



NGHIÊN CỨU CƠ SỞ LÝ THUYẾT TÍNH TOÁN, THIẾT KẾ MÁY NGHIỀN CÔN RUNG

Trần Văn Tuấn¹

Tóm tắt: Hiện nay việc sử dụng lại phế thải xây dựng, bê tông nhựa đường trong duy tu sửa chữa đường bộ ngày càng nhiều. Đặc điểm của vật liệu này là có độ bền nhỏ hơn nhiều độ bền cốt liệu gốc, trong chúng tồn tại ứng suất dư cũng như nhiều vết nứt tế vi. Bản chất của quá trình nghiền côn rung là do xung dao động cùng lực ép miết tác động, làm cục vật liệu nghiền bị phá huỷ tại những vị trí có tập trung ứng suất hay các vị trí có tồn tại các vết nứt tế vi. Quá trình phá vỡ cục vật liệu như vậy tạo ra tỷ số nghiền lớn hơn máy nghiền truyền thống, dễ tách lượng vữa xi măng hay bitum dính quanh hạt cốt liệu. Kết quả của nghiên cứu nhằm đề xuất được cơ sở tính toán, thiết kế dạng máy nghiền côn rung.

Từ khóa: Máy nghiền côn rung; xung dao động; lực ép miết; nứt tế vi.

Summary: Today, the application of construction wastes and asphalt concretes in road maintenance and reparation is significant increasing. The features of this kind of material are that, they are much smaller in durability compare with original aggregate and existence residual stress as well as many microscopic cracks. The essence of vibrating cone crusher is that, due to pulse of oscillation and the impact of jam forces, which destroyed materials in the areas where stresses are concentrated and microscopic cracks are existed. Such processes of breaking materials create the ratio of grinding is greater than traditional mills, easy to separate the amount of cement or bituminous around aggregates. The results of this paper serve to propose the basis of calculation to design vibrating cone crushers.

Keywords: Vibrating cone crusher; pulse of oscillation; impact of jam forces; microscopic cracks.

Nhận ngày 16/9/2015, chỉnh sửa ngày 01/10/2015, chấp nhận đăng 07/01/2016



1. Đặt vấn đề

Phế thải xây dựng, bê tông nhựa đường sử dụng lại trong duy tu sửa chữa đường bộ ngày càng nhiều. Ở Nhật Bản đã sử dụng rất hiệu quả máy nghiền côn rung trong việc tái thiết thành phố Kobe sau thảm họa động đất [6]. Còn ở nước ta, tác giả bài báo chưa thấy tài liệu nào đề cập tới việc thiết kế, chế tạo máy nghiền côn rung.

Mức độ nghiền của các máy nghiền côn rung lớn gấp 2 lần các máy nghiền côn không rung và có thể nghiền vật liệu nhỏ đến (2-4) mm, dùng lại làm cốt liệu cho bê tông [4,6,7].

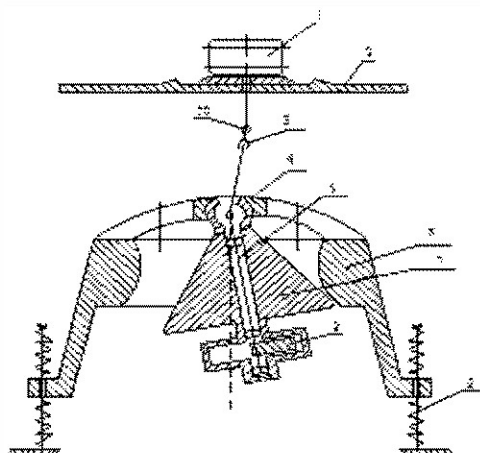
Bài báo này đề xuất cơ sở tính toán lực kích rung, tổng độ cứng của lò xo và khảo sát biên độ dao động trong mặt phẳng ngang phụ thuộc vào hệ số giảm dao động do vật liệu nghiền khác nhau làm cơ sở thiết kế, chế tạo máy nghiền côn rung.



