

# TÍNH TOÁN THIẾT KẾ CƠ CẤU TRUYỀN ĐỘNG CỦA THIẾT BỊ HỖ TRỢ XE LĂN LEO CẦU THANG

VÕ NGỌC YẾN PHƯƠNG\*, VÕ TẤN TÀI

Khoa Công nghệ Cơ khí, Trường Đại học Công nghiệp thành phố Hồ Chí Minh

\*Tác giả liên hệ: vongocyenphuong@iuh.edu.vn

DOIs: <https://doi.org/10.46242/jstiuh.v67i01.5025>

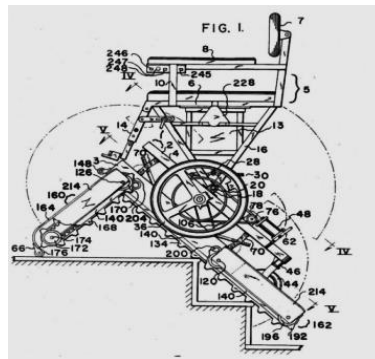
**Tóm tắt.** Khó khăn của người tàn tật hoặc người cao tuổi trong quá trình sử dụng xe lăn là di chuyển lên xuống cầu thang bộ. Vì vậy, việc chế tạo thiết bị hỗ trợ xe lăn di chuyển trên cầu thang là một lĩnh vực cấp thiết. Vì lý do đó, bài báo này trình bày tính toán thiết kế cơ cấu truyền động của thiết bị hỗ trợ xe lăn di chuyển trên cầu thang. Thiết bị hỗ trợ xe lăn lên xuống cầu thang có cơ cấu tách rời với xe lăn, nhỏ gọn, dễ tháo lắp, khi sử dụng chỉ cần một người trợ giúp.

**Từ khóa:** Xe lăn, cầu thang bộ, cơ cấu truyền động, leo cầu thang.

## 1. GIỚI THIỆU

Theo số liệu thống kê của Liên hợp quốc, trên toàn thế giới có khoảng gần 10% dân số là người khuyết tật [1], còn tại Việt Nam Theo Bộ Lao động - Thương binh và Xã hội, cả nước hiện có hơn 6,2 triệu người khuyết tật từ 2 tuổi trở lên, bằng hơn 7% tổng dân số, trong đó có gần 3 triệu người có giấy chứng nhận là người khuyết tật. Dạng tật chiếm số lượng cao nhất là khuyết tật vận động thân dưới (3.566.854 người); tiếp đó là khuyết tật nhận thức (2.622.578 người); khuyết tật vận động thân trên là 2.158.988 người; thân kinh, tâm thần là 1.097.629 người và 836.247 người bị khuyết tật về giao tiếp. Kết quả cũng cho thấy có tới 1.219.233 người gặp khó khăn về tự chăm sóc bản thân. Từ các số liệu trên đây cho thấy người tàn tật về cơ quan vận động thân dưới (3.566.854 người) thì cuộc sống của họ về mọi mặt gặp vô vàn khó khăn trong đi lại cũng như hoà nhập với xã hội, chỉ khi nào giải quyết được vấn đề này thì người tàn tật mới thực sự hoà nhập được với cộng đồng cũng như xã hội. Để những người không may mắn này hoà nhập với cộng đồng thì nhiệm vụ của cộng đồng xã hội phải tạo các điều kiện thuận lợi nhất để họ cảm thấy cuộc sống này có nhiều ý nghĩa hơn, không còn tự ti mặc cảm về bản thân mình. Từ chính những khó khăn thách thức này, xe lăn dành cho người tàn tật đã được phát minh từ rất lâu và vẫn đang liên tục được nghiên cứu cải tiến nhằm tạo điều kiện thuận lợi nhất cho người sử dụng.

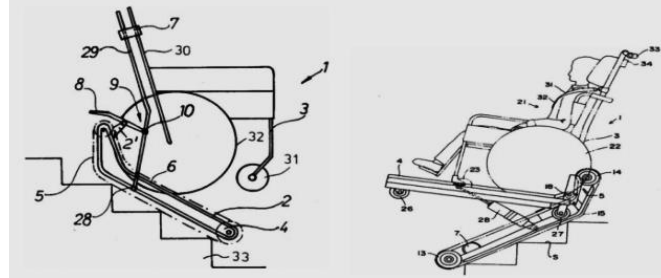
Ngày nay, một xe tự hành được cải tiến với mục đích để sử dụng cho người tàn tật và người già yếu hình 1. Phát minh về sau bao gồm một ghế băng bằng tự động nhằm giữ cho người sử dụng trong một vị trí ngồi ngang bất kể khung xe đang ở vị trí bị nghiêng, do đó góp phần tạo ra sự ổn định của xe và sự an toàn cho người sử dụng. Một đai răng được lắp vào để đảm bảo sự bám chặt giữa các bậc thang với xe. Các bộ đai kéo phụ phía trước và phía sau điều chỉnh độ nghiêng của các đai kéo chính nhằm để căn chỉnh với góc độ của cầu thang [3].



