

NGHIÊN CỨU CHẾ ĐỘ LÀM VIỆC HỢP LÝ CỦA CƠ CẤU CÁP TRÊN CẦU CƠ GIỚI HẠNG NẶNG TMM-3M KHI TRIỂN KHAI Ở GIAI ĐOẠN HẠ NHỊP

STUDY ON THE OPTIMAL WORKING REGIME OF CABLE MECHANISM ON THE TMM-3M HEAVY MECHANIZED BRIDGE DURING THE SPAN – LOWERING STAGE

Trần Đức Thắng¹, Lê Văn Dương¹, Chu Văn Đạt¹, Nguyễn Thị Hải Vân^{2*}

¹*Viện Cơ khí Động lực, Học viện Kỹ thuật Quân sự, Hà Nội, Việt Nam*

²*Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật - Đại học Đà Nẵng*

*Tác giả liên hệ / Corresponding author: nthvan@ute.udn.vn

(Nhận bài / Received: 16/01/2024; Sửa bài / Revised: 18/3/2024; Chấp nhận đăng / Accepted: 20/3/2024)

Tóm tắt - Thiết bị bắc cầu cơ giới TMM-3M là một trong các thiết bị bắc cầu nhanh điển hình hiện đang biên chế trong Quân đội ta, được sử dụng trong các mục đích quân sự hoặc mục đích cứu hộ cứu nạn ngoài dân sự. Giai đoạn hạ nhịp là một phần trong tổng thể quá trình triển khai thiết bị bắc cầu cơ giới TMM-3M, đây là giai đoạn dễ gây mất an toàn nhất. Tốc độ hạ nhịp cầu ở giai đoạn này phụ thuộc vào tốc độ quay của tang cuốn cáp được dẫn động bởi động cơ. Bài báo trình bày mô hình động lực học cơ cấu công tác của thiết bị bắc cầu TMM-3M trong quá trình triển khai ở giai đoạn hạ nhịp, khảo sát ảnh hưởng tốc độ quay của động cơ đến thời gian hạ nhịp cầu. Kết quả bài báo cho biết dải tốc độ làm việc hợp lý của động cơ, làm cơ sở để thiết kế, cải tiến hệ thống điều khiển cơ cấu cuốn cáp.

Từ khóa - Cầu TMM-3M; cáp; động lực học; cầu quân sự; tốc độ động cơ.

1. Giới thiệu

Cầu cơ giới hạng nặng TMM-3M (Hình 1) là một trong các thiết bị bắc cầu cơ giới do Nga sản xuất từ những năm 1960, dựa trên khung gầm xe tải Kraz255B, phần thùng xe được cải hoán thành cụm thiết bị công tác chính là hệ khung nâng – nhịp cầu [1]. Trong quân sự, thiết bị bắc cầu TMM-3M được sử dụng để bắc cầu nhanh qua các chướng ngại có khoảng cách nhằm tạo đường cơ động cho bộ đội và phương tiện như xe tăng, xe bọc thép, ô tô... hoặc sử dụng cho mục đích dân sự trong công tác cứu hộ cứu nạn. Hiện nay, trong Quân đội ta vẫn đang biên chế các bộ cầu này và được khai thác sử dụng thường xuyên, song song với đó là quá trình nghiên cứu cải tiến để nâng cao tính năng chiến kỹ thuật của bộ cầu. Quá trình triển khai cầu cơ giới hạng nặng TMM-3M gồm bốn giai đoạn chính theo thứ tự là: Giai đoạn nâng khung nâng, giai đoạn mở nhịp, giai đoạn hạ nhịp, giai đoạn hạ chân trụ trung gian. Khung nâng được dẫn động bởi hai xilanh nâng khung, quá trình gấp mở nhịp hay nâng hạ nhịp được dẫn động bởi cơ cấu cáp nhận nguồn động lực từ động cơ đốt trong.

Trên thế giới cũng đã có nhiều nước nghiên cứu sản xuất, chế tạo các thiết bị bắc cầu có kết cấu tương tự bộ cầu TMM-3M như Mỹ, Séc, Trung Quốc, Ba Lan [2-9]. Do mức độ sử dụng không thông dụng ngoài thực tiễn nên các

Abstract - The heavy mechanized bridge TMM-3M is one of means of rapidly deploying temporary bridges, and it is a typical equipment currently in service with the Vietnamese military. It is used for both military purposes and civil rescue and relief operations. The span - lowering stage is a crucial part of the overall process of deploying the TMM-3M heavy mechanized bridge, and it is considered the safest phase. The speed of lowering the span during this stage depends on the rotation speed of the cable drum driven by the motor. This article presents a dynamic model of the mechanical structure of the TMM-3M heavy mechanized bridge during the span - lowering stage, investigating the influence of the engine's rotation speed on the bridge lowering time. The results of the study indicate a reasonable working speed range for the engine, providing a foundation for the design and improvement of the cable winding mechanism control system.

