

NGHIÊN CỨU THIẾT KẾ CƠ CẤU LEO CẦU THANG CỦA XE LĂN ĐIỆN DÙNG CHO NGƯỜI KHUYẾT TẬT

A STUDY OF DESIGNING THE STAIR CLIMBING STRUCTURE OF ELECTRIC WHEELCHAIR USED FOR THE DISABLED

Dương Tấn Đạt, Lê Hồng Kỳ, Lê Quang Sinh, Trần Hải Sâm, Trần Kha Minh
Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật Vĩnh Long

TÓM TẮT

Bài báo trình bày kết quả nghiên cứu thiết kế xe lăn điện có thể leo cầu thang. Nghiên cứu tập trung vào việc đổi mới và phát triển các cụm truyền động cơ khí của kết cấu leo cầu thang. Động học, động lực học và mô phỏng chuyển động của xe lăn được thực hiện bởi một phần mềm chuyên nghiệp. Chế tạo và thử nghiệm cơ cấu leo cầu thang được thực hiện tại Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật Vĩnh Long.

Từ khóa: Cơ cấu leo cầu thang; Động học; Động lực học; Xe lăn điện.

ABSTRACT

The objective of this article is to report the research results of designing electric wheelchair that can climb stairs. The study focuses on innovating and developing mechanical transmission assemblies of the stair climbing structure. Observing kinetics, dynamics and simulating the wheelchair motion are done by a professional software. Manufacturing and testing are implemented at Vĩnh Long University of Technology Education.

Keywords: Dynamics; Electric-powered wheelchair; Kinetics; Stair-climbing structure.

1. GIỚI THIỆU

Xe lăn dành cho người khuyết tật ngày càng được các nhà sản xuất chú trọng hơn về kiểu dáng và chức năng sử dụng. Theo [7], “Xe lăn leo cầu thang dành cho người khuyết tật” do hãng Toyota, Nhật Bản chế tạo kiểu xe lăn mẫu robot trợ giúp cho người già và tàn tật. Tuy nhiên, các loại xe lăn phổ biến hiện nay đều chưa thể giúp họ có thể vượt qua các chướng ngại vật hay lên các bậc cầu thang. Cũng theo

[7], các nhà khoa học tại Đại học Công nghệ Chiba, Nhật Bản đã sáng chế thành công loại xe lăn có thể khắc phục nhược điểm nói trên. Ngoài ra, chiếc xe lăn này cũng có thể quay đầu trong một không gian hẹp. Mới đây, nhóm nghiên cứu sinh từ Viện Công nghệ Liên bang Thụy Sĩ và Đại học Zurich đã giới thiệu bản thử nghiệm chiếc xe lăn điện Scewo có thêm 2 bánh xích cao su để di chuyển trên nhiều loại cầu thang [8-9]. Chiếc xe này được xem là sản phẩm mang tính cách mạng đối với những

người phải ngồi xe lăn. Từ năm 2015, nhóm nghiên cứu của Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật Vĩnh Long đã giới thiệu một số phiên bản xe lăn điện leo cầu thang đã thử nghiệm trong phòng thí nghiệm [3-4].

Về cơ bản, các xe lăn điện leo cầu thang được giới thiệu thường hoạt động bằng 2 bánh giống như những chiếc xe lăn điện khi chạy trên mặt phẳng thông thường. Đến khi thực hiện leo cầu thang, xe sẽ dùng 2 bánh đai xích bằng cao su (rubber tracker) giúp hỗ trợ để leo theo hướng ngược chiều. Theo kết quả thử nghiệm, chiếc xe lăn sẽ hoạt động với tốc độ ổn định để leo cầu thang là khoảng 1 bậc/giây [10].

2. MÔ HÌNH HÓA CƠ CẤU LEO CẦU THANG

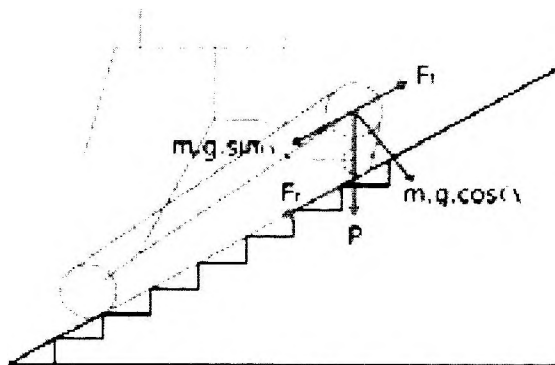
Theo [1-2], khi chuyển động lên cầu thang, tải tĩnh của cơ cấu được hình thành do các lực cản trở sự chuyển động gây ra, bao gồm 3 thành phần chính: Lực ma sát F_r (bao gồm ma sát tĩnh và ma sát lăn), Lực ma sát của không khí (gió) F_g , và lực hấp dẫn thành phần P_l theo công thức:

