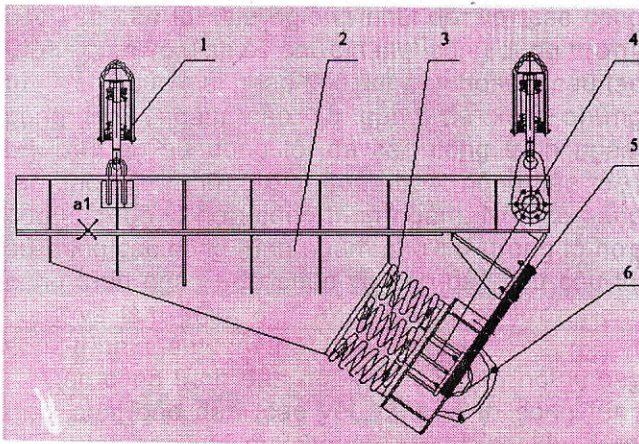


TÍNH TOÁN ĐỘNG LỰC HỌC CỦA MÁY CẤP LIỆU RUNG LOẠI GZS

TS. NGUYỄN VĂN XÔ
 Trường Đại học Mỏ-Địa chất

Máy cấp liệu rung loại GZS hiện nay đang được sử dụng rộng rãi trong nhiều lĩnh vực [2], kết cấu và nguyên lý làm việc của nó như hình H.1: bộ gá động cơ điện (4) và động cơ điện kích dao động (6) tổ hợp thành bộ phận kích dao động tạo ra lực kích dao động không đổi, thông qua lò xo chủ động (3) truyền đến máng cấp liệu (2), làm cho máng cấp liệu dao động lắc để thực hiện quá trình cấp liệu. Hiện nay nó vẫn còn tồn tại một số nhược điểm là năng suất thấp và tuổi thọ chưa cao, vì thế việc tính toán động lực học của máy để khắc phục nhược điểm là rất cần thiết [1].



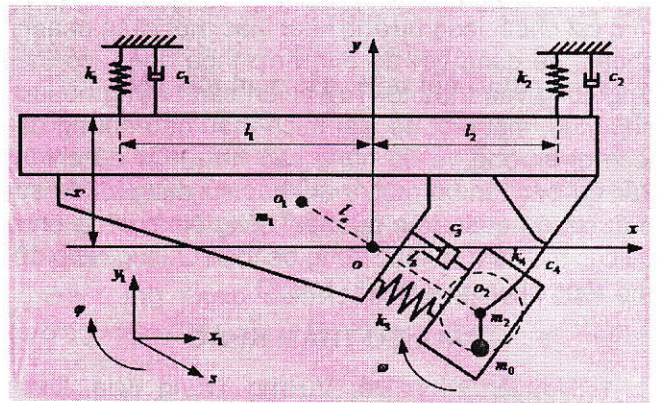
H.1. Kết cấu của máy cấp liệu rung loại GZS: 1 - Lò xo treo; 2 - Máng cấp liệu; 3 - Lò xo chủ động; 4 - Bộ gá động cơ điện; 5 - Lớp cao su nhiều lớp; 6 - Động cơ điện kích dao động

1. Xây dựng mô hình lực học và phương trình dao động của máy cấp liệu rung loại GZS [1]-[4]

1.1. Xây dựng mô hình lực học của máy cấp liệu

Trên cơ sở sơ đồ kết cấu, nguyên lý làm việc của máy và một số quy tắc giản hóa (khối lượng tập trung, độ cứng tập trung, giảm chấn tập trung) ta xây dựng được mô hình lực học của máy như hình H.2. Tại đây: x_1, y_1, s - Hệ tọa độ mở rộng; m_1, m_2, m_0 - Khối lượng của máng cấp liệu, bộ phận kích dao động, tấm lệch tâm; k_1, k_2, k_3, k_0 - Độ

cứng của lò xo treo 1, lò xo treo 2, lò xo chủ động, bản cao su nhiều lớp; c_1, c_2, c_3, c_4 - Giảm chấn của lò xo treo 1; lò xo treo 2, lò xo chủ động, bản cao su nhiều lớp; l_a - Khoảng cách giữa o_1 và o ; l_1, l_2 - Khoảng cách giữa lò xo treo 1 và 2 đến điểm o ; l_3 - Khoảng cách từ điểm dưới của lò xo treo 1, và 2 đến trục x .