Hình 1. Xe lăn tự hành do Jack M. Feliz phát minh

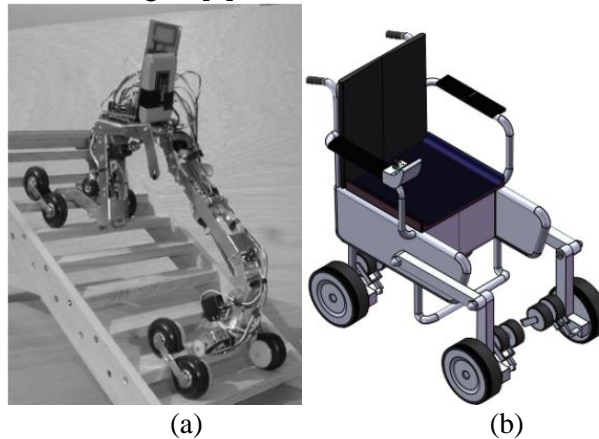
Franz Bihler và các cộng sự [4] đã thiết kế mới thiết bị di chuyển xe lăn trên các bậc thang hình 2, nó gồm có một bộ đỡ thích hợp để ăn khớp bên dưới của xe lăn trong trạng thái xe lăn ở vị trí thẳng đứng. Thường

có hai hay nhiều bánh xích trên bề để di chuyển trên bậc thang, do đó nhờ có bánh xích mà xe lăn có thể di chuyển dễ dàng trên địa hình không bằng phẳng hoặc lên hay xuống các bậc thang. Một thiết bị an toàn nổi đến chốt khoá để đảm bảo khi các xích bị nghiêng hơn góc cho phép so với phương ngang thì khoá chốt. Do vậy, xe lăn không thể trượt ra khỏi bề để khi di chuyển trên mặt nghiêng.

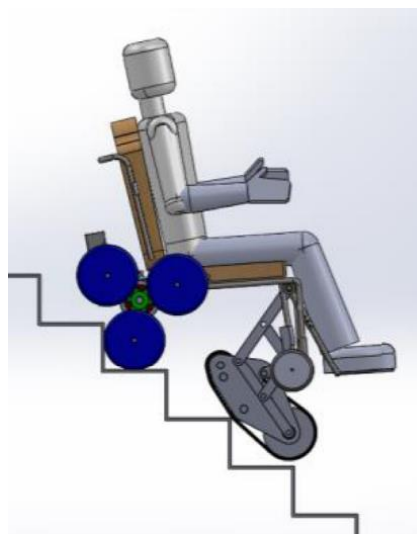


Hình 2. Thiết bị do Franz Bihler và Anton Abele phát minh.

Bên cạnh các phát minh sáng chế, các công trình nghiên cứu liên quan đến thiết bị leo cầu thang cũng đã được đăng trên các tạp chí. Ngoài ra, Murray J Lawn và các cộng sự [5] đã phát triển mới một cơ cấu hỗ trợ xe lăn leo cầu thang hình 3(a) hoặc xe lăn được tích hợp thiết bị leo cầu thang như trong hình 3(b) được nghiên cứu bởi Juanxiu Liu và các cộng sự [6].



Hình 3. Xe lăn leo cầu thang được thiết kế bởi: (a) Murray J Lawn [5]; (b) Juanxiu Liu [6]



Hình 4. Xe lăn leo cầu thang được thiết kế bởi G. Quaglia [8]

Z. Shaikh và các cộng sự [7] đã nghiên cứu phân tích và thiết kế mới một cơ cấu phục vụ hỗ trợ leo cầu thang cho người tàn tật. Kết cấu đơn giản dễ chế tạo và chi phí thấp đặc biệt là dễ dàng bảo trì bảo dưỡng.

G. Quaglia [8] đã đề xuất mới một cơ cấu xe lăn leo cầu thang như hình 4, trong thiết kế này xe tự leo được nhờ thông qua hai cụm gồm ba bánh xe đồng thời một cơ cấu cam được thiết kế để tự giữ xe ở trạng thái cân bằng giúp cho xe không bị lật. Cho mục đích phục vụ cho người tàn tật, hiện nay có nhiều nghiên cứu đã đề xuất phương án leo cầu thang cho xe lăn cũng đã được thực hiện bởi nhiều nhà khoa học [9,10].

Do đó, để làm chủ công nghệ, góp phần vào việc phát triển các thiết bị phục vụ cho người tàn tật là nhu cầu cấp thiết hiện nay. Bài báo này sẽ phân tích tính toán cơ cấu truyền động cho thiết bị hỗ trợ xe lăn leo cầu thang. Tổng khối lượng nâng (gồm thiết bị, xe lăn và người sử dụng): 140 kg. Tốc độ di chuyển trên cầu thang: 6 – 18 bậc thang/ phút. Chiều cao tối đa của bậc thang có thể leo được: 190 mm. Chiều rộng tối thiểu của bậc thang: 200 mm. Loại cơ cấu hỗ trợ: Đây là một loại cơ cấu hỗ trợ xe lăn vượt cầu thang có người trợ giúp.