$$P_l = m \cdot g \cdot \sin \alpha \quad (1)$$

Trong đó, m bao gồm khối lượng người và khối lượng của xe, α góc hợp bởi mặt phẳng qua đỉnh các bậc cầu thang (hình 1) và mặt phẳng nằm ngang ($\alpha = 30^\circ$).

Để xác định được số vòng quay của động cơ hoặc momen của hộp giảm tốc, trước hết cần phải xác định tải của hộp giảm tốc hoặc tải trên 2 bánh đai xích cao su.

Xét cặp pulley được truyền động từ hộp giảm tốc để tính toán như Hình 1.



Hình 1. Các thành phần lực cản chuyển động của xe

F_l : lực kéo;

F_r : lực ma sát.

$$F_r = m(C_1 + C_2 \cdot v). \quad (2)$$

C_1, C_2 : hệ số ma sát tĩnh và hệ số ma sát lăn C_1 (m/s^2); C_2 (m/s) phụ thuộc vào vỏ xe với mặt đường.

F_g là lực cản của gió, xe chạy chậm có thể bỏ qua.

Thành phần tác động của lực hấp dẫn do lên dốc:

$$P_l = m \cdot g \cdot \sin \alpha. \quad (3)$$

Áp dụng định luật II Newton cho chuyển động lên dốc của xe:

$$F_l = m \cdot v' + F_g + F_r + m \cdot g \cdot \sin \alpha \quad (4)$$

Tổng momen tải tác động lên trục bánh xe T_w bao gồm momen để tăng tốc bánh xe, momen ma sát của trục bánh xe và momen cần để sinh ra lực kéo F_l .

$$T_w = J_w \cdot N_w + T_{ms} + r \cdot F_l. \quad (5)$$

Trong đó:

J_w và r là momen quán tính và bán kính pulley chủ động.

N_w là số vòng quay của bánh xích.

Thay (4) vào (5) với $v = N_{w,r}$ (giả thuyết bỏ qua ma sát không khí), tổng tải lên pulley là:

$$T_w = (J_w + w.r^2).N_w + T_{ms} + m.r(r + C_1 + r.C_2).N_w + r.m.g.\sin\alpha. \quad (6)$$

Giả sử trọng lượng và lực ma sát giữa mặt ngoài đai xích cao su với mặt đường phân bố đều lên đai xích cao su phải (R , Right) và trái (L , Left), khi đó tải cho đai xích cao su bên trái (T_{wL}) và bên phải (T_{wR}) lần lượt là:

$$\begin{cases} T_{wR} = \frac{1}{2}(J_w + w.r^2)N_{wR} + T_{msR} + \frac{1}{2}m.r(r + C_1 + r.C_2).N_{wR} + \frac{1}{2}r.m.g.\sin\alpha. \\ T_{wL} = \frac{1}{2}(J_w + w.r^2)N_{wL} + T_{msL} + \frac{1}{2}m.r(r + C_1 + r.C_2).N_{wL} + \frac{1}{2}r.m.g.\sin\alpha. \end{cases} \quad (7)$$