H.2. Mô hình lực học của máy cấp liệu rung loại GZS

1.2. Xây dựng phương trình dao động của máy cấp liệu

Có 2 cách để xây dựng phương trình dao động của máy: phương pháp véc tơ lực và phương pháp phân tích lực; theo phương pháp phân tích lực, phương trình dao động của máy sử dụng phương trình Lagrange để biểu diễn như sau:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} + \frac{\partial U}{\partial q_i} + \frac{\partial D}{\partial \dot{q}_i} = 0 \quad (1)$$

Trong đó: q_i - Vị trí tương đối mở rộng; \dot{q}_i - Vận tốc mở rộng; T - Tổng động năng; U tổng thế năng; D - Tổng tổn thất năng lượng;

$$T = T_1 + T_2 + T_3; U = U_1 + U_2 + U_3; D = D_1 + D_2 + D_3 \quad (2)$$

Tại đây: T_1, T_2, T_3 - Động năng của máng cấp liệu, bộ phận kích dao động, tấm lệch tâm; U_1, U_2, U_3 - Thế năng của lò xo chủ động, lò xo treo, bản cao su nhiều lớp; D_1, D_2, D_3 - Tổn thất năng lượng của lò xo chủ động, lò xo treo, bản cao su nhiều lớp.

Trên cơ sở hình H.2, và qua quá trình tính toán ta xây dựng được phương trình dao động của máy cấp liệu như sau:

$$M = \begin{bmatrix} -m_0 + m_1 + m_2 & 0 & (m_0 + m_2)\cos\beta \\ 0 & m_0 + m_1 + m_2 & -(m_0 + m_2)\sin\beta \\ (m_0 + m_2)\cos\beta & -(m_0 + m_2)\sin\beta & m_0 + m_2 \\ [m_1 l_a - (m_0 + m_2) l_b] \sin\theta & [m_1 l_a - (m_0 + m_2) l_b] \cos\theta & (m_0 + m_2) l_b \sin(\beta - \theta) \\ [m_1 l_a - (m_0 + m_2) l_b] \sin\theta & [m_1 l_a - (m_0 + m_2) l_b] \cos\theta & (m_0 + m_2) l_b \sin(\beta - \theta) \\ [m_1 l_a - (m_0 + m_2) l_b] \cos\theta & [m_1 l_a - (m_0 + m_2) l_b] \sin\theta & (m_0 + m_2) l_b \sin(\beta - \theta) \\ (m_0 + m_2) l_b \sin(\beta - \theta) & (m_0 + m_2) l_b \sin(\beta - \theta) & (m_0 + m_2) l_b \sin(\beta - \theta) \\ J_1 + J_2 + m_1 l_a^2 + (m_0 + m_2) l_b^2 \end{bmatrix}; \quad (4)$$

$$C = \begin{bmatrix} c_1 + c_2 & 0 & 0 & (c_1 + c_2) l_3 \\ 0 & c_1 + c_2 & 0 & c_1 l_1 - c_2 l_2 \\ 0 & 0 & c_3 + c_4 & 0 \\ (c_1 + c_2) l_3 & c_1 l_1 - c_2 l_2 & 0 & c_1 l_1^2 + c_2 l_2^2 + (c_1 + c_2) l_3^2 \end{bmatrix}; \quad (5)$$

$$K = \begin{bmatrix} k_{1x} + k_{2x} & 0 & 0 & (k_{1x} + k_{2x}) l_3 \\ 0 & k_{1y} + k_{2y} & 0 & k_{1y} l_1 - k_{2y} l_2 \\ 0 & 0 & k_3 + k_4 & 0 \\ (k_{1x} + k_{2x}) l_3 & k_{1y} l_1 - k_{2y} l_2 & 0 & k_{1x} l_3^2 + k_{1y} l_1^2 + k_{2x} l_3^2 + k_{2y} l_2^2 \end{bmatrix}; \quad (6)$$