## 2. THIẾT KẾ CƠ CẤU TRUYỀN ĐỘNG

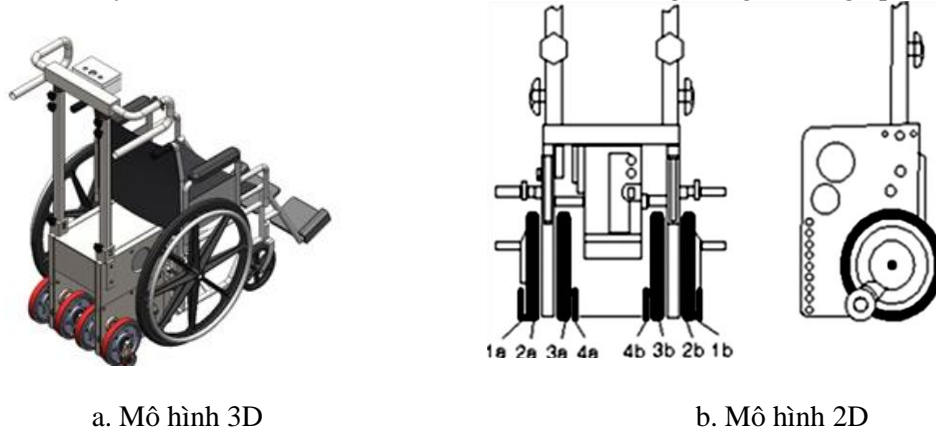
### 2.1 Yêu cầu thiết kế

Tổng khối lượng nâng (gồm thiết bị, xe lăn và người sử dụng): 140kg

Tốc độ di chuyển trên cầu thang: 6 – 18 bậc thang/phút

Chiều cao tối đa của bậc thang có thể leo được :190mm

Loại cơ cấu hỗ trợ: Đây là một loại cơ cấu hỗ trợ xe lăn vượt cầu thang có người trợ giúp.



Hình 5. Thiết bị hỗ trợ xe lăn leo cầu thang

### 2.2 Sơ đồ và nguyên lý hoạt động của cơ cấu:

Sơ đồ cơ cấu được thể hiện ở hình 5, cơ cấu sử dụng 2 cặp bánh xe, một cặp bánh xe trong và một cặp bánh xe ngoài. Được thể hiện như hình vẽ bên dưới:

1a, 1b: Các má phanh bánh xe ngoài.

4a, 4b: Các má phanh bánh xe trong.

2a, 2b: Cặp bánh xe ngoài.

3a, 3b: Cặp bánh xe trong.

Nguyên lý hoạt động của cơ cấu thể hiện ở hình 6. Từ sơ đồ hoạt động trên cho thấy nguyên lý hoạt động của cơ cấu lên xuống cầu thang như sau:

Hình a) Xe lăn trong trạng thái di chuyển trên đường bằng, ở trạng thái này các cặp bánh xe sẽ đồng tâm với nhau. Tại vị trí này, xe lăn có thể di chuyển tự do lúc này động cơ không hoạt động và thắng cũng không kích hoạt. Khi xe lăn di chuyển tới chạm vào mặt trước của bậc đầu tiên khi đó thắng sẽ kích hoạt và động cơ hoạt động dẫn động cho xích.

Hình b) Khi đó cặp bánh xe bên trong (3a, 3b) sẽ di chuyển lên phía trên của bậc.

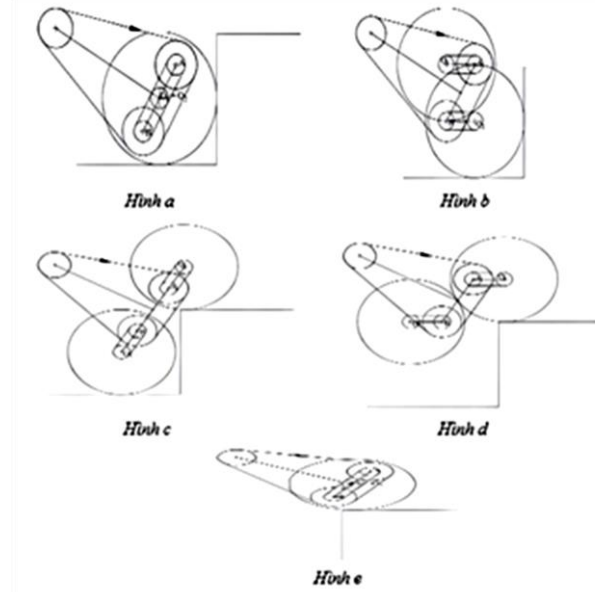
Hình c) Xe lăn bây giờ được đỡ trên các bánh xe này.

Hình d) Trong khi đó cặp bánh xe bên ngoài (2a, 2b) lại tiếp tục chuyển động quay lên.

Hình e) Sau khi tất cả các bánh xe đều đã leo lên được bậc thang đầu tiên thì chúng sẽ đồng tâm với nhau, sau đó sẽ di chuyển đến bậc kế tiếp và lặp lại quá trình tương tự.

Quá trình di chuyển xuống cầu thang thì lúc này cặp bánh xe bên ngoài (2a, 2b) sẽ thực hiện quá trình leo

xuống, khi thiết bị được di chuyển đến mép của bậc thang thì lúc này thắng được kích hoạt giữ chặt bánh xe lại. Lúc này thì quá trình di chuyển xuống cầu thang bắt đầu. Quá trình di chuyển xuống cầu thang cũng tương tự như quá trình di chuyển lên cầu thang, tuy nhiên sẽ diễn ra theo chiều ngược lại.



Hình 6. Nguyên lý hoạt động.

