiệt này có thể tính toán được thông qua công trượt của ly hợp chính trên xe tăng. Đặc biệt, khi khởi hành xe công trượt có thể đạt đến 100 kN.m và nhiệt độ bề mặt các đĩa ma sát đạt tới (350÷4.000)<sup>0</sup>C [2]. Đây là một trong những nguyên nhân cơ bản làm cho đĩa ma sát bị mài mòn và cong vênh quá mức.

Việc tính toán, khảo sát mức độ ảnh hưởng của hiện tượng trượt trong quá trình làm việc của ly hợp chính trên xe tăng là cơ sở để xác định chính xác độ bền và tuổi thọ của các đĩa ma sát. Tuy nhiên, cho đến nay vẫn chưa có nhiều công trình nghiên cứu, đánh giá những yếu tố này.

Dựa trên cơ sở lý thuyết động lực học xe xích, bài báo này tập trung xây dựng mô hình tính toán của ly hợp chính xe tăng và sử dụng công cụ Sim Driveline để mô phỏng quá trình trượt của ly hợp chính xe tăng (ở giai đoạn khởi hành). Kết quả nghiên cứu là cơ sở để khảo sát, đánh giá ảnh hưởng của các yếu tố liên quan tới hiện tượng trượt của ly hợp trong quá trình làm việc, cũng như chỉ ra nguyên nhân gây mài mòn và nhiệt trên bề mặt các đĩa ma sát. Qua đó, đề xuất biện pháp nâng cao tuổi thọ làm việc của ly hợp chính trên xe tăng.

## 2. Những yếu tố ảnh hưởng tới quá trình trượt của ly hợp

Khi ly hợp đóng hoàn toàn, mômen ma sát ( $M_{ms}$ ) truyền qua thường lớn hơn nhiều so với mô men cân chuyển động qui dẫn về phần bị động của ly hợp ( $M_r$ ), các đĩa ma sát vẫn tiếp tục trượt thêm một khoảng thời gian nữa do ngoài mômen  $M_r$  các đĩa bị động còn chịu một mômen qui dẫn do quán tính của các chi tiết quay và lực quán tính chuyển động thẳng của khối lượng xe tăng khi chuyển động nhanh dần [3].

Khi chênh lệch về tốc độ giữa phần chủ động và phần bị động của ly hợp càng cao, quá trình trượt của ly hợp chính càng tăng mạnh. Giai đoạn khởi hành chênh lệch tốc độ đạt giá trị lớn nhất, nên công trượt sinh ra giữa các bề mặt ma sát của ly hợp đạt giá trị cực đại. Xuất phát từ thực tế đó, khi nghiên cứu hiện tượng trượt của ly hợp chính xe tăng tác giả đã lựa chọn chế độ tính toán khi khởi hành xe.

Theo [2, 4] quá trình trượt của ly hợp bị ảnh hưởng lớn nhất bởi hai yếu tố, gồm ảnh hưởng của số vòng quay ban đầu của động cơ khi đóng ly hợp và tỉ số truyền của hộp số khi xe tăng khởi hành.

Trong đó, nếu giảm số vòng quay của động cơ tại thời điểm đóng ly hợp, công trượt của ly hợp (dẫn đến nung nóng và mài mòn các đĩa ma sát) cũng giảm đi. Nếu số vòng quay ban đầu của động cơ quá nhỏ, khi đóng ly hợp, nó có thể giảm xuống dưới số vòng quay ổn định tối thiểu và động cơ có thể bị dừng hoạt động.

Vận tốc góc các chi tiết chủ động của ly hợp khi trượt được xác định bởi công thức:

$$\omega_d = \omega_o - \ddot{\varphi}_{d1} t \quad (1)$$

Trong đó:  $\omega_d$  là tốc độ góc phần chủ động của ly hợp, (1/s);  $\omega_o$  là vận tốc ban đầu của các chi tiết chủ động khi đóng ly hợp, (1/s);  $\ddot{\varphi}_{d1}$  là gia tốc chuyển động chậm dần của các chi tiết chủ động của ly hợp ở giai đoạn khởi hành, (1/s<sup>2</sup>);  $t$  là thời gian hoàn thành giai đoạn khởi hành, (s).