\ddot{X} - Ma trận gia tốc; \dot{X} - Ma trận vận tốc, X - Ma trận vị trí tương đối; F - Ma trận lực kích dao động danh nghĩa:

$$\ddot{X} = \begin{Bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{y}_1 \\ \ddot{s} \\ \ddot{\varphi} \end{Bmatrix}; \quad \dot{X} = \begin{Bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{y}_1 \\ \dot{s} \\ \dot{\varphi} \end{Bmatrix}; \quad X = \begin{Bmatrix} x_1 \\ y_1 \\ s \\ \varphi \end{Bmatrix};$$

$$F = \begin{Bmatrix} -m_0 r \omega^2 \sin \omega t \\ -m_0 r \omega^2 \cos \omega t \\ m_0 r \omega^2 \sin(\beta - \omega t) \\ m_0 r \omega^2 l_b \cos(\theta - \omega t) \end{Bmatrix}. \quad (7)$$

2. Tính toán mô phỏng động lực học máy cấp liệu rung loại GZS [5]-[11]

Quy trình tính toán mô phỏng động lực học của máy cấp liệu được thể hiện như hình H.3.

2.1. Xây dựng mô hình mô phỏng động lực học

Dựa vào mô hình lực học vừa xây dựng ở trên, sử dụng phần mềm PROE xây dựng mô hình 3D của toàn bộ máy, sau đó chuyển nó vào phần mềm ADAMS, đồng thời thêm ràng buộc và các thông số của các tham số; lưu ý trong quá trình xây dựng mô hình mô phỏng là: đối với những chi tiết có biến dạng nhỏ hoặc có biến dạng nhưng ảnh hưởng của các biến dạng ấy đến toàn bộ máy không đáng kể, thì có thể coi nó là vật thể cứng để xử lý; tuy

$M\ddot{X} + C\dot{X} + KX = F$ (3)
 Trong đó: M - Ma trận khối lượng; C - Ma trận giảm chấn; K - Ma trận độ cứng.

nhien những chi tiết mà biến dạng của nó sẽ ảnh hưởng đến dao động của máy thì ta không thể coi nó là vật thể cứng được mà bắt buộc ta phải coi nó là vật thể mềm để tính toán như thế mới có kết quả chính xác. Trong máy cấp liệu này thì tất cả các chi tiết đều có thể xem là vật thể cứng trừ "bản cao su nhiều tầng", ta phải coi nó là vật thể mềm, để giải quyết vấn đề này tác giả dùng phần mềm ANSYS để tiến hành chia nhỏ thành nhiều phần tử (bằng phân tích trạng thái) như hình H.4, sau đó chuyển vào phần mềm ADAMS và thêm một số ràng buộc cùng các tham số khi đấy ta được mô hình mô phỏng cứng-mềm như hình H.5.

Dựa vào số liệu thực tế của mô hình: chiều rộng máng cấp liệu $B=1500$ mm; chiều dài máng cấp liệu $L=2400$ mm; chiều dày $\delta=5$ mm; và thông số của động cơ điện kích dao động ta có thể tính được: $m_1=1467,4$ kg; $m_2=523,36$ kg; $m_0=223,36$ kg.

