[5]. Chee Mun Ong (1997) - Dynamic Simulations of Electric Machinery Using MATLAB SIMULINK -Prentice Hall PTR

[6]. G. Sieklucki, "An Investigation into the Induction Motor of Tesla Model S Vehicle," 2018 International Symposium on Electrical Machines (SME), Andrychów, Poland, 2018, pp. 1-6.

[7]. R. Thomas, L. Garbuio, L. Gerbaud, H. Chazal," Modeling and design analysis of the Tesla Model S induction motor," 2020 International Conference on Electrical Machines (ICEM), August 2020.

[8]. Y.Tang, "Induction Motor with Improved Torque Density", U.S. Patent 7,741,750 B1, Jun. 22, 2010.

[9]. DragTimes, "2014 Tesla Model S P85 Dyno Dynamometer Results Graph", 2014. [Online]. Available: https://www.dragtimes.com/2014- Tesla-Model-S-Dyno-Results-Graphs-27027.html .

[10]. EVcompare.io, "Tesla Model S 85", 2013. [Online]. Available: https://evcompare.io/fr/cars/tesla/tesla_model_s_85/ .

[11]. Evans Electric. "HOW ITS MADE: Tesla Electric Motor Manufacture" [Online]. Youtube, June 18, 2021. Available: https://www.youtube.com/watch?v=v66vBb1FK2k

TỐI ƯU HÓA HỘP GIẢM TỐC TRONG XE LĂN ĐIỆN BẰNG PHƯƠNG PHÁP HÀM THỂ TÍCH

A STUDY ON OPTIMIZATION OF WORM GEARBOXES BASED ON VOLUME FUNCTION

LÊ QUANG SINH[1], LÊ HỒNG KỲ[1a]
[1]*Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật Vĩnh Long*
+Tác giả liên hệ: [a]Email:kylh@vlute.edu.vn

Nhận bài (Received): 18/8/2022; Phản biện (Reviewed): 15/09/2022; Chấp nhận (Accepted): 07/01/2023

TÓM TẮT

Hiện nay, đa số các xe lăn của người khuyết tật hay dùng, thường có kết cấu và chức năng đơn giản chủ yếu dùng sức người để vận hành, hoặc không có chức năng leo cầu thang. Trên thế giới cũng như ở Việt Nam đã có những nghiên cứu về xe lăn điện leo cầu thang, nhưng phần lớn mới chỉ dừng lại ở việc thiết kế, chế tạo và thử nghiệm tại phòng nghiên cứu, chưa có xe lăn điện leo cầu thang được thương mại hóa trên thị trường. Trong xe lăn điện leo cầu thang, Hộp giảm tốc là một trong những thành phần quan trọng nhất. Cho tới nay, việc nghiên cứu thiết kế tối ưu hóa Hộp giảm tốc cho xe lăn điện leo cầu thang chưa được quan tâm. Bài báo này nhằm mục đích xác định tỷ số truyền tối ưu của hộp số xoắn ốc để đạt được thể tích hộp số nhỏ nhất phù hợp với mô hình xe lăn điện. Để giải quyết vấn đề này, bài báo đã ứng dụng phương pháp phân tích và quy hoạch thực nghiệm toàn phần 4 nhân tố đầu vào. Ảnh hưởng của các yếu tố đầu vào đến tỷ số truyền tối ưu đã được đánh giá, phân tích. Một phương trình hồi quy để xác định tỷ số truyền tối ưu cũng đã được đề xuất. Hơn nữa, một mô hình hồi quy để tính toán tỷ số truyền tốt nhất đã được đề xuất. Mô hình đề xuất cũng được cho là rất phù hợp với số liệu thực nghiệm. Cuối cùng, bằng cách ứng dụng giá trị tối ưu của thiết kế hộp giảm tốc này được sử dụng để thiết kế một mô hình xe lăn điện thực tế vận hành ổn định.

Keywords: Hộp giảm tốc trục vít, tỉ số truyền, tối ưu hóa hộp giảm tốc, Phương pháp hàm thể tích

ABSTRACT

Currently, most wheelchairs used by people with disabilities often have simple structures and functions, mainly utilizing human power to operate, or do not have the function of climbing stairs. In the world, as well as in Vietnam, there have been studies on electric wheelchairs to climb stairs, but most of them just remain at the design, manufacture and testing in the research laboratory, and no electric wheelchairs to climb the stairs are commercialized in the market. In the stair climbing electric wheelchair, the gearbox is one of the most important components. Up to now, the research and design optimization of the reduction gear box for the electric wheelchair to climb stairs has not been interested. This paper aims to determine the optimal gear ratio of the helical gearbox to achieve the smallest gearbox volume suitable for the electric wheelchair model. To

solve this problem, the paper has applied analysis and experimental planning method of all 4 input factors. The influence of the input factors on the optimal transmission ratio has been evaluated and analyzed. A regression equation to determine the optimal gear ratio has also been proposed. Furthermore, a regression model to calculate the best gear ratio has also been proposed. The proposed model is also proved to be very consistent with the experimental data. Finally, by applying the optimal value of this optimization results, it is used to design a realistic electric wheelchair model that operates stably.

Keyword: *Worm Gearbox, Gear Ratio, Optimum gearbox design, Volume function.*

1. Giới thiệu

Hiện nay, đa số các xe lăn của người khuyết tật hay dùng, thường có kết cấu và chức năng đơn giản chủ yếu dùng sức người để vận hành, hoặc không có chức năng leo cầu thang. Thị trường thì khan hiếm những chiếc xe lăn điện giá rẻ, độ an toàn cao mà có nhiều chức năng, mà có cũng chỉ là những xe lăn điện Trung Quốc được sản xuất tràn lan (hoặc nhập lậu do mặt hàng này không tính thuế), mẫu mã đa dạng, nhiều chức năng, nhưng độ an toàn thấp, các phụ tùng thì mau hư hỏng [1].