Vận tốc góc các chi tiết bị động ở giai đoạn này được xác định bằng phương trình:

$$\omega_t = \ddot{\varphi}_{t1} t \quad (2)$$

Trong đó:  $\omega_t$  là tốc độ góc phần bị động ly hợp chính, (1/s);  $\ddot{\varphi}_{t1}$  là gia tốc góc chi tiết bị động của ly hợp, (1/s<sup>2</sup>).

Đối với tỉ số truyền của hộp số khi xe tăng khởi hành, khi khởi hành tỉ số truyền càng cao thì thời gian khởi hành càng lớn, vận tốc góc của trục khuỷu động cơ ở cuối giai đoạn trượt ly hợp càng nhỏ và do đó càng làm tăng nguy cơ dừng động cơ.

Ảnh hưởng của tỉ số truyền được xác định được xác định theo công thức:

$$\ddot{x}_1 = \frac{g}{\delta} \cdot (\beta f_{dmax} - f_c) = const \quad (3)$$

Trong đó:  $\ddot{x}_1$  là gia tốc của xe ở giai đoạn khởi hành (m/s<sup>2</sup>);  $\delta$  hệ số khối lượng quay của xe tăng;  $f_{dmax}$  là giá trị lớn nhất của lực kéo đơn vị của xe ở số truyền đang xét;  $f_c$  là hệ số cản chuyển động thẳng của xe tăng.

## 3. Xây dựng mô hình khảo sát quá trình trượt ly hợp chính xe tăng

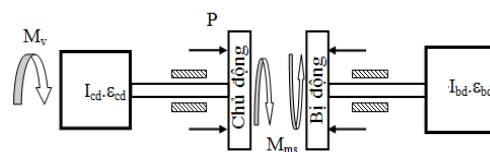
### 3.1. Xây dựng mô hình khảo sát quá trình trượt ly hợp chính xe tăng

Khi xây dựng mô hình quá trình trượt của ly hợp, để loại trừ ảnh hưởng từ đặc điểm cá nhân của lái xe khi đóng ly hợp chính hoặc đạp bàn đạp chân ga, nghiên cứu này đưa ra các giả thiết như sau [2, 5]:

- Động tác đóng ly hợp xảy ra tức thời.
- Số vòng quay tính toán cho động cơ trong thời điểm đóng ly hợp, bằng số vòng quay ở chế độ công suất cực đại (tức là nN).
- Mô men truyền qua khi ly hợp đóng hoàn toàn không thay đổi giá trị khi đĩa ma sát bị trượt.

Dựa vào kết cấu hệ thống truyền lực trên xe tăng T54, T55 [1], mô hình vật lý khối ly hợp được xây dựng như Hình 2.

Trong đó:  $M_v$  là mô men được quy dẫn về trục chủ động của ly hợp được xác định theo công thức:



Hình 2. Mô hình khối ly hợp chính

$$M_v = i_{HTL} \cdot M_d \quad (4)$$

$M_d$  là mô men xoắn của động cơ (Nm);  $I_{cd}$ ,  $\epsilon_{cd}$  là mô men quán tính và gia tốc phần chủ động của ly hợp ( $Nms^2$ ), ( $1/s^2$ );  $I_{bd}$ ,  $\epsilon_{bd}$  là mô men quán tính và gia tốc phần bị động của ly hợp ( $Nms^2$ ), ( $1/s^2$ );  $M_c$  là mô men cản quy dẫn về trục bị động của ly hợp, (Nm);  $P$  là áp lực đặt lên bề mặt ma sát, (N).

**3.2. Xây dựng mô hình tính toán**

Áp dụng nguyên lý D’Almber [6, 7] đối với mô hình vật lý của ly hợp đã xây dựng được ở trên, phương trình động lực học phần chủ động và bị động của ly hợp được xác định theo các công thức sau:

$$I_{cd} \cdot \epsilon_{cd} = M_v - M_{ms} \quad (5)$$

$$I_{bd} \cdot \epsilon_{bd} = M_{ms} - M_c \quad (6)$$

Khi ly hợp đóng hoàn toàn (không có trượt giữa phần chủ động và bị động), tức là  $\epsilon_{cd} = \epsilon_{bd} = \epsilon$ , hệ (5), (6) sẽ trở thành:

