

Điều khiển chủ động dao động của kết cấu vượt nhịp lớn bằng hình thức điều khiển lực căng cáp

Active control of vibration of large span structures by controlling force in tendon

Nguyễn Thị Bích Thủy^{1,2}

¹ Khoa Kỹ thuật Xây Dựng, Trường Đại học Bách khoa Tp. HCM

² Đại học Quốc gia Thành phố Hồ Chí Minh

*Corresponding author E-mail: ntbthuy@hcmut.edu.vn

Abstract

Along with the development of the current construction science and technology, as the construction structures are built higher and higher, the spans is larger and larger, the problem of controlling the vibration of those structures will become more urgent during the calculation process. Within the scope of the article, the author will mention the method of active vibration control for the large span beam by controlling tendon (form of cable force transmission mechanism), arranged outside the beam's cross section, to adjust the vibration of beam. The author applied the Simulink-Matlab 2017b program to simulate the vibration control diagram of the large span beam by adjusting tension force in the tendon and compared this vibration control method using this form with the vibration control by using the spring (form of spring-like force transmission mechanism), thereby showing the excellence advantage in vibration control efficiency as well as the feasibility of actively controlling the vibration of the large span structures by controlling tendon.

Keywords: active control of vibration, large span structure, tendon force, spring, Simulink-Matlab 2017b.

Ký hiệu

Ký hiệu	Đơn vị	Mô tả
ω	rad/s	Tần số vòng, tần số riêng
M_i	kg	Khối lượng suy rộng
K_i	N/m	Độ cứng suy rộng
A_i	m	Biên độ dao động
I	cm ⁴	Mô-men quán tính tiết diện
W	cm ³	Mô-men chống uốn tiết diện
L	m	Nhịp dầm
E	MPa	Mô-đun đàn hồi thép
f	MPa	Cường độ tính toán thép
$[\Delta/L]$		Độ võng tương đối của dầm

Các từ viết tắt

DMF	Dynamic Magnification Factor
SDOF	Hệ một bậc tự do
ATMD	Giảm chấn chủ động bằng khối lượng
Tendon	Cơ cấu truyền lực bằng dây cáp
Spring	Cơ cấu truyền lực tương tự lò xo

Tóm tắt

Cùng với sự phát triển của ngành khoa học kỹ thuật xây dựng hiện nay, các công trình xây dựng ngày càng cao hơn, nhịp ngày càng lớn hơn, vấn đề điều khiển dao động những công trình như vậy sẽ trở nên cấp thiết hơn trong quá trình tính toán. Trong phạm vi bài báo này, tác giả sẽ đề cập đến phương pháp điều khiển chủ động dao động cho dầm nhịp lớn bằng hình thức điều khiển cơ cấu tendon (phương án dùng cơ cấu truyền lực bằng dây cáp), được bố trí ngoài tiết diện dầm, để điều chỉnh dao động của dầm. Tác giả ứng dụng chương trình Simulink-Matlab 2017b để mô phỏng sơ đồ điều khiển dao động của dầm nhịp lớn bằng cách điều chỉnh lực căng trong tendon và so sánh hình thức điều khiển dao động bằng phương án này với

hình thức điều khiển dao động dầm bằng cơ cấu spring (cơ cấu truyền lực tương tự lò xo), từ đó cho thấy các ưu điểm nổi trội về hiệu quả điều khiển dao động cũng như tính khả thi của phương pháp điều khiển chủ động dao động của kết cấu nhịp lớn bằng hình thức điều khiển cơ cấu tendon.

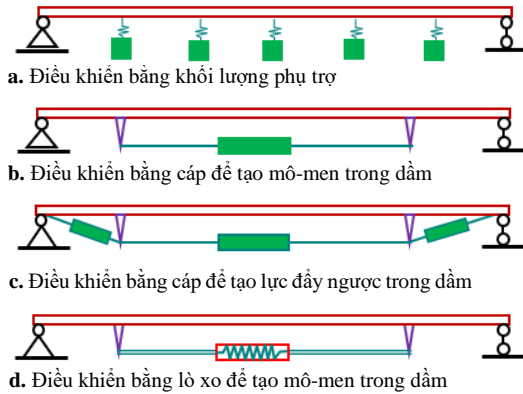
1. Đặt vấn đề

Sự phát triển mạnh mẽ của ngành xây dựng đã tạo điều kiện kỹ thuật để cho ra đời hàng loạt các công trình xây dựng ngày càng có quy mô to lớn hơn. Tuy nhiên, sự phát triển các công trình xây dựng như vậy cũng đặt ra ngày càng nhiều vấn đề kỹ thuật cần phải giải quyết. Điều khiển dao động của các kết cấu vượt nhịp lớn như kết cấu cầu, kết cấu mái nhà thi đấu, sân vận động,... là bài toán mà người kỹ sư xây dựng thường gặp phải [1],[2],[3]. Đáp ứng dao động của các công trình nhịp lớn này thường có chu kỳ dao động bị kéo dài, biên độ chuyển vị lớn, và như vậy, việc đáp ứng yêu cầu tiện nghi của công trình sẽ khó khăn hơn. Để giải quyết bài toán điều khiển dao động kết cấu, người ta có thể sử dụng cơ chế điều khiển bị động hoặc chủ động.

Mặc dù giải pháp điều khiển bị động có ưu điểm như không sử dụng nguồn năng lượng bên ngoài, hệ thống điều khiển đơn giản, tính ổn định cao, song giải pháp chỉ có tác dụng trong một phạm vi tần số hẹp, hiệu quả điều khiển dao động hạn chế [4],[5],[6]. Trong trường hợp cần thiết phải điều khiển dao động ở nhiều mode khác nhau của hệ, hay phải nâng cao hiệu quả giảm chấn, ta cần phải chuyển sang sử dụng giải pháp điều khiển chủ động [7],[8],[9].

Giải pháp điều khiển chủ động dao động tuy phải dùng nguồn năng lượng bên ngoài, giá thành cao hơn, cũng như cần chú ý tới tính ổn định, song có hiệu quả cao, hơn nữa hệ điều khiển có khả năng điều chỉnh các đặc trưng động học của hệ để thích nghi với các tác động bên ngoài, phạm vi điều khiển mở rộng (ví dụ: có thể điều khiển dao động ở nhiều mode khác nhau của hệ) [3],[10].

Giải pháp điều khiển dao chủ động dầm có thể có rất nhiều phương án [11],[12],[13]. Chẳng hạn, có thể sử dụng các giảm chấn chủ động ATMD (Active Tuned Mass Damper) treo giữa các dầm để làm dao động của dầm lệch pha so với ngoại lực, nên biên độ dao động của dầm sẽ giảm, nhưng sẽ làm giảm tính tiện nghi và thẩm mỹ của công trình (ví dụ như tầm nhìn của khán giả), gia tăng thêm tải trọng lên dầm, Hình 1.a, Hình 1.a, hoặc có thể dùng phương án cơ cấu tendon với các dây cáp đặt bên dưới dầm và điều khiển lực căng trong cáp, Hình 1.b và 1.c, hoặc có thể dùng phương án cơ cấu spring, bố trí bên dưới dầm và điều khiển lực kéo hoặc đẩy trong cơ cấu spring, Hình 1.d, [1] [3]



Hình 1. Một số giải pháp điều khiển chủ động dao động dầm nhịp lớn.