Vì vậy việc nghiên cứu, phát triển và thiết kế các xe lăn có khả năng tự hành, leo cầu thang,… sẽ giúp cải thiện và nâng cao chất lượng cuộc sống của hàng triệu người tàn tật có ý nghĩa to lớn trong việc chăm sóc sức khoẻ và phát triển năng lực cá nhân của người tàn tật trong công cuộc đóng góp và phát triển đất nước.

Trên thế giới cũng như ở Việt Nam đã có những nghiên cứu về xe lăn điện leo cầu thang, nhưng phần lớn mới chỉ dừng lại ở việc thiết kế, chế tạo và thử nghiệm tại phòng nghiên cứu, chưa có xe lăn điện leo cầu thang được thương mại hóa trên thị trường. Trong xe lăn điện leo cầu thang, Hộp giảm tốc là một trong những thành phần quan trọng nhất. Cho tới nay, việc nghiên cứu thiết kế tối ưu hóa Hộp giảm tốc cho xe lăn điện leo cầu thang chưa được quan tâm [2].

Hộp giảm tốc là một loại thiết bị truyền động thông dụng được ứng dụng rộng rãi trong các hệ thống truyền động. Tuy nhiên, do số lượng biến hỗn hợp, thiết kế phức tạp và hình học bánh răng làm cho quá trình thiết kế trở thành một nhiệm vụ phức tạp để xử lý, vì vậy nó luôn đòi hỏi phải cải tiến thiết kế. Do đó, làm thế nào để tối ưu hóa hộp số truyền động ngày càng trở nên quan trọng. Cho đến nay, đã có nhiều nghiên cứu về thiết kế hộp số tối ưu [3].

Phương pháp lâu đời nhất là phương pháp đồ thị [4], theo đó các tỷ số truyền được tìm dựa trên biểu đồ quan hệ giữa các tỷ số thành phần và tổng tỷ số truyền hộp số. Một phương pháp khác được đề xuất bởi Milou et al. [5], do đó, tỷ số truyền được tính toán dựa trên dữ liệu thực tế, ví dụ: dữ liệu do các nhà máy sản xuất hộp số đưa ra. Mô hình phương pháp được sử dụng rộng rãi để tính toán tỷ số truyền tối ưu. Trong phương pháp này, các hàm mục tiêu khác nhau được thiết lập như khối lượng nhỏ nhất của bánh răng [6], diện tích mặt cắt ngang hộp số tối thiểu [7], chiều dài hộp số tối thiểu [8] và tổng khối lượng nhỏ nhất của hộp số [9]. Ngoài ra còn có một số phương pháp nghiên cứu khác như sử dụng thuật toán tối ưu, phương pháp phân tích phần tử hữu hạn để tối ưu riêng từng bộ phận của hộp số [10].

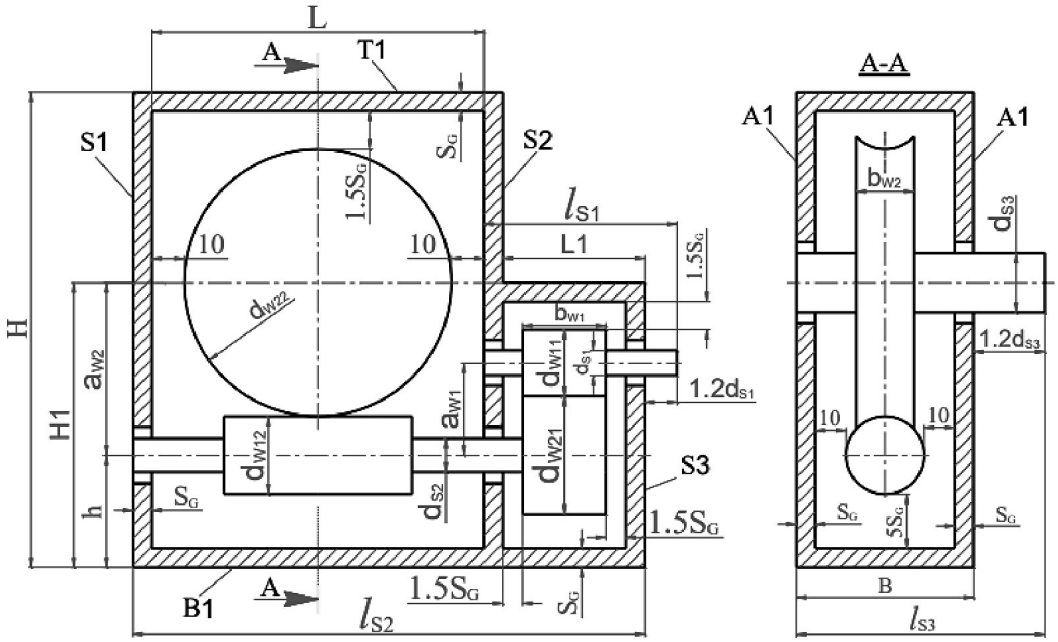
Kết quả của các nghiên cứu trước đây cho thấy tỷ số truyền tối ưu tác động trực tiếp đến việc thiết kế hộp số tối ưu. Tuy

nhiên, cho đến nay vẫn chưa có nghiên cứu nào về tính toán tỷ số truyền tối ưu với hàm mục tiêu thể tích. Vì vậy, bài báo này trình bày một phương pháp nghiên cứu tối ưu hóa thể tích của hộp giảm tốc xoắn ốc, với chức năng mục tiêu là tối ưu hóa tỷ số truyền u2. Theo đó, các nhân tố được chọn để khảo sát sự phụ thuộc của chúng vào đáp ứng đầu ra. Kết hợp kỹ thuật Thiết kế Thí nghiệm với phần mềm Minitab®19 được sử dụng để thực hiện các bài kiểm tra mô phỏng thí nghiệm. Đồng thời, một mô hình hồi quy sẽ được phân tích dựa trên dữ liệu thực nghiệm để đánh giá mức độ ảnh hưởng của các yếu tố đầu vào và sự tương tác của chúng đến các hàm mục tiêu. Ngoài ra, còn thực nghiệm kết quả tối ưu trên thiết kế xe lăn điện hoạt động ổn định.

