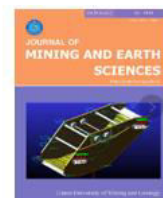




Journal of Mining and Earth Sciences

Website: <http://jmes.humg.edu.vn>



Design calculations and simulation dynamics of banana screen



Xo Van Nguyen *

Faculty of Electro - Mechanics, Hanoi University of Mining and Geology, Vietnam

ARTICLE INFO

Article history:
Received 19th Feb. 2020
Revised 18th Mar. 2020
Accepted 29th Apr. 2020

Keywords:

ADAMS,
ANSYS,
Banana screen,
CREO,
Dynamics.

ABSTRACT

The banana screen is a device used to classify materials widely used in screenings factories at home and abroad. It's working ability depends on many factors (kinematic parameters, technological parameters, particle size, and material moisture,...). If using the traditional method to determine suitable parameters to reach high efficiency, it is very difficult. Because the calculated results are not accurate, it takes a designer much time and makes the manufacturing cost increase. In this study, the author uses the computer software CREO, ADAMS, ANSYS to design and simulate the dynamics of the screen. The results of study are the dynamic parameters of the screen during the working time and are shown in different graphs (Elastic pillow deformation of spring; the force exerted on the elastic pillow; the center velocity of vibration box; center acceleration of vibration box; static energy of vibrates box; translational momentum of vibration box; moment momentum of vibration box). These results also can be applied to design banana screens, which have a high capacity and efficiency as well as a long lifetime.

Copyright © 2020 Hanoi University of Mining and Geology. All rights reserved.

*Corresponding author

E-mail: nguyenvanxo@humg.edu.vn

DOI: 10.46326/JMES.2020.61(2).06



Tạp chí Khoa học Kỹ thuật Mỏ - Địa chất

Trang điện tử: <http://tapchi.humg.edu.vn>



Tính toán thiết kế và mô phỏng động lực học của máy sàng rung cong

Nguyễn Văn Xô *

Khoa Cơ - Điện, Trường Đại học Mỏ - Địa chất, Việt Nam

THÔNG TIN BÀI BÁO

TÓM TẮT

Quá trình:

Nhận bài 19/02/2020

Sửa xong 18/3/2020

Chấp nhận đăng 29/4/2020

Từ khóa:

ADAMS,

ANSYS,

CREO,

Động lực học,

Máy sàng rung cong.

Máy sàng rung cong là một thiết bị dùng để phân loại vật liệu được ứng dụng rộng rãi trong các nhà máy sàng tuyển trong và ngoài nước. Khả năng làm việc của máy phụ thuộc vào rất nhiều yếu tố (tham số động học, tham số công nghệ, kích cỡ và độ ẩm hạt vật liệu,...), nếu sử dụng phương pháp truyền thống để tính toán thiết kế xác định các thông số hợp lý cho máy làm việc hiệu quả tốt thì rất khó, độ chính xác cũng không cao và mất nhiều thời gian, chi phí tăng. Trong nghiên cứu này, tác giả sử dụng tích hợp các phần mềm CREO, ADAMS, ANSYS để thiết kế và mô phỏng động lực học của máy. Kết quả thu được là đồ thị của các tham số động lực học của máy theo thời gian (Biến dạng gối đàn hồi của lò xo; Lực tác dụng lên gối đàn hồi; Vận tốc trong tâm hộp tạo rung; Gia tốc trọng tâm hộp tạo rung; Năng lượng tĩnh tĩnh tâm hộp tạo rung; Động lượng tịnh tiến hộp tạo rung; Động lượng góc hộp tạo rung,...). Kết quả nghiên cứu này có thể là cơ sở cho các nhà khoa học tham khảo trong quá trình thiết kế máy sàng rung cong để máy làm việc tốt và nâng tuổi thọ thiết bị.

© 2020 Trường Đại học Mỏ - Địa chất. Tất cả các quyền được bảo đảm.

1. Mở đầu

Máy sàng rung cong là một loại máy phân loại vật liệu, được sử dụng để chia tách vật liệu dạng cục rời đủ loại thành các loại hạt có kích cỡ khác nhau nhờ các mặt lưới sàng và được sử dụng nhiều trong các nhà máy sàng tuyển (Zhang Wen Bin, Zhang Long Quan, 2009). Nguyên lý làm việc của máy sàng rung cong như Hình 1 gồm: thuyền sàng 1 có lưới sàng 3 được đặt trên các gối đỡ đàn hồi 2 và trên thuyền sàng lắp hộp tạo rung 4. Khi

hộp tạo rung làm việc (các trục lệch tâm có lắp các tấm lệch tâm quay) sẽ tạo ra lực li tâm làm cho thuyền sàng chuyển động và thực hiện quá trình sàng. Quỹ đạo chuyển động của thuyền sàng là hình tròn hoặc hình elíp hoặc đường thẳng. Biên độ của thuyền sàng có thể được điều chỉnh thêm bớt các đối trọng được gắn vào tấm lệch tâm.