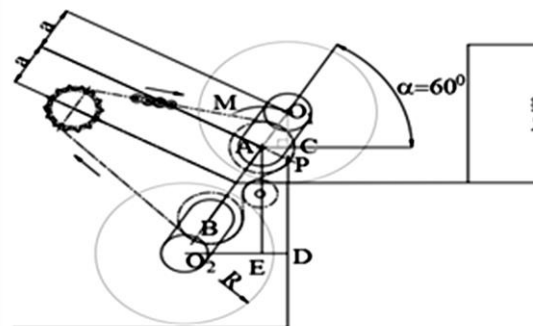
### 2.3 Thiết kế kích thước bánh xe

Việc tính toán kích thước bánh xe phù hợp với kích thước các loại cầu thang ở nước ta là rất quan trọng, để đảm bảo kích thước bánh xe nhỏ gọn nhưng vẫn đáp ứng được yêu cầu leo lên và xuống cầu thang. Theo [Nguồn: Quy chuẩn xây dựng Việt Nam (QCVN 05: 2008/BXD)], ta sẽ có các số liệu cụ thể cho ở bảng 1 bên dưới:

Bảng 1: Giới hạn chiều cao và chiều rộng bậc thang

STT	Loại cầu thang bộ	Chiều cao tối đa(mm)	Chiều rộng tối thiểu(mm)
1	Cầu thang bộ của các công trình công cộng	180	280
2	Cầu thang bộ của nhà ở	190	250

Từ bảng kích thước của bậc thang thì có thể thấy chiều cao lớn nhất của bậc thang là 190 mm, chính vì vậy mà tác giả sẽ dựa vào kích thước này để thiết kế đường kính bánh xe.



Hình 7. Kích thước bánh xe

Như minh họa trong hình 7 ta thấy được các kích thước cơ bản của bánh xe, trong đó:

## TÍNH TOÁN THIẾT KẾ CƠ CẤU...

$a$  : là khoảng cách từ tâm bánh đến tâm đĩa xích

$R$ : là bán kính bánh xe

Từ hình vẽ trên để bánh xe bước lên được các bậc thang thì điều kiện là:

$$\begin{cases} 0_1C \geq R \\ 0_2E \leq R \leq 0_2D \end{cases} \Leftrightarrow \begin{cases} 4a(\sin \alpha) \leq h \\ 3a(\cos \alpha) \leq R \leq 4a(\cos \alpha) \end{cases} \quad (1)$$

Góc  $\alpha$  nằm trong khoảng (  $60^\circ - 65^\circ$  )

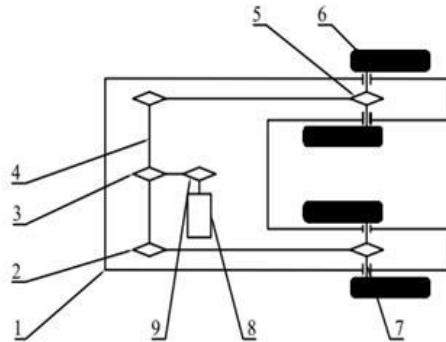
$$\text{Góc } \alpha = 60^\circ \Leftrightarrow \begin{cases} \alpha \geq \frac{190}{4 \sin 60^\circ} = 54,8 \text{ mm} \\ 1,5a \leq R \leq 2,29a \end{cases} \quad (2)$$

$$\text{Góc } \alpha = 65^\circ \Leftrightarrow \begin{cases} \alpha \geq \frac{190}{4 \sin 65^\circ} = 52,4 \text{ mm} \\ 1,27a \leq R \leq 1,7a \end{cases} \quad (3)$$

Vậy ta sẽ chọn  $a = 70 \text{ mm}$  và  $R = 95 \text{ mm}$  sẽ đều thỏa các điều kiện (2) và (3) khi góc  $\alpha = (60^\circ - 65^\circ)$ .

### 2.4 Thiết kế hệ thống truyền động

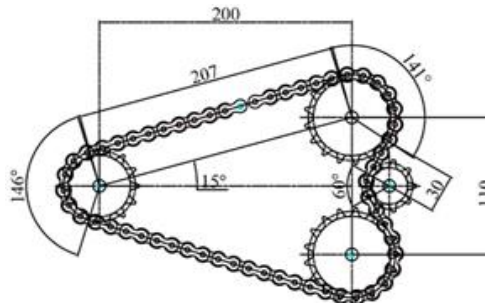
Ta có sơ đồ dẫn động như hình 8, trong đó: 1- Vỏ thiết bị; 2- Đĩa xích chủ động II; 3- Đĩa xích bị động I; 4- Trục truyền động I; 5- Đĩa xích bị động II; 6- Bánh xe; 7- Trục truyền động II; 8- Động cơ; 9- Đĩa xích chủ động I



Hình 8. Sơ đồ dẫn động

#### a. Tính toán công suất và chọn động cơ dẫn động

Theo khảo sát thì trọng lượng của người Việt Nam trung bình vào khoảng 70kg, trọng lượng của một xe lăn là 70kg nên tổng trọng lượng của người và xe lăn là 140 kg = 1400 N. Vậy khi hoạt động thì 2 bánh chịu  $1400/2=700 \text{ N}$  ở mỗi bánh. Vì vậy, để các bánh xe leo được lên các bậc thang thì động cơ phải có mô-men lớn hơn so với mô-men mà 2 lực này tạo ra ở 2 bánh. Do đây là 2 bánh giống nhau, đối xứng với nhau, cùng chịu lực như nhau và cùng dẫn động bởi một động cơ nên để đơn giản trong tính toán chọn công suất động cơ, tác giả sẽ quy về một bánh chịu một lực  $P = 1400 \text{ N}$  như hình 9.