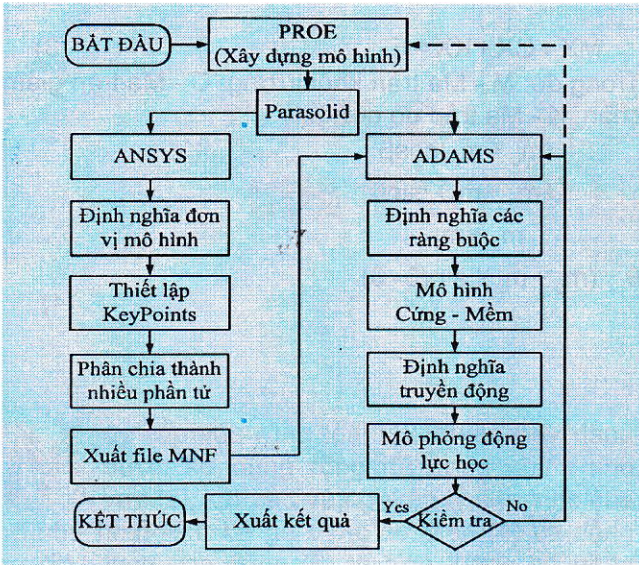
Độ cứng của lò xo treo:

$$k_1 = k_2 = \frac{1}{4z_{0y}^2} (m_1 + m_2) \omega^2 = 320950.64 \text{ N/m}.$$

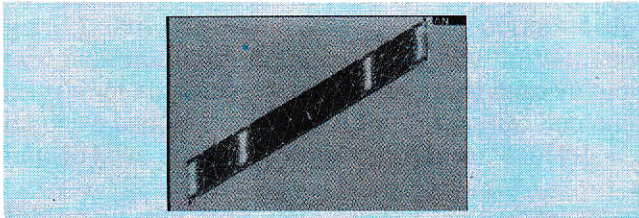
Trong đó: z_{0y} - Hệ số tần số của lò xo treo, $z_{0y}=4$; ω - Vận tốc góc của động cơ điện kích dao động bằng $\omega=101.578$ rad/s.

Giảm chấn của lò xo treo $c_1=c_2 \approx 0$ kg/s. Độ cứng của lò xo chủ động:

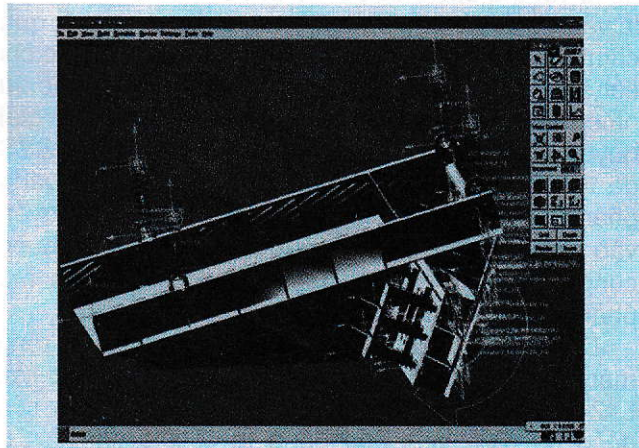
$$k_3 = \frac{1}{12z_0^2} m' \omega^2 = 629082.17 \text{ N/m}.$$



H.3. Lưu trình thực hiện tính toán mô phỏng động lực học



H.4. Mô hình bản cao su nhiều lớp được chia nhỏ thành nhiều phần tử



H.5. Mô hình mô phỏng máy cấp liệu rung loại GZS

Trong đó: z_0 - Hệ số tần số của lò xo chủ động; $z_0=0,85$; m' - Khối lượng quy nạp, $m'=528.6$ kg; Giảm chấn của lò xo chủ động:

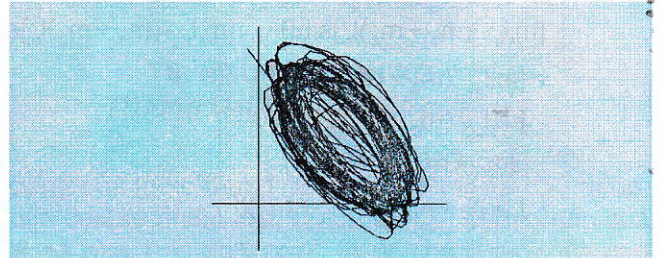
$$c_3 = \frac{0.12m_2\omega}{12} = 531.62 \text{ kg/s.}$$