Việc sử dụng phương án spring (có thể tạo ra lực kéo hoặc nén trong dầm) sẽ tạo ra khả năng điều khiển dao động phong phú hơn. Tuy nhiên, khi cơ cấu spring chịu nén, khả năng mất ổn định của cấu kiện truyền lực sẽ xảy ra. Với các dầm vượt nhịp lớn, việc đảm bảo ổn định cho các cấu kiện truyền lực của spring khi chịu nén thì phức tạp, gây chi phí lớn. Nhằm khắc phục nhược điểm này, các tác giả sẽ xem xét khả năng điều khiển dao động dầm bằng phương án tendon (chỉ tạo ra lực kéo). Dưới đây, các tác giả sẽ trình bày lời giải của một bài toán điều khiển dao động của một dầm đơn giản, chịu một tải trọng thay đổi, từ lời giải này, và thông qua một ví dụ bằng số, việc điều khiển dao động dầm bằng phương án spring và phương án tendon sẽ được mô phỏng bằng chương trình Simulink-Matlab 2017b, từ đó đưa ra các nhận xét, đánh giá và so sánh về hai phương án điều khiển này và cho thấy ưu điểm nổi trội của tendon.

2. Sơ lược lý thuyết điều khiển chủ động dao động của kết cấu

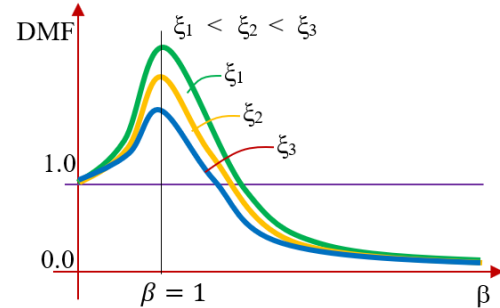
2.1. Giải thuật điều khiển dao động Pulse - Control đối với hệ một bậc tự do chịu điều khiển chủ động

Ta xem xét hệ số động lực DMF (Dynamic Magnification Factor) của hệ SDOF [6],[14] bằng tỷ số của biên độ dao động thường trực khi hệ chịu tải điều hoà và chuyển vị tĩnh của hệ:

$$DMF = \frac{\rho}{p/k} = \frac{1}{\sqrt{(1-\beta^2)^2 + (2\xi\beta)^2}} \quad (1)$$

trong đó: $\beta = \frac{\bar{\omega}}{\omega}$ - tỉ số tần số, $\bar{\omega}$ - tần số dao động của tải trọng, ω - tần số dao động riêng của hệ, $\xi = \frac{c}{2.m.\omega}$ - tỉ số cản nhớt, ρ - biên độ dao động thường trực, p/k - độ võng tĩnh.

Dưới đây là biểu đồ quan hệ giữa hệ số động lực DMF của hệ và tỉ số tần số β (hình 2). Khi thay đổi độ cản của hệ, biên độ đáp ứng của hệ thay đổi, tỷ lệ nghịch với tỷ số cản ξ . Trong một hệ động lực học, chỉ có thành phần lực cản là thành phần lực không bảo toàn duy nhất, năng lượng dao động tiêu hao tức thời của hệ bằng $c.\dot{v}(t)^2$ [14]. Nhằm điều khiển dao động của hệ, ta sẽ tăng cường thành phần lực cản của hệ.



Hình 2. Biểu đồ quan hệ hệ số động lực DMF của hệ dao động - tỷ số tần số khi độ cản của hệ thay đổi.

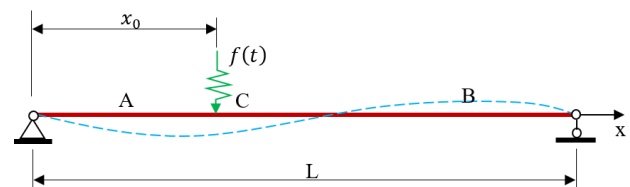
Trong bài báo này, tác giả sẽ đưa vào hệ động lực thành phần lực điều khiển đóng vai trò lực cản, được xác định theo giải thuật điều khiển Pulse Control [10] như sau: mỗi khi dao động của dầm cắt qua vị trí cân bằng tĩnh, hệ thống điều khiển sẽ phát ra các xung có giá trị $N(t)$, có chiều ngược với vec-tơ vận tốc. Cường độ xung điều khiển có thể là hằng số, hoặc tỷ lệ tuyến tính với vận tốc, hoặc là một hàm nào đó của vận tốc, theo quan hệ dưới đây:

$$N(t) = -z.\text{sign}[\dot{v}(t)].[\dot{v}(t)]^n \quad (2)$$

với z - hệ số. Tùy theo số mũ n của vận tốc, khi $n = 0$, cường độ xung điều khiển là hằng số, tương tự như một lực ma sát Coulomb. Với $n = 1$, xung được mô phỏng như một lực cản nhớt, trong khi với $n > 1$, ta mô phỏng xung điều khiển như một lực cản phi tuyến.

2.2. Lời giải chung bài toán điều khiển chủ động bằng phương án spring và phương án tendon

Ta xem xét một dầm đơn giản, gó khớp tại hai đầu, có nhịp L , như Hình 3. Dầm chịu một lực tập trung, thay đổi theo thời gian $f(t)$, đặt tại một điểm cách gối một khoảng là x_0 . Dưới tác dụng của tải trọng thay đổi $f(t)$, dầm dao động. Ta sẽ xem xét dầm như một hệ dao động có khối lượng phân tán đều m dọc theo chiều dài dầm, và có độ cứng không đổi EI [1][14].



Hình 3. Sơ đồ tính toán dao động của dầm dưới tác dụng của lực tập trung biến đổi.

Phương trình dao động ở mode thứ j có dạng như sau [6]:

$$M_j \ddot{q}_j(t) + K_j q_j(t) = F_j(t) \quad (3)$$

với M_j là khối lượng suy rộng của mode j :

$$M_j = \int_0^L \varphi_j^2(x) m(x) dx = \int_0^L \left(\sin \frac{j\pi x}{L} \right)^2 m dx = \frac{mL}{2} = M \quad (4)$$

$$\text{và } \omega_j \text{ là tần số vòng của mode } j: \omega_j^2 = \frac{j^4 \pi^4 EI}{mL^4} \quad (5)$$

$$\text{và } K_j \text{ là độ cứng suy rộng của mode } j: K_j = M_j \omega_j^2 \quad (6)$$

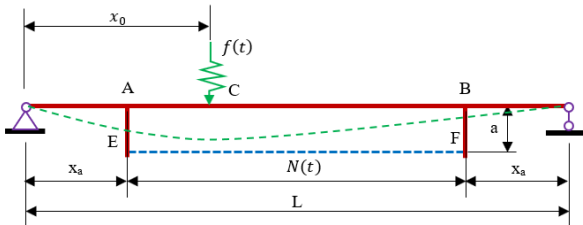
và $F_j(t)$ là lực suy rộng tại mode j :

$$F_j(t) = \int_0^L \varphi_j(x) f(t) \delta(x - x_0) dx = \int_0^L \sin \frac{j\pi x}{L} f(t) \delta(x - x_0) dx = f(t) \sin \frac{j\pi x_0}{L} \quad (7)$$

Phương trình vi phân đối với mode thứ j :

$$M_j \ddot{q}_j(t) + M_j \omega_j^2 q_j(t) = F_j(t) = f(t) \sin \frac{j\pi x_0}{L} \quad (8)$$

Để không chế dao động của dầm, ta bố trí một hệ thống điều khiển chủ động bao gồm một spring hoặc tendon bên ngoài tiết diện dầm, nằm cách trọng tâm dầm một khoảng là a , có khả năng tạo ra một lực kéo hoặc đẩy N có giá trị được điều chỉnh theo tính toán theo giải thuật nêu trên, Hình 4. Ở đây ta chọn điểm giữa dầm là điểm tham chiếu dao động của dầm cần được điều khiển.

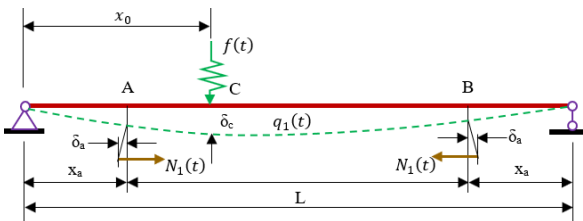


Hình 4. Sơ đồ dầm chịu tải, sử dụng spring hoặc tendon để điều khiển chủ động dao động của dầm.