Key words - TMM-3M bridge; cable; dynamic; military bridge; speed of engine

công bố khoa học về các thiết bị bắc cầu nhanh nói chung và cầu cơ giới hạng nặng TMM-3M nói riêng có số lượng hạn chế. Các nghiên cứu trong nước về động lực học của các giai đoạn cũng như tổng thể quá trình hạ đặt hoặc thu hồi cầu TMM-3M cũng rất ít [10, 11]. Khi nghiên cứu về quá trình triển khai cầu cơ giới hạng nặng TMM-3M ở giai đoạn hạ nhịp, ta thấy có đặc điểm gần giống với quá trình nâng hạ cần trong cần cầu cáp, hoặc nâng hạ vật bằng cáp trên cần trục, cầu trục. Đây là chủ đề đã được nhiều nhà khoa học quan tâm nghiên cứu, và có nhiều công bố khoa học chuyên sâu [12-15].



Hình 1. Thiết bị bắc cầu cơ giới TMM-3M [1]

Tốc độ quay của động cơ có ảnh hưởng tới quá trình triển khai và thu hồi nhịp cầu. Khi tốc độ động cơ quá

¹ Institute of Vehicle and Energy Engineering, Military Technical Academy, Hanoi, Vietnam (Tran Duc Thang, Le Van Duong, Chu Van Dat)

² The University of Danang - University of Technology and Education, Danang, Vietnam (Nguyen Thi Hai Van)

chậm, thời gian triển khai nhịp cầu sẽ lớn, không đảm bảo được tính linh hoạt, cơ động cũng như khả năng tác chiến trong chiến đấu. Ngược lại, nếu tốc độ của động cơ quá nhanh, mặc dù bảo đảm rút ngắn thời gian triển khai, nhưng bên cạnh đó có thể xảy ra mất an toàn, cụ thể có thể gây ra tuột cáp. Về khía cạnh nghiên cứu ảnh hưởng của tốc độ động cơ đến quá trình hạ nhịp cầu TMM-3M, nhóm nghiên cứu mới chỉ thấy trong [10], tác giả đã nghiên cứu các tham số động lực học của cơ cấu gấp mở nhịp cầu TMM-3M, trong đó có kể đến độ biến dạng cáp nhưng chưa đề cập đến hệ số cản nhớt của cáp.

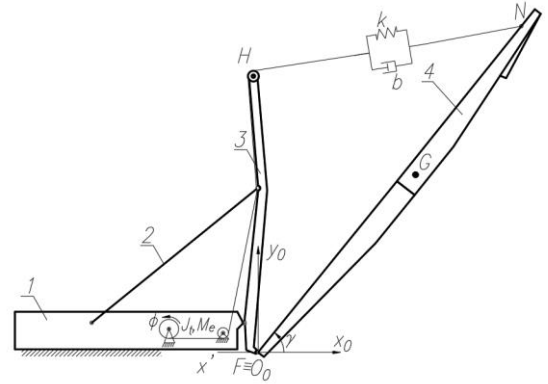
Chính vì vậy, vấn đề đặt ra là cần khảo sát và xác định được tốc độ quay của động cơ hợp lý trong quá trình triển khai hạ nhịp cầu để đảm bảo cả về tính cơ động, liên tục và tính an toàn. Trong bài báo này, nhóm tác giả tiến hành nghiên cứu, khảo sát ảnh hưởng của tốc độ động cơ đến thời gian triển khai bắc cầu TMM-3M ở giai đoạn hạ nhịp. Kết quả của bài báo là cơ sở để tiếp tục nghiên cứu động lực học tổng thể về cầu cơ giới hạng nặng TMM-3M trong cả quá trình triển khai, đồng thời là cơ sở để tìm phương án tối ưu dẫn động tang cuốn cáp nhằm giảm thiểu thời gian tổng thể khi triển khai bắc cầu.

2. Mô hình động lực học thiết bị công tác trên cầu cơ giới hạng nặng TMM-3M trong quá trình triển khai ở giai đoạn hạ nhịp

2.1. Mô tả mô hình động lực học

Quá trình hạ nhịp cầu khi triển khai cầu cơ giới hạng nặng TMM-3M thực hiện trong điều kiện xe cầu không di chuyển. Trong quá trình mở nhịp, coi như xe cầu đứng trên nền cứng tuyệt đối, hai chân trụ phía sau được hạ xuống nền để khắc phục độ dốc ngang và dốc dọc. Ở giai đoạn này, khung nâng coi như liên kết cứng với thân xe cơ sở bởi hệ thanh giằng chéo và xilanh nâng khung, chân trụ trung gian liên kết cứng với nhịp cầu trong quá trình hạ nhịp, phù hợp với điều kiện làm việc thực tế. Để xét bài toán cơ sở cho khảo sát tổng thể quá trình triển khai bộ cầu phụ thuộc vào tốc độ đạp chân ga của người lái, giả thiết bỏ qua dao động của xe cơ sở, bỏ qua khối lượng của dây cáp, ma sát giữa dây cáp với các puli và ma sát tại các khớp quay. Khối lượng m của khối nhịp cầu - chân trụ trung gian coi như tuyệt đối cứng và đặt vào trọng tâm G của khối.

