

BỘ GIÁO DỤC VÀ ĐÀO TẠO

BỘ QUỐC PHÒNG

HỌC VIỆN KỸ THUẬT QUÂN SỰ

NGUYỄN MẠNH HÙNG

**NGHIÊN CỨU XÁC ĐỊNH MỘT SỐ THÔNG SỐ HỢP LÝ
CỦA MÁY SÀNG RUNG VÔ HƯỚNG TRÊN TỔ HỢP
NGHIÊN SÀNG DI ĐỘNG**

LUẬN ÁN TIẾN SĨ KỸ THUẬT

HÀ NỘI - NĂM 2020

BỘ GIÁO DỤC VÀ ĐÀO TẠO

BỘ QUỐC PHÒNG

HỌC VIỆN KỸ THUẬT QUÂN SỰ

NGUYỄN MẠNH HÙNG

**NGHIÊN CỨU XÁC ĐỊNH MỘT SỐ THÔNG SỐ HỢP LÝ
CỦA MÁY SÀNG RUNG VÔ HƯỚNG TRÊN TỔ HỢP
NGHIÊN SÀNG DI ĐỘNG**

Chuyên ngành: Kỹ thuật cơ khí động lực

Mã số: 9 52 01 16

LUẬN ÁN TIẾN SĨ KỸ THUẬT

NGƯỜI HƯỚNG DẪN KHOA HỌC:

- 1. PGS,TS Nguyễn Viết Tân**
- 2. TS Bùi Khắc Gầy**

HÀ NỘI - NĂM 2020

LỜI CAM ĐOAN

Tôi cam đoan đây là công trình nghiên cứu của riêng tôi. Các số liệu, kết quả nêu trong luận án là trung thực và chưa từng được ai công bố trong bất kỳ một công trình nào khác.

Tác giả luận án

Nguyễn Mạnh Hùng

MỤC LỤC

	Trang
LỜI CAM ĐOAN	i
MỤC LỤC	ii
LỜI CẢM ƠN	v
DANH MỤC CÁC CHỮ VIẾT TẮT VÀ KÝ HIỆU	vi
DANH MỤC CÁC BẢNG BIỂU	ix
DANH MỤC CÁC HÌNH VẼ, ĐỒ THỊ	xi
MỞ ĐẦU	1
Chương 1 TỔNG QUAN VỀ VẤN ĐỀ NGHIÊN CỨU	6
1.1. Đặc điểm xây dựng các công trình quốc phòng ở điều kiện địa hình đồi núi phía bắc.....	6
1.2. Tổng quan về vật liệu đá xây dựng phục vụ các công trình quốc phòng	7
1.3. Tổng quan về tổ hợp nghiền sàng di động	10
1.3.1. Khái quát chung.....	10
1.3.2. Tổ hợp nghiền sàng vật liệu công suất vừa và nhỏ	11
1.3.3. Tổ hợp nghiền sàng di động công suất nhỏ TNS-05 phục vụ xây dựng các công trình quân sự.....	16
1.4. Tổng quan về các công trình nghiên cứu liên quan đến đề tài	19
1.4.1. Các công trình khoa học nghiên cứu nước ngoài.....	20
1.4.2. Các công trình khoa học nghiên cứu trong nước	36
Kết luận chương 1	41
Chương 2 MÔ HÌNH ĐỘNG LỰC HỌC CỦA MÁY SÀNG RUNG TRÊN TỔ HỢP NGHIÊN SÀNG DI ĐỘNG	42
2.1. Xây dựng mô hình tính toán động lực học	42
2.1.1. Sơ đồ nguyên lý kết cấu	42
2.1.2. Các giả thiết khi xây dựng mô hình	43
2.1.3. Mô hình tính toán động lực học	44
2.1.4. Xác định các thông số của mô hình	47
2.2. Phương pháp thiết lập phương trình vi phân chuyển động	58

2.3. Xây dựng sơ đồ thuật toán Matlab – Simulink giải hệ phương trình	72
2.4. Kết quả tính toán động lực học.....	73
Kết luận chương 2	77
Chương 3 XÁC ĐỊNH MỘT SỐ THÔNG SỐ HỢP LÝ CỦA MÁY SÀNG RUNG VÔ HƯỚNG TRÊN TỔ HỢP NGHIÊN SÀNG DI ĐỘNG.	78
3.1. Cơ sở lý thuyết xác định công suất động cơ, năng suất và hiệu suất của tổ hợp nghiên sàng di động.....	78
3.1.1. Xác định công suất động cơ	78
3.1.2. Xác định năng suất sàng.....	79
3.1.3. Xác định hiệu quả của máy sàng rung.....	81
3.2. Cơ sở lý thuyết xác định kích thước và góc nghiêng hợp lý của lưới sàng.....	82
3.2.1. Xác định kích thước lỗ lưới sàng	82
3.2.2. Xác định kích thước bao của lưới sàng hợp lý.....	83
3.2.3. Xác định góc nghiêng hợp lý của mặt sàng	87
3.3. Xác định các thông số ĐLH của máy sàng rung vô hướng cho năng suất và hiệu quả sàng tốt nhất.....	87
3.4. Xây dựng bài toán xác định một số thông số hợp lý của máy sàng rung vô hướng trên tổ hợp nghiên sàng di động	89
3.5. Xác định một số thông số hợp lý của máy sàng rung vô hướng trên tổ hợp nghiên sàng di động TNS-05.....	92
3.5.1. Qui hoạch thực nghiệm để xác định một số thông số hợp lý dựa trên các thông số ĐLH (làm cơ sở) của máy sàng rung vô hướng.....	93
3.5.2. Xác định khối lượng khối lệch tâm hợp lý m_o	94
3.5.3. Ảnh hưởng của độ cứng lò xo máy sàng	96
3.5.4. Xác định tốc độ vòng quay hợp lý của trục lệch tâm ω	98
3.5.5. Xác định tốc độ vòng quay hợp lý của trục động cơ ω_{dc}	100
3.5.6. Xác định tốc độ vòng quay hợp lý của trục bánh đà máy nghiên ω_{bd}	102
3.6. Xác định ứng suất trong khung máy	105
3.6.1. Kết cấu và sơ đồ chịu lực của khung.....	105
3.6.2. Xác định mối quan hệ giữa tọa độ trọng tâm của các cụm trên tổ hợp nghiên sàng di động.....	108
Kết luận chương 3	109

Chương 4 NGHIÊN CỨU THỰC NGHIỆM	110
4.1. Nhiệm vụ và yêu cầu đặt ra của nghiên cứu thực nghiệm	110
4.1.1. Mục đích.....	110
4.1.2. Đối tượng nghiên cứu thực nghiệm.....	110
4.1.3. Địa điểm tiến hành	110
4.1.4. Yêu cầu khi thực nghiệm:	111
4.2. Các thông số đo.....	111
4.3. Trang thiết bị làm thực nghiệm	111
4.3.1. Máy và thiết bị công tác	111
4.3.2. Các đầu đo vận tốc và gia tốc PVB.....	112
4.3.3. Đầu đo tốc độ vòng quay HHT13	112
4.3.4. Cảm biến đo khoảng cách H7	113
4.3.5. Xen xơ đo biến dạng.....	115
4.3.6. Cân đồng hồ.....	115
4.3.7. Thiết bị ghi, khuếch đại và xử lý tín hiệu.....	115
4.3.8. Phần mềm xử lý số liệu và máy tính	116
4.4. Các bước tổ chức thực nghiệm.....	117
4.4.1. Chuẩn bị làm thực nghiệm	117
4.4.2. Tiến hành thực nghiệm.....	118
4.5. Xử lý kết quả thí nghiệm	120
4.6. Kết quả đo đặc đánh giá hiệu quả sàng	121
4.6.1. Kết quả thí nghiệm đo hiệu quả sàng ở các ω khác nhau	122
4.6.2. Kết quả thí nghiệm đo hiệu quả sàng giữa hai bộ thông số	123
4.7. Kết quả thí nghiệm đo đặc xác định lực rung động do máy nghiền ép đá và động cơ dẫn động tác dụng lên khung máy	124
4.8. Kết quả đồ thị ĐLH thí nghiệm khi chạy chế độ có tải	124
Kết luận chương 4	130
KẾT LUẬN.....	131
TÀI LIỆU THAM KHẢO	134
PHỤ LỤC	139

LỜI CẢM ƠN

Tác giả luận án xin bày tỏ lòng biết ơn chân thành đối với tập thể cán bộ hướng dẫn đã đưa ý tưởng nghiên cứu và tận tình hướng dẫn tác giả về phương pháp tiếp cận, nội dung nghiên cứu. Tác giả luôn trân trọng sự động viên, khuyến khích và những kiến thức khoa học mà tập thể hướng dẫn đã chia sẻ cho tác giả trong thời gian thực hiện luận án.

Tác giả xin trân trọng cảm ơn tập thể bộ môn Xe máy công binh, Khoa Động lực, Phòng Sau đại học, Học viện KTQS đã tạo mọi điều kiện thuận lợi cho tác giả trong suốt quá trình nghiên cứu.

Tác giả xin chân thành cảm ơn Thủ trưởng Bộ Tư lệnh Công binh, Viện Kỹ thuật Công binh đã tạo điều kiện thuận lợi nhất để tác giả tiến hành nghiên cứu và hoàn thành Luận án.

Tác giả xin chân thành cảm ơn các nhà khoa học cùng bạn bè, đồng nghiệp đã cung cấp cho tác giả những tài liệu, thiết bị và các ý tưởng nghiên cứu bổ ích, có giá trị cao.

Đặc biệt, tác giả xin bày tỏ sự biết ơn vô hạn đối với gia đình và những người thân đã luôn thông cảm, sẻ chia những khó khăn để tác giả có một hậu phương vững chắc tạo sự yên tâm trong quá trình thực hiện luận án.

Tác giả

Nguyễn Mạnh Hùng

DANH MỤC CÁC CHỮ VIẾT TẮT VÀ KÝ HIỆU

1. Chữ viết tắt:

BTL	Bộ tư lệnh
ĐLH	Động lực học
FEM	Phương pháp phần tử hữu hạn (Finite Element Method)
Ltd	Trách nhiệm hữu hạn
NYM	Hỗn hợp vật liệu đầu vào
PTVP	Phương trình vi phân
VLXD	Vật liệu xây dựng

2. Ký hiệu:

Ký hiệu	Đơn vị	Ý nghĩa
M	kg	Khối lượng toàn bộ tổ hợp máy nghiền sàng
m	kg	Khối lượng sàng cùng vật liệu sàng
m_{bd}	kg	Khối lượng bánh đà máy nghiền
m_o	kg	Khối lượng khối lệch tâm của cụm gây rung máy sàng
r_o	m	Bán kính khối lệch tâm máy sàng
e	m	Khoảng cách từ trọng tâm máy sàng đến tâm quay máy sàng
l_1	m	Khoảng cách theo phương ngang từ trọng tâm máy sàng đến lò xo trái của máy sàng
l_2	m	Khoảng cách theo phương ngang từ trọng tâm máy sàng đến lò xo phải của máy sàng
i_1	m	Khoảng cách theo phương đứng từ trọng tâm máy sàng đến mặt trên của máy sàng
i_2	m	Khoảng cách theo phương đứng từ trọng tâm máy sàng đến mặt dưới của máy sàng
X_{os}	m	Khoảng cách từ trọng tâm máy sàng đến gốc tọa độ cố định tâm O theo phương x

Y_{os}	m	Khoảng cách từ trọng tâm máy sàng đến gốc tọa độ cố định tâm O theo phương y
J	$\text{Kg}\times\text{m}^2$	Là mô men quán tính khối lượng của máy sàng
ω	rad/s	Vận tốc góc khối lệch tâm của máy sàng
α_0	rad	Góc nghiêng ban đầu của máy sàng
C_{xs}	N/m	Độ cứng lò xo máy sàng theo phương x
C_{ys}	N/m	Độ cứng lò xo máy sàng theo phương y
b_{xs}	$\text{N}\times\text{s}/\text{m}$	Hệ số cản của lò xo máy sàng theo phương x
b_{ys}	$\text{N}\times\text{s}/\text{m}$	Hệ số cản của lò xo máy sàng theo phương y
J_k	$\text{Kg}\times\text{m}^2$	Là mô men quán tính khối lượng của tổ hợp máy nghiền- sàng
ω_{bd}	rad/s	Vận tốc góc bánh đà máy nghiền
L_1	m	Khoảng cách theo phương ngang từ trọng tâm máy đến chân bên trái của tổ hợp
L_2	m	Khoảng cách theo phương ngang từ trọng tâm máy đến chân bên phải của tổ hợp
L_c	m	Khoảng cách theo phương đứng từ trọng tâm máy đến mặt dưới khung của tổ hợp
a_x	m	Khoảng cách từ trọng tâm máy sàng đến trọng tâm máy theo phương x
a_y	m	Khoảng cách từ trọng tâm máy sàng đến trọng tâm máy theo phương y
d_p	m	Khoảng cách từ điểm lực P_n tác dụng lên khung đến trọng tâm máy theo phương x
X_{ok}	m	Khoảng cách từ trọng tâm máy đến gốc tọa độ cố định tâm O theo phương x
Y_{ok}	m	Khoảng cách từ trọng tâm máy đến gốc tọa độ cố định tâm O theo phương y
R	m	R- Bán kính bánh đà máy nghiền
C_{xk}	N/m	Độ cứng nền đặt chân khung theo phương x

C_{yk}	N/m	Độ cứng nền đặt chân khung theo phương y
b_{xk}	$N \times s/m$	Hệ số cản của nền đặt chân khung máy theo phương x
b_{yk}	$N \times s/m$	Hệ số cản của nền đặt chân khung máy theo phương y
P_n	N	Lực tác dụng máy nghiền ép đá lên khung máy
t	s	thời gian
E	N/m^2	Mô đun đàn hồi của thép
G	N/m^2	Mô đun đàn hồi trượt của thép

DANH MỤC CÁC BẢNG BIỂU

	Trang
Bảng 2-1. Giá trị hệ số α kể đến tải trọng dọc trục.....	48
Bảng 2-2: Trị số ν , β và A của các loại đất	51
Bảng 2-3. Bảng xác định hệ số phụ thuộc α theo loại đất.....	52
Bảng 2-4. Bảng xác định E_d theo loại đất	53
Bảng 3-1. Hệ số điều chỉnh độ bền đá theo kích thước đá nạy.....	79
Bảng 3-2. Giá trị các hệ số tính năng suất máy sàng	80
Bảng 3-3. Giá trị các hệ số m	81
Bảng 3-4. Cơ sở lựa chọn kích thước lỗ sàng khi mặt sàng đặt nghiêng.....	82
Bảng 3-5. Các giá trị h_i và $X_{i\max}$ tương ứng	85
Bảng 3-6 Thông số ĐLH hợp lý (làm cơ sở) của máy sàng rung vô hướng ..	89
Bảng 3-7. Giá trị thông số ĐLH tương ứng với m_0 khác nhau	95
Bảng 3-8. Giá trị thông số ĐLH tương ứng với C khác nhau.....	97
Bảng 3-9. Giá trị thông số ĐLH tương ứng với ω khác nhau.....	99
Bảng 3-10. Giá trị thông số ĐLH tương ứng với ω_{dc} khác nhau	101
Bảng 3-11. Giá trị thông số ĐLH tương ứng với ω_{bd} khác nhau	103
Bảng 4-1.Các thông số cơ bản của đầu đo PCB- SN61524.....	112
Bảng 4-2. Thông số cơ bản của đầu đo HHT13.....	113
Bảng 4-3. Các thông số kỹ thuật của cảm biến H7.....	114
Bảng 4-4. Tính hiệu quả sàng	119
Bảng 4-5. Hiệu quả sàng ở tốc độ vòng quay trục lệch tâm $\omega=90(\text{Rad/s})$	122
Bảng 4-6. Hiệu quả sàng ở tốc độ vòng quay trục lệch tâm $\omega=110(\text{Rad/s})$...	122
Bảng 4-7. Hiệu quả sàng ở tốc độ vòng quay trục lệch tâm $\omega=120(\text{Rad/s})$	122
Bảng 4-8. Hiệu quả sàng ở tốc độ vòng quay trục lệch tâm $\omega=135(\text{Rad/s})$...	122
Bảng 4-9. Hiệu quả sàng ở tốc độ vòng quay trục lệch tâm $\omega=145(\text{Rad/s})$...	122
Bảng 4-10. Hiệu quả sàng ở tốc độ vòng quay trục lệch tâm $\omega=110(\text{Rad/s})$.	123

Bảng 4-11. Hiệu quả sàng ở tốc độ vòng quay trục lệch tâm $\omega=120(\text{Rad/s})$.	123
Bảng 4-12. Hiệu quả sàng ở tốc độ vòng quay trục lệch tâm $\omega=135(\text{Rad/s})$.	123
Bảng 4-13. Bảng đo giá trị thông số biên độ lý thuyết và thực nghiệm ở ω_i .	127
Bảng 4-14. So sánh sai khác giá trị thông số động lực học của máy sàng rung trên tổ hợp nghiền sàng giữa lý thuyết và thực tế	128
Bảng 4-15. So sánh sai khác giá trị góc lắc, vận tốc và gia tốc góc lắc của máy sàng rung trên tổ hợp nghiền sàng giữa lý thuyết và thực tế	128
Bảng 4-16. So sánh sai khác giá trị thông số động lực học của khung tổ hợp nghiền sàng giữa lý thuyết và thực tế.....	128
Bảng 4-17. So sánh sai khác giá trị góc lắc, vận tốc và gia tốc góc lắc của khung tổ hợp nghiền sàng giữa lý thuyết và thực tế	129

DANH MỤC CÁC HÌNH VẼ, ĐỒ THỊ

	Trang
Hình 1-1. Tổ hợp nghiền sàng đá công suất lớn	11
Hình 1-2. Tổ hợp nghiền sàng di động	12
Hình 1-3. Tổ hợp nghiền sàng di động CM-739/CM-740	12
Hình 1-4. Tổ hợp nghiền sàng di động cỡ nhỏ	14
Hình 1-5. Tổ hợp nghiền sàng di động TNS-05	18
Hình 1-6. Máy sàng rung	21
Hình 1-7. Máy sàng GIL 052	21
Hình 1-8. Máy sàng AS200tap.....	23
Hình 1-9. Đường cong “Vận tốc lưới sàng- Tần số rung”	23
Hình 1-10. Bộ chuyển đổi đa tần số.....	24
Hình 1-11. Máy sàng rung ULS2010.12WS.....	25
Hình 1-12. Mô hình hoạt động của máy sàng rung cộng hưởng tham số.....	26
Hình 1-13. Mô hình toán máy sàng rung của He Xiao-mei, Liu Chu-sheng..	27
Hình 1-14. Đồ thị dịch chuyển của tâm khối lượng máy sàng rung	28
Hình 1-15. Mô hình tính toán máy sàng rung vô hướng của Liu Chu-sheng.	29
Hình 1-16. Sơ đồ máy sàng rung của Eng. Nicusor Dragan Mecmet.....	30
Hình 1-17. Mô hình tính toán máy sàng rung với diện tích mặt sàng 12m^2 ...	31
Hình 1-18. Biến thiên biên độ dao động và biên độ góc lắc máy sàng 5m^2	31
Hình 1-19. Biến thiên biên độ dao động và biên độ góc lắc máy sàng 12m^2 .	32
Hình 1-20. Mô hình máy sàng rung vô hướng của Sergey Rumyantsev	32
Hình 1-21. Sự biến thiên biên độ dao động máy sàng rung vô hướng	33
Hình 1-22. Mô hình máy sàng rung vô hướng 3 trục lệch tâm.....	33
Hình 1-23. Biên độ và quỹ đạo chuyển động máy sàng rung vô hướng.....	34
Hình 1-24. Sơ đồ kết cấu và mô hình tính toán của Tomasz Szymanski	34
Hình 1-25. Sự phụ thuộc của hiệu quả sàng vào góc nghiêng.....	35
Hình 1-26. Mô hình động lực học máy sàng rung của Tomasz Szymanski ...	35
Hình 1-27. Biên độ dao động của mặt sàng	36
Hình 1-28. Sơ đồ cấu tạo máy sàng rung	37

Hình 1-29. Mô hình động lực học của máy sàng rung có hướng	38
Hình 1-30. Dao động của mặt sàng rung có hướng theo phương Y, X	38
Hình 1-31. Dao động của mặt sàng rung vô hướng theo phương Y, X	39
Hình 2-1. Sơ đồ nguyên lý của tổ hợp nghiền sàng di động.....	42
Hình 2-2. Mô hình khảo sát động lực học của máy sàng rung vô hướng trên	44
Hình 2-3. Độ cứng nền nơi chân khung tựa.....	50
Hình 2-4 Quan hệ giữa ứng suất gây lún và độ lún nền.....	51
Hình 2-5. Biến dạng do tác động của máy nghiền theo phương ngang (phương x)	56
Hình 2-6. Biến dạng do tác động của máy nghiền theo phương đứng (phương y)	56
Hình 2-7. Biến dạng do tác động của máy nghiền và động cơ theo phương ngang (phương x)	56
Hình 2-8. Biến dạng do tác động của máy nghiền và động cơ theo phương đứng (phương y).....	57
Hình 2-9. Sơ đồ liên kết lực trên máy sàng và khung tổ hợp	59
Hình 2-10. Sơ đồ các lực tác dụng và chuyển vị máy sàng	60
Hình 2-11. Sơ đồ xác định lực và cánh tay đòn của lực trên máy sàng	61
Hình 2-12. Sơ đồ các lực tác dụng và chuyển vị của khung máy	65
Hình 2-13. Sơ đồ xác định lực và cánh tay đòn của lực trên khung máy	66
Hình 2-14. Sơ đồ xác định cánh tay đòn vị trí trọng tâm máy sàng so với trọng tâm khung máy	69
Hình 2-15. Sơ đồ thuật toán giải hệ phương trình vi phân (2.33).....	73
Hình 2-16. Đồ thị chuyển vị của máy sàng rung theo phương x và y	74
Hình 2-17. Đồ thị vận tốc của máy sàng rung theo phương x và y	74
Hình 2-18. Đồ thị gia tốc của máy sàng rung theo phương x và y	74
Hình 2-20. Đồ thị chuyển vị của khung máy theo phương x và y	75
Hình 2-20. Đồ thị vận tốc của khung máy theo phương x và y	75
Hình 2-22. Đồ thị gia tốc khung máy theo phương x và y	75
Hình 2-22. Đồ thị góc lắc máy sàng và khung máy.....	76
Hình 2-23. Đồ thị vận tốc góc lắc máy sàng và khung máy	76
Hình 2-24. Đồ thị gia tốc góc lắc máy sàng và khung máy	76

Hình 3-1. Sơ đồ mô tả quá trình sàng	80
Hình 3-2. Sơ đồ xác định tốc độ lớn nhất của mặt sàng rung vô hướng.....	83
Hình 3-3. Quỹ đạo chuyển động của hạt vật liệu ứng với các vận tốc máy sàng khác nhau.....	85
Hình 3-4. Mối quan hệ giữa xác suất lọt qua sàng của hạt vật liệu	86
Hình 3-5. Đồ thị chuyển vị máy sàng rung theo phương x, y khi thay đổi m_0	94
Hình 3-6. Đồ thị vận tốc máy sàng rung theo phương x, y khi thay đổi m_0 ...	95
Hình 3-7. Đồ thị gia tốc máy sàng rung theo phương x, y khi thay đổi m_0	95
Hình 3-8. Đồ thị góc lắc, vận tốc, gia tốc góc lắc máy sàng khi thay đổi m_0	95
Hình 3-9. Đồ thị chuyển vị máy sàng rung theo phương x, y khi thay đổi C.....	96
Hình 3-10. Đồ thị vận tốc máy sàng rung theo phương x, y khi thay đổi C... 97	
Hình 3-11. Đồ thị gia tốc máy sàng rung theo phương x, y khi thay đổi C.... 97	
Hình 3-12. Đồ thị góc lắc, vận tốc, gia tốc góc lắc máy sàng khi thay đổi C. 97	
Hình 3-13. Đồ thị chuyển vị máy sàng rung theo phương x, y khi thay đổi ω	98
Hình 3-14. Đồ thị vận tốc máy sàng rung theo phương x, y khi thay đổi ω ... 99	
Hình 3-15. Đồ thị gia tốc máy sàng rung theo phương x, y khi thay đổi ω 99	
Hình 3-16. Đồ thị góc lắc, vận tốc, gia tốc góc lắc máy sàng rung khi thay đổi ω	99
Hình 3-17. Đồ thị chuyển vị máy sàng rung theo phương x, y khi thay đổi $\omega_{đc}$	100
Hình 3-18. Đồ thị vận tốc máy sàng rung theo phương x, y khi thay đổi $\omega_{đc}$	101
Hình 3-19. Đồ thị vận tốc máy sàng rung theo phương x, y khi thay đổi $\omega_{đc}$	101
Hình 3-20. Đồ thị góc lắc, vận tốc, gia tốc góc lắc máy sàng rung khi thay đổi $\omega_{đc}$. 101	
Hình 3-21. Đồ thị chuyển vị máy sàng rung theo phương x, y khi thay đổi ω_{bd}	102
Hình 3-22. Đồ thị vận tốc máy sàng rung theo phương x, y khi thay đổi ω_{bd}	103
Hình 3-23. Đồ thị vận tốc máy sàng rung theo phương x, y khi thay đổi ω_{bd}	103

Hình 3-24. Đồ thị góc lắc, vận tốc, gia tốc góc lắc máy sàng rung khi thay đổi ω_{bd}	103
Hình 3-25. Sơ đồ kết cấu khung máy tổ hợp nghiền sàng di động	105
Hình 3-26. Biểu diễn vị trí đặt các lực lên dọc khung máy	106
Hình 3-27. Hình thể hiện ứng suất trên khung máy.....	107
Hình 3-28. Hình thể hiện biên dạng chân khung	107
Hình 3-29. Hình biểu diễn tọa độ trọng tâm của các cụm máy nghiền, sàng, động cơ và khung trên tổ hợp.....	108
Hình 4-1. Đầu đo biên độ, vận tốc và gia tốc PCB	112
Hình 4-2. Đầu đo tốc độ vòng quay HHT13	113
Hình 4-3. Cảm biến đo khoảng cách H7.....	114
Hình 4-4. Ten xơ đo biến dạng	115
Hình 4-5. Thiết bị khuếch đại tín hiệu DAQP	115
Hình 4-6. Máy tính cài phần mềm DasyLab 11.0.....	116
Hình 4-7. Sơ đồ cấu trúc các kênh đo khi thực nghiệm.....	116
Hình 4-8. Sơ đồ bố trí hệ thống thí nghiệm tổ hợp nghiền sàng di động	117
Hình 4-9. Hình thể hiện lắp các đầu đo lên tổ hợp nghiền sàng di động	117
Hình 4-10. Cân đồng hồ loại 100 kg	118
Hình 4-11. Biên độ dao động vị trí trọng tâm và vị trí M của máy sàng	121
Hình 4-12. Đồ thị thực nghiệm chuyển vị máy sàng rung theo phương x và y	124
Hình 4-13. Đồ thị thực nghiệm vận tốc máy sàng rung theo phương x và y	124
Hình 4-14. Đồ thị thực nghiệm gia tốc máy sàng rung theo phương x và y.	125
Hình 4-15. Đồ thị thực nghiệm chuyển vị khung theo phương x và phương y	125
Hình 4-16. Đồ thị thực nghiệm vận tốc khung theo phương x và phương y	125
Hình 4-17. Đồ thị thực nghiệm gia tốc khung theo phương x và phương y.	125
Hình 4-18. Đồ thị thực nghiệm góc lắc máy sàng và khung.....	126
Hình 4-19. Đồ thị thực nghiệm vận tốc góc lắc máy sàng và khung.....	126
Hình 4-20. Đồ thị thực nghiệm gia tốc góc lắc máy sàng và khung.....	126

MỞ ĐẦU

1. Tính cấp thiết của đề tài

Trong sự nghiệp xây dựng và bảo vệ Tổ quốc hiện nay việc xây dựng các công trình phòng thủ đất nước luôn là nhiệm vụ cấp bách đối với quân đội và nhân dân ta. Các công trình phòng thủ như đường hầm quân sự, các căn cứ hậu cần, các hầm pháo mặt đất, sở chỉ huy .v.v. chủ yếu được xây dựng trên các đồi núi cao và các công trình này thường làm bằng bê tông cốt thép. Việc vận chuyển các loại vật liệu xây dựng mà đặc biệt là đá dăm từ các trung tâm cung cấp vật liệu xây dựng (VLXD) từ dưới xuôi lên là rất khó khăn và hiệu quả kinh tế thấp, ngoài ra sẽ không đảm bảo được tính bí mật quân sự do khối lượng đá xây dựng công trình quân sự chiếm tỷ lệ cao trong công trình xây dựng. Do vậy việc sử dụng đá trong quá trình khoan nổ mìn công trình là rất cần thiết và rất hiệu quả. Hiện nay các đơn vị thi công cũng đã sử dụng các máy nghiền và máy sàng để sản xuất đá dăm từ sản phẩm sau khoan nổ mìn công trình. Các thiết bị này thường là các thiết bị độc lập được ghép lại nên năng suất và hiệu quả chưa cao do đó tốn rất nhiều công sức của các chiến sĩ Công binh trong quá trình khai thác sử dụng.

Năng suất và hiệu quả phân loại vật liệu của tổ hợp nghiền sàng di động không chỉ phụ thuộc vào máy nghiền mà còn phụ thuộc rất nhiều vào máy sàng. Cụ thể năng suất và hiệu quả máy sàng phụ thuộc vào các thông số kết cấu và các thông số động lực học. Đã có nhiều công trình khoa học nghiên cứu về động lực học máy sàng rung liên qua đến năng suất và hiệu quả sàng, song các công trình này chủ yếu là nghiên cứu khi máy sàng làm việc độc lập. Động lực học của máy sàng rung khi làm việc trên tổ hợp nghiền sàng di động chịu tác động rất lớn từ sự rung động của cụm máy nghiền, cụm động cơ dẫn động và tính chất đàn hồi của nền đặt máy.

Tổ hợp nghiên sàng di động cỡ nhỏ gồm một khung bệ di chuyển được trên đó có bố trí một máy nghiền hàm, một máy sàng rung vô hướng, một động cơ dẫn động và hệ thống điều khiển. Máy nghiền hàm được sử dụng là máy chuẩn có bán trên thị trường hiện nay. Máy sàng được thiết kế kiểu chuyên dụng phù với tổ hợp nghiên sàng di động. Khung bệ tổ hợp nghiên sàng di động được nghiên cứu thiết kế để phù hợp điều kiện di chuyển và làm việc ở vùng đồi núi.

Trước đây trong quân đội ta sử dụng tổ hợp nghiên sàng di động của Nga sản xuất, tuy nhiên đến nay các thiết bị này đã cũ và hỏng hóc không còn được sử dụng.

Tổ hợp nghiên sàng di động hiện đang sử dụng trong các đơn vị quân đội Công binh được chế tạo trong nước theo kiểu ghép hai cụm máy nghiền và máy sàng có cùng năng suất. Trong khai thác sử dụng tổ hợp dạng này bộc lộ một số tồn tại như năng suất và hiệu quả làm việc chưa cao, độ tin cậy và tuổi thọ của tổ hợp còn hạn chế.

Từ những phân tích trên cho thấy việc nghiên cứu động học, động lực học và kết cấu của máy sàng rung vô hướng trên tổ hợp nghiên sàng di động nhằm phục vụ việc thiết kế chế tạo tổ hợp nghiên sàng di động tại Việt Nam là rất quan trọng. Vì vậy đề tài luận án “*Nghiên cứu xác định một số thông số hợp lý của máy sàng rung vô hướng trên tổ hợp nghiên sàng di động*” là vấn đề có tính cấp thiết, có ý nghĩa khoa học và thực tiễn. Việc làm này cần được thực hiện dựa trên các căn cứ khoa học mà đề tài luận án hướng tới.

2. Mục tiêu nghiên cứu

Xác định một số thông số hợp lý của máy sàng rung vô hướng trên tổ hợp nghiên sàng di động cỡ nhỏ do Việt Nam chế tạo để hoàn thiện kết cấu và nâng cao năng suất, hiệu quả làm việc của máy.

3. Đối tượng nghiên cứu

- Thiết bị: Tổ hợp nghiên sàng di động công suất nhỏ TNS-05.

- Vật liệu sử dụng: Đá trong khoan nổ xây dựng đường hầm quân sự khâu độ nhỏ tại khu vực miền núi phía bắc.

4. Phương pháp nghiên cứu

Phương pháp lý thuyết kết hợp với thực nghiệm kiểm chứng:

Về lý thuyết luận án phân tích tổng hợp có kế thừa, sử dụng phương pháp Dалаmbe để tách cấu trúc từ đó xây dựng mô hình động lực học và thiết lập hệ phương trình vi phân chuyển động của máy sàng rung vô hướng trên tổ hợp nghiên sàng di động.

Việc giải hệ phương trình vi phân chuyển động của cơ hệ được thực hiện bằng chương trình máy tính viết trên phần mềm Matlap - Simulink.

Về thực nghiệm đo đạc một số thông số đầu cần thiết cho quá trình tính toán và kiểm tra các kết quả tính toán lý thuyết.

5. Ý nghĩa khoa học và thực tiễn của đề tài luận án

*** Ý nghĩa khoa học**

Xây dựng được mô hình và tiến hành khảo sát động lực học của máy sàng rung vô hướng trên tổ hợp nghiên sàng di động có tính đến ảnh hưởng rung động của cụm máy nghiên, động cơ và tính đàn hồi của nền đất làm cơ sở cho việc xác định một số thông số hợp lý (tần số góc, khối lượng gây rung, góc nghiêng mặt sàng, độ cứng lò xo) của máy sàng rung vô hướng trên tổ hợp nghiên sàng di động theo tiêu chí hiệu quả và năng suất sàng.

*** Ý nghĩa thực tiễn**

Kết quả nghiên cứu của luận án có thể làm cơ sở khoa học để phục vụ cho việc thiết kế, chế tạo cũng như nâng cao năng suất và hiệu quả khai thác của tổ hợp nghiên sàng di động chế tạo tại Việt Nam.

6. Tính mới của Luận án

Đã xây dựng được mô hình và tiến hành khảo sát động lực học của máy sàng rung lắp trên tổ hợp nghiên sàng di động có tính đến ảnh hưởng rung động

của máy nghiền, động cơ dẫn động và tính chất đàn hồi của nền nơi đặt tổ hợp làm việc.

Đã xác định được một số thông số hợp lý của máy sàng rung vô hướng trên tổ hợp nghiền sàng di động theo tiêu chí hiệu quả và năng suất sàng.

Đã xây dựng phương thực nghiệm trên tổ hợp nghiền sàng di động để xác định tổ hợp lực tác dụng lên máy sàng do ảnh hưởng của máy nghiền và động cơ dẫn động để làm số liệu phục vụ tính toán cũng như để xác định một số thông số động lực học của máy làm minh chứng cho kết quả nghiên cứu lý thuyết.

7. Bố cục của Luận án

Luận án được bố cục theo các nội dung sau

Chương 1. Tổng quan về vấn đề nghiên cứu

Chương này tổng hợp và phân tích điều kiện và vật liệu đá trong xây dựng công trình quân sự ở vùng rừng núi phía bắc, giới thiệu về tổ hợp nghiền sàng di động cỡ nhỏ, phân tích các công trình nghiên cứu về máy sàng vật liệu và tổ hợp nghiền sàng di động trong và ngoài nước. Từ những nội dung trên xây dựng mục tiêu và nhiệm vụ của luận án.

Chương 2. Mô hình động lực học của máy sàng rung trên tổ hợp nghiền sàng di động

Từ những phân tích tổng quan về các công trình nghiên cứu và dựa trên sơ đồ kết cấu của tổ hợp nghiền sàng di động thực tế, tiến hành xây dựng mô hình tính toán động lực học và giải bài toán ĐLH làm cơ sở khoa học để lựa chọn một số thông số hợp lý (tần số góc, khối lượng gây rung, góc nghiêng mặt sàng, độ cứng lò xo) của máy sàng rung vô hướng trên tổ hợp nghiền sàng di động.

Chương 3. Xác định một số thông số hợp lý của máy sàng rung vô hướng trên tổ hợp nghiên sàng di động

Trong chương này tiến hành xác định vùng thông số ĐLH trên máy sàng rung vô hướng độc lập cùng loại với máy sàng rung vô hướng trên tổ hợp nghiên sàng di động làm chuẩn, sau đó khảo sát ảnh hưởng của một số thông số gồm thông số làm việc và các thông số kết cấu (tần số góc, khối lượng gây rung, góc nghiêng mặt sàng, độ cứng lò xo) đến các thông số ĐLH của máy sàng rung vô hướng trên tổ hợp nghiên sàng di động tương đương với thông số ĐLH chuẩn. Trên cơ sở đó, xác định được một số thông số hợp lý của máy sàng rung vô hướng trên tổ hợp nghiên sàng di động cỡ nhỏ do Việt Nam chế tạo.

Xác định ứng suất trên khung máy làm cơ sở tính toán bền cho khung, đồng thời sơ lược tính toán cân bằng vị trí lắp đặt các cụm (máy nghiên, máy sàng, động cơ) trên khung nhằm hoàn thiện kết cấu máy.

Chương 4. Nghiên cứu thực nghiệm

Chương nghiên cứu thực nghiệm nhằm xác định các thông số đầu vào cho bài toán lý thuyết và các thông số ĐLH của máy sàng rung vô hướng trên tổ hợp nghiên sàng di động. Kết quả được sử dụng để so sánh giữa tính toán lý thuyết và thực nghiệm nhằm rút ra kết luận về tính sát thực của mô hình động lực học.

Đo đạc thực nghiệm tính hiệu quả sàng trên tổ hợp nghiên sàng di động khi sử dụng bộ thông số hợp lý và khi sử dụng bộ thông số của máy đang làm việc thực tế để so sánh tính hiệu quả của bộ thông số hợp lý được xác định.