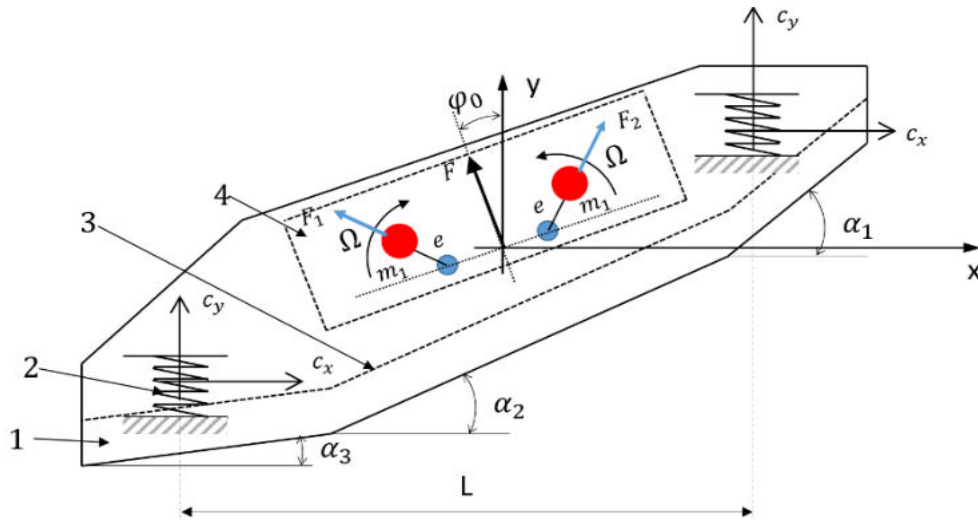
L - khoảng cách giữa hai gối đỡ; m_1 - khối lệch tâm; e - độ lệch tâm; c_x, c_y - độ cứng gối đỡ theo phương x, y ; F_1, F_2 - lực ly tâm sinh ra bởi khối lệch tâm; F - tổng hợp hai lực F_1, F_2 ; $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$ - góc nghiêng của lưới sàng; φ_0 - góc nghiêng của hợp lực F với phương oy .

Hiện tại, đã có rất nhiều nghiên cứu về máy sàng rung cong trên thế giới (Crissman, 1986;

*Tác giả liên hệ

E - mail: nguyenvanxo@humg.edu.vn

DOI: 10.46326/JMES.2020.61(2).06



Hình 1. Nguyên lý làm việc của máy sàng rung cong; 1- Thuyền sàng; 2- Gối đàn hồi; 3- Lưới sàng đa góc dốc; 4- Hộp tạo rung.

Wills nnk, 2016; Beerkircher, 1997; Schmidt, nnk, 2003; Meinel, 1998; Guo Nian Qin, nnk, 2009; Shi Jian Feng, 2009), tuy nhiên, làm thế nào để nâng cao năng suất, hiệu suất và tuổi thọ cho máy thì còn là vấn đề hết sức nan giải do phụ thuộc vào nhiều tham số như động học, động lực học, đặc tính vật liệu (độ ẩm, hàm lượng bùn, cỡ hạt, khối lượng riêng), kết cấu mặt lưới sàng,... (Wen Bang Chun nnk, 1989). Trong đó, các tham số động lực học của máy ảnh hưởng trực tiếp đến khả năng làm việc cũng như tuổi thọ của thiết bị. Vì vậy, trong bài viết này tác giả tập trung đi vào nghiên cứu tính toán, mô phỏng và phân tích động lực học của máy sàng rung với sự hỗ trợ của các phần mềm thiết kế và mô phỏng hiện đại (CREO, ADAMS, ANSYS). Kết quả thu được là các đồ thị biểu thị quan hệ giữa các tham số của máy sàng trong quá trình làm việc (vận tốc, gia tốc, lực,...). Kết quả này kiểm chứng được tính hợp lý các tham số trong quá trình tính toán thiết kế, từ đó giúp tối ưu các thông số cho máy sàng rung cong trong quá trình thiết kế.