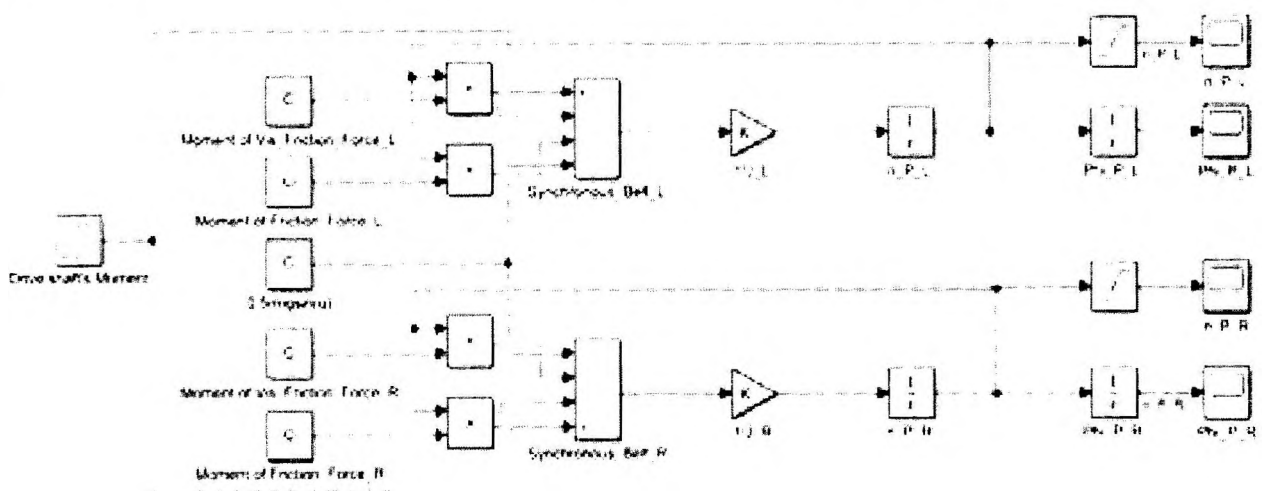
Các momen ma sát có thể mô phỏng như ma sát nhớt:

$$T_{msR} = d.N_{wR}. \quad (8)$$

$$T_{msL} = d.N_{wL}. \quad (9)$$

Với d là hệ số ma sát nhớt, hệ phương trình vi phân (7) được viết lại như sau:

$$\begin{cases} T_{wR} = \frac{1}{2}(J_w + w.r^2).N_{wR} + d.N_{wR} + \frac{1}{2}m.r(r + C_1 + r.C_2).N_{wR} + \frac{1}{2}r.m.g.\sin\alpha. \\ T_{wL} = \frac{1}{2}(J_w + w.r^2).N_{wL} + d.N_{wL} + \frac{1}{2}m.r(r + C_1 + r.C_2).N_{wL} + \frac{1}{2}r.m.g.\sin\alpha. \end{cases} \quad (10)$$



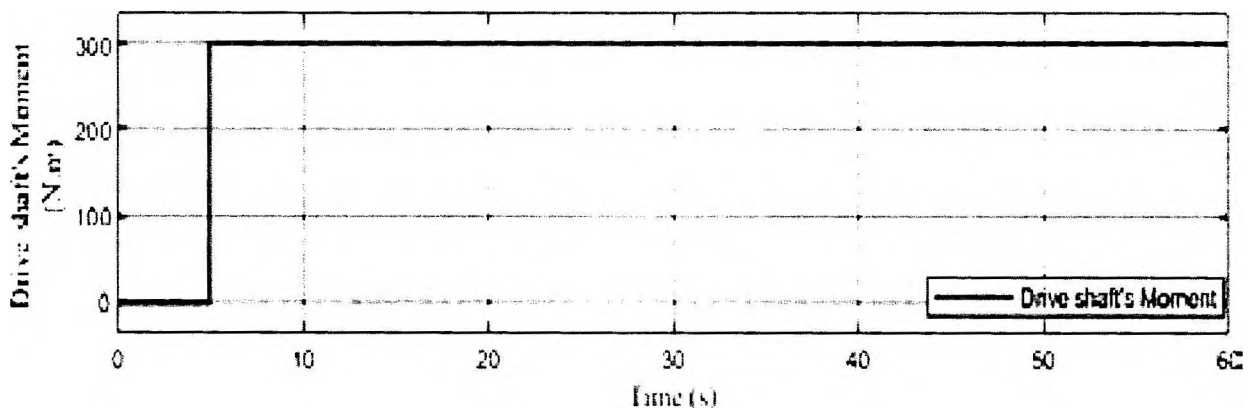
Hình 2. Sơ đồ Simulink mô phỏng xe

Từ các công thức trên, bằng công cụ Simulink trong Matlab [6, 11], một bộ mô phỏng xe đã được xây dựng theo nguyên lý như Hình 3 thể hiện mô hình chi tiết của cơ cấu leo cầu thang được thiết kế.