Chương 1

TỔNG QUAN VỀ VẤN ĐỀ NGHIÊN CỨU

1.1. Đặc điểm xây dựng các công trình quốc phòng ở điều kiện địa hình đồi núi phía bắc

Khu vực miền núi phía bắc từ tỉnh Thanh hóa trở ra có đường biên giới dài hơn 1.300 km. Đây là vùng địa lý có tính chất chiến lược quân sự quan trọng của đất nước, việc bảo vệ an ninh quốc phòng cần được đảm bảo qui mô, an toàn, bí mật là hết sức cần thiết. Tuy nhiên đây là vùng rừng núi phức tạp, có nhiều dãy núi đá vôi, giao thông đi lại khó khăn, hiểm trở tại các vùng giáp ranh biên giới. Với tính chất chiến lược quân sự quan trọng nên việc xây dựng các công trình quân sự đặc biệt như hầm trú ẩn của bộ đội, hầm ngầm cất giữ lương thực, khí tài quân sự cần được xây dựng bí mật trong núi, nơi hạ tầng giao thông cũng như hệ thống điện gần như không thể đảm bảo. Với tính chất bí mật như vậy nên việc khoan hầm và xây dựng hầm quân sự cần được ưu tiên trong việc sử dụng nguyên vật liệu tại chỗ, do đó các thiết bị xây dựng có công suất nhỏ, dễ di chuyển như tổ hợp nghiên sàng đá xây dựng di động là hết sức cần thiết.

Xét về mặt quân sự, nghiên cứu địa lý quân sự là nhằm áp dụng các quy luật địa lý vào việc tiến hành các công tác quân sự.

Khu vực núi và núi rừng phía bắc có địa hình hiểm trở, độ cao trên 500 m, mức độ chia cắt mạnh bởi những dãy núi cao chạy kéo dài tới 100 ÷ 200 km, rừng rậm cây cối chằng chịt thành nhiều tầng. Có những núi cao trên 1.000 m. Khu vực núi đá vôi tập trung ở Hà Giang, Cao Bằng, Lạng Sơn, Hoà Bình, Ninh Bình có độ dốc rất lớn, nhiều vách dựng đứng, nhiều hang động, ít cây cối. Đối với quân sự, rừng núi là nơi "che bộ đội", là nơi "vây quân thù" là căn cứ địa, là nơi bảo tồn và phát triển lực lượng, là nơi tổ chức và thực hành phân công chiến lược trong chiến tranh bảo vệ Tổ quốc trong tương lai.

Do việc tổ chức xây dựng hầm ngầm bí mật trong núi là cơ sở để nghiên cứu tổ chức phòng thủ đất nước, xây dựng lực lượng và trang bị thời bình cũng như khi có chiến tranh nhằm phát huy tới mức tối đa thế có lợi, giảm tới mức tối thiểu những mặt hạn chế của các yếu tố địa lý trên chiến trường để giành thắng lợi trong chiến tranh bảo vệ Tổ quốc trong tương lai, nên các hoạt động quân sự nói chung và hoạt động tác chiến nói riêng luôn gắn liền với các yếu tố địa lý quân sự trong đó có việc xây dựng hầm ngầm quân sự trong rừng núi của Việt Nam.

Một đặc điểm quan trọng trong xây dựng là vật liệu sử dụng trong các công trình hầm chủ yếu dùng đá xây dựng với các kích cỡ khác nhau. Tuy là vật tư chủ yếu trong xây dựng hầm quân sự, nhưng khối lượng sử dụng trong ngày thường không lớn (trung bình 20 m³/ngày), đá nguyên liệu có thể được tận dụng từ đá trong quá trình khoan nổ nên rất tiện lợi, vừa đảm bảo tính kinh tế vừa đảm bảo tính bí mật trong quá trình vận chuyển để đáp ứng nhu cầu xây dựng các công trình hầm quân sự với các yêu cầu về khối lượng không nhiều nhưng phải đảm bảo tính bí mật cao. Do đó nhu cầu về một thiết bị về nghiền sàng vật liệu đá xây dựng với công suất nhỏ, có tính cơ động cao, hoạt động độc lập mà không cần nguồn năng lượng điện lưới là rất cần thiết, từ đó đặt ra yêu cầu thiết kế tổ hợp nghiền sàng di động công suất nhỏ để sử dụng trong xây dựng các công trình hầm quân sự.

1.2. Tổng quan về vật liệu đá xây dựng phục vụ các công trình quốc phòng

Đá là một loại vật liệu quan trọng và được dùng phổ biến trong các công trình xây dựng dân dụng, xây dựng công nghiệp, giao thông vận tải, quốc phòng và trong nhiều ngành kinh tế dưới nhiều hình thức khác nhau. Các loại đá dùng trong xây dựng có những đặc điểm cấu tạo cũng như các tính chất cơ lý hoàn toàn khác nhau vì có nguồn gốc khác nhau, vì vậy, khi xây dựng công trình, tùy theo điều kiện vật liệu tại chỗ hoặc ở gần và khả năng khai thác cho phép, cần

phải dựa vào các bảng phân loại đá để tuyển chọn loại đá đưa vào sử dụng cho thích hợp.

Theo [19] đá dăm hay đá sỏi cùng một kích cỡ hay nhiều kích cỡ phối hợp thường được dùng làm phân cốt liệu rắn trong vật liệu bê tông hay vật liệu áo đường, móng công trình, bê tông sàn, trần nhà, vòm hầm, ...

Để đánh giá tính chất cơ lý của đá người ta tiến hành làm thí nghiệm để xác định tính chất cơ lý từ đó định hướng sử dụng mẫu đá cho các công trình theo yêu cầu kỹ thuật riêng. Quy trình này quy định những phương pháp thí nghiệm cơ lý thông thường để xác định.

Xét về cường độ chịu nén thì sỏi tốt hơn đá dăm, trong máy trộn cũng dễ dàng hơn vì bề mặt sỏi ít góc cạnh. Tuy nhiên trong kết cấu bê tông, ngoài yêu cầu về cường độ thì yêu cầu về tính kết dính để đảm bảo độ liên kết vững chắc của công trình xây dựng, do vậy trong xây dựng vòm đường hầm và cấu kiện hầm quân sự phải dùng đá dăm có chuẩn kỹ thuật đảm bảo theo công trình.

Trong xây dựng các công trình quốc phòng, đặc biệt là xây dựng đường hầm quân sự, đường tuần tra biên giới, vật liệu đá thiên nhiên được sử dụng dưới nhiều hình thức khác nhau, có loại không cần gia công thêm, có loại phải qua gia công từ đơn giản đến phức tạp. Đá xây dựng tự nhiên được lấy từ đá hộc, thông qua quá trình nghiền, sàng phân loại, sàng lọc... để tạo ra các loại đá dăm dùng cho xây dựng công trình khác nhau.

Vậy chúng ta có thể hiểu vật liệu “đá xây dựng” là những loại đá được sử dụng hay có thể ứng dụng vào các công trình xây dựng với các mục đích khác nhau và bằng cách này hay cách khác, nhờ có khoa học kỹ thuật, đá được khai thác và chế biến thành các loại đá xây dựng khác nhau để phục vụ nhu cầu xây dựng.

* Các loại kích thước đá dăm dùng trong xây dựng:

- Đá xây dựng 1×2: Là loại đá có kích cỡ 10×28 mm (hoặc nhiều loại kích cỡ khác như: 10×25 mm còn gọi là đá 1×2 bê tông. 10×22 mm còn gọi là đá 1×2

quy cách, đá 1×1 là 10×16 mm,... tùy theo nhu cầu sử dụng của khách hàng). Sản phẩm dùng để đổ bê tông làm nhà cao tầng, đường băng sân bay, cầu cảng, đường quốc lộ, đặc biệt sử dụng phổ biến tại các nhà máy bê tông tươi hoặc bê tông nhựa nóng, v.v... Trong xây dựng vòm hầm quân sự và cấu kiện trên nhà cao tầng đá dăm 1×2 sử dụng chuẩn Việt Nam TCVN 1771-1986, 7570-2006.

- Đá xây dựng 2×4: Là đá xây dựng kích thước 20×40 mm, là một loại đá dăm được khai thác tại mỏ đá. Loại đá này được dùng để đổ bê tông làm dầm móng nhà cao tầng, dầm móng sàn đường hầm quân sự đường băng sân bay, cầu cảng, đường cao tốc và được dùng phổ biến ở các nhà máy bê tông tươi hoặc bê tông nhựa nóng.

- Đá xây dựng 4×6: Có kích cỡ từ 50 mm đến 70 mm, được sàng tách ra từ sản phẩm đá khác. Loại đá này dùng làm chân đế gạch bông, gạch lót sàn, phụ gia cho công nghệ bê tông đúc ống cống và thi công các công trình giao thông và phụ gia cho các loại VLXD khác .v.v...

- Đá mi sàng: Có kích cỡ từ 5 mm đến 10 mm, được sàng tách ra từ sản phẩm đá khác. Loại đá này dùng làm chân đế gạch bông, gạch lót sàn, phụ gia cho công nghệ bê tông đúc ống cống và thi công các công trình giao thông và phụ gia cho các loại VLXD khác .v.v...

- Đá mi bụi: Là mặt đá, có kích cỡ từ 0 đến 5 mm, được sàng tách ra từ sản phẩm đá khác. Loại đá này dùng làm chân đế gạch bông, gạch lót sàn, phụ gia cho công nghệ bê tông đúc ống cống và thi công các công trình giao thông và phụ gia cho các loại VLXD khác .v.v...

Như vậy, đá dăm dùng cho xây dựng vòm hầm quân sự là mẫu đá dăm chuẩn 1×2, và đá dăm dùng cho sàn móng đường hầm và dầm móng nhà cao tầng là mẫu đá dăm chuẩn 2×4.

Trong các công trình xây dựng quân sự quốc phòng ở điều kiện rừng núi phía bắc, với điều kiện địa hình đi lại khó khăn và bảo đảm tính bí mật quân sự, với các tính năng làm nhỏ các loại vật liệu đá, sỏi, tổ hợp nghiền sàng đá di động đóng vai trò vô cùng quan trọng, đáp ứng yêu cầu sử dụng vật liệu tại chỗ, rút

ngắn tiến độ thi công cũng như giảm chi phí các công trình cũng như tính bí mật an toàn của các công trình hầm quân sự trong các vùng rừng núi Việt Nam.

1.3. Tổng quan về tổ hợp nghiền sàng di động

1.3.1. Khái quát chung

Tổ hợp nghiền sàng phân loại theo tính cơ động gồm hai loại đó là loại cố định và loại di động. Khi nhu cầu khối lượng vật liệu đá không lớn, như phục vụ cho một công trình, một nhiệm vụ xây dựng cụ thể thường sử dụng tổ hợp nghiền sàng di động, còn khi nhu cầu khối lượng vật liệu đá lớn cho nhiều công trình trong thời gian dài thì thường sử dụng nhà máy hoặc trạm nghiền sàng cố định.

Tổ hợp nghiền sàng di động bao gồm một máy nghiền đá lắp trên một khung cứng, trên khung có lắp cụm máy sàng rung có các lưới sàng với kích thước lưới và lỗ sàng khác nhau phụ thuộc vào nhu cầu vật liệu đầu ra. Trên khung lắp một động cơ để tổ hợp làm việc.

Các tổ hợp nghiền sàng di động thường được sử dụng trong xây dựng các công trình cầu- đường, bến cảng, các công trình thủy lợi, thủy điện quy mô vừa và nhỏ, các đường hầm quân sự trong vùng đồi núi. Khi kết thúc công trình xây dựng, tổ hợp được vận chuyển đến nơi mới.

Theo năng suất người ta phân các tổ hợp nghiền sàng thành các loại:

- Loại nhỏ có năng suất dưới 10 T/h,
- Loại trung bình hay còn gọi là loại vừa có năng suất từ 10÷50 T/h,
- Loại lớn có năng suất trên 50 T/h.

Loại lớn thường sử dụng tổ hợp nghiền sàng cố định ở các trạm sản xuất vật liệu xây dựng, tổ hợp nghiền sàng được thiết lập theo dây truyền sản xuất với công suất trung bình hoặc lớn tức là dây truyền sản xuất từ trên 50 T/h.

Tổ hợp nghiền sàng công suất lớn tại các nơi sản xuất vật liệu xây dựng được thiết kế theo sự điều hòa giữa công suất đầu ra của máy nghiền đá và máy sàng để đảm bảo dây truyền làm việc liên tục.

Hình 1-1 là tổ hợp nghiền sàng đá xây dựng cố định công suất lớn.



Hình 1-1. Tổ hợp nghiền sàng đá công suất lớn

1.3.2. Tổ hợp nghiền sàng vật liệu công suất vừa và nhỏ

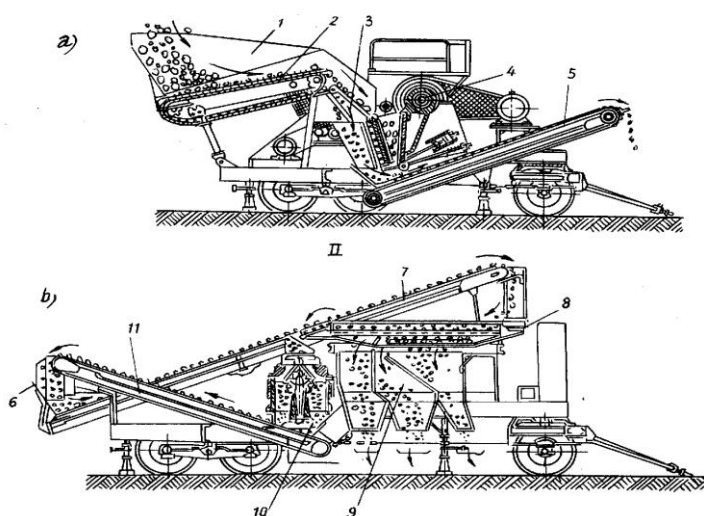
Ý tưởng khi thiết kế tổ hợp nghiền sàng di động là thích hợp sử dụng nghiền sàng di động trong mọi trường hợp, loại bỏ được trở ngại về địa hình, môi trường, cơ sở lắp đặt nghiền sàng, là thiết bị nghiền sàng đơn giản gọn nhẹ, hiệu quả cao, tiết kiệm giá thành sản xuất.

Tổ hợp nghiền sàng di động chủ yếu được thiết kế với công suất vừa và nhỏ dùng trong các điều kiện cho phép xử lý và sản xuất vật liệu tại chỗ, những nơi điều kiện di chuyển vật liệu không thuận tiện, chẳng hạn như việc nghiền sàng vật liệu gạch, bê tông khi phá dỡ các công trình trong trung tâm thành phố, các công trình vùng rừng núi, đặc biệt là các công trình hầm, hào công sự bí mật do bộ đội Công binh xây dựng ở những nơi nằm sâu trong đồi núi. Một số hãng sản xuất tổ hợp nghiền sàng di động chủ yếu sản xuất theo đơn đặt hàng như hãng Germany của Ấn độ, Efficiency của Indonexia hay Công ty TNHH TM & DV Kỹ Thuật Thành An của Việt Nam. Hình 1-2 tổ hợp nghiền sàng di động do công ty Thành An cung cấp trên thị trường Việt Nam.



Hình 1-2. Tổ hợp nghiền sàng di động

Trên hình 1-3 thể hiện hình dáng chung của một tổ hợp nghiền sàng di động loại trung bình CM 739/740 của LB Nga. Loại này có năng suất đạt 25 T/h và đá sản phẩm gồm ba loại: $0 \div 3$; $3 \div 15$; $15 \div 25$ mm. Tổ hợp gồm hai cụm máy (cụm thứ nhất CM7-739 dùng cho công đoạn nghiền thứ nhất, cụm thứ hai CM-740 dùng cho công đoạn nghiền thứ hai) và sàng phân loại sản phẩm.



Hình 1-3. Tổ hợp nghiền sàng di động CM-739/CM-740

Trên cụm máy thứ nhất có lắp máy nghiền má BxL (400x900) có chuyển động lắc phức tạp. Đá nập có kích thước lớn nhất 340mm được đưa vào phễu nạp 1, qua thiết bị nạp là băng tải xích 2 cùng sàng ghi nghiêng 3 để vào máy nghiền má 4. Sau khi nghiền nhận được đá sản phẩm có kích thước lớn nhất là 60 mm cùng đá dưới sàng 3 được băng tải 5 đưa tiếp lên phễu 6 của cụm nghiền

thuộc công đoạn hai. Từ phễu 6 nhờ băng tải 7 đá được đưa tới sàng rung 8 để phân loại đá. Đá trên sàng 8 được đưa vào máy nghiền 10. Sau khi nghiền vật liệu rơi vào băng tải 11 để vận chuyển vào phễu 6, băng tải 7, tới sàng 8 tạo thành một chu kỳ khép kín. Tại sàng 8 đá tiếp tục phân loại để nhận được các loại đá sản phẩm và được đưa ra ngoài bằng các cửa ra đá 9.

Các cụm máy được đặt trên các khung bệ xe có các bánh di chuyển và được kéo theo bằng ô tô tự hành với tốc độ khoảng 25 km/h. Khi làm việc, các cụm máy được tựa trên các chân đỡ dạng kích trục vít- đai ốc. Trường hợp làm việc lâu tại một chỗ có thể giải phóng các lốp xe di chuyển, đặt khung bệ trên các nền đất gia cố tại chỗ.

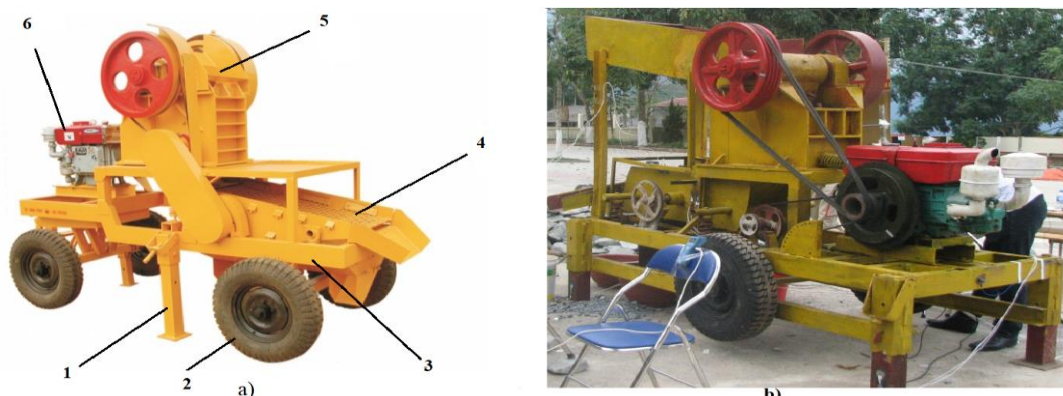
Tổ hợp nghiền sàng di động công suất nhỏ được sử dụng một máy nghiền, một máy sàng lắp trên khung cứng và được dẫn động bởi một động cơ. Tổ hợp nghiền sàng di động có thể di chuyển trong một phạm vi hẹp như một công trường, tổ hợp nghiền sàng loại này đơn giản gọn nhẹ, hiệu quả cao, tiết kiệm giá thành sản xuất.

Tổ hợp nghiền sàng di động loại này có tính nhỏ gọn, linh hoạt trong sử dụng và trọng lượng nhỏ.

Tổ hợp nghiền sàng di động cỡ nhỏ cơ bản được thiết kế di chuyển theo hai kiểu như sau :

- Kiểu thiết kế di chuyển trên hai trục với bốn bánh xe được thể hiện như hình 1-4a có kết cấu nhỏ, công suất nhỏ, dễ di chuyển và sử dụng trong điều kiện thường xuyên phải di chuyển.

- Kiểu thiết kế di chuyển trên một trục với hai bánh được thể hiện như hình 1-4b có công suất lớn hơn kiểu hai trục bốn bánh xe, khi di chuyển phải sử dụng dụng cụ kéo, lúc làm việc sẽ đứng cố định trên bốn chân cứng. Đây là đối tượng nghiên cứu chính của đề tài.



Hình 1-4. Tổ hợp nghiền sàng di động cỡ nhỏ

1- Chân máy. 2- Bánh xe di chuyển. 3- Khung máy. 4- Máy sàng. 5- Máy nghiền. 6- Động cơ dẫn động.

Tổ hợp nghiền sàng di động cỡ nhỏ sử dụng máy sàng rung vô hướng, đây là loại máy sàng chính được sử dụng trong nhiều ngành và lĩnh vực như sản xuất vật liệu xây dựng. Nguyên lý hoạt động của chúng dựa trên nguyên lý rung với tần số dao động cao đối với máy sàng và mặt sàng. Nhờ lực rung mạnh vật liệu vừa chuyển động “lăn” vừa “nhảy” trên mặt sàng nên xác suất hạt vật liệu lọt qua lỗ sàng lớn.

* Ưu nhược điểm của tổ hợp nghiền sàng di động

Ưu điểm:

1. Có thể phối hợp lắp đặt máy nghiền hàm, máy nghiền côn, máy nghiền va đập .v.v. với cụm máy sàng vật liệu, bố trí máy sàng vật liệu với nhiều loại lưới sàng khác nhau để phân loại các loại cấp phối đá xây dựng khác nhau dùng cho mục đích xây dựng riêng.

2. Giảm bớt được giá thành vận chuyển nguyên liệu

Tổ hợp nghiền sàng di động giảm được giá thành nhờ giảm bớt được công việc tháo lắp, di chuyển, sản xuất vật liệu xây dựng tại công trường bằng cách sử dụng vật liệu tại chỗ, tiết kiệm được khâu vận chuyển vật liệu ra khỏi hiện trường rồi mới tiến hành nghiền sàng, giảm được giá thành vận chuyển vận

liệu, tăng hiệu quả kinh tế. Đồng thời góp phần bảo đảm tính bí mật, an toàn trong xây dựng các công trình quân sự đặc thù (hầm quân sự).

3. Tổ hợp nghiền sàng di động là loại có gầm đủ cao và có lắp loại bánh lốp, thuận tiện vận chuyển đi lại, bán kính quay vòng nhỏ, thích hợp với mọi địa hình, tiết kiệm thời gian di chuyển, đồng thời tăng thêm độ linh hoạt trong không gian sản xuất cho cả quá trình nghiền sàng vật liệu.

4. Tin cậy, thuận tiện

Tổ hợp nghiền sàng di động áp dụng các tính năng ưu việt khác nhau của loại máy nghiền, máy sàng rung, chất lượng ổn định đáng tin cậy, giá thành đầu tư thấp.

5. Linh hoạt, thích hợp mọi điều kiện

Căn cứ theo nhu cầu khác nhau của vật liệu công trình, tổ hợp nghiền sàng vật liệu di động có thể sử dụng nghiền đơn trong việc vận hành để nghiền thô, nghiền mịn 2 công đoạn của hệ thống nghiền sàng, hoặc 3 công đoạn nghiền thô, nghiền vừa và nghiền mịn của hệ thống nghiền sàng. Hoặc có thể căn cứ theo tình hình thực tế mà tổ hợp có thể tiến hành sàng đơn sau đó nghiền hoặc hệ thống nghiền sàng kết hợp.

Nhược điểm:

Qua khảo sát các tổ hợp nghiền sàng di động đang sử dụng tại các đơn vị trong Quân đội nhận thấy tổ hợp nghiền sàng di động có hiệu quả sàng chưa cao (*trong thành phần hạt trên mặt sàng còn nhiều hạt nhỏ hơn lỗ sàng*), do đó ảnh hưởng đến chất lượng sản phẩm vật liệu đầu ra. Đây là vấn đề mà đề tài quan tâm nghiên cứu nhằm nâng cao hiệu quả sàng của tổ hợp.

Tổ hợp nghiền sàng di động đang sử dụng chủ yếu là nạp vật liệu thủ công.

Tổ hợp nghiền sàng di động đang sử dụng được thiết kế về hình thức cũng như công suất máy chủ yếu dựa theo yêu cầu về năng suất, hình dáng hạt, địa hình làm việc của công trường mà chưa có tính đồng bộ.

1.3.3. Tổ hợp nghiền sàng di động công suất nhỏ TNS-05 phục vụ xây dựng các công trình quân sự

Để phục vụ xây dựng các công trình quốc phòng ở điều kiện rừng núi phía bắc, trong những năm qua Binh chủng Công binh được trang bị một số lượng lớn tổ hợp nghiền sàng di động công suất nhỏ TNS-05. Tổ hợp này có rất nhiều ưu điểm như kết cấu nhỏ gọn, đơn giản, dễ sử dụng, dễ di chuyển, giá thành thấp, phù hợp với điều kiện sử dụng và trình độ của các chiến sĩ công binh. Nhìn chung tổ hợp loại này là một trang bị chủ yếu để tạo ra sản phẩm đá xây dựng tại chỗ của các công trình xây dựng ở điều kiện rừng núi phía bắc.

Bên cạnh những ưu điểm thì tổ hợp này vẫn còn tồn tại những nhược điểm cơ bản đó là hiệu quả sàng chưa cao (trong đá trên sàng khi thoát ra vẫn còn một lượng lớn đá dưới sàng chưa lọt qua lỗ sàng) và như vậy cũn làm giảm năng suất sàng. Ngoài ra độ bền kết cấu và tuổi thọ của máy chưa cao, dẫn đến nhiều máy đã hư hỏng trong quá trình sử dụng. Do đó đặt ra yêu cầu tìm hướng giải quyết những tồn tại nêu trên.

1.3.3.1. Các thông số kỹ thuật

Tổ hợp nghiền sàng di động TNS-05 sử dụng động cơ dẫn động D28

- Công suất động cơ : $N_{dc} = 17,2 \text{ Kw}$,
- Số vòng quay trục động cơ $n_{dc} = 1500 \text{ vòng/phút}$
- Năng suất tổ hợp : $Q = 5 \div 9 \text{ m}^3/\text{h}$
- Khối lượng tổ hợp: $M = 1100 \text{ kg}$
- Kích thước tổ hợp: Dài x Rộng x Cao = 2650 x 1140 x 2310 mm

Máy nghiền hàm PE-250x400 lắp trên tổ hợp

- Năng suất nghiền: $Q_{nmax} = 9 \text{ m}^3/\text{h}$
- Công suất nghiền: $N_n = 12 \text{ Kw}$
- Tốc độ vòng quay trục lệch tâm máy nghiền: $n_{nmax} = 1200 \text{ vòng/phút}$

Máy sàng rung vô hướng lắp trên tổ hợp (cùng loại với máy NLS-382/3)

- Năng suất sàng : $Q_{smax} = 9 \text{ m}^3/\text{h}$
- Công suất sàng: $N_s = 5 \text{ Kw}$

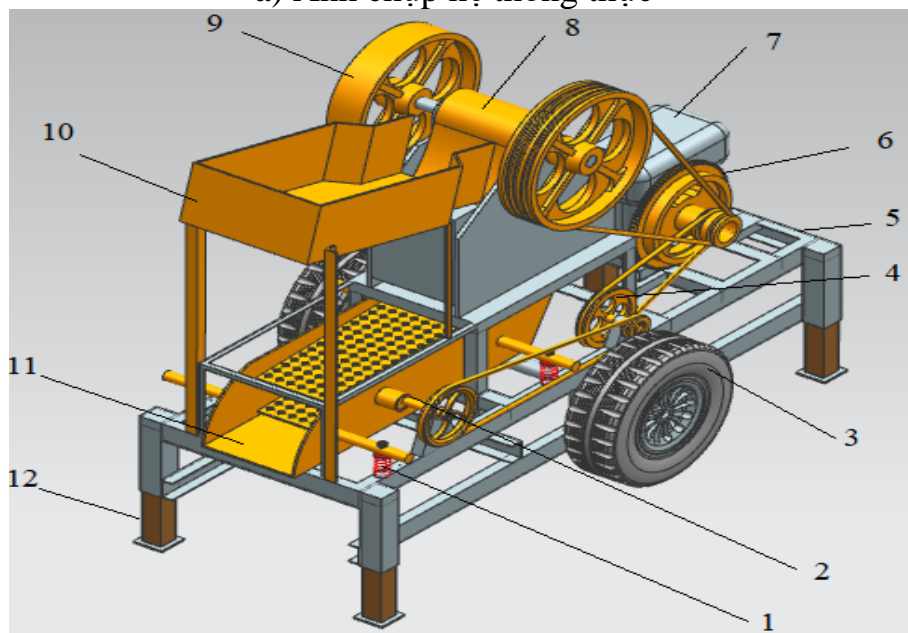
- Tốc độ vòng quay trục lệch tâm máy sàng: $n_{\text{max}} = 1400$ vòng/phút

1.3.3.2. Cấu tạo và Nguyên lý làm việc

Tổ hợp nghiền sàng di động công suất nhỏ TNS-05 phục vụ xây dựng các công trình quân sự là một tổ hợp trên đó có lắp các thiết bị như máy nghiền, máy sàng và động cơ dẫn động (*động cơ đốt trong*). Thiết bị này được sử dụng trong xây dựng các công trình như đường hầm quân sự, sở chỉ huy, hầm chứa thiết bị trong điều kiện rừng núi và năng suất không yêu cầu lớn, vật liệu đầu vào được lấy tại chỗ. Tổ hợp nghiền sàng di động TNS-05 được thể hiện trên hình 1-5.



a) Ảnh chụp hệ thống thực



b) Sơ đồ kết cấu

Hình 1-5. Tổ hợp nghiền sàng di động TNS-05

1- Lò xo máy sàng. 2- Cụm gây rung máy sàng. 3 - bánh xe di chuyển. 4- Cụm truyền động trung gian. 5 - Khung máy. 6- Bánh đà động cơ. 7 - Động cơ dẫn động. 8- Máy nghiền. 9 - Bánh đà máy nghiền. 10 - Máng vật liệu. 11- Máy sàng rung. 12-Chân khung.

Cấu tạo tổ hợp TNS-05 gồm các cụm chính như sau :

Máy nghiền 8. Đây là loại máy nghiền hàm (*nghiền má*) Trong đó khoang nghiền được tạo bởi một má tĩnh, một má động và các các tấm thành bên. Trục dẫn động máy nghiền là trục lệch tâm, và để tạo ra sự làm việc ổn định của máy nghiền, ở hai đầu của trục lệch tâm có lắp hai bánh đà 9, trong đó một bánh đóng vai trò pully dẫn động. Trên máy nghiền có cơ cấu điều chỉnh khe thoát kích thước đá sản phẩm. Để nạp liệu cho máy nghiền sử dụng máng nạp vật liệu 10.

Máy sàng trên tổ hợp là loại máy sàng rung vô hướng được lắp ngay phía dưới máy nghiền để hứng và sàng vật liệu đầu ra từ máy nghiền. Máy sàng gồm có máy sàng và cụm dẫn động, máy sàng 11 tựa trên bốn gối lò xo trụ 1, trong máy sàng có lắp các lưới sàng có kích thước dài và kích thước lỗ sàng khác nhau tùy theo yêu cầu đầu ra của đá sản phẩm. Cụm dẫn động là một trục lệch tâm 2 để tạo ra lực kích động khi quay, đầu của trục lệch tâm có gắn pully dẫn động, cụm dẫn động được gắn lên thành bên của khung máy, cụm dẫn động tạo rung động cho máy sàng khi máy làm việc.

Trên khung máy 5 được bố trí máy nghiền, máy sàng, động cơ dẫn động và hệ thống truyền động cho tổ hợp, ngoài ra còn lắp thêm cụm bánh xe 3 (bánh lốp) phục vụ cho việc di chuyển máy. Khung máy được tựa trên bốn chân ống lồng 12.

Khi động cơ đột trong làm việc, chuyển động quay được truyền cho bánh đà của máy nghiền và trục lệch tâm của máy sàng thông qua bộ truyền đai. Bánh đà quay sẽ tạo ra lực nghiền đá của hàm nghiền, khối lệch tâm trên trục máy sàng khi quay sẽ tạo ra lực ly tâm tác dụng lên máy sàng, lực này có độ lớn không đổi khi trục quay đều, nhưng phương và chiều luôn thay đổi (xoay tròn)

nên khi tác dụng lên máy sàng sẽ tạo nên rung động vô hướng (nghĩa là máy sàng được tựa trên 4 gối lò xo nên sẽ tạo ra một hệ dao động vô hướng). Trong quá trình như vậy vật liệu trên mặt sàng sẽ chuyển động và các hạt có kích thước nhỏ hơn lỗ sàng sẽ lọt qua và thực hiện quá trình phân loại.

Tổ hợp nghiền sàng di động sử dụng nguyên lý rung tần số cao (vượt qua tần số cộng hưởng) đối với máy sàng và mặt sàng. Vật liệu đá hộc sau khi được chuyển vào khoang nghiền của máy nghiền sẽ được nghiền nhỏ rồi rơi thẳng mặt sàng trên của máy sàng rung. Nhờ lực rung mạnh vật liệu vừa chuyển động theo mặt sàng và vừa “nhảy” trên mặt sàng nên xác suất hạt vật liệu lọt qua lỗ sàng lớn hơn so với loại sàng rung tần số thấp (sàng hoạt động theo nguyên lý dao động máy sàng).

*** Nhận xét:**

Qua phân tích trên nhận thấy hiện nay trên thị trường Việt Nam, tổ hợp nghiền sàng di động cỡ nhỏ có các mẫu mã khác nhau, năng suất khác nhau, các hãng chế tạo theo đơn đặt hàng, thiếu tính đồng bộ, mỗi máy có tài liệu kỹ thuật và khuyến cáo riêng, nhà cung cấp máy không có tài liệu đánh giá tính năng suất, hiệu quả và kinh tế của sản phẩm.

Trong quá trình khai thác sử dụng tại các đơn vị bộc lộ một số nhược điểm là năng suất, hiệu quả sàng chưa cao, độ bền kết cấu cũng như tuổi thọ của máy thấp, hay xảy ra hỏng hóc trong quá trình khai thác sử dụng. Do đó đặt ra yêu cầu tính toán xác định một số thông số hợp lý của máy sàng rung vô hướng trên tổ hợp nghiền sàng di động theo tiêu chí hiệu quả và năng suất sàng. Đây chính là vấn đề mà đề tài cần giải quyết.

1.4. Tổng quan về các công trình nghiên cứu liên quan đến đề tài

Hiện nay, thiết bị và công nghệ rung động được sử dụng ở hầu hết các lĩnh vực hoạt động khác nhau của con người, từ các thiết bị nhỏ cho các mục đích trong y tế, mỹ phẩm đến các máy sàng có công suất lớn trong ngành công nghiệp khai thác mỏ [40], [41]. Một trong những nguyên lý hoạt động cơ bản của thiết bị sàng là sử dụng hiệu ứng rung.

Do nhu cầu sử dụng rộng rãi của máy sàng rung trong nhiều ngành, nhiều lĩnh vực như sản xuất vật liệu xây dựng, khai khoáng, chế biến thực phẩm,... nên máy sàng rung thu hút được sự quan tâm của các viện nghiên cứu, các trung tâm nghiên cứu và của rất nhiều các nhà khoa học trên thế giới cũng như trong nước.

Sự quan tâm chủ yếu là theo hai hướng chính là nghiên cứu nhằm hoàn thiện về kết cấu và khảo sát ĐLH, các kết quả và nội dung nghiên cứu đã và đang được tiến hành sẽ giúp hoàn thiện công nghệ thiết kế chế tạo cũng như nâng cao năng suất và hiệu quả của máy sàng rung. Nhìn chung các nội dung nghiên cứu về máy sàng rung tương đối đầy đủ về cả kết cấu cũng như khảo sát ĐLH, do đó cho phép kế thừa những nghiên cứu về máy sàng rung độc lập khi tiến hành các nghiên cứu về máy sàng rung vô hướng trên tổ hợp nghiên cứu sàng di động nhằm hoàn thiện kết cấu và nâng cao năng suất, hiệu quả làm việc, mà đây lại là vấn đề mà các nhà khoa học cũng như các công trình đã công bố chưa thấy đề cập tới.

1.4.1. Các công trình khoa học nghiên cứu nước ngoài

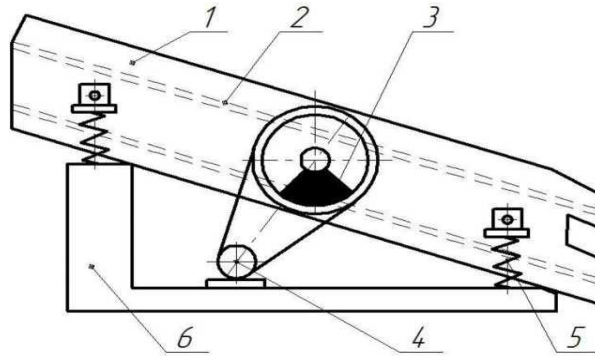
Trong cuộc cách mạng khoa học và công nghệ châu Âu vào cuối thế kỷ 17 máy sàng được phát triển phổ biến để tách vật liệu khô. Kể từ cuối thế kỷ 19, máy sàng rung được dùng trong việc sàng vật liệu khoáng sản là tiền thân của những máy sàng rung ngày nay.

Năm 1924 giáo sư LB Levenson, đưa ra ấn phẩm kỹ thuật "cơ khí" về máy rung là công trình đầu tiên của Nga trong về lĩnh vực này [49].

Máy sàng rung đang ngày càng được sử dụng trong nhiều ngành công nghiệp khác nhau. Trong ngành công nghiệp than và sản xuất vật liệu xây dựng, máy sàng rung được sử dụng để tách các sản phẩm cuối cùng (than, đá dăm, sỏi và cát) trước khi xuất hàng. Nguồn gây rung chủ yếu của máy sàng rung là sự rung động của khối lệch tâm và được gọi là kích động rung của khối lệch tâm.

Phần lớn các máy sàng rung đã sản xuất và hiện đang sử dụng trong nước và ở nước ngoài là những máy sàng rung không cộng hưởng với kích động rung không cân bằng- rung ly tâm (*khối lệch tâm*) [47].

Hình 1-6 cho ví dụ minh họa máy sàng rung với cụm gây rung 3, động cơ điện 4, máy sàng 1 được đặt trên bốn gối lò xo đàn hồi 5 gắn trên khung 6 hoặc có thể bắt kiên cố trên sàn, các lò xo đàn hồi đóng vai trò như bộ giảm chấn rung và tích trữ năng lượng cho quá trình dao động của mặt sàng rung, máy sàng 1 có gắn cố định với một hoặc nhiều lưới sàng để thực hiện các hoạt động phân loại.



Hình 1-6. Máy sàng rung

1 – Máy sàng. 2 - Bề mặt sàng. 3 - Bộ gây rung. 4 - động cơ. 5 - Gối đàn hồi 6 - khung hỗ trợ

Máy sàng quán tính loại nhỏ (GIL) sản xuất tại UAB bởi "Tổng công ty công nghiệp khoa học " dùng để sàng vật liệu có khối lượng riêng dưới $1.4T/m^3$ được thể hiện trong hình 1-7.