2. PHƯƠNG PHÁP

2.1 Phương pháp phân tích thể tích hộp giảm tốc

Thể tích của một hộp giảm tốc trục vít bánh vít tiêu chuẩn có thể tính như sau [10]



Hình 1 Sơ đồ hộp giảm tốc của xe lăn điện

$$V_{hop} = L \times H \times B + L_1 \times H \times B$$

Với

$$L = L' + 2S_G$$

$$L' = d_{w22} + 20$$

$$S_G = 0.005 \times L' + 4.5$$

$$H = \frac{d_{w22}}{2} + a_{w2} + \max\left(\frac{d_{w21}}{2}, \frac{d_{w12}}{2}\right) + 8.5 \times S_G$$

$$L_1 = b_{w1} + 4 \times 2S_G$$

$$B = max(d_{w21}, d_{w12}) + 20 + 2 \times S_G$$

Trong các công thức trên d_{w12} d_{w21} là đường kính của trục vít và bánh vít.

2.2 Tính toán khoảng cách trục và đường kính của bộ truyền bánh răng

Khoảng cách trục của bộ truyền bánh răng được tính như sau [10]:

$$a_w = K_a(u \pm 1)\sqrt[3]{\frac{T_{11}.K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2.u.\psi_{ba}}} \quad (10.1)$$

Trong đó: K_a: hệ số, phụ thuộc vào vật liệu của cặp bánh răng và loại răng (thẳng hoặc nghiêng hay chữ V), trong hộp số tính

toán, ta chọn $K_a = 43$ [10]; T_{11}: mô men xoắn trên trục chủ động; $[\sigma_H]$: ứng suất tiếp xúc cho phép, MPa; u: tỉ số truyền; $\psi_{ba} = \frac{b_w}{a_w}$: hệ số chiều rộng vành răng; $K_{H\beta}$: hệ số kể đến sự phân bố không đều tải trọng,

$K_{H\beta} = 1.05 \div 1.27$, ta chọn $K_{H\beta} = 1.25$

Mômen xoắn trên trục chủ động được tính như sau[10]:

$$T_{11} = \frac{T_{out}}{u_g \eta_w \eta_g \eta_b^2} \quad (10.2)$$

Trong đó: T_{out} là mômen xoắn tại bộ phận công tác của xe lăn điện; η_w là hiệu suất của bộ truyền trục vít – bánh vít ($\eta_w = 0.7 \div 0.82$); η_g là hiệu suất của bộ truyền bánh răng ($\eta_g = 0.96 \div 0.98$); η_b là hiệu suất của cặp ổ bi ($\eta_b = 0.99 \div 0.995$).

Ta chọn: $\eta_w = 0.76$; $\eta_b = 0.992$ và $\eta_g = 0.97$. Thế vào công thức tính T_{11}, ta được:

$$T_{11} = 1.39 \frac{T_{out}}{u_g} \quad (10.3)$$

2.3 Tính toán khoảng cách trục của bộ truyền trục vít bánh vít

Khoảng cách trục a_w của bộ truyền trục vít được tính theo công thức [10]

$$a_w = (z_2 + q) \sqrt[3]{\left(\frac{170}{z_2[\sigma_{H2}]}\right)^2 \frac{T_{22} K_H}{q}} \quad (10.4)$$

Trong đó: z_2: số răng bánh vít; $q = \frac{d_1}{m}$: hệ số đường kính trục vít, được tiêu chuẩn hóa;

T_2: mô men xoắn trên trục bánh vít, $T_{22} = T_{out}$; $K_H = 1.1 \div 1.3$ là hệ số tải trọng;

$[\sigma_{H2}]$ là ứng suất tiếp xúc cho phép (MPa).

Ứng suất tiếp xúc này có thể được tính như sau:

$$[\sigma_{H2}] = 5.0515 v_{sl}^2 - 49.742 v_{sl} + 189.9$$

Với v_{sl} là vận tốc trượt được tính bởi

$$v_{sl} = 0.0088 \sqrt[3]{P_1 . u . n_w^2} \quad (10.5)$$

Và P_1 là công suất trên trục vít, được tính bởi

$$P_1 = \frac{T_{12} n_w}{9.66 \times 10^6} \quad (10.6)$$

Trong đó, n_w là tốc độ quay của trục vít; T_{12} là mômen xoắn trên trục vít

$$T_{12} = \frac{T_{out}}{u_w \eta_w \eta_b^2} \quad (10.7)$$

Ta chọn: $\eta_w = 0.76$; $\eta_b = 0.992$. Thế vào công thức tính T_{12}, ta được:

$$T_{12} = 1.34 \frac{T_{out}}{u_w} \quad (10.8)$$

Nếu vật liệu là đồng thau, theo tài liệu [10], nó được tính:

$$[\sigma_{H2}] = K_{HL} . v_{sl} . [\sigma_{H0}] \quad (10.9)$$

Với $[\sigma_{H2}]$ là ứng suất tiếp xúc tối đa khi chu kỳ ứng suất thay đổi là 10^7

$$[\sigma_{H0}] = (0.7 \div 0.9)\sigma_t \quad (10.10)$$

Trong đó σ_t là ứng suất kéo, giá trị này phụ thuộc vào vận tốc trượt v_{sl}, Khi $v_{sl} = 5 \div 8$ thì $\sigma_t = 260MPa$, khi $v_{sl} = 8 \div 12$ thì $\sigma_t = 230MPa$ và khi $v_{sl} = 8 \div 25$, $\sigma_t = 285MPa$