2. Tính toán mô phỏng động lực học 3D của máy sàng rung cong

2.1. Tích hợp các phần mềm để tính toán mô phỏng động lực học của máy sàng rung

Hiện nay có rất nhiều phần mềm với những tính năng ưu việt riêng sử dụng trong tính toán, thiết kế, mô phỏng, tuy nhiên mỗi phần mềm có

công dụng chức năng ưu việt riêng. Muốn sử dụng được các tính năng ưu việt của các phần mềm để xử lý các bài toán phức tạp thì ta cần tích hợp các phần mềm lại, lưu trình tích hợp như Hình 2 (Nguyễn Văn Xô, 2015)

2.2. Tính toán thiết kế các thông số hình học, động học của máy sàng rung cong

Trong nghiên cứu này, trên cơ sở lý thuyết tính toán như một số công thức 1÷3 (Wen Bang Chun nnk, 1989; Wang Feng nnk, 1998);

$$Q = S \cdot q \cdot \rho \cdot k \cdot l \cdot h \cdot n \cdot o \cdot p \quad (1)$$

$$L = (2 \div 3) B \quad (2)$$

$$\omega_0^2 = \frac{c}{m}, m = 2m_1 + m_0 \quad (3)$$

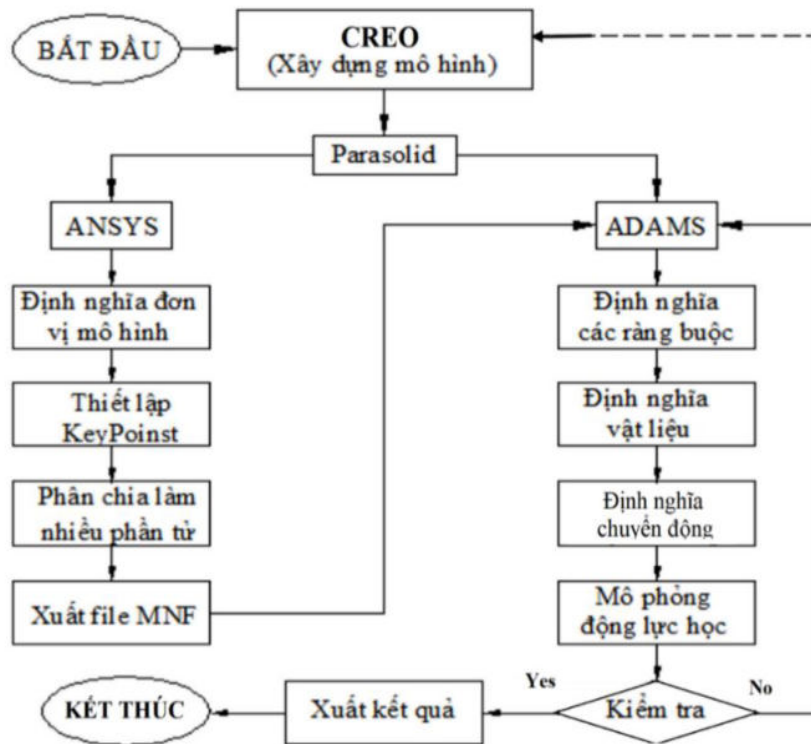
Trong đó: Q - năng suất sàng theo vật liệu vào, t/h; S - diện tích sàng, m^2 ; q - năng suất riêng của sàng, $m^3/(m^2 \cdot h)$; ρ - khối lượng rời của vật liệu vào sàng, t/h; k - hệ số hiệu chỉnh theo kích thước cục nhỏ; l - hệ số hiệu chỉnh theo kích thước cục lớn; h - hệ số hiệu chỉnh hiệu suất sàng; n - hệ số hiệu chỉnh theo hình dáng cục và các loại vật liệu vào sàng; o - hệ số hiệu chỉnh theo độ ẩm của vật liệu vào sàng; p - hệ số hiệu chỉnh theo phương pháp sàng; L - chiều dài của sàng, m; B - chiều rộng của sàng, m; c - độ cứng gối đỡ; ω_0 - tốc độ góc của dao động điều hòa, rad/s; m_0 - khối lượng sàng, kg; m_1 - khối lệch tâm, kg.