Hình 1-7. Máy sàng GIL 052

Máy sàng rung kiểu quán tính (*trục quay lệch tâm*) có nhiều lưới sàng nên dùng một máy sàng có thể sàng được nhiều sản phẩm, dễ dàng để thay đổi lưới sàng và lắp đặt, chi phí vận hành thấp, đơn giản và độ tin cậy làm việc cao. Tuy nhiên máy sàng loại này có hệ số hiệu dụng thấp, lưới sàng dễ bị tắc nghẽn, tồn

hao nhiều kim loại, tiếng ồn cao, tiêu thụ điện năng cao và có gia tốc lưới sàng thấp $40\div 50 \text{ m/s}^2$ (4-5g).

Tại Nga có một số công ty chuyên thiết kế và sản xuất máy sàng rung như công ty "Thiết bị rung-CT", JSC "Thiết bị nghiền", JSC "Stromizmeritel" nhà máy "Sản xuất- bê tông", JSC "Kominvest-AKMT". Ngoài ra, việc sản xuất máy sàng rung cũng được sản xuất bởi các công ty nước ngoài như Sandvik Mining (Thụy Điển), AViTEQ Thiết bị rung GmbH (Đức), Yifan (Trung Quốc), Hệ thống xử lý khoáng sản Terex® (Mỹ), Công ty Cổ phần Derrick (Mỹ), "Mashstroyindustriya" Ltd (Ukraine), Liming (Trung Quốc) .v.v.

Máy sàng rung cơ học áp dụng rung điện từ của công ty Retsch - Đức thiết kế chế tạo sử dụng cho việc phân loại bột mịn và vật liệu nhiều tạp chất là không hiệu quả vì sự tắc nghẽn lưới sàng, trong trường hợp này, công ty khuyến cáo việc sử dụng các thiết bị trợ giúp để loại bỏ hạt kẹt trong bề mặt lưới sàng.

Để nâng cao hiệu quả sàng công ty Retsch đã sản xuất máy sàng kiểu va đập AS200tap (hình 1-8), đây là loại máy sàng kết hợp giữa rung động tần số thấp với va đập lên thiết bị dọc theo thân sàng hướng thẳng đứng, do đó xung tác động truyền đến khắp mặt lưới sàng là rất nhỏ nên gia tốc lưới sàng cũng nhỏ, máy AS200tap cũng không giải quyết được vấn đề tự làm sạch của mặt sàng. Máy sàng này có dẫn động rung điện từ, có khả năng thay đổi tần số trên một phạm vi rộng, không cần bộ phận chuyển động, tiếng ồn thấp, dễ vận hành. Tuy nhiên máy sàng này tiêu thụ điện năng cao, hiện tượng bịt lỗ sàng được giải quyết bằng thiết kế cồng kênh, hệ số hiệu dụng thấp.

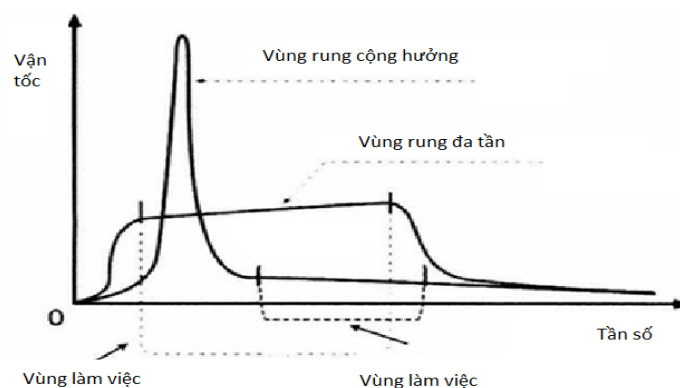


Hình 1-8. Máy sàng AS200tap

Ứng dụng máy sàng điện tử cho sản xuất quy mô lớn là khó, do đó chúng thường được sử dụng cho mục đích phòng thí nghiệm với một lượng nhỏ vật liệu.

Kết quả đáng kể trong việc hoàn thiện máy sàng rung phải kể đến công ty của Israel «Kỹ thuật nghiên sàng Ltd», các công nghệ được phát triển bởi công ty dựa trên hệ thống rung động phi tuyến đa tần, trong đó các thông số kích động, liên kết và các yếu tố di động được thiết kế và lựa chọn theo chế độ này là "rung phi tuyến", trong chế độ này bề mặt sàng ở chế độ đa tần được cung cấp động năng cho sự gia tăng biên độ của bề mặt sàng lên 3-8 lần, và gia tốc đỉnh tăng 10-50 lần

Hiệu quả "rung phi tuyến đa tần" ổn định hệ thống rung động trong khu vực rung cộng hưởng trong một dải tần số rộng (hình 1-9), [50].



Hình 1-9. Đường cong “Vận tốc lưới sàng- Tần số rung”

Nhờ vào hệ thống chuyển đổi kích thích rung cơ khí đa tần hiện đại "*Chuyển đổi*", hệ số hiệu dụng mặt sàng rung đã tăng tới 30% và một máy sàng như vậy được gọi là "máy sàng hoàn hảo".

Phần chính của "Máy sàng hoàn hảo" là hệ thống bộ chuyển đổi đa tần hoàn toàn cơ khí không đòi hỏi có nguồn điện riêng biệt, những rung động tạo ra bởi một động cơ (hay một động cơ rung) được chuyển đến thiết bị sàng bằng thiết bị chuyển đổi đa tần số (hình 1-10), được khuếch đại lên đến $20 \div 100$ lần, chuyển đổi từ một đơn tần (điều hòa) thành đa tần số (không điều hòa) và làm rung mặt sàng. Hệ thống được thiết kế sao cho dao động cao tần không được truyền ngược lại lên vỏ máy.



Hình 1-10. Bộ chuyển đổi đa tần số

Dưới đây là một mô hình của máy sàng ULS2010.12WS (hình 1-11), phổ tần số dẫn động của máy là $25 \div 500$ Hz dao động lưới sàng bởi hai cơ cấu rung điện công suất bằng 1,6 kW, được lắp ở bên hông.

Máy sàng rung ULS2010.12WS đảm bảo hiệu quả tự làm sạch của lưới sàng với mọi vật liệu ở cả quá trình "khô" và quá trình "ướt", gia tốc lưới sàng lớn (lên đến 500 m/s^2), máy sàng luôn ở chế độ cộng hưởng, hệ số hiệu dụng cao, sử dụng kích thích đa tần. Tuy nhiên phải sử dụng một máy rung có công suất lớn để kích thích rung động máy sàng, tần số tương đối cao của giới hạn băng tần thấp. Phải lắp thêm các vòng cộng hưởng.



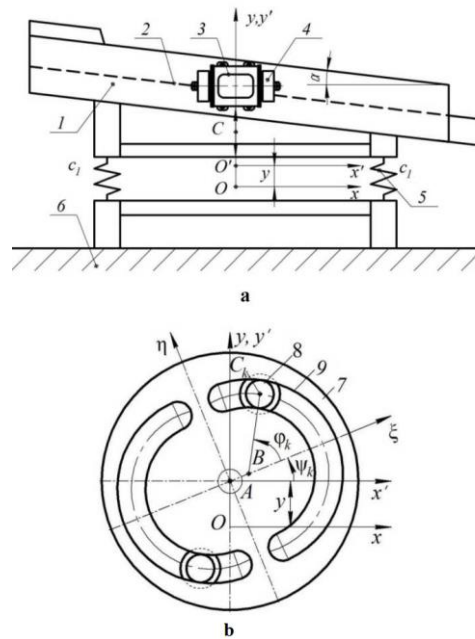
Hình 1-11. Máy sàng rung ULS2010.12WS

So sánh các đặc tính và các chỉ số kỹ thuật của máy sàng rung Krusher với các máy sàng khác, có thể kết luận rằng ngày nay đây là máy sàng rung hiệu quả và thành công nhất .

Tác giả Delxov Nicolaievich [46], giới thiệu mô hình máy sàng rung kết hợp cộng hưởng tham số đường như ngang với hệ thống tương tác dao động phi tuyến. Một trong những dao động nó thực hiện các chức năng của phần tử quán tính kích thích tham số (IE), bộ phận làm việc gồm các hệ thống phụ, đầu tiên gồm n dao động giống hệt nhau với cùng một tần số dao động riêng λ_1 , chúng ta gọi là hệ thống quản lý phụ, hệ thống con thứ hai với một tần số dao động tự nhiên với λ_2 , thiết bị làm việc theo chương trình.

Hình thức của dao động riêng với hình thức dao động tự nhiên kết hợp bởi cặp tần số λ_1 và λ_2 , như có hệ thống phụ điều khiển dao động tương đương sở hữu tần số $\omega = \lambda_1 + \lambda_2$ và tham số kích thích phù hợp tại tần số ω trong hệ thống có thể được thực hiện kết hợp cộng hưởng tham số.

Các thành phần chính của kích thích cộng hưởng tham số là hệ thống con lắc quay, làm cho con lắc ly tâm quán tính, con lắc của hệ thống kích thích rung này là kích thích mẫu hình 1-12 thể hiện một mô hình hoạt động của máy sàng rung cộng hưởng tham số.



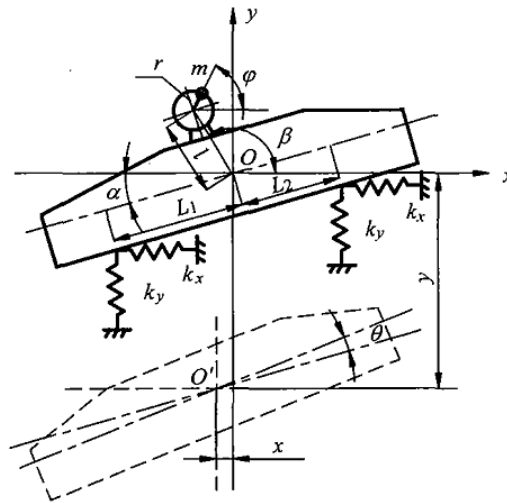
Hình 1-12. Mô hình hoạt động của máy sàng rung cộng hưởng tham số

Rô to 4 có khối lượng m_o . Hệ thống này bao gồm một tập hợp các chi tiết cân bằng nhau 7 (hình 1-12b), mỗi đĩa có một cặp con lăn chạy theo rãnh 9 không khép kín hình tròn và được sắp xếp đối xứng qua hai đường kính vuông góc nhau, và các trung tâm của chúng được đặt cách từ trục rô to xuyên tâm hướng ngược nhau ở cùng một khoảng cách $AB = l$, trên con lăn giống hệt nhau 8 có cùng khối lượng m và cùng khả năng chạy theo rãnh, các đĩa được kết nối với nhau trong một thiết kế giống hệt nhau bằng một cặp xoay quanh trục rô to ở một góc $\gamma_0 = \pi/s$ tương đối với nhau, với s - số lượng đĩa, rotor $n = 2s$ có chứa con lăn (con lăn), mỗi cặp được sắp xếp theo mặt phẳng song song.

Hai kích thích giống hệt nhau được lắp ở 2 vị trí song song và có trục quay theo hướng ngược nhau với cùng một vận tốc góc, gắn trên hông máy sàng với khối lượng M_0 như vậy nên tổng lực đi qua trung tâm của máy sàng, phối hợp hoạt động của hai kích thích rung trên một hệ điều hành đạt được bằng nguyên tắc tự hạn chế, máy sàng được liên kết đàn hồi bởi hệ thống lò xo 5 và gắn với bộ đỡ cố định 6.

Việc tác giả nghiên cứu máy sàng rung làm việc ở vùng cộng hưởng nhằm giải quyết vấn đề năng lượng kích động rung và đưa phương án áp dụng với sàng lọc vật liệu mịn.

Theo [25], hai tác giả He Xiao-mei và Liu Chu-sheng đã đưa ra mô hình động lực học của máy sàng rung vô hướng với quỹ đạo chuyển động hình elip như hình 1-13. Trong đó, hệ gồm 3 bậc tự do tương ứng với 3 tọa độ suy rộng là x, y, θ đặc trưng cho chuyển động theo phương ngang, phương đứng và chuyển động quay quanh tâm O của máy sàng rung.



Hình 1-13. Mô hình toán máy sàng rung của He Xiao-mei, Liu Chu-sheng

Từ đó, các tác giả đã xây dựng được hệ phương trình vi phân chuyển động của máy sàng rung vô hướng:

$$\begin{cases} M\ddot{x} = A_0 \cos \omega t - f_x \dot{x} - 2k_x x \\ M\ddot{y} = A_0 \sin \omega t - f_y \dot{y} - 2k_y y \\ J\ddot{\theta} = -A_0 l \sin(\omega t - \beta) - f_\theta \dot{\theta} - k_x \sin \alpha (L_1 + L_2)x - \\ - k_y \cos \alpha (L_2 - L_1)y - k_y \cos \alpha (L_1^2 + L_2^2)\theta \end{cases} \quad (1.1)$$

Trong đó:

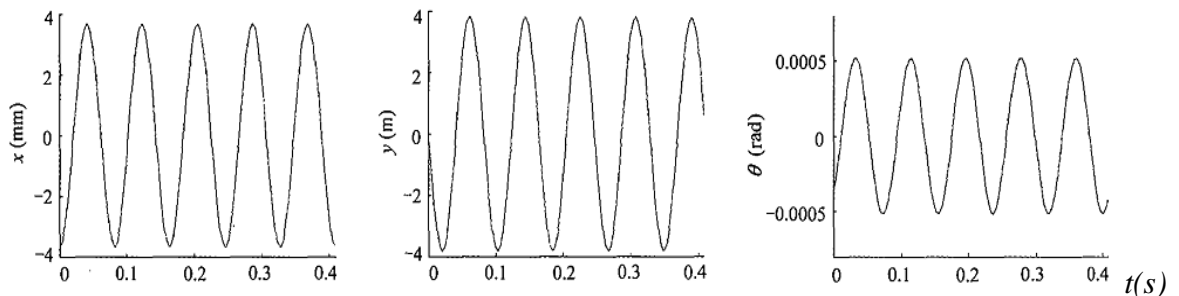
- + M - Khối lượng phần chuyển động của máy sàng rung.
- + J - Mô men quán tính khối lượng của máy sàng rung quy về tâm O.
- + x, y - Chuyển vị theo phương x, y .
- + θ - Chuyển vị của góc quay.

- + α - Góc nghiêng ban đầu của máy sàng rung so với phương ngang.
- + f_x, f_y, f_θ - Hệ số giảm chấn.
- + k_x, k_y - Độ cứng của các lò xo theo phương x,y.
- + A_0 - Biên độ của lực kích thích: $A_0 = mr\omega^2$.
- + L_1, L_2 - Khoảng cách từ các lò xo đến tâm khối lượng.
- + l - Khoảng cách từ tâm quay của khối lệch tâm đến tâm khối lượng.
- + β - Góc giữa đường nối 2 tâm so với phương x.

Sử dụng bộ thông số của một máy sàng bất kỳ, các tác giả đã đưa ra được hệ phương trình mô tả chuyển động của máy sàng rung vô hướng:

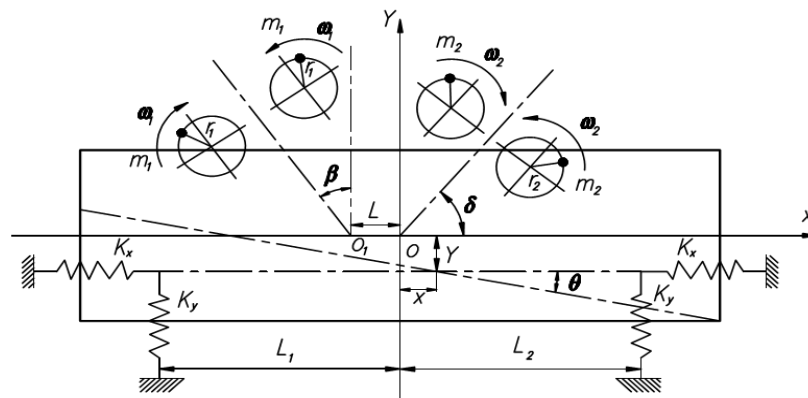
$$\begin{cases} x = -0,00368\cos\omega t \\ y = -0,00382\sin\omega t \\ \theta = 0,00035\sin\omega t - 0,00038\cos\omega t \end{cases} \quad (1.2)$$

Kết quả được thể hiện trên đồ thị hình 1-14



Hình 1-14. Đồ thị dịch chuyển của tâm khối lượng máy sàng rung

Đồng thời, trong tài liệu [23], Liu Chu-sheng còn nghiên cứu máy sàng rung có hướng và đưa ra mô hình máy sàng rung kiểu mới.



Hình 1-15. Mô hình tính toán máy sàng rung vô hướng của Liu Chu-sheng

Mô hình gồm 2 cụm gây rung, trong đó mỗi cụm gồm 2 trục lệch tâm. Cụm gây rung bên phải tạo ra lực kích thích hợp với phương ngang góc δ và đi qua trọng tâm O của máy sàng. Cụm gây rung bên trái tạo ra lực kích thích hợp với phương ngang (phương x) góc β và đi qua điểm O_1 cách O một khoảng L

Dựa vào mô hình, tác giả đã xây dựng được hệ phương trình vi phân chuyển động của máy sàng rung vô hướng:

$$\begin{cases} M\ddot{x} + 2K_x x = 2m_2 r_2 \omega_2^2 \sin(\omega_2 t - \alpha_2) \cos \delta - \\ - 2m_1 r_1 \omega_1^2 \sin(\omega_1 t - \alpha_1) \sin \beta \\ M\ddot{y} + 2K_y y + K_y(L_1 - L_2)\theta = 2m_2 r_2 \omega_2^2 \sin(\omega_2 t - \alpha_2) \sin \delta + \\ + 2m_1 r_1 \omega_1^2 \sin(\omega_1 t - \alpha_1) \cos \beta \\ J\ddot{\theta} + K_y(L_1^2 + L_2^2)\theta + K_y(L_1 - L_2)y + 2K_x(L_1 + L_2)x = \\ = 2m_1 r_1 \omega_1^2 L \sin(\omega_1 t - \alpha_1) \cos \beta \end{cases} \quad (1.3)$$

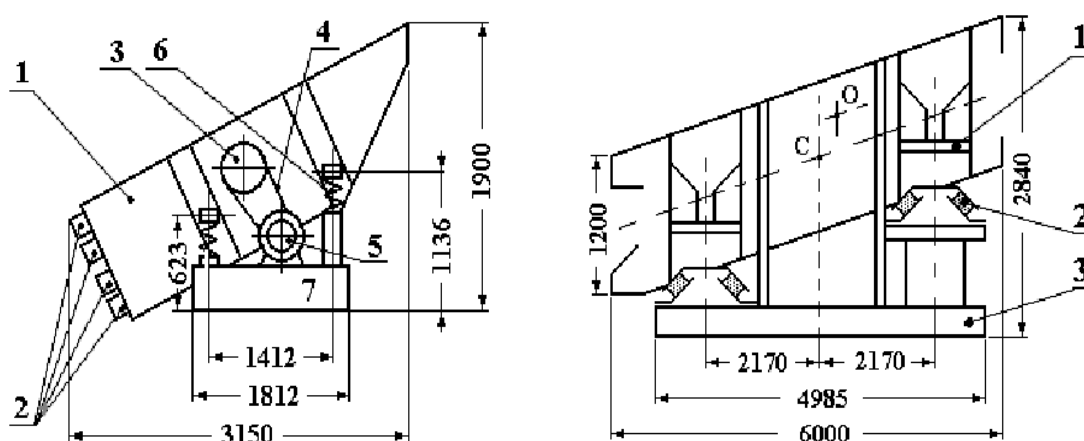
Trong đó:

- + M - Khối lượng phần chuyển động của máy sàng rung.
- + m_1 - Khối lượng của khối lệch tâm bên trái.
- + m_2 - Khối lượng của khối lệch tâm bên phải.
- + J - Mô men quán tính khối lượng của máy sàng rung quy về tâm O.
- + k_x, k_y - Độ cứng của các lò xo theo phương x, y.
- + $\omega_1 = \omega_2$ - Vận tốc góc quay của trục lệch tâm.
- + L_1, L_2 - Khoảng cách từ các lò xo đến tâm O theo phương ngang.
- + L - Khoảng cách giữa 2 tâm đặt lực kích động O_1 và O.
- + α_1, α_2 - Góc quay ban đầu của các khối lệch tâm m_1, m_2 .
- + δ, β - Góc nghiêng của các lực kích thích so với phương ngang.
- + θ - Góc nghiêng ban đầu của máy sàng rung so với phương ngang.

Từ đó, tác giả đã dùng phần mềm Matlab - Simulink để giải và tìm được sự chuyển vị trọng tâm của máy sàng và góc nghiêng của lực kích thích. Kết quả

biên độ dao động của máy sàng là $4,1 \div 9,38$ mm và góc nghiêng là $33,29^\circ \div 58,1^\circ$ và tác giả cũng khẳng định có thể nâng cao hiệu quả làm việc của máy sàng bằng cách thay đổi trọng tâm của máy sàng.

Eng. Nicusor Dragan Mecmet [24] cũng đã nghiên cứu động lực học máy sàng rung vô hướng với mô hình 3 bậc tự do. Tác giả đã đưa ra 2 sơ đồ của máy sàng rung vô hướng để nghiên cứu như hình 1-16.



Hình 1-16. Sơ đồ máy sàng rung của Eng. Nicusor Dragan Mecmet

a. Diện tích mặt sàng 5 m^2

1. Khung máy sàng. 2. Mặt sàng.

3. Khối gây rung. 4. Dây đai.

5. Động cơ. 6. Lò xo.

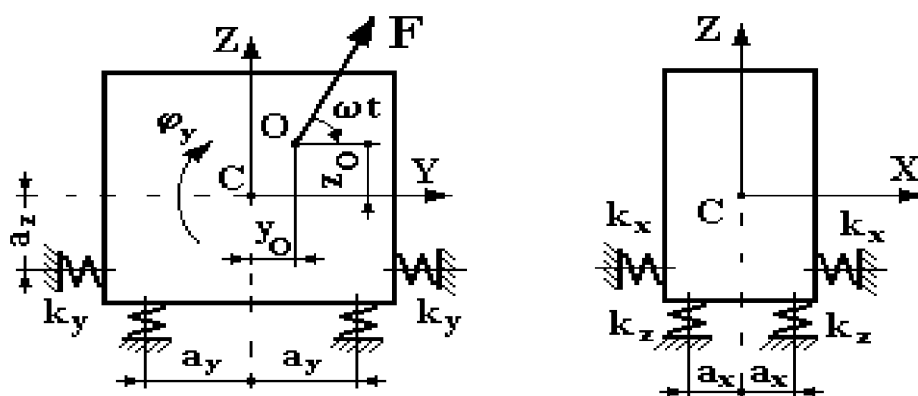
7. Thân máy sàng.

b. Diện tích mặt sàng 12 m^2

1. Khung máy sàng. 2. Gối cao su

giả định. 3. Thân máy sàng.

Từ đó tác giả đã đưa ra mô hình tính toán đơn giản của máy sàng rung vô hướng ở hình 1-17 với các giả thiết:



Hình 1-17. Mô hình tính toán máy sàng rung với diện tích mặt sàng $12m^2$

- Phân di động của máy sàng rung được coi như là một vật thể với 2 mặt phẳng đối xứng là XCZ và YCZ.

- Các gối đỡ của máy sàng rung là giống hệt nhau và các đặc tính đàn hồi được thể hiện qua các hệ số độ cứng k_x, k_y, k_z .

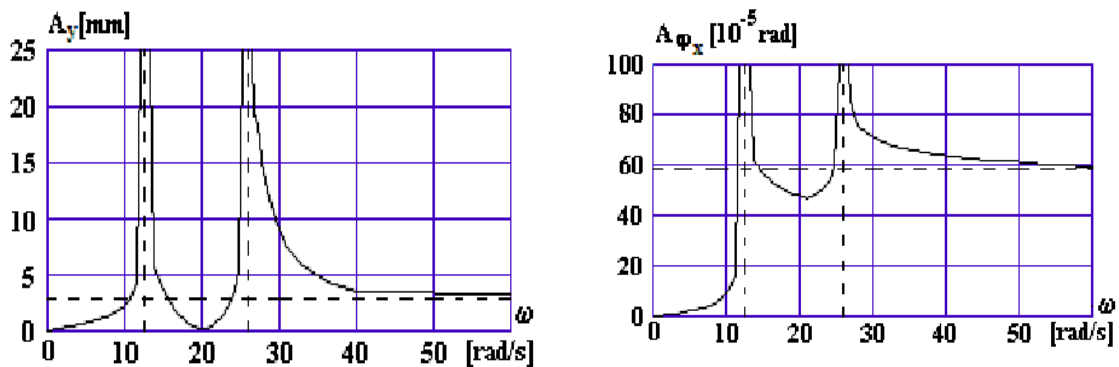
- Lực kích động chỉ tác dụng trong mặt phẳng thẳng đứng YCZ. Biên độ của lực là F_0 và điểm đặt lực tại $O(x_0, y_0)$.

Dựa vào mô hình, tác giả đã xây dựng và thiết lập được hệ phương trình mô tả chuyển động của máy sàng rung vô hướng:

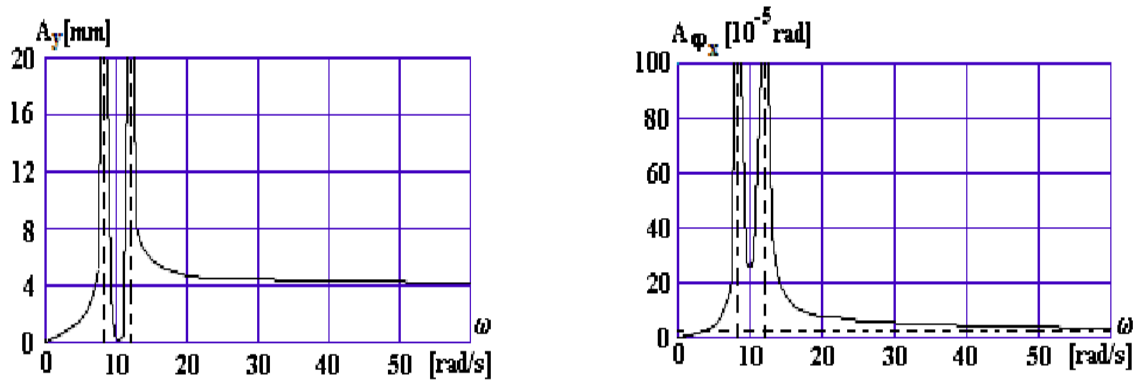
$$\begin{cases} M\ddot{y} + 4k_y y - 4a_z k_y \varphi_x = F_0 \cos \omega t \\ J_x \ddot{\varphi}_x - 4a_z k_y y + 4(a_z^2 k_y + a_y^2 k_z) \varphi_x = F_0 l \sin(\omega t - \alpha) \\ M\ddot{z} + 4k_z z = F_0 \sin(\omega t - \alpha) \end{cases} \quad (1.4)$$

Với $l = \sqrt{y_0^2 + z_0^2}$; $\alpha = \arctan \frac{z_0}{y_0}$

Qua đó, tác giả đã đưa ra được đồ thị biểu diễn sự biến thiên của biên độ dao động A_y theo phương Y và góc lắc A_{φ_x} theo vận tốc góc ω của 2 loại máy sàng nghiên cứu.

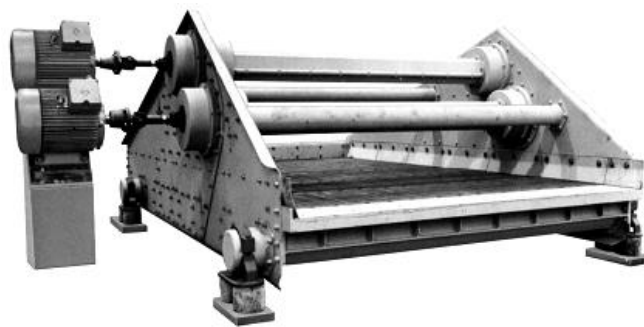


Hình 1-18. Biến thiên biên độ dao động và biên độ góc lắc máy sàng $5 m^2$
 a. Biên độ dao động
 b. Biên độ góc lắc

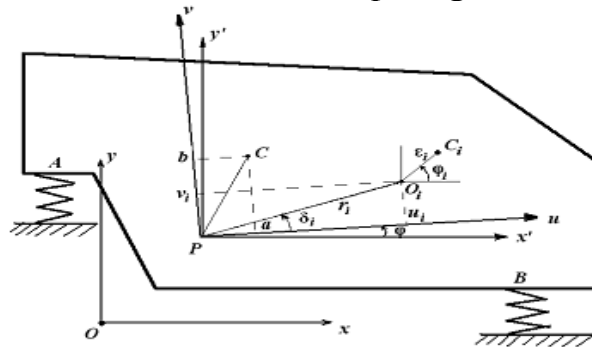


Hình 1-19. Biến thiên biên độ dao động và biên độ góc lắc máy sàng 12m²
 a. Biên độ dao động
 b. Biên độ góc lắc

Ngoài ra, hai tác giả người Nga là Sergey Rummyantsev, Dmitry Tarasov [30] cũng đã tiến hành mô phỏng động lực học máy sàng rung vô hướng với 2 trục lệch tâm.



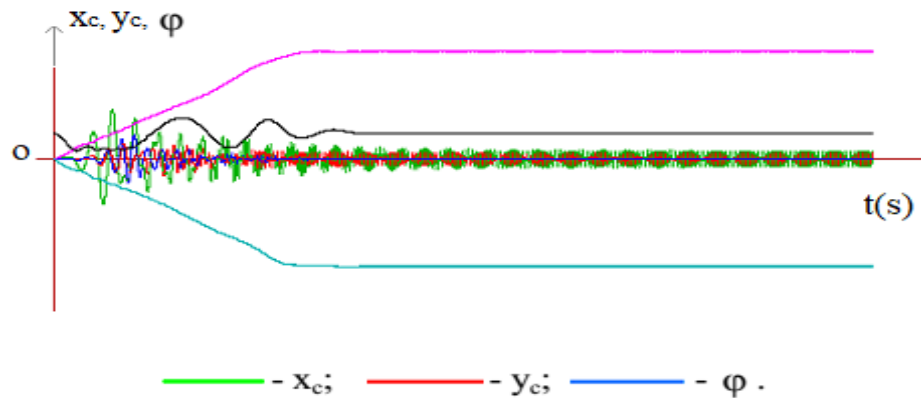
a. Mô hình mô phỏng



b. Mô hình tính toán

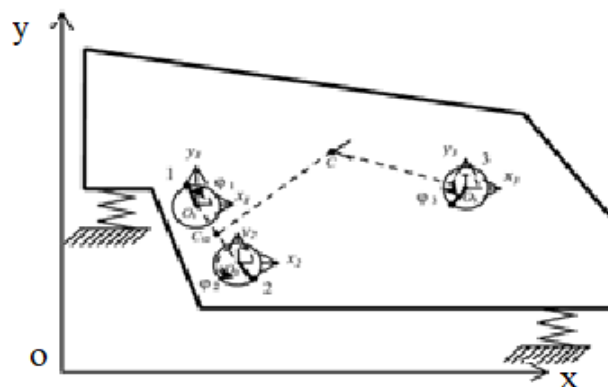
Hình 1-20. Mô hình máy sàng rung vô hướng của Sergey Rummyantsev

Từ đó, các tác giả tiến hành xây dựng các chương trình tính toán và thu được kết quả sự biến thiên của biên độ dao động máy sàng như hình 1-21.



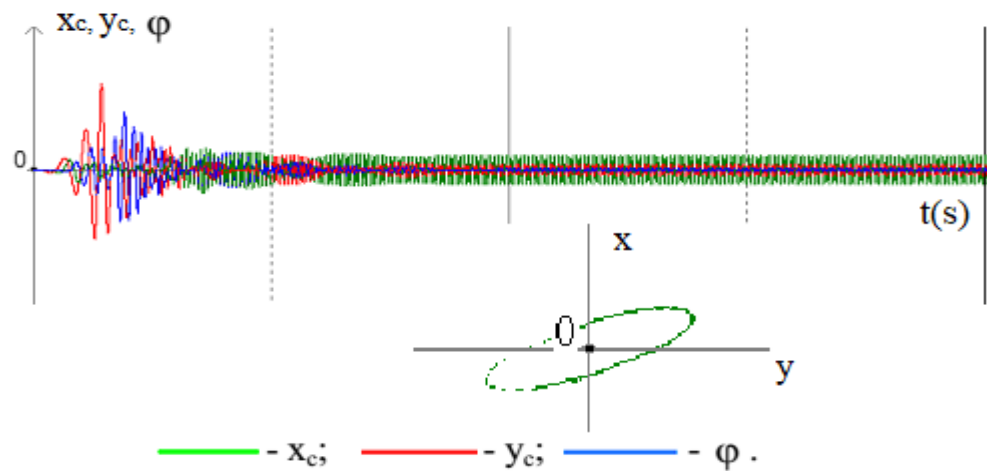
Hình 1-21. Sự biến thiên biên độ dao động máy sàng rung vô hướng

Đồng thời 2 tác giả còn đưa ra mô hình máy sàng rung vô hướng với 3 trục lệch tâm ở hình 1-22. Trong mô hình, 2 trục lệch tâm tại O_1 và O_2 có khối lượng lệch tâm như nhau, quay cùng tốc độ nhưng ngược chiều nhau. Và hợp lực của 2 lực kích động cơ phương đi qua khối tâm C của máy sàng.



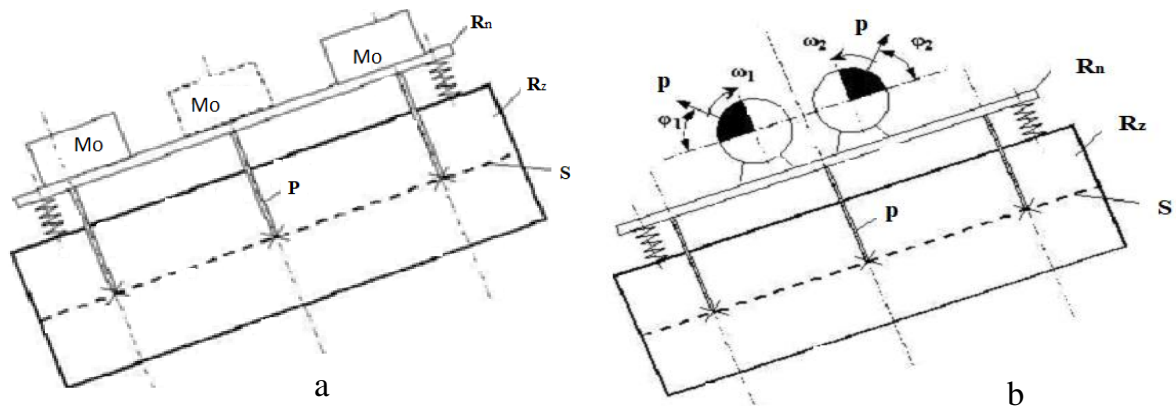
Hình 1-22. Mô hình máy sàng rung vô hướng 3 trục lệch tâm

Dựa vào mô hình, tác giả nghiên cứu và thu được kết quả sự biến thiên của biên độ dao động và quỹ đạo chuyển động của tâm máy sàng được thể hiện trên hình 1-23.



Hình 1-23. Biên độ và quỹ đạo chuyển động máy sàng rung vô hướng

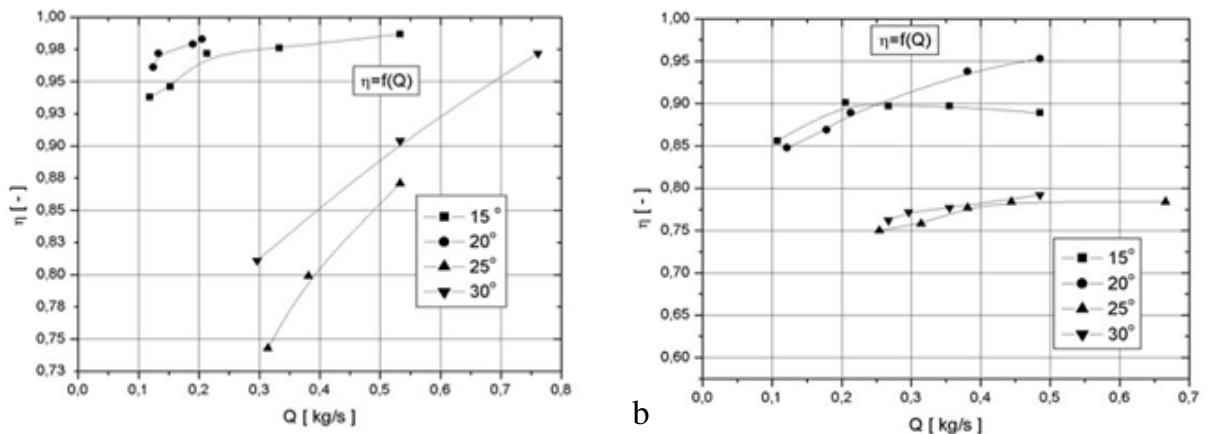
Tomasz Szymanski, Piotr Wodzinski là 2 tác giả người Ba Lan có nhiều công trình nghiên cứu về máy sàng rung. Trong đó có công trình nghiên cứu để nâng cao hiệu quả làm việc của máy sàng [34]. Tác giả đã đưa ra sơ đồ kết cấu và mô hình tính toán máy sàng rung như hình 1-24.



Hình 1-24. Sơ đồ kết cấu và mô hình tính toán của Tomasz Szymanski

a. Mô hình kết cấu. b. Mô hình tính toán.

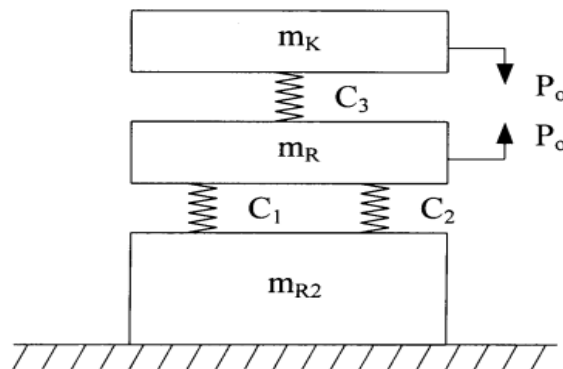
Kết hợp với mô hình thí nghiệm với mặt sàng có kích thước $L=1500\text{mm}$, $B=500\text{mm}$ và lần lượt thay đổi góc nghiêng theo dải $15^\circ, 20^\circ, 25^\circ, 30^\circ$. Các tác giả đã xây dựng được đồ thị biểu diễn sự phụ thuộc của hiệu quả sàng vào góc nghiêng sàng và loại vật liệu sàng.



a.