Mô hình mô tả động lực học thiết bị công tác trên cầu TMM-3M khi triển khai ở giai đoạn hạ nhịp là mô hình phẳng (Hình 2). Dây cáp được coi là đàn hồi với hệ số độ cứng và hệ số giảm chấn lần lượt là k , b . Toàn bộ cơ hệ được đặt trong hệ trục tọa độ cố định $O_0x_0y_0$; tang cuốn cáp nhận mô men từ động cơ qua hệ truyền lực để dẫn động quá trình hạ nhịp cầu. Khối nhịp cầu được dẫn động bởi cơ cấu cáp quay quanh khớp F liên kết giữa nhịp cầu và khung nâng. Bỏ qua tải trọng gió, ma sát trong các khớp quay ảnh hưởng đến quá trình hạ nhịp. Mô men dẫn động từ động cơ quy dẫn về tang cuốn cáp được xác định từ đường đặc tính ngoài của động cơ ứng với tay số lùi. Mô men quán tính khối lượng của khối nhịp cầu đối với trục quay qua F là J , mô men quán tính khối lượng của hệ truyền lực quy dẫn về tang cuốn cáp là J_r . Ngoài các thông số kết cấu thể hiện trực tiếp trên Hình 2, ký hiệu các thông số còn lại như sau: $\alpha_1 = \angle NFG$; $\alpha_2 = \angle HFx_0$; $d_1 = FG$; $d_2 = FH$; $d_3 = FN$.



Hình 2. Mô hình động lực học thiết bị công tác trên cầu TMM-3M trong quá trình triển khai ở giai đoạn hạ nhịp

1- Thân xe cơ sở; 2- Thanh giằng chéo; 3 - Khung nâng; 4- Khối nhịp cầu

2.2. Thiết lập hệ phương trình vi phân dao động

2.2.1. Hệ tọa độ suy rộng

Mô hình nghiên cứu là hệ gồm 02 tọa độ suy rộng độc lập đủ là:

γ (rad) – góc quay xác định chuyển vị của khối nhịp cầu;

ϕ (rad) – góc quay của tang cuốn cáp.

2.2.2. Động năng của cơ hệ

Tổng động năng của cơ hệ được xác định như sau:

$$T = \frac{1}{2} m d_1^2 \dot{\gamma}^2 + \frac{1}{2} J \dot{\gamma}^2 + \frac{1}{2} J_r \dot{\phi}^2 \quad (1)$$

2.2.3. Thế năng của cơ hệ

Thế năng cơ hệ bao gồm thế năng trọng trường và thế năng đàn hồi. Với bội suất của hệ palang dẫn động bằng 1, độ biến dạng tổng cộng Δl của cáp trong quá trình hạ nhịp xác định như sau [15-16]:

$$\Delta l = S - S_0 - R_l (\phi - \phi_0) \quad (2)$$

Trong biểu thức (2), S là chiều dài đoạn dây cáp từ H tới N tại thời điểm bất kỳ; S_0 là chiều dài ban đầu của đoạn dây cáp từ H tới N ; R_l là bán kính trung bình của tang cuốn cáp; ϕ_0 , γ_0 tương ứng là góc quay của tang cuốn cáp và góc xác định vị trí khối nhịp cầu ở thời điểm ban đầu, các đại lượng này được xác định theo các biểu thức sau đây:

$$S = \sqrt{d_2^2 + d_3^2 - 2d_2d_3 \cos(\gamma - \alpha_2)} \quad (3)$$

$$S_0 = \sqrt{d_2^2 + d_3^2 - 2d_2d_3 \cos(\gamma_0 - \alpha_2)} \quad (4)$$

Biểu thức xác định thế năng tổng cộng của cơ hệ là:

$$\Pi = mgd_1 \sin(\gamma - \alpha_1) + \frac{1}{2} k \Delta l^2 \quad (5)$$

2.2.4. Hàm hao tán của cơ hệ

Tổng năng lượng hao tán của cơ hệ được xác định theo biểu thức sau:

$$\Phi = \frac{1}{2} b (\dot{\Delta l})^2 = \frac{1}{2} b (\dot{S} - R_l \dot{\phi})^2 \quad (6)$$

Trong biểu thức (6), ta xác định \dot{S} là đạo hàm của S theo thời gian như sau:

$$\dot{S} = \frac{d_2 d_3 \sin(\gamma - \alpha_2) \dot{\gamma}}{S} \quad (7)$$

2.2.5. Lực suy rộng

Cơ cấu cáp dẫn động quá trình hạ nhịp cầu trên thiết bị bậc cầu cơ giới TMM-3M được trang bị một phanh thường đóng có chức năng đảm bảo an toàn trong quá trình hạ. Để dẫn động cho tang cuốn hoạt động, mô men từ động cơ truyền đến quy dẫn về tang cuốn cáp phải thắng được sức cản của mô men phanh trên tang [16].

