

PHƯƠNG PHÁP LỰA CHỌN CÁC THÔNG SỐ HÌNH HỌC CỦA CAM XOAY TRONG CƠ CẤU AN TOÀN PHÒNG RƠI MẮC VỚI CÁP NÂNG TRONG THANG NÂNG

METHOD FOR SELECTION OF GEOMETRIC PARAMETERS OF ROTARY CAM IN SAFETY STRUCTURE TO CONTROL FALL ATTACK WITH LIFT CABLES IN ELEVATORS

Dương Trường Giang¹, Phùng Công Dũng²

¹Khoa Cơ khí, Trường Đại học Xây dựng Hà Nội

²Khoa Cơ khí, Trường Đại học Công nghệ Giao thông Vận tải

TÓM TẮT

Cơ cấu an toàn được dùng để khống chế cho bàn nâng hay ca-bin rơi khi đứt cáp hoặc hạ quá tốc độ cho phép. Đối tượng của nghiên cứu này là cam xoay của cơ cấu an toàn phòng rơi mắc với cáp nâng. Bài báo sẽ áp dụng lý thuyết Hertzian của cơ học tiếp xúc cho tính toán áp lực cam xoay với ray, sau đó xây dựng bài toán thiết kế và lựa chọn các thông số với mục tiêu đặt ra là áp lực nhỏ nhất và bán kính tiếp xúc nhỏ nhất. Kết quả thử nghiệm cho ta bộ thông số hợp lý mới có hệ số an toàn là 3.28, bán kính tiếp xúc là 100 mm. So sánh giá trị khảo sát riêng từng mục tiêu thì hệ số an toàn tăng 187% với mục tiêu bán kính cung tròn là nhỏ nhất, bán kính cung tròn bánh cam xoay giảm chỉ bằng 21% với mục tiêu hệ số an toàn là lớn nhất.

Từ khóa: Bánh cam xoay; Bán kính tiếp xúc; Cáp nâng; Phanh an toàn; Lý thuyết Hertzian.

ABSTRACT

The safety mechanism is used to control the lift table or cabin from falling when the cable breaks or is lowered beyond the allowable speed. The object of this study is the rotating cam of the fall control safety mechanism that is entangled with the lifting cable. This article will apply the Hertzian theory of contact mechanics to calculate the pressure of the rotating cam with the rail, then build the design problem and select parameters with the goal of minimum pressure and smallest contact radius. The test results give us a new set of reasonable parameters with a safety factor of 3.28, contact radius of 100 mm. Comparing the survey values for each target separately, the safety factor increased by 187% with the target of the smallest circular radius, the rotating cam wheel arc radius decreased by only 21% with the target of a large safety factor best.

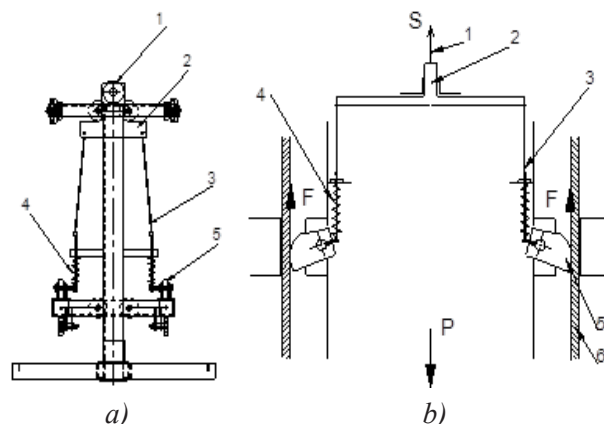
Keywords: Rotating cam; Contact radius; Lifting cables; Safety brakes; Hertzian theory. 