Hình 1-25. Sự phụ thuộc của hiệu quả sàng vào góc nghiêng
a. Với loại đá khoáng vật. b. Với loại đá cẩm thạch.

Trong tài liệu [35], các tác giả còn tiến hành nghiên cứu đặc tính chuyển động của mặt sàng trong máy sàng rung. Để mô tả được quá trình động lực học xảy ra với mặt sàng, tác giả đã đưa ra mô hình động lực học của máy sàng rung như hình 1-26.

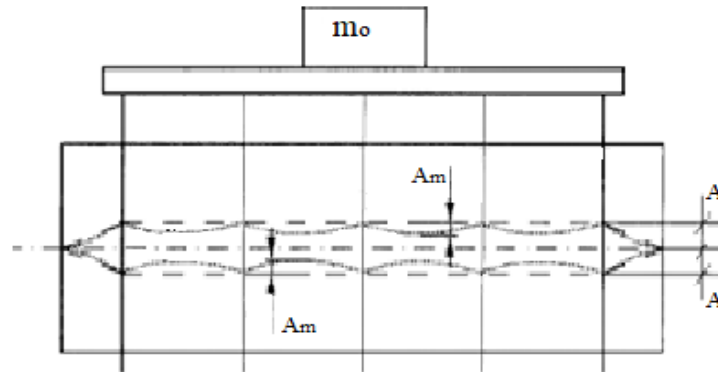


Hình 1-26. Mô hình động lực học máy sàng rung của Tomasz Szymanski

Trong đó:

- + m_{R2} - Khối lượng phần cố định của máy sàng.
- + m_R - Khối lượng của máy sàng.
- + m_K - Khối lượng phần gây rung.
- + C_1 - Hệ số đàn hồi của hệ thống lò xo treo.
- + C_2 - Hệ số đàn hồi của khớp đàn hồi.
- + C_3 - Hệ số đàn hồi của các phần tử bên trong.
- + P_0 - Lực kích thích gây ra bởi bộ phận gây rung.

Dựa vào mô hình, tác giả đã tiến hành nghiên cứu và xây dựng được đồ thị biểu diễn sự dao động của mặt sàng trong quá trình làm việc.



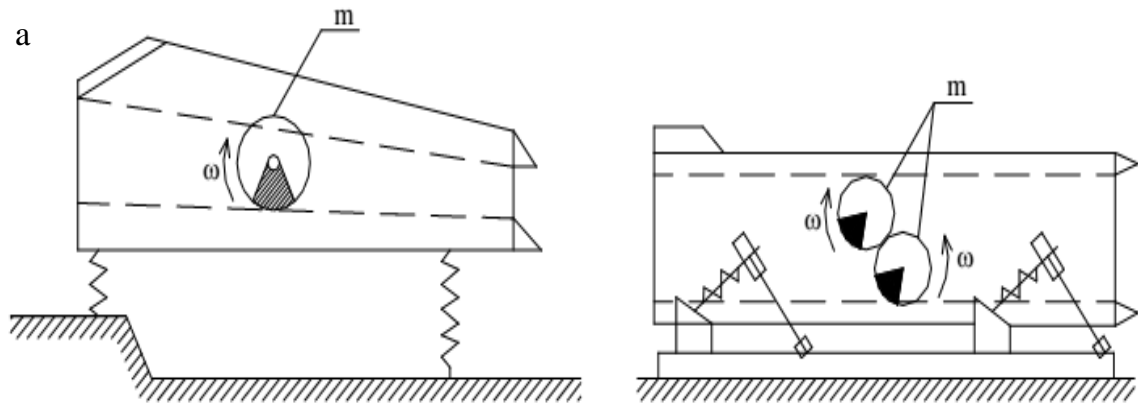
Hình 1-27. Biên độ dao động của mặt sàng

Trong tài liệu [42] “*Các máy sử dụng hiệu ứng rung trong xây dựng và sản xuất vật liệu xây dựng*” và tài liệu [43] “*Máy rung và các quá trình rung động trong xây dựng*” của Bauman.V.A. đã trình bày cấu tạo, nguyên lý làm việc, đặc điểm kết cấu và tính toán các thông số cơ bản của máy sàng rung. Đồng thời, tác giả cũng đã đưa ra mô hình tính toán động lực học của máy sàng rung vô hướng và máy sàng rung có hướng. Tài liệu [45] “*Thiết bị cơ khí cho các xưởng sản xuất vật liệu xây dựng và cấu kiện xây dựng*” của Xapônicôv đã trình bày cơ sở khoa học xác định các thông số động học và động lực học của máy phân loại vật liệu sử dụng hiệu ứng rung

1.4.2. Các công trình khoa học nghiên cứu trong nước

Ở Việt Nam, máy sàng rung được nhiều tác giả quan tâm nghiên cứu để phục vụ cho việc thiết kế, chế tạo cũng như nâng cao năng suất và hiệu quả làm việc của máy.

PGS, TS Nguyễn Văn Vịnh là người có nhiều công trình khoa học nghiên cứu về máy sàng rung. Tiêu biểu là trong tài liệu “*Động lực học máy xây dựng và xếp dỡ*” [8], tác giả đưa ra sơ đồ nguyên lý của máy sàng rung vô hướng và máy sàng rung có hướng (hình 1-28) để phục vụ tính toán động lực học.



Hình 1-28. Sơ đồ cấu tạo máy sàng rung
a. Sàng rung vô hướng. b. Sàng rung có hướng.

Khi xây dựng mô hình, tác giả đưa ra các giả thiết:

+ Bỏ qua ảnh hưởng va đập của các hạt vật liệu và có thể coi khung sàng có dao động điều hoà.

+ Coi $\frac{1}{3}$ khối lượng vật liệu trên sàng dao động cùng với máy sàng.

+ Đường tác dụng của lực kích động đi qua trọng tâm của hệ thống.

+ Độ cứng và khả năng chịu tải của các lò xo là như nhau và độ cứng tương đương là S.

+ Sự dập tắt dao động của máy sàng và dòng vật liệu thể hiện bằng hệ số dập tắt dao động K.

+ Ký hiệu: m là khối lượng dao động của toàn hệ với $m = m_s + \frac{m_{VL}}{3}$

Từ đó, tác giả đã đưa ra mô hình tính toán động lực học (hình 1-29) của máy sàng rung có hướng với 2 bậc tự do theo 2 phương x,y.

Trong đó:

+ m_s - Khối lượng dao động của sàng.

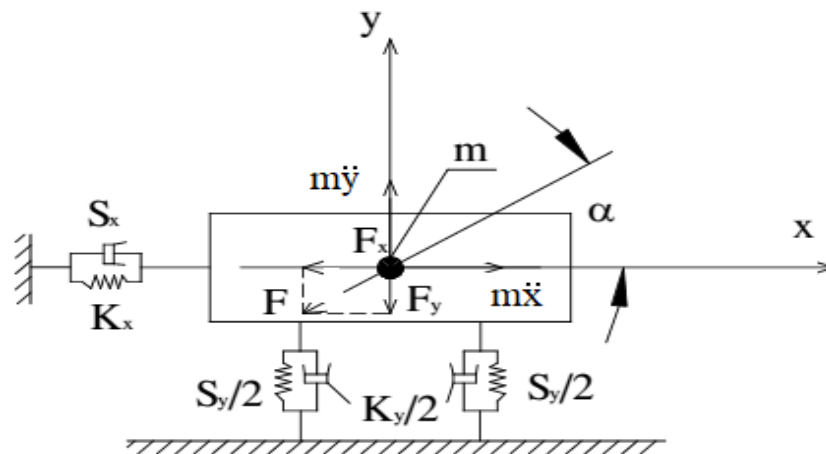
+ m_{VL} - Khối lượng vật liệu nằm trên mặt sàng.

+ S_X, S_Y - Độ cứng theo phương X, phương Y.

+ K_X, K_Y - Hệ số dập tắt dao động theo phương X và phương Y.

+ F - Lực kích động được phân tích thành F_X, F_Y .

+ α - Góc nghiêng của đường tác dụng lực của lực kích động theo phương ngang.

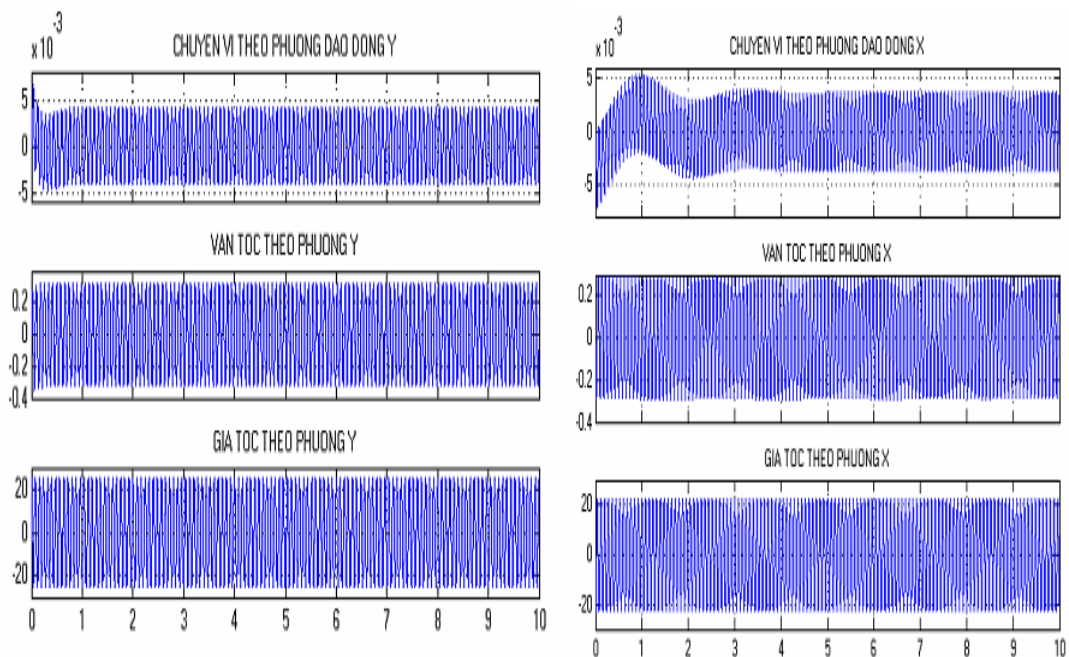


Hình 1-29. Mô hình động lực học của máy sàng rung có hướng

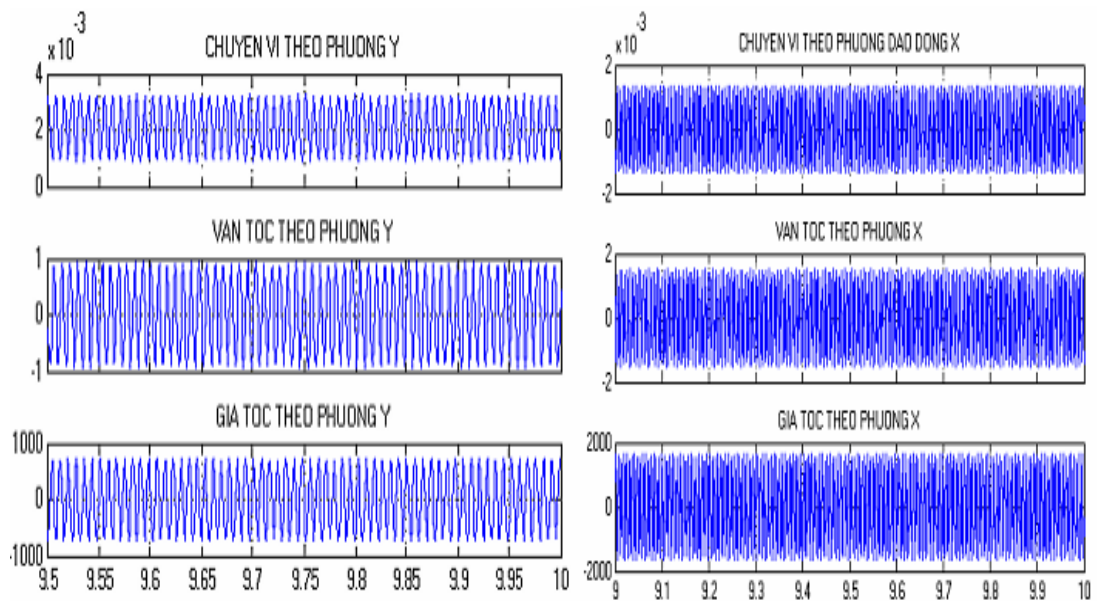
Dựa vào mô hình, tác giả đã thiết lập được hệ phương trình chuyển động của máy sàng rung:

$$\begin{cases} m\ddot{x} + K_x\dot{x} + S_x x = m_0 r_0 \omega^2 \cos \alpha \sin \omega t \\ m\ddot{y} + K_y\dot{y} + S_y y = m_0 r_0 \omega^2 \sin \alpha \sin \omega t \end{cases} \quad (1.5)$$

Và trong [9], tác giả đã tiến hành mô phỏng máy sàng rung và dùng phần mềm Matlab-Simulink để giải bài toán dao động của máy sàng rung. Từ đó, tác giả đã đưa ra được các đồ thị biểu diễn sự dao động của máy sàng rung có hướng và sàng rung vô hướng như trên hình 1-30 và hình 1-31.



Hình 1-30. Dao động của máy sàng rung có hướng theo phương Y, X



Hình 1-31. Dao động của mặt sàng rung vô hướng theo phương Y, X

Bên cạnh đó, trong tài liệu [16] của tác giả Trần Văn Tuấn cũng đã đề cập đến một số bài toán lý thuyết liên quan đến quá trình rung động của máy sàng. Đề tài nghiên cứu khoa học của tác giả Nguyễn Trang Minh đã tính toán thiết kế máy sàng rung dùng trong xây dựng đường hầm quân sự.

*** Nhận xét:**

Từ những nghiên cứu tổng quan cho thấy tổ hợp nghiên sàng di động công suất nhỏ là một thiết bị chuyên dụng và rất cần thiết trong sản xuất vật liệu xây dựng của các công trình riêng biệt, năng suất yêu cầu không lớn, sử dụng ở các điều kiện địa hình vận chuyển khó khăn, xa trung tâm, đặc biệt là các công trình phòng thủ quốc phòng trong rừng núi mang tính bí mật do bộ đội Công binh đảm nhiệm.

Việc nghiên cứu để nâng cao năng suất và hiệu quả làm việc của máy sàng rung là một nội dung nghiên cứu thu hút được sự quan tâm của các viện, trung tâm nghiên cứu và của rất nhiều các nhà khoa học trong và ngoài nước. Các công trình nghiên cứu của các tác giả trong và ngoài nước đã đề cập tương đối sâu về mặt lý thuyết của quá trình rung động, về nguyên lý hoạt động của máy sàng rung, đồng thời đã xây dựng tương đối đầy đủ các mô hình động lực học và

mô hình tính toán cho từng loại máy sàng độc lập, điều này là một lợi thế để đề tài có các cơ sở khoa học tin cậy khi nghiên cứu về máy sàng rung vô hướng độc lập cũng như trên tổ hợp nghiên sàng di động.

Các công trình nghiên cứu đã được công bố đa phần đánh giá hiệu quả sàng và năng suất sàng trên máy sàng rung độc lập bằng phương pháp thực nghiệm nên các số liệu công bố đạt được tính sát thực cao, tuy nhiên các tài liệu công bố cũng còn một vài điểm tồn tại như chưa xây dựng đầy đủ bài toán lý thuyết về mức độ ảnh hưởng của các thông số kết cấu và thông số làm việc đến năng suất, hiệu quả sàng, chưa xây dựng bài toán lý thuyết về cơ sở lựa chọn các thông số hợp lý đối với mỗi loại máy sàng rung.

Các công trình công bố đã nghiên cứu khá đầy đủ về máy sàng rung hoạt động độc lập, tuy nhiên chưa thấy công trình nào công bố kết quả nghiên cứu ĐLH cũng như xác định các thông số hợp lý của máy sàng rung vô hướng trên tổ hợp nghiên sàng di động.

Như vậy qua những nhận xét trên cho thấy các công trình nghiên cứu về nguyên lý làm việc, mô hình tính toán ĐLH của máy sàng rung độc lập là tương đối đầy đủ, đây là cơ sở để luận án tham khảo các tài liệu có giá trị khi nghiên cứu về máy sàng rung vô hướng trên tổ hợp nghiên sàng di động. Ngoài việc chưa thấy công bố về nghiên cứu ĐLH, xác định các thông số hợp lý của máy sàng rung vô hướng trên tổ hợp nghiên sàng di động ta cũng không thấy các công trình nghiên cứu về ảnh hưởng rung động của máy nghiền, động cơ dẫn động và nền đàn hồi lên quá trình sàng vật liệu, từ đó đặt ra yêu cầu nghiên cứu đầy đủ về ĐLH làm cơ sở xác định một số thông số hợp lý của máy sàng rung vô hướng trên tổ hợp nghiên sàng di động nhằm nâng cao năng suất, hiệu quả làm việc, đồng thời đặt ra yêu cầu hoàn thiện kết cấu để nâng cao độ bền (tuổi thọ) làm việc cho tổ hợp. Từ đó có thể xây dựng và hoàn thiện chuẩn cho tổ hợp nghiên sàng di động nhằm đạt được sự đồng bộ trong sản xuất, thiết kế.

Kết luận chương 1

Qua nghiên cứu về điều kiện địa hình cũng như tính chất của các công trình quân sự thì việc sử dụng tổ hợp nghiền sàng di động công suất nhỏ là rất cần thiết và có tính thực tiễn.

Máy sàng rung vô hướng lắp trên tổ hợp nghiền sàng di động TNS-05 là máy sàng cùng loại (có tính chất đồng dạng) với máy rung vô hướng độc lập NLS-382/3, do đó việc nghiên cứu xác định vùng các thông số ĐLH hợp lý của máy sàng rung vô hướng hoạt động độc lập làm chuẩn để tính toán xác định một số thông số hợp lý của máy sàng rung vô hướng trên tổ hợp nghiền sàng di động là có cơ sở khoa học tin cậy.

Việc nghiên cứu nâng cao năng suất và hiệu quả sàng của tổ hợp nghiền sàng di động nói chung và của máy sàng rung vô hướng nói riêng phụ thuộc rất nhiều vào các thông số ĐLH của máy sàng. Dựa theo các tài liệu đã được công bố trong và ngoài nước từ trước đến nay của các tác giả đã nghiên cứu máy sàng rung độc lập khá đầy đủ và có độ tin cậy cao (có nhiều khảo sát thực nghiệm). Tuy nhiên có một vài tồn tại là chưa công trình nào nghiên cứu về động lực học của máy sàng rung trong một hệ tổng thể của tổ hợp. Hay nói cách khác là chỉ nghiên cứu ĐLH của máy sàng rung khi hoạt động độc lập. Do vậy, nghiên cứu xác định một số thông số hợp lý của máy sàng rung trên tổ hợp nghiền sàng di động là một hướng nghiên cứu mới vừa có tính khoa học vừa có tính thực tiễn. Để làm được điều này, luận án phải thực hiện việc nghiên cứu ĐLH của máy sàng rung vô hướng trên tổ hợp nghiền sàng di động có kể đến ảnh hưởng rung động của cụm máy nghiền, cụm động cơ và độ đàn hồi của nền nơi máy làm việc, sau đó sẽ tiến hành khảo sát sự ảnh hưởng của một số thông số (tần số góc, khối lượng gây rung, góc nghiêng mặt sàng, độ cứng lò xo) đến ĐLH của máy sàng rung vô hướng trên tổ hợp nghiền sàng di động dựa trên ĐLH của máy sàng rung vô hướng hoạt động độc lập (tại đó cho năng suất và hiệu quả làm việc tốt nhất), từ đó tìm ra một số thông số hợp lý của máy sàng rung vô hướng trên tổ hợp nghiền sàng di động.

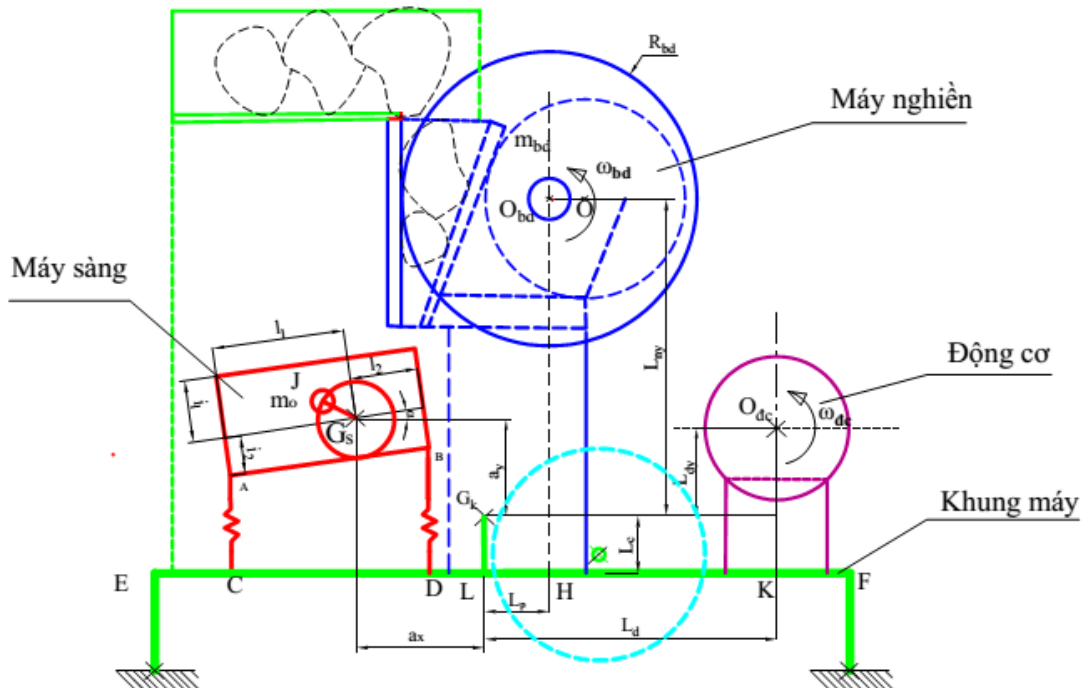
Chương 2

MÔ HÌNH ĐỘNG LỰC HỌC CỦA MÁY SÀNG RUNG TRÊN TỔ HỢP NGHIÊN SÀNG DI ĐỘNG

2.1. Xây dựng mô hình tính toán động lực học

2.1.1. Sơ đồ nguyên lý kết cấu

Từ sơ đồ kết cấu của tổ hợp nghiền sàng di động TNS-05 (hình 1-5) ta xây dựng được sơ đồ nguyên lý của máy sàng rung trên tổ hợp nghiền sàng di động như hình 2-1. Do các cụm bố trí đối xứng nên có thể xây dựng bài toán với mô hình phẳng.



Hình 2-1. Sơ đồ nguyên lý của tổ hợp nghiền sàng di động

Khi máy sàng rung vô hướng trên tổ hợp nghiền sàng di động làm việc, máy sàng rung vô hướng sẽ chịu tác động của lực gây rung do trục lệch tâm có bán kính r_0 gây ra. Do bố trí có tính đối xứng của tổ hợp nghiền sàng di động nên lực tác dụng theo phương z (có thể bỏ qua), dao động của máy sàng chỉ theo hai phương là phương x và phương y . Biên độ dao động sẽ phụ thuộc vào độ lớn của lực kích động và độ cứng của các lò xo liên kết với máy sàng.

Ngoài ra do máy nghiền và động cơ được liên kết cứng lên khung máy nên khi làm việc, các lực rung do máy nghiền và động cơ tạo ra bởi các khối quay không cân bằng và lực ép đá bởi máy nghiền sẽ tác động lên khung máy, khung máy đứng trên nền đàn hồi nên tạo các rung động, các rung động này tác động lên máy sàng thông qua các lò xo liên kết trên khung máy, ảnh hưởng trực tiếp đến dao động máy sàng.

Trong quá trình xây dựng mô hình tính toán ta cần phải tính các giá trị qui đổi của một số đại lượng. Các đại lượng quy đổi bao gồm: khối lượng, mô men quán tính của khối lượng, độ cứng, hệ số cản.

2.1.2. Các giả thiết khi xây dựng mô hình

Để đơn giản hóa mô hình và tương đối phù hợp với kết cấu thực tế, ta chấp nhận các giả thiết sau:

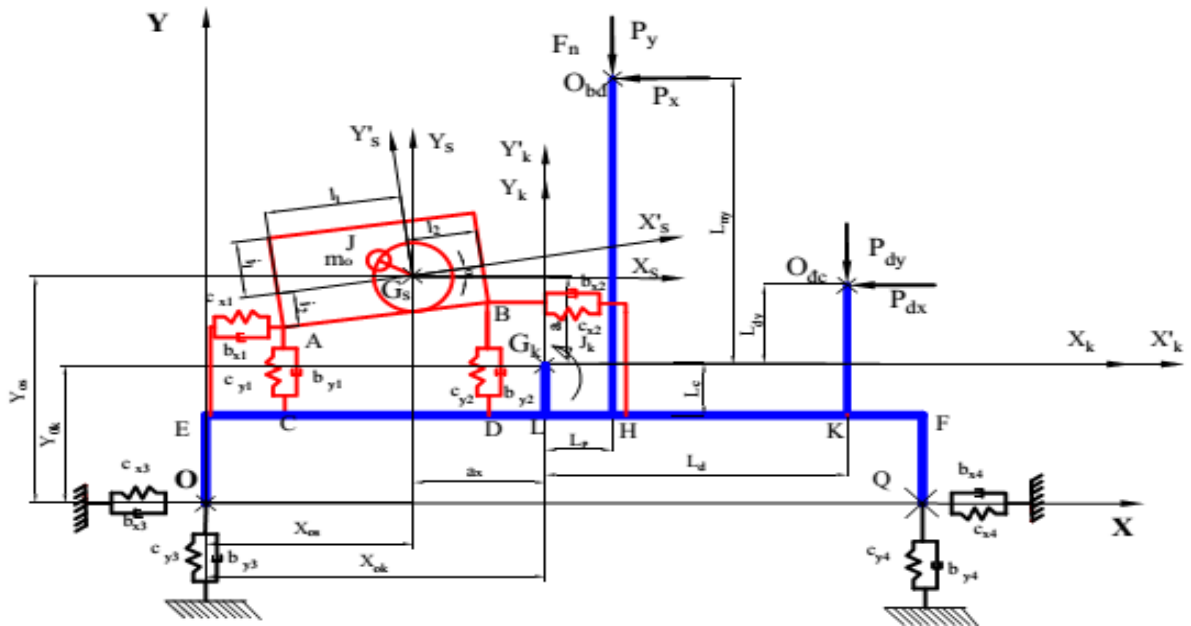
- Khung máy được coi là cứng tuyệt đối.
- Vật liệu các thanh khung tổ hợp là đồng nhất có khối lượng gắn cứng với thanh, từ đó cho phép qui dẫn khối lượng về các tọa độ trọng tâm thanh và máy.
- Do máy nghiền và động cơ dẫn động được gắn cứng lên khung máy nên coi hai cụm máy này như một bộ phận của khung chịu lực, trọng lực được tính vào khung máy.
- Lực quán tính rung động do quá trình nghiền và động cơ làm việc sẽ được truyền hoàn toàn vào khung máy theo hai phương x, y (hình 2-2).
- Vật liệu từ máy nghiền liên tục và ổn định.
- Trong quá trình làm việc, dây đai không xảy ra hiện tượng trượt, tốc độ vòng quay động cơ được xem là không đổi.
- Do tính tương đối đối xứng của máy sàng, máy nghiền, động cơ dẫn động và khung máy nên toàn bộ máy có thể coi đối xứng qua mặt phẳng *OXY* đi qua trọng tâm máy và bài toán được coi như là bài toán phẳng.
- Bỏ qua ảnh hưởng của quá trình rơi vật liệu từ máy nghiền xuống máy sàng.

- Coi 1/3 khối lượng vật liệu trên sàng dao động cùng với sàng (với máy sàng rung vô hướng theo [9], [17]).

- Máy sàng rung vô hướng lắp trên tổ hợp nghiền sàng di động chỉ để cập đến sự ảnh hưởng của lực quán tính (lực rung động) máy nghiền và động cơ lên quá trình sàng mà không xét ĐLH của máy nghiền và động cơ dẫn động. Các lực này được quy về 2 phương x, y.

2.1.3. Mô hình tính toán động lực học

Với các giả thiết trên và từ mô hình thực của tổ hợp nghiền sàng di động, ta xây dựng được mô hình tính toán động lực học của tổ hợp nghiền sàng di động như hình 2-2. Đây là mô hình hệ hai vật chuyển động song phẳng là máy sàng rung và hệ khung máy. Gồm 6 tọa độ độc lập tương ứng với 6 bậc tự do.



Hình 2-2. Mô hình khảo sát động lực học của máy sàng rung vô hướng trên tổ hợp nghiền sàng di động

Trong đó các lực gây rung tạo ra từ máy nghiền và động cơ dẫn động được thay bằng các lực đặt tại trọng tâm của máy nghiền và trọng tâm động cơ dẫn động. Máy sàng rung vô hướng được liên kết với khung bởi hai lò xo theo phương y có độ cứng C_{y1} , C_{y2} với hệ số cản là b_{y1} , b_{y2} và hai lò xo theo phương x có độ cứng C_{x1} , C_{x2} với hệ số cản b_{x1} , b_{x1} . Khung được liên kết cứng với máy

nghiên và động cơ dẫn động. Chân khung đứng trên nền đàn hồi có độ cứng theo phương y với hệ số độ cứng là C_{y3} , C_{y4} và hệ số cản là b_{y3} , b_{y4} . Theo phương x với hệ số độ cứng là C_{x3} , C_{x4} và hệ số cản là b_{x3} , b_{x4} .

Để thuận lợi cho việc thiết lập mô hình khảo sát ta đặt hệ tọa độ gốc cố định XOY có gốc O trên mặt đất tại chân khung trước (hình 2-2) ở vị trí ban đầu của tổ hợp nghiên sàng di động khi máy chưa làm việc.

*** Giới thiệu các thông số của khung máy**

$X_k G_k Y_k$ - Hệ trục tọa độ di động có gốc tọa độ G_k gắn với trọng tâm khung máy, nhưng phương và chiều trùng với phương và chiều của tọa độ gốc OXY .

$X'_k G'_k Y'_k$ - Hệ trục tọa độ di động gắn chặt với khung máy có gốc tọa độ G'_k trùng với trọng tâm của khung máy.

Từ đó nhận thấy G_k trùng với G'_k . Hay nói khác hơn là hệ trục $X'_k G'_k Y'_k$ di chuyển cùng nhưng lắc quanh $X_k G_k Y_k$ một góc θ_k .

J_k - Mô men quán tính khối lượng tổ hợp nghiên sàng di động (vị trí trọng tâm và giá trị mô men quán tính được tính trong phụ lục 2).

x_k, y_k, θ_k - Độ dịch chuyển của trọng tâm khung máy theo phương X, Y và góc quay của hệ tọa độ suy rộng $X'_k G'_k Y'_k$ so với hệ tọa độ ban đầu $X_k G_k Y_k$.

L_p, L_{ny}, L_d, L_{dy} - Khoảng cách từ trọng tâm của tổ hợp đến tâm quay của trục bánh đà máy nghiên và tâm trục động cơ theo phương x, y.

R_{bd} - Bán kính của bánh đà máy nghiên.

ω_{bd} - Vận tốc góc của bánh đà máy nghiên.

$\omega_{đc}$ - Vận tốc góc của bánh đà động cơ.

F_n - Lực ép đá của máy nghiên theo phương thẳng đứng (phương y) lên khung.

$C_{y3} = C_{y4}$ - Độ cứng theo phương đứng của nền đàn hồi bên trái và bên phải chân khung máy.

$b_{y3} = b_{y4}$ - Hệ số dập tắt dao động theo phương đứng của nền đàn hồi bên trái và bên phải chân khung máy.

$C_{x3} = C_{x4}; b_{x3} = b_{x4}$ - Độ cứng và hệ số dập tắt dao động của nền đàn hồi theo phương ngang bên trái và bên phải của chân khung máy.

*** Giới thiệu các thông số của máy sàng rung**

Khối tâm của máy sàng rung không trùng với tâm hình học: cụ thể khối tâm cách cạnh trái của máy sàng là l_1 và cạnh phải là l_2 và cạnh trên là i_1 , cạnh dưới là i_2 .

Máy sàng đặt nghiêng so với phương ngang một góc α_0 (góc nghiêng ban đầu).

Tâm quay của trục lệch tâm máy sàng nằm trên trục đứng của máy sàng và cách tâm hình học một khoảng là e .

Khối lệch tâm máy sàng có khối lượng là m_0 quay với vận tốc góc là ω , bán kính quay là r_0 .

Máy sàng được tựa trên 2 gối là lò xo trụ bố trí song song trên sơ đồ tính toán.

$X_s G_s Y_s$ - Hệ trục tọa độ di động có gốc tọa độ G_s trùng với trọng tâm máy sàng, nhưng phương và chiều trùng với phương và chiều của tọa độ gốc OXY .

$X'_s G'_s Y'_s$ - Hệ trục tọa độ di động gắn chặt với máy sàng, có gốc tọa độ trùng với trọng tâm máy sàng.

Từ đó nhận thấy G_s trùng với G'_s . Hay nói khác hơn là hệ trục $X'_s G'_s Y'_s$ di chuyển cùng nhưng lác quanh $X_s G_s Y_s$ một góc θ .

J - Mô men quán tính khối lượng của máy sàng (vị trí trọng tâm và giá trị mô men quán tính của máy sàng được tính trong phụ lục 2).

x_s, y_s, θ - Độ dịch chuyển của trọng tâm máy sàng theo phương X, Y và góc quay của hệ trục tọa độ di động $X'_s G'_s Y'_s$ so với hệ trục tọa độ ban đầu $X_s G_s Y_s$.

O_0 - Điểm đặt của lực kích động trên máy sàng.

e - Khoảng cách giữa 2 tâm G_s và O_0 .

Khối lượng dao động của sàng: $m = m_{hs} + \frac{m_{VL}}{3}$.

Với m_{hs} là khối lượng của máy sàng.

m_{VL} là khối lượng vật liệu tổng cộng nằm trên mặt sàng.

r_0 - Bán kính khối lệch tâm.

ω - Vận tốc góc của khối lệch tâm máy sàng.

α - Góc nghiêng của sàng so với phương ngang: $\alpha = \alpha_0 + \theta$.

Với θ là góc dao động của sàng.

α_0 - Góc nghiêng ban đầu của sàng so với phương ngang.

$C_{y1} = C_{y2}$ - Độ cứng theo phương đứng (phương Y) của lò xo bên trái và lò xo bên phải của máy sàng.

b_{y1}, b_{y2} - Hệ số dập tắt dao động theo phương đứng (phương Y) của lò xo bên trái và bên phải.

$C_{x1} = C_{x2}; b_{x1} = b_{x2}$ - Độ cứng và hệ số dập tắt dao động của lò xo theo phương ngang (phương X) của máy sàng.

a_x, a_y - Khoảng cách từ trong tâm máy sàng rung G_s đến trọng tâm khung G_k theo phương x, y.

* Như vậy hệ dao động đang xét trong mặt phẳng OXY của máy sàng rung vô hướng trên tổ hợp nghiêng sàng di động sẽ có 6 bậc tự do tương ứng với 6 tọa độ suy rộng là $x_s, y_s, \theta, x_k, y_k, \theta_k$.

2.1.4. Xác định các thông số của mô hình

M, m, m_0 - Là khối lượng tổ hợp nghiêng sàng, khối lượng dao động của máy sàng, khối lượng khối lệch tâm của trục lệch tâm máy sàng.

2.1.4.1. Tính toán các phần tử đàn hồi

Để tính độ cứng các lò xo trụ của gối đỡ máy sàng (gồm bốn lò xo) hình 1-5 ta tính theo các công thức sau:

- Độ cứng của lò xo trụ khi chịu kéo hoặc nén:

$$K = \frac{G^* d^4}{8D^3 n} \quad (2.1)$$

Trong đó:

G^* - Môđun trượt, $[N/m^2]$.

d - Đường kính dây lò xo, $[m]$.

n - Số vòng làm việc của lò xo $[v]$.

D - Đường kính trung bình của lò xo, $[m]$.

Theo [17] tổng độ cứng theo phương thẳng đứng (N/m) của các lò xo bằng thép dùng trên máy sàng rung được xác định như sau:

$$K_t = \frac{G(2\pi \cdot \rho_y)^2}{g} \quad (2.2)$$

Trong đó:

G - Trọng lượng của máy sàng cùng với vật liệu nằm trên đó [N].

g - Gia tốc trọng trường, [m/s²].

ρ_y - Tần số dao động riêng của máy sàng theo phương thẳng đứng, [Hz] và thường lấy bằng $2 \div 3,5 \text{ Hz}$.

Từ công thức trên dễ dàng tính được số lò xo z cũng như độ cứng của mỗi lò xo K_y theo công thức (2.3)

$$K_y = \frac{K_t}{z} \quad (2.3)$$

Theo (2.1) thì độ cứng này còn được xác định như (2.4)

$$K_y = \frac{G^* d^4}{8nD^3} \quad (2.4)$$

Độ cứng theo phương ngang được xác định theo công thức (2.5)

$$K_x = \frac{k_y}{1,44\alpha \left[0,204 \left(\frac{h}{D} \right)^2 + 0,256 \right]} \quad (2.5)$$

Trong đó:

α - Hệ số Pausa [17] kể đến tải trọng dọc trục, tra bảng 2.4.

h - Chiều cao làm việc của lò xo, [m].