2. Sơ đồ nguyên lý, mô hình và lời giải

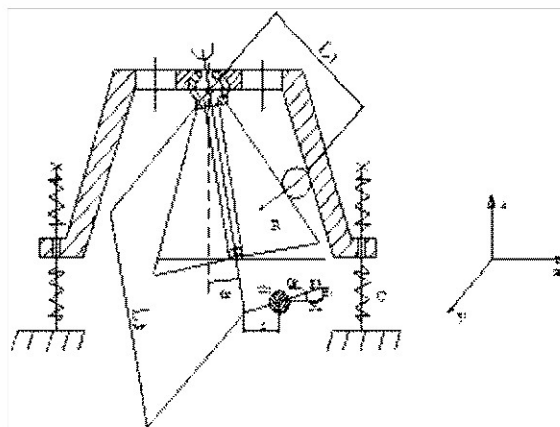
Sơ đồ nguyên lý cấu tạo máy nghiền côn rung (Hình 1). Máy gồm 03 cụm chính: Côn nghiền cố định 6 gắn trên vỏ máy; côn di động 7 và cụm gây rung 8. Động cơ 1 truyền động cho cụm gây rung qua hai khớp cầu 10 và trục then hoa 3. Trục 5 của quả văng 8 đặt trên hai gối đỡ; vỏ máy cùng côn nghiền được đặt trên lò xo 9. Côn nghiền di động dưới tác dụng của lực ly tâm sẽ quay quanh trục của nó và lăn trên mâm nghiền cố định để nghiền vật liệu. Dầm 2 thuộc khung máy dùng để đặt động cơ. Khe hở ra đá có thể điều chỉnh tại cụm treo 4 như máy nghiền côn thô.

¹PGS. TS, Khoa Cơ khí Xây dựng, Trường Đại học Xây dựng. E-mail: tranvantuandhxd@yahoo.com.



Hình 1. Sơ đồ cấu tạo máy nghiêng côn rung

1. Động cơ gây rung; 2. Dây thép đỡ động cơ;
3. Trục then hoa; 4. Cụm treo máy;
5. Trục dẫn động quả nặng; 6. Côn nghiêng cố định;
7. Côn nghiêng di động; 8. Quả nặng; 9. Lò xo; 10. Khớp cầu



Hình 2. Sơ đồ lực

2.1 Phương trình chuyển động và lời giải

Máy dao động theo 03 phương. Theo phương thẳng đứng OZ máy dao động tắt dần về nơi cách vị trí cân bằng tĩnh một khoảng e . Phương trình chuyển động của máy:

$$\begin{cases} m\ddot{x} + b_x\dot{x} + c_x x = \cos\alpha \cdot F_0 \cos(\omega t) \\ m\ddot{y} + b_y\dot{y} + c_y y = \cos\alpha \cdot F_0 \sin(\omega t) \\ m\ddot{z} + b_z\dot{z} + c_z z = \sin\alpha \cdot F_0 \end{cases} \quad (1)$$

Trong đó: x, y, z là tọa độ của trọng tâm máy theo phương ngang x, y và phương đứng z ; m là khối lượng dao động; b_x, b_y, b_z là hệ số giảm chấn của hệ theo phương ngang x, y và phương đứng z ; c_x, c_y, c_z là hệ số đàn hồi của hệ theo phương ngang x, y và phương đứng z . Dựa vào các máy nghiêng côn thô truyền thống để có thể chọn sơ bộ kích thước máy và các thông số cần thiết để tính toán. Sau thiết kế, chế tạo cần tiến hành thực nghiệm để hợp lý hóa các thông số kết cấu và các thông số động lực máy, theo [5] thì $\alpha = (0,5 - 2,5)^\circ$ là góc lệch của trục côn di động; $F_n = \cos\alpha \cdot F_0 \cdot \cos(\omega t) \approx F_0 \cdot \cos(\omega t)$ là lực quán tính ly tâm chiếu trên mặt phẳng ngang; $F_d = \sin\alpha \cdot F_0$ là lực quán tính ly tâm chiếu trên phương đứng; $F_0 = m_0 \cdot r \cdot \omega^2$ là lực quán tính ly tâm, ở đây $m_0 \cdot r$ là mô men tĩnh, m_0 là khối lượng lệch tâm; r là bán kính lệch tâm.

Hệ dao động là tuyến tính cho nên tần số dao động [7] của cả hệ bằng tần số kích rung $n=1500$ vòng/phút hay $\omega = 157 \text{ rad/s}$.