Tác giả tính toán thiết kế máy sàng rung cong có năng suất 650 tấn/giờ và được các kết quả

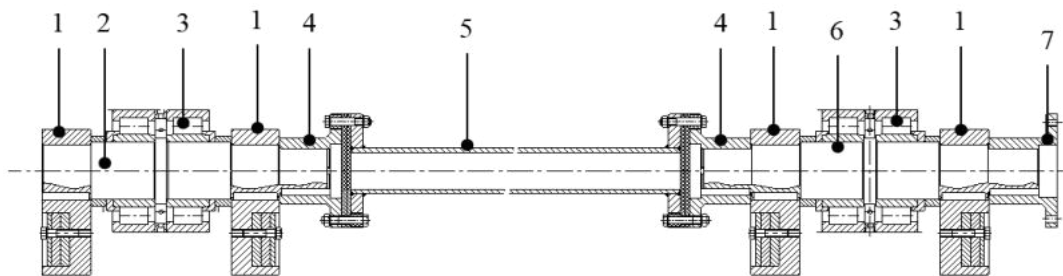
như sau: Chiều dài của sàng $L = 7.600$ mm; chiều rộng $B = 2.600$ mm; độ cứng gối đàn hồi theo phương x: $c_x = 1.200.000$ N/m; độ cứng gối đàn hồi theo phương y: $c_y = 1.200.000$ N/m; khối lượng khối lệch tâm $m_l = 200$ kg; độ lệch tâm $e = 0,09$ m; khối lượng sàng $m_o = 9.500$ kg; hợp lực của lực ly tâm lệch góc $\varphi_0 = 20^\circ$; tốc độ quay của trục lệch tâm $n = 980$ v/ph; và kết cấu hộp tạo rung như Hình 3.

2.3. Thiết kế 3D và mô phỏng động lực học máy sàng rung cong

Dựa vào kết quả tính toán ở mục 2.2, sử dụng phần mềm CREO để xây dựng mô hình 3D của máy sàng rung, sau đó tích hợp với phần mềm ADAMS, ANSYS xây dựng được mô hình của máy sàng rung cong, kết quả như Hình 4. Tiến hành mô phỏng được kết quả là các thông số động học, động lực học của toàn bộ máy sàng rung cong. Tác giả đưa ra một số kết quả như từ Hình 5 ÷ 15 để thảo luận.

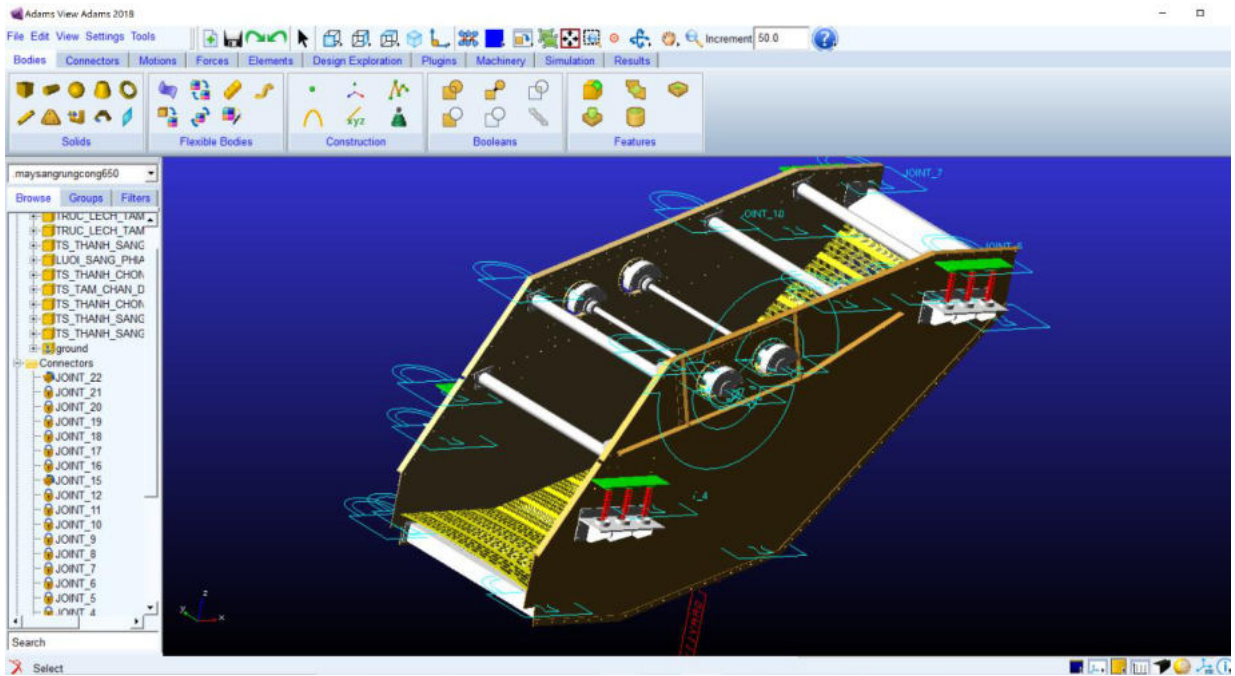


Hình 3. Lưu trình tích hợp các phần mềm để thiết kế 3D và mô phỏng động lực học.