Bảng 2-1. Giá trị hệ số α kể đến tải trọng dọc trục

Tương quan giữa biến dạng tĩnh và chiều cao của lò xo	0.0	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5
Hệ số α	1	1,1	1,21	1,29	1,34	1,42

Theo [29] độ cứng lò xo theo phương ngang còn được tính theo công thức sau

$$k_x = \frac{Ed^4}{8nD^3} \quad (2.6)$$

Hay

$$k_x = \frac{E}{G^*} k_y \quad (2.7)$$

E- Mô đun đàn hồi của lò xo, [N/m²].

Hệ số cản của lò xo theo phương x, y là b_x, b_y [N.s/m] được tính theo công thức (2.8)

$$\begin{cases} b_x = \frac{\gamma}{\omega} k_x \\ b_y = \frac{\gamma}{\omega} k_y \end{cases} \quad (2.8)$$

Trong đó γ là hệ số tổn thất do trễ, một đặc tính bên trong của vật liệu, mà đối với thép có thể được lấy trong khoảng 0.05 và 0.1, và ω là tần số góc của lực hoạt động. Theo [11] lấy $\gamma/\omega \approx 0.0005$.

*** *Tính độ đàn hồi của nền nơi tổ hợp làm việc***

Giả thiết nền là đàn hồi tuyến tính

Theo [2]. Do các nền đất đều có tính đàn hồi nên khi tính toán tổ hợp làm việc sẽ tính toán trên nền đàn hồi. Khi giải bài toán trên nền đàn hồi người ta thường phải sử dụng các giả thuyết về nền. Mỗi giả thuyết mô phỏng khái quát về các đặc tính chung của nền, từ đó đưa ra các lời giải tương ứng. Cho đến nay đã có rất nhiều các giả thuyết khác nhau về nền nhưng giả thuyết Winkler được dùng nhiều hơn cả. Ông đã giả thuyết nền biến dạng đàn hồi cục bộ. Điều đó cho phép coi nền đàn hồi gồm các lò xo không liên quan với nhau và cường độ phản lực của đất tại mỗi điểm tỉ lệ bậc nhất với độ lún đàn hồi tại điểm đó thông qua hệ số nền đàn hồi k không đổi cho mỗi loại đất. Đó là điều không dễ dàng để xác định giá trị k này bởi vì nó không phải là duy nhất cho từng loại đất. Thông thường, trong thực tế tổ hợp đặt trên nền đất thường là đồng chất. Vì vậy cần tìm ra một hệ số nền để ứng xử cho phù hợp với từng điều kiện chất đất cụ thể là một việc làm hết sức cần thiết.

Giả thiết rằng khi tổ hợp làm việc, nền chịu lực, chân khung tổ hợp và nền không tách khỏi nhau, có nghĩa là độ võng của dầm luôn luôn bằng độ lún của nền tại mọi điểm. Gọi $y(z)$ là độ võng hay độ lún của nền tại mặt cắt bất kỳ có hoành độ x , theo Winkler [2] ta có phản lực nền: $p(x) = k \cdot y(x)$ tức là:

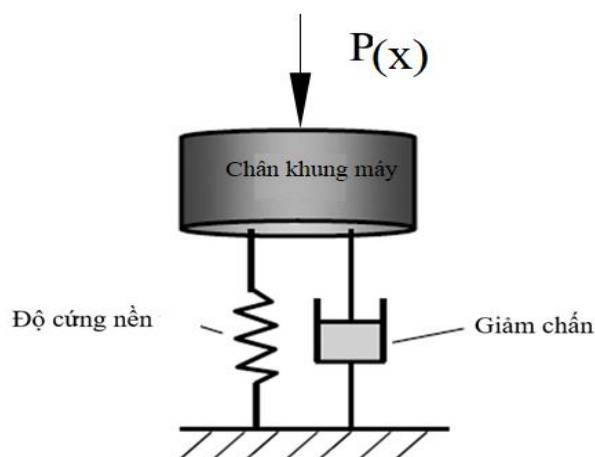
$$k = \frac{P(x)}{y(x)} \Leftrightarrow k = \frac{P_u}{S} \quad (2.9)$$

P_u – Áp suất tiếp xúc, [kG] (=P(x)), (Giá trị $P(x)_{\max}$).

S – Độ lún của đất (= $y(x)$), [cm].

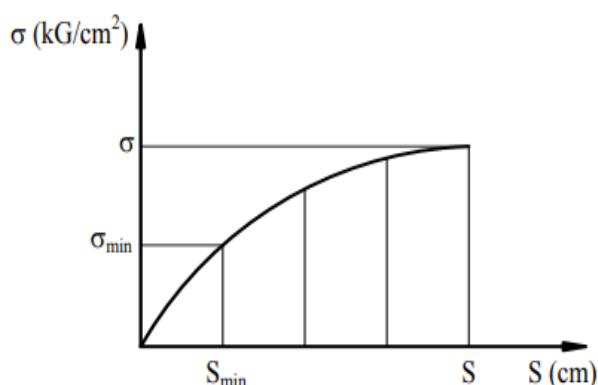
Độ cứng nền qui đổi theo phương thẳng đứng (phương y) nơi chân khung của tổ hợp đứng làm việc được biểu diễn như hình 2-3

Phương pháp hệ số nền Winkler đã xét đến sự tương tác giữa chân máy và nền, đã coi phản lực của nền tại một điểm là một đại lượng có liên quan chặt chẽ đến độ cứng của nền thông qua độ lún của chân máy và tính chất cơ học của nền thông qua hệ số nền k . Vì vậy kết quả tính toán chân tổ hợp trên nền đàn hồi theo phương pháp này cho kết quả khá phù hợp với thực tế.



Hình 2-3. Độ cứng nền nơi chân khung tựa

Có nhiều phương pháp xác định hệ số nền. Phương pháp thí nghiệm tại hiện trường là chính xác nhất. Một bàn nén vuông có kích thước 1x1 m, chất tải, tìm quan hệ giữa ứng suất gây lún và độ lún như hình 2-4.



Hình 2-4 Quan hệ giữa ứng suất gây lún và độ lún nền

Hệ số nền xác định bằng công thức:

$$k = \frac{\sigma_{\min}}{S_{\min}} \quad (\text{kG} / \text{cm}^3); \quad (2.10)$$

Trong đó: σ_{\min} - ứng suất gây lún ở giai đoạn nén đàn hồi (kG/cm^2), ứng với độ lún bằng $1/4 \div 1/5$ độ lún cho phép S

S_{\min} - độ lún trong giai đoạn đàn hồi, ứng với ứng suất σ_{\min}

Dựa vào cách tính lún theo phương pháp lớp tương đương:

$$S = a_0 \cdot \sigma \cdot h_{td} \quad (2.11)$$

Trong đó: S - độ lún của nền (cm)

σ - ứng suất gây lún (kG/cm^2) ($\sigma = P/F$)

h_{td} - chiều dày nền tương đương khi tính (cm)

a_0 - hệ số nén tương đối:

$$a_0 = \frac{\beta}{E_a} \quad (2.12)$$

$$\beta = 1 - \frac{2\nu^2}{1 - \nu} \quad (2.13)$$

ν - hệ số nở hông, phụ thuộc vào loại đất (bảng 1)

Bảng 2-2: Trị số ν , β và A của các loại đất

Loại đất	ν	β	A
Đất cát	0.30	0.74	1.125
Đất cát, đá và sét	0.35	0.62	1.408
Đất sét	0.42	0.39	2.103

Theo phương pháp lớp tương đương

$$h_{\bar{d}} = A.\omega.b \quad (2.14)$$

Trong đó:

$$A = \frac{(1-\nu)^2}{1-2\nu} \quad (2.15)$$

ω - hệ số ứng với độ lún trung bình, phụ thuộc vào tỷ số hai cạnh của chân khung máy, với chân khung có cạnh vuông thì $\omega = 0.95$.

b - chiều rộng của chân tiếp đất (cm)

E_d - mô đun biến dạng chuẩn của đất (kG/cm²)

Từ (2.11), (2.12) và (2.14) ta có

$$S = 0.95 \frac{\beta}{E_d} A.\sigma.b \quad (2.16)$$

Thay các trị số β , A trong bảng 2-2 vào (2.16) cho thấy có thể xác định độ lún S của nền chân nén vuông đối với tất cả các loại đất xấp xỉ bằng:

$$S = \frac{\sigma.b}{E_d} \quad (2.17)$$

Từ công thức (2.10), ứng suất gây lún trong giai đoạn đàn hồi σ_{\min} có thể lấy gần đúng bằng 1/2 ứng suất gây lún và độ lún trong giai đoạn đàn hồi S_{\min} bằng 1/4 độ lún cho phép S .

Khi đó, công thức xác định hệ số nền viết thành:

$$k = \frac{2.E_d}{b} \quad (2.18)$$

E_d - theo kết quả xuyên tĩnh CPT

$$E_d = \alpha.q_c \quad (\text{kG} / \text{cm}^2) \quad (2.19)$$

α : Hệ số phụ thuộc vào loại đất và khoảng giá trị q_c (bảng 2-3).

Bảng 2-3. Bảng xác định hệ số phụ thuộc α theo loại đất

Hệ số α xác định mô men biến dạng E_0 theo sức kháng xuyên tĩnh q_c		
Loại đất	Trị số q_c (kG/cm ²)	Giá trị α
Sét, sét pha chặt cứng	>15	5÷8
	<15	3÷6
Sét, sét pha dẻo mềm, dẻo chảy	>7	4÷7

Ta cũng có thể xác định giá trị mô đun đàn hồi của các loại đất khác nhau bằng cách tra bảng (bảng 2-4)

Bảng 2-4. Bảng xác định E_d theo loại đất

Mặt đất	Mô đun biến dạng, E_d, MPa
Đất sét mềm	5,0÷20,0
Đất sét nửa cứng	20,0÷50,0
Đất sét cứng	50,0÷100,0
Đất sét, cát, đá	25,0÷200,0

Trong một số điều kiện có thể xác định hệ số nền k theo cách tra bảng và ước lệ. Phương pháp tra bảng cho kết quả dựa vào phân loại đất và một số chỉ tiêu cơ lý của đất đặt máy. Còn phương pháp ước lệ chỉ là phương pháp định lượng tương đối. Cả hai phương pháp đều không dựa vào ứng suất gây lún và độ lún tương ứng.

Phương pháp tra bảng

- Cách thứ nhất: Dựa vào phân loại đất và độ chặt của lớp đất dưới.
- Cách thứ hai: Dựa vào phân loại đất, thành phần hạt, hệ số rỗng và độ sệt của lớp đất đặt chân máy

Phương pháp ước lệ

Dựa vào cường độ chuẩn của lớp đất dưới đáy, lấy bằng 1÷2 giá trị cường độ chuẩn của đất R^{tc} , thứ nguyên kG/cm^2 .

2.1.4.2. Xác định lực máy nghiền và động cơ tác dụng lên khung

*** Xác định lực:**

Để xác định được lực máy nghiền và động cơ tác dụng lên khung tổ hợp nghiền sàng di động, ta phải dựa vào các biến dạng chân đỡ máy nghiền và chân đỡ tổ hợp khi máy làm việc đủ tải.

Việc xác định lực bằng thực nghiệm để làm thông số đầu vào cho tính toán động lực học của tổ hợp nghiền sàng di động trong hệ PTVP, sử dụng các ten xo biến dạng đàn hồi tại chân máy nơi có lực tác dụng.

Trong giới hạn đàn hồi, độ biến dạng tỉ đối của vật rắn tỉ lệ thuận với ứng suất tác dụng vào vật đó. Dưới tác dụng của ngoại lực F , thanh rắn biến dạng một đoạn Δl . Khi đó, theo định luật III Niuton và định luật Húc, ta tìm được độ lớn của lực đàn hồi là:

$$F_{dh} = F = \frac{1}{\alpha} \cdot \frac{S}{l_0} \cdot |\Delta l| = E \cdot \frac{S}{l_0} = k \cdot |\Delta l| \quad (2.20)$$

$E = \frac{1}{\alpha}$ Là mô đun đàn hồi của vật liệu thép làm chân khung thí nghiệm.

S - Là tiết diện ngang thanh thép (m^2). l_0 - Là chiều dài thanh (m).

Khi làm thí nghiệm ta đo được giá trị Δl và tính được hệ số k từ đó xác định định được lực của máy nghiền cũng như của động cơ tác dụng lên khung theo công thức (2.20).

- Lực nghiền đá (F_n) trên hàm nghiền tác dụng lên khung máy khi tổ hợp làm việc.

$R=2P \cdot \sin(\beta/2)$ (lực ép dọc theo phương y). P là lực làm vỡ viên đá (phụ thuộc vào độ bền của đá làm thí nghiệm và đo bằng thực nghiệm).

Trong đó β là góc kẹp hàm nghiền $\beta=18^\circ$.

Do tính đối xứng của hàm nghiền nên giả thiết lực ép ngang (phương x), và lực dọc (phương y) tự cân bằng. Đặt P_n giá trị lực phương y với: $P_n = R = 2P \cdot \sin(\beta/2)$ nhưng ngược chiều, P_n là lực tác dụng lên khung theo phương y trong quá trình nghiền đá. Giả thiết quá trình ép đá chịu nén trong trạng thái biến dạng đàn hồi. Khi đó lực ép đá tác dụng lên khung theo phương thẳng đứng (phương y) được xác định dưới dạng lực theo quỹ đạo chuyển động quay của bánh đà máy nghiền theo phương trình (2.21) dưới đây.

$$F_n \approx \frac{P_n \cdot [|\sin(\omega_{bd}t)| + \sin(\omega_{bd}t)]}{2} = P \cdot \sin(\beta/2) \cdot [|\sin(\omega_{bd}t)| + \sin(\omega_{bd}t)] \quad (2.21)$$

- Tính lực rung động do máy nghiền và động cơ tác dụng lên khung tổ hợp nghiền sàng di động theo hai phương x và y. Do khối lượng lệch tâm của máy

nghiên và của động cơ không đổi. Giả thiết bỏ qua ảnh hưởng của lực khí nén động cơ, tốc độ quay trục động cơ và máy nghiền ổn định. Khi đó lực rung động do máy nghiền và động cơ tác dụng lên khung theo hai phương x, y sẽ có dạng $f(x) = p(x) \cdot \sin(\omega t)$ và $f(y) = p(y) \cdot \cos(\omega t)$. Trong đó $p(x)$, $p(y)$ là giá trị lực lớn nhất tác dụng theo hai phương x, y.

- Cách xác định các lực $p(x)$, $p(y)$ bằng thực nghiệm như sau:

Gọi P_x , P_y là giá trị lực lớn nhất tác dụng lên khung do khối lệch tâm của máy nghiền đá gây ra (đo bằng thực nghiệm). Khi đó lực tác dụng lên khung sẽ là $P_x \cdot \sin(\omega_{bd}t)$ và $P_y \cdot \cos(\omega_{bd}t)$. Thực tế các lực quay không cân bằng nhỏ hơn lực nghiền đá rất nhiều ($P_x, P_y \ll P_n$).

Gọi P_{dx} , P_{dy} là giá trị lực lớn nhất tác dụng lên khung do lực quay không cân bằng của động cơ. Khi đó lực tác dụng lên khung sẽ là $P_{dx} \cdot \sin(\omega_{đc}t)$ và $P_{dy} \cdot \cos(\omega_{đc}t)$.

Gọi F_{dkx} và F_{dky} là lực do máy nghiền và động cơ tác dụng lên khung tổ hợp nghiền sàng di động, khi đó lực rung động do máy nghiền và động cơ tác dụng lên khung tổ hợp nghiền sàng di động theo hai phương x và y được xác định theo công thức (2.22) sau:

$$\begin{cases} F_{dkx} = P_x \sin(\omega_{bd}t) + P_{dx} \sin(\omega_{đc}t) \\ F_{dky} = F_n + P_y \cos(\omega_{bd}t) + P_{dy} \cos(\omega_{đc}t) \end{cases} \quad (2.22)$$

Thay phương trình (2.21) vào ta được

$$\begin{cases} F_{dkx} = P_x \sin(\omega_{bd}t) + P_{dx} \sin(\omega_{đc}t) \\ F_{dky} = P \cdot \sin(\beta / 2) \cdot [|\sin(\omega_{bd}t)| + \sin(\omega_{bd}t)] + \\ + P_y \cos(\omega_{bd}t) + P_{dy} \cos(\omega_{đc}t) \end{cases} \quad (2.23)$$

Hệ phương trình (2.23) là các phương trình lực rung động do máy nghiền và động cơ tác dụng lên khung.

* Thực nghiệm xác định giá trị lực trên tổ hợp TNS-05

Để tính giá trị các lực lớn nhất ta đo đạc thực nghiệm dựa trên các ten-xơ biến dạng đặt tại chân máy sau đó tính theo công thức tính lực (2.24)

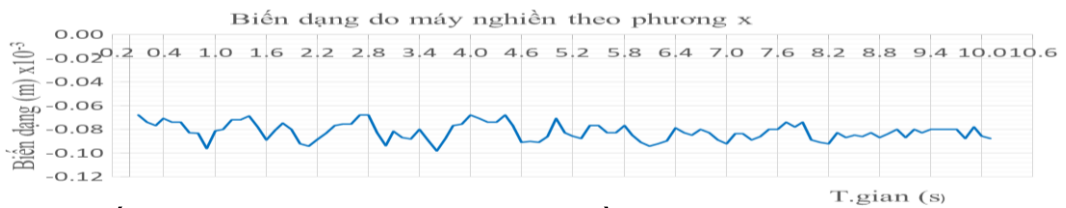
$$F = E \frac{S}{l_0} |\Delta l| \quad (2.24)$$

Trong đó: E- Mô đun đàn hồi vật liệu chịu lực; S- Tiết diện đo; l_0 - hiệu dài ten-xơ đo; Δl - biến dạng ten xơ.

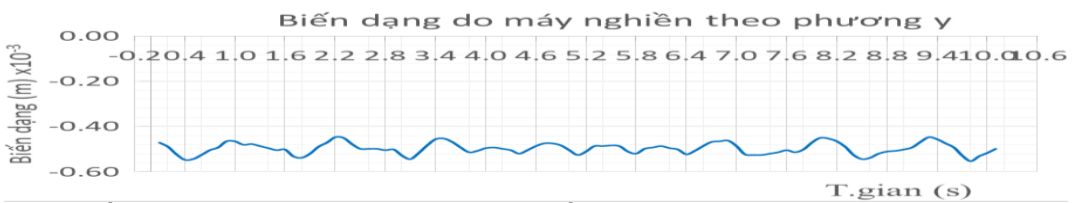
Quá trình thí nghiệm dùng các ten xơ biến dạng trên chân khung đỡ máy nghiền đá và chân khung của tổ hợp nên ta sẽ thu được biến dạng do máy nghiền đá gây ra và biến dạng do tổ hợp máy nghiền cùng động cơ gây ra, do đó ta sẽ tính hiệu biến dạng do tổ hợp máy nghiền cùng động cơ và do máy nghiền đá ta sẽ thu được biến dạng do động gây ra.

Dưới đây là đồ thị đo giá trị biến dạng đo bằng thực nghiệm trên tổ hợp nghiền sàng di động TNS-05 ở chế độ làm việc đủ tải và tốc độ trục lệch tâm sàng $\omega_s=120$ (rad/s) cho ta giá trị đồ thị biến dạng sau:

- Đồ thị giá trị đo biến dạng do máy nghiền tạo ra

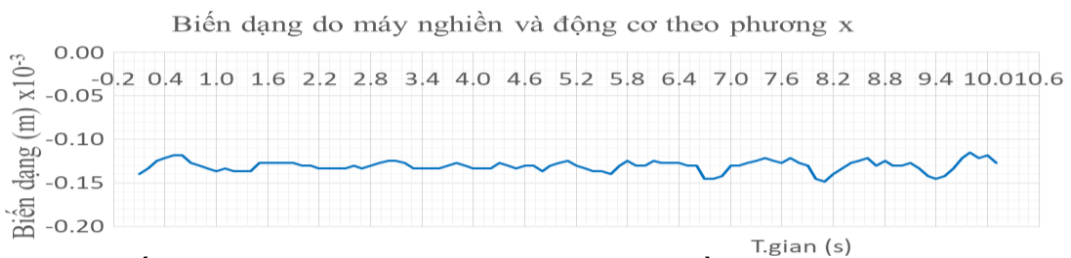


Hình 2-5. Biến dạng do tác động của máy nghiền theo phương ngang (phương x)



Hình 2-6. Biến dạng do tác động của máy nghiền theo phương đứng (phương y)

- Đồ thị đo biến dạng do máy nghiền và động cơ tạo ra.



Hình 2-7. Biến dạng do tác động của máy nghiền và động cơ theo phương ngang (phương x)



Hình 2-8. Biến dạng do tác động của máy nghiền và động cơ theo phương đứng (phương y)

Δl_{xn} , Δl_{yn} - là biến dạng do lực rung của máy nghiền sinh ra theo phương x,y.

Δl_{ynd} , Δl_{xnd} - là biến dạng do lực rung của máy nghiền cùng với động cơ sinh ra theo phương x, y.

Tiến hành tính biến dạng do lực rung của máy nghiền sinh ra theo phương x, từ đồ thị ta chọn các giá trị Δl_{xn1} , Δl_{xn2} , ..., Δl_{xnm} với $n= 1, 2, \dots, n$ là số tự nhiên.

Tính được Δl_{xn} theo công thức (2.25) sau

$$\Delta l_{xn} = \frac{\Delta l_{xn1} + \Delta l_{xn2} + \dots + \Delta l_{xnm}}{n} \quad (2.25)$$

Tương tự ta cũng tính được biến dạng do lực rung của máy nghiền theo phương y và biến dạng do lực rung của máy nghiền cùng với động cơ sinh ra theo phương x,y.

Thay các giá trị biến dạng đo được thể hiện trên các đồ thị từ hình 2-6 đến hình 2-7 vào (2.25) sẽ được giá trị biến dạng thực tế bằng thực nghiệm.

Thay các giá trị biến dạng đo được vào công thức (2.20) tính được lực rung lớn nhất do máy nghiền gây ra theo phương y là

$$\text{Ta có : } F_{yn} = P_n + P_y = k_y \cdot |\Delta l_{yn}|$$

$$\text{Với: } k_y = E \cdot \frac{S}{l_0} \quad \text{Trong thực nghiệm S là tiết diện chân gắn ten xo}$$

$$\text{Thay số ta được: } k_y = 217143 \cdot 10^5 \cdot \frac{1,7 \cdot 10^{-5}}{5 \cdot 10^{-3}} = 7168420 \text{ (N/m)}$$

$$\text{Từ đó tính được: } F_{yn} = 7168420 \cdot |-0,39 \cdot 10^{-3}| = 2800 \text{ (N)}$$

$$\text{- Thực nghiệm đo lực ép đá lớn nhất } P = 7750 \text{ (N)} \Rightarrow P_n = 2480 \text{ (N).}$$

$$\text{Từ đó tính được: } P_y = 2800 - 2480 = 320 \text{ (N).}$$

- Tương tự tính lực rung lớn nhất do máy nghiền theo phương x gây ra

$$F_{xn} = k_x \cdot |\Delta l_{xn}|. \text{ Với } F_{xn} = P_x.$$

$$k_x = E \cdot \frac{S}{l_0} = 217143 \cdot 10^5 \cdot \frac{1,2 \cdot 10^{-5}}{5 \cdot 10^{-3}} = 5067147 \text{ (N/m)}$$

$$\text{Thay số } P_x = 5067147 \cdot |-0,086 \cdot 10^{-3}| = 435,76 \text{ (N)}$$

- Tính lực rung lớn nhất do động cơ gây ra theo phương y

$$P_{yd} = F_{yd} = P_{ynd} - F_{yn}.$$

$$P_{ynd} = k_y \cdot |\Delta l_{yn}| = 7168420 \cdot |-0,495 \cdot 10^{-3}| = 3548,4 \text{ (N)}.$$

$$P_{yd} = 3548,4 - 2800 = 748,4 \text{ (N)}$$

- Tính lực rung lớn nhất do động cơ gây ra theo phương x

$$P_{xd} = F_{xd} = P_{xnd} - P_{dn}.$$

$$P_{xnd} = 5067147 \cdot |-0,138 \cdot 10^{-3}| = 699,3 \text{ (N)}.$$

$$P_{xd} = F_{xd} = P_{xnd} - P_{dn} = 699,3 - 435,76 = 263,54 \text{ (N)}$$

Thay các giá trị lực tính bằng thực nghiệm ở trên vào (2.23) được hệ lực tác dụng lên khung tổ hợp nghiền sàng di động theo hai phương x và y mô phỏng dưới dạng lực $F(x)$ và $F(y)$ theo quỹ đạo quay của trục bánh đà và trục động cơ dẫn động theo (2.26) dưới đây:

$$\begin{cases} F(x) = F_{dkx} = 435,76 \sin(\omega_{bd} t) + 263,54 \sin(\omega_{dc} t) \\ F(y) = F_{dky} = 7750 \cdot \sin(\beta / 2) \cdot [|\sin(\omega_{bd} t)| + \sin(\omega_{bd} t)] + \\ + 320 \cos(\omega_{bd} t) + 748,4 \cos(\omega_{dc} t) \end{cases} \quad (2.26)$$

Đây là các phương trình lực rung động do máy nghiền và động cơ tác dụng lên khung và được thêm vào hệ PTVP khi giải bài toán ĐLH của máy sàng rung vô hướng trên tổ hợp nghiền sàng di động TNS-05.

2.2. Phương pháp thiết lập phương trình vi phân chuyển động

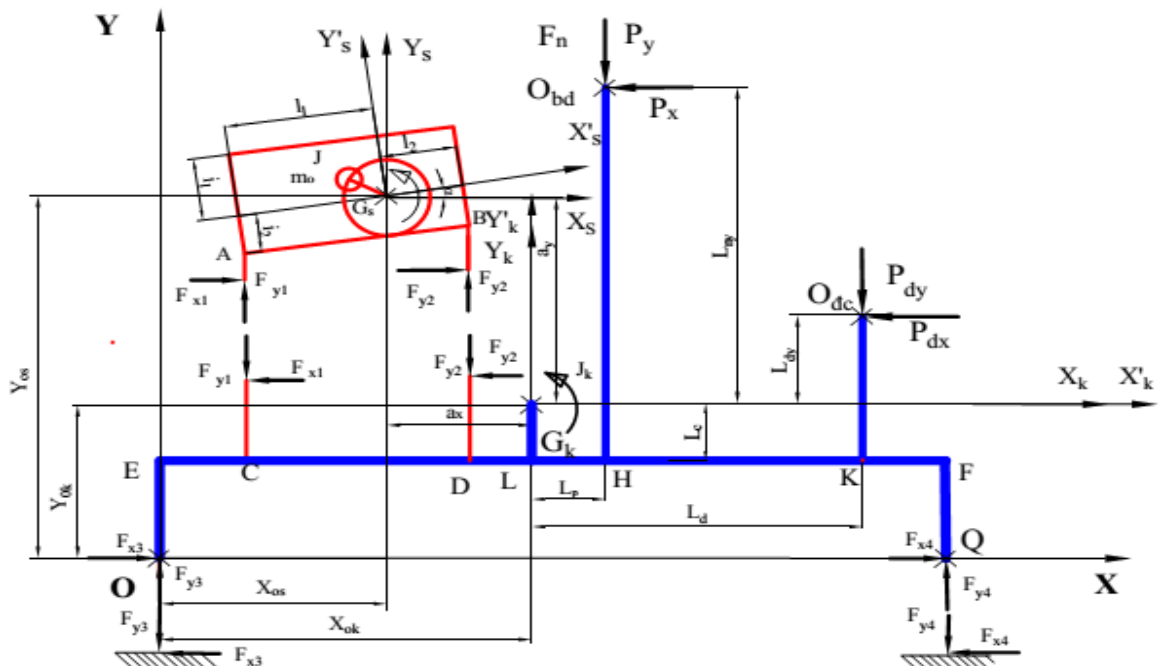
Để khảo sát được động lực học máy sàng rung trên tổ hợp nghiền sàng di động, vấn đề quan trọng nhất là phải thiết lập được phương trình chuyển động.

Từ mô hình động lực học của tổ hợp (hình 2-2) có số bậc tự do là 6, tương ứng với 6 tọa độ suy rộng, viết phương trình chuyển động đối với các tọa độ này.

Ta sử dụng phương pháp Đalambe để thiết lập phương trình vi phân chuyển động của máy sàng rung trên tổ hợp nghiên sàng di động. Với tổ hợp nghiên sàng di động (mô hình phẳng), tiến hành tách các liên kết đàn hồi tại 2 lò xo liên kết giữa máy sàng với khung máy thay bởi các liên kết lực theo phương x,y . Tương tự tại 2 chân máy đứng trên nền đàn hồi ta cũng tách liên kết và thay bởi các các lực liên kết theo hai phương x,y .

Sau khi đưa thêm các thành phần lực quán tính theo phương X,Y và mô men quán tính theo trục Z vào tổ hợp các lực tác dụng lên tổ hợp nghiên sàng di động, mô hình khảo sát động lực học của máy sàng rung vô hướng trên tổ hợp nghiên sàng di động sẽ được thể hiện như hình 2-9.

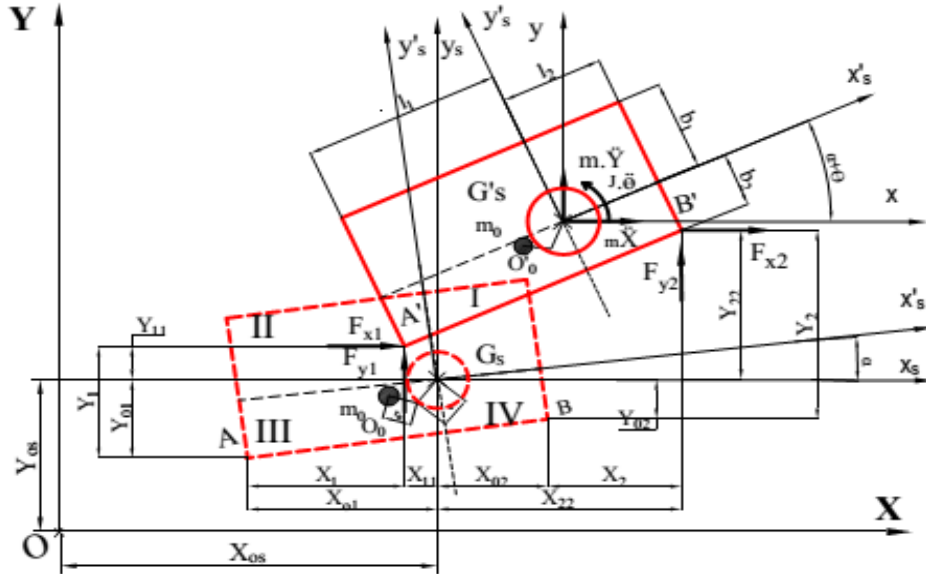
Để thiết lập hệ phương trình vi phân chuyển động của máy sàng rung trên tổ hợp nghiên sàng di động có tính đến ảnh hưởng rung động của cụm máy nghiên, động cơ và tính đàn hồi của nền đất thì trước tiên sẽ thiết lập hệ phương trình vi phân chuyển động của phần máy sàng và sau đó là phần khung tổ hợp, tổng hợp lại sẽ được hệ phương trình vi phân chuyển động của máy sàng rung trên tổ hợp nghiên sàng di động.



Hình 2-9. Sơ đồ liên kết lực trên máy sàng và khung tổ hợp

*** Viết hệ phương trình vi phân với máy sàng**

Hệ lực tác dụng lên máy sàng được thể hiện trên hình 2-10.



Hình 2-10. Sơ đồ các lực tác dụng và chuyển vị máy sàng

Trong đó đặt:

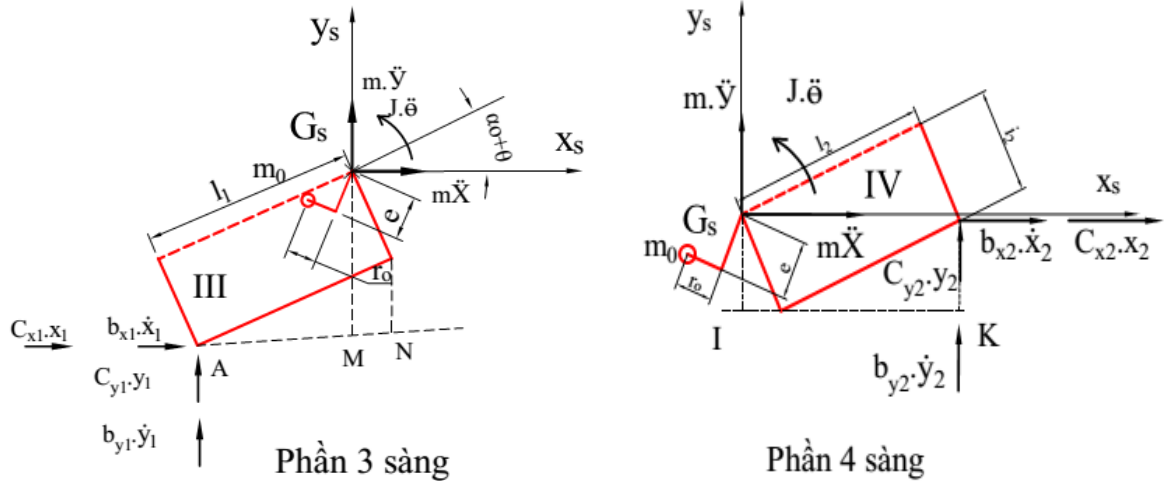
$$\begin{cases} F_{x1} = b_{x1}\dot{x}_1 + C_{x1}x_1 \\ F_{x2} = b_{x2}\dot{x}_2 + C_{x2}x_2 \\ F_{y1} = b_{y1}\dot{y}_1 + C_{y1}y_1 \\ F_{y2} = b_{y2}\dot{y}_2 + C_{y2}y_2 \end{cases}$$

Từ đó, ta thiết lập được các phương trình cân bằng tĩnh động theo phương X, phương Y và trục Z. Hệ phương trình vi phân chuyển động của máy sàng là:

$$\begin{cases} m\ddot{X} + b_{x1}\dot{x}_1 + C_{x1}x_1 + b_{x2}\dot{x}_2 + C_{x2}x_2 = m_0r_0\omega^2 \cdot \sin(\omega t) \\ m\ddot{Y} + b_{y1}\dot{y}_1 + C_{y1}y_1 + b_{y2}\dot{y}_2 + C_{y2}y_2 = m_0r_0\omega^2 \cos(\omega t) \\ J\ddot{\theta} - b_{y1}\dot{y}_1[l_1 \cos(\theta + \alpha_0) - b_2 \sin(\theta + \alpha_0)] \\ - C_{y1}y_1[l_1 \cos(\theta + \alpha_0) - b_2 \sin(\theta + \alpha_0)] + b_{y2}\dot{y}_2[l_2 \cos(\theta + \alpha_0) + \\ + b_2 \sin(\theta + \alpha_0)] + C_{y2}y_2[l_2 \cos(\theta + \alpha_0) + b_2 \sin(\theta + \alpha_0)] + \\ + b_{x1}\dot{x}_1[l_1 \sin(\theta + \alpha_0) + b_2 \cos(\theta + \alpha_0)] + C_{x1}x_1[l_1 \sin(\theta + \alpha_0) + \\ + b_2 \cos(\theta + \alpha_0)] + b_{x2}\dot{x}_2[-l_2 \sin(\theta + \alpha_0) + b_2 \cos(\theta + \alpha_0)] + \\ + C_{x2}x_2[-l_2 \sin(\theta + \alpha_0) + b_2 \cos(\theta + \alpha_0)] = em_0r_0\omega^2 \sin(\omega t) \end{cases} \quad (2.27)$$

Với: $X = X_{os} + x_s$; $Y = Y_{os} + y_s$

Biểu diễn các thông số x_1, x_2, y_1, y_2 và các đạo hàm của chúng theo các biến X, Y và θ .



Hình 2-11. Sơ đồ xác định lực và cánh tay đòn của lực trên máy sàng.