Với điều kiện: $t = 0; X_0 = 0; \dot{X} = \dot{X}_0$ nghiệm của hai phương trình đầu của (1) có dạng sau:

$$\begin{aligned} X_{(t)} = & e^{-h_x t} \left(x_0 \cos \omega_1 t + \frac{X_0 h_x + \dot{X}_0}{\omega_1} \sin \omega_1 t \right) - \frac{F_0 e^{-h_x t} \left[(\omega_0^2 - \omega^2) \cos \omega_1 t + \frac{h_x}{\omega_1} (\omega_0^2 + \omega^2) \sin \omega_1 t \right]}{m \left[(\omega_0^2 - \omega^2)^2 + 4h_x^2 \omega^2 \right]} + \\ & + \frac{F_0 \cos(\omega t - \varphi)}{m \sqrt{(\omega_0^2 - \omega^2)^2 + 4h_x^2 \omega^2}} \end{aligned} \quad (2)$$

Trong đó: $\omega_1 = \sqrt{\omega_0^2 - h_x^2}$. Thành phần thứ nhất của nghiệm (2) là thành phần phụ thuộc vào điều kiện đầu; thành phần dao động riêng cường bức thứ hai chỉ phụ thuộc vào lực kích động. Hai thành phần này sẽ tắt dần do tồn tại hệ số $e^{-h_x t}$. Thành phần dao động cường bức thứ ba được gọi là dao động cường bức bình ổn, được viết dưới dạng sau:

$$x = \frac{F_0 \cos(\omega t - \varphi)}{m \sqrt{(\omega_0^2 - \omega^2)^2 + 4h_x^2 \omega^2}} \quad (3)$$

Trong đó $\omega_0 = \sqrt{\frac{C_x}{m}}$ là tần số dao động riêng trong mặt phẳng ngang; $h_x = \frac{b_x}{2m}$ là hệ số giảm dao động, xác định bằng thực nghiệm; $\operatorname{tg} \varphi = \frac{2h_x \omega}{(\omega_0^2 - \omega^2)}$

Nghiệm của phương trình dao động tắt dần $Z(t)$, theo tài liệu [1] sẽ là:

$$Z(t) = \frac{F_d}{C_z} \left[1 - \frac{e^{-h_z t}}{\sqrt{1-D^2}} \cos(\omega_{0z} t - \varphi_z) \right] \quad (4)$$

$$\text{Trong đó } F_d = \sin \alpha \cdot F_0; D = \frac{h_z}{\omega_{0z}} = \frac{b_z}{2m \cdot \omega_{0z}} = \sin \varphi_z; \omega_{0z} = \sqrt{\frac{C_z}{m}}; \omega_{1z} = \omega_{0z} \sqrt{1-D^2}; e_1 = \frac{F_d}{C_z};$$

Theo phương đứng OZ; trong quá trình làm việc do lực F hướng lên trên, bởi vậy sau một thời gian dao động tắt dần, hệ sẽ tiệm cận tới vị trí cách vị trí tĩnh của nó một khoảng $e_1 = \frac{F_d}{C_z}$, làm khe hở của xả sản phẩm của máy nhỏ hơn khi máy ngừng làm việc.

2.2 Tính lực quán tính ly tâm F_0

Dựa vào các thông số của máy nghiền côn, ví dụ máy nghiền côn КИД1750 ta có sơ đồ lực nghiền tác động vào côn di động Hình 2. Lấy mômen tại gối đỡ côn di động ta có $P_n \cdot L_1 = F_0 \cdot L_2$; trong đó P_n là lực nghiền; F_0 là lực quán tính ly tâm; L_1, L_2 là khoảng cách từ các lực tới gối đỡ côn di động; $L_1 = 0,816 \text{ m}$; $L_2 = 1,4 \text{ m}$. Theo [5], V.A. Ôlêpski giá trị lực trung bình của lực nghiền đá xây dựng là:

$$P_n = 46 \cdot F_1 \cdot 10^4 \quad (\text{N}) \quad (5)$$

Giá trị này cần được xác định lại đối với phế liệu đem nghiền. Để đơn giản, bước đầu giữ nguyên giá trị đối với đá xây dựng. F_1 là diện tích một nửa côn nghiền di động, (m^2) được tính như sau: $F_1 = \pi \cdot (R + r) \cdot S/2$; đối với máy nghiền côn thô đã chọn làm ví dụ tính, ta có: R là bán kính đáy lớn của côn nghiền $R = 0,875 \text{ m}$; r là bán kính đáy nhỏ của côn nghiền $r = 0,17 \text{ m}$; S là chiều dài đường sinh của côn nghiền, $S = 1,225 \text{ m}$. Vậy $F_1 = 2,01 \text{ m}^2$; $P_n = 46 F_1 \cdot 10^4 = 46 \cdot 2,01 \cdot 10^4 = 92,5 \cdot 10^4 \text{ (N)}$.

$$F_0 = \frac{P_n \cdot L_1}{L_2} = \frac{92,5 \cdot 10^4 \cdot 0,816}{1,4} = 53,9 \cdot 10^4 \text{ (N)} \quad (6)$$