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Cơ cấu an toàn được dùng để không chế cho bàn nâng rơi khi đứt cáp hoặc hạ quá tốc độ cho phép. Theo nguyên lý làm việc có phanh dừng đột ngột và phanh dừng êm như trong [1], [2]. Những tính toán cơ cấu nêm phanh đã nêu trong [1], [3]. Theo [1] và [2], phanh dừng đột ngột mắc với cáp nâng thường dùng cho thiết bị có tốc độ nhỏ hơn 0,7 m/s, dạng kiểu cam xoay thường hay dùng cho vận thăng chở hàng. Hình 1 là sơ đồ nguyên lý cơ cấu an toàn kiểu cam xoay mắc với cáp nâng thường được dùng trên các vận thăng chở hàng. Cáp kéo (1) nối với đòn treo (2). Lò xo (4) chịu nén nên luôn có xu hướng đẩy xoay cam ép vào ray dẫn (6). Trong quá trình làm việc bình thường, cáp (1) kéo căng, qua tay đòn (3) làm cam (5) xoay tạo ra khe hở để không tiếp xúc với ray (6). Trong trường hợp đứt cáp hoặc cáp (1) bị chùng, lò xo (4) tạo ra lực xoay cam (5) ép vào ray (6). Dưới tác dụng của lực ma sát giữa bánh cam và ray, bàn nâng đi xuống với tốc độ chậm làm bánh cam tiếp tục xoay tới điểm tiếp xúc, cho đến khi đủ giữ bàn nâng trên ray (6). Cần phải lưu ý rằng lực ép sinh ra là do nguyên lý làm việc của cơ cấu phanh an toàn, cho nên việc tính toán thiết kế bánh cam xoay rất quan trọng để đảm bảo điều kiện an toàn, lắp đặt.

Như vậy, việc tiếp xúc giữa cam xoay và ray khi phanh phải thỏa mãn các điều kiện tính toán, đặc biệt là áp lực tiếp xúc. Lý thuyết tiếp xúc Hertzian được đặt theo tên của nhà khoa học người Đức Heinrich Hertz, người đã phát triển nó vào năm 1881 [4]. Trong [5] đã hướng dẫn tính toán và tra cứu các dữ liệu thiết kế máy và thiết bị nâng, trong đó có áp lực tiếp xúc cho phép giữa bánh cam và ray. Các nghiên cứu liên quan đến phanh và cơ cấu an toàn cũng đã nêu trong [6-8]. Tuy nhiên, có thể thấy việc nghiên cứu cơ cấu an toàn không chế rơi, đặc

biệt là thiết kế cam xoay trong cơ cấu này còn chưa được phổ biến trong các nghiên cứu ứng dụng. Ngoài ra, trong [9] cũng đã áp dụng phương pháp Taguchi cho bài toán đa mục tiêu đối với máy xây dựng.



Hình 1. Sơ đồ cơ cấu an toàn dừng đột ngột dùng bánh lệch tâm:

- a) Cơ cấu an toàn phòng rơi bàn nâng,
b) Sơ đồ nguyên lý;

Trong đó: 1. Cáp kéo, 2. Đòn treo, 3. Tay đòn,
4. Lò xo, 5. Bánh cam xoay, 6. Ray

Trên cơ sở các phân tích trên, đối tượng của nghiên cứu này là cam xoay cho cơ cấu an toàn không chế rơi mắc với cáp nâng. Bài báo sẽ áp dụng lý thuyết Hertzian của cơ học tiếp xúc cho tính toán. Sau đó, bài báo xây dựng bài toán thiết kế bánh cam bằng tính toán thử nghiệm và lựa chọn các thông số với mục tiêu đặt ra là hệ số an toàn áp lực tiếp xúc lớn nhất, và bán kính tiếp xúc nhỏ nhất. Nhờ đáp ứng hai mục tiêu trên nên kết quả nghiên cứu cho phép thiết kế cam xoay đảm bảo điều kiện an toàn, cam xoay có kích thước hình học hợp lý.

2. NỘI DUNG NGHIÊN CỨU

2.1. Cơ sở lý thuyết

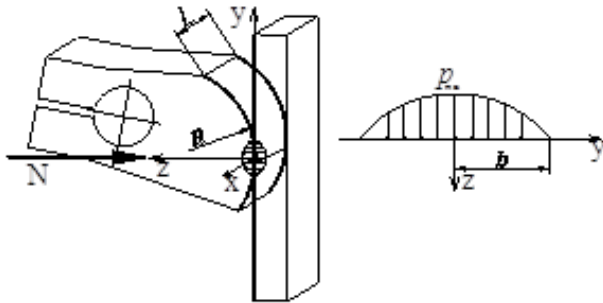
2.1.1. Áp lực bề mặt tiếp xúc theo lý thuyết Hertzian

Hình 2 thể hiện sự tiếp xúc giữa bánh cam lệch tâm và ray, đây là dạng tiếp xúc đường. Bề mặt tiếp xúc là hình chữ nhật một cạnh là $2b$ và một cạnh là L .

