

TỐI ƯU HÓA BỘ HẤP THỤ DAO ĐỘNG TMD-D CHO CON LẮC NGƯỢC THEO PHƯƠNG PHÁP CỰC TIỂU ĐỘNG NĂNG CỦA HỆ VÀ ÁP DỤNG GIẢM DAO ĐỘNG THEO PHƯƠNG THẲNG ĐỨNG CỦA Ô TÔ

OPTIMAL PARAMETERS OF TUNED MASS DAMPER FOR AN INVERTED PENDULUM BY USING THE PRINCIPLE OF MINIMUM KINETIC ENERGY AND APPLICATION TO REDUCE THE STRAIGHT VIBRATION OF CARS

Nguyễn Duy Chinh

TÓM TẮT

Trong bài báo này, tác giả nghiên cứu giảm dao động cho con lắc ngược bằng bộ hấp thụ dao động TMD-D [tuned mass damper] theo phương pháp cực tiểu động năng của hệ. Kết quả tham số tối ưu tìm được dưới dạng giải tích, tường minh, có thể áp dụng được cho kết cấu con lắc ngược khi các tham số thay đổi. Để đánh giá hiệu quả giảm dao động của các tham số tối ưu tìm được cho hệ, tác giả đã sử dụng phần mềm Maple mô phỏng số các kết quả nghiên cứu để giảm dao động cho xe ô tô, đây là phần mềm được các nhà khoa học trên thế giới chuyên dùng và cho kết quả tin cậy. Sau khi mô phỏng ta thấy rằng dao động của ô tô giảm rất nhiều theo thời gian khi được lắp đặt bộ TMD-D tối ưu.

Từ khóa: TMD-D, Con lắc ngược, Bộ hấp thụ dao động thu động dạng khối lượng.

ABSTRACT

In this paper, the authors investigated to reduce the vibration of an inverted pendulum system by the TMD-D [tuned mass damper] by using the principle of minimum kinetic energy. The optimal parameter results are found in analytic, explicit, and can be applied to any structure when the parameters change. In order to evaluate the effect of vibration reduction of the optimal parameters found for the system, the author used Maple software to simulate the research results to reduce the vibration of cars, this is the software is the home Science in the world dedicated and reliable results. After the simulation, we see that the vibration of the car drastically decreases over time as the optimum TMD-D is installed.

Keywords: TMD-D, inverted-pendulum system, tuned mass damper.

Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật Hưng Yên

Email: duychinhdhspkth@gmail.com

Ngày nhận bài: 16/8/2018

Ngày nhận bài sửa sau phản biện: 16/11/2018

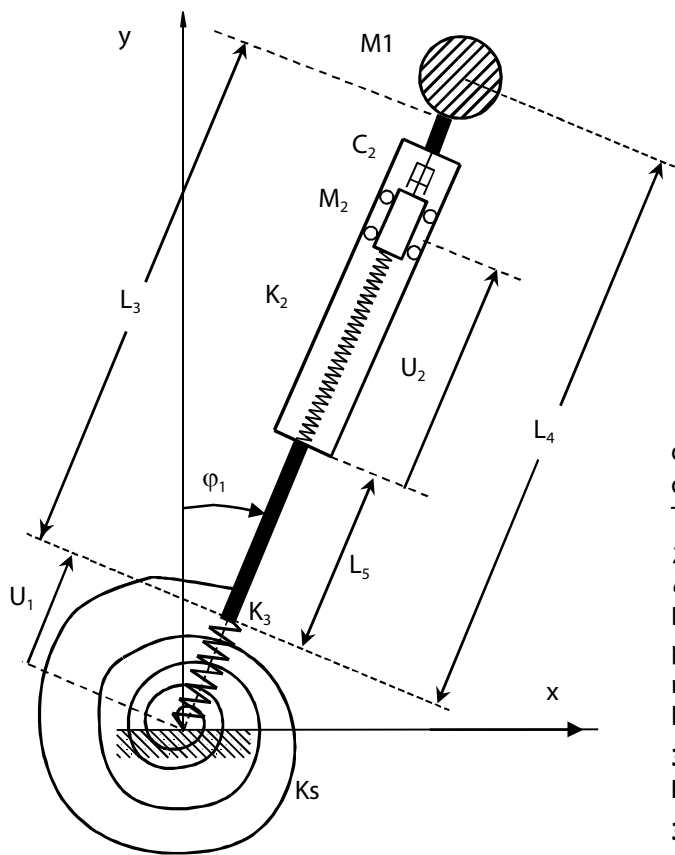
Ngày chấp nhận đăng: 25/02/2019

1. GIỚI THIỆU

Giảm dao động cho kết cấu bằng bộ hấp thụ dao động TMD được rất nhiều các nhà khoa học nghiên cứu [1-7]. Một trong các kết cấu được nghiên cứu giảm dao động là công trình có dạng con lắc ngược [2-6]. Để tìm các tham số tối ưu giảm dao động cho con lắc ngược, ta có nhiều phương pháp khác nhau. Trong [3-5] tác giả tìm tham số tối ưu cho con lắc ngược theo phương pháp cân bằng cực. Trong [6] các tác giả đã tìm được tham số tối ưu của bộ TMD-D theo phương pháp cực tiểu hóa năng lượng và sử dụng phép hàm thế năng. Để so sánh kết quả của tham số tối ưu tìm được khi sử dụng các hàm năng lượng khác nhau, trong bài báo này tác giả tiếp tục nghiên cứu, tính toán tìm các tham số tối ưu của bộ giảm dao động TMD-D theo phương pháp cực tiểu động năng của hệ theo tài liệu tham khảo [7].

2. MÔ HÌNH VÀ PHƯƠNG TRÌNH VI PHÂN CHUYỂN ĐỘNG CỦA HỆ

Hình 1 biểu diễn sơ đồ của con lắc ngược có khối lượng M , cách nền ngang một khoảng L_4 , thanh đỡ con lắc ngược có khối lượng m trọng tâm đặt tại G cách nền ngang một khoảng L_3 , liên kết giữa nền ngang và con lắc ngược được thay bằng hai lò xo - lò xo xoắn có độ cứng K_5 và lò xo có độ cứng K_3 . Để giảm dao động cho cơ cấu có ta lắp vào hệ bộ hấp thụ dao động TMD-D. Bộ hấp thụ dao động TMD-D được lắp tại vị trí cách nền ngang một khoảng L_5 gồm một vật có khối lượng M_2 , liên kết với con lắc ngược bởi một lò xo có độ cứng K_2 và một bộ cản nhớt tuyến tính có hệ số cản c_2 . Trường hợp chỉ có bộ hấp thụ dao động TMD-D khi đó cơ hệ có ba bậc tự do, φ_1 là góc quay của con lắc ngược, U_1 là dịch chuyển của con lắc ngược theo phương thẳng đứng, U_2 là dịch chuyển của bộ TMD-D.



Hình 1. Mô hình con lắc ngược có lắp bộ hấp thụ dao động TMD-D
 Theo [4] ta có phương trình vi phân chuyển động của cơ hệ như sau:

$$M_{p*} \ddot{\mathbf{X}} + C_{p*} \dot{\mathbf{X}} + K_{p*} \mathbf{X} = \mathbf{F}_{p*}(t) \tag{1}$$

Trong đó:

$$M_{p*} = \begin{bmatrix} 1 + \mu_{\varphi D} \gamma_D^2 & 0 & 0 \\ 0 & 1 + \mu_{UD} & \mu_{UD} \\ 0 & \mu_{UD} & \mu_{UD} \end{bmatrix} \tag{2}$$

$$C_{p*} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 2\xi_D \alpha_{dD} \mu_{UD} \omega_{\varphi D} \end{bmatrix} \tag{3}$$

$$K_{p*} = \begin{bmatrix} (1 - \mu_{\varphi D} \gamma_D \eta_D) \omega_{\varphi D}^2 & 0 & 0 \\ 0 & \alpha_{UD}^2 \omega_{\varphi D}^2 & 0 \\ 0 & 0 & \mu_{UD} \alpha_{dD}^2 \omega_{\varphi D}^2 \end{bmatrix} \tag{4}$$

$$\mathbf{X} = \begin{bmatrix} L_4 \varphi_1 \\ U_1 \\ U_2 \end{bmatrix}; \mathbf{F}_{p*}(t) = \begin{bmatrix} \frac{3Q(t)}{3M+m} \\ \frac{P(t)}{M+m} \\ 0 \end{bmatrix} \tag{5}$$