Gọi M_{qd} là tổng mô men quy dẫn từ động cơ và mô men phanh trên tang, công khả dĩ của ngoại lực tác dụng lên cơ hệ là:

$$\delta A = M_{qd} \delta \phi \quad (8)$$

Véc tơ lực suy rộng tương ứng với các tọa độ được xác định theo biểu thức:

$$[Q_\phi \quad Q_\gamma]^T = [M_{qd} \quad 0]^T \quad (9)$$

Áp dụng phương trình Lagrange loại II để viết hệ phương trình vi phân mô tả dao động của cơ hệ ở dạng [17]:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} + \frac{\partial \Pi}{\partial q_i} + \frac{\partial \Phi}{\partial q_i} = Q_i \quad (10)$$

Thế các biểu thức động năng, thế năng, hàm hao tán vào phương trình (10) ta nhận được hệ phương trình vi phân mô tả động lực học thiết bị công tác trên thiết bị bậc cầu cơ giới TMM-3M trong quá trình triển khai ở giai đoạn hạ nhịp như sau:

$$J_t \ddot{\phi} - k R_t (S - S_0 - R_t (\phi - \phi_0)) - b R_t (\dot{S} - R_t \dot{\phi}) = M_{qd} \quad (11)$$

$$\begin{aligned} (m d_1^2 + J) \ddot{\gamma} + b (\dot{S} - R_t \dot{\phi}) \frac{d_2 d_3 \sin(\gamma - \alpha_2)}{S} + \dots \\ + k (S - S_0 - R_t (\phi - \phi_0)) \frac{d_2 d_3 \sin(\gamma - \alpha_2)}{S} + \dots \quad (12) \\ + m g d_1 \cos(\gamma - \alpha_1) = 0 \end{aligned}$$

Điều kiện ban đầu để giải bài toán động lực học như sau: $\phi_0 = 0$; $\gamma_0 = 80^\circ$; $\dot{\gamma}_0 = 0$; $\dot{\phi}_0$ là tốc độ ban đầu của tang cuốn cáp được trình bày trong mục tiếp theo. Thông số đầu vào để giải hệ phương trình vi phân (11-12) được cho trong Bảng 1 sau đây. Trong Bảng 1, tất cả các đơn vị của các thông số được lấy theo hệ đơn vị SI.

Bảng 1. Thông số đầu vào

Thông số	Giá trị	Thông số	Giá trị
m	6800	d_3	9,5
J	40425	α_1	5°
J_t	12000	α_2	95°
R_t	0,1	k	2300000
d_1	5,25	b	500
d_2	6,8	g	9,81

3. Điều kiện an toàn trong quá trình hạ nhịp

Trong quá trình triển khai hạ nhịp cầu, mô men của phanh phải giữ được nhịp cầu, nghĩa là mô men phanh phải thắng tổng mô men tĩnh và mô men quán tính của nhịp cầu khi quay để đảm bảo có thể dừng nhịp cầu bất kỳ lúc nào mà nhịp cầu không bị rơi, điều kiện này được xác định theo biểu thức:

$$M_p - M_t - M_{qt} \geq 0 \quad (13)$$

Trong đó, M_p là mô men phanh trên tang có giá trị cố định theo đặc điểm kết cấu; M_t và M_{qt} lần lượt là mô men tải tĩnh và mô men quán tính của nhịp cầu quy dẫn về tang. Theo tài liệu [16], mô men phanh M_p trên cơ cấu cáp nâng hạ nhịp cầu được xác định theo mô men tải tĩnh lớn nhất tác dụng lên tang cuốn cáp với hệ số an toàn là 1,25. Mô men này được xác định ở vị trí cân bằng tĩnh của khối nhịp cầu khi nhịp cầu được hạ hoàn toàn. Phanh khẩn cấp trên cơ cấu cuốn cáp của cầu TMM-3M là loại phanh đai, mô men phanh có thể được điều chỉnh theo giá trị mong muốn dựa vào kết cấu của phanh [18-20]. Điều kiện (14) được viết lại như sau:

$$M_p - \frac{R_t (m g d_1 \cos(\gamma - \alpha_1) + J \ddot{\gamma}) S}{d_2 d_3 \sin(\alpha_2 - \gamma)} \geq 0 \quad (14)$$

Ngoài ra, do có tải trọng động trong quá trình hạ nhịp, lực căng trên nhánh cáp F_c cũng không được vượt quá giá cho phép F_{cp} theo yêu cầu kỹ thuật.

$$F_c \leq F_{cp} \quad (15)$$

Theo thông số kỹ thuật của bộ cầu TMM-3M, lực giật đứt cáp là 162000 N. Lực căng trên nhánh cáp tại thời điểm bất kì được xác định theo biểu thức:

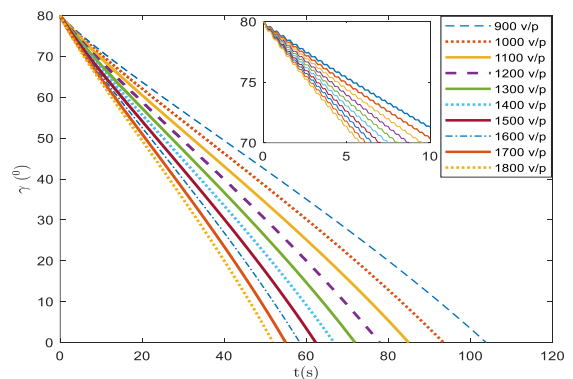
$$F_c = \frac{m g d_1 \cos(\gamma - \alpha_1) S}{d_2 d_3 \sin(\alpha_2 - \gamma)} + k \Delta_l + b (\dot{S} + R_t \dot{\phi}) \quad (16)$$

Như vậy, để đảm bảo an toàn trong quá trình hạ nhịp phải thỏa mãn đồng thời cả hai điều kiện (13) và (15).

4. Kết quả và thảo luận

4.1. Khảo sát thời gian hạ nhịp theo tốc độ vòng quay động cơ

Trong quá trình hạ nhịp, người lái xe thực hiện thao tác tăng tốc độ động cơ tới một giá trị nhất định, giữ ổn định chân ga ở tốc độ đó, cài số lùi trên hộp số và từ từ nhả ly hợp để dẫn động tời cáp. Ta xét điều kiện lý tưởng, trong quá trình hạ nhịp cầu, tốc độ động cơ được giữ ổn định nhờ bộ điều tốc. Do đó, tốc độ quay của tang cuốn cáp cũng không đổi. Góc quay nhịp cầu sẽ giảm dần từ 80° về 0° khi kết thúc quá trình hạ.

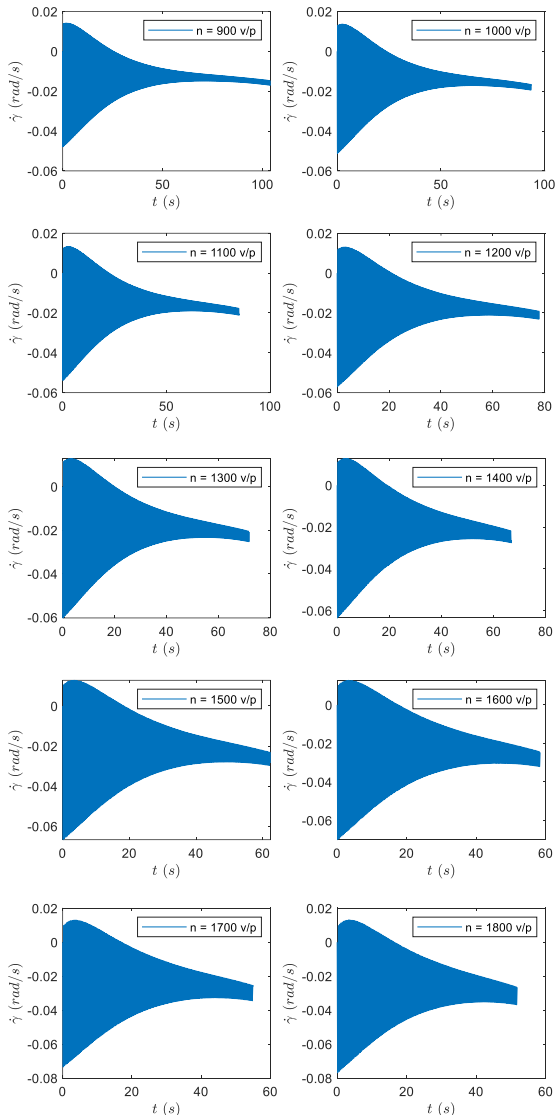


Hình 3. Đồ thị biểu diễn góc quay của nhịp cầu phụ thuộc tốc độ quay của tang cuốn cáp

Ta tiến hành khảo sát thời gian hạ nhịp ứng với các trường hợp tốc độ vòng quay động cơ tính theo đơn vị vòng/phút (v/p) lần lượt là: 900, 1000, 1100, 1200, 1300, 1400, 1500, 1600, 1700, 1800. Ứng dụng Matlab để giải hệ phương trình (11-12) ta được kết quả thể hiện ở Hình 3.

Từ đồ thị trên Hình 3, có thể thấy thời gian hạ nhịp cầu tỉ lệ nghịch với tốc độ quay của động cơ. Thời gian hạ nhịp tương ứng với các tốc độ vòng quay động cơ 900 v/p, 1000 v/p, 1100 v/p, 1200 v/p, 1300 v/p, 1400 v/p, 1500 v/p, 1600 v/p, 1700 v/p, 1800 v/p lần lượt là: 103,8 giây; 93,5 giây; 85 giây; 77,9 giây; 71,9 giây; 66,8 giây; 62,3 giây; 58,4 giây; 55 giây và 51,8 giây. Tốc độ động cơ càng nhanh thì đường cong đồ thị càng dốc.