K_{HL} là tuổi thọ làm việc quy đổi được tính:

$$K_{HL} = \sqrt[8]{\frac{10^7}{N_{HE}}} \quad (10.11)$$

Với N_{HE} là thời gian làm việc tương đương xác định từ sơ đồ tải trọng của bánh vít:

$$N_{HE} = 60 . n_{wl} . t_\Sigma \quad (10.12)$$

Với n_{wl} là tốc độ quay của bánh vít (rpm) và t_Σ

Từ các phân tích trên, ta xác định được bài toán tối ưu hóa cần thực hiện

Tối thiểu hóa thông số V_{gb}

Với các điều kiện biên như sau:

$$1 \le u_1 \le 9$$

$$8 \le u_2 \le 80$$

$$a_{w1} + \frac{d_{w11}}{2} + 2.5S_G < a_{w2}$$

2.4 Xây dựng ma trận quy hoạch thực nghiệm

Ta lựa chọn phương pháp quy hoạch thực nghiệm để khảo sát ảnh hưởng của các yếu tố thực nghiệm đến hàm mục tiêu. Mục đích của việc này là để xác định đâu là những yếu tố chính ảnh hưởng đến hàm mục tiêu; để đánh giá mức độ ảnh hưởng của các thông số; để đánh giá ảnh hưởng tương tác giữa các tham số và đề xuất mô hình mô tả mối quan hệ đầu vào - đầu ra. Tất cả các thông số đầu vào được chọn để điều tra tác động của chúng đối với đáp ứng đầu ra, tỷ số truyền u_2. Các tham số đầu vào và các mức được thể hiện trong bảng bên dưới. Phần mềm Minitab®19 được chọn để phát triển kế hoạch thử nghiệm và phân tích dữ liệu bằng cách sử dụng thiết kế giai thừa đầy đủ 2 mức.

Trong công việc này, ta lựa chọn quy hoạch toàn phần có tất cả 16 thí nghiệm.

Bảng 1: Thông số nhân tố đầu vào

Tên nhân tố	Ký hiệu	Mã hóa	Đơn vị	Mức thấp (-1)	Mức cao (+1)
Tỉ số truyền toàn bộ hộp số	u_{gb}	A	-	60	110
Hệ số chiều rộng vành răng	Ψ_{ba}	B	-	0.2	0.25
Ứng suất tiếp xúc cho phép của trục vít- bánh vít	$[\sigma_{H2}]$	C	MPa	350	420
Mômen xoắn của trục công tác	T_{out}	D	Nmm	8000	10000

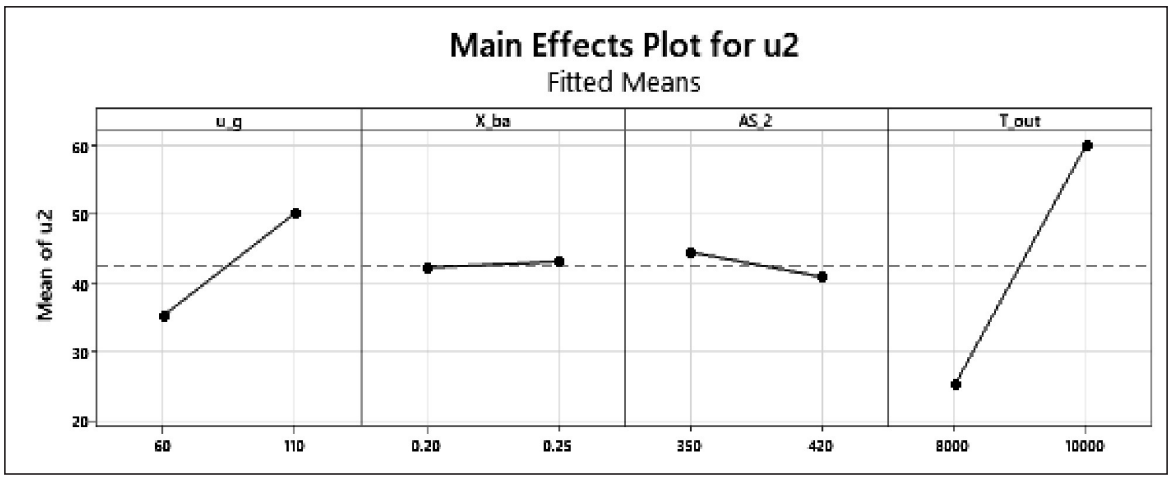
Bảng 2: Ma trận quy hoạch và dữ liệu thực nghiệm

STT	u_g	Ψ_{ba}	$[\sigma_{H2}]$	T_{out}	u_2
1	60	0.2	350	8000	28
2	110	0.2	350	8000	28
3	60	0.25	350	8000	31
4	110	0.25	350	8000	28
5	60	0.2	420	8000	19
6	110	0.2	420	8000	22
7	60	0.25	420	8000	23
8	110	0.25	420	8000	22
9	60	0.2	350	10000	45
10	110	0.2	350	10000	75
11	60	0.25	350	10000	47
12	110	0.25	350	10000	73
13	60	0.2	420	10000	43
14	110	0.2	420	10000	77
15	60	0.25	420	10000	45
16	110	0.25	420	10000	75