Dựa vào hình 2-10 và hình 2-11, ta có quan hệ giữa các tham số theo hai phương X, Y như sau:

- Theo phương X :

+ Vị trí ban đầu: $x_{01} = -l_1 \cos \alpha_0 + b_2 \sin \alpha_0$

$$x_{02} = l_2 \cos \alpha_0 + b_2 \sin \alpha_0$$

+ Vị trí đang xét: $x_{11} = -l_1 \cos(\theta + \alpha_0) + b_2 \sin(\theta + \alpha_0) + x_s$

$$x_{22} = l_2 \cos(\alpha_0 + \theta) + b_2 \sin(\alpha_0 + \theta)$$

$$\Rightarrow x_1 = x_{11} - x_{01} = l_1 [\cos \alpha_0 - \cos(\theta + \alpha_0)] - b_2 [\sin \alpha_0 - \sin(\theta + \alpha_0)] + x_s$$

$$x_1 = l_1 [\cos \alpha_0 - (\cos \theta \cdot \cos \alpha_0 - \sin \theta \cdot \sin \alpha_0)]$$

$$- b_2 [\sin \alpha_0 - (\sin \theta \cdot \cos \alpha_0 + \cos \theta \cdot \sin \alpha_0)] + x_s$$

Do góc θ rất nhỏ nên $\cos \theta \approx 1$, $\sin \theta \approx \theta$ nên có:

$$x_1 = l_1 [\cos \alpha_0 - \cos \alpha_0 + \theta \cdot \sin \alpha_0] - b_2 [\sin \alpha_0 - \theta \cdot \cos \alpha_0 + \sin \alpha_0] + x_s$$

Hay: $x_1 = l_1 \cdot \theta \cdot \sin \alpha_0 + b_2 \cdot \theta \cdot \cos \alpha_0 + x_s$

$$x_2 = x_{22} - x_{02} = -l_2 [\cos \alpha_0 - \cos(\theta + \alpha_0)] - b_2 [\sin \alpha_0 - \sin(\theta + \alpha_0)] + x_s$$

$$x_2 = -l_2 [\cos \alpha_0 - (\cos \alpha_0 - \theta \cdot \sin \alpha_0)] - b_2 [\sin \alpha_0 - (\theta \cdot \cos \alpha_0 + \sin \alpha_0)] + x_s$$

Hay $x_2 = -l_2 \cdot \theta \cdot \sin \alpha_0 + b_2 \cdot \theta \cdot \cos \alpha_0 + x_s$

- Theo phương Y :

+ Vị trí ban đầu:

$$y_{01} = -l_1 \sin \alpha_0 - b_2 \cos \alpha_0$$

$$y_{02} = -b_2 \cos \alpha_0 + l_2 \sin \alpha_0$$

+ Vị trí đang xét:

$$y_{11} = -l_1 \sin(\theta + \alpha_0) - b_2 \cos(\theta + \alpha_0) + y_s$$

$$y_{12} = -b_2 \cos(\theta + \alpha_0) - l_2 \sin(\theta + \alpha_0) + y_s$$

$$\Rightarrow \begin{cases} y_1 = y_{11} - y_{01} = y_s + l_1[\sin \alpha_0 - \sin(\theta + \alpha_0)] + b_2[\cos \alpha_0 - \cos(\theta + \alpha_0)] \\ y_2 = y_{12} - y_{02} = y_s + b_2[\cos \alpha_0 - \cos(\theta + \alpha_0)] - l_2[\sin \alpha_0 - \sin(\theta + \alpha_0)] \end{cases}$$

$$\Leftrightarrow \begin{cases} y_1 = y_s + l_1[\sin \alpha_0 - (\theta \cdot \cos \alpha_0 + \sin \alpha_0)] + b_2[\cos \alpha_0 - (\cos \alpha_0 - \theta \cdot \sin \alpha_0)] \\ y_2 = y_s + b_2[\cos \alpha_0 - (\cos \alpha_0 - \theta \cdot \sin \alpha_0)] - l_2[\sin \alpha_0 - (\theta \cdot \cos \alpha_0 + \sin \alpha_0)] \end{cases}$$

$$\Leftrightarrow \begin{cases} y_1 = y_s - l_1 \cdot \theta \cdot \cos \alpha_0 + b_2 \cdot \theta \cdot \sin \alpha_0 \\ y_2 = y_s + b_2 \cdot \theta \cdot \sin \alpha_0 + l_2 \cdot \theta \cdot \cos \alpha_0 \end{cases}$$

Thay các giá trị trên vào (2.27) ta được:

$$\left\{ \begin{aligned} & m\ddot{X} + b_{x1}(l_1 \cdot \theta \cdot \sin \alpha_0 + b_2 \cdot \theta \cdot \cos \alpha_0 + x_s)' + C_{x1}(l_1 \cdot \theta \cdot \sin \alpha_0 + b_2 \cdot \theta \cdot \cos \alpha_0 + x_s) \\ & + b_{x2}(-l_2 \cdot \theta \cdot \sin \alpha_0 + b_2 \cdot \theta \cdot \cos \alpha_0 + x_s)' + C_{x2}(-l_2 \cdot \theta \cdot \sin \alpha_0 + b_2 \cdot \theta \cdot \cos \alpha_0 + x_s) = m_0 r_0 \omega^2 \cdot \sin(\omega t) \\ & m\ddot{Y} + b_{y1}(y_s - l_1 \cdot \theta \cdot \cos \alpha_0 + b_2 \cdot \theta \cdot \sin \alpha_0)' + C_{y1}(y_s - l_1 \cdot \theta \cdot \cos \alpha_0 + b_2 \cdot \theta \cdot \sin \alpha_0) \\ & + b_{y2}(y_s + b_2 \cdot \theta \cdot \sin \alpha_0 + l_2 \cdot \theta \cdot \cos \alpha_0)' + C_{y2}(y_s + b_2 \cdot \theta \cdot \sin \alpha_0 + l_2 \cdot \theta \cdot \cos \alpha_0) = m_0 r_0 \omega^2 \cos(\omega t) \\ & J\ddot{\theta} - b_{y1}(y_s - l_1 \cdot \theta \cdot \cos \alpha_0 + b_2 \cdot \theta \cdot \sin \alpha_0)' \cdot [l_1(\cos \alpha_0 - \theta \cdot \sin \alpha_0) - b_2(\theta \cdot \cos \alpha_0 + \sin \alpha_0)] \\ & - C_{y1} y_1 [l_1(\cos \alpha_0 - \theta \cdot \sin \alpha_0) - b_2(\theta \cdot \cos \alpha_0 + \sin \alpha_0)] \\ & + b_{y2}(y_s + b_2 \cdot \theta \cdot \sin \alpha_0 + l_2 \cdot \theta \cdot \cos \alpha_0)' \cdot [l_2(\cos \alpha_0 - \theta \cdot \sin \alpha_0) + b_2(\theta \cdot \cos \alpha_0 + \sin \alpha_0)] \\ & + C_{y2} y_2 [l_2(\cos \alpha_0 - \theta \cdot \sin \alpha_0) + b_2(\theta \cdot \cos \alpha_0 + \sin \alpha_0)] \\ & + b_{x1}(l_1 \cdot \theta \cdot \sin \alpha_0 + b_2 \cdot \theta \cdot \cos \alpha_0 + x_s)' \cdot [l_1(\theta \cdot \cos \alpha_0 + \sin \alpha_0) + b_2(\cos \alpha_0 - \theta \cdot \sin \alpha_0)] \\ & + C_{x1} x_1 [l_1(\theta \cdot \cos \alpha_0 + \sin \alpha_0) + b_2(\cos \alpha_0 - \theta \cdot \sin \alpha_0)] \\ & + b_{x2}(-l_2 \cdot \theta \cdot \sin \alpha_0 + b_2 \cdot \theta \cdot \cos \alpha_0 + x_s)' \cdot [-l_2(\theta \cdot \cos \alpha_0 + \sin \alpha_0) + b_2(\cos \alpha_0 - \theta \cdot \sin \alpha_0)] \\ & + C_{x2} x_2 [-l_2(\theta \cdot \cos \alpha_0 + \sin \alpha_0) + b_2(\cos \alpha_0 - \theta \cdot \sin \alpha_0)] = e m_0 r_0 \omega^2 \sin(\omega t) \end{aligned} \right. \quad (2.28)$$

$$\text{Do: } \begin{aligned} & C_{x1} = C_{x2} = C_{xs}; \quad C_{y1} = C_{y2} = C_{ys}; \\ & b_{x1} = b_{x2} = b_{xs}; \quad b_{y1} = b_{y2} = b_{ys}; \end{aligned}$$

Khai triển các đạo hàm ta được:

$$\left\{ \begin{aligned}
& m\ddot{X} + b_{x1}(l_1.\dot{\theta}.\sin\alpha_0 + b_2.\dot{\theta}.\cos\alpha_0 + \dot{x}_s)' + C_{x1}(l_1.\dot{\theta}.\sin\alpha_0 + b_2.\dot{\theta}.\cos\alpha_0 + \dot{x}_s) \\
& + b_{x2}(-l_2.\dot{\theta}.\sin\alpha_0 + b_2.\dot{\theta}.\cos\alpha_0 + \dot{x}_s)' + C_{x2}(-l_2.\dot{\theta}.\sin\alpha_0 + b_2.\dot{\theta}.\cos\alpha_0 + \dot{x}_s) = m_0 r_0 \omega^2 \cdot \sin(\omega t) \\
& m\ddot{Y} + b_{y1}(y_s - l_1.\dot{\theta}.\cos\alpha_0 + b_2.\dot{\theta}.\sin\alpha_0)' + C_{y1}(y_s - l_1.\dot{\theta}.\cos\alpha_0 + b_2.\dot{\theta}.\sin\alpha_0) \\
& + b_{y2}(y_s + b_2.\dot{\theta}.\sin\alpha_0 + l_2.\dot{\theta}.\cos\alpha_0)' + C_{y2}(y_s + b_2.\dot{\theta}.\sin\alpha_0 + l_2.\dot{\theta}.\cos\alpha_0) = m_0 r_0 \omega^2 \cos(\omega t) \\
& J\ddot{\theta} - b_{y1}(y_s - l_1.\dot{\theta}.\cos\alpha_0 + b_2.\dot{\theta}.\sin\alpha_0)' \cdot [l_1(\cos\alpha_0 - \theta.\sin\alpha_0) - b_2(\theta.\cos\alpha_0 + \sin\alpha_0)] \\
& - C_{y1}y_1[l_1(\cos\alpha_0 - \theta.\sin\alpha_0) - b_2(\theta.\cos\alpha_0 + \sin\alpha_0)] \\
& + b_{y2}(y_s + b_2.\dot{\theta}.\sin\alpha_0 + l_2.\dot{\theta}.\cos\alpha_0)' \cdot [l_2(\cos\alpha_0 - \theta.\sin\alpha_0) + b_2(\theta.\cos\alpha_0 + \sin\alpha_0)] \\
& + C_{y2}y_2[l_2(\cos\alpha_0 - \theta.\sin\alpha_0) + b_2(\theta.\cos\alpha_0 + \sin\alpha_0)] \\
& + b_{x1}(l_1.\dot{\theta}.\sin\alpha_0 + b_2.\dot{\theta}.\cos\alpha_0 + \dot{x}_s)' \cdot [l_1(\theta.\cos\alpha_0 + \sin\alpha_0) + b_2(\cos\alpha_0 - \theta.\sin\alpha_0)] \\
& + C_{x1}x_1[l_1(\theta.\cos\alpha_0 + \sin\alpha_0) + b_2(\cos\alpha_0 - \theta.\sin\alpha_0)] \\
& + b_{x2}(-l_2.\dot{\theta}.\sin\alpha_0 + b_2.\dot{\theta}.\cos\alpha_0 + \dot{x}_s)' \cdot [-l_2(\theta.\cos\alpha_0 + \sin\alpha_0) + b_2(\cos\alpha_0 - \theta.\sin\alpha_0)] \\
& + C_{x2}x_2[-l_2(\theta.\cos\alpha_0 + \sin\alpha_0) + b_2(\cos\alpha_0 - \theta.\sin\alpha_0)] = em_0 r_0 \omega^2 \sin(\omega t)
\end{aligned} \right.$$

$$\Leftrightarrow \left\{ \begin{aligned}
& m\ddot{X} + b_{x1}[(l_1.\sin\alpha_0 + b_2.\cos\alpha_0)\dot{\theta} + \dot{x}_s] + C_{x1}[(l_1.\sin\alpha_0 + b_2.\cos\alpha_0)\theta + x_s] \\
& + b_{x2}[(-l_2.\sin\alpha_0 + b_2.\cos\alpha_0)\dot{\theta} + \dot{x}_s] + C_{x2}[(-l_2.\sin\alpha_0 + b_2.\cos\alpha_0)\theta + x_s] = m_0 r_0 \omega^2 \cdot \sin(\omega t) \\
& m\ddot{Y} + b_{y1}[\dot{y}_s - (l_1.\cos\alpha_0 - b_2.\sin\alpha_0)\dot{\theta}] + C_{y1}[y_s - (l_1.\cos\alpha_0 - b_2.\sin\alpha_0)\theta] \\
& + b_{y2}[\dot{y}_s + (b_2.\sin\alpha_0 + l_2.\cos\alpha_0)\dot{\theta}] + C_{y2}[y_s + (b_2.\sin\alpha_0 + l_2.\cos\alpha_0)\theta] = m_0 r_0 \omega^2 \cos(\omega t) \\
& J\ddot{\theta} - b_{y1}[(l_1.\sin\alpha_0 + b_2.\cos\alpha_0)\dot{\theta} + \dot{x}_s] \cdot [(l_1.\cos\alpha_0 - b_2.\sin\alpha_0) - (l_1.\sin\alpha_0 + b_2.\cos\alpha_0)\theta] \\
& - C_{y1} \cdot [y_s - (l_1.\cos\alpha_0 - b_2.\sin\alpha_0)\theta] \cdot [(l_1.\cos\alpha_0 - b_2.\sin\alpha_0) + (l_1.\sin\alpha_0 - b_2.\cos\alpha_0)\theta] \\
& + b_{y2}[\dot{y}_s + (b_2.\sin\alpha_0 + l_2.\cos\alpha_0)\dot{\theta}] \cdot [(b_2.\sin\alpha_0 + l_2.\cos\alpha_0) + (-l_2.\sin\alpha_0 + b_2.\cos\alpha_0)\theta] \\
& + C_{y2} \cdot [y_s + (b_2.\sin\alpha_0 + l_2.\cos\alpha_0)\theta] \cdot [(b_2.\sin\alpha_0 + l_2.\cos\alpha_0) + (-l_2.\sin\alpha_0 + b_2.\cos\alpha_0)\theta] \\
& + b_{x1}[(l_1.\sin\alpha_0 + b_2.\cos\alpha_0)\dot{\theta} + \dot{x}_s] \cdot [(l_1.\sin\alpha_0 + b_2.\cos\alpha_0) + (l_1.\cos\alpha_0 - b_2.\sin\alpha_0)\theta] \\
& + C_{x1}[(l_1.\sin\alpha_0 + b_2.\cos\alpha_0)\theta + x_s] \cdot [(l_1.\sin\alpha_0 + b_2.\cos\alpha_0) + (l_1.\cos\alpha_0 - b_2.\sin\alpha_0)\theta] \\
& + b_{x2}[(-l_2.\sin\alpha_0 + b_2.\cos\alpha_0)\dot{\theta} + \dot{x}_s] \cdot [(-l_2.\sin\alpha_0 + b_2.\cos\alpha_0) - (b_2.\sin\alpha_0 + l_2.\cos\alpha_0)\theta] \\
& + C_{x2}[(-l_2.\sin\alpha_0 + b_2.\cos\alpha_0)(\theta + x_s)] \cdot [(-l_2.\sin\alpha_0 + b_2.\cos\alpha_0) - \\
& - (b_2.\sin\alpha_0 + l_2.\cos\alpha_0)\theta] = em_0 r_0 \omega^2 \sin(\omega t)
\end{aligned} \right.$$

$$\Leftrightarrow \begin{cases} m\ddot{X} + b_{x1}[(l_1 \cdot \sin \alpha_0 + b_2 \cdot \cos \alpha_0)\dot{\theta} + \dot{x}_s] + C_{x1}[(l_1 \cdot \sin \alpha_0 + b_2 \cdot \cos \alpha_0)\theta + x_s] \\ + b_{x2}[(-l_2 \cdot \sin \alpha_0 + b_2 \cdot \cos \alpha_0)\dot{\theta} + \dot{x}_s] + C_{x2}[(-l_2 \cdot \sin \alpha_0 + b_2 \cdot \cos \alpha_0)\theta + x_s] = m_0 r_0 \omega^2 \cdot \sin(\omega t) \\ m\ddot{Y} + b_{y1}[\dot{y}_s - (l_1 \cdot \cos \alpha_0 - b_2 \cdot \sin \alpha_0)\dot{\theta}] + C_{y1}[y_s - (l_1 \cdot \cos \alpha_0 - b_2 \cdot \sin \alpha_0)\theta] \\ + b_{y2}[\dot{y}_s + (b_2 \cdot \sin \alpha_0 + l_2 \cdot \cos \alpha_0)\dot{\theta}] + C_{y2}[y_s + (b_2 \cdot \sin \alpha_0 + l_2 \cdot \cos \alpha_0)\theta] = m_0 r_0 \omega^2 \cos(\omega t) \\ J\ddot{\theta} - b_{y1}[\dot{y}_s - (l_1 \cdot \cos \alpha_0 - b_2 \cdot \sin \alpha_0)\dot{\theta}] \cdot [(l_1 \cdot \cos \alpha_0 - b_2 \cdot \sin \alpha_0) - (l_1 \cdot \sin \alpha_0 + b_2 \cdot \cos \alpha_0)\theta] \\ - C_{y1} \cdot [y_s - (l_1 \cdot \cos \alpha_0 - b_2 \cdot \sin \alpha_0)\theta] \cdot [(l_1 \cdot \cos \alpha_0 - b_2 \cdot \sin \alpha_0) + (l_1 \cdot \sin \alpha_0 - b_2 \cdot \cos \alpha_0)\theta] \\ + b_{y2}[\dot{y}_s + (b_2 \cdot \sin \alpha_0 + l_2 \cdot \cos \alpha_0)\dot{\theta}] \cdot [(b_2 \cdot \sin \alpha_0 + l_2 \cdot \cos \alpha_0) + (-l_2 \cdot \sin \alpha_0 + b_2 \cdot \cos \alpha_0)\theta] \\ + C_{y2} \cdot [y_s + (b_2 \cdot \sin \alpha_0 + l_2 \cdot \cos \alpha_0)\theta] \cdot [(b_2 \cdot \sin \alpha_0 + l_2 \cdot \cos \alpha_0) + (-l_2 \cdot \sin \alpha_0 + b_2 \cdot \cos \alpha_0)\theta] \\ + b_{x1}[(l_1 \cdot \sin \alpha_0 + b_2 \cdot \cos \alpha_0)\dot{\theta} + \dot{x}_s] \cdot [(l_1 \cdot \sin \alpha_0 + b_2 \cdot \cos \alpha_0) + (l_1 \cdot \cos \alpha_0 - b_2 \cdot \sin \alpha_0)\theta] \\ + C_{x1}[(l_1 \cdot \sin \alpha_0 + b_2 \cdot \cos \alpha_0)\theta + x_s] \cdot [(l_1 \cdot \sin \alpha_0 + b_2 \cdot \cos \alpha_0) + (l_1 \cdot \cos \alpha_0 - b_2 \cdot \sin \alpha_0)\theta] \\ + b_{x2}[(-l_2 \cdot \sin \alpha_0 + b_2 \cdot \cos \alpha_0)\dot{\theta} + \dot{x}_s] \cdot [(-l_2 \cdot \sin \alpha_0 + b_2 \cdot \cos \alpha_0) - (b_2 \cdot \sin \alpha_0 + l_2 \cdot \cos \alpha_0)\theta] \\ + C_{x2}[(-l_2 \cdot \sin \alpha_0 + b_2 \cdot \cos \alpha_0)(\theta + x_s)] \cdot [(-l_2 \cdot \sin \alpha_0 + b_2 \cdot \cos \alpha_0) - (b_2 \cdot \sin \alpha_0 + \\ + l_2 \cdot \cos \alpha_0)\theta] = em_0 r_0 \omega^2 \sin(\omega t) \end{cases}$$

$$\text{Đặt: } \begin{cases} q_1 = l_1 \cdot \sin \alpha_0 + b_2 \cdot \cos \alpha_0; \\ q_2 = -l_2 \cdot \sin \alpha_0 + b_2 \cdot \cos \alpha_0; \\ q_3 = l_1 \cdot \cos \alpha_0 - b_2 \cdot \sin \alpha_0; \\ q_4 = l_2 \cdot \cos \alpha_0 + b_2 \cdot \sin \alpha_0; \end{cases}$$

$$\text{Ta có: } \begin{cases} C_{x1} = C_{x2} = C_{xs}; & C_{y1} = C_{y2} = C_{ys}; \\ b_{x1} = b_{x2} = b_{xs}; & b_{y1} = b_{y2} = b_{ys}; \end{cases}$$

Thay vào hệ phương trình trên ta được:

$$\Leftrightarrow \begin{cases} m\ddot{X} + b_{xs}(q_1 \cdot \dot{\theta} + \dot{x}_s) + C_{xs}(q_1 \cdot \theta + x_s) + b_{xs}(q_2 \cdot \dot{\theta} + \dot{x}_s) + C_{xs}(q_2 \cdot \theta + x_s) = m_0 r_0 \omega^2 \cdot \sin(\omega t) \\ m\ddot{Y} + b_{ys}(\dot{y}_s - q_3 \cdot \dot{\theta}) + C_{ys}(y_s - q_3 \cdot \theta) + b_{ys}(\dot{y}_s + q_4 \cdot \dot{\theta}) + C_{ys}(y_s + q_4 \cdot \theta) = m_0 r_0 \omega^2 \cos(\omega t) \\ J\ddot{\theta} - b_{ys}(\dot{y}_s + q_3 \cdot \dot{\theta}) \cdot (q_3 - q_1 \cdot \theta) - C_{ys} \cdot (y_s - q_3 \cdot \theta) \cdot (q_3 + q_1 \cdot \theta) + b_{ys}(\dot{y}_s + q_4 \cdot \dot{\theta}) \cdot (q_4 + q_2 \cdot \theta) \\ + C_{ys} \cdot (y_s + q_4 \cdot \theta) \cdot (q_4 + q_2 \cdot \theta) + b_{xs}(q_1 \cdot \dot{\theta} + \dot{x}_s) \cdot (q_1 + q_3 \cdot \theta) + C_{xs}(q_1 \cdot \theta + x_s) \cdot (q_1 + q_3 \cdot \theta) \\ + b_{xs}(q_2 \cdot \dot{\theta} + \dot{x}_s) \cdot (q_2 - q_4 \cdot \theta) + C_{xs}(q_2 \cdot \theta + x_s) \cdot (q_2 - q_4 \cdot \theta) = em_0 r_0 \omega^2 \sin(\omega t) \end{cases}$$

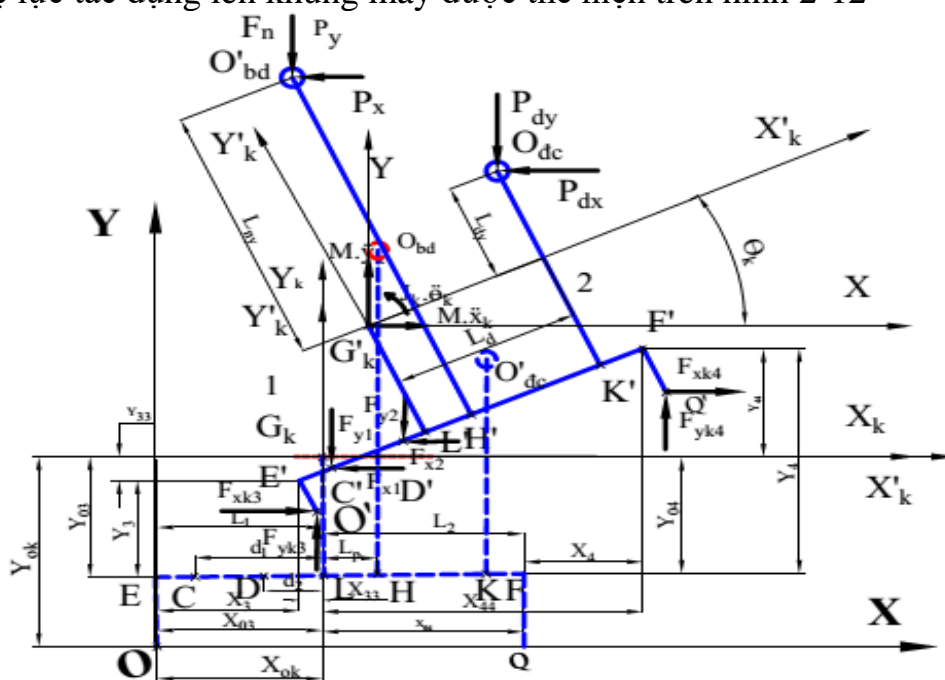
$$\Leftrightarrow \begin{cases} m\ddot{X} + 2C_{xs} \cdot \dot{x}_s + 2b_{xs} \cdot \dot{x}_s + C_{xs}(q_1 + q_2) \cdot \theta + b_{xs}(q_1 + q_2) \cdot \dot{\theta} = m_0 r_0 \omega^2 \cdot \sin(\omega t) \\ m\ddot{Y} + 2C_{ys} \cdot \dot{y}_s + 2b_{ys} \cdot \dot{y}_s + C_{ys}(-q_3 + q_4) \cdot \theta + b_{ys}(-q_3 + q_4) \cdot \dot{\theta} = m_0 r_0 \omega^2 \cos(\omega t) \\ J\ddot{\theta} + b_{ys} q_1 \theta \dot{y}_s + b_{ys} q_1 q_3 \dot{\theta} \cdot \theta - b_{ys} q_3 \dot{y}_s - b_{ys} q_3^2 \dot{\theta} - C_{ys} y_s q_3 - C_{ys} y_s q_1 \theta + C_{ys} q_3^2 \theta + C_{ys} q_3 q_1 \theta^2 \\ + b_{ys} \dot{y}_s q_4 + b_{ys} q_2 \theta \dot{y}_s + b_{ys} q_2^2 \dot{\theta} + b_{ys} q_4 \theta q_2 \theta + C_{ys} y_s q_4 + C_{ys} \cdot y_s q_2 \theta + C_{ys} q_4^2 \theta + C_{ys} q_4 q_2 \theta^2 \\ + b_{xs} q_1^2 \dot{\theta} + b_{xs} q_1 q_3 \theta \dot{\theta} + b_{xs} q_1 \dot{x}_s + b_{xs} q_3 \theta \dot{x}_s + C_{xs} q_1^2 \theta + C_{xs} q_1 q_3 \theta^2 + C_{xs} q_1 x_s + C_{xs} q_3 \theta x_s \\ + b_{xs} q_2^2 \dot{\theta} - b_{xs} q_2 \theta q_4 \theta + b_{xs} q_2 \dot{x}_s - b_{xs} q_4 \theta \dot{x}_s + C_{xs} q_2^2 \theta - C_{xs} q_2 q_4 \theta^2 + C_{xs} q_2 x_s - C_{xs} q_4 \theta x_s = em_0 r_0 \omega^2 \sin(\omega t) \end{cases}$$

$$\Leftrightarrow \begin{cases} m\ddot{X} + 2C_{xs} \cdot \dot{x}_s + 2b_{xs} \cdot \dot{x}_s + C_{xs}(q_1 + q_2) \cdot \theta + b_{xs}(q_1 + q_2) \cdot \dot{\theta} = m_0 r_0 \omega^2 \cdot \sin(\omega t) \\ m\ddot{Y} + 2C_{ys} \cdot \dot{y}_s + 2b_{ys} \cdot \dot{y}_s - C_{ys}(q_3 - q_4) \cdot \theta - b_{ys}(q_3 - q_4) \cdot \dot{\theta} = m_0 r_0 \omega^2 \cos(\omega t) \\ J\ddot{\theta} + [C_{ys}(q_3 q_1 + q_4 q_2) + C_{xs}(q_3 q_1 - q_4 q_2)] \theta^2 + \{C_{xs}(q_1^2 + q_2^2 + q_3^2 + q_4^2) \\ - C_{ys}(q_1 - q_2) y_s + C_{xs}(q_3 - q_4) x_s + b_{ys}(q_1 + q_2) \dot{y}_s + b_{xs}(q_3 - q_4) \dot{x}_s \\ + [b_{ys}(q_1 q_3 + q_2 q_4) + b_{xs}(q_1 q_3 - q_2 q_4)] \dot{\theta}\} \cdot \theta + (b_{xs} q_1^2 + b_{xs} q_2^2 - b_{ys} q_3^2 + b_{ys} q_4^2) \dot{\theta} \\ + C_{xs}(q_1 + q_2) x_s + b_{xs}(q_1 + q_2) \dot{x}_s - C_{ys}(q_3 - q_4) y_s - b_{ys}(q_3 - q_4) \dot{y}_s = em_0 r_0 \omega^2 \sin(\omega t) \end{cases} \quad (2.29)$$

* **Viết hệ phương trình vi phân với phần khung**

$$\text{Đặt } \begin{cases} F_{xk3} = b_{x3} \dot{x}_3 + C_{x3} x_3 \\ F_{xk4} = b_{x4} \dot{x}_4 + C_{x4} x_4 \\ F_{yk3} = b_{y3} \dot{y}_3 + C_{y3} y_3 \\ F_{yk4} = b_{y4} \dot{y}_4 + C_{y4} y_4 \end{cases}$$

Hệ lực tác dụng lên khung máy được thể hiện trên hình 2-12



Hình 2-12. Sơ đồ các lực tác dụng và chuyển vị của khung máy

Từ hệ lực tác dụng lên khung có hệ phương trình vi phân chuyển động của máy khung là:

$$\left\{ \begin{aligned} & M\ddot{X}_{ck} - b_{x1}\dot{x}_1 - C_{x1}x_1 - b_{x2}\dot{x}_2 - C_{x2}x_2 + b_{x3}\dot{x}_3 + C_{x3}x_3 + b_{x4}\dot{x}_4 + C_{x4}x_4 - \\ & - P_x \sin(\omega_{bd} t) - P_{dx} \sin(\omega_{dc} t) = 0 \\ & M\ddot{Y}_{ck} - b_{y1}\dot{y}_1 - C_{y1}y_1 - b_{y2}\dot{y}_2 - C_{y2}y_2 + b_{y3}\dot{y}_3 + C_{y3}y_3 + b_{y4}\dot{y}_4 + C_{y4}y_4 - \\ & - P_y \cos(\omega_{bd} t) - P_{dy} \cos(\omega_{dc} t) - F_n = 0 \\ & J_k \ddot{\theta}_k + b_{y1}\dot{y}_1(d_1 \cos \theta_k - L_c \sin \theta_k) + C_{y1}y_1(d_1 \cos \theta_k - L_c \sin \theta_k) + \\ & + b_{y2}\dot{y}_2(d_2 \cos \theta_k - L_c \sin \theta_k) + C_{y2}y_2(d_2 \cos \theta_k - L_c \sin \theta_k) \\ & - b_{y3}\dot{y}_3(L_1 \cos \theta_k - L_c \sin \theta_k) - C_{y3}y_3(L_1 \cos \theta_k - L_c \sin \theta_k) + \\ & + b_{y4}\dot{y}_4(L_2 \cos \theta_k + L_c \sin \theta_k) + C_{y4}y_4(L_2 \cos \theta_k + L_c \sin \theta_k) \\ & - b_{x1}\dot{x}_1(d_1 \sin \theta_k + L_c \cos \theta_k) - C_{x1}x_1(d_1 \sin \theta_k + L_c \cos \theta_k) \\ & - b_{x2}\dot{x}_2(d_2 \sin \theta_k + L_c \cos \theta_k) - C_{x2}x_2(d_2 \sin \theta_k + L_c \cos \theta_k) \\ & + b_{x3}\dot{x}_3(L_1 \sin \theta_k + L_c \cos \theta_k) + C_{x3}x_3(L_1 \sin \theta_k + L_c \cos \theta_k) \\ & + b_{x4}\dot{x}_4(L_2 \sin \theta_k + L_c \cos \theta_k) + C_{x4}x_4(L_2 \sin \theta_k + L_c \cos \theta_k) - F_n d_p = 0 \end{aligned} \right. \quad (2.30)$$

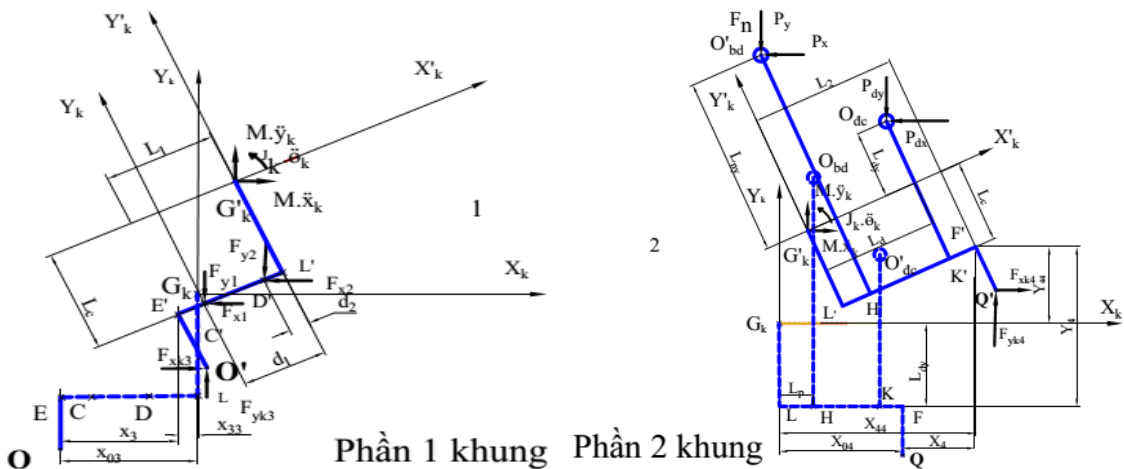
Với : $X_{ck} = X_{ok} + x_k$, $Y_{ck} = Y_{ok} + y_k$,

Tương tự phân tích máy sàng, ta tính lực tác dụng lên khung máy

Dựa vào hình 2-12 và hình 2-13 có:

- Theo phương x :

Vị trí ban đầu: $x_{03} = L_1$,



Hình 2-13. Sơ đồ xác định lực và cánh tay đòn của lực trên khung máy

+ Vị trí đang xét: $x_{33} = -L_1 \cdot \cos \theta_k + L_c \cdot \sin \theta_k + x_k$

$\Rightarrow x_3 = x_{33} - x_{03} = -L_1 \cdot (\cos \theta_k - 1) + L_c \cdot \sin \theta_k + x_k;$

Do góc θ rất nhỏ nên $\cos \theta_k \approx 1$; $\sin \theta_k \approx \theta_k$ nên có:

$$x_3 = L_c \cdot \theta_k + x_k;$$

Tương tự có: $x_4 = x_{44} - x_{04} = L_2 \cdot (\cos \theta_k - 1) + L_c \cdot \sin \theta_k + x_k = L_c \cdot \theta_k + x_k;$

- Theo phương y:

+ Vị trí ban đầu: $y_{03} = y_{04} - L_c,$

+ Vị trí đang xét:

$$y_{33} = -L_1 \cdot \sin \theta_k - L_c \cdot \cos \theta_k + y_k = -L_1 \cdot \theta_k - L_c + y_k;$$

$$Y_{44} = L_2 \cdot \sin \theta_k - L_c \cdot \cos \theta_k + y_k = L_2 \cdot \theta_k - L_c + y_k;$$

$$y_3 = y_{33} - y_{03} = -L_1 \cdot \theta_k + y_k;$$

$$y_4 = y_{44} - y_{04} = L_2 \cdot \theta_k + y_k;$$

Và có: $C_{x3} = C_{x4} = C_{xk}; C_{y3} = C_{y4} = C_{yk};$

$$b_{x3} = b_{x4} = b_{xk}; b_{y3} = b_{y4} = b_{yk};$$

Thay các giá trị trên vào (2.30) ta được:

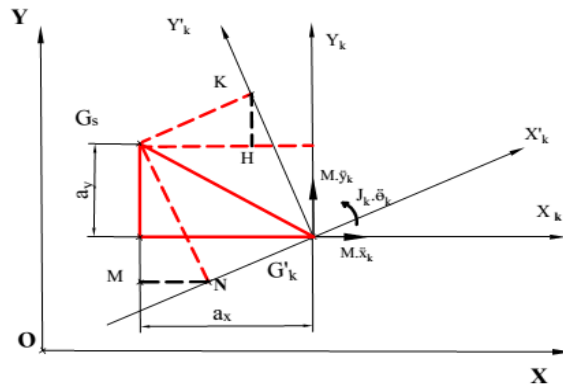
$$\left\{ \begin{array}{l} M\ddot{X}_{ck} - 2C_{xs} \cdot \dot{x}_s - 2b_{xs} \cdot \dot{x}_s - C_{xs} (q_1 + q_2) \cdot \dot{\theta} - b_{xs} (q_1 + q_2) \cdot \dot{\theta} \\ + b_{xk} (L_c \cdot \theta_k + x_k)' + C_{x3} \cdot (L_c \cdot \theta_k + x_k) + b_{xk} (L_c \cdot \theta_k + x_k)' + C_{x4} \cdot (L_c \cdot \theta_k + x_k) - \\ - P_x \sin(\omega_{bd} t) - P_{dx} \sin(\omega_{dc} t) = 0 \\ M\ddot{Y}_{ck} - 2C_{ys} \cdot \dot{y}_s - 2b_{ys} \cdot \dot{y}_s + C_{ys} (q_3 - q_4) \cdot \dot{\theta} + b_{ys} (q_3 - q_4) \cdot \dot{\theta} \\ + b_{yk} (-L_1 \cdot \theta_k + y_k)' + C_{yk} (-L_1 \cdot \theta_k + y_k) + b_{yk} (L_2 \cdot \theta_k + y_k)' + C_{yk} (L_2 \cdot \theta_k + y_k) - \\ - P_y \cos(\omega_{bd} t) - P_{dy} \cos(\omega_{dc} t) - F_n = 0 \\ J_k \ddot{\theta}_k + b_{ys} (\dot{y}_s + q_3 \cdot \dot{\theta}) \cdot (d_1 - L_c \cdot \theta_k) + C_{ys} (y_s - q_3 \theta) \cdot (d_1 - L_c \cdot \theta_k) \\ + b_{ys} (\dot{y}_s + q_4 \cdot \dot{\theta}) \cdot (d_2 - L_c \cdot \theta_k) + C_{ys} (y_s + q_4 \theta) \cdot (d_2 - L_c \cdot \theta_k) \\ - b_{yk} (-L_1 \cdot \theta_k + y_k)' \cdot (L_1 - L_c \cdot \theta_k) - C_{yk} (-L_1 \cdot \theta_k + y_k) \cdot (L_1 - L_c \cdot \theta_k) \\ + b_{yk} (L_2 \cdot \theta_k + y_k)' \cdot (L_2 + L_c \cdot \theta_k) + C_{yk} (L_2 \cdot \theta_k + y_k) \cdot (L_2 + L_c \cdot \theta_k) \\ - b_{xs} (q_1 \dot{\theta} + \dot{x}_s) \cdot (d_1 \cdot \theta_k + L_c) - C_{xs} (q_1 \theta + x_s) \cdot (d_1 \cdot \theta_k + L_c) \\ - b_{xs} (q_2 \dot{\theta} + \dot{x}_s) \cdot (d_2 \cdot \theta_k + L_c) - C_{xs} (q_2 \theta + x_s) \cdot (d_2 \cdot \theta_k + L_c) \\ + b_{xk} (L_c \cdot \theta_k + x_k)' \cdot (L_1 \cdot \theta_k + L_c) + C_{xk} (L_c \cdot \theta_k + x_k) \cdot (L_1 \cdot \theta_k + L_c) \\ + b_{xk} (L_c \cdot \theta_k + x_k)' \cdot (L_2 \cdot \theta_k + L_c) + C_{xk} (L_c \cdot \theta_k + x_k) \cdot (L_2 \cdot \theta_k + L_c) - F_n d_p = 0 \end{array} \right.$$

$$\begin{aligned}
& M\ddot{X}_{ck} - 2C_{xs} \cdot \dot{x}_s - 2b_{xs} \cdot \dot{x}_s - C_{xs}(q_1 + q_2) \cdot \theta - b_{xs}(q_1 + q_2) \cdot \dot{\theta} \\
& + b_{xk}(L_c \cdot \dot{\theta}_k + \dot{x}_k) + C_{xk} \cdot (L_c \cdot \theta_k + x_k) + b_{xk}(L_c \cdot \dot{\theta}_k + \dot{x}_k) + C_{xk} \cdot (L_c \cdot \theta_k + x_k) - \\
& - P_x \sin(\omega_{bd} t) - P_{dx} \sin(\omega_{dc} t) = 0 \\
& M\ddot{Y}_{ck} - 2C_{ys} \cdot \dot{y}_s - 2b_{ys} \cdot \dot{y}_s + C_{ys}(q_3 - q_4) \cdot \theta + b_{ys}(q_3 - q_4) \cdot \dot{\theta} \\
& + b_{yk}(-L_1 \cdot \dot{\theta}_k + \dot{y}_k) + C_{yk}(-L_1 \cdot \theta_k + y_k) + b_{yk}(L_2 \cdot \dot{\theta}_k + \dot{y}_k) + C_{yk}(L_2 \cdot \theta_k + y_k) - \\
& - P_y \cos(\omega_{bd} t) - P_{dy} \cos(\omega_{dc} t) - F_n = 0 \\
& J_k \ddot{\theta}_k + b_{ys}(\dot{y}_s + q_3 \cdot \dot{\theta}) \cdot (d_1 - L_c \cdot \theta_k) + C_{ys}(y_s - q_3 \theta) \cdot (d_1 - L_c \cdot \theta_k) \\
& + b_{ys}(\dot{y}_s + q_4 \cdot \dot{\theta}) \cdot (d_2 - L_c \cdot \theta_k) + C_{ys}(y_s + q_4 \theta) \cdot (d_2 - L_c \cdot \theta_k) \\
& - b_{yk}(-L_1 \cdot \dot{\theta}_k + \dot{y}_k) \cdot (L_1 - L_c \cdot \theta_k) - C_{yk}(-L_1 \cdot \theta_k + y_k) \cdot (L_1 - L_c \cdot \theta_k) \\
& + b_{yk}(L_2 \cdot \dot{\theta}_k + \dot{y}_k) \cdot (L_2 + L_c \cdot \theta_k) + C_{yk}(L_2 \cdot \theta_k + y_k) \cdot (L_2 + L_c \cdot \theta_k) \\
& - b_{xs}(q_1 \dot{\theta} + \dot{x}_s) \cdot (d_1 \cdot \theta_k + L_c) - C_{xs}(q_1 \theta + x_s) \cdot (d_1 \cdot \theta_k + L_c) \\
& - b_{xs}(q_2 \dot{\theta} + \dot{x}_s) \cdot (d_2 \cdot \theta_k + L_c) - C_{xs}(q_2 \theta + x_s) \cdot (d_2 \cdot \theta_k + L_c) \\
& + b_{xk}(L_c \cdot \dot{\theta}_k + \dot{x}_k) \cdot (L_1 \cdot \theta_k + L_c) + C_{xk}(L_c \cdot \theta_k + x_k) \cdot (L_1 \cdot \theta_k + L_c) \\
& + b_{xk}(L_c \cdot \dot{\theta}_k + \dot{x}_k) \cdot (L_2 \cdot \theta_k + L_c) + C_{xk}(L_c \cdot \theta_k + x_k) \cdot (L_2 \cdot \theta_k + L_c) - F_n d_p = 0
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& M\ddot{X}_{ck} + 2C_{xk} \cdot \dot{x}_k + 2b_{xk} \cdot \dot{x}_k + 2C_{xk} L_c \cdot \theta_k + 2b_{xk} L_c \cdot \dot{\theta}_k - \\
& - 2C_{xs} \cdot \dot{x}_s - 2b_{xs} \cdot \dot{x}_s - C_{xs}(q_1 + q_2) \cdot \theta - b_{xs}(q_1 + q_2) \cdot \dot{\theta} - \\
& - P_x \sin(\omega_{bd} t) - P_{dx} \sin(\omega_{dc} t) = 0 \\
& M\ddot{Y}_{ck} + 2C_{yk} \cdot \dot{y}_k + 2b_{yk} \cdot \dot{y}_k + C_{yk}(L_2 - L_1) \cdot \theta_k + \\
& + b_{yk}(L_2 - L_1) \cdot \dot{\theta}_k - 2C_{ys} \cdot \dot{y}_s - 2b_{ys} \cdot \dot{y}_s + \\
& + C_{ys}(q_3 - q_4) \cdot \theta + b_{ys}(q_3 - q_4) \cdot \dot{\theta} - \\
& - P_y \cos(\omega_{bd} t) - P_{dy} \cos(\omega_{dc} t) - F_n = 0 \\
& J_k \ddot{\theta}_k + b_{ys} \dot{y}_s d_1 - b_{ys} \dot{y}_s L_c \cdot \theta_k + b_{ys} q_3 \cdot \dot{\theta} d_1 - b_{ys} q_3 \cdot \dot{\theta} L_c \cdot \theta_k + \\
& + C_{ys} y_s d_1 - C_{ys} y_s L_c \cdot \theta_k - C_{ys} q_3 \theta d_1 + C_{ys} q_3 \theta L_c \cdot \theta_k + b_{ys} \dot{y}_s d_2 \\
& - b_{ys} \dot{y}_s L_c \cdot \theta_k + b_{ys} q_4 \cdot \dot{\theta} d_2 - b_{ys} q_4 \cdot \dot{\theta} L_c \cdot \theta_k + C_{ys} y_s d_2 - \\
& - C_{ys} y_s L_c \cdot \theta_k + C_{ys} q_4 \theta d_2 - C_{ys} q_4 \theta L_c \cdot \theta_k + b_{yk} L_1^2 \cdot \dot{\theta}_k - \\
& - b_{yk} L_1 \cdot \dot{\theta}_k L_c \cdot \theta_k - b_{yk} \dot{y}_k L_1 + b_{yk} \dot{y}_k L_c \cdot \theta_k + C_{yk} L_1^2 \theta_k - \\
& - C_{yk} L_1 L_c \cdot \theta_k^2 - C_{yk} L_1 y_k + C_{yk} L_c \cdot \theta_k y_k + b_{yk} L_2^2 \cdot \dot{\theta}_k + \\
& + b_{yk} L_2 \cdot \dot{\theta}_k L_c \cdot \theta_k + b_{yk} \dot{y}_k L_2 + b_{yk} \dot{y}_k L_c \cdot \theta_k + C_{yk} L_2^2 \cdot \theta_k + \\
& + C_{yk} L_2 L_c \cdot \theta_k^2 + C_{yk} y_k L_c \cdot \theta_k + C_{yk} L_2 y_k - b_{xs} q_1 \dot{\theta} d_1 \cdot \theta_k - \\
& - b_{xs} q_1 \dot{\theta} L_c - b_{xs} \dot{x}_s d_1 \cdot \theta_k - b_{xs} \dot{x}_s L_c - C_{xs} q_1 \theta d_1 \cdot \theta_k - \\
& - C_{xs} q_1 \theta L_c - C_{xs} x_s d_1 \cdot \theta_k - C_{xs} x_s L_c - b_{xs} q_2 \dot{\theta} d_2 \cdot \theta_k - \\
& - b_{xs} q_2 \dot{\theta} L_c - b_{xs} \dot{x}_s d_2 \cdot \theta_k - b_{xs} \dot{x}_s L_c - C_{xs} q_2 \theta d_2 \cdot \theta_k - \\
& - C_{xs} q_2 \theta L_c - C_{xs} x_s d_2 \cdot \theta_k - C_{xs} x_s L_c + b_{xk} L_c \cdot \dot{\theta}_k L_1 \cdot \theta_k + \\
& + b_{xk} L_c^2 \cdot \dot{\theta}_k + b_{xk} \dot{x}_k L_1 \cdot \theta_k + b_{xk} \dot{x}_k L_c + C_{xk} L_c L_1 \theta_k^2 + \\
& + C_{xk} L_c \cdot \theta_k + C_{xk} x_k L_1 \cdot \theta_k + C_{xk} x_k L_c + b_{xk} L_c \cdot \dot{\theta}_k L_2 \cdot \theta_k + \\
& + b_{xk} L_c^2 \cdot \dot{\theta}_k + b_{xk} \dot{x}_k L_2 \cdot \theta_k + b_{xk} \dot{x}_k L_c + C_{xk} L_c L_2 \theta_k^2 + \\
& + C_{xk} L_c^2 \cdot \theta_k + C_{xk} x_k L_2 \cdot \theta_k + C_{xk} x_k L_c - F_n d_p = 0
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& M\ddot{X}_{ck} + 2C_{xk} \cdot x_k + 2b_{xk} \cdot \dot{x}_k + 2C_{xk} L_c \cdot \theta_k + 2b_{xk} L_c \cdot \dot{\theta}_k \\
& - 2C_{xs} \cdot x_s - 2b_{xs} \cdot \dot{x}_s - C_{xs} (q_1 + q_2) \cdot \theta - b_{xs} (q_1 + q_2) \cdot \dot{\theta} - \\
& - P_x \sin(\omega_{bd} t) - P_{dx} \sin(\omega_{dc} t) = 0 \\
& M\ddot{Y}_{ck} + 2C_{yk} \cdot y_k + 2b_{yk} \cdot \dot{y}_k + C_{yk} (L_2 - L_1) \cdot \theta_k + b_{yk} (L_2 - L_1) \cdot \dot{\theta}_k \\
& - 2C_{ys} \cdot y_s - 2b_{ys} \cdot \dot{y}_s + C_{ys} (q_3 - q_4) \cdot \theta + b_{ys} (q_3 - q_4) \cdot \dot{\theta} - \\
& - P_y \cos(\omega_{bd} t) - P_{dy} \cos(\omega_{dc} t) - F_n = 0 \\
& J_k \ddot{\theta}_k + [C_{xk} (L_c L_2 + L_c L_1) - C_{yk} (L_1 L_c - L_2 L_c)] \cdot \theta_k^2 + \\
& + \{C_{xk} (L_1 + L_2) \cdot x_k + 2C_{yk} L_c \cdot y_k + b_{xk} (L_1 + L_2) \cdot \dot{x}_k + 2b_{yk} L_c \cdot \dot{y}_k - \\
& - C_{xs} (d_1 + d_2) \cdot x_s - 2C_{ys} L_c \cdot y_s - b_{xs} (d_1 + d_2) \cdot \dot{x}_s - 2b_{ys} L_c \cdot \dot{y}_s - \\
& - [C_{xs} (q_1 d_1 + q_2 d_2) - C_{ys} L_c (q_3 - q_4)] \cdot \theta + [b_{xk} L_c (L_1 + L_2) - \\
& - b_{yk} L_c (L_1 - L_2)] \cdot \dot{\theta}_k - [b_{xs} (q_1 d_1 + q_2 d_2) + b_{ys} L_c q_3 + q_4] \cdot \dot{\theta} + \\
& + 2C_{xk} L_c^2 + C_{yk} (L_1^2 + L_2^2) \} \cdot \theta_k + 2C_{xk} L_c \cdot x_k - C_{yk} (L_1 - L_2) \cdot y_k + \\
& + 2b_{xk} L_c \cdot \dot{x}_k - b_{yk} (L_1 - L_2) \cdot \dot{y}_k + [b_{yk} (L_1^2 + L_2^2) + 2b_{xk} L_c^2] \cdot \dot{\theta}_k \quad (2.31) \\
& - 2C_{xs} L_c \cdot x_s + C_{ys} (d_1 + d_2) \cdot y_s - 2b_{xs} L_c \cdot \dot{x}_s + b_{ys} (d_1 + d_2) \cdot \dot{y}_s - \\
& - [C_{xs} L_c (q_1 + q_2) + C_{ys} (q_3 d_1 - q_4 d_2)] \cdot \theta \\
& + [b_{ys} (q_3 d_1 + q_4 d_2) - b_{xs} L_c (q_1 + q_2)] \cdot \dot{\theta} - F_n d_p = 0
\end{aligned}$$

Từ hình 2-9, giữ nguyên các hệ tọa độ, thiết lập sơ đồ xác định cánh tay đòn giữa trọng tâm máy sàng và trọng tâm khung (hình 2-14) từ đó thiết lập mối liên kết hình học vị trí các tọa độ trọng tâm so với góc tọa độ định OXY.



Hình 2-14. Sơ đồ xác định cánh tay đòn vị trí trọng tâm máy sàng so với trọng tâm khung máy

$$\text{Từ hình 2-14 có : } \begin{cases} X_{ck} = X_{ok} + x_k \\ Y_{ck} = Y_{ok} + y_k \\ X = X_{os} + x_k + x_s + MN = X_{os} + x_k + x_s + a_y \cdot \theta_k \\ Y = Y_{os} + y_k + y_s + KH = Y_{os} + y_k + y_s + a_x \cdot \theta_k \end{cases}$$

*** Hệ hệ phương trình vi phân chuyển động của máy sàng rung vô hướng trên tổ hợp nghiên sàng di động**

Hệ phương trình vi phân chuyển động của máy sàng rung vô hướng trên tổ hợp nghiên sàng di động là kết hợp hai hệ phương trình vi phân (2.29) và (2.31) ta được hệ phương trình như sau

$$\begin{cases}
 \bullet m\ddot{X} + 2C_{xs}x_s + 2b_{xs}\dot{x}_s + C_{xs}(q_1 + q_2)\theta + b_{xs}(q_1 + q_2)\dot{\theta} = m_0r_0\omega^2 \sin(\omega t) \\
 \bullet m\ddot{Y} + 2C_{ys}y_s + 2b_{ys}\dot{y}_s - C_{ys}(q_3 - q_4)\theta - b_{ys}(q_3 - q_4)\dot{\theta} = m_0r_0\omega^2 \cos(\omega t) \\
 \bullet J\ddot{\theta} + [C_{ys}(q_3q_1 + q_4q_2) + C_{xs}(q_3q_1 - q_4q_2)]\theta^2 + \{C_{xs}(q_1^2 + q_2^2 + q_3^2 + q_4^2) \\
 - C_{ys}(q_1 - q_2)y_s + C_{xs}(q_3 - q_4)x_s + b_{ys}(q_1 + q_2)\dot{y}_s + b_{xs}(q_3 - q_4)\dot{x}_s \\
 + [b_{ys}(q_1q_3 + q_2q_4) + b_{xs}(q_1q_3 - q_2q_4)]\dot{\theta}\}\dot{\theta} + (b_{xs}q_1^2 + b_{xs}q_2^2 - b_{ys}q_3^2 + b_{ys}q_4^2)\dot{\theta} \\
 + C_{xs}(q_1 + q_2)x_s + b_{xs}(q_1 + q_2)\dot{x}_s - C_{ys}(q_3 - q_4)y_s - b_{ys}(q_3 - q_4)\dot{y}_s = em_0r_0\omega^2 \sin(\omega t) \\
 \bullet M\ddot{X}_{ck} + 2C_{xk}x_k + 2b_{xk}\dot{x}_k + 2C_{xk}L_c\theta_k + 2b_{xk}L_c\dot{\theta}_k \\
 - 2C_{xs}x_s - 2b_{xs}\dot{x}_s - C_{xs}(q_1 + q_2)\theta - b_{xs}(q_1 + q_2)\dot{\theta} - \\
 - P_x \sin(\omega_{bd} t) - P_{dx} \sin(\omega_{dc} t) = 0 \\
 \bullet M\ddot{Y}_{ck} + 2C_{yk}y_k + 2b_{yk}\dot{y}_k + C_{yk}(L_2 - L_1)\theta_k + b_{yk}(L_2 - L_1)\dot{\theta}_k \\
 - 2C_{ys}y_s - 2b_{ys}\dot{y}_s + C_{ys}(q_3 - q_4)\theta + b_{ys}(q_3 - q_4)\dot{\theta} - \\
 - P_y \cos(\omega_{bd} t) - P_{dy} \cos(\omega_{dc} t) - \frac{P_n}{2} [\sin(\omega_{bd} t) + |\sin(\omega_{bd} t)|] = 0 \\
 \bullet J_k\ddot{\theta}_k + [C_{xk}(L_cL_2 + L_cL_1) - C_{yk}(L_1L_c - L_2L_c)]\theta_k^2 + \{C_{xk}(L_1 + L_2)x_k + 2C_{yk}L_cy_k \\
 + b_{xk}(L_1 + L_2)\dot{x}_k + 2b_{yk}L_c\dot{y}_k - C_{xs}(d_1 + d_2)x_s - 2C_{ys}L_cy_s - b_{xs}(d_1 + d_2)\dot{x}_s - 2b_{ys}L_c\dot{y}_s \\
 - [C_{xs}(q_1d_1 + q_2d_2) - C_{ys}L_c(q_3 - q_4)]\theta + [b_{xk}L_c(L_1 + L_2) - b_{yk}L_c(L_1 - L_2)]\dot{\theta}_k \\
 - [b_{xs}(q_1d_1 + q_2d_2) + b_{ys}L_c(q_3 + q_4)]\dot{\theta} + 2C_{xk}L_c^2 + C_{yk}(L_1^2 + L_2^2)\}\dot{\theta}_k \\
 + 2C_{xk}L_cx_k - C_{yk}(L_1 - L_2)y_k + 2b_{xk}L_c\dot{x}_k - b_{yk}(L_1 - L_2)\dot{y}_k + [b_{yk}(L_1^2 + L_2^2) + 2b_{xk}L_c^2]\dot{\theta}_k \\
 - 2C_{xs}L_cx_s + C_{ys}(d_1 + d_2)y_s - 2b_{xs}L_c\dot{x}_s + b_{ys}(d_1 + d_2)\dot{y}_s \\
 - [C_{xs}L_c(q_1 + q_2) + C_{ys}(q_3d_1 - q_4d_2)]\theta + [b_{ys}(q_3d_1 + q_4d_2) - b_{xs}L_c(q_1 + q_2)]\dot{\theta} \\
 - \frac{P_n}{2} [\sin(\omega_{bd} t) + |\sin(\omega_{bd} t)|] d_p = 0;
 \end{cases} \quad (2.32)$$

Đặt:

$$\begin{aligned}
u_1 &= 2C_{xs}; u_2 = 2b_{xs}; u_3 = C_{xs}(q_1 + q_2); u_4 = b_{xs}(q_1 + q_2); u_5 = m_o r_o \omega^2; \\
u_6 &= 2C_{ys}; u_7 = 2b_{ys}; u_8 = -C_{ys}(q_3 - q_4); u_9 = -b_{ys}(q_3 - q_4); \\
u_{10} &= C_{ys}(q_1 q_3 + q_2 q_4) + C_{xs}(q_1 q_3 - q_2 q_4); u_{11} = C_{xs}(q_1^2 + q_2^2 + q_3^2 + q_4^2); \\
u_{12} &= -C_{ys}(q_1 - q_2); u_{13} = C_{xs}(q_3 - q_4); u_{14} = b_{ys}(q_1 + q_2); u_{15} = b_{xs}(q_3 - q_4); \\
u_{16} &= b_{ys}(q_1 q_3 + q_2 q_4) + b_{xs}(q_1 q_3 - q_2 q_4); u_{17} = b_{xs} q_1^2 + b_{xs} q_2^2 - b_{ys} q_3^2 + b_{ys} q_4^2; \\
u_{18} &= C_{xs}(q_1 + q_2); u_{19} = b_{xs}(q_1 + q_2); u_{20} = -C_{ys}(q_3 - q_4); u_{21} = -b_{ys}(q_3 - q_4); \\
u_{22} &= eu_5; u_{23} = 2C_{xk}; u_{24} = 2b_{xk}; u_{25} = 2C_{xk} L_c; u_{26} = 2b_{xk} L_c; u_{27} = -2C_{xs}; \\
u_{28} &= -2b_{xs}; u_{29} = -C_{xs}(q_1 + q_2); u_{30} = -b_{xs}(q_1 + q_2); u_{31} = 2C_{yk}; u_{32} = 2b_{yk}; \\
u_{33} &= C_{yk}(L_2 - L_1); u_{34} = b_{yk}(L_2 - L_1); u_{35} = -2C_{ys}; u_{36} = -2b_{ys}; u_{37} = C_{ys}(q_3 - q_4); \\
u_{38} &= b_{ys}(q_3 - q_4); u_{39} = C_{xk} L_c (L_2 + L_1) - C_{yk} L_c (L_1 - L_2); u_{40} = C_{xk}(L_2 + L_1); \\
u_{41} &= 2C_{yk} L_c; u_{42} = b_{xk}(L_2 + L_1); u_{43} = 2b_{yk} L_c; u_{44} = -C_{xs}(d_1 + d_2); \\
u_{45} &= 2C_{yk} L_c; u_{46} = -b_{xs}(d_1 + d_2); u_{47} = -2b_{ys} L_c; \\
u_{48} &= C_{xs}(q_1 d_1 + q_2 d_2) + C_{ys} L_c (q_3 - q_4); u_{49} = b_{xk} L_c (L_1 + L_2) - b_{yk} L_c (L_1 - L_2); \\
u_{50} &= -b_{xs}(q_1 d_1 + q_2 d_2) - b_{ys} L_c (q_3 + q_4); U_{51} = 2C_{xk} L_c^2 + C_{yk}(L_1^2 + L_2^2); \\
u_{52} &= 2C_{xk} L_c; u_{53} = -C_{yk} L_c (L_1 - L_2); u_{54} = 2b_{yk} L_c; u_{55} = -b_{yk}(L_1 - L_2); \\
u_{56} &= b_{yk}(L_1^2 + L_2^2) + 2b_{xk} L_c^2; u_{57} = -2C_{xs} L_c; u_{58} = C_{xs}(d_1 + d_2); \\
u_{59} &= -2b_{xs} L_c; u_{60} = b_{ys}(d_1 + d_2); u_{61} = C_{xk} L_c (q_1 + q_2) - C_{ys}(q_3 d_1 - q_4 d_2); \\
u_{62} &= b_{ys}(q_3 d_1 + q_4 d_2) - b_{xs} L_c (q_1 + q_2);
\end{aligned}$$

Khi đó hệ phương trình (2.32) được viết lại như sau:

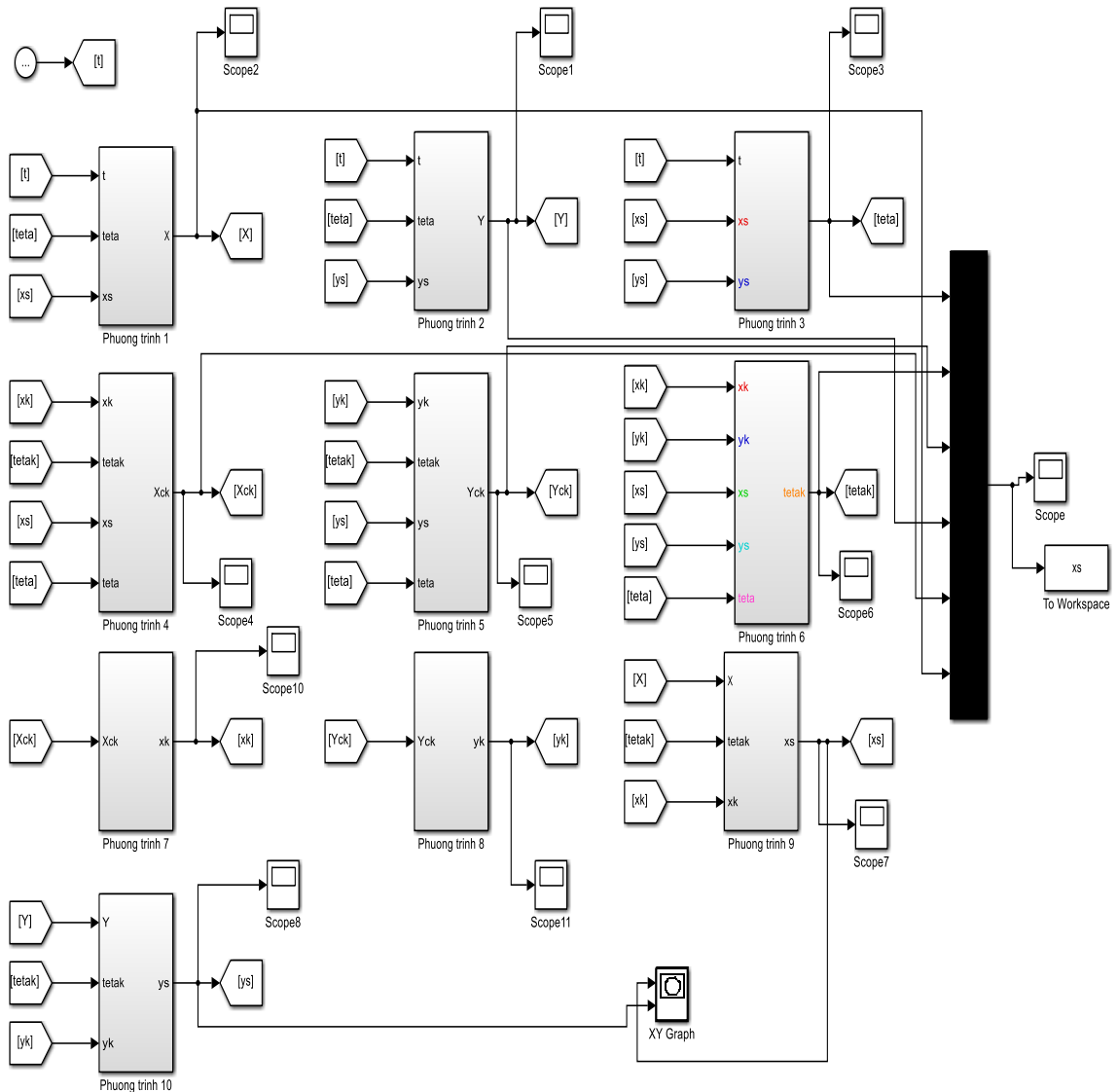
$$\left\{ \begin{array}{l}
\bullet m.\ddot{X} + u_1.x_s + u_2.\dot{x}_s + u_3.\theta + u_4.\dot{\theta} = u_5.\sin(\omega t) \\
\bullet m.\ddot{Y} + u_6.y_s + u_7.\dot{y}_s + u_8.\theta + u_9.\dot{\theta} = u_5.(\omega t) \\
\bullet J.\ddot{\theta} + (u_{16}.\theta + u_{17}).\dot{\theta} + (u_{10}.\theta + u_{11} + u_{12}.y_s + u_{13}.x_s + \\
+ u_{14}.\dot{y}_s + u_{15}.\dot{x}_s).\dot{\theta} + u_{18}.x_s + u_{19}.\dot{x}_s + u_{20}.y_s + u_{21}.\dot{y}_s = u_{22}.\sin(\omega t) \\
\bullet M.\ddot{X}_{ck} + u_{23}.x_k + u_{24}.\dot{x}_k + u_{25}.\theta_k + u_{26}.\dot{\theta}_k \\
+ u_{27}.x_s + u_{28}.\dot{x}_s + u_{29}.\theta + u_{30}.\dot{\theta} - \\
- P_x \sin(\omega_{bd} t) - P_{dx} \sin(\omega_{dc} t) = 0 \\
\bullet M.\ddot{Y}_{ck} + u_{31}.y_k + u_{32}.\dot{y}_k + u_{33}.\theta_k + u_{34}.\dot{\theta}_k \\
+ u_{35}.y_s + u_{36}.\dot{y}_s + u_{37}.\theta + u_{38}.\dot{\theta} - P_y \cos(\omega_{bd} t) - P_{dy} \cos(\omega_{dc} t) - \\
- \frac{P_n}{2} . [\sin(\omega_{bd} t) + | \sin(\omega_{bd} t) |] = 0 \\
\bullet J_k.\ddot{\theta}_k + (u_{49}.\theta_k + u_{56}).\dot{\theta}_k + (u_{39}.\theta_k + u_{40}.x_k + u_{41}.y_k + u_{42}.\dot{x}_k + \\
+ u_{43}.\dot{y}_k + u_{44}.x_s + u_{45}.y_s + u_{46}.\dot{x}_s + u_{47}.\dot{y}_s + u_{48}.\theta + u_{49}.\dot{\theta}_k + \\
+ u_{50}.\dot{\theta} + u_{51}).\theta_k + u_{52}.x_k + u_{53}.y_k + u_{54}.\dot{x}_k + u_{55}.\dot{y}_k + \\
+ u_{57}.x_s + u_{58}.y_s + u_{59}.\dot{x}_s + u_{60}.\dot{y}_s + u_{61}.\theta + u_{62}.\dot{\theta} - \\
- \frac{P_n}{2} . [\sin(\omega_{bd} t) + | \sin(\omega_{bd} t) |] . d_p = 0;
\end{array} \right. \quad (2.33)$$

Trong đó:
$$\left\{ \begin{array}{l}
X_{ck} = X_{ok} + x_k \\
Y_{ck} = Y_{ok} + y_k \\
X = X_{os} + a_x.\theta_k + x_k + x_s \\
Y = Y_{os} + a_y.\theta_k + y_k + y_s
\end{array} \right.$$

Hệ phương trình (2.33) có 6 phương trình với 6 biến độc lập là: $x_s, y_s, \theta, x_k, y_k, \theta_k$ cùng 4 biến phụ thuộc là X, Y, X_{ck}, Y_{ck} chính là hệ phương trình vi phân chuyển động của máy sàng rung vô hướng trên tổ hợp nghiền sàng di động. Tiến hành lập chương trình bằng phần mềm Maptlab- Simulink để giải.

2.3. Xây dựng sơ đồ thuật toán Matlab – Simulink giải hệ phương trình

Từ hệ PTVP (2.33) ta xây dựng sơ đồ thuật toán Matlab-Simulink tìm các thông số dịch chuyển, vận tốc, gia tốc dao động, góc lắc của tổ hợp nghiền sàng di động như hình 2-15 sau:

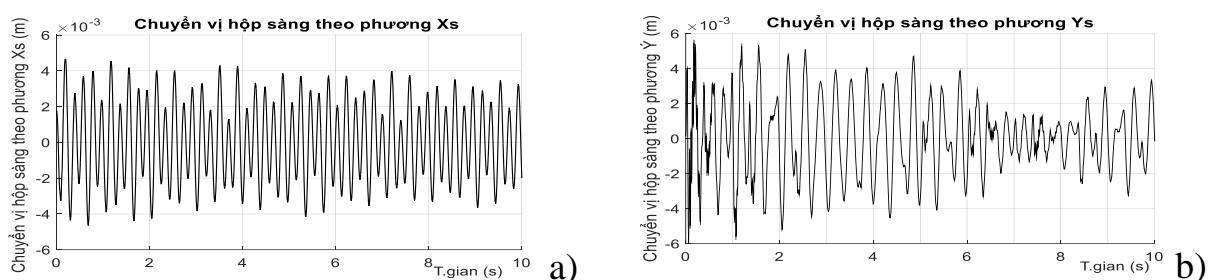


Hình 2-15. Sơ đồ thuật toán giải hệ phương trình vi phân (2.33)

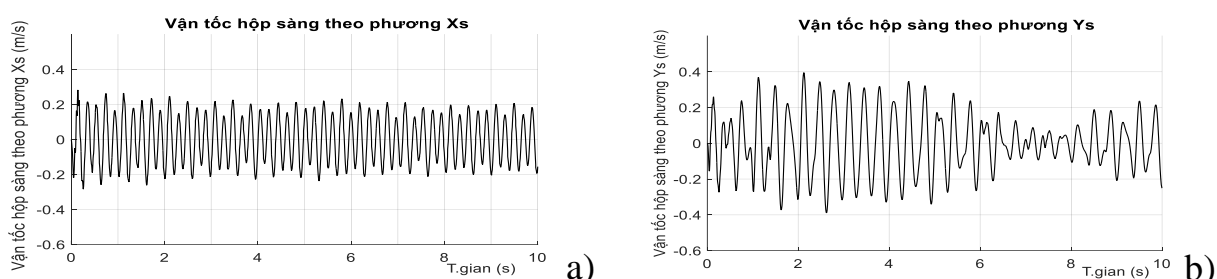
2.4. Kết quả tính toán động lực học

Với các điều kiện ban đầu: $x_k(0) = 0; y_k(0) = 0; \theta(0) = 0; \theta_k = 0$

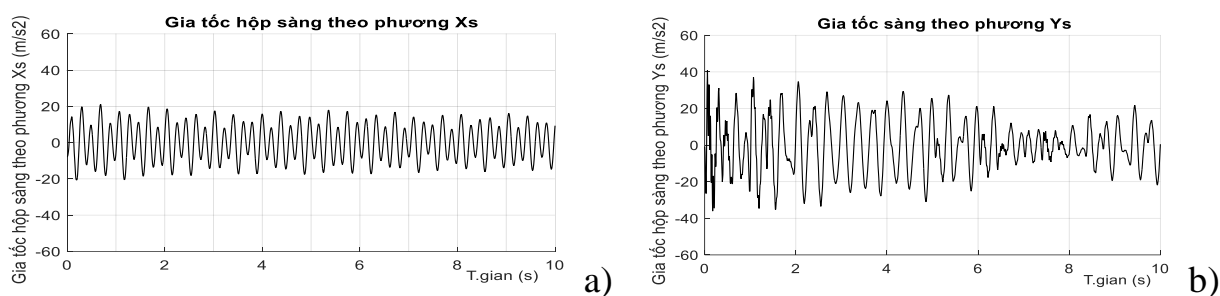
Tiến hành chạy chương trình với bộ thông số của tổ hợp nghiên sàng di động TNS-05 đang sử dụng tại công trường lữ đoàn 72- BTL Công binh với các thông số đầu vào theo bảng (phụ lục 2), ta thu được đồ thị chuyển vị, vận tốc và gia tốc góc lắc của tổ hợp nghiên sàng di động như sau:



Hình 2-16. Đồ thị chuyển vị của máy sàng rung theo phương x và y



Hình 2-17. Đồ thị vận tốc của máy sàng rung theo phương x và y

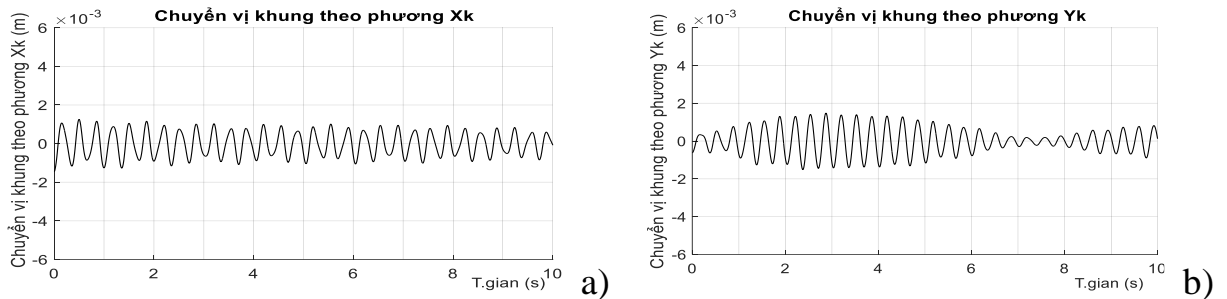


Hình 2-18. Đồ thị gia tốc của máy sàng rung theo phương x và y

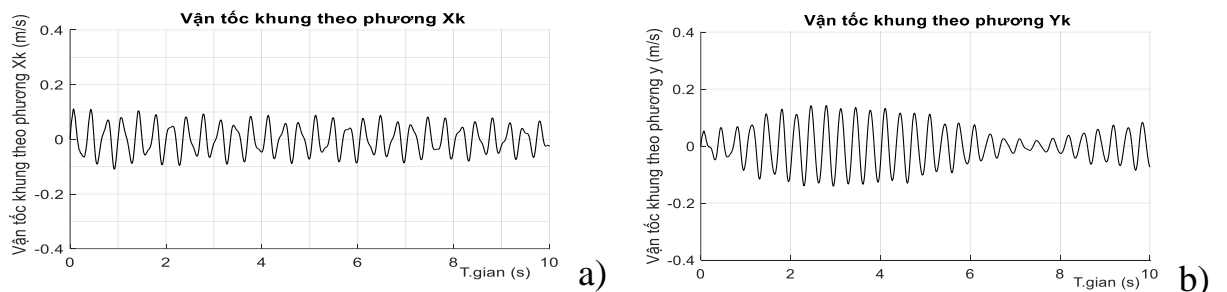
* Nhận xét các thông số động lực học máy sàng rung

Từ các đồ thị hình 2-16 đến hình 2-18 nhận thấy giá trị thay đổi các thông số động lực học của máy sàng rung trên tổ hợp nghiền sàng di động như thông số biên độ dịch chuyển theo phương x là từ khoảng: $-4 \times 10^{-3} \div 4 \times 10^{-3}$ m, theo phương y là từ khoảng: $-5.0 \times 10^{-3} \div 5.0 \times 10^{-3}$ m. Vận tốc dịch chuyển theo phương x là từ khoảng: $-0.25 \div 0.25$ m/s, theo phương y là từ khoảng: $-0.38 \div 0.38$ m/s. Gia tốc dịch chuyển dịch chuyển theo phương x là từ khoảng: $-20 \div 20$ m/s², theo phương y là từ khoảng: $-36 \div 36$ m/s². Về qui luật thay đổi theo

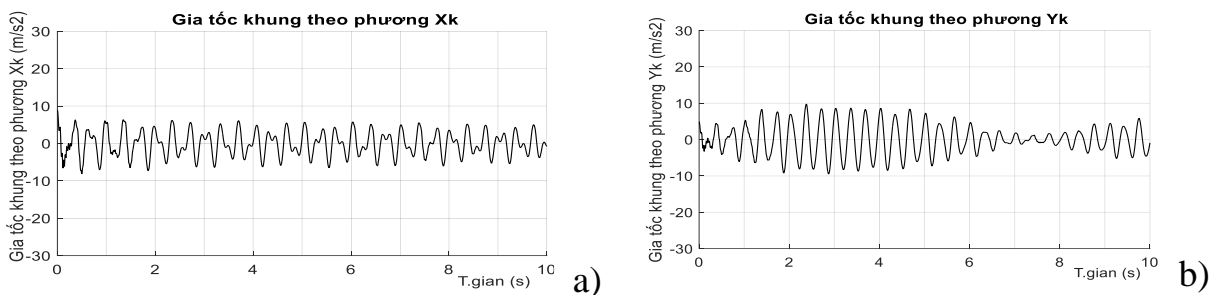
phương x ổn định hơn so với phương y, điều này do phương y chịu tác động lực nghiền đá, như vậy là tương đối phù hợp với quá trình dao động.