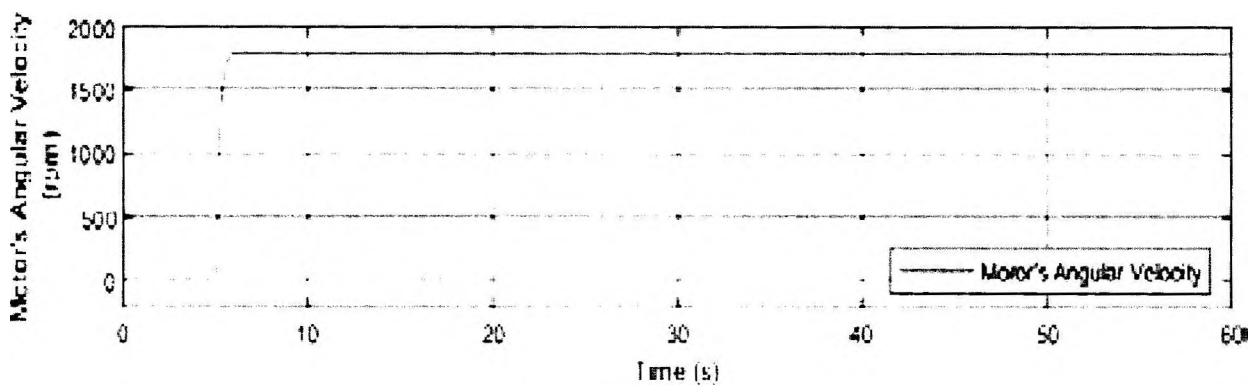
Trên hình 2, momen chủ động của trục động cơ được truyền qua bộ hộp giảm tốc vì sai đến cặp pulley chủ động (P_L, P_R) của bộ truyền đai xích cao su (rubber tracker). Khi bộ truyền đai xích cao su được cấp momen thì bộ truyền sẽ hoạt động và làm xe chuyển động lên cầu thang. Khi chuyển động lên cầu thang, bộ truyền đai xích cao su chịu sự cản trở của các momen khác (momen ma sát nhớt, momen ma

sát trái hoặc phải, lực hấp dẫn). Các momen này tác dụng lên bộ truyền đai xích cao su có thể không đồng đều nhau và làm cho tốc độ 2 bộ truyền khác nhau, để khắc phục thì bộ giảm tốc vi sai sẽ hoạt động và phân chia tốc độ hợp lý giữa 2 bộ truyền. Như vậy, khi xe lên cầu thang sẽ được an toàn hơn.

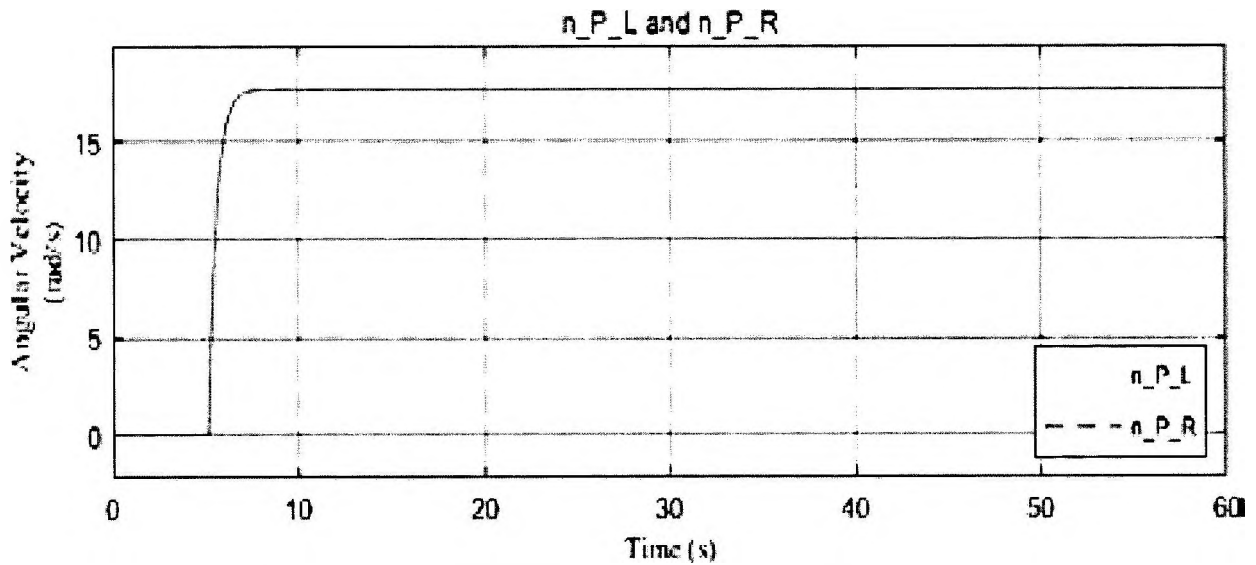
Với các giá trị tính toán được: $P_l = 2177,33 \text{ N}$, $J_w = 0.012 \text{ kg.m}^2$, $r = 10,5 \text{ cm}$, $d = 15,02 \text{ N.s/m}$, bằng Simulink thấy được đáp ứng của xe có mô men chủ động của động cơ. Có thể quan sát đáp ứng (mô men, số vòng quay) của động cơ và các pulley chủ động Simulink trên các Hình 3, Hình 4 và Hình 5.