3.2. Kết quả mô phỏng

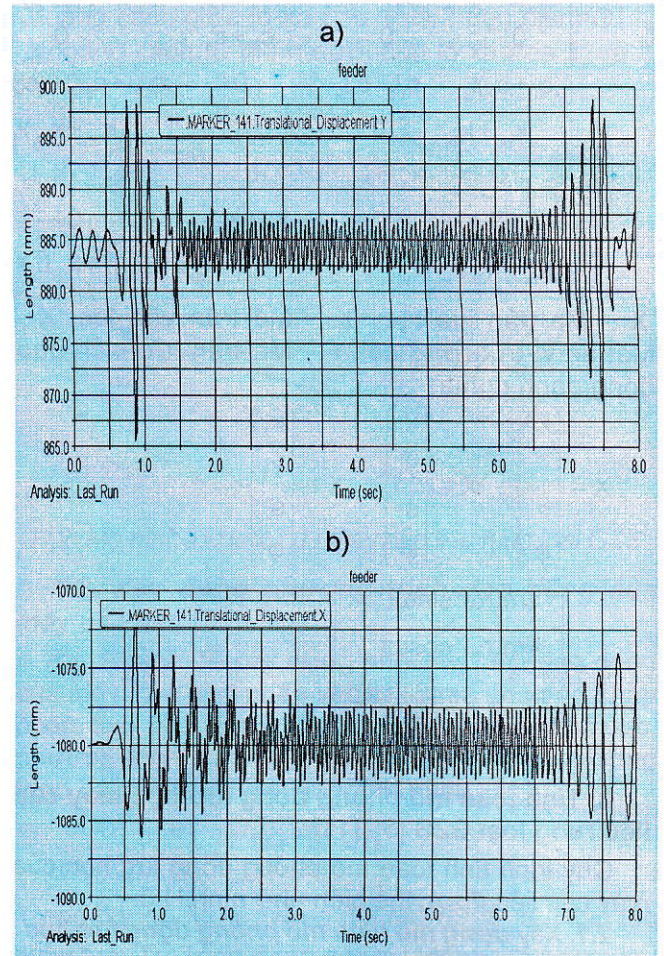
Khi mô phỏng xong, ta có tất cả các thông số lực học, động học, động lực học của toàn bộ máy, ở đây ta lấy một số điển hình để tiến hành phân tích làm sáng tỏ thêm.

a. Phân tích đặc tính chuyển động của máy cấp liệu

Chuyển động của máng cấp liệu trực tiếp quyết định đến năng suất của máy, vì thế việc phân tích quy luật chuyển động của máng cấp liệu là hết sức cần thiết, ta chọn điểm a_1 như hình H.1, tiến hành phân tích động học.



H.5. Quỹ đạo của điểm a_1

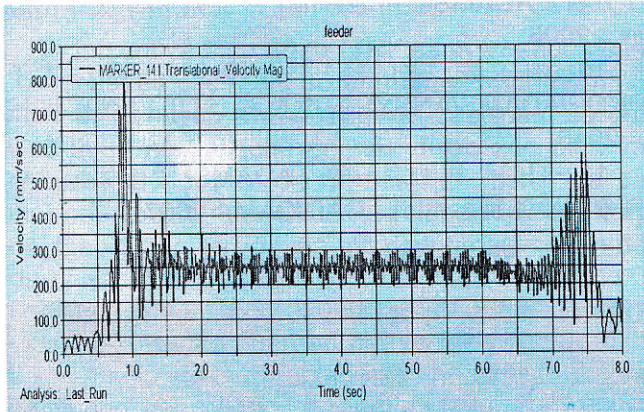


H.6. Đường cong vị trí tương đối của điểm a_1 : a - Vị trí tương đối theo phương x của điểm a_1 ; b - Vị trí tương đối theo phương y của điểm a_1