Hình 2-19. Đồ thị chuyển vị của khung máy theo phương x và y



Hình 2-20. Đồ thị vận tốc của khung máy theo phương x và y

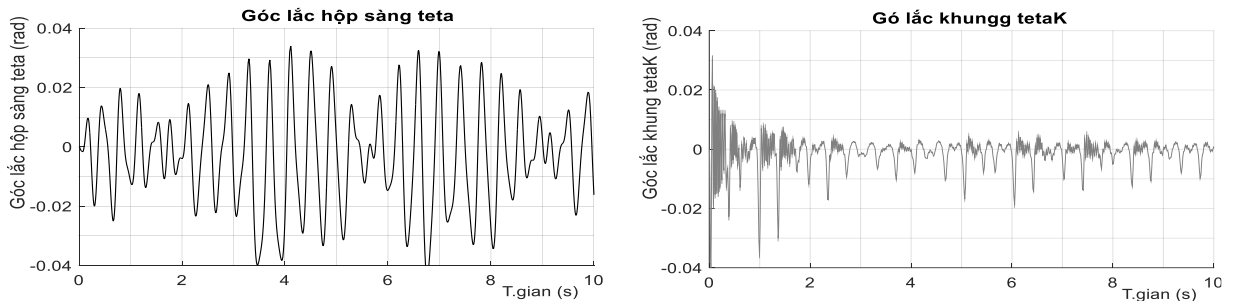


Hình 2-21. Đồ thị gia tốc của khung máy theo phương x và y

* Nhận xét các thông số động lực học khung máy

Từ các đồ thị hình 2-19 đến hình 2-21 cho thấy giá trị thay đổi của các thông số động lực học của khung tổ hợp nghiền sàng di động như thông số biên độ dịch chuyển theo phương x là từ khoảng: $-0.8 \times 10^{-3} \div 0.8 \times 10^{-3}$ m, theo phương y là từ khoảng: $-1.34 \times 10^{-3} \div 1.34 \times 10^{-3}$ m. Vận tốc dịch chuyển theo phương x là từ khoảng: $-0.08 \div 0.08$ m/s, theo phương y là từ khoảng: $-0.14 \div 0.14$ m/s. Gia tốc dịch chuyển dịch chuyển theo phương x là từ khoảng: $-6 \div 6$ m/s², theo phương y là từ khoảng: $-10 \div 10$ m/s². Giá trị và qui luật thay đổi thông số động

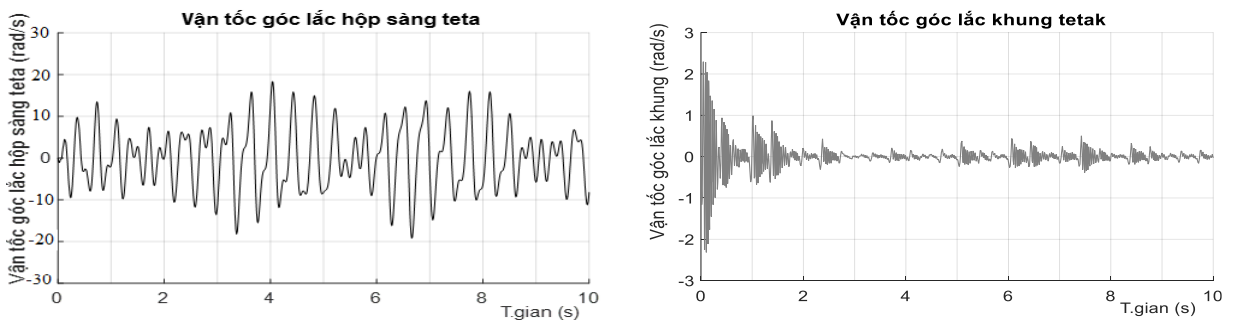
lực học của khung tổ hợp nghiên sãng đi độ theo phương x nhỏ và ổn định hơn nhiều so với phương y.



a)

b)

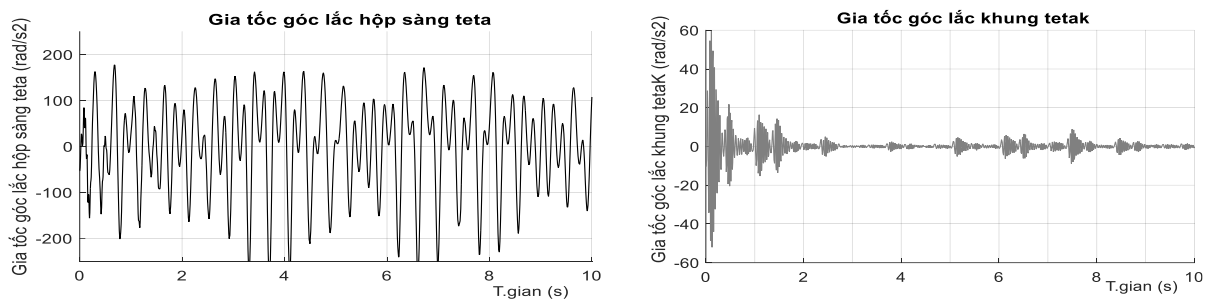
Hình 2-22. Đồ thị góc lắc máy sãng và khung máy



a)

b)

Hình 2-23. Đồ thị vận tốc góc lắc máy sãng và khung máy



a)

b)

Hình 2-24. Đồ thị gia tốc góc lắc máy sãng và khung máy

* Nhận xét về góc lắc

Các thông số về góc lắc của máy sãng rung vô hướng có hiện tượng tăng giảm theo chu kỳ, về giá trị dao động trong khoảng $-0.035 \div 0.035$ rad (≈ 0.07 rad $\approx 4^\circ$). Các thông số về góc lắc của khung rất nhỏ, nếu bỏ qua ảnh hưởng khi khởi động thì góc lắc khung (≈ 0.015 rad $\approx 0.86^\circ$) trong quá trình làm việc.

Kết luận chương 2

Từ tổ hợp nghiên sàng di động TNS-05, luận án đã thiết lập sơ đồ nguyên lý và mô hình tính toán động lực học có kể đến ảnh hưởng của lực rung động gây ra bởi cụm máy nghiền và động cơ dẫn động. Ngoài ra còn kể đến độ đàn hồi của nền đất nơi tổ hợp đứng làm việc. Do vậy mô hình đáp ứng tương đối đầu đủ sự ảnh hưởng của các thành phần lực quán tính lên qua trình sàng do đó đảm bảo độ tin cậy khi sử dụng mô hình khảo sát.

Đã trình bày cách xác định các phân tử đàn hồi của mô hình, cách xác định các lực gây rung động của cụm máy nghiền và động cơ dẫn động lên khung tổ hợp nghiên sàng di động bằng lý thuyết và thực nghiệm.

Xây dựng được hệ phương trình vi phân chuyển động của máy sàng rung vô hướng trên tổ hợp nghiên sàng di động và chương trình tính toán bằng phần mềm Matlab - Simulink. Để giải hệ phương trình vi phân này cần tiến hành làm thí nghiệm đo các lực truyền từ cụm máy nghiền và động cơ dẫn động lên khung (vì việc xác định các lực này bằng lý thuyết rất khó khăn). Từ đó cho ta các kết quả được thể hiện trên đồ thị từ hình 2-16 đến hình 2-24 của các thông số động lực học.

Chương 3

XÁC ĐỊNH MỘT SỐ THÔNG SỐ HỢP LÝ CỦA MÁY SÀNG RUNG VÔ HƯỚNG TRÊN TỔ HỢP NGHIÊN SÀNG DI ĐỘNG

3.1. Cơ sở lý thuyết xác định công suất động cơ, năng suất và hiệu suất của tổ hợp nghiền sàng di động

Máy sàng rung vô hướng lắp trên tổ hợp nghiền sàng di động TNS-05 là loại máy sàng rung vô hướng đồng dạng và cùng loại với máy sàng rung độc lập NLS-382/3. Do đó ở chế độ làm việc hợp lý (cho năng suất và hiệu quả sàng tốt nhất) của máy sàng rung vô hướng thì các tiêu chí về các thông số ĐLH của hai máy sàng rung sẽ tương đương nhau. Sau đây luận án sẽ sử dụng tiêu chí ĐLH của máy sàng rung vô hướng độc lập ở chế độ làm việc hợp lý làm chuẩn từ đó xác định một số thông số hợp lý của máy sàng rung vô hướng lắp trên tổ hợp nghiền sàng di động.

3.1.1. Xác định công suất động cơ

Công suất nguồn động cơ cho tổ hợp nghiền sàng di động N_{dc} (Kw) là tổng công suất sử dụng cho máy sàng N_{dcs} (Kw) và máy nghiền N_{dcn} (Kw).

$$N_{dc} = N_{dcs} + N_{dcn} \quad (Kw) \quad (3.1)$$

3.1.1.1. Xác định công suất dẫn động cho máy sàng rung

Công suất nguồn dẫn động cho máy sàng rung vô hướng trên tổ hợp nghiền sàng di động N_{dcs} (Kw) được tính theo công thức (theo [16], [17]):

$$N_{dcs} = \frac{N_1 + N_2}{1000 \cdot \eta}; \quad (Kw) \quad (3.2)$$

Trong đó : $N_1 = \frac{m \cdot \omega^3 \cdot a^2}{\pi}; \quad (W)$

m - Khối lượng phần rung gồm máy sàng, mặt sàng và vật liệu trên sàng, (kg).

ω - Vận tốc góc trục lệch tâm, (rad/s) .

a - Biên độ dao động của máy sàng, (m).

$$N_2 = 4 \cdot f \cdot m_o \cdot \pi^3 \cdot n^3 \cdot a \cdot d; \quad (W)$$

m_o - Khối lượng khối lệch tâm, (kg).

n - Số vòng quay trục lệch tâm sàng trong 1 giây, (vg/s).

f - Hệ số ma sát quy đổi của các ổ đỡ trục lệch tâm.

d - Đường kính ngõng trục lệch tâm, (m).

η - Hiệu suất của bộ truyền đến máy sàng.

3.1.1.2. Xác định công suất dẫn động cho máy nghiền

$N_{đcn}$ (Kw) - Công suất động cơ sử dụng cho máy nghiền, Giáo sư M.IA-Xapônhicốp [45] đưa ra công thức với các hệ số điều chỉnh như bảng 3-1.

$$N_{đcn} = \frac{k_1 \cdot k_2 \cdot \sigma_n^2 \cdot \pi \cdot L \cdot n}{12000 \cdot E \cdot \eta} \cdot (D_{tb}^2 - d_{tb}^2) \quad (Kw) \quad (3.3)$$

K_1 - Hệ số điều chỉnh độ bền đá theo kích thước

K_2 – Hệ số sử dụng chiều dài buồng nghiền được xác định theo công thức :

$$K_2 = \frac{[L / D_{tb}]}{(L / D_{tb})} \quad (3.4)$$

D_{tb} , d_{tb} - Kích thước trung bình của đá nạp và đá sản phẩm (khi tính lấy $D_{tb} \approx D_{max}$), (m).

η - Hiệu suất truyền động.

Bảng 3-1. Hệ số điều chỉnh độ bền đá theo kích thước đá nạp

Kích thước trung bình của đá nạp. mm	65	100	160	240	280	370	460
Hệ số điều chỉnh K_1	1.85	1.40	1.20	1.00	0.95	0.85	0.80

3.1.2. Xác định năng suất sàng

Trong quá trình sàng ta nhận thấy vật liệu được phân chia như sau:

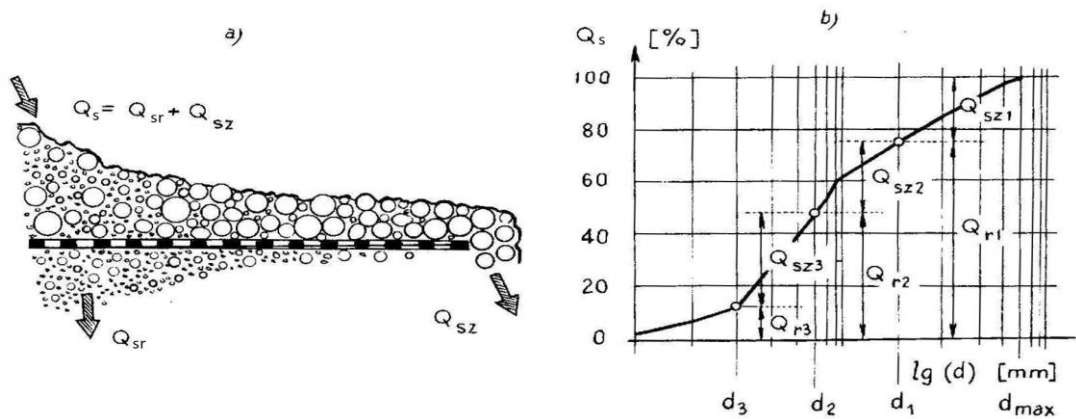
Các hạt vật liệu có kích thước nhỏ hơn kích thước mắt sàng lọt xuống dưới.

Các hạt vật liệu còn lại tiếp tục được vận chuyển trên mặt sàng.

Do vậy khi tính toán năng suất của máy sàng sẽ bao gồm năng suất của vật liệu lọt qua mặt sàng và năng suất vận chuyển vật liệu trên mặt sàng.

Trên hình 3-1 mô tả quá trình sàng của một máy sàng có 3 mặt sàng bố trí song song. Quá trình sàng sẽ phân chia thành 4 nhóm sản phẩm có kích thước như sau: Từ 0 đến d_3 , từ d_3 đến d_2 , từ d_2 đến d_1 , và từ d_1 đến d_{max}

Ký hiệu năng suất của vật liệu lọt qua sàng là Q_{sr} và năng suất của vật liệu còn trên mặt sàng tiếp tục vận chuyển là Q_{sz} và các năng suất này có thể xác định từ thành phần hạt của vật liệu cần sàng theo đồ thị trên hình 3-1.b.



Hình 3-1. Sơ đồ mô tả quá trình sàng

a. Sự phân chia vật liệu trên mặt sàng.

b. Mối quan hệ giữa các thành phần năng suất và thành phần hạt.

Năng suất của vật liệu lọt qua sàng chính là năng suất của lưới sàng trung gian và sàng sản phẩm được xác định theo biểu thức (theo [9])

$$Q_{sr} = q \cdot F \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 \cdot m \quad [m^3 / h] \quad (3.5)$$

Trong đó:

q - Năng suất riêng của lưới sàng, phụ thuộc kích thước lỗ sàng và được xác định theo bảng 3-2.

F - Diện tích mặt sàng, $[m^2]$.

K_1 - Hệ số tính đến góc nghiêng đặt lưới sàng, với lưới sàng đặt ngang $K_1 = 1$.

K_2 - Hệ số tính đến lượng phần trăm của hạt dưới sàng trong vật liệu nguồn C_d .

K_3 - Hệ số tính đến dung lượng phần trăm của hạt có kích thước nhỏ hơn một nửa kích thước lỗ sàng có trong vật liệu lớp dưới $C_{d1/2}$.

m - Hệ số tính đến sự nạp liệu không đều, loại lưới sàng và dạng hạt, xác định theo bảng 3-3.

Bảng 3-2. Giá trị các hệ số tính năng suất máy sàng

Các thông số	Giá trị các thông số									
	5	7	10	14	16	19	20	25	35	37
Kích thước lỗ vuông (mm)	5	7	10	14	16	19	20	25	35	37
Năng suất riêng q đối với sàng ngang và sàng nghiêng 18° ($m^3/m^2 \cdot h$)	12	16	23	32	37	40	43	46	56	60
Góc nghiêng mặt sàng K_1	10^0 0.5	12^0 0.61	14^0 0.73	16^0 0.86	18^0 1,0	20^0 1,08	22^0 1,17			

Dung lượng các hạt dưới sàng trong vật liệu nguồn (%) K ₂	10	20	30	40	50	60	70	80
	0.58	0.66	0.58	0.84	0.92	1,0	1,08	1,17
Dung lượng các hạt có kích thước nhỏ hơn ½ lỗ sàng trong hạt vật liệu % dưới sàng. K ₃	10	20	30	40	50	60	70	80
	0.63	0.72	0.82	0.91	1,0	1,09	1,18	1,28

Bảng 3-3. Giá trị các hệ số m

Lưới sàng rung	Sỏi	Đá dăm
Đặt ngang	0.80	0.65
Đặt nghiêng	0.60	0.50

Năng suất của vật liệu còn trên mặt sàng tiếp tục vận chuyển là Q_{sz} và được xác định theo công thức (theo [9]):

$$Q_{sz} = 3600.B.h.v.\gamma.k \quad [m^3 / h] \quad (3.6)$$

Trong đó:

B - Chiều rộng mặt sàng, [m].

h - Chiều cao của lớp vật liệu vận chuyển trên mặt sàng, [m].

v - Vận tốc dịch chuyển trung bình của vật liệu trên mặt sàng, [m/s].

γ - Khối lượng riêng của vật liệu, [kg/m³].

k - Hệ số kể đến dạng mặt sàng. Đối với mặt sàng phẳng k=0.85.

3.1.3. Xác định hiệu quả của máy sàng rung

Theo [9] hiệu quả sàng là tỉ số % khối lượng hạt đã lọt qua lỗ sàng với toàn bộ hạt dưới sàng chứa trong vật liệu đem sàng, được xác định theo công thức :

$$E = \frac{c-b}{c}.100\% \quad (3.7)$$

Trong đó:

c- Khối lượng các hạt dưới sàng chứa trong vật liệu đem sàng, [kg].

b- Khối lượng hạt dưới sàng đã không lọt qua lỗ sàng, [kg].

Theo [17] để đảm bảo chất lượng sản phẩm vật liệu đầu ra, máy sàng rung vô hướng cần phải đạt: $E=85 \div 96\%$.

Trong quá trình làm thí nghiệm với máy sàng rung vô hướng, ta tiến hành cân vật liệu đầu vào, vật liệu ra trên sàng và dưới sàng ghi dữ liệu vào bảng (phụ lục 1) để tính hiệu quả sàng cho các trường hợp thực nghiệm.

3.2. Cơ sở lý thuyết xác định kích thước và góc nghiêng hợp lý của lưới sàng

3.2.1. Xác định kích thước lỗ lưới sàng

Theo [17] kích thước lỗ sàng hợp lý quyết định đến chất lượng và hiệu quả sàng. Kích thước lỗ sàng được lấy theo bảng 3-4 dưới đây. Trong đó A% là khối lượng tính theo phần trăm của các hạt dưới sàng trong vật liệu đem sàng (được xác định bằng sàng mẫu trong phòng thí nghiệm). Các lỗ sàng được gọi là tương đương nhau khi cho cùng một hiệu quả sàng. Khi chuyển đổi kích thước lỗ sàng trên cơ sở giữ nguyên hiệu quả sàng được xác định theo các công thức sau:

$d=1,25W$ khi sàng đá dăm.

$d=1,15W$ khi sàng sỏi, với $W=0.8.W_1$.

Trong đó:

d - Kích thước lỗ hình tròn.

W- Kích thước lỗ hình vuông.

W_1 - Cạnh ngắn của lỗ hình chữ nhật.

Bảng 3-4. Cơ sở lựa chọn kích thước lỗ sàng khi mặt sàng đặt nghiêng

Kích thước giới hạn của mỗi nhóm mm	Trị số A%	Kích thước lỗ khi sàng đá dăm mm		Trị số A%	Kích thước lỗ khi sàng đá sỏi mm	
		Lỗ vuông a, mm	Lỗ tròn d,mm		Lỗ vuông a, mm	Lỗ tròn d,mm
5	Bất kỳ	5	6	Bất kỳ	5	6
10	nt	10	12	nt	10	12
15	Đến 60	14	18	Đến 70	14	18
15	≥ 60	16	20	≥ 70	16	18

20	≤ 60	18	24	Bất kỳ	20	24
20	≥ 60	20	26	nt		
40	≤ 60	35	47	-		
40	≥ 60	40	52	-	40	47
70	≥ 60	70	82	-	70	72

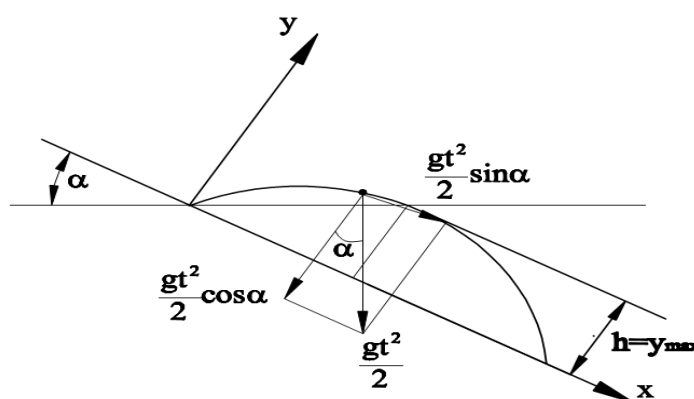
3.2.2. Xác định kích thước bao của lưới sàng hợp lý

Lưới sàng có kích thước bao (dài x rộng) là LxB (m).

Năng suất và hiệu quả sàng phụ thuộc vào khả năng kháng bịt lỗ sàng của hạt vật liệu sàng, do đó phụ thuộc Biên độ và tần số dao động của máy sàng rung vô hướng. Khi số lượng hạt vật liệu bị kẹt trên lỗ sàng nhiều thì quá trình phân loại vật liệu sẽ bị xấu đi, tức hiệu quả sàng kém. Do vậy chỉ tiêu kháng bịt lỗ sàng được coi là ưu tiên để chọn các thông số dao động. Vận tốc và dạng quỹ đạo chuyển động là những nhân tố cơ bản ảnh hưởng đến quá trình kháng bịt lỗ sàng. Khi tăng vận tốc chuyển động của mặt sàng thì điều kiện kháng bịt lỗ sàng tăng lên, song hiệu quả sàng bị giảm đi vì khi tốc độ bắn hạt vật liệu tăng thì khoảng cách giữa các điểm chạm kề nhau của hạt vật liệu và mặt sàng tăng, nên số lần tiếp xúc của hạt vật liệu và mặt sàng giảm, hạt vật liệu ít có cơ hội gặp lỗ sàng để thực hiện quá trình phân loại.

Như vậy khi chuyển động trên mặt sàng rung hạt vật liệu phải thỏa mãn hai điều kiện, một là : Hạt vật liệu lọt qua được lỗ sàng và khi chuyển động không dính vào mặt sàng. Hai là : Xác suất lọt qua lỗ sàng của hạt vật liệu là lớn nhất.

Quỹ đạo chuyển động của hạt vật liệu có dạng hình parabol như hình 3-2



Hình 3-2. Sơ đồ xác định tốc độ lớn nhất của mặt sàng rung vô hướng

Hệ phương trình chuyển động của hạt vật liệu được viết như sau:

$$\begin{cases} y = v_0 t - \frac{gt^2}{2} \cos \alpha \\ x = \frac{gt^2}{2} \sin \alpha \end{cases} \quad (3.8)$$

Trong đó:

x, y - Tọa độ của hạt vật liệu.

v_0 - Vận tốc ban đầu của hạt vật liệu theo hướng dao động.

α - Góc nghiêng của mặt sàng.

Khi khử t khỏi hai phương trình trên chúng ta nhận được:

$$y = v_0 \sqrt{\frac{2x}{g \sin \alpha}} - \frac{x}{\tan \alpha} \quad (3.9)$$

Từ (3.9) tìm được giá trị x_1 mà với nó y đạt giá trị lớn nhất y_{\max} khi

$x_{\max} = x_1 = \frac{v_0^2 \tan^2 \alpha}{2g \sin \alpha}$, sau khi thay $x=x_1$ và $y=h$, ta nhận được

$$v_0 = \sqrt{2gh \cos \alpha} \quad (3.10)$$

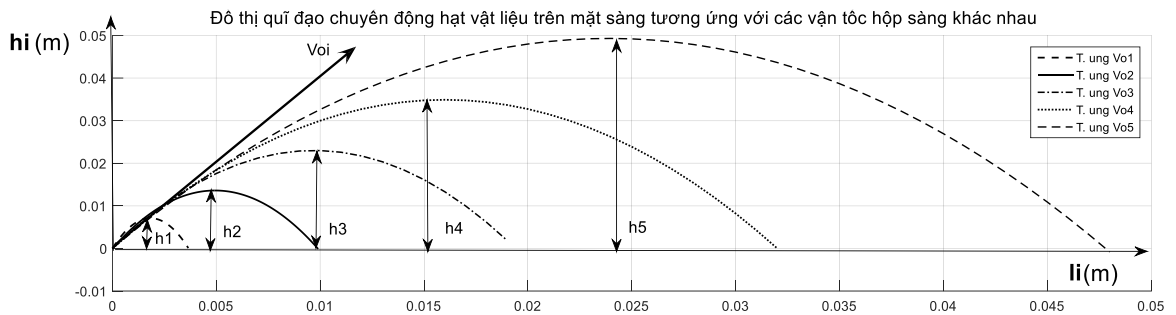
Khi góc $\alpha = 20^\circ$ ta có:

$$v_0 = 4,28\sqrt{h} \quad (3.11)$$

Như vậy khi $y_{\max}=h$ tại $x_{\max} \approx 0.362h$

* Từ vận tốc ban đầu của hạt vật liệu tính theo (3.11), tiến hành xác định quan hệ giữa độ lớn lực kích động và quỹ đạo chuyển động hạt vật liệu trên lưới sàng như sau

Nếu giữ nguyên các thông số như b, C, m_0 và thay đổi độ lớn lực kích động ($P_{kđ} = m_0 r \omega^2$) bằng cách thay đổi tốc độ quay khối lệch tâm (ω) tương ứng với trường hợp thay đổi vận tốc máy sàng (vận tốc ban đầu của hạt vật liệu) là: $v_1, v_2, v_3, \dots, v_n$ (m/s). Kết quả quỹ đạo chuyển động ứng với các vận tốc này được thể hiện trên hình 3-3.



Hình 3-3. Quỹ đạo chuyển động của hạt vật liệu ứng với các vận tốc máy sàng khác nhau

Giá trị cực đại của các quỹ đạo chuyển động tại các điểm tương ứng theo hình 3-3 được xác định theo mô tả trên bảng 3-5.

Bảng 3-5. Các giá trị h_i và x_{imax} tương ứng

STT	Thông số	Giá trị tương ứng				
1	v_o (m/s)	v_1	v_2	v_3	...	v_n
1	h_i (m)	h_1	h_2	h_3	...	h_n
2	x_{imax}	x_1	x_2	x_3	...	x_n

- Để thỏa mãn điều kiện xác suất lọt qua lỗ sàng của hạt vật liệu là lớn nhất, với L là chiều dài của lưới sàng, l_i là khoảng cách một lần chuyển động của hạt vật liệu theo chiều dài máy sàng (trục x), n_i là số lần tối đa của hạt vật liệu có thể gặp mặt sàng. Nhận thấy: $l_i = 2x_i^{\max}$

$$\text{Khi đó: } n_i = \frac{L}{l_i} \quad \text{hay} \quad n_i = \frac{L}{2x_i^{\max}} \quad (3.12)$$

Theo tài liệu [17] xác suất lọt lỗ sàng của hạt vật liệu được tính theo công thức sau

$$P_n = 1 - (1 - P)^n \quad (3.13)$$

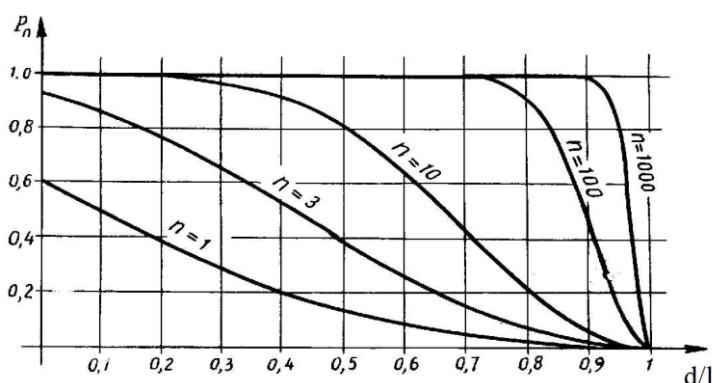
P_n - là xác suất lọt lỗ sàng của hạt vật liệu sau n lần “thử lọt qua”.

$$P = \frac{(l-d)^2}{(l+a)^2} = \frac{l^2}{(l+a)^2} \left(1 - \frac{d}{l}\right)^2 \quad \text{- là xác suất hạt vật liệu có thể lọt qua lỗ sàng.}$$

a - là kích thước đường kính thanh thép làm lưới sàng, (m).

l - là kích thước cạnh lỗ sàng vuông, (m).

Xác suất lọt qua lỗ sàng P_n phụ thuộc vào số lần gặp mặt sàng n , theo công thức (3.13) nếu n càng lớn thì P_n càng lớn, khi đó là hiệu quả sàng sẽ càng cao.



Hình 3-4. Mối quan hệ giữa xác suất lọt qua sàng của hạt vật liệu với số lần gặp mặt sàng n và kích thước hạt vật liệu d

Dựa biểu đồ hình 3-4 về mối quan hệ giữa xác suất lọt lỗ sàng của hạt vật liệu với số lần gặp mặt sàng n và kích thước hạt vật liệu d . Khi lựa chọn $d/l=0.75$, để đảm bảo xác suất lọt lỗ sàng $\geq 80\%$, tra trên đồ thị nhận thấy số lần hạt vật liệu có kích thước d_{\max} gặp mặt sàng trung bình $n_{tb} = 90$ lần.

Xét trường hợp thứ i có: $l_i = 2x_i^{\max} = 2x_{\max} = 0.724h$ và $n_i = n_{tb} = 90$. thay vào (3.12) xác định được chiều dài lưới sàng nhỏ nhất là:

$$L_{\min} = 65h \quad (3.14)$$

- Để thỏa mãn điều kiện hạt vật liệu lọt qua được lỗ sàng và khi chuyển động không dính vào mặt sàng:

Theo [34] để hạt vật liệu lọt lỗ sàng thì đường kính hạt vật liệu phải nhỏ hơn kích thước lỗ sàng. Thực tế để đảm bảo năng suất sàng với lưới sàng rung vô hướng có lỗ vuông người ta lựa chọn $d \leq 0.75l$ (d là kích thước hạt vật liệu). Do đó kích thước lớn nhất của vật liệu sàng được lấy theo (3.15) sau:

$$d_{\max} = 0.75.l \quad (3.15)$$

Với l là kích thước của cạnh lỗ sàng (lỗ vuông), (m).

Bằng thực nghiệm [16], [17] các nhà khoa học đã chứng minh rằng lỗ sàng sẽ không bị hạt vật liệu bịt tắc nếu quỹ đạo chuyển động của hạt vật liệu đạt

được độ cao h so với mặt sàng lớn hơn 0.4 lần kích thước lỗ sàng, nghĩa là $h \geq 0,4l$, Thay vào (3.15) có:

$$h \geq \frac{0.4}{0.75} d_{\max} = 0,533d_{\max} \quad (3.16)$$

Kết hợp (3.14) với (3.16) được:

$$L_{\min} = 34.7d_{\max} \quad (3.17)$$

Với máy sàng rung vô hướng thì tương quan hợp lý giữa chiều rộng B và chiều dài L mặt sàng là : $L=(2\div 2.8)B$, Giá trị thường chọn $L=2.6B$, đây là tỉ lệ đã được rút ra từ thực tế thông qua kiểm nghiệm. Chiều dài lưới sàng được tính theo công thức (3.17).

3.2.3. Xác định góc nghiêng hợp lý của mặt sàng

Góc nghiêng của mặt sàng ảnh hưởng đến hiệu quả và năng suất sàng. Nếu giảm góc nghiêng, tốc độ di chuyển của hạt vật liệu di chuyển trên mặt sàng sẽ giảm, do vậy hiệu quả sàng tăng nhưng năng suất lại giảm. Thông thường ở các loại máy sàng nghiêng, góc nghiêng của mặt sàng có thể thay đổi từ $0\div 30^{\circ}$. Đối với mặt sàng dạng thanh ghi góc nghiêng được thay đổi từ $0\div 25^{\circ}$ để đảm bảo sự trượt của vật liệu trên các thanh ghi.

Xác định góc nghiêng hợp lý của mặt sàng rung vô hướng ta sẽ sử dụng phương pháp qui hoạch thực nghiệm (phụ lục 1).

Từ đó với máy sàng rung vô hướng sẽ lựa chọn được góc hợp lý là $\alpha=20^{\circ}$.

3.3. Xác định các thông số ĐLH của máy sàng rung vô hướng cho năng suất và hiệu quả sàng tốt nhất

Trong quá trình sàng vật liệu, năng suất và hiệu quả sàng phụ thuộc trực tiếp vào cả các thông số ĐLH và các thông số kết cấu (hình học của lưới sàng đã được tính hợp lý ở mục 3.2) của máy sàng rung.

Khi thay đổi một hoặc một số thông số của máy sàng rung vô hướng sao cho tăng biên độ rung hoặc tăng tần số rung hoặc tăng đồng thời cả biên độ và tần số rung trong một giải nhất định thì có thể nâng cao được năng suất và hiệu

quả sàng, tăng góc nghiêng lưới sàng thì tăng năng suất nhưng giảm hiệu quả sàng. Như vậy, tần số, biên độ rung và góc nghiêng lưới sàng của máy sàng ảnh hưởng trực tiếp đến năng suất và hiệu quả sàng (ảnh hưởng đến độ dày của lớp hạt vật liệu trên sàng và tốc độ di chuyển của vật liệu trên sàng).

Với máy sàng rung vô hướng, muốn giảm sự bịt lỗ sàng để đạt được hiệu quả sàng cao cần có những giá trị thích hợp về biên độ, vận tốc dao động và độ dốc lưới sàng.

Vận tốc v_0 là vận tốc ban đầu của hạt vật liệu trên mặt sàng rung nên vận tốc này cũng chính bằng vận tốc của mặt sàng rung, ta có mối quan hệ dao động của máy sàng:

$$\begin{cases} y_s = v_0 t - \frac{at^2}{\pi} \cos \alpha \\ x_s = \frac{at^2}{\pi} \sin \alpha \end{cases} \quad (3.18)$$

Trong đó a là gia tốc của máy sàng

$$\text{Giá trị lớn nhất } y_{s\max} \text{ khi } x_{s\max} = \frac{\pi v_0^2 t g^2 \alpha}{4a \sin \alpha}$$

Giá trị $y_{s\max}$ chính bằng biên độ dao động của máy sàng rung A

$$v_0 = \sqrt{\frac{4}{\pi} a A \cos \alpha} \quad (3.19)$$

Từ (3.10) và (3.19) xác định được biên độ dao động của máy sàng rung

$$A = \frac{\pi g}{2a} h \quad (3.20)$$

thay $h=0.533 d_{\max}$ vào phương trình (3.20) được

$$A \simeq 0.84 \frac{g d_{\max}}{a} \quad (3.21)$$

Gia tốc dao động lớn nhất a của máy sàng rung còn được tính theo công thức sau:

$$a = A \omega^2 \quad (3.22)$$

ω - Tần số dao động (vận tốc góc quay trục lệch tâm) của máy sàng rung.

Theo [17] để đảm bảo độ bền lâu của máy sàng rung cần phải khống chế gia tốc dao động a mỗi phương dao động không vượt quá 80 m/s^2 .

Để đảm bảo độ bền lâu của lưới sàng [51], thực nghiệm đã chỉ ra gia tốc a dao động của máy sàng rung lấy trong khoảng $40 \div 75 \text{ m/s}^2$ là phù hợp.

Từ (3.21) và (3.22) thiết lập bảng vùng các thông số ĐLH cho năng suất và hiệu quả sàng tốt nhất (làm cơ sở) của máy sàng rung vô hướng khi sàng vật liệu có kích thước lọt lỗ sàng $d_{\max} = 10 \div 40 \text{ mm}$ được thể hiện trên bảng 3-6

Bảng 3-6 Thông số ĐLH hợp lý (làm cơ sở) của máy sàng rung vô hướng

Biên độ dao động A (m)	Vận tốc dao động v_0 (m/s)	Gia tốc dao động a(m/s ²)	Tốc độ quay trục lệch tâm ω (rad/s)
0.0021÷0.0084	0.31÷0.62	40÷75	81÷145
$A_x=0.0011 \div 0.0042$	$v_x=0.15 \div 0.28$	$a_x=18 \div 33$	81÷145
$A_y=0.0018 \div 0.0072$	$v_y=0.27 \div 0.53$	$a_y=34 \div 63$	81÷145

Khi máy sàng có nhiều mặt sàng với các lỗ sàng có các kích thước khác nhau thì tốc độ được tính cho mặt sàng có kích thước lỗ sàng với yêu cầu kích thước hạt liệu đầu ra, khối lượng dao động thì tính trên tổng các lưới sàng.

*** Nhận xét:**

Từ những nghiên cứu trên cho thấy năng suất và hiệu quả sàng của máy sàng rung vô hướng phụ thuộc rất nhiều vào các thông số ĐLH là biên độ dao động, tốc độ dao động, gia tốc dao động, góc lắc của máy sàng rung và các thông số kết cấu của lưới sàng (đã được xác định hợp lý ở mục 3.2). Do vậy, mục 3.3 của luận án đã trình bày cách xác định các thông số ĐLH phù hợp (năng suất và hiệu quả sàng cao) làm cơ sở (bảng 3-6).

3.4. Xây dựng bài toán xác định một số thông số hợp lý của máy sàng rung vô hướng trên tổ hợp nghiên sàng di động

Bài toán xác định một số thông số hợp lý của máy sàng rung vô hướng trên tổ hợp nghiên sàng di động được xây dựng theo hai tiêu chí đánh giá quá trình sàng là hiệu quả sàng $E(\%)$ và năng suất sàng $Q \text{ (m}^3/\text{h)}$. Trong đó tiêu chí hiệu quả sàng là mục tiêu chính trong việc giải quyết bài toán mà luận án đặt ra, cả hai tiêu chí này chịu ảnh hưởng của rất nhiều thông số đầu vào như các thông số

của máy sàng gồm góc nghiêng ban đầu lưới sàng α_0 , chiều dài, rộng của lưới sàng, các thông số kết cấu của cụm gây rung như khối lượng khối lệch tâm, bán kính khối lệch tâm, độ cứng lò xo, ... Các thông số về khung máy, tốc độ quay trục động cơ và trục bánh đà máy nghiền, độ cứng nền đất nơi đặt máy làm việc. Trong phạm vi luận án sẽ tiến hành xác định các thông số hợp lý gồm 3 thông số kết cấu là góc nghiêng ban đầu của hộp sàng (α_