Khảo sát mode 1, Hình 5, phương trình vi phân của hệ có kể đến lực điều khiển trở thành:

$$M \ddot{q}_1(t) + M \omega_1^2 q_1(t) = f(t) \sin \frac{\pi x_0}{L} + 2N(t) \left[\frac{a\pi}{L} \right]^2 \cos^2 \left(\frac{\pi x_a}{L} \right) \quad (9)$$

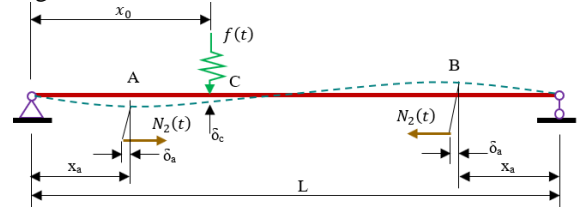
Căn cứ phương trình (9), ta có thể nhận xét, vị trí đặt đầu neo của cấu kiện truyền lực điều khiển càng gần gối thì hiệu quả điều khiển càng cao, tuy nhiên khi đó sẽ kéo theo vấn đề về chiều dài tính toán của đoạn dầm chịu nén sẽ tăng lên.



Hình 5. Sơ đồ tính toán điều khiển mode thứ nhất của dầm.

Bây giờ, ta xét tới mode thứ hai tương ứng với $j = 2$, có sơ đồ tính toán như trên Hình 6. Đây là mode dao động có dạng dao động phản xứng, trong khi cơ chế điều khiển đang xét dựa trên mô men uốn đối xứng, cho nên sẽ không có tác dụng. Vậy nên, mode dao động này không thể điều khiển được, và suy rộng ra, ta không thể điều khiển các mode dao động phản xứng với j chẵn, mà chỉ có thể điều khiển các mode dao động đối xứng ứng với j lẻ với giải pháp này. Để điều khiển các dao động phản xứng, ta sẽ cân bố trí spring hoặc tendon sao cho

tạo ra mô men phản xứng trong dầm, vấn đề này sẽ được trình bày trong một bài báo khác.



Hình 6. Sơ đồ tính toán điều khiển mode thứ hai của dầm.

3. Mô phỏng bài toán, lời giải và nhận xét

Ta tiến hành khảo sát ví dụ bằng số một dầm thép tiết diện chữ I tổ hợp ($700 \times 300 \times 13 \times 24$), có sơ đồ là một dầm đơn giản, nhịp L , tựa lên hai gối khớp tại 2 đầu, trên dầm có một khối lượng phân bố đều m , và tại giữa nhịp có đặt một lực tập trung dao động điều hoà $f(t) = F \sin(\omega t)$. Dầm sẽ chịu mô men uốn $M_{\text{tĩnh}}$ do thành phần tải trọng tĩnh $m \cdot g$ gây ra và mô men uốn $M_{\text{động}}$ do thành phần tải trọng động $f(t)$ gây ra. Các thông số của dầm khảo sát trong Bảng 1.

Bảng 1: Thông số của dầm I-700 x 300 x 13 x 24 tổ hợp

I (cm ⁴)	201000	W (cm ³)	5760
E (MPa)	2x10 ⁵	f (MPa)	340
m (kg/m)	1000	[Δ/L]	1/400
F (N)	5x10 ⁴	$\bar{\omega}$ (rad/s)	10
L (m)	30	x_0 (m)	15

Điểm giữa dầm, tại $x_0 = 15m$, cũng được chọn là điểm tham chiếu để đánh giá dao động của dầm. Sau khi phân tích dao động dầm trên, ta có các tần số vòng của các mode dao động [1] được nêu trong Bảng 2

Bảng 2: Tần số vòng của các mode dao động dầm

Mode	Tần số vòng ω^2	Tần số vòng ω
	Đơn vị: (rad/s) ²	Đơn vị: rad/s
1	$\omega_1^2 = \frac{1^4 \pi^4 EI}{mL^4} = 50.761$	$\omega_1 = 7.125$
2	$\omega_2^2 = \frac{2^4 \pi^4 EI}{mL^4} = 821.183$	$\omega_2 = 28.499$
3	$\omega_3^2 = \frac{3^4 \pi^4 EI}{mL^4} = 4111.676$	$\omega_3 = 64.122$

Biên độ dao động ở mode 1 của dầm ở giai đoạn dao động thường trực (bỏ qua giai đoạn quá độ) có thể tính theo các đặc trưng động học ở mode 1 như sau [1]:

Khối lượng suy rộng $M_1 = M = 15000 \text{ kg}$,

Độ cứng suy rộng $K_1 = M_1 \omega_1^2 = 761421.5 \frac{N}{m}$

Tải suy rộng $f_1(t) = F \sin \left(\frac{1\pi x_0}{L} \right) \sin(\omega_f t) = 5 \times 10^4 \sin \left(\frac{1\pi x_0}{L} \right) \sin(\omega_f t) = 5 \times 10^4 \sin \left(\frac{1\pi x_0}{L} \right) \sin(\omega_f t) \text{ (N)}$

Độ võng tĩnh $\delta_1 = \frac{F}{K_1} = \frac{50000}{761421.5} = 0.0657 \text{ m}$

Tỷ lệ tần số $\beta_1 = \frac{\omega_f}{\omega_1} (= \frac{\bar{\omega}}{\omega_1}) = \frac{10}{7.125} = 1.4035$

Thay δ_1 và β_1 vào công thức tính đáp ứng dao động chịu tải điều hoà [1]

$$q_1 = \delta_1 \frac{1}{\sqrt{(1-\beta_1^2)^2 + (2\xi\beta_1)^2}} [\sin(\omega_f t) - \beta_1 \cdot \sin(\omega_1 t)]$$

Biên độ dao động tại mode 1: $A_1 = 0.0657 \times 1.0309 \times 2.4035 = 0.1627 \text{ m}$

Đối với mode 2, cũng như các mode chẵn $q_j = 0, A_j = 0$, nên ta không xét tới (do trong bài toán đang xét chỉ có lực đặt tại nút dao động của mode 2, nên lực suy rộng trong nút 2 bằng 0).

Đối với mode 3: khối lượng suy rộng $M_3 = M = \frac{m.L}{2} = 15000 \text{ kg}$, độ cứng suy rộng $K_3 = M_3 \omega_3^2 = 6.1675 \times 10^7 \frac{N}{m}$, tải suy rộng $f_3(t) = F \sin\left(\frac{3\pi x_0}{L}\right) \sin(\omega_f t) = 5 \times 10^4 \sin\left(\frac{3\pi x_0}{L}\right) \sin(\omega_f t) = -5 \times 10^4 \sin(\omega_f t) \text{ (N)}$, độ võng tĩnh $\delta_3 = 0.000811 \text{ m}$, tỷ lệ tần số $\beta_3 = 0.1559$, biên độ dao động chịu tải điều hòa ở mode 3: $q_3 = \delta_3 \frac{1}{\sqrt{(1-\beta_3^2)^2 + (2\xi\beta_3)^2}} [\sin(\omega_f t) - \beta_3 \sin(\omega_3 t)]$; $A_3 = 0.000811 \times 1.0249 \times (1.1559) = 0.00096 \text{ m}$

Ta có nhận xét biên độ dao động của dầm trong mode 3 là rất nhỏ so với mode 1 (khoảng 1/170), hoàn toàn có thể bỏ qua không cần xét tới. Như vậy, bài toán của ta có thể rút gọn chỉ cần xét tới mode dao động đầu tiên của dầm.