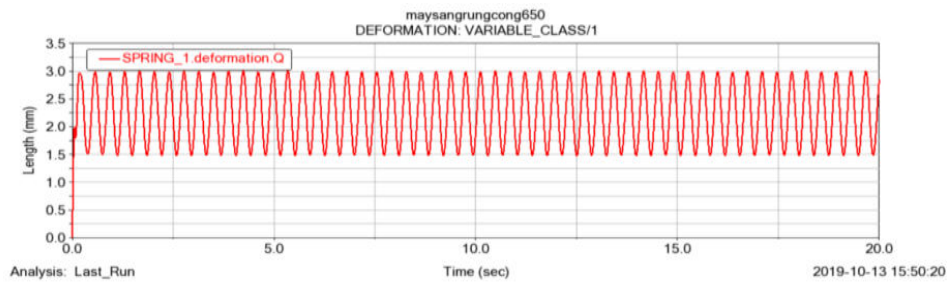


- | | |
|-----------------------------|----------------------------------|
| 1. Quả văng + căn đối trọng | 5. Trục nối |
| 2. Trục ngắn | 6. Trục dài |
| 3. Ổ đỡ | 7. Khớp nối với khớp truyền động |
| 4. Khớp nối với trục nối | |

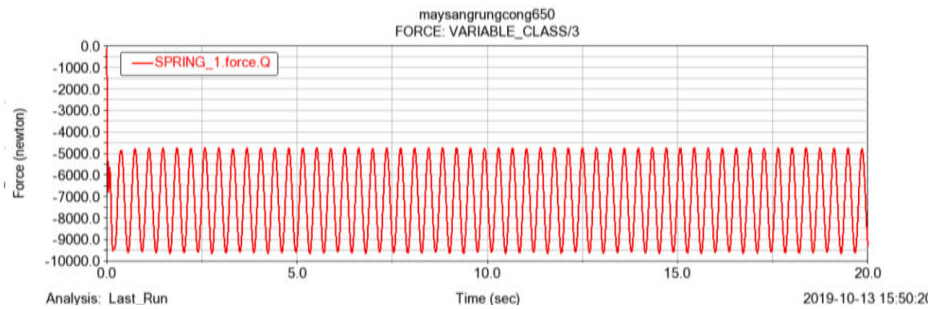
Hình 3. Kết cấu hộp tạo rung của máy sàng rung cong.



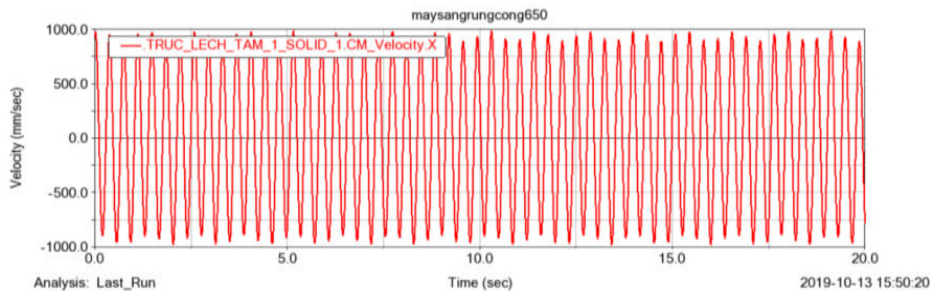
Hình 7. Mô hình máy sàng rung cong trong môi trường ADAMS.



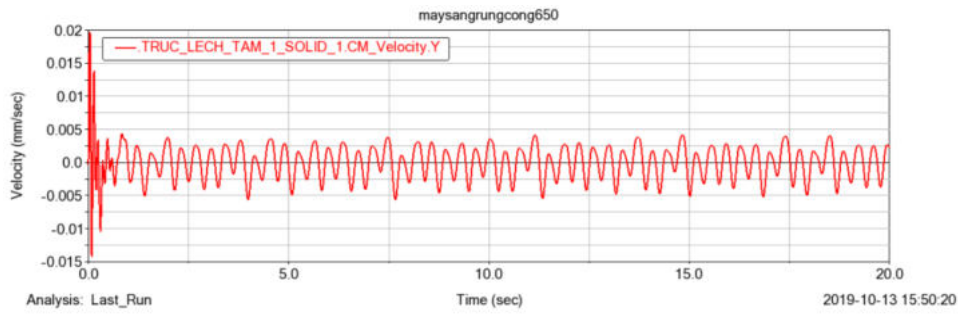
Hình 7. Biến dạng gối đàn hồi của lò xo, (mm).