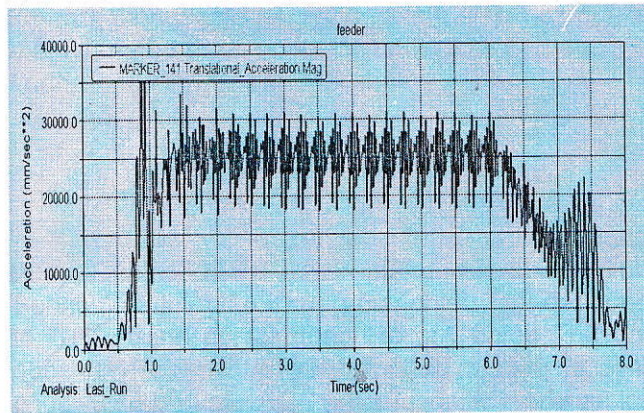
Từ hình H.5 ta thấy quỹ đạo chuyển động a_1 giống dạng elip nhưng có hiện tượng hỗn loạn; xuất hiện quỹ đạo như vậy là do bộ phận kích dao động sinh ra lực kích dao động khiến cho máy sinh

ra rung lắc với biên độ nhất định tạo thành quỹ đạo dạng elíp, quỹ đạo có hiện tượng hỗn loạn là do ảnh hưởng khi khởi động máy và dừng máy sinh ra, kết quả này hoàn toàn phù hợp với lý thuyết.

Từ hình H.6 ta thấy, máy cấp liệu trong giai đoạn làm việc bình ổn vị trí tương đối của điểm a1 dao động theo hình sin với biên độ ổn định; trong giai đoạn mở máy và tắt máy thì không ổn định, máy xuất hiện dao động lắc với biên độ tương đối lớn nó chứng minh rằng trong quá trình mở máy và tắt máy là nguy hiểm nhất, kết quả phù hợp với lý thuyết.



H.7. Đường cong vận tốc của điểm a₁



H.8. Đường cong gia tốc của điểm a₁

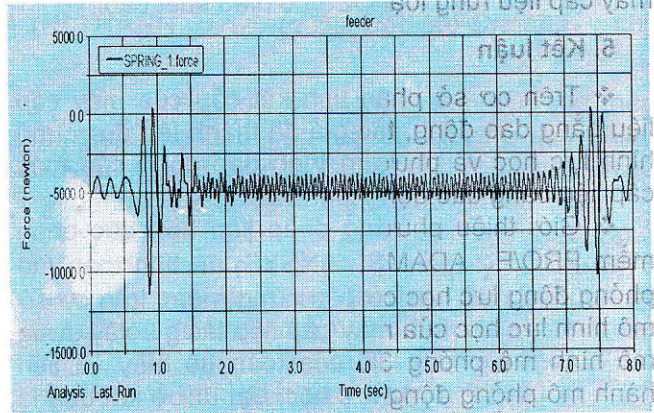
Từ hình H.7 và hình H.8 ta thấy máy cấp liệu trong giai đoạn khởi động vận tốc và gia tốc đều tăng dần từ 0 đến mức to nhất, sau một thời gian nhất định (tầm 1,5 s) thì chuyển động ổn định, và biên độ giảm dần đến một giá trị ổn định, trong giai đoạn tắt máy thì vận tốc của máy lại tăng sau đó mới giảm, kết quả này hoàn toàn phù hợp với lý thuyết.