Trong đó:

$$U = L_4 \varphi_1, \mu_{\varphi D} = \frac{M_2}{M+m}, \mu_{UD} = \frac{M_2}{M+m}, \gamma_D = \frac{L_5}{L_4}, \alpha_{UD} = \sqrt{\frac{K_3}{M+m}}, L_3 = L_4$$

$$\omega_{\varphi D} = \sqrt{\frac{K_2}{ML_3^2 + mL_4^2/3} - \frac{(6M+3m)g}{6ML_4 + 2mL_4}} = \sqrt{\frac{6K_2 - gL_4(6M+3m)}{2L_4^2(3M+m)}} \tag{6}$$

$$\omega_{dD} = \sqrt{\frac{k_2}{M_2}}, \xi_D = \frac{c_2}{2M_2 \omega_{dD}}, \alpha_{dD} = \frac{\omega_{dD}}{\omega_{\varphi D}}$$

$$\alpha_{UD} = \frac{\alpha_{UD}}{\omega_{\varphi D}}, \eta_D = \frac{g}{\omega_{\varphi D}^2 L_4}$$

Trong biểu thức (6): μ_{UD} : Tỷ số khối lượng của bộ hấp thụ dao động TMD-D và con lắc ngược đặc trưng cho chuyển động thẳng; $\mu_{\varphi D}$: Tỷ số khối lượng của bộ hấp thụ dao động TMD-D và con lắc ngược đặc trưng cho chuyển động quay; γ_D : Hệ số biểu thị vị trí lắp đặt bộ hấp thụ dao động TMD-D; ω_{dD} : Tần số dao động riêng của bộ hấp thụ dao động TMD-D; $\omega_{\varphi D}$: Tần số dao động riêng của con lắc ngược theo phương lắc ngang; ω_{UD} : Tần số dao động riêng của con lắc ngược theo phương thẳng đứng; ξ_D : Tỷ số cản nhớt của bộ hấp thụ dao động TMD-D.

3. TỐI ƯU HÓA BỘ HẤP THỤ DAO ĐỘNG TMD-D THEO PHƯƠNG PHÁP CỰC TIỂU ĐỘNG NĂNG CỦA HỆ

3.1. Tính tham số tối ưu

Ta dùng phép đổi biến số:

$$\begin{aligned} y_1 &= \varphi_1, & y_2 &= u_1, & y_3 &= u_2, \\ y_4 &= \dot{y}_1 = \dot{\varphi}_1, & y_5 &= \dot{y}_1 = \dot{u}_1, & y_6 &= \dot{y}_2 = \dot{u}_2 \end{aligned} \tag{7}$$

Từ phương trình (1-7) đưa về phương trình:

$$\dot{\mathbf{y}} = \mathbf{H}\mathbf{y} + \mathbf{F} \tag{8}$$

\mathbf{H} là ma trận sau

$$\mathbf{H} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ H_{41} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & H_{52} & H_{53} & 0 & 0 & H_{56} \\ 0 & H_{62} & H_{63} & 0 & 0 & H_{66} \end{bmatrix} \tag{9}$$

Trong đó:

$$\begin{aligned} H_{41} &= -\frac{(1 - \eta_D \gamma_D \mu_{\varphi D}) \omega_{\varphi D}^2}{1 + \mu_{\varphi D} \gamma_D^2}; & H_{52} &= -\alpha_{UD}^2 \omega_{\varphi D}^2; \\ H_{62} &= \alpha_{UD}^2 \omega_{\varphi D}^2; & H_{53} &= \mu_{UD} \alpha_{dD}^2 \omega_{\varphi D}^2; \\ H_{63} &= -(1 + \mu_{UD}) \alpha_{dD}^2 \omega_{\varphi D}^2; \\ H_{56} &= 2\mu_{UD} \alpha_{dD} \omega_{\varphi D} \xi_D; & H_{66} &= -2(1 + \mu_{UD}) \alpha_{dD} \omega_{\varphi D} \xi_D \end{aligned} \tag{10}$$