Hình 9. Sơ đồ tính khoảng cách trục.

Ta có:

$$P_{lv} = \frac{M \times n}{9550} \quad (4)$$

Trong đó:

M: là moment do lực P tác dụng lên trục II, A và để thiết bị di chuyển lên xuống cầu thang thì.

$$M = P \times AC = P \times AO \times \cos \alpha = P \times a \times \cos \alpha \quad (5)$$

Ở đây, ta sẽ tính  $P_{lv}$  theo  $M_{max}$ , vậy  $M_{max}$  khi  $\alpha = 0^\circ$

$$\Rightarrow M_{max} = P \times a \times \cos \alpha = 1400 \times 55 \times \cos 0^\circ = 77000 \text{ Nmm}$$

n : số vòng quay của bánh xe quay quanh tâm A, ở đây ta chọn n = 15 vòng/phút

Theo (4) công suất làm việc sẽ là:

$$P_{lv} = \frac{77000 \times 15}{9550} = 120,9 \text{ (W)}$$

Từ hình vẽ trên, ta sẽ xác định được công suất trên trục làm việc (trục đi qua tâm A)

Công suất trên trục công tác sẽ là:

$$P_{ct} = \frac{P_l}{\eta_{oi} \times \eta_x} = \frac{125,9}{0,99 \times 0,97} = 137,1 \text{ W} \quad (6)$$

Với  $\eta_{oi} = 0,99$  ;  $\eta_x = 0,97$  ;  $\eta_{tv} = 0,7$  ;  $\eta_{dairăng} = 0,95$

Qua tìm hiểu trên thị trường, chọn loại động cơ điện DC 24V 250W MY1016Z có số vòng quay n = 70 vòng/phút

### b. Tính toán thiết kế bộ truyền xích

Thông số ban đầu:  $n_I = 24 \text{ v/ph}$  ;  $P = \frac{242,5}{2} = 121,25 \text{ W} = 0,12125 \text{ KW}$

$$Z_1 = 14 \text{ răng} ; Z_2 = 17 \text{ răng} ; Z_3 = 9 \text{ răng}$$

Xác định các hệ số điều kiện sử dụng K, theo [11], ta có:

$$K = K_r \times K_a \times K_o \times K_{đc} \times K_b \times K_{lv} = 1 \times 1, \times 25 \times 1 \times 1 \times 1 \times 1 = 1,25 \quad (7)$$

Tính công suất tính toán [11]:

$$P_{tt} = \frac{K \times K_z \times K_n \times P}{K_x} = 0,728 \text{ KW} \quad (8)$$

Trong đó:

$$K_n = \frac{n_{oi}}{n_{III}} = \frac{50}{20} = 2,5 ; \text{ là hệ số vòng quay.}$$

$$K_z = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{25}{13} = 1,923 ; \text{ là hệ số răng xích}$$

$K_x$  : hệ số xét đến số dây xích ;  $K_x = 1$  do sử dụng xích 1 dây

Theo bảng 5.4 [11],  $n_{oi} = 50 \text{ v/ph}$  ta chọn bước xích  $p_c = 12,7 \text{ mm}$ .

Xác định vận tốc trung bình v:

$$v = \frac{n_I \times Z_1 \times p_c}{60000} = \frac{24 \times 14 \times 12,7}{60000} = 0,07 \text{ (m/s)} \quad (9)$$

$$\text{Lực vòng có ích : } F_t = \frac{1000P}{v} = \frac{1000 \times 0,125}{0,07} = 1785 \text{ N}$$

Như trình bày trong hình 9, để tính đến khoảng cách lệch tâm của bánh xe, ta chọn khoảng cách trục  $a = 200 \text{ mm}$

Xác định chiều dài dây xích [11].

$$L = \frac{\pi \times 57,07 \times 138^\circ}{180} + 2 \times \frac{\pi \times 69,12 \times 141^\circ}{180} + 2 \times 211,81 + 2 \times 50,13 + \frac{\pi \times 37,13 \times 60^\circ}{180} = 1040,415 \text{ mm}$$

Xác định số mắt xích

$$X = \frac{L}{p_c} = \frac{1040,415}{12,7} = 81,9 \text{ chọn } X = 82 \text{ mắt xích}$$

$$\text{Số lần va đập xích trong 1s: } i = \frac{Z_1 \times n_1}{15X} \leq [i] = 40 \Leftrightarrow i = \frac{14 \times 22}{15 \times 60} = 0,25 \leq 40$$

Trong đó:  $[i] = 40$  tra theo bảng (5.6) [11].