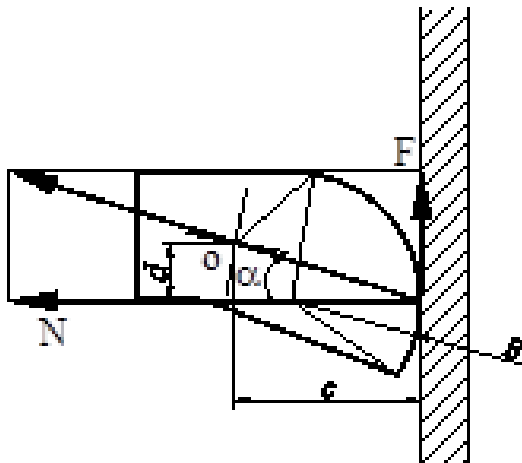
Theo lý thuyết Hertz, áp lực tiếp xúc lớn nhất dọc theo đường tâm của vùng tiếp xúc hình chữ nhật có áp lực cực đại là:

$$p_{\max} = \sqrt{\frac{N}{R \left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right) L \pi}} \quad (1)$$

Trong đó, E_1 và E_2 lần lượt là mô-đun đàn hồi của mặt tiếp xúc (1) và (2), ν_1 và ν_2 lần lượt là các tỷ số Poisson, R là bán kính tương đương, N là lực ép bánh cam xoay vào ray.



Hình 2. Mô hình tính áp lực bề mặt tiếp xúc



Hình 3. Mô hình tính toán lực ép bánh cam xoay vào ray

2.1.2. Phương pháp tính toán các thông số hình học

Trường hợp đứt cáp, phanh an toàn tác động đột ngột, trong khoảng thời gian rất ngắn bàn nâng rơi tự do $a = g$. Trong trường hợp này có thể coi tải trọng tính toán khi rơi khi cơ cấu làm việc là $P = 2G$, với G là trọng lượng ca-bin và tải trọng. Từ hình 1, xét điều kiện cân bằng lực, ta có:

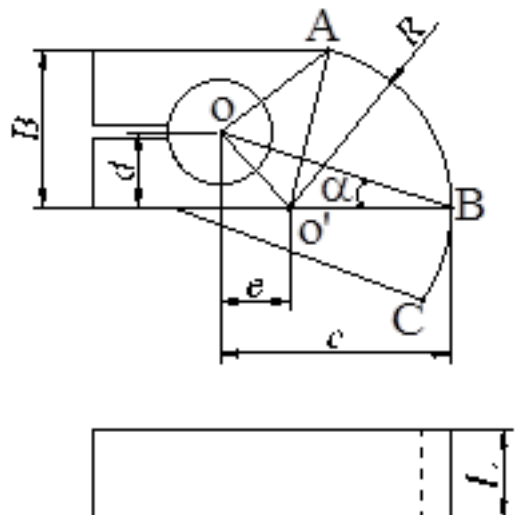
$$N = \frac{P}{2f} \quad (2)$$

Trong đó, f là hệ số ma sát giữa bánh cam xoay và bề mặt ray, F là lực ma sát (N), N là lực ép bánh cam vào ray (N).

Lấy mô-men các lực với tâm quay 0 của bánh cam (hình 3), ta có:

$$\frac{F}{N} = \frac{d}{c} = \tan \alpha = f \quad (3)$$

Trong đó: c , d là khoảng cách từ tâm quay của cam tới điểm tiếp xúc theo phương ngang và đứng (mm), α là góc ma sát (độ).



Hình 4. Các kích thước hình học bánh cam xoay

Với cơ sở lý thuyết trình bày ở trên, các thông số hình học mô tả ở Hình 4, phương pháp khảo sát lựa chọn các thông số cam xoay như sau:

- Bước 1: Tính toán các thông số hợp lý $X_{op} = \{e, d, f, L\}$ bằng thiết kế ma trận trực giao để thử nghiệm số, đánh giá mức độ ảnh hưởng tới hàm đáp ứng là hệ số an toàn và bán kính cam xoay bằng phần mềm Minitab.

Từ hình 5 và công thức (3) cho ta các quan hệ độ lệch tâm e , d và bán kính R . Yêu cầu bài toán là $R \rightarrow \min$:

$$R = \frac{d}{f} - e \rightarrow \min \quad (4)$$

Áp lực bề mặt tiếp xúc là:

$$p = \sqrt{\frac{P}{2(d - fe)L\pi \left(\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right)}} \quad (5)$$

Gọi k là hệ số an toàn theo áp lực tiếp xúc hai bề mặt. Yêu cầu bài toán là $p \rightarrow \min$ hay $k \rightarrow \max$:

$$k = \frac{[p]}{p} \rightarrow \max; \quad k \geq 1 \quad (6)$$

- Bước 2: Tính toán các chiều dài hình học OA, OB từ X_{op} .