Kiểm tra cường độ và độ cứng dầm khi chịu tác dụng của các loại tải trọng khi chưa được điều khiển dao động. Kiểm tra về cường độ:

$$M = \frac{(m.g).L^2}{8} + E.I.\ddot{q}_1$$

$$M_{max} = \frac{(m.g).L^2}{8} + E.I.A_1 \left(\frac{\pi}{L}\right)^2 \cdot \sin\left(\frac{\pi x_0}{L}\right) = 1125000 + 753189.32 = 1878189.32 \text{ Nm}$$

Vậy $\sigma = \frac{M}{W} = \frac{1878189.32}{5760} = 32.607 \frac{kN}{cm^2} = 326.07 \text{ MPa} < f = 340 \text{ MPa}$

Kiểm tra về độ cứng của dầm:

$$\frac{A_1}{L} = \frac{0.1627}{30} = \frac{1.898}{350} > \left[\frac{\Delta}{L}\right] = \left[\frac{1}{350}\right]$$

Như vậy, dầm với tiết diện nêu trên đủ khả năng về cường độ, nhưng không đủ độ cứng khi chịu tải động $f(t)$. Do vậy,

mềm MathLab, với cùng một giải thuật điều khiển áp dụng cho các phương án truyền lực điều khiển khác nhau, như sau:

- Trường hợp điều khiển dao động bằng hệ lực hai đầu đối xứng. Ta có thể áp dụng trường hợp này khi sử dụng cơ cấu spring, là hệ có thể tiếp nhận cả lực nén và lực kéo.
- Trường hợp điều khiển dao động bằng hệ lực hai đầu không đối xứng. Trường hợp này cũng có thể áp dụng cho cơ cấu spring.
- Trường hợp điều khiển dao động bằng hệ lực một đầu. Ta có thể áp dụng trường hợp này cho cơ cấu tendon với lực điều khiển luôn luôn là lực kéo.

Các đặc điểm của mỗi trường hợp điều khiển sẽ được phân tích cụ thể khi mô phỏng.

3.1. Trường hợp lực điều khiển hai đầu (kéo và nén) đối xứng

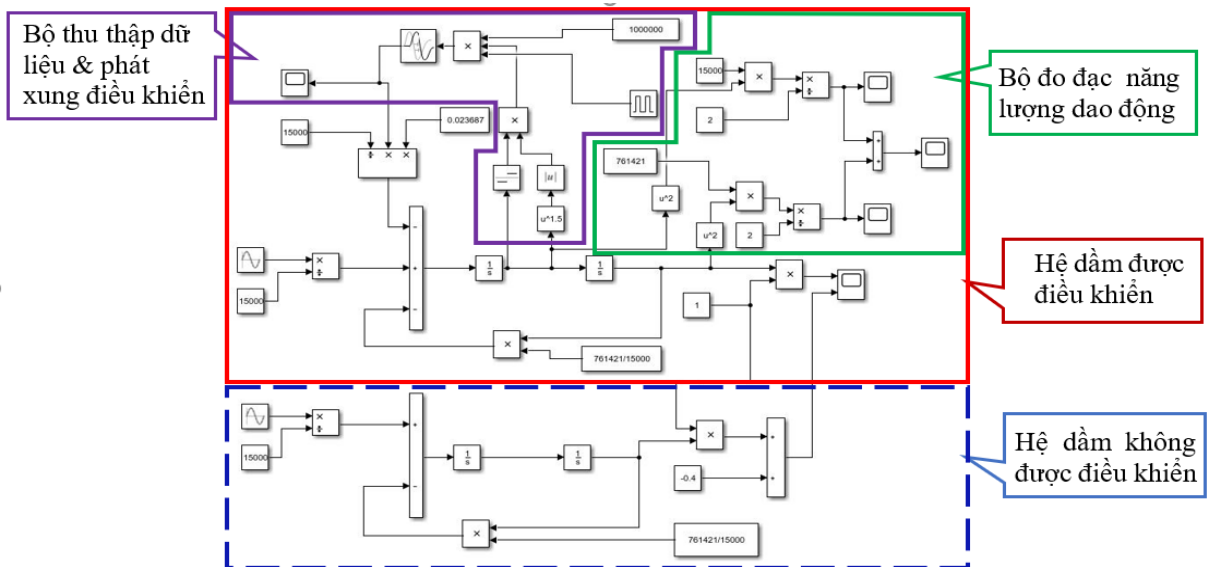
Ta xem xét bài toán điều khiển dao động của dầm bằng phương án spring. Giả sử, ta chọn $a = 1.2 \text{ m}$, $x_a = 5 \text{ m}$, Hình 4, phương trình vi phân cho mode 1 từ (9):

$$15000\ddot{q}_1(t) + 761421.5q_1(t) = 5 \times 10^4 \sin(21t) - 0.023687N(t)$$

Toàn bộ hệ dầm dao động và hệ thống điều khiển được mô phỏng bằng phần mềm Simulink-Matlab 2017b như trên Hình 7.

Phần đóng khung bằng đường đứt nét trong hình là mô phỏng hệ thống khi không được điều khiển để lấy kết quả so sánh với kết quả đáp ứng của hệ được điều khiển. Bộ phát xung điều khiển có đầu vào là vận tốc dao động tại điểm đại diện (điểm giữa dầm), tùy theo thuật toán ta chọn sẽ tính toán giá trị xung điều khiển. Các giá trị này sẽ được kết hợp với một khâu *pulse generator* để tạo xung nhịp và một khâu *constant* để điều chỉnh biên độ (trên hình, hiện tại lấy giá trị hệ số khuếch đại $c = 1000000$), thông qua một khâu *product* để kết hợp lại với nhau.

Kết quả dao động của dầm khi chạy mô phỏng trên Simulink được thể hiện trên Hình 8. Ta có đồ thị dao động của hệ



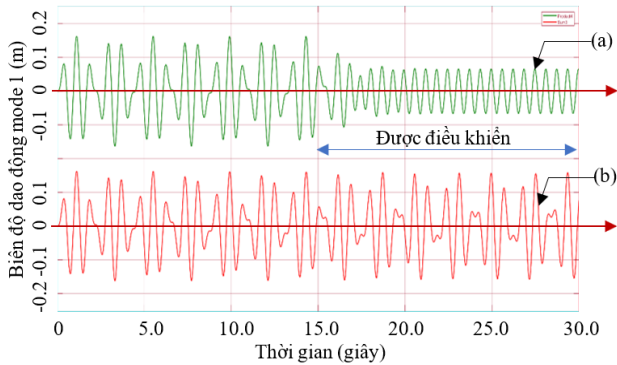
Hình 7. Sơ đồ mô phỏng hệ dầm dao động với thiết bị tạo lực điều khiển đối xứng trong Simulink-Matlab 2017b – Nguồn: tác

giả đưa vào giải pháp điều khiển dao động của dầm để điều chỉnh biên độ dao động dầm về giới hạn cho phép.

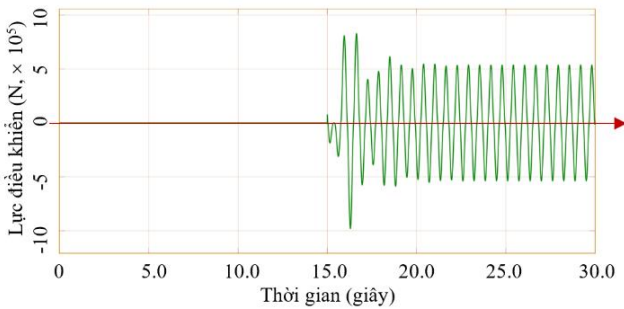
Dưới đây, tác giả sẽ lần lượt trình bày kết quả mô phỏng điều khiển dao động của dầm đang khảo sát, dựa trên phần

được điều khiển trên Hình 8.a, với lực điều khiển $p(t)$ có thể mang hai đầu đối xứng được phát sinh theo quy luật thể hiện ở Hình 9. Ta thấy ở khoảng 15 giây đầu tiên, lực điều khiển chưa phát sinh, biên độ dao động đạt tới khoảng hơn 16 cm.