Hình 3. Kết quả mô phỏng momen động cơ



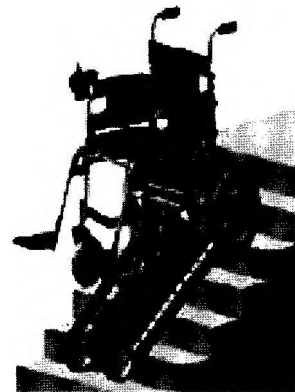
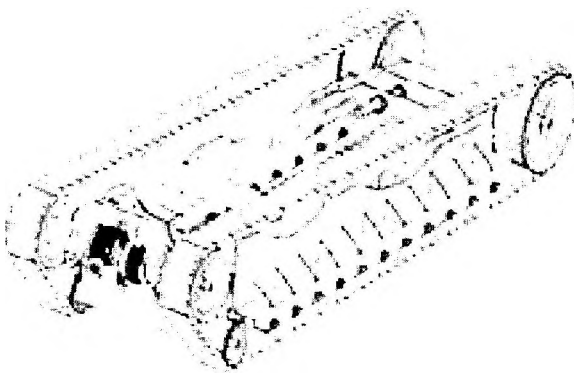
Hình 4. Kết quả mô phỏng số vòng quay động cơ



Hình 5. Kết quả mô phỏng số vòng quay bên trái và phải của pulley chủ động

3. TÍNH TOÁN ĐỘNG HỌC, ĐỘNG LỰC HỌC XE LĂN LEO CẦU THANG

Bình thường, khi xe lăn chạy trên đường bằng phẳng (hoặc lên dốc với góc nghiêng dưới 15°), bộ truyền xích có nhiệm vụ truyền chuyển động từ động cơ tới trục bánh xe sau, làm xe lăn chuyển động.



Hình 6. Mô hình kết cấu cơ khí cơ cấu leo cầu thang xe lăn điện

Khi gặp các bậc cầu thang, cơ cấu leo cầu thang sẽ hoạt động. Trong trường hợp này, đường truyền động cũng bắt đầu từ trục động cơ, qua bộ truyền trục vít bánh vít đến 2 bán trục ra làm pulley chủ động thực hiện chuyển động quay, qua đai truyền xích cao su (rubber tracker) làm xe lăn thực hiện leo cầu thang như sơ đồ Simulink mô phỏng ở hình 3. Trong đó, đai truyền xích cao su có mặt làm việc bên trong cùng với các pulley chính là bộ truyền đai răng (synchronous belts), Hình 6. 



Hình 7. Hộp giảm tốc cơ cấu leo cầu thang

Như vậy, kết cấu cơ khí của cơ cấu leo cầu thang gồm có 3 bộ truyền động chính là: bộ truyền trục vít - bánh vít, bộ truyền đai răng và hệ bánh răng hành tinh (Hình 7). Đây là bài toán cho hệ thống động lực hệ nhiều vật, có thể tách thành các bộ truyền động để tiến hành tính toán [15].

3.1. Bộ truyền trục vít – bánh vít

Trường hợp trong nghiên cứu này trục vít (worm) đóng vai trò chủ động (dẫn động). Biết trục vít số có vòng quay là n_1 (rpm), công suất là P_1 (kW), khi đó momen đầu vào và đầu ra được xác định theo tiêu chuẩn ANSI [12-14] như các công thức (11), (12).

$$T_1 = \frac{30000 \cdot P_1}{n \cdot n_1} \text{ (Nm)} \quad (11)$$

$$T_2 = \frac{30000 \cdot P_2}{n \cdot n_2} \text{ (Nm)} \quad (12)$$

Trong đó, trục bánh vít (worm gear) có số vòng quay n_2 , và công suất P_2 được xác định như sau:

$$n_2 = \frac{n_1}{i} \text{ (rpm)}; \quad (i: \text{Ti số truyền}) \quad (13)$$

$$P_2 = P_1 \cdot \eta \text{ (kW)}; \quad (\eta: \text{Hiệu suất}) \quad (14)$$

Vận tốc vành, lực tiếp tuyến của trục vít, bánh vít cũng được xác định:

$$v_1 = \frac{\pi d_1 n_1}{6000} \text{ (m/s)} \quad (d_1: \text{Đường kính vòng chia trục vít}) \quad (15)$$

$$v_2 = \frac{\pi d_2 n_2}{6000} \text{ (m/s)} \quad (d_2: \text{Đường kính vòng chia bánh vít}) \quad (16)$$