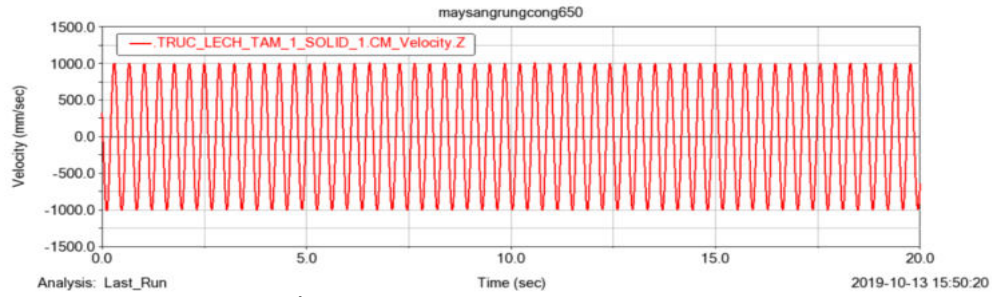
Hình 7. Lực tác dụng lên gối đàn hồi, (N).



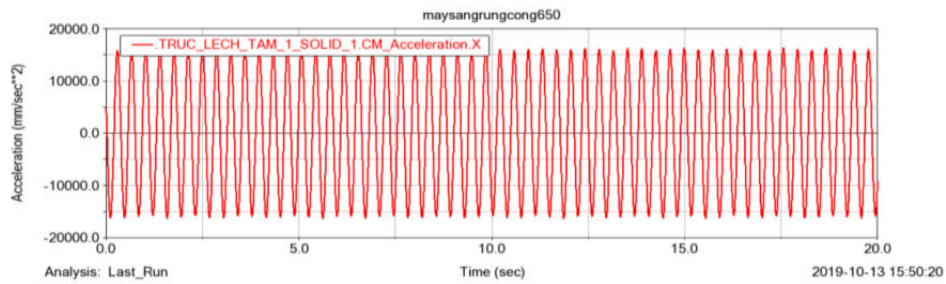
Hình 7. Vận tốc trọng tâm hộp tạo rung 1 theo phương x, (mm/s).



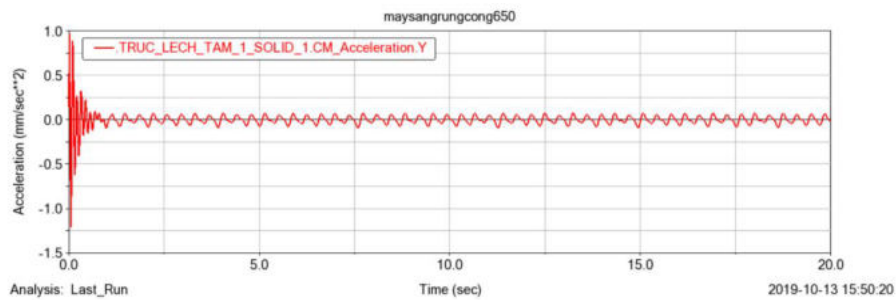
Hình 12. Vận tốc trọng tâm hộp tạo rung 1 theo phương y, (mm/s).



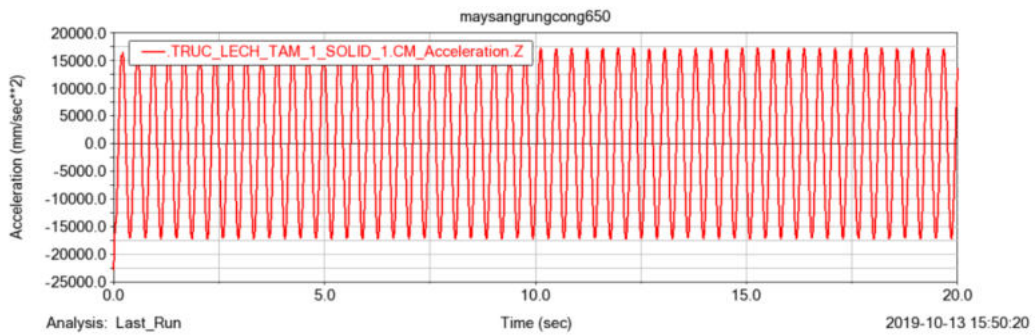
Hình 12. Vận tốc trọng tâm hộp tạo rung 1 theo phương z, (mm/s).