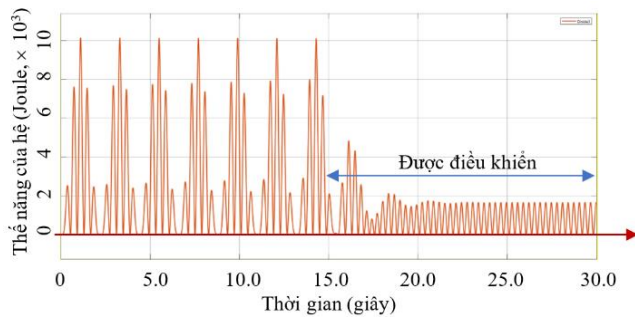
Trong 15 giây tiếp theo, thiết bị điều khiển được kích hoạt, biên độ dao động của hệ thống được điều chỉnh về khoảng 7.2 cm ($< \left[\frac{A}{L} \right] \cdot L = \frac{1}{350} 30m = 8.57 \text{ cm}$). Hình 8.b biểu diễn đồ thị dao động của hệ không được điều khiển, để đối chiếu với dao động có điều khiển.



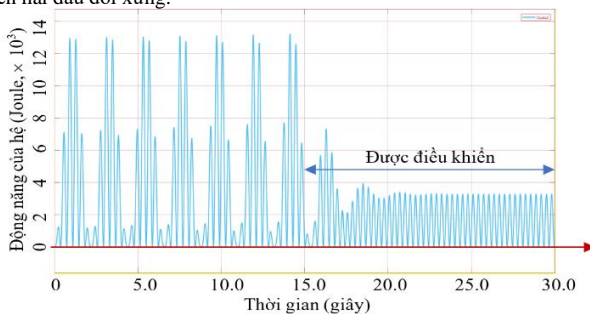
Hình 8. Đồ thị biểu diễn chuyển vị ở mode 1, khi có và không có lực điều khiển đối xứng. **a.** Chuyển vị ở mode 1, có điều khiển từ $t = 15s$ đến $t = 30s$, **b.** Chuyển vị ở mode 1, khi không được điều khiển



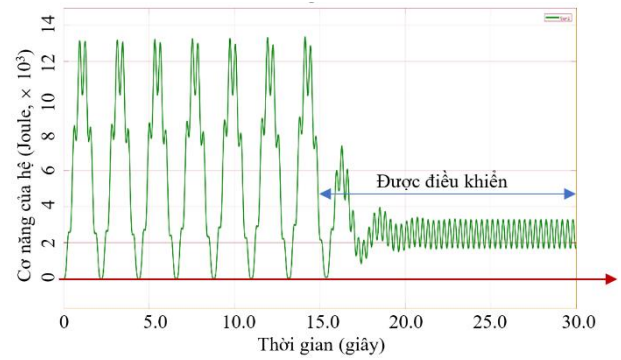
Hình 9. Biểu đồ lực điều khiển (hai dấu, đối xứng) dao động dầm ở mode 1.



Hình 10. Biểu đồ biểu diễn thế năng dao động của hệ, trường hợp lực điều khiển hai dấu đối xứng.



Hình 11. Biểu đồ biểu diễn động năng dao động của hệ, trường hợp lực điều khiển hai dấu đối xứng.



Hình 12. Biểu đồ biểu diễn tổng năng dao động của hệ, trường hợp lực điều khiển hai dấu đối xứng.

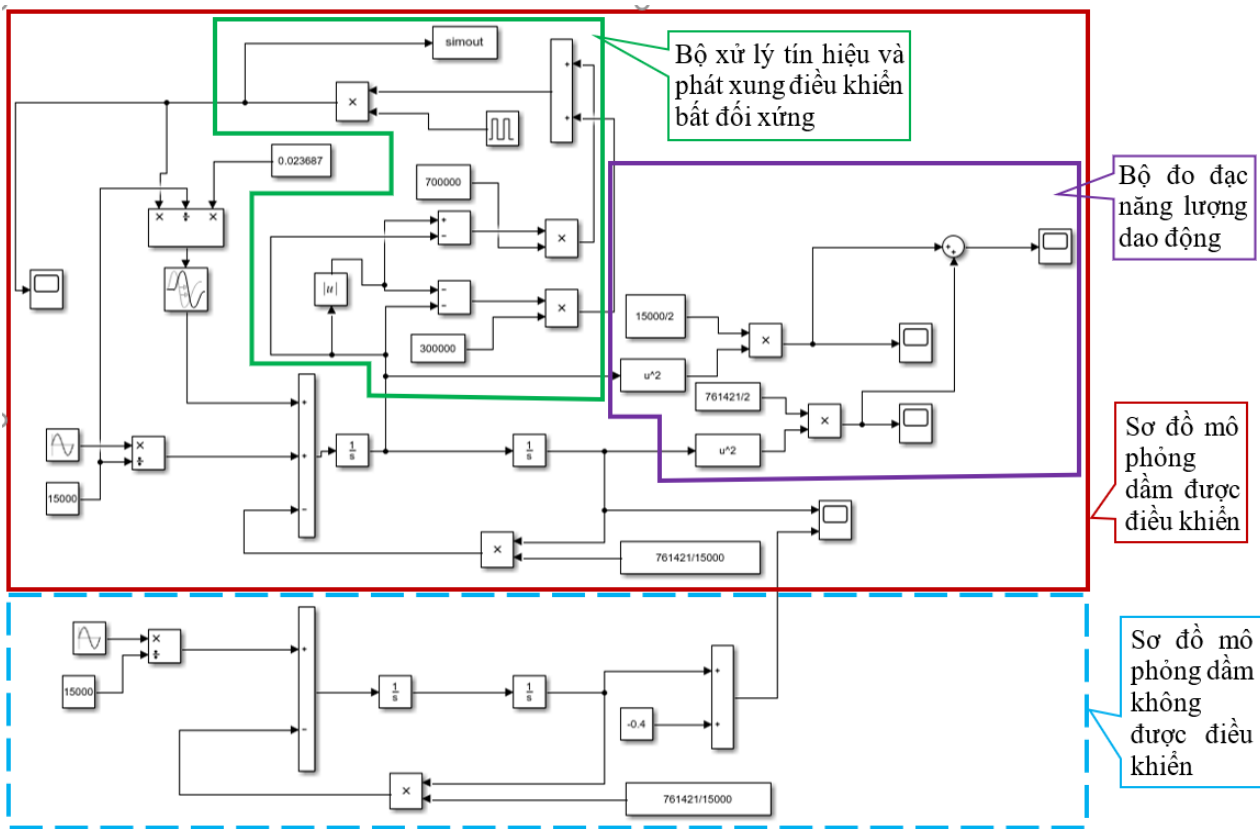
Ta cũng xem xét năng lượng của hệ khi dao động trong trường hợp có điều khiển và trường hợp không có điều khiển thể hiện trên các Hình 10, Hình 11, Hình 12. Trường hợp dao động của hệ có điều khiển, khoảng thời gian từ 15 giây đến 30 giây, mức năng lượng dao động trong hệ giảm hẳn, còn khoảng 25% so với các khoảng thời gian không có điều khiển, nghĩa là ảnh hưởng của ngoại lực gây ra dao động cho dầm cũng giảm rất đáng kể.