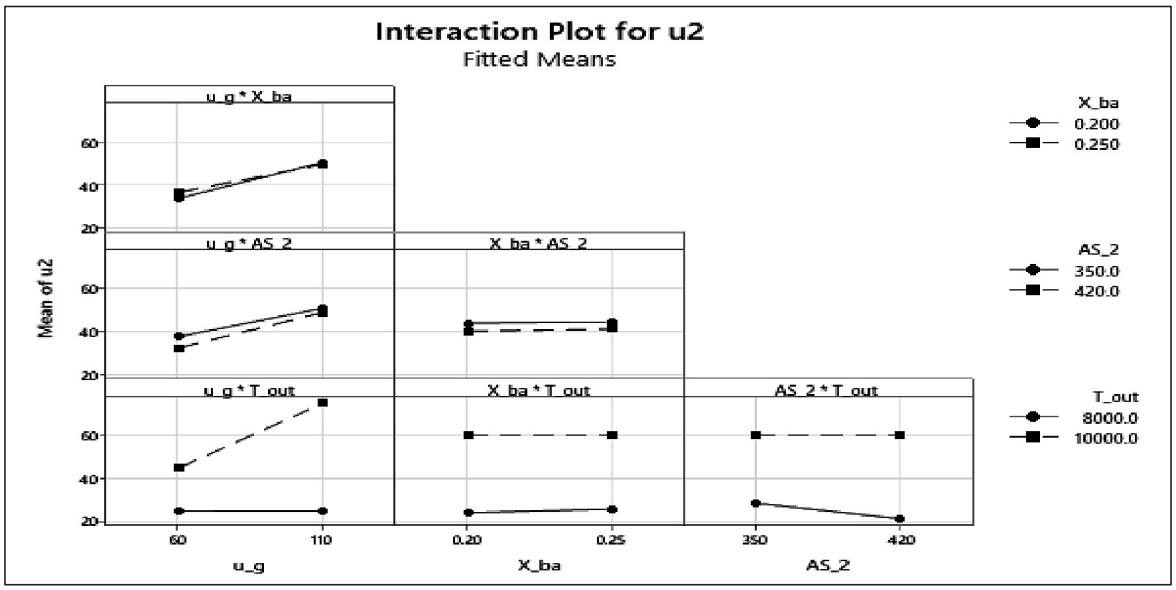
3. KẾT QUẢ

3.1 Ảnh hưởng của các thông số đầu vào tới thông số đầu ra

Ảnh hưởng của các thông số đầu vào lên thông số đầu ra được thể hiện ở hình dưới. Ảnh hưởng của các thông số được trình bày riêng biệt với nhau trên cùng đồ thị.



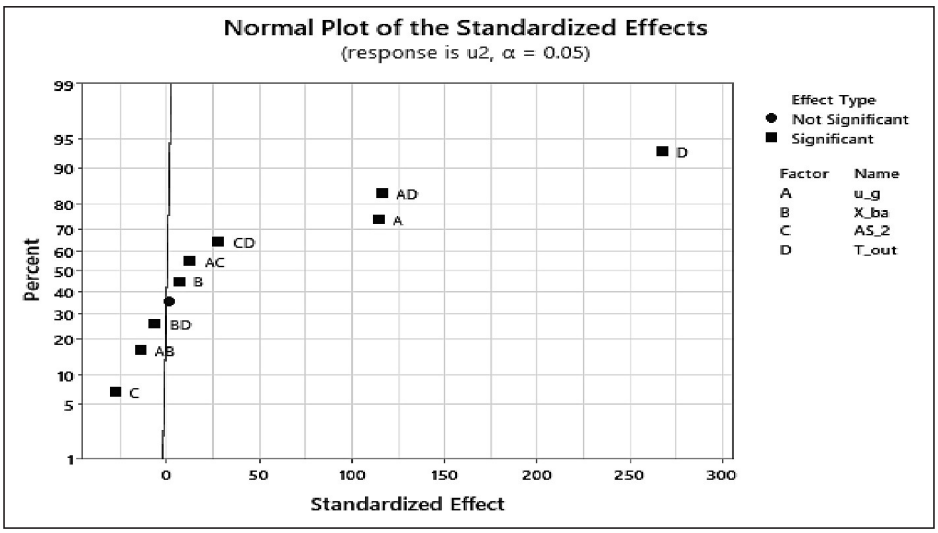
Hình 2 Đồ thị ảnh hưởng thông số đầu vào bậc nhất lên thông số đầu ra



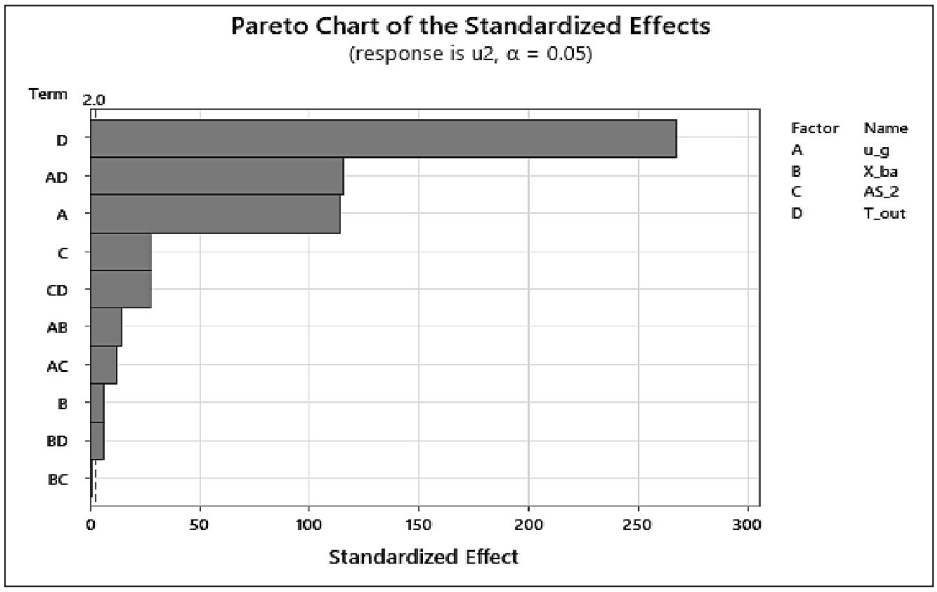
Hình 3 Đồ thị ảnh hưởng tương tác giữa các thông số lên thông số đầu ra