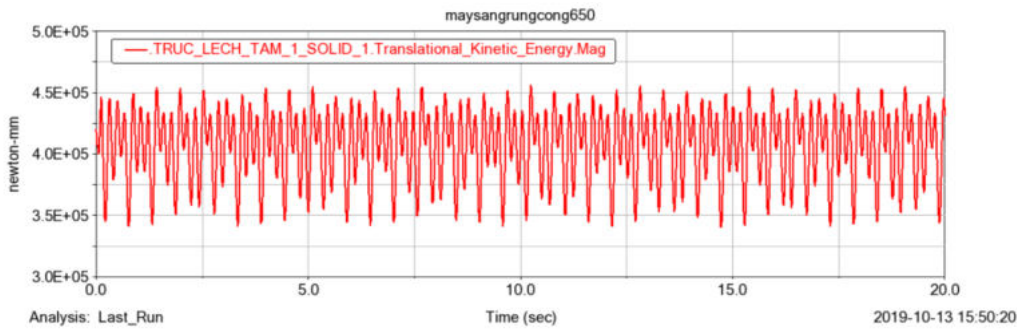
Hình 12. Gia tốc trọng tâm hộp tạo rung theo phương x, (mm/s²).



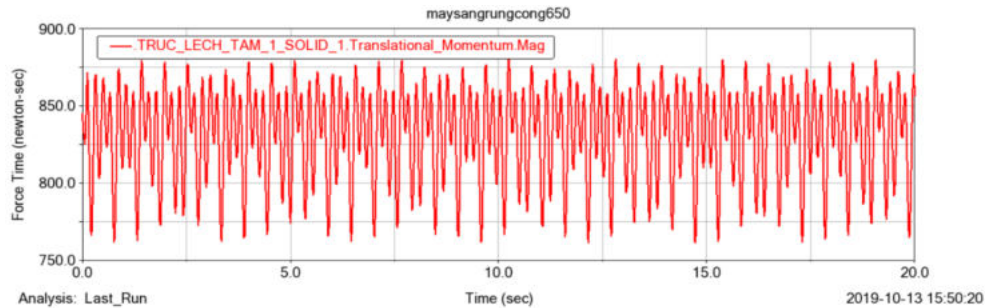
Hình 12. Gia tốc trọng tâm hộp tạo rung theo phương y, (mm/s²).



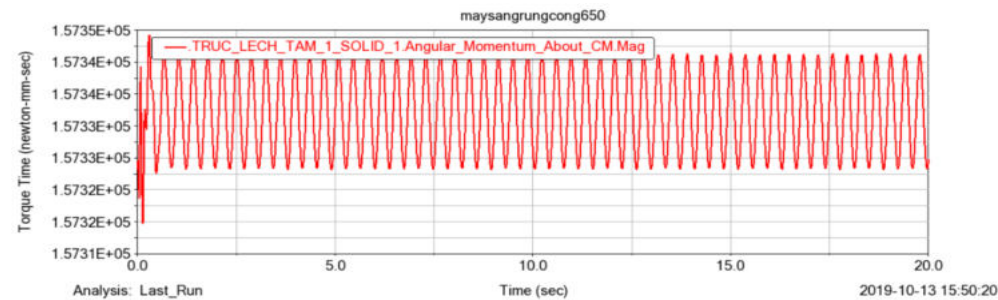
Hình 12. Gia tốc trọng tâm hộp tạo rung theo phương z, (mm/s²).



Hình 15. Năng lượng tịnh tiến hộp tạo rung 1, (N-mm).



Hình 15. Động lượng tịnh tiến hộp tạo rung 1, (N-s).



Hình 15. Động lượng góc hộp tạo rung 1, (N-mm-s).

3. Kết quả và thảo luận

Từ Hình 5, 6 cho thấy: Gối đàn hồi ảnh hưởng trực tiếp đến khả năng làm việc cũng như tuổi thọ của máy sàng rung cong. Gối đàn hồi biến dạng thay đổi theo quy luật hình sin, có biên độ 1,5 mm, lực tác dụng lớn nhất lên gối đàn hồi có giá trị có giá trị lớn nhất là 4500 N, vì thế có thể khẳng định rằng gối đàn hồi của máy sàng rung nếu có hỏng thì do mỏi chứ không thể hỏng do quá tải;

Từ các Hình 7÷9 nhận thấy: Vận tốc trọng tâm của hộp tạo rung lúc bắt đầu mở máy biến đổi không ổn định, tuy nhiên chỉ sau một thời gian ngắn thì biến đổi rất đều. Vận tốc trọng tâm hộp tạo rung theo phương x và phương z có giá trị lớn nhất 1000 mm/s; vận tốc trọng tâm theo phương y rất nhỏ, xấp xỉ bằng 0 chứng tỏ máy sàng rung chuyển động rất ổn định, không bị lắc lư;