Theo phương pháp cực tiểu động năng của hệ theo tài liệu [7]. Bài toán đặt ra là thiết kế các thông số của TMD-D sao cho phẩm hàm:

$$Z = \frac{1}{2} \mathbf{y}_0^T \mathbf{B} \mathbf{y}_0 \quad (11)$$

Đạt giá trị cực tiểu, trong đó \mathbf{y}_0 là véc tơ điều kiện ban đầu, ma trận \mathbf{B} là nghiệm của phương trình đại số Lyapunov:

$$\mathbf{H}^T \mathbf{B} + \mathbf{B} \mathbf{H} + \mathbf{Q} = 0 \quad (12)$$

Trong đó \mathbf{Q} là hàm trọng số. Với mục tiêu là cực tiểu động năng của hệ chính nên ma trận trọng số \mathbf{Q} sẽ được chọn như sau:

$$\mathbf{Q} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & Q_{33} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (13)$$

Điều kiện để cực tiểu hàm mục tiêu Z là:

$$\left. \frac{\partial Z}{\partial \alpha_{dD}} \right|_{\alpha_{dD} = \alpha^*} = 0, \quad \left. \frac{\partial Z}{\partial \zeta} \right|_{\zeta = \zeta^*} = 0 \quad (14)$$

Giải hệ phương trình (9÷14) ta tìm tham số tối ưu cho TMD-D như sau:

$$\alpha_{optD} = \alpha^* = \frac{\alpha_{uD} \sqrt{2(2 - \mu_{uD})}}{2(1 + \mu_{uD})} \quad (15)$$

$$\zeta_{optD} = \zeta^* = \frac{1}{2} \frac{\sqrt{\mu_{uD}(4 + 3\mu_{uD} - \mu_{uD}^2)}}{(1 + \mu_{uD}) \sqrt{2(2 - \mu_{uD})}} \quad (16)$$

3.2. Áp dụng kết quả nghiên cứu, tính toán giảm dao động theo phương thẳng đứng của ô tô

Hình 2 mô tả một mô hình đơn giản của một ô tô theo tài liệu tham khảo [1]. Ta sử dụng số liệu sau:

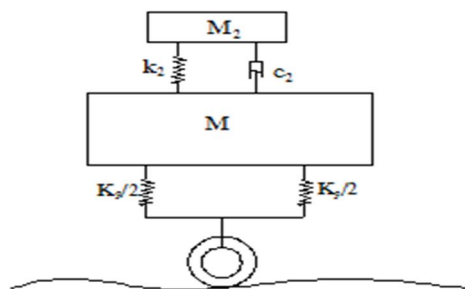
$$\text{Ô tô có khối lượng } M = 12.10^2 \text{ kg} \quad (17)$$

Hệ thống nhíp tương đương với lò xo có độ cứng:

$$k_3 = 2.10^5 \text{ N/m} \quad (18)$$

Vấn đề đặt ra của kỹ thuật là lắp đặt một bộ TMD-D để giảm dao động theo phương thẳng đứng của ô tô.

Ta thiết kế bộ TMD-D như sau: Khối lượng của TMD-D là $M_2 = 12 \text{ kg}$



Hình 2. Sơ đồ tính toán bộ hấp thụ dao động TMD-D để giảm dao động theo phương thẳng đứng của ô tô

Tần số dao động tự nhiên của ô tô và tỉ số khối lượng được tính từ công thức (6):