Qua kết quả tính toán trên đây, ta có một số nhận xét:

- Việc sử dụng các biện pháp chống dao động chủ động cho công trình nói chung có hiệu quả tương đối cao, như ta thấy trong ví dụ, biên độ dao động của dầm giảm đi khá nhiều.
- Thuật toán điều khiển như trình bày trong bài tương đối đơn giản, khối lượng tính toán trực tuyến không nhiều, yêu cầu số liệu đo đạc đầu vào tương đối ít, đơn giản nên vốn đầu tư thiết bị tính toán, đầu tư các cảm biến có thể không lớn. Chẳng hạn, ở đây ta sử dụng mô phỏng lực điều khiển theo mô hình lực cản nhớt hoặc mô hình phi tuyến, ta cần thêm cảm biến đo đặc giá trị vận tốc.
- Ta còn nhận thấy một khả năng biến đổi hệ điều khiển, đó là có thể sử dụng các xung điều khiển hai dấu không đối xứng, dưới đây các tác giả trình bày kết quả tính toán điều khiển dầm với lực điều khiển hai dấu không đối xứng.
- Một nhược điểm khi sử dụng lực điều khiển hai dấu là tạo ra một lực nén trong cơ cấu truyền lực (phương án spring), đặt ra vấn đề phải giải quyết là giữ cho chúng ổn định trong quá trình truyền lực nén.

3.2. Trường hợp lực điều khiển hai dấu (kéo và nén) không đối xứng

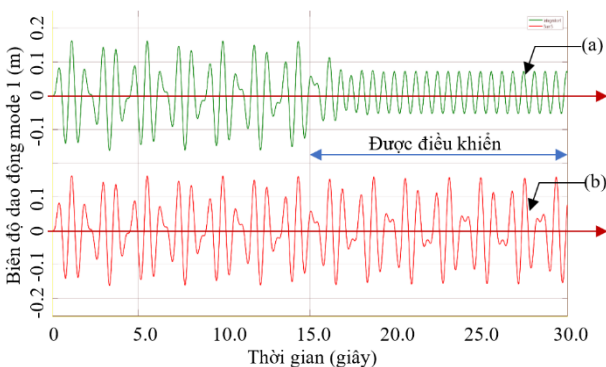
Ta tiếp tục xem xét tới bài toán điều khiển dao động của dầm, với lực điều khiển không đối xứng, cũng sử dụng phương án spring.



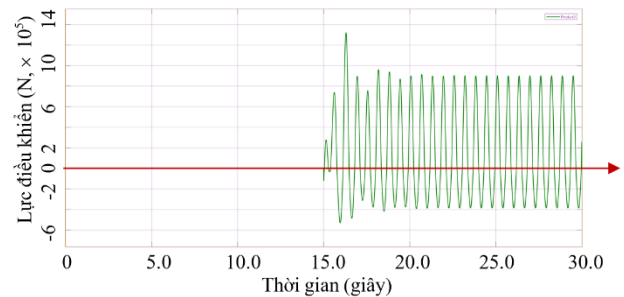
Hình 13. Sơ đồ mô phỏng hệ dầm dao động với thiết bị tạo lực điều khiển không đối xứng trong Simulink-Mathlab 2017b – Nguồn: tác giả.

Các thông số về dầm và lực tác dụng cũng tương tự mục 3.1. Toàn bộ hệ dầm dao động và hệ thống điều khiển được mô phỏng bằng phần mềm Simulink-Mathlab 2017b như trên Hình 13. Trong sơ đồ mô phỏng trên Hình 13, bộ phận nhận tín hiệu và phát xung điều khiển được tách thành hai nhánh riêng biệt, mỗi nhánh phụ trách nhận tín hiệu và phát lực điều khiển một đầu khác nhau.

Hình 14 biểu diễn đáp ứng của hệ khi chịu lực điều khiển không đối xứng, từ kết quả này ta có thể nhận thấy: việc sử dụng lực điều khiển với hai đầu không đối xứng (dùng lò xo), Hình 15, tạo ra khả năng điều khiển phong phú hơn trường hợp lực điều khiển hai đầu đối xứng, nó cho phép ta có thể điều chỉnh biên độ dao động của dầm về hai phía có thể khác nhau, phù hợp thực tế là có thể cân khử độ võng tĩnh của dầm.



Hình 14. Đồ thị biểu diễn chuyển vị ở mode 1, khi có và không có lực điều khiển không đối xứng. **a.** Chuyển vị ở mode 1, có điều khiển từ $t = 15s$ đến $t = 30s$, **b.** Chuyển vị ở mode 1, khi không được điều khiển

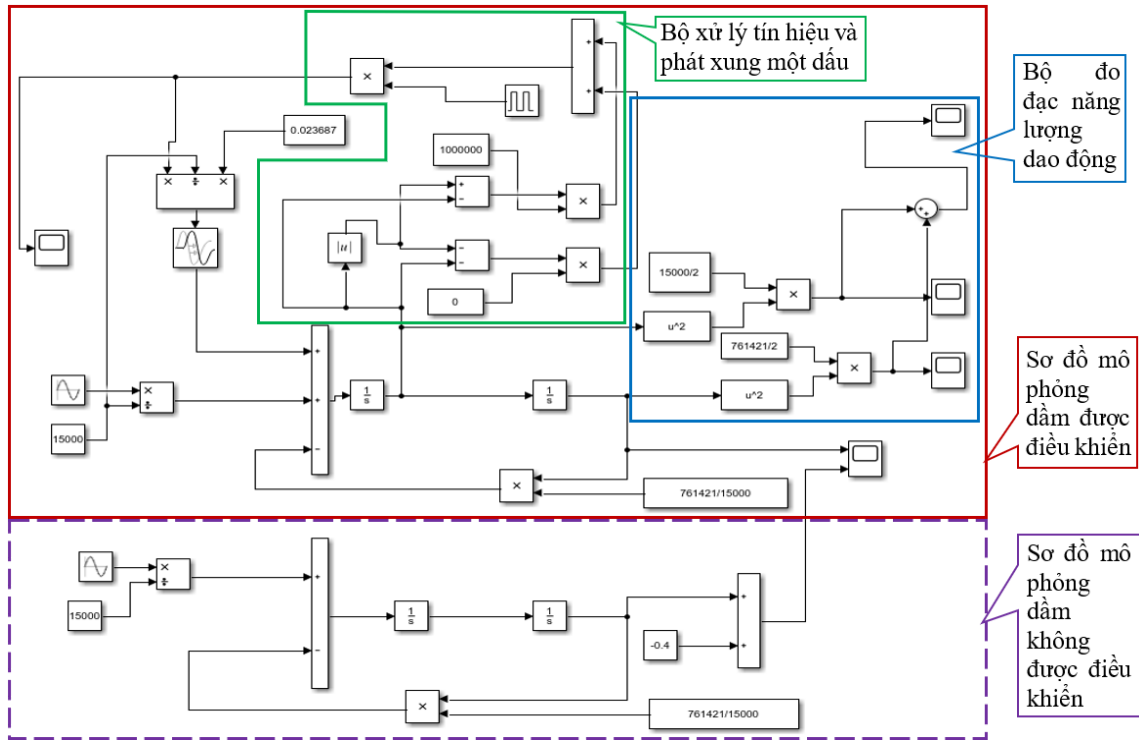


Hình 15. Biểu đồ lực điều khiển (hai đầu, không đối xứng) dao động dầm ở mode 1.

Tuy nhiên, như đã nêu ở trên, vấn đề ổn định cho các bộ phận truyền tải của cơ cấu spring khi chịu nén trong trường hợp dầm nhịp lớn sẽ gặp vấn đề về chi phí và tính toán và chế tạo phức tạp, nên có thể làm cho giải pháp chống dao động, bằng việc dùng phương án spring, trở nên không hiệu quả. Sử dụng phương án tendon với lực điều khiển phản xứng một đầu có thể là giải pháp tốt trong trường hợp này.