$$(I_{bd} + I_{cd}) \cdot \epsilon = M_v - M_c \quad (7)$$

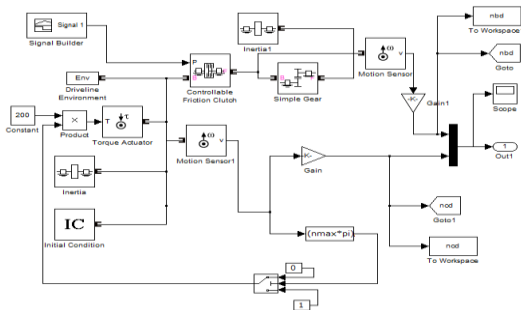
Mô men ma sát được xác định theo công thức:

$$M_{ms} = \mu \cdot z \cdot R_{tb} \cdot P_{max} \cdot (P_{dk} - P_{gh}) \quad (8)$$

Trong đó:  $\mu$  là hệ số ma sát;  $Z$  là số đĩa ma sát;  $R_{tb}$  là bán kính trung bình đĩa ma sát, (m);  $P_{max}$  là áp lực lớn nhất lên bề mặt đĩa ma sát, (N);  $P_{dk}$  là tín hiệu áp lực điều khiển, (N);  $P_{gh}$  là giới hạn áp lực nhỏ nhất, (N).

**4. Mô phỏng, tính toán động lực học của ly hợp chính xe tăng**

Các thông số có trong (5), (6), (7), (8) phải được thể hiện đầy đủ khi mô phỏng. Ứng dụng phần mềm Simdriveline [8, 9], chương trình mô phỏng quá trình trượt của ly hợp được xây dựng như Hình 3.

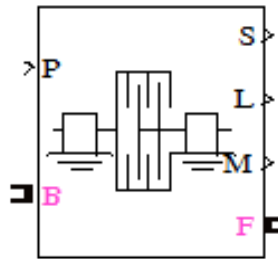


**Hình 3. Chương trình mô phỏng quá trình trượt của ly hợp**

Trong đó, ly hợp được thể hiện bằng khối

Controllable Friction Clutch có trong thư viện của SimDriveline.

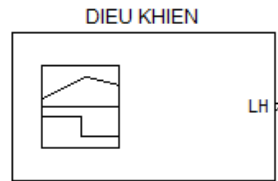
Trong đó: Cổng B nối với động cơ; Cổng F nối với hộp số; Cổng vào P là tín hiệu điều khiển ly hợp (áp lực lên bề mặt ma sát); Cổng ra S là vận tốc trượt; Cổng ra L là công trượt của ly hợp; Cổng ra M là cổng Code của mô hình.



**Hình 4. Khối Controllable Friction Clutch**

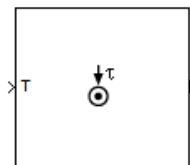
Tín hiệu điều khiển đóng mở ly hợp  $P_{dk}$  được đưa vào bằng khối signal builder qua một cổng riêng.

Mô men động cơ được đưa vào qua khối Torque Actuator.

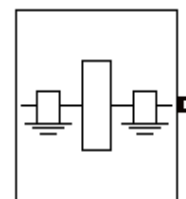


**Hình 5. Khối Signal Builder**

Mô men quán tính được đưa vào qua các khối Inertia.