$$\omega_{uD} = \sqrt{\frac{K_3}{M+m}} = 19,2(\text{rad/s}) \quad (20)$$

$$\mu_{uD} = \frac{M_2}{M+m} = 0,01 \quad (21)$$

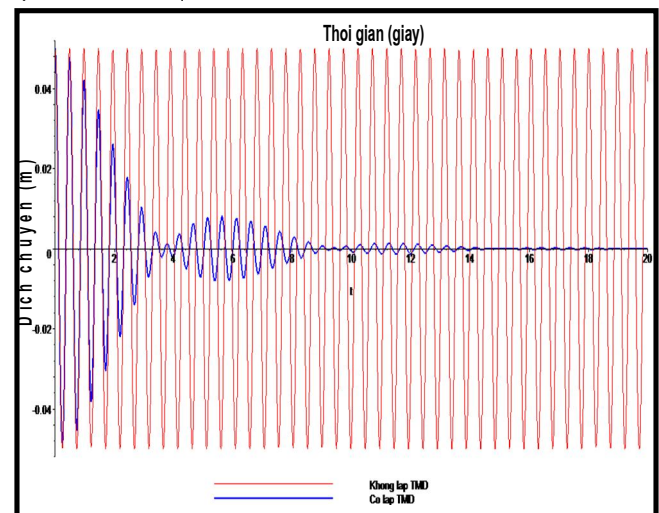
Từ (6, 15, 16) ta suy ra hệ số lò xo k_2 và hệ số cản c_2 của TMD-D như sau:

$$k_2 = 1947,785(\text{N/m}) \quad (22)$$

$$c_2 = 15,23(\text{Ns/m}) \quad (23)$$

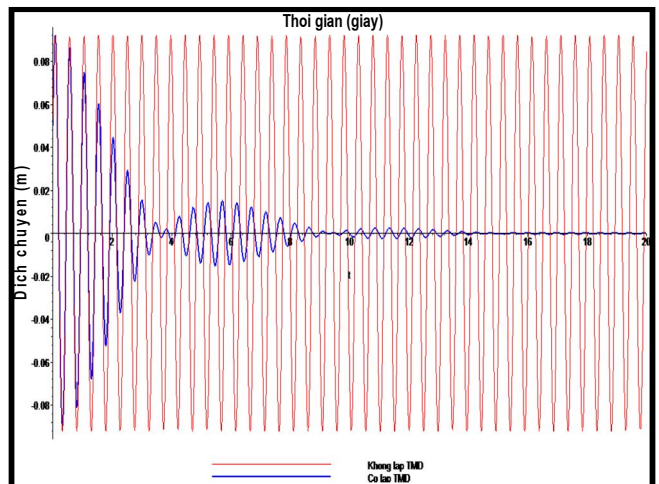
Sử dụng phần mềm Maple mô phỏng dao động của ô tô theo phương thẳng đứng như sau:

Trường hợp 1: Dưới tác dụng của ngoại lực ô tô có độ lệch ban đầu $U_1 = 0,05(\text{m})$



Hình 3. Đồ thị biên độ dao động của độ lệch U_1 của ô tô với điều kiện đầu $U_1 = 0,05(\text{m})$

Trường hợp 2: Dưới tác dụng của ngoại lực ô tô có độ lệch $U_1 = 0,05(\text{m})$ và có vận tốc ban đầu (m/s)



Hình 4. Đồ thị biên độ dao động của độ lệch U_1 của ô tô với điều kiện đầu $U_1 = 0,05(\text{m})$, $\dot{U}_1 = 1,0(\text{m/s})$

Từ hình 3 và 4, ta thấy rằng khi áp dụng kết quả nghiên cứu của tham số tối ưu từ phương trình (15,16), tính toán bộ TMD-D lắp đặt vào giảm dao động theo phương thẳng đứng của ô tô thì biên độ dao động của nó giảm rất nhiều theo thời gian so với trường hợp không lắp đặt bộ hấp thụ dao động.

4. KẾT QUẢ VÀ THẢO LUẬN

Khi xác định tham số tối ưu giảm dao động cho bộ TMD-D theo phương pháp cực tiểu hóa năng lượng sử dụng phiếm hàm thế năng theo tài liệu [6], ta có kết quả là:

$$\alpha_{optD} = \frac{\alpha_{uD}}{(1 + \mu_{uD})} \tag{24}$$

$$\xi_{optD} = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{\mu_{uD}}{(1 + \mu_{uD})}} \tag{25}$$

So sánh kết quả giữa các phương trình (15, 16) và (24, 25) ta thấy rằng với một cơ cấu như nhau khi sử dụng phương pháp tìm tham số tối ưu theo các hàm năng lượng khác nhau thì kết quả tìm được là khác nhau. Bởi vậy khi áp dụng các tham số tối ưu giảm dao động cho kết cấu ta phải xem vấn đề ưu tiên của kỹ thuật là giảm thành phần năng lượng nào cho hệ để áp dụng tham số tối ưu cho hợp lý.