Lực tiếp tuyến của trục vít, bánh vít xác định như sau:

$$F_{t1} = \frac{2000 \cdot T_1}{d_1} \text{ (N)} \quad (17)$$

$$F_{t2} = \frac{2000 \cdot T_2}{d_2} \text{ (N)} \quad (18)$$

Tải trọng động của trục vít sẽ là:

$$P_d = F_{t2} \cdot K_v; \quad K_v = \frac{1200 + v_2}{1200} \quad (19)$$

(K_v : Hệ số lực tiếp tuyến được xác định theo v_2)

Ở đây, giả sử bộ truyền trục vít - bánh vít sử dụng động cơ DC 24V, công suất 5 kW, số vòng quay 650 rpm. Sử dụng các công thức từ (11) đến (19) cũng như ứng dụng phần mềm [5] đều có thể tính toán được động học và động lực học bộ truyền. Kết quả tính toán như trong Bảng 1.

Bảng 1. Kết quả tính toán bộ truyền trục vít – bánh vít:

Thông số	Ký hiệu	Trục vít (1)	Bánh vít (2)
Công suất	P	5.000 kW	4.524 kW
Tốc độ	n	650.00 rpm	100 rpm
Mô-men xoắn	T	73.456 N m	432.046 N m
Hiệu suất	η	0.905 ul	
Lực hướng tâm	F_r	2177.334 N	
Lực tiếp tuyến	F_t	5996.419 N	4923.601 N
Lực hướng trục	F_a	4923.601 N	5996.419 N
Lực pháp tuyến	F_n	8049.195 N	
Vận tốc vòng	V	1.361 mps	0.817 mps
Vận tốc trượt	v_k	1.332 mps	

3.2. Bộ truyền đai

Cơ cấu leo cầu thang sử dụng đai truyền xích cao su có mặt làm việc bên trong cùng với các pulley chính là bộ truyền đai răng. Hai pulley chủ động lắp trên 2 bán trục của cơ cấu vi sai và nhận truyền động trực tiếp từ bánh vít lắp cứng vào vỏ hộp hệ bánh răng hành tinh. Cũng theo tiêu chuẩn ANSI [12-14], các công thức bộ truyền đai răng được cho như trong Bảng 2.

Bảng 2. Công thức tính bộ truyền đai răng:

Pulley dẫn động (1)	Pulley đệm (2)	Pulley bị động (3)
$P_{x1} = 1$ $P = \frac{T_1 \cdot \pi \cdot n_1}{30}$	$P_{x2} = 0$ $T_2 = P_2 = 0$	$P_{x3} = 1$ $T_3 = \frac{D_{p2}}{2} \cdot F_{p2} \cdot \eta \cdot P_2 - \frac{T_1 \cdot n_1}{20}$
$D_{p1} = \frac{z_k \cdot p_d}{\pi}$ $v = \frac{D_{p1} \cdot \pi \cdot n_1}{60}$	$i_{12} = \frac{D + 2 \cdot (H - a - h_f)}{D_{p1}}$ $n_2 = \frac{n_1}{i_{12}}$	$D_{p2} = \frac{z_k \cdot p_d}{\pi} \cdot i_{12} \cdot \frac{z_1}{z_2}$ $n_2 = \frac{n}{i_{12}}$
$f_b = \frac{v \cdot 2}{L}$	$F_{12} = F_{21}$	$F_{12} = F_{21}$
$F_p = \frac{P}{v} = F_{p1}$ $F_{11} = F_{rmax}$ $F_{rmax} = k_1 \cdot F_p + F_c$	$F_{21} = F_{11} - F_p$ $F_{12} = F_{11} + F_{p2} = F_{11}$ $F_{r2} = \sqrt{F_{11}^2 + F_{21}^2 - 2 \cdot F_{11} \cdot F_{21} \cdot \cos \beta_1}$ $F_{r1} = \sqrt{F_{11}^2 + F_{21}^2 - 2 \cdot F_{11} \cdot F_{21} \cdot \cos \beta_1}$	$F_{p2} = P_{x2} \cdot F_p$ $F_{22} = F_{12} + F_{p2} = F_{11}$ $F_{r2} = \sqrt{F_{12}^2 + F_{22}^2 - 2 \cdot F_{12} \cdot F_{22} \cdot \cos \beta_2}$