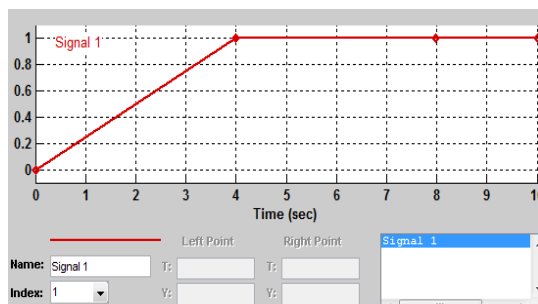
**Hình 6. Khối Torque Actuator**



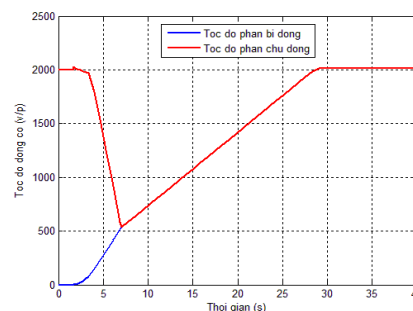
**Hình 7. Khối Inertia**

Bảng 1. Thông số đầu vào của ly hợp xe tăng T54, T55

Tên gọi	Kí hiệu	Giá trị
Mô men xoắn cực đại của động cơ [Nm]	$M_{eMax}$	2300
Vòng quay của động cơ ở chế độ mô men lớn nhất [v/p]	$n_M$	1200
Công suất cực đại của động cơ [HP]	$N_{eMax}$	580
Vòng quay của động cơ ở chế độ công suất lớn nhất [v/p]	$n_N$	2000
Chiều dài tự do của lò xo ép [mm]	$L_0$	66,5
Số lượng lò xo ép của ly hợp	$Z_{1x}$	18
Bán kính ngoài của đĩa ma sát [mm]	$R_n$	179
Bán kính trong của đĩa ma sát [mm]	$R_t$	155,7
Đường kính đĩa ma sát [mm]	$D$	358
Chiều dày đĩa ma sát [mm]	$a$	5
Khối lượng đĩa ma sát chủ động [Kg]	$m_1$	1,23
Khối lượng đĩa ma sát bị động [Kg]	$m_2$	1,2
Số răng đĩa ma sát chủ động	$Z_1$	123
Số răng đĩa ma sát bị động	$Z_2$	100
Hệ số ma sát giữa thép với thép	$\mu$	0,18
Mô men quán tính phần chủ động [Nms <sup>2</sup> ]	$I_{cd}$	82
Mô men quán tính phần bị động [Nms <sup>2</sup> ]	$I_{bd}$	15



Hình 8. Tín hiệu điều khiển ly hợp chính



Hình 9. Kết quả mô phỏng quá trình trượt ly hợp chính

Các thông số được lấy ở đầu ra của khối ly hợp gồm: vận tốc trượt, vận tốc góc, gia tốc góc,... Mô men ma sát khâu bị động của ly hợp được lấy ra qua các khối trong thư viện Sensor & Actuators.

Để thực hiện mô phỏng tính toán quá trình trượt của ly hợp chính cần xác định các thông số đặt vào các khối thể hiện trong Bảng 1.

- Mô phỏng quá trình làm việc của ly hợp

Nhập các thông số ở trên vào chương trình mô phỏng và đưa tín hiệu điều khiển ly hợp vào với lực ép ban đầu bằng 0 (Hình 8).

Kết quả mô phỏng quá trình làm việc của khối ly hợp sau khi chạy chương trình được thể hiện như trên Hình 9.

Khi tốc độ động cơ đạt giá trị  $n=2000$  (v/ph) tiến hành đóng ly hợp. Từ thời điểm  $\tau_0 = 0$  đến  $\tau_1 = 2$  giây,

do mô men ma sát nhỏ hơn mô men cản ( $M_\Phi < M_r$ ), nên xe chưa chuyển động.

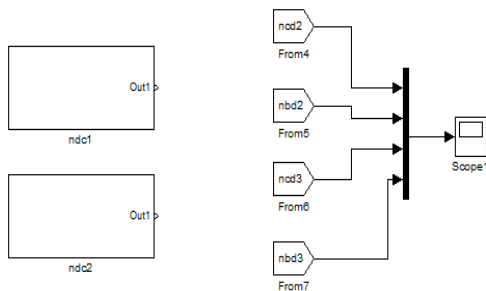
Từ thời điểm  $\tau_1 = 2$  đến  $\tau_2 = 7$  giây, mô men ma sát tăng lên, tại thời điểm mô men ma sát bằng mô men cản ( $M_\Phi = M_r$ ), xe bắt đầu chuyển động, vận tốc phần bị động  $\omega_{bd}$  tăng dần, vận tốc phần chủ động  $\omega_{cd}$  giảm dần, lúc này ly hợp vẫn còn trượt, tại thời điểm  $\tau_2 = 7$  giây, vận tốc phần chủ động và bị động bằng nhau, mô men ma sát  $M_\Phi$  đạt max, ly hợp đóng hoàn toàn, kết thúc quá trình trượt.

- Mô phỏng quá trình trượt của ly hợp khi thay đổi số vòng quay ban đầu của động cơ.