5. KẾT LUẬN

Trong thời đại công nghiệp 4.0, các công trình ngày càng lớn về chiều dài và chiều cao. Sự gia tăng về quy mô kết cấu sẽ dẫn đến các đáp ứng động lực phức tạp của kết cấu và sẽ sinh ra các dao động có hại. Vì vậy, nghiên cứu giảm dao động có hại cho cơ cấu là bài toán cấp thiết, cần được quan tâm, nghiên cứu. Bài báo đã nghiên cứu xác định tham số tối ưu của bộ hấp thụ dao động TMD-D để giảm dao động cho con lắc ngược theo phương pháp cực tiểu động năng của hệ. Các kết quả nghiên cứu thu được như sau:

$$\alpha_{optD} = \frac{\alpha_{uD} \sqrt{2(2 + \mu_{uD})}}{2(1 + \mu_{uD})}$$

$$\xi_{optD} = \frac{1}{2} \frac{\sqrt{\mu_{uD}(4 + 3\mu_{uD} - \mu_{uD}^2)}}{(1 + \mu_{uD}) \sqrt{2(2 - \mu_{uD})}}$$

Khi áp dụng kết quả nghiên cứu ở trên, tính toán bộ TMD-D lắp đặt vào giảm dao động theo phương thẳng đứng của ô tô thì biên độ dao động của nó giảm rất nhiều theo thời gian so với trường hợp không lắp đặt bộ hấp thụ dao động. Điều này đáp ứng được yêu cầu của các nhà khoa học kỹ thuật đặt ra.

Nghiên cứu này được tài trợ bởi Trung tâm Nghiên cứu Ứng dụng Khoa học và Công nghệ, Trường Đại học Sư phạm kỹ thuật Hưng Yên, đề tài mã số UTEHY.T034.P1819.03.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

[1]. Nguyễn Đông Anh, Lê Đức Việt, 2007. *Giảm dao động bằng thiết bị tiêu tán năng lượng*. Nhà xuất bản khoa học tự nhiên và công nghệ, Hà Nội.

[2]. Nguyễn Đông Anh, Khổng Doãn Điền, Nguyễn Duy Chinh, 2007. *Nghiên cứu dao động của hệ con lắc ngược có lắp đặt hệ thống giảm dao động TMD và DVA*. Tuyển tập công trình khoa học, Hội nghị Cơ học toàn quốc lần thứ 8, Hà Nội ngày 6-7/12/2007. Tập 1: Động lực học và Điều khiển, tr 53- 62.

[3]. Nguyễn Duy Chinh, 2008. *Nghiên cứu và áp dụng các thông số tối ưu của bộ hấp thụ dao động TMD-N đối với hệ con lắc ngược vào việc giảm dao động cho tháp nước*. Tạp chí khoa học công nghệ xây dựng, 2, 12- 20.

[4]. Nguyễn Duy Chinh, 2010. *Nghiên cứu giảm dao động cho công trình theo mô hình con lắc ngược chịu tác dụng của ngoại lực*. Luận án Tiến sĩ Cơ học, Viện Cơ học – Viện Hàn lâm khoa học và Công nghệ Việt Nam.

[5]. N. D. Anh, H. Matsuhisa, L. D. Viet, M. Yasuda, 2007. *Vibration control of an inverted pendulum type structure by passive mass-spring-pendulum dynamic vibration absorber*. Journal of Sound and Vibration 307, 187–201.

[6]. Nguyễn Duy Chinh, 2016. *Tham số tối ưu của bộ hấp thụ dao động TMD-D cho con lắc ngược theo phương pháp cực tiểu hóa năng lượng*. Tạp chí khoa học công nghệ xây dựng, 4, 12-18.

[7]. Nguyen DC, 2018. *Determination of optimal parameters of the tuned mass damper to reduce the torsional vibration of the shaft by using the principle of minimum kinetic energy*. Proc IMechE, Part K: J Multi-body Dynamics, 1-9