Ý nghĩa của các thông số:

F_p : Lực kéo đai (N);
 F_1 : Lực căng đai phía đầu vào bánh đai (N);
 F_2 : Lực căng đai phía đầu ra bánh đai (N);
 z : Số răng pulley (-);
 β : Góc tiếp xúc (độ);
 P : Công suất truyền động (W);
 T : Mô men xoắn tác dụng lên bánh đai (Nm);
 n : Tốc độ pulley (Nm);
 D_p : Đường kính vòng chia bánh đai (m);
 v : Tốc độ đai (m/s);
 k : Số bánh đai trong bộ truyền;
 L : Chiều dài bước đai (m);
 P : Công suất truyền động (W);
 P_{η} : Tỷ lệ công suất của bánh đai đã cho;
 F_c : Lực ly tâm (N);
 D_{pi} : Đường kính vòng pulley (m);

i : Tỷ số truyền (tỷ số tốc độ);

T_{ii} : Mô men xoắn tác dụng lên pulley cụ thể (Nm);

η : Hiệu suất truyền động.

Trục bánh vít có công suất, mô men và số vòng quay tính được như trong bảng 1, trường hợp bộ truyền đai răng do công suất được phân chia cho 2 bán trục nên mỗi pulley chủ động có công suất là 2.762 (kW), mô men 216.005 (Nm) và số vòng quay vẫn là 100 (rpm). Ở đây chỉ tính các thông số cho một bộ truyền đai răng, dễ dàng suy ra bộ truyền còn lại. Kết quả tính toán các thông số cơ bản được thống kê như Bảng 3.

Bảng 3. Kết quả tính toán bộ truyền đai răng:

Thông số	Ký hiệu	Giá trị
Công suất	P	2.262 kW
Mô-men	T	216.005 N m
Tốc độ	n	100.000 rpm
Hiệu suất	η	0.956 ul
Hệ số kéo	k_1	1.300 ul
Tốc độ đai	V	0.851 mps
Tần số uốn đai	f_b	1.243 Hz
Hiệu suất kéo	F_n	2657.543 N
Lực ly tâm	F_c	0.841 N
Lực căng cài đặt đai	F_1	551.690 N
Lực căng tối đa trong khoảng đai	F_{tmax}	883.882 N

3.3. Bộ truyền hệ bánh răng hành tinh

Hộp giảm tốc sử dụng hệ bánh răng hành tinh (Hình 8) thay cho cơ cấu điều chỉnh chạy thẳng khi leo cầu thang. Hệ bánh răng hành tinh có nhiệm vụ điều chỉnh số vòng quay của 2 trục pulley chủ động của bánh xích cao su, làm cân bằng lực ma sát giữa bánh xích với các góc bậc cầu thang giúp xe leo cầu thang một cách an toàn. Xét về truyền động, một cặp bánh răng hành tinh và bánh răng côn chủ động tương ứng với bộ truyền bánh răng côn (Bevel Gear). Cũng theo tiêu chuẩn ANSI [12-14], các công thức bộ truyền được cho như các công thức dưới đây.

$$\text{Công suất đầu ra: } P_2 = P_1 \eta; \quad (20)$$

$$\text{Vận tốc đầu ra: } n_2 = \frac{n_1}{i} \text{ (rpm); } (i: \text{ tỉ số truyền}) \quad (21)$$

$$\text{Mô men vào: } T_1 = \frac{95500 P_1}{n_1} \text{ (Nm);} \quad (22)$$

$$\text{Mô men ra: } T_2 = \frac{95500 P_2}{n_2} \text{ (Nm);} \quad (23)$$

$$\text{Lực vòng: } F_t = \frac{9550 T_1}{d_1} \text{ (N);} \quad (24)$$

$$\text{Vận tốc tiếp tuyến: } v = \frac{\pi d_2 n_1}{60000} \text{ (m/s);} \quad (25)$$

Tốc độ cộng hưởng:

$$n_{E1} = \frac{1.91.10^4}{z_1 z_2} \sqrt{(1 + \mu)^2 (0.75 \epsilon_\alpha + 0.25)} \text{ (rpm)} \quad (26)$$

Lực pháp truyền:

$$F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha \cos \beta_m} \quad (27)$$

Do 2 bánh răng côn lắp trên bán trục (Bevel Gear) sử dụng chung cặp bánh răng hành tinh và 2 bánh răng hành tinh có số vòng quay và momen xoắn là như nhau, nên ở đây chỉ tính một cặp (1 bánh răng hành tinh và 1 bánh răng côn chủ động) rồi suy ra bên còn lại. Do công suất được phân chia cho 2 bán trục nên mỗi pulley chủ động có công suất là 2.762 (kW).