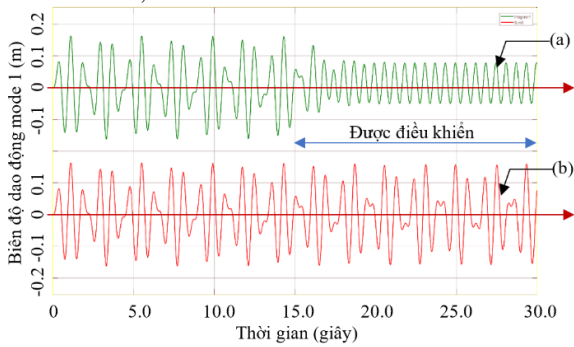
3.3. Trường hợp dùng dây cáp tạo lực điều khiển phản xứng một đầu

Sơ đồ hệ dầm dao động với thiết bị tạo lực điều khiển phản xứng một đầu được mô phỏng trong Simulink-Mathlab 2017b được trình bày trên Hình 16 (xem ở trang sau). Kết quả tính toán mô phỏng một hệ chịu lực điều khiển một đầu bằng cơ cấu tendon như vậy được trình bày trên Hình 17 và Hình 18, giả thiết là không xét tới độ giãn dài của các dây cáp khi chịu kéo. Các thông số về dầm và lực tác dụng cũng tương tự mục 3.1.

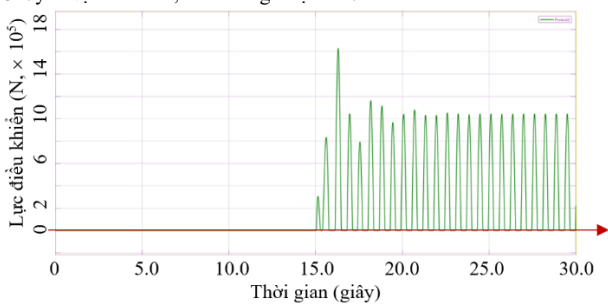


Hình 16. Sơ đồ mô phỏng hệ damping dao động với thiết bị tạo lực điều khiển phản xứng một dấu trong Simulink-Matlab 2017b – Nguồn: tác

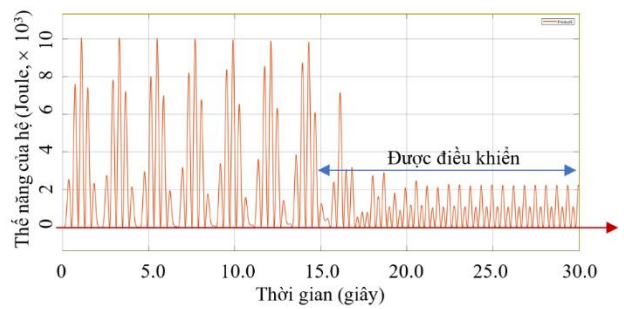
Từ kết quả nhận được ở Hình 17, ta có thể thấy dao động của dầm được điều chỉnh khá hiệu quả, biên độ dao động dầm với lực điều khiển phản xứng một dấu ở Hình 18, cũng tương tự Hình 15 (với lực điều khiển không đối xứng hai dấu, ở Hình 14). Để hiểu rõ hơn về điều này, ta cũng xem xét mức năng lượng trong hệ khi dao động có điều khiển và không có điều khiển ở Hình 19, Hình 20 và Hình 21.



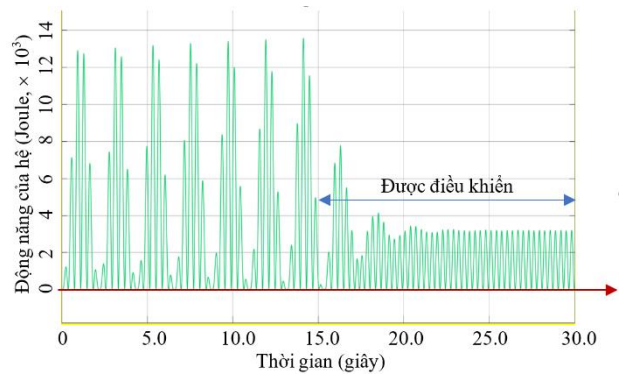
Hình 17. Đồ thị biểu diễn chuyển vị ở mode 1, khi có và không có lực điều khiển một dấu, a. Chuyển vị ở mode 1, có điều khiển từ t=15s đến t=30s, b. Chuyển vị ở mode 1, khi không được điều khiển



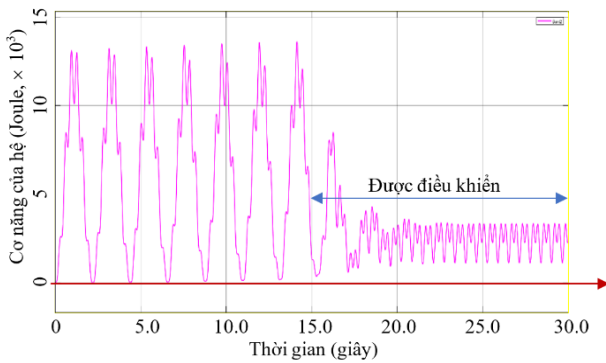
Hình 18. Biểu đồ lực (một dấu) điều khiển dao động dầm ở mode 1.



Hình 19. Biểu đồ biểu diễn thế năng dao động của hệ, trường hợp lực điều khiển một dấu



Hình 20. Biểu đồ biểu diễn động năng dao động của hệ, trường hợp lực điều khiển một dấu.



Hình 21. Biểu đồ biểu diễn tổng năng lượng dao động của hệ, trường hợp lực điều khiển một đầu.

Qua các biểu đồ này, ta có thể thấy: Khi hệ dao động trong khoảng thời gian có điều khiển, khoảng thời gian từ 15 giây đến 30 giây, thì tổng mức năng lượng dao động của hệ giảm rất nhiều, chỉ còn xấp xỉ 27% so với các khoảng thời gian không có điều khiển, như vậy, dẫn đến kết quả là dao động của hệ dưới tác dụng ngoại lực cũng giảm, biên độ dao động của hệ ở cả hai đầu cũng giảm, mặc dù lực điều khiển tác dụng vào hệ chỉ một đầu.

Giải pháp này cho phép ta vừa có thể tạo lực tác dụng điều khiển chủ động dao động cho dầm khi chịu tải trọng động, lại vừa khắc phục được nhược điểm cơ bản khi sử dụng lực điều khiển hai đầu là cần xem xét bài toán duy trì ổn định cho các bộ phận truyền tải của cơ cấu spring khi chịu nén. Như vậy, ta có thể nhận xét rằng giải pháp dùng cơ cấu tendon (chỉ gây ra lực kéo) hoàn toàn có khả năng thay thế một cách hiệu quả cho giải pháp dùng cơ cấu spring (có thể gây lực kéo hoặc đẩy).

3.4. Về tính khả thi của giải pháp điều khiển bằng tendon

Để đánh giá tính khả thi của giải pháp, ta sẽ căn cứ trên 3 thông số cần thiết mà hệ thống thiết bị phải đáp ứng được:

- Giá trị lực điều khiển lớn nhất: ở giải pháp điều khiển bằng lực một đầu, giá trị lực điều khiển lớn nhất cần đạt tới 1631 kN. Tác giả xin đơn cử tại địa chỉ <https://hulo.vn/product/xi-lanh-thuy-luc/>, ta có thể tìm được xy lanh thủy lực 180 tấn, đủ đáp ứng yêu cầu.

- Lưu lượng dầu cần thiết cho xy lanh thủy lực trên có thể tính như sau:

Biên độ chuyển vị tại điểm tựa xy lanh bằng tích góc xoay tối đa tại A với a (giả thiết góc xoay khá nhỏ):

$$\begin{aligned} \delta_A &= \frac{d}{dx} \left[\left(q_1 \cdot \sin \frac{\pi \cdot x}{L} \right) \cdot a \right] = \frac{q_1 \cdot \pi}{L} \cdot \cos \frac{\pi \cdot x_A}{L} \cdot a \\ &= \frac{2.5 \times \pi}{1000} \cdot \cos \frac{\pi}{5} \cdot 50 = 0.7835 \text{ cm} \end{aligned}$$

Trong 1 chu kỳ dao động, piston chuyển vị trên quãng đường $8 \cdot \delta_A = 6.2685 \text{ cm}$. Từ đó lưu lượng dầu cần thiết trong 1 phút bằng:

$$v_{oil} = 8 \cdot \delta_A \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot \frac{\omega_1}{2\pi} \cdot 60 = 6.2685 \cdot \frac{\pi \cdot 30^2}{4} \cdot \frac{7.125}{2\pi} \cdot 60 = 301463 \text{ cm}^3/\text{phút}$$

Tại <https://hulo.vn/product/bom-thuy-luc/bom-banh-rang/>, ta có thể chọn máy bơm NPGH-150 có lưu lượng tối đa 374375 $\text{cm}^3/\text{phút}$, thỏa mãn yêu cầu cần thiết xác định ở trên.