Gọi B là điểm tiếp xúc giữa bánh cam và ray khi phanh. Khi không phanh giữ, bánh cam xoay với điểm A là điểm gần với ray, có khe hở Δ . Cung AB là góc xoay của bánh cam khi cơ cấu phanh an toàn làm việc, khi đó khe hở giữa bánh cam và ray biến đổi từ Δ tới 0, $\Delta = OB - OA$.

Với sơ đồ hình 4, chiều dài đoạn OB và OA cần thiết là:

$$OB = \sqrt{c^2 + d^2} = (e + R)\sqrt{1 + f} = \frac{d}{f}\sqrt{1 + f} \quad (7)$$

$$OA = (e + R)\sqrt{1 + f} - \Delta = \frac{d}{f}\sqrt{1 + f} - \Delta \quad (8)$$

Vị trí điểm C là điểm mở rộng, nó xác định trên cơ sở dự trữ an toàn phòng trường hợp bánh lệch tâm bị mòn khi làm việc hoặc vì một nguyên nhân khác. Chiều rộng B xác định theo điều kiện cấu tạo và lắp đặt.

2.2. Khảo sát các thông số hình học

2.2.1. Các thông số đầu vào

Các bánh cam xoay và hệ ray dẫn được chế tạo bằng thép. Do vậy, có thể coi hệ số Poisson và mô-đun đàn hồi hai bề mặt là như nhau, $\nu = \nu_1 = \nu_2 = 0.3$, $E = E_1 = E_2 = 2,05 \cdot 10^4 \text{ N/mm}^2$. Trong thử nghiệm, vật liệu là thép S45C, tùy theo độ cứng bề mặt thì áp lực tiếp xúc cho phép $[p]$ là khác nhau. Với kết cấu tương tự là bánh xe và ray, theo [5] khi độ cứng nhỏ hơn 217HB thì $[p] = 450 \text{ N/mm}^2$, còn khi độ cứng từ 300HB tới 400 HB thì $[p] = 750 \text{ N/mm}^2$.

Trong thử nghiệm thiết kế thang nâng, khối lượng hàng là 500kg, khối lượng bàn nâng 250kg. Tổng trọng lượng hàng và bàn nâng là $G = 7357.5 \text{ N}$. Lực P do trọng lượng ca-bin, tải trọng và các thành phần động lực khác khi phanh là $P = 2G$ là 14715 N. Khe hở hai bề mặt khi không phanh dừng, thiết kế với $\Delta = 5\text{mm}$. Theo điều kiện cấu tạo, lắp đặt, phương pháp gia công bề mặt,... các biến thiết kế thỏa mãn các điều kiện ràng buộc cụ thể đặt ra của bài toán (9).

2.2.2. Quy trình khảo sát và kết quả

$$(9) \quad \begin{cases} 0 \leq e \leq 30mm \\ 20mm \leq d \leq 50mm \\ 20mm \leq L \leq 35mm \\ 0.1 \leq f \leq 0.4 \end{cases}$$

Bài toán ở bước 1 gồm bốn nhân tố, khảo sát ở bốn mức giá trị như bảng 1. Nghiên cứu chọn ma trận trực giao L16 để thử nghiệm bằng số bởi phần mềm Minitab. Giá trị đáp ứng là bán kính mặt tiếp xúc của bánh lệch tâm R theo (4), giá trị đáp ứng là hệ số an toàn k theo công thức (6), với $[p] = 450 \text{ N/mm}^2$. Bảng 2 là bảng ma trận trực giao và giá trị đáp ứng.

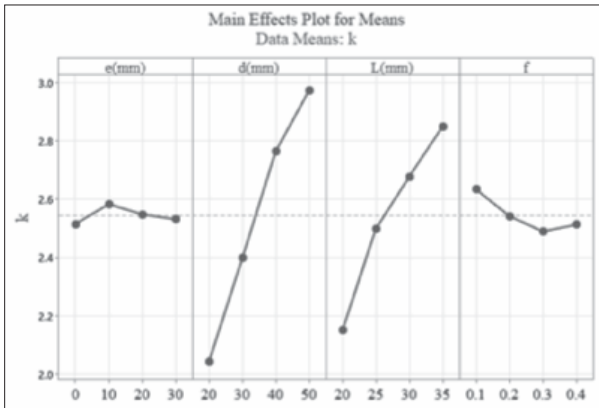
Bảng 1. Các nhân tố khảo sát và mức giá trị