Sử dụng các công thức (20) đến công thức (27) có được các kết quả như Bảng 4.

Bảng 4. Kết quả tính toán bộ truyền hệ bánh răng hành tinh:

Thông số	Ký hiệu	Bánh răng 1	Bánh răng 2
Công suất	P	2.262 kW	2.217 kW
Tốc độ	n	100.00 rpm	70.18 rpm

Mô-men	T	216.005 N m	301.651 N m
Hiệu suất	η	0.980 ul	
Lực tiếp tuyến	F_t	1890.540 N	
Lực pháp tuyến	F_n	2011.871 N	
Vận tốc vòng	v	1.196 mps	
Tốc độ cộng hưởng	n_{E1}	3229.941 rpm	

4. KẾT LUẬN

Khi leo cầu thang, các bộ phận của xe từ động cơ đến pulley đã được phân tích và mô hình hóa. 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 bộ mô phỏng xe với các thông số ban đầu đã tiến hành tính toán động học và động lực học của các bộ truyền của xe. Bộ mô phỏng xe cũng dùng để trợ giúp thiết kế các bộ điều khiển cho các ngõ vào để tự động hóa xe lăn leo cầu thang. Mô hình cụm truyền động leo cầu thang của xe lăn điện được thiết kế thành một cụm rời có thể tháo lắp dễ dàng với khung xe. Bằng công cụ mô phỏng, thử nghiệm ảo cho thấy cụm truyền động hoạt động tốt trên các đường mặt phẳng, đường gồ ghề hoặc lên dốc với góc nghiêng dưới 15° và hoạt động rất tốt khi lên cầu thang. 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. ♦

Ngày nhận bài: 28/01/2022

Ngày phản biện: 15/02/2022

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Trịnh Chất, Lê Văn Uyên (2009), “Tính toán thiết kế hệ dẫn động cơ khí tập 1, 2”. NXB. Giáo dục Việt Nam, Hà Nội, 2009.
- [2]. Nguyễn Trọng Hiệp, Nguyễn Văn Lắm (1999). “Thiết kế chi tiết máy”, NXB. Giáo dục Việt Nam, Hà Nội.
- [3]. Lê Hồng Kỳ (2017), “Nghiên cứu thiết kế chế tạo xe lăn điện leo cầu thang”, Tạp chí Cơ khí Việt Nam, Hà Nội, Số 3, 2017.
- [4]. Lê Hồng Kỳ (2017), “Khảo sát động học, động lực học xe lăn điện leo cầu thang”, Tạp chí Cơ khí Việt Nam, Hà Nội, Số 3, 2017.
- [5]. Information on <https://www.autodesk.com/products/inventor>, 2018.
- [6]. Information on <http://edu.levitas.net/Tutorials/Matlab>, 2018.
- [7]. Information on <https://songmoi.vn/public/xe-lan-leo-cau-thang-danh-cho-nguoi-khuyet-tat-12018.html>.
- [8]. Information on <https://vnexpress.net/xe-lan-dien-leo-cau-thang-3238298.html>.
- [9]. Information on <https://vtv.vn/cong-nghe/ra-mat-xe-lan-dien-co-the-leo-cau-thang-an-toan-20180112190112108.htm>.
- [10]. Information on <https://www.xedienvietphap.com/xe-lan-dien-leo-cau-thang-tien-dung-cho-nguoi-khuyet-tat>.
- [11]. Information on <https://www.mathworks.com/products/simulink-online.html>.
- [12]. Köhler/ Rognitz. Maschinenteile. B. G. Teubner Stuttgart, 1992.
- [13]. Dubbel, H.. Taschenbuch für den Maschinenbau. Berlin. Heldelbeng. New York, 1990.
- [14]. Hütter. Des Ingenieurs Taschenbuch. Berlin, 1954/63.
- [15]. Admed A. Shabana. Dynamic of multibody systems, Willey publication, 2011.