Lực tác dụng lên trục:

$$F_r = K_m \times F_t = 1,15 \times 1785 \approx 2052 \text{ N}$$

Với  $K_m$  là hệ số trọng lượng xích,  $K_m = 1,15$  khi góc nghiêng giữa đường nối tâm 2 trục và phương nằm ngang  $< 40^\circ$

Đường kính các đĩa

$$d_1 = 56,6 \text{ mm}; d_2 = 68,72 \text{ mm}; d_3 = 36,38 \text{ mm}$$

$$d_{a1} = 61,44 \text{ mm}; d_{a2} = 77,61 \text{ mm}; d_{a3} = 45,27$$

TÍNH TOÁN THIẾT KẾ CƠ CẤU...

**c. Thiết kế trục I:**

Vật liệu: thép C45 tôi cải thiện; giới hạn bền  $\sigma_b = 850 \text{ Mpa}$ , giới hạn chảy  $\sigma_{ch} = 580 \text{ Mpa}$ , ứng suất cho phép:  $[\sigma] = 72 \text{ Mpa}$ ; ứng suất xoắn cho phép  $[\tau] = 30 \text{ Mpa}$   $\sigma_{-1} \approx 370,6 \text{ Mpa}$ ;  $\tau_{-1} \approx 214,948 \text{ Mpa}$ .  
 Các thông số đã biết là:

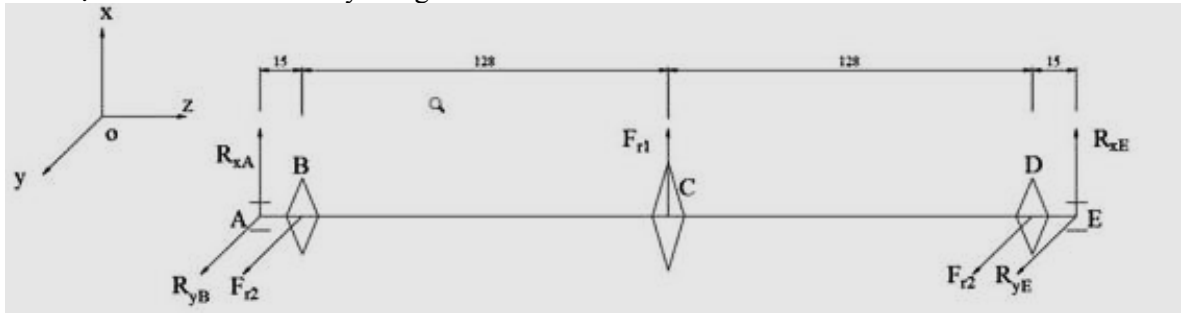
$$P_I = 0,24 \text{ KW}; n_1 = 24 \text{ vg/ph}$$

$$T = \frac{9,55 \times 10^6 \times 0,24}{24} = 95500 \text{ N/mm}$$

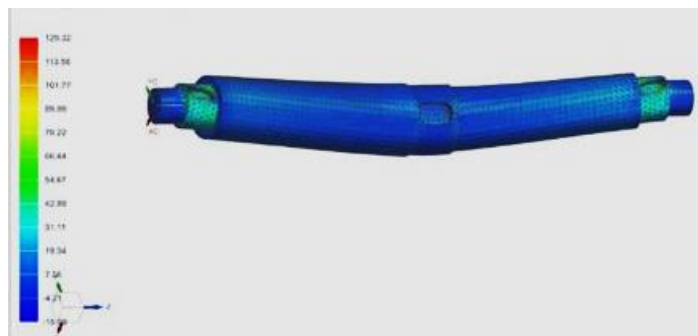
Lực tác dụng lên trục được phân tích như hình 10 trong đó  $F_{r1} = 1570 \text{ N}$ ,  $F_{r2} = 2052 \text{ N}$ , đường kính trục:

$$d_B = d_C = 32 \text{ mm}, d_A = d_D = 20 \text{ mm}$$

Kết quả cho thấy các tiết diện nguy hiểm trên trục có ứng suất lớn nhất là  $125,32 \text{ MPA}$  vẫn đảm bảo an toàn về độ bền mỏi như trình bày trong hình 11.

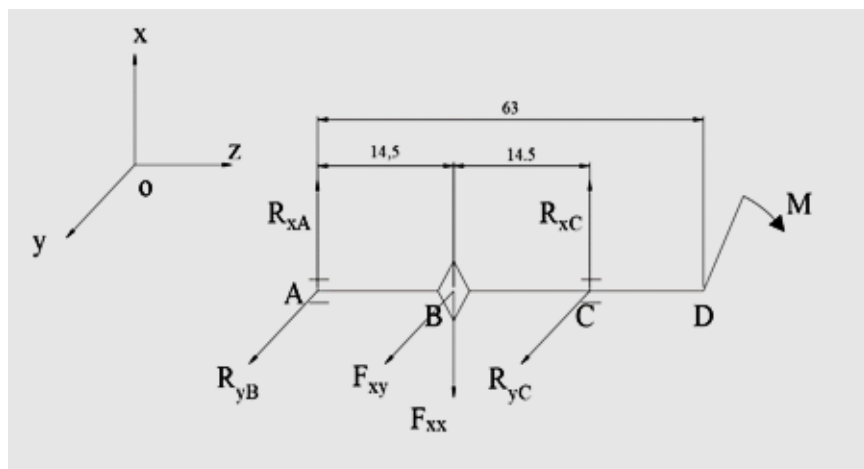


Hình 10. Sơ đồ phân tích lực



Hình 11. Kiểm nghiệm độ bền bằng phần mềm NX

**d. Thiết kế trục II**



Hình 12: Sơ đồ phân tích lực

Vật liệu của trục II giống như trục I. Lực tác dụng lên trục được trình bày như trong hình 12. Trong đó:



$$F_{xx} = F_x \times \cos 10^\circ = 2052 \times \cos 10^\circ = 2020 \text{ N}$$

$$F_{xy} = F_x \times \cos 80^\circ = 2052 \times \cos 80^\circ = 356 \text{ N}$$

$$M_{max} = a \times F = 55 \times 700 = 38500 \text{ Nmm} < T$$

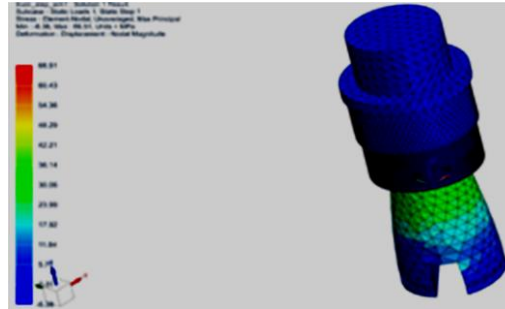
Với  $F_x = 2052 \text{ N}$

Chọn  $M_{max} = T$ , trong đó:  $M_{max}$  là mô-men do lực F gây ra trên trục II với:  $F = \frac{mg}{2} = \frac{1400}{2} = 700 \text{ N}$

Tính và chọn đường kính trục II như sau:

$$d_A = 25 \text{ mm}, d_B = 32 \text{ mm}, d_C = 30 \text{ mm}, d_D = 28 \text{ mm}.$$

Hình 13 cho thấy các tiết diện nguy hiểm trên trục có ứng suất lớn nhất là 66,51 MPa vẫn đảm bảo an toàn về độ bền mỏi.



Hình 13. Kết quả kiểm tra độ bền trục bằng phần mềm NX

### 3. THIẾT KẾ CỤM PHANH

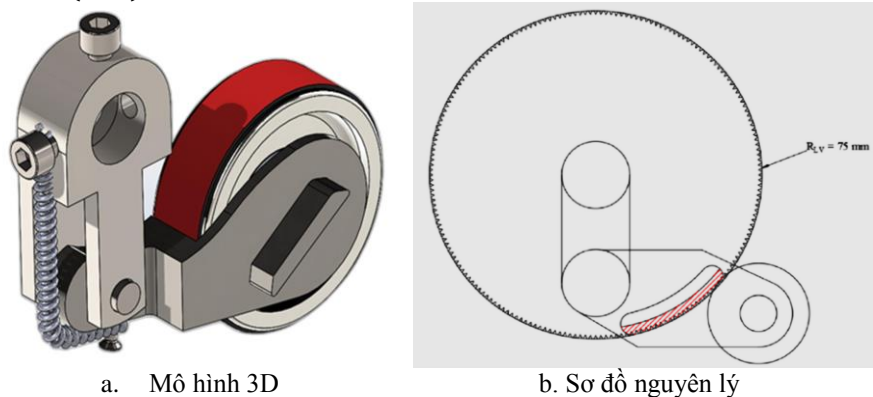
**Yêu cầu:** Hệ thống phanh là một hệ thống an toàn của cơ cấu nên để đảm nhận được vai trò này khi thiết kế cũng như khi làm việc hệ thống phanh cần phải đảm bảo những yêu cầu sau:

- + Làm việc bền vững, tin cậy
- + Giữ cho xe đứng yên khi cần thiết trong thời gian không hạn chế.
- + Đảm bảo tính ổn định và điều khiển khi phanh

Muốn vậy cần phải phân bố lực phanh ra các bánh xe phải hợp lý, cụ thể phải đảm bảo một số yêu cầu chính như sau:

- + Không có hiện tượng khoá cứng hay trượt các bánh xe khi phanh vì: Nếu các bánh bị trượt sẽ làm cho xe lăn không thể lên xuống cầu thang
- + Không có hiện tượng tự phanh khi bánh xe quay vòng.
- + Hệ số ma sát giữa má phanh và trống phanh phải cao để cơ cấu phanh được nhỏ gọn.

Hình 14 trình bày sơ đồ nguyên lý làm việc của phanh, trong đó bán kính làm việc của má của đĩa phanh được chọn:  $R_{lv} = 75 \text{ (mm)}$



Hình 14. Cơ cấu phanh

Để tạo ra được mô-men phanh yêu cầu  $M_{pt}$  cần phải tạo ra mô-men ma sát trên bề mặt đĩa phanh để thực hiện quá trình phanh.

$$M_{ms} = F_{ms} \times r_{tb} \times z_{ms} \tag{10}$$



## TÍNH TOÁN THIẾT KẾ CƠ CẤU...

Mà  $F_{ms} = P \times m$ .

Suy ra lực ép lên đĩa phanh được xác định như sau:

$$P = \frac{M_{ms}}{\mu \times R_{tb} \times Z_{ms}} = \frac{42000}{1,5 \times 75 \times 1} = 373,3 \text{ N} \quad (11)$$

Trong đó:

$M_{ms}=42000$  (Nm): Mô-men ma sát sinh ra ở cơ cấu phanh

$\mu$  : Hệ số ma sát giữa bánh xe và má phanh cao su, với  $\mu$  từ (1 đến 2) ta chọn  $\mu = 1,5$ .