Từ các Hình 10÷12 nhận thấy: Gia tốc trọng tâm của hộp tạo rung lúc bắt đầu mở máy biến đổi không ổn định, tuy nhiên chỉ sau một thời gian ngắn thì biến đổi rất đều. Gia tốc trọng tâm hộp tạo rung theo phương x và phương z có giá trị lớn nhất 17.500 mm/s². Gia tốc trọng tâm theo phương y rất nhỏ, xấp xỉ bằng 0 chứng tỏ máy sàng rung chuyển động rất ổn định, không bị lắc lư. Như thế trong quá trình tính toán thiết kế máy sàng rung cong phải đặc biệt lưu ý giai đoạn mở máy;

Từ Hình 13 ta thấy: Năng lượng tịnh tiến của hộp gây rung có giá trị lớn nhất là 452000 N - mm, giá trị nhỏ nhất 348000 N - mm; Từ Hình 14 ta thấy: động lượng tịnh tiến hộp tạo rung có giá trị lớn nhất 880 N - s, giá trị nhỏ nhất 740 N - s; Từ Hình 15 ta thấy động lượng góc hộp tạo rung có giá trị lớn nhất 157.345 N - mm - s, giá trị nhỏ nhất 157.335 N - mm - s; kết quả cho thấy các giá trị này

đều thay đổi ổn định theo quy luật, điều đó chứng tỏ máy sàng rung cong làm việc sẽ ổn định.

4. Kết luận

Trong nghiên cứu này tác giả đã tính thiết kế các thông số của máy sàng rung cong có năng suất 650 tấn/giờ, sau đó sử dụng tích hợp các phần mềm để mô phỏng và phân tích động lực học của máy sàng kết quả cho là các thông số động học của máy sàng rung cong (các đồ thị vận tốc, gia tốc, lực, động năng,...). Từ đó kiểm chứng kết quả tính toán và ta có thể thay đổi giá trị các tham số (độ cứng gối tựa đàn hồi; kết cấu, khối lượng và vị trí đặt tấm lệch tâm,...) nếu chưa thấy hợp lý, để chọn được bộ tham số tối ưu nhất cho máy làm việc tốt và có tuổi thọ bền lâu. Kết quả nghiên cứu là cơ sở để các nhà khoa học tham khảo trong tính toán, thiết kế chế tạo máy sàng rung cong.

Tài liệu tham khảo

- Beerkircher, G., (1997). Banana screen technology. In Kawatra, S.K. (Ed.), *Comminution Practices*. SME, Littleton, CO, USA. 37 - 40.
- Crissman, H., (1986). Vibrating screen selection. *Pit and Quarry*: Part I, 78(June), 39 - 44; Part II, 79(Nov.). 46 - 50.
- Guo Nian Qin, (2009). Research status and development of vibrating screen at home and abroad. *Nonferrous metals of the world* 5. 26 - 27.
- Meinel, A., (1998). Classification of fine, medium - sized and coarse particles on shaking screens. *Aufbereitungs Tech* 39 (7). 317 - 327.
- Nguyễn Văn Xô, (2015). Phương pháp tích hợp các phần mềm Creo, Ansys, Adams trong tính toán mô phỏng 3D động lực học cơ cấu cứng mềm. *Tạp chí Cơ khí Việt Nam*.
- Schmidt, P., Körber, R. and Coppers, M., (2003). Sieben und Siebmaschinen: Grundlagen und Anwendung. *Wiley - VCH Verlag GmbH & Co. KG aA, Weinheim*.
- Shi Jin Feng, (2009). Research status and development trend of vibrating screening equipment for coal. *Coal mine machinery* 5. 8 - 9.
- Wang Feng, Wang Hao, (1998). Screening machinery. *Machinery industry press*, Beijing, China.
- Wang Yong, (2009). Future development trend of vibration screening machinery. *China powder industry* 4. 54.
- Wen Bang Chun, Liu Feng, Liu Jie, (1989). Vibrating screen vibrating feeder design and adjustment of vibrating conveyor. *Chemical press*, China.
- Wills, B. A. and Finch, J. A., (2016). Wills' Mineral Processing Technology: An Introduction to the Practical Aspects of Ore Treatment and Mineral Recovery. *Butterworth - Heinemann*.
- Zhang Wen Bin, Zhang Long Quan, (2009). Study on the screening probability of agricultural materials in the air screen cleaning device. *Agricultural mechanization research* 8. 50 - 53.