b. Phân tích đặc tính lực học của máy cấp liệu

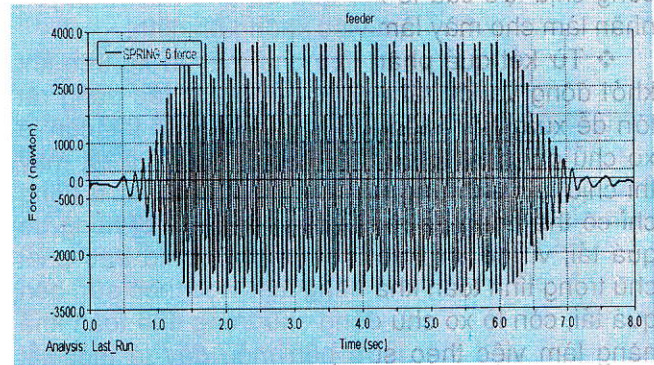
Đặc tính lực học của lò xo ảnh hưởng trực tiếp đến tính năng và độ tin cậy của toàn máy, vì thế ta lấy đường cong chịu lực của lò xo ra để phân tích làm sáng tỏ.

Từ hình H.9 ta thấy trong giai đoạn chuyển động

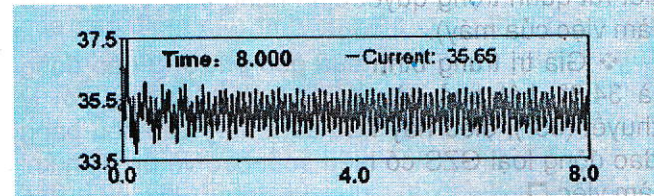
bình ổn thì lò xo treo sẽ chịu lực tác dụng theo quy luật hình sin và rất ổn định (giá trị trung bình 5000 N), trong giai đoạn mở máy và tắt máy lò xo chịu lực tác dụng lớn (giá trị lớn nhất khoảng 11800 N) và không ổn định, vì thế trong giai đoạn này lò xo theo đề xuất hiện hiện tượng đứt gãy do quá tải, còn trong quá trình làm việc lò xo chịu tác dụng lực rất ổn định nên lò xo nếu có bị hỏng thì bị hỏng do mỏi chứ không bị hỏng do quá tải.



H.9. Đường cong chịu lực của lò xo treo



H.10. Đường cong chịu lực của lò xo chủ



H.11. Đường cong góc phương dao động

Lò xo chủ chịu tác dụng của lực lớn hay bé trực tiếp ảnh hưởng đến trình trạng làm việc của máy, đồng thời phản ánh biến hóa của lực kích động, từ hình H.10 ta thấy, lò xo chủ động trong giai đoạn khởi động và tắt máy thì chịu lực tác dụng không ổn định nhưng rất nhỏ, trong giai đoạn làm việc ổn định thì chịu tác dụng lực lớn nhưng rất ổn định, nó có sự khác biệt rất lớn với lò xo treo là trong giai đoạn khởi động và tắt máy thì lực tác dụng lên lò

xo là nhỏ, vì thế không thể xuất hiện hiện tượng đứt gãy do quá tải, lò xo chủ nếu hỏng chỉ có thể là do mỏi.

c. Phân tích góc phương dao động

Từ hình H.11 ta thấy góc phương dao động biến đổi rất nhỏ, quy luật ổn định, điều này chứng minh rằng máy làm việc rất ổn định, giá trị trung bình của góc phương dao động là 34.8° , kết quả này hoàn toàn phù hợp với lý thuyết (35°), điều này bảo đảm máy cấp liệu rung loại GZS có hiệu suất cao.

5. Kết luận

❖ Trên cơ sở phân tích kết cấu của máy cấp liệu bằng dao động, tác giả đã thành lập được mô hình lực học và phương trình dao động của máy cấp liệu bằng dao động loại GZS.

❖ Giới thiệu phương pháp liên hợp các phần mềm PRO/E, ADAMS, ANSYS, để tính toán mô phỏng động lực học cơ cấu cứng-mềm, trên cơ sở mô hình lực học của máy cấp liệu tác giả xây dựng mô hình mô phỏng 3D của toàn bộ máy và tiến hành mô phỏng động lực học, đạt được kết quả là các tham số động học, động lực học và đường cong chịu lực của lò xo; qua đó phân tích nguyên nhân làm cho máy làm việc không ổn định.