Ở những trường hợp đầu, khi tăng tốc độ động cơ lên 100 vòng/phút có thể rút ngắn thời gian từ 9 đến 10 giây nhưng ở những trường hợp cuối, tốc độ động cơ tăng lên 100 vòng/phút thời gian chỉ giảm được khoảng 5 giây. Đường cong đồ thị góc quay γ không phải là đường cong trơn đều mà có dạng mập mờ, điều hòa với biên độ nhỏ. Để thể hiện sự biến thiên này của góc quay, ta tiếp tục khảo sát vận tốc góc của nhịp cầu như trong Hình 4.



Hình 4. Đồ thị vận tốc góc của nhịp cầu phụ thuộc tốc độ quay của động cơ từ 900 vòng/phút đến 1800 vòng/phút

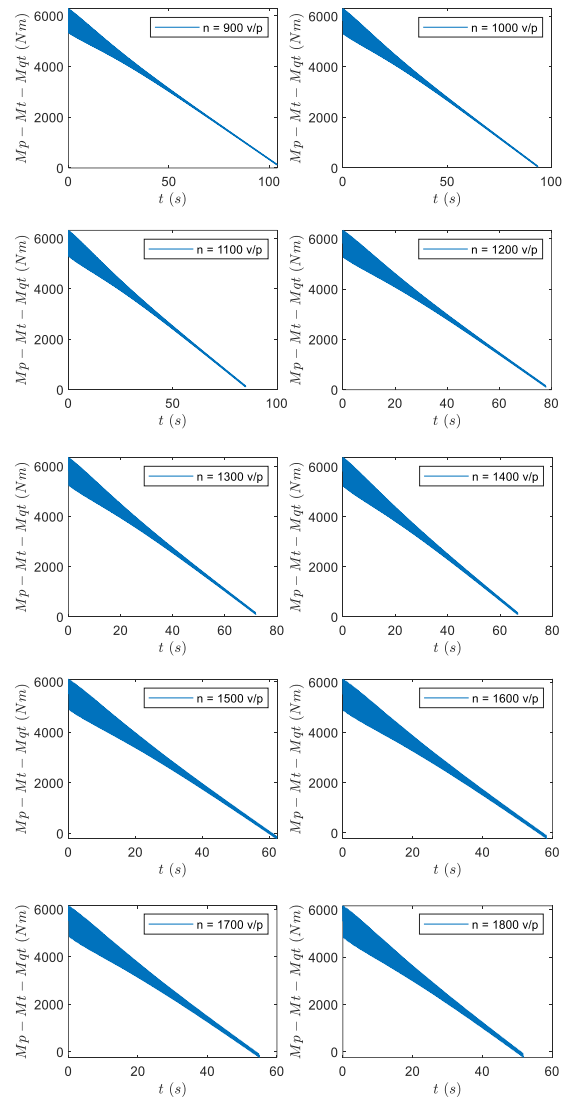
Từ đồ thị trên Hình 4 ta thấy, đồ thị biểu diễn vận tốc góc của nhịp cầu phụ thuộc tốc độ quay của động cơ có dạng dao động tắt dần, cho thấy góc quay nhịp cầu biến thiên mạnh nhất ở thời kỳ đầu của quá trình hạ và dần dần ổn định vào cuối quá trình. Tốc độ của động cơ càng tăng thì vận tốc góc

của nhịp cầu ở đầu quá trình hạ có biên độ càng lớn và vận tốc ổn định ở cuối quá trình hạ cũng có giá trị tăng theo.

Đặc điểm chung của các đồ thị vận tốc góc nhịp cầu khi khảo sát với các tốc độ quay khác nhau của động cơ là đều biến thiên với biên độ lớn (so với tổng thể đồ thị) trong khoảng 20 giây đầu tiên của quá trình hạ. Để tìm ra dải tốc độ làm việc hợp lý của quá trình hạ nhịp, ta tiếp tục khảo sát trong mục tiếp theo.

4.2. Xác định tốc độ hạ nhịp hợp lý

Khảo sát điều kiện (13) ta được các kết quả trên Hình 5. Từ các đồ thị trên Hình 5, nhận thấy hiệu số giữa mô men phanh và tổng mô men gây ra do quá trình quay của nhịp cầu quy dẫn về tang cuốn cáp có giá trị giảm dần theo thời gian. Điều này hoàn toàn phù hợp vì càng về cuối giai đoạn hạ nhịp, mô men tĩnh càng tăng lên do vị trí trọng tâm của nhịp cầu càng xa trục quay.