Trong đồ thị trên, tương ứng với hai mức (-1) và (+1) của từng nhân tố, phần mềm tính toán giá trị trung bình của đáp ứng đầu ra và thể hiện thành một điểm. Từ đó, để tìm ra thông số có ảnh hưởng nhiều nhất tới giá trị đầu ra, ta có thể tính toán độ dốc của các giá trị này. Với thông số u_g, độ dốc là (50-35.125)/2=7.4375. Tương tự với thông số Ψ_{ba}, độ dốc là (43-42.125)/2=0.4375. Với thông số $[\sigma_{H2}]$, độ dốc là (44.375-40.75)/2=1.8125. Và cuối cùng, với thông số T_{out}, độ dốc là (60-25.125)/2=17.4375. Từ đó, ta thấy thông số ảnh hưởng nhiều nhất là T_{out}, sau đó tới u_g, $[\sigma_{H2}]$ và Ψ_{ba}.

Một cách khác để xác định thông số ảnh hưởng là dùng biểu đồ Pareto hoặc biểu đồ phân phối chuẩn các thông số ảnh hưởng tiêu chuẩn hóa. Với biểu đồ Pareto, các thông số có giá trị nằm bên phải giá trị phân cách α, có ảnh hưởng lên phương trình hồi quy tìm được, giá trị càng lớn thì ảnh hưởng càng nhiều và ngược lại. Với biểu đồ phân phối chuẩn các thông số ảnh hưởng tiêu chuẩn hóa, các thông số được vẽ hình vuông và ghi tên mã hóa là các thông số có ảnh hưởng lên phương trình hồi quy.



Hình 4 Biểu đồ phân phối chuẩn các thông số ảnh hưởng tiêu chuẩn hóa



Hình 5 Biểu đồ Pareto cho các thông số đầu vào

Từ biểu đồ Pareto, ta tìm được các thông số ảnh hưởng lớn lên thông số đầu ra là T_{out}, tương tác giữa hai thông số u_g và T_{out}, u_g…, thông số không ảnh hưởng lên đầu ra là tương tác giữa hai thông số Ψ_{ba} và $[\sigma_{H2}]$.

3.2 Xác định phương trình hồi quy của dữ liệu thực nghiệm

Ta tiến hành loại bỏ các thông số không ảnh hưởng tới phương trình hồi quy, tính toán lại được bảng giá trị bên dưới.

Bảng 3: Thông tin về phương trình hồi quy

Term	Effect	Coef	SE Coef	T-Value	P-Value
Constant		42.5625	0.0652	653.17	0.000
u_g	14.8750	7.4375	0.0652	114.14	0.000
Ψ_{ba}	0.8750	0.4375	0.0652	6.71	0.000

Term	Effect	Coef	SE Coef	T-Value	P-Value
$[\sigma_{H2}]$	-3.6250	-1.8125	0.0652	-27.82	0.000
T_{out}	34.8750	17.4375	0.0652	267.60	0.000
$u_g * \Psi_{ba}$	-1.8750	-0.9375	0.0652	-14.39	0.000
$u_g * [\sigma_{H2}]$	1.6250	0.8125	0.0652	12.47	0.000
$u_g * T_{out}$	15.1250	7.5625	0.0652	116.06	0.000
$\Psi_{ba} * T_{out}$	-0.8750	-0.4375	0.0652	-6.71	0.000
$[\sigma_{H2}] * T_{out}$	3.6250	1.8125	0.0652	27.82	0.000

Ta đánh giá độ phù hợp của dữ liệu bằng bộ các thông số R^2, R^2 hiệu chỉnh và R^2 dự đoán. Các thông số này đều có giá trị > 90%, nghĩa là phương trình hồi quy hoàn toàn phù hợp với dữ liệu thực nghiệm

Bảng 4: Độ phù hợp dữ liệu của mô hình hồi quy

S	R-sq	R-sq(adj)	R-sq(pred)
0.451460	99.96%	99.95%	99.94%

Phương trình hồi quy tìm được có thể viết dưới dạng:

$$u_2 = 253.45 - 2.4450\,u_g + 302.5\,\psi_{ba} - 0.5968\,[\sigma_{H2}] - 0.024275\,T_out - 1.500 u_g * \psi_{ba} + 0.000929\,u_g * [\sigma_{H2}] + 0.000303\,u_g * T_{out} - 0.01750 \psi_{ba} * T_{out} + 0.000052\,[\sigma_{H2}] * T_{out}$$