Trong đó $F_0 = m_0 r \omega^2$, vậy ta có mô men tĩnh gây rung:

$$m_0 r = \frac{F_0}{\omega^2} = \frac{53,9 \cdot 10^4}{157^2} = 21,86 \text{ (kg.m)} \quad (7)$$

2.3 Tính độ cứng lò xo theo phương đứng Oz

Để giảm chấn tốt và chế độ làm việc của máy ít bị ảnh hưởng do việc nạp liệu không đều, theo tài liệu [3] nên chọn chế độ rung theo phương OZ làm việc sau điểm cộng hưởng, với $\frac{\omega}{\omega_{0z}} = (7-10)$, trong đó $\omega = 157 \text{ rad/s}$ là tần số làm việc của máy; $\omega_{0z} = \sqrt{\frac{C_z}{m}}$ là tần số dao động riêng theo phương OZ.

Vậy độ cứng $C_z = m \cdot \left(\frac{\omega}{7} \right)^2 = m \cdot \left(\frac{157}{7} \right)^2 \approx 500 \cdot m \text{ [N/m]}$, trong đó $m = 5000 \text{ kg}$ là khối lượng rung của cả hệ: $C_z = 500 \times 5000 = 2.500.000 \text{ (N/m)} = 2500 \text{ (kg/cm)}$.

2.4 Tính độ cứng theo mặt phẳng ngang (OX, OY)

$$\text{Biến dạng tĩnh của lò xo: } \lambda = \frac{m \cdot g}{C_x} = \frac{5000 \cdot 9,81}{2.500.000} \approx 0,02 \text{ (m)} \quad (8)$$

Trong đó $g = 9,81 \text{ m/s}^2$ là gia tốc trọng trường;

Độ cứng của lò xo theo phương ngang. Theo tài liệu tham khảo [2] ta có công thức sau:

$$C_x = \frac{C_z}{1,44 \alpha_1 \left[0,204 \cdot \left(\frac{H}{D} \right)^2 + 0,256 \right]} \quad (9)$$

trong đó: C_x là độ cứng của lò xo theo phương ngang (N/m); H là chiều cao làm việc của lò xo, $H = 0,3 \text{ (m)}$; D là đường kính trung bình của lò xo, $D = 0,12 \text{ (m)}$; α_1 là hệ số được xác định theo bảng sau:

λ/H	0,0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5
α_1	1	1,1	1,21	1,29	1,34	1,42

Vì $\frac{\lambda}{H} = \frac{0,02}{0,3} \approx 0,07$; chọn $\alpha_1 = 1,05$. Vậy độ cứng của lò xo theo phương ngang là:

$$C_x = \frac{2.500.000}{1,44 \cdot 1,05 \cdot [0,204 \cdot \left(\frac{30}{12}\right)^2 + 0,256]} = \frac{2.500.000}{2,315} = 1.079.914 \text{ (N/ m)}$$

2.5 Biên độ dao động theo mặt phẳng ngang OX, OY

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{C_x}{m}} = \sqrt{\frac{1079914}{5000}} = 14,7 \text{ (rad/s)}$$

Từ biểu thức (3) ta có:

Trong đó X_a là biên độ dao động; $F_0 = m_0 r \omega^2$ là lực kích rung. Như vậy khi $\omega = 0$ thì $F_0 = 0$ và không có dao động $X = X_a = 0$. Khi $\omega \neq 0$, ta có:

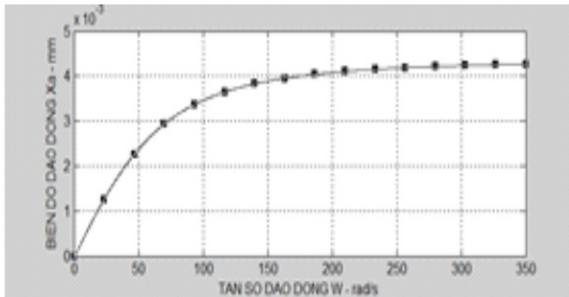
$$X_a = \frac{F_0}{m \cdot \sqrt{(\omega_0^2 - \omega^2)^2 + 4h_x^2 \omega^2}} = \frac{53,9 \cdot 10^4}{5000 \cdot \sqrt{(14,7^2 - 157^2)^2 + 4 \cdot 40^2 \cdot 157^2}} = 0,003924 \text{ (mm)};$$

Trong đó $h_x = \frac{b_x}{2m}$ là hệ số cản, được xác định bằng thực nghiệm, giá trị của nó phụ thuộc vào tính chất cơ lý của loại vật liệu đem nghiên. Vậy ta cần khảo sát giá trị biên độ dao động theo mặt phẳng ngang của cả hệ để có biện pháp bảo vệ máy và đảm bảo an toàn lao động đối với người sử dụng máy.