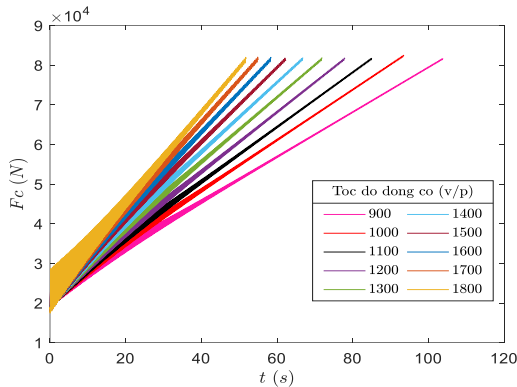


Hình 5. Điều kiện an toàn phụ thuộc tốc độ quay của động cơ từ 1700 vòng/phút đến 1800 vòng/phút

Khi hạ nhịp với tốc độ động cơ từ 900 vòng/phút đến 1400 vòng/phút, hiệu số mô men vào cuối giai đoạn vẫn nhận giá trị dương. Khi hạ nhịp với tốc độ động cơ từ 1500 vòng/phút đến 1800 vòng/phút, hiệu số mô men vào cuối giai đoạn đều nhận giá trị âm, điều kiện an toàn (13)

không còn được thỏa mãn. Mặc dù, tốc độ hạ nhịp cầu nhanh hơn, thời gian hạ nhịp giảm đi đáng kể nhưng có nguy cơ xảy ra mất an toàn cao khi phanh trên tang cuốn cáp không còn đủ khả năng giữ an toàn trong mọi tình huống.

Khảo sát lực căng cáp F_c xuất hiện trên nhánh cáp nâng tại thời điểm bất kì để kiểm tra điều kiện (15), ta thu được các kết quả trên Hình 6. Từ đồ thị trên Hình 6, ta có thể thấy, lực căng cáp tăng dần theo thời gian là do càng về cuối giai đoạn hạ nhịp, tải trọng theo của nhịp cầu gây ra lực căng cáp tĩnh trên dây cáp có giá trị tăng dần. Lực căng cáp biến thiên nhanh ở giai đoạn đầu tương ứng với sự biến thiên của vận tốc hạ nhịp. Kết quả thu được hoàn toàn phù hợp với điều kiện làm việc thực tế của thiết bị bắc cầu cơ giới TMM-3M.



Hình 6. Lực căng cáp theo tốc độ quay của động cơ

Vào cuối giai đoạn hạ nhịp, lực căng cáp vào khoảng 83000 N trong các trường hợp tốc độ vòng quay động cơ, nhỏ hơn nhiều so với giá trị lực căng cáp cho phép là 162000 N. Đồng thời, hệ số tải trọng động được tính toán ra giá trị xấp xỉ 1,25 thỏa mãn giá trị cho phép.

Từ các kết quả khảo sát trên có thể thấy, tốc độ vòng quay động cơ từ 900 vòng/phút đến 1400 vòng/phút có thể đáp ứng các điều kiện an toàn. Tuy nhiên, khi hạ nhịp với tốc độ vòng quay động cơ thấp dưới 1000 vòng/phút, thời gian hạ nhịp lại dài hơn và động cơ hoạt động kém ổn định ở tốc độ vòng quay này, dễ xảy ra hiện tượng chết máy. Do vậy, quá trình hạ nhịp, ta nên lựa chọn tốc độ vòng quay động cơ ở mức khoảng từ 1100 vòng/phút đến 1400 vòng/phút.

5. Kết luận

Bài báo đã trình bày mô hình động lực học và thiết lập hệ phương trình vi phân mô tả dao động của nhịp cầu trong quá trình triển khai cấu cơ giới hạng nặng TMM-3M ở giai đoạn hạ nhịp. Trên cơ sở mô hình đã xây dựng, tác giả đã khảo sát dao động của nhịp cầu theo các tốc độ của động cơ trong dải vòng quay từ 900 vòng/phút đến 1800 vòng/phút. Kết quả đạt được của bài báo cho thấy, khuyến cáo nên hạ nhịp trong điều kiện tốc độ vòng quay động cơ khoảng từ 1100 vòng/phút đến 1400 vòng/phút, tương ứng với tốc độ quay của tang cuốn cáp là từ 8,16 vòng/phút đến 10,4 vòng/phút. Đồng thời, kết quả của bài báo có thể làm cơ sở cho bài toán thiết kế phương án điều khiển tang cuốn cáp để tăng tốc độ hạ nhịp trong điều kiện vẫn đảm bảo khả năng làm việc an toàn và ổn định của xe cầu.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

[1] N. Ngọc and M. Khoi, "The Engineering team is determined to achieve high results at the Army Games 2021", *qndn.vn*, 2021.

[Online]. Available: [https://www.qndn.vn/army-games-2021-vietnam/tin-tuc/doi-tuyen-cong-binh-quyet-tam-gianh-ket-qua-cao-tai-army-games-2021-666582#:~:text=Thi%E1%BA%BFu%20t%C6%B0%E1%BB%9Bng%20Tr%E1%BA%A7n%20Trung%20H%C3%B2a,cao%20trong%20Army%20Games%202021](https://www.qndn.vn/army-games-2021-vietnam/tin-tuc/doi-tuyen-cong-binh-quyet-tam-gianh-ket-qua-cao-tai-army-games-2021-666582#:~:text=Thi%E1%BA%BFu%20t%C6%B0%E1%BB%9Bng%20Tr%E1%BA%A7n%20Trung%20H%C3%B2a,cao%20trong%20Army%20Games%202021.). [Accessed July 26, 2021].