3.3 Phân tích ANOVA

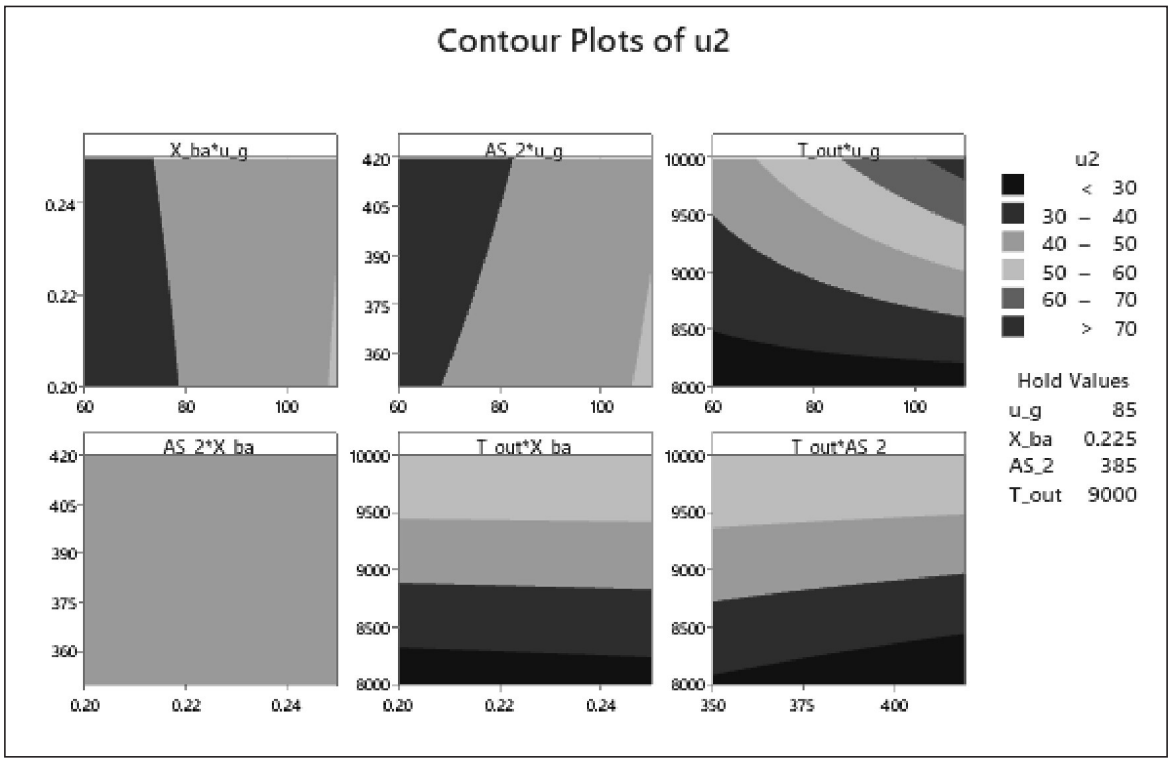
Bảng bên dưới cung cấp thông tin phân tích phương sai cho phương trình hồi quy vừa tìm được. Ta thấy bảng phân tích phương sai có các giá trị p-Value đều bé hơn α = 0.05. Điều này cho thấy rằng các thông số này đều có ảnh hưởng lên phương trình hồi quy.

Bảng 5: Bảng Phân tích phương sai (ANOVA)

Source	DF	Adj SS	Adj MS	F-Value	P-Value
Model	9	20403.2	2267.0	11122.89	0.000
Linear	4	17417.2	4354.3	21363.96	0.000
u_g	1	2655.2	2655.2	13027.39	0.000
Ψ_{ba}	1	9.2	9.2	45.08	0.000
AS_2	1	157.7	157.7	773.68	0.000
T_out	1	14595.2	14595.2	71609.70	0.000
2-Way Interactions	5	2985.9	597.2	2930.04	0.000
$u_g * \Psi_{ba}$	1	42.2	42.2	206.99	0.000
$u_g * [\sigma_{H2}]$	1	31.7	31.7	155.47	0.000
$u_g * T_{out}$	1	2745.2	2745.2	13468.96	0.000

Source	DF	Adj SS	Adj MS	F-Value	P-Value
$* \Psi_{ba} * T_{out}$	1	9.2	9.2	45.08	0.000
$[\sigma_{H2}] * T_{out}$	1	157.7	157.7	773.68	0.000
Error	38	7.7	0.2		
Lack-of-Fit	6	2.6	0.4	2.73	0.029
Pure Error	32	5.1	0.2		
Total	47	20410.9			

3.4 Biểu đồ tương tác giữa các thông số



Hình 6 Biểu đồ tương tác giữa các thông số

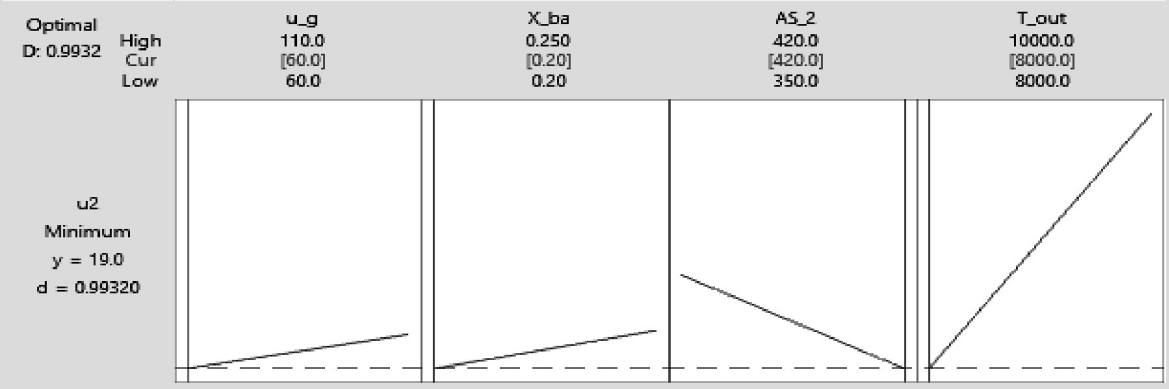
Biểu đồ miền thể hiện tương tác đôi giữa các thông số. Ta có thể dựa vào các biểu đồ này để hiểu được xu hướng biến đổi của thông số đầu ra khi thay đổi hai thông số được biểu thị trong từng biểu đồ riêng biệt.