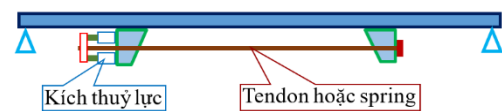
- Hành trình của piston theo tính toán ở trên bằng $4 \cdot \delta_A = 3.1342 \text{ cm}$, trong khi theo tài liệu kèm theo xy lanh thủy lực

ta chọn ở trên, hành trình thông dụng là 10 cm, đáp ứng tốt yêu cầu về hành trình của piston.

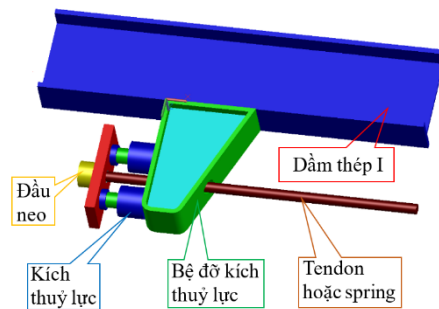
Nhằm nâng cao hiệu quả kinh tế, giải pháp này nên được áp dụng cho kết cấu nhịp lớn, chịu tác dụng ngắn hạn của tải trọng động. Một khi xuất hiện các tải trọng động (chẳng hạn, gió bão, động đất), kết cấu có thể dao động quá mức, lúc này thiết bị điều khiển sẽ được huy động tham gia điều chỉnh biên độ dao động của dầm về mức cho phép. Khi các tải trọng động qua đi, thiết bị sẽ không cần hoạt động nữa, do bản thân dầm được thiết kế đã đủ đáp ứng các yêu cầu về cường độ và độ võng.

Thông qua những lý giải ở trên, ta có thể thấy giải pháp điều khiển đã trình bày hoàn toàn đảm bảo tính khả thi.

Hình 22 mô tả sự bố trí cơ cấu tendon hoặc spring và thiết bị tạo lực kéo hoặc đẩy để điều khiển dao động dầm. Bộ xử lý tiếp nhận tín hiệu dao động từ các cảm biến gắn lên dầm, tính toán và phát xung điều khiển kích thủy lực để tạo lực điều khiển dao động.



a. Bố trí tendon hoặc spring liên kết với dầm.



b. Cấu tạo đầu neo (đầu cáp hoặc thanh truyền lực) và bố trí thiết bị tạo lực điều khiển cho kết cấu truyền lực.

Hình 22. Chi tiết bố trí liên kết và tạo lực điều khiển.

4. Kết luận

Phương pháp điều khiển chủ động dao động công trình thực tế giao thoa giữa nhiều lĩnh vực như động lực học, điện tử học, tin học, cơ điện tử, cơ khí... Ở đây, các tác giả cố gắng xem xét so sánh hiệu quả của hai giải pháp sử dụng spring và giải pháp sử dụng tendon, làm tăng tính khả thi của giải pháp khi chúng ta áp dụng vào thực tiễn xây dựng.

Trong việc điều khiển chủ động, sử dụng phương án cơ cấu tendon để điều khiển dao động vừa cho kết quả đáp ứng được yêu cầu của thiết kế và sử dụng, lại vừa đơn giản trong thi công và chế tạo, nên có hiệu quả hơn khi áp dụng vào các công trình trong thực tế.

Việc sử dụng cơ cấu tendon cũng kinh tế hơn so với dùng giải pháp spring: ta có thể giảm chi phí chế tạo, chi phí vận chuyển, chi phí dựng lắp cũng như chi phí duy tu bảo dưỡng hệ thống điều khiển (đây cáp dùng trong cơ cấu tendon nhẹ hơn và cuộn lại được so với thanh truyền lực trong cơ cấu spring).

Ngoài ra, giải thuật điều khiển dao động ở đây có thể áp dụng cho cả hệ động học tuyến tính cũng như phi tuyến, tạo khả năng áp dụng rộng rãi giải pháp này trong thực tế.

Lời cảm ơn

Tác giả xin cảm ơn Trường Đại học Bách khoa - Đại học Quốc gia Thành phố Hồ Chí Minh đã tạo điều kiện để tác giả hoàn thành nghiên cứu này.

Tài liệu tham khảo

- [1] Hiroki Yamaguchi – *Control of Structures* – Course SC 98, AIT, 1991.
- [2] Ngô Vi Long, Phan Ngọc Châu, Nguyễn Văn Yên, Chu Quốc Thắng – *Điều khiển dao động của một dầm chịu tải di động bằng kỹ thuật điều khiển chủ động* – Tạp chí Cầu đường Việt nam, số 3, 2007.
- [3] Wu, Z. – *Active Control in Bridge Engineering* – Bridge Engineering Handbook, Ed. Wai-Fah Chen and Lian Duan Boca Raton: CRC Press, 2000.
- [4] Josué Enríquez-Zárate, Hugo Francisco Abundis, Sebastián Gutiérrez - *Passive vibration control in a civil structure: Experimental results*, Volume 52, Issue 7-8, May 13, 2019.
<https://doi.org/10.1177/0020294019847715>
- [5] Sara Ying Zhanga, Jason Zheng Jianga*, Simon A. Neilda – *The Structure-Immittance Approach for Passive Vibration Control* – ScienceDirect - X International Conference on Structural Dynamics, EURO DYN 2017. www.sciencedirect.com/Procedia/Engineering/199
- [6] Aiqun Li – *Vibration Control for Building Structures* – Theory and Applications, Springer Tracts in Civil Engineering (STCE), © Springer Nature Switzerland AG, 2020. <http://www.springer.com/series/15088>
- [7] André Preumont – *Vibration Control of Active Structures, An Introduction* – 4th Edition, Springer, Solid Mechanics and Its Applications, Feb. 2018
- [8] André Preumont – *Vibration Control of Active Structures, An Introduction* – 3rd Edition, Springer Solid Mechanics and Its Applications 179, July 2011
- [9] André Preumont – *Vibration Control of Active Structures* – 2nd Edition, Springer link, Solid Mechanics and its Applications, volume 96, Jan. 2002
- [10] T.T Soong – *Active Structural Control-Theory and Practice* – Longman Scientific & Technical, Copublished in the United States with John Wiley & Sons Inc., 605 Third Avenue, New York, NY 10158, 1990
- [11] Hejia Gao et al. – *Adaptive vibration control of a flexible structure based on hybrid learning controlled active mass damping* – Journal of the Franklin Institute, Volume 359, Issue 12, Pages 5935-5959, August 2022. <https://doi.org/10.1016/j.jfranklin.2022.06.017>
- [12] Peng Wang et al. – *Active vibration control in specific zones of smart structures* – Control Engineering Practice, Volume 84, Pages 305-322, March 2019.
- [13] Rabih Alkhatib, M. Farid Golnaraghi – *Active Structural Vibration Control: A Review* – Research Gate, The Shock and Vibration Digest, 35/5/367, Sep. 2003
- [14] Ray W. Clough, Joseph Penzien – *Dynamics of Structures* – Computers & Structures Inc., University Ave. Berkeley, CA 94704 USA, Copyright (c) 2003