$r_{tb}$  : Bán kính trung bình của đĩa phanh,  $r_{tb}=95$  (mm).

$Z_{ms}$ : Số lượng đôi bề mặt ma sát,  $Z_{ms} = 1$

Diện tích bề mặt làm việc của má phanh:

Diện tích bề mặt làm việc của má phanh được xác định bởi áp suất cho phép.

Áp suất trung bình trên bề mặt má phanh là:  $p = \frac{P_t}{F_\Sigma} \leq [p]$

Trong đó:  $P_t$ : Lực ép cần thiết,  $P_t = 373$  (N).  $F_\Sigma$ : Tổng diện tích bề mặt làm việc của má phanh.  $[p]$ : Áp suất cho phép= 2 MPA [11]

Ta có  $F_\Sigma = \frac{p_t}{[p]} = \frac{373}{2 \times 10^6} = 0.00018 \text{ m}^2$ ; Vậy diện tích má phanh tiếp xúc tối thiểu là  $1,8 \text{ mm}^2$

## 4. KẾT LUẬN

Cơ cấu truyền động được phát triển dựa theo thiết kế do Ulrich Alber phát minh có kế thừa một số phương pháp thiết kế hiện đại đồng thời được cải tiến phù hợp với điều kiện thực tế tại Việt Nam. Cụ thể: Phân tích và tính toán được các yêu cầu về kết cấu để thiết kế. Lựa chọn được nguyên tắc và phương pháp điều khiển hoạt động cho cơ cấu. Phân tích và thiết kế cơ cấu thắng. Cơ cấu này có thể leo được chiều cao tối đa của bậc thang 190mm, tốc độ di chuyển 16 – 24 bậc thang/phút và tải tối đa 140 kg.

## TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] [Online]. Available: [https://vi.wikipedia.org/wiki/Ng%C6%B0%E1%BB%9Di\\_khuy%E1%BA%Bft\\_t%E1%BA%ADt](https://vi.wikipedia.org/wiki/Ng%C6%B0%E1%BB%9Di_khuy%E1%BA%Bft_t%E1%BA%ADt).
- [2] [Online]. Available: <https://binhphuoc.gov.vn/vi/news/tin-tuc-su-kien-421/ngay-nguoi-khuyet-tat-viet-nam-18-4-ca-nuoc-hien-co-khoang-6-2-trieu-nguoi-khuyet-tat-28049.html>.
- [3] J.-M. Feliz, "Step Climbing Wheel chair," US Patent 4222449, 1980.
- [4] F. Bihler, and A. Abele, "Stair climbing apparatus for wheelchair," US Patent 4556229, 1985.
- [5] M.-J. Lawn and T. Ishimatsu, "Modeling of a stair-climbing wheelchair mechanism with high single step capability," *IEEE Transactions on Neural Systems and Rehabilitation Engineering*, vol. 11, no. 3, pp. 323-332, 2003.
- [6] J. Liu, Y. Wu, J. Guo, and Q. Chen, "High-Order Sliding Mode-Based Synchronous Control of a Novel Stair-Climbing Wheelchair Robot," *Journal of Control Science and Engineering*, vol. 2015, ID. 680809, 2015.
- [7] Z. Shaikh, D.M. Bhalerao, "Stair climbing mechanism for wheelchair with assistance," *International Journal of Engineering Research & Technology*, vol. 3, no. 12, pp. 661-667, 2014.
- [8] G. Quaglia, M. Nisi, "Design of a self-leveling cam mechanism for a stair climbing wheelchair," *Mechanism and Machine Theory*, vol. 112, pp. 84-104, 2017.
- [9] P. Sharma, H. Arora, R. Cambow, "Design and analysis of stair climbing chair," *Journal of Emerging Technology and Innovative Research*, vol. 5, no. 12, pp. 327-335, 2018.
- [10] P.K. Behera, A. Gupta, "Novel design of stair climbing wheelchair," *Journal of Mechanical Science and Technology*, vol. 32, no. 10, pp. 4903-4908 2018
- [11] H.L. Nguyen, "Cơ sở thiết kế máy," *Nhà xuất bản Đại học Quốc Gia TP. HCM*, 2013.

## **DESIGN A TRANSMISSION MECHANISM OF ASSISTANT DEVICE FOR STAIR-CLIMBING WHEELCHAIR**

VO NGOC YEN PHUONG\*, VO TAN TAI

*Faculty of Mechanical Engineering, Industrial University of Ho Chi Minh City*

*\*Corresponding author: vongocyenphuong@iuh.edu.vn*

**Abstract.** As known, it is difficult for the disability and the elders to operate the wheelchair moving up and down stairs. Therefore, design and manufacture a transmission mechanism of the assistant device for stair-climbing wheelchair is necessary. In this paper, the work will present a method how to do this task. The transmission mechanism is designed to separate from the wheelchair, which is compact as well as easy to remove, only needing one person to support. e stress of the material. An experimental system is presented to determine the operability of the device.

**Keywords:** Wheelchair, stairs, transmission mechanism, climbing stairs.

*Ngày gửi bài: 18/05/2023*

*Ngày chấp nhận đăng: 07/12/2023*