Nhân tố ảnh hưởng	Ký hiệu	Mức giá trị			
		1	2	3	4
Độ lệch tâm giữa tâm quay và tâm cung tròn bánh cam lệch tâm (mm)	e	0	10	20	30
	d	20	30	40	50
Chiều dày bánh cam hay chiều dài tiếp xúc (mm)	L	20	25	30	35
Hệ số ma sát giữa ray và bánh cam	f	0.1	0.2	0.3	0.4

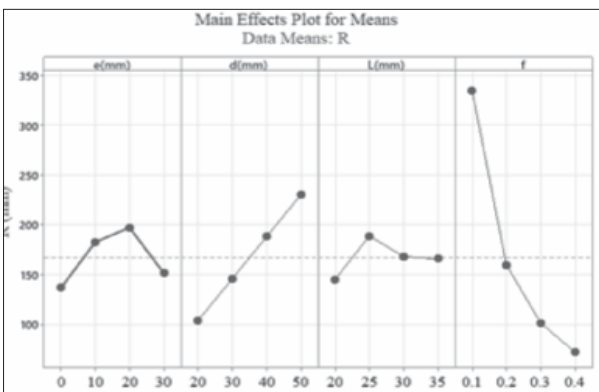
Bảng 2. Bảng ma trận trực giao và giá trị đáp ứng

N	e (mm)	d (mm)	L (mm)	f	p (N/mm ²)	k	R (mm)
1	0	20	20	0.1	256.9	1.75	200
2	10	30	25	0.2	194.2	2.32	140
3	20	40	30	0.3	160.9	2.80	113.33
4	30	50	35	0.4	140.9	3.19	95
5	0	20	25	0.3	229.8	1.96	66.67
6	10	30	20	0.4	225.3	2.00	65
7	20	40	35	0.1	140.9	3.19	380
8	30	50	30	0.2	141.4	3.18	220
9	0	20	30	0.4	209.8	2.14	50
10	10	30	35	0.3	167.1	2.69	90
11	20	40	20	0.2	191.5	2.35	180
12	30	50	25	0.1	149.8	3.00	470
13	0	20	35	0.2	194.2	2.32	100
14	10	30	30	0.1	174.2	2.58	290
15	20	40	30	0.4	165.8	2.71	80
16	30	50	20	0.3	179.4	2.51	136.67





a)



b)

Hình 5. Đánh giá ảnh hưởng các thông số:
a) Hàm đáp ứng là hệ số an toàn k , b) Hàm đáp ứng là bán kính tiếp xúc R

Sử dụng phần mềm Minitab để đánh giá ảnh hưởng các thông số tới hàm đáp ứng là hệ số an toàn và bán kính cung tròn bánh cam, kết quả cho hình 5 và bảng 3. Với hàm đáp ứng là hệ số an toàn lớn thì tốt, ảnh hưởng lớn nhất là

độ lệch tâm d , sau đó là chiều dài tiếp xúc L , ảnh hưởng ít nhất là hệ số ma sát f . Với hàm đáp ứng là bán kính bánh cam nhỏ là tốt, ảnh hưởng lớn nhất là hệ số ma sát, sau đó là độ lệch tâm d và e , ảnh hưởng ít nhất là chiều dài tiếp xúc L . Bộ thông số hợp lý theo hàm đáp ứng là hệ số an toàn cho ta giá trị $k = 3.59$ và $R = 480$ mm. Bộ thông số hợp lý theo hàm đáp ứng là bán kính cung tròn cho ta giá trị $k = 1.75$ và $R = 50$ mm.

Bảng 3 cho thấy hai giá trị đáp ứng biến thiên ngược nhau, hệ số an toàn tăng thì bán kính bánh cam giảm và ngược lại. Mức độ chênh lệch là 2.05 lần với hệ số an toàn, 9.6 lần với bán kính cung tròn. Theo đánh giá mức độ ảnh hưởng từng thông số với hàm đáp ứng, giá trị hợp lý đề xuất trong nghiên cứu này là:

- Độ lệch tâm e ảnh hưởng không nhiều đến hệ số an toàn nên chọn theo điều kiện bán kính bánh cam ở mức 1, $e = 0$ mm.

- Độ lệch tâm d ảnh hưởng nhiều đến cả hai giá trị đáp ứng mức biến đổi từ 20mm tới 50mm, tuy nhiên nó có ý nghĩa lớn hơn với hệ số an toàn nên chọn ở mức 3, $d = 40$ mm.