[2] B. R. Russell and A. P. Thrall, "Portable and rapidly deployable bridges: historical perspective and recent technology developments", *J Bridge Eng*, vol. 18, no. 10, pp. 1074–1085, 2013. [https://doi.org/10.1061/\(asce\)be.1943-5592.0000454](https://doi.org/10.1061/(asce)be.1943-5592.0000454).

[3] M. N. Norazman, M. A. Zaidi, S. Abdullah, M. A. Yusof, and R. M. Sohaimi, "Static analysis and design of sandwiched composite long-span portable beam", *International Journal of the Physical Sciences*, vol. 6, no. 27, pp. 6323–6328, 2011. <http://doi.org/10.5897/IJPS11.129>

[4] D. V. Srividya, B. Raju, and D. Kondayya, "Design optimization of armored vehicle launched bridge for structural loads", *International Journal of Mechanical Engineering*, vol. 2, no. 9, 2014. <https://core.ac.uk/download/pdf/211519275.pdf>

[5] J. Szelka and A. Wysoczański, "Modern structures of military logistic bridges", *Open Engineering*, vol 12, pp. 1106–1112, 2022. <https://doi.org/10.1515/eng-2022-0391>.

[6] J. Han, Z. Pengcheng, T. Li, C. Gaojie, Z. Shuai, and Y. Xiaoqiang, "An optimum design method for a new deployable mechanism in scissors bridge". *J Mechanical Engineering Science*, vol. 233, no. 19-20, pp. 1–14, 2019. <https://doi.org/10.1177/0954406219869046>

[7] F. Abdi, Q. Zhongyan, M. Ayman, R. Iyer, W. Jian-Juei, and T. Logan, "Composite army bridges under fatigue cyclic loading", *Structure and Infrastructure Engineering*, Vol. 2, No. 1, pp. 63–73, 2006. <https://doi.org/10.1080/15732470500254691>.

[8] Y. J. Kim, R. Tanovic, and R. G. Wight, "Load Configuration and Lateral Distribution of NATO Wheeled Military Trucks for Steel I-Girder Bridges", *J. Bridge Eng*, vol 15, no. 6, pp. 740–748, 2010. [https://doi.org/10.1061/\(ASCE\)BE](https://doi.org/10.1061/(ASCE)BE).

[9] C. Kalangi and Y. Sidagam, "Design and Analysis of Armored Vehicle Launched Bridge (AVLB) for Static Loads", *IJSRD - International Journal for Scientific Research & Development*, vol. 4, no. 10, 2016, ISSN (online): 2321-0613. <https://www.ijrsrd.com/articles/IJSRDV4I100023.pdf>.

[10] L. H. Quang, "Research to determine the dynamic parameters of the folding mechanism of the TMM-3M brigade", Master's thesis, Military Technical Academy, Ha Noi, 2017.

[11] P. V. Thong, "Research to enhance the load-bearing capacity of the TMM bridge system while ensuring flexibility for various military vehicles", Master's thesis, Military Technical Academy, Ha Noi, 2014.

[12] L. A. Tuan and L. Soon-Geul, "Modeling and advanced sliding mode controls of crawler cranes considering wire rope elasticity and complicated operations", *Mechanical Systems and Signal Processing*, vol. 103, pp. 250–263, <http://doi.org/10.1016/j.ymsp.2017.09.045>.

[13] N. Q. Hieu and K. S. Hong, "Adaptive sliding mode control of container cranes", *IET Control Theory Appl*, vol. 6, no. 5, pp. 662–668, 2012. <http://doi.org/10.1049/iet-cta.2010.0764>.

[14] L. A. Tuan, "Fractional-order fast terminal back-stepping sliding mode control of crawler cranes", *Mech. Mach. Theory*, vol. 137, pp. 297–314, 2019. <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2019.03.027>

[15] L. V. Duong and L. A. Tuan, "Modeling and observer-based robust controllers for telescopic truck cranes", *Mechanism and Machine Theory*, vol. 173, 2022, <http://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2022.104869>.

[16] B. K. Gay, *Lifting and Transport Equipment*, Military Technical Academy, Ha Noi, 2001.

[17] A. Shabana, *Dynamics of Multibody Systems*, 4 edition. Cambridge University Press, 2013.

[18] B. Ma, Y. Fang, and Y. Zhang, "Switching-based emergency braking control for an overhead crane system", *IET Control Theory & Applications*, vol. 4, no. 9, pp. 1739–1747, 2010. <http://doi.org/10.1049/iet-cta.2009.0277>

[19] C. Niu and H. Ouyang, "Nonlinear Dynamic Analysis of Lifting Mechanism of an Electric Overhead Crane during Emergency Braking", *Applied Sciences*, vol. 10, no. 23, pp. 8334, 2020. <http://doi.org/10.3390/app10238334>

[20] A. Downey, L. Cao, S. Laflamme, D. Taylor, and J. Ricles, "High capacity variable friction damper based on band brake technology", *Engineering Structures*, vol. 113, pp. 287–298, 2016. <http://doi.org/10.1016/j.engstruct.2016.01.0>