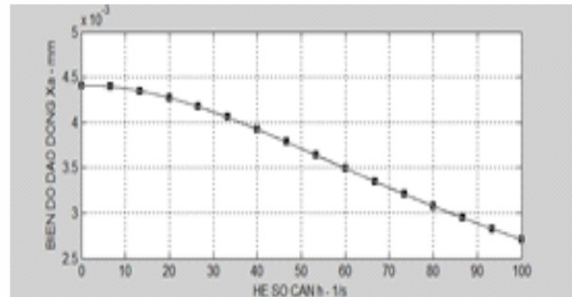
Bảng 1. Tính giá trị biên độ X_a phụ thuộc vào h_x và ω

ω (1/s)	X_a (mm)									
	Hệ số cản h_x (1/s)									
	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
14,7	0.0031	0.0015	0.0010	0.0007	0.0006	0.0005	0.0004	0.0003	0.0003	0.0003
50	0.0043	0.0035	0.0028	0.0023	0.0019	0.0016	0.0014	0.0013	0.0011	0.0010
80	0.0043	0.0039	0.0035	0.0031	0.0027	0.0024	0.0021	0.0019	0.0017	0.0016
100	0.0043	0.0041	0.0037	0.0034	0.0030	0.0028	0.0025	0.0023	0.0021	0.0019
157	0.0043	0.0042	0.0040	0.0039	0.0036	0.0034	0.0032	0.003	0.0028	0.0026
200	0.0043	0.0042	0.0041	0.0040	0.0038	0.0037	0.0035	0.0039	0.0032	0.0030
250	0.0043	0.0042	0.0042	0.0041	0.0040	0.0039	0.0037	0.0036	0.0035	0.0033
300	0.0043	0.0043	0.0042	0.0041	0.0041	0.0040	0.0039	0.0038	0.0037	0.0036
314	0.0043	0.0043	0.0042	0.0042	0.0041	0.0040	0.0039	0.0038	0.0037	0.0036

Dựa vào Bảng 1 số liệu ta có đồ thị Hình 3, Hình 4 dưới đây:



Hình 3. Đồ thị X_a phụ thuộc vào ω với $h_x = 40$ (1/s)



Hình 4. Đồ thị X_a phụ thuộc vào h_x với $\omega = 157$ (rad/s)

Nhận xét: Hình 3 cho thấy máy làm việc trước điểm cộng hưởng, nên không cần đặc biệt lưu ý khi khởi động và tắt máy. Hình 4 thấy rõ biên độ dao động trong mặt phẳng ngang giảm từ 4,3 mm khi hệ số giảm dao động là $h_x = 10$ (1/s) xuống 2,6mm khi $h_x = 100$ (1/s).



3. Kết luận

Bài báo trình bày cách tính lực kích rung làm cơ sở tính chọn công suất dẫn động máy; tính tổng độ cứng lò xo của cả hệ. Khảo sát được giá trị khoảng dao động hợp lý trong mặt phẳng ngang khi hệ số giảm dao động thay đổi do nghiên các loại vật liệu khác nhau. Kết quả nghiên cứu làm cơ sở thiết kế, chế tạo máy nghiền côn rung ở Việt Nam.

Tài liệu tham khảo

1. Nguyễn Văn Khang (2001), *Dao động kỹ thuật*, Nhà xuất bản Khoa học và Kỹ thuật.
2. Бауман В. А. и другие (1970), *Вибрационные машины в строительстве и производстве строительных материалов*, Москва.
3. Быховский И. И. (1969), *Теория вибрационной техники*, Москва.
4. Дроздов А.Н. (2006), *Основы теории выбора и эффективной эксплуатации строительных машин*, Москва.
5. Илин А.С; Мартынов И.Д., (1976), *Определение конструктивных и технологических параметров и расчёт щековых и конусных дробилок*, МИСИ.
6. Арсентьев В.А. (2006), "Механобр-техника", *Журнал Строительные материалы*, N°8
7. Л,А Вайсберг; Л,И Зарогатский; В,Я Туркин (2004), *Вибрационные дробилки, Основы расчета, Проектирования и технологического применения*, Санкт-Петербург.