- Chiều dài đường tiếp xúc L ảnh hưởng không nhiều tới bán kính cung tròn, vì vậy chọn theo giá trị đáp ứng là hệ số an toàn ở mức 2, $L = 35$ mm.

Bảng 3. Kết quả tính toán

Mục tiêu lựa chọn		Thông số thiết kế				Giá trị đáp ứng		
		e	d	L	f	p	k	R
Hàm đáp ứng là k	Xếp hạng ảnh hưởng	3	1	2	4	125.33 (N/mm ²)	3.59	480 mm
	Thông số tối ưu	20 mm	50 mm	35 mm	0.1			

Hàm đáp ứng là R	Xếp hạng ảnh hưởng	3	2	4	1	256.8 (N/mm ²)	1.75	50 mm
	Thông số tối ưu	0 mm	20 mm	20 mm	0.4			
Thông số lựa chọn hợp lý		0 mm	40 mm	35 mm	0.4	137.3 (N/mm ²)	3.28	100 mm
		OB = 118.3 mm, OA = 113.3 mm						

Các thông số hợp lý ở bước 1 cho phép ta xác định các kích thước OA và OB ở bước 2 như bảng 3. Bộ thông số hợp lý mới cho ta hệ số an toàn $k = 3.28$, bán kính $R = 100$ mm. So sánh giá trị với việc khảo sát riêng từng đơn mục tiêu thì hệ số an toàn tăng 187% khi mục tiêu là bán kính cung tròn nhỏ nhất, bán kính cung tròn bánh cam giảm chỉ bằng 21% với mục tiêu hệ số an toàn là lớn nhất.

3. KẾT LUẬN

Bài báo đã áp dụng lý thuyết Hertzian của cơ học tiếp xúc cho tính toán áp lực cam xoay với ray. Đã xây dựng bài toán thiết kế bánh cam xoay cho cơ cấu an toàn bằng tính toán thử nghiệm bởi thiết kế ma trận trực giao, phần mềm Minitab. Bài báo đã lựa chọn các thông số với mục tiêu đặt ra là hệ số an toàn tiếp xúc lớn nhất, và bán kính tiếp xúc nhỏ nhất. Kết quả thử nghiệm cho ta bộ thông số hợp lý mới có hệ số an toàn $k = 3.28$, bán kính $R = 100$ mm. So sánh giá trị với việc khảo sát riêng từng mục tiêu thì hệ số an toàn tăng 187% với mục tiêu bán kính cung tròn là nhỏ nhất, bán kính cung tròn bánh cam xoay giảm chỉ bằng 21% với mục tiêu hệ số an toàn là lớn nhất. ❖

Ngày nhận bài: 25/3/2024
Ngày phản biện: 15/4/2024

Tài liệu tham khảo:

[1]. Trương Quốc Thành, Phạm Quang Dũng; *Máy và thiết bị nâng*, NXB. Khoa học và Kỹ thuật, 2004.

[2]. Nguyễn Danh Sơn; *Thang máy*, NXB. Đại học Quốc gia Thành phố Hồ Chí Minh, 2003.

[3]. Vũ Liêm Chính, Phạm Quang Dũng, Trương Quốc Thành; *Cơ sở thiết kế máy xây dựng*, NXB. Xây dựng, 2002.

[4]. Ciulli E. Betti A, Forte P., *The Applicability of the Hertzian Formulas to Point Contacts of Spheres and Spherical Caps*, Lubricants, 2002, 10, 233.

[5]. Dương Trường Giang; *Hướng dẫn thuyết minh tính toán đồ án máy và thiết bị nâng*. NXB. Xây dựng, 2019.

[6]. William C.O., *Clutches and Brakes Design and Selection*. Second Edition, Marcel Dekker, Inc, 2004.

[7]. Lonkwic P, Szydło K, Molski S., *The Impact of Progressive Gear Geometry on the Braking Distance Length Under Changeable Operating Conditions*. Advances in Science and Technology Research Journal, 2016: 10(29):161-167.

[8]. Duong T. G, Nguyen, V. T., *Improves the Brake Working of the Rescue Winch to Control the Stop Brake Process*. Advances in Science and Technology Research Journal, 2024:18(1), 255-267.

[9]. Duong T. G. *Reasonable Design Method of Box Crane Girder by Taguchi Method*. Journal of Applied Engineering Science, 2024: 22(1), 100-112.