❖ Từ kết quả phân tích cho thấy lò xo treo khi khởi động và khi tắt máy thì chịu lực tác dụng rất lớn dễ xuất hiện hiện tượng đứt do quá tải, còn lò xo chủ động trong quá trình khởi động và tắt máy thì chịu lực tác dụng rất nhỏ, vì thế lò xo chủ động chỉ có thể hỏng do mỏi chứ không thể bị hỏng do quá tải; vì thế khi thiết kế chế tạo lò xo treo phải chú trọng tính toán khả năng làm việc theo sức bền quá tải, còn lò xo chủ động chú trọng tính toán khả năng làm việc theo sức bền mỏi, đây là một kết quả rất hữu ích khi thiết kế chế tạo lò xo (một chi tiết rất quan trọng quyết định năng suất và tuổi thọ làm việc của máy).

❖ Giá trị trung bình của góc phương dao động là 34.8° , kết quả này hoàn toàn phù hợp với lý thuyết (35°), điều này bảo đảm máy cấp liệu bằng dao động loại GZS có hiệu suất cao và ổn định khi làm việc. □

TÀI LIỆU THAM KHẢO

1. 闻邦椿, 刘树英, 何勃. 振动机械的理论与动态设计方法[M]. 北京: 机械工业出版社, 2001.
2. 王敦曾. 选煤新技术的研究与应用[M]. 北京: 煤炭工业出版社, 1999.
3. 吕硕. 圆振动筛的动力学分析和计算机仿真[D]. 北京: 北京科学技术大学图书馆, 2002.
4. 陈新, 贾玉兰. 机械结构动态设计理论方法及应用[M]. 北京: 机械工业出版社, 1997.

5. 林清安. PRO/ENGINEER 零件设计基础篇(上、下)[M]. 北京: 北京大学出版社, 2000.

6. 林清安. 完全精通 PRO/ENGINEER 综合教程[M]. 北京: 电子工业出版社, 2009.

7. 李增刚. ADAMS 入门详解与实例[M]. 北京: 国防工业出版社, 2009.

8. 尚晓江, 邱峰, 赵海峰. ANSYS结构有限元高级分析方法与范例应用[M]. 北京: 中国水利水电出版社, 2006.

9. 陈立平, 张云清, 任卫群, 等. 机械系统动力学分析及ADAMS应用教程[M]. 北京: 清华大学出版社, 2005.

10. 山玉波, 刘峰, 马刚, 周明. 基于PROE/ADAMS/ANSYS的虚拟设计[J]. 煤矿机械, 2010.

11. 刘俊, 林砺宗, 等. ADAMS 柔性体运动仿真分析研究及运用[J]. CAD/CAM, 2007.

Người biên tập: Nguyễn Bình

SUMMARY

This paper presents the research results are kinetic model, oscillation equations and dynamics parameters of vibratory feeder type GZS; thence analyze the causes for productivity and low life of the machine; results as a basis for the design of vibratory feeder type GZS and offer a new method of calculating simulation dynamics of structural soft-hard that is complex used PROE, ANSYS, ADAMS software.

LỜI KHUYÊN ĐƯỢC

1. Thời gian đã mất không bao giờ tìm lại được. *Benjamin Franklin.*

2. Đừng so sánh cuộc sống của bạn với bất cứ ai. Bạn không biết tất cả cuộc hành trình và những cái giá của họ đâu. *Regina Brett.*

3. Thành công hay thất bại phụ thuộc nhiều vào thái độ hơn là vào năng lực. Những người thành công hành động như thể họ đã thành đạt, hay đang thưởng thức điều gì đó. Không lâu sau, nó trở thành hiện thực. Hành động, quan sát, cảm thấy thành công, hành xử theo điều đó, và bạn sẽ kinh ngạc vì kết quả tích cực. *William James.*

VTH sưu tầm