3.5 Tối ưu hóa thông số thiết kế hộp giảm tốc:

Dựa vào phương trình hồi quy vừa tìm được, kết hợp với các điều kiện biên ban đầu, ta tìm được nghiệm tối ưu của bài toán:

Kết quả bài toán tối ưu hóa

Solution	u_g	X_ba	AS_2	T_out	u2 Fit	Composite Desirability
1	60	0.2	420	8000	19	0.993197



4. KẾT LUẬN

Kết quả của một bài toán tối ưu hóa để tìm tỷ số truyền tối ưu của một hộp giảm tốc để có được khối lượng hộp số nhỏ nhất được trình bày trong bài báo này. Một quy hoạch thực nghiệm mô phỏng bằng phương pháp thực nghiệm nhân tố toàn phần cho 4 thông số đầu vào đã được thiết kế và thực hiện để giải quyết vấn đề này. Ảnh hưởng của thông số đầu vào đến tỷ số truyền tối ưu của hộp số cũng đã được khảo sát. Hơn nữa, một mô hình hồi quy để tính toán tỷ số truyền tốt nhất đã được đề xuất. Mô hình đề xuất cũng được cho là rất phù hợp với số liệu thực nghiệm. Cuối cùng, bằng cách ứng dụng giá trị tối ưu của thiết kế hộp giảm tốc này được sử dụng để thiết kế một mô hình xe lăn điện thực tế vận hành ổn định

TÀI LIỆU THAM KHẢO

[1] Lê Hồng Kỳ, Nghiên cứu thiết kế chế tạo xe lăn điện leo cầu thang; Tạp chí Cơ khí Việt Nam, Hà Nội, Số 3, 2017

[2] Lê Hồng Kỳ, Khảo sát động học, đông lực học xe lăn điện leo cầu thang; Tạp chí Cơ khí Việt Nam, Hà Nội, Số 3, 2017

[3] N. P. Vu, "A new study on the optimal prediction of partial transmission ratios of threestep helical gearboxes with second-step double gear-sets," Appl. Theory Mech., vol. 2, no. 11, pp. 229–238, 2007

[4] V. N. K. I. A. G. E. G. Glukharev, "Design and calculus of gearboxes (in Russian)," 1971,

[5] G. Milou, G. Dobre, F. Visa, and H. Vitila, "Optimal Design of Two Step Gear Units, regarding the Main Parameters," VDI Berichte, vol. 1230, pp. 227–244, 1996.

[6] Phan Q.T. Vu N.P., Nguyen D.B., Vu Q.D., "Optimal calculation of total transmission ratio of three-step helical gearboxes for minimum mass of gears," J. Sci. Technol. Tech. Eng. Univ., pp. 170–178, 2006.

[7] Vu Ngoc Pi, "A new method for optimal calculation of total transmission ratio of two step helical gearboxes," in s, The National conference on Engineering Mechanics, 2001.

[8] N. P. Vu, "Optimal determination of partial transmission ratios of three-step helical gearboxs with second double gears," 2008.

[9] M. Liang, J. Hu, S. Li, and Z. Chen, "Topology optimization of transmission gearbox under multiple working loads," Adv. Mech. Eng., vol. 10, no. 11, 2018.

[10] Trinh Chat and Le Van Uyen, Design and calculation of Mechanical Transmissions Systems. Educational Republishing House, 2007.

LẬP MÔ HÌNH VÀ MÔ PHỎNG HỆ THỐNG TRUYỀN ĐỘNG XE Ô TÔ ĐIỆN

MODELING AND SIMULATION THE POWERTRAIN SYSTEM OF ELECTRIC VEHICLES

NGUYỄN ANH TUẤN[1], TRẦN MINH VIỆT[2a]

[1]Trường Cao đẳng Lý Tự Trọng TP.HCM

[2]Học viên cao học Đại học Sư phạm Kỹ thuật Vĩnh Long

+ Tác giả liên hệ: [a]Email: viettranminhckd05@gmail.com

Nhận bài (Received): 03/01/2023; Phản biện (Reviewed):15/01/2023; Chấp nhận (Accepted): 01/04/2023

TÓM TẮT

Sự phát triển của các phương tiện động cơ đốt trong là một trong những thành tựu vĩ đại nhất của công nghệ hiện đại. Tuy nhiên, số lượng lớn ô tô đang được sử dụng trên khắp thế giới tiếp tục gây ra các vấn đề nghiêm trọng cho môi trường và đời sống con người như: Ô nhiễm không khí, sự nóng lên toàn cầu và sự cạn kiệt nhanh chóng tài nguyên của trái đất. Việc chuyển hướng sang sử dụng ô tô điện là một trong những giải pháp hiệu quả cao. Tuy nhiên về nhược điểm, xe điện bị giới hạn phạm vi lái xe và dự trữ năng lượng pin. Để tăng tiết kiệm năng lượng và cung cấp lực kéo cho động cơ điện tốt và hiệu quả hơn, các tác giả đã nghiên cứu về việc lập mô hình và mô phỏng hệ thống truyền động ô tô điện khi di chuyển qua các địa hình khác nhau. Việc điều khiển tốc độ động cơ không đồng bộ ba pha trên xe ô tô điện theo phương pháp tựa từ thông rô to. Các thông số đáp ứng của động cơ không đồng bộ được phân tích và đánh giá dựa vào phần mềm matlab simulink.

Từ khóa: Ô tô điện; Hệ thống truyền động; Matlab simulink.

ABSTRACT

The development of internal combustion engine vehicles is one of the greatest achievements of modern technology. However, the large number of vehicles being used around the world continues to cause serious problems for the environment and human life; e.g., air pollution, global warming and rapid depletion of resources of the earth. The shift to using electric vehicles is one of the highly effective solutions. However, on the downside, electric vehicles have limited driving range and battery power reserve. To increase energy savings and provide better and more efficient traction for electric motors, the authors have studied the modeling and the simulation of the powertrain of electric vehicles when moving on different terrains. The speed control of three-phase asynchronous motors in electric cars by the rotor flux-like method has also been studied. The response parameters of the asynchronous motor were analyzed and evaluated using Matlab simulink software.

Keywords: *Electric vehicles; powertrain; Matlab simulink*