Mô hình mô phỏng khi thay đổi số vòng quay ban đầu của động cơ (giữ nguyên các thông số khác) được biểu diễn trên Hình 10 (dùng SubSystem để thu gọn chương trình mô phỏng).

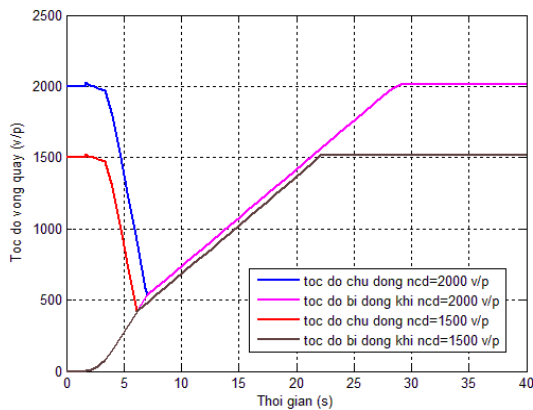
Trong đó: Số vòng quay ban đầu của động cơ khi

chưa thay đổi là  $n_{cd1}=2000$  (v/ph); số vòng quay ban đầu của động cơ khi đã thay đổi là  $n_{cd2}=1500$  (v/ph).



**Hình 10. Chương trình mô phỏng khi thay đổi số vòng quay ban đầu**

Nhập các thông số vào khối SubSystem ( $n_{cd1}$ ) và khối SubSystem ( $n_{cd2}$ ), tiến hành chạy chương trình thu được kết quả như trên Hình 11.



**Hình 11. Kết quả mô phỏng khi thay đổi số vòng quay ban đầu**

Khi tốc độ chủ động  $n_{cd1} = 2000$  (v/ph), thời gian trượt ly hợp là  $t_{tr} = 7$  giây, vận tốc phần chủ động và bị động bằng nhau tại giá trị  $n = 600$  (v/ph). Phần diện tích giới hạn bởi vận tốc chủ động, bị động và trục tung (chính là công trượt ly hợp) tăng lên.

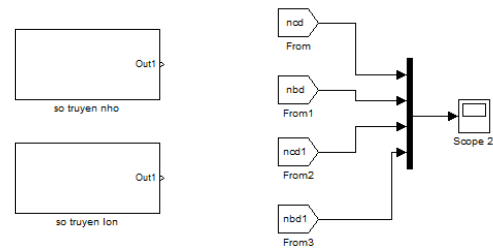
Khi tốc độ chủ động  $n_{cd2} = 1500$  (v/ph), thời gian trượt ly hợp là  $t_{tr} = 6$  giây, vận tốc phần chủ động và bị động bằng nhau tại giá trị  $n = 400$  (v/ph). Phần diện tích giới hạn bởi vận tốc chủ động, bị động và trục tung (chính là công trượt ly hợp) giảm.

Như vậy tốc độ phần chủ động khi đóng ly hợp tăng, thời gian trượt và công trượt ly hợp tăng lên làm tăng khả năng cháy ly hợp.

- Mô phỏng quá trình trượt của ly hợp khi thay đổi tỉ số truyền hộp số khi khởi hành xe:

Mô hình mô phỏng khi thay đổi tỉ số truyền hộp số

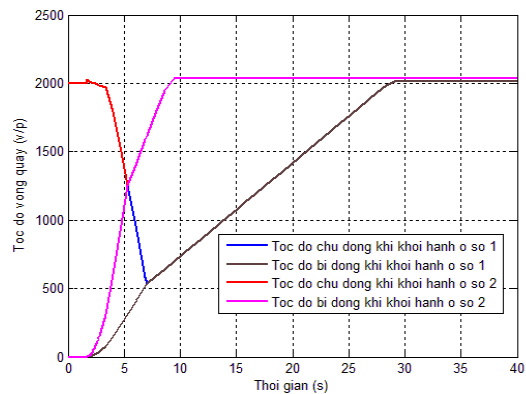
khi khởi hành xe (giữ nguyên các thông số khác) được biểu diễn trên Hình 12 (dùng SubSystem để thu gọn chương trình mô phỏng).



**Hình 12. Chương trình mô phỏng khi thay đổi tỉ số truyền hộp số khi khởi hành**

Trong đó: Số truyền nhỏ - khởi hành ở số 1; Số truyền lớn - khởi hành ở số 2.

Nhập các thông số ban đầu vào khối SubSystem (số truyền nhỏ) và khối SubSystem (số truyền lớn). Kết quả mô phỏng quá trình trượt của ly hợp được thể hiện trên Hình 13.



**Hình 13. Kết quả mô phỏng quá trình trượt ly hợp**

Khi khởi hành ở số 1, thời gian trượt của ly hợp  $t_{tr} = 7$  giây, vận tốc phần chủ động và bị động bằng nhau tại giá trị  $n = 600$  (v/ph), công trượt ly hợp được tính bằng diện tích phần giới hạn bởi vận tốc chủ động, vận tốc bị động và trục tung của đồ thị tăng.

Khi khởi hành ở số 2, thời gian trượt của ly hợp  $t_{tr} = 5,5$  giây, vận tốc phần chủ động và bị động bằng nhau tại giá trị  $n = 1250$  (v/ph), công trượt ly hợp được tính bằng diện tích phần giới hạn bởi vận tốc chủ động, vận tốc bị động và trục tung của đồ thị giảm.

Như vậy khi khởi hành ở số có tỷ số truyền cao so với khi khởi hành ở số có tỷ số truyền thấp [4], thì thời gian kéo dài giai đoạn trượt tăng, vận tốc góc trục khuỷu động cơ ở cuối giai đoạn trượt ly hợp càng nhỏ và công trượt tăng làm tăng khả năng cháy ly hợp.



## 5. Kết luận

Bài báo này tập trung xây dựng mô hình và mô phỏng, tính toán quá trình trượt của khối ly hợp chính trên xe tăng T54, T55 thông qua công cụ Simdriveline. Phân tích, đánh giá các yếu tố ảnh hưởng tới quá trình trượt của ly hợp, và sử dụng các yếu tố này làm thông số đầu vào để tính toán vận tốc trượt, thời gian trượt và công trượt của ly hợp.

Như vậy, để nâng cao tuổi thọ làm việc của ly hợp chính xe tăng, quá trình khai thác và sử dụng xe cần phải đảm bảo thực hiện đúng các yêu cầu kỹ thuật, chú ý khởi động xe ở số có tỉ số truyền thấp và số vòng quay động cơ nhỏ, nhờ đó sẽ làm giảm công trượt của ly hợp góp phần hạn chế hiện tượng cháy ly hợp.

### **TÀI LIỆU THAM KHẢO**

- [1] Nguyễn Đình Tuấn, *Cấu tạo xe tăng (tập 2)*, Học viện Kỹ thuật Quân sự, Hà Nội, 2003.
- [2] Nguyễn Văn Luận, Nguyễn Văn Tân, Lê Trung Dũng, *Lý thuyết xe tăng*, Học viện Kỹ thuật Quân sự, Hà Nội, 1990.
- [3] Nguyễn Quốc Điệt, Nguyễn Hoàng Nam, Nguyễn Ngọc Ban, *Giáo trình cơ sở khai thác xe quân sự (Tập 1)*, Học viện Kỹ thuật Quân sự, Hà Nội, 2006.

- [4] Nguyễn Văn Luận, Lê Kỳ Nam, *Kết cấu và tính toán xe tăng - thiết giáp*, Học viện Kỹ thuật Quân sự, Hà Nội, 1999.
- [5] Trần Phương Huy, *Nghiên cứu xác định tuổi thọ đĩa ma sát ly hợp chính xe tăng T54B sản xuất mới tại Việt Nam theo quan điểm độ bền mòn*, Học viện Kỹ thuật Quân sự, Hà Nội, 2019.
- [6] Vũ Công Hàm, *Cơ học hệ nhiều vật*, NXB Quân đội nhân dân, 2013.
- [7] Chu Văn Đạt, Phan Nguyên Di, *Phương pháp số trong động học, động lực học hệ nhiều vật*, Học viện KTQS, Hà Nội, 2000.
- [8] Nguyễn Quang Hoàng, *Matlab & Simulink cho kỹ sư*, NXB Bách khoa Hà Nội, 2019.
- [9] Harold Klee, Randal Allen, *Simulation of dynamic system with Matlab and Simulink*, Springer, 2006.

Ngày nhận bài:	30/6/2021
Ngày nhận bản sửa:	09/8/2021
Ngày duyệt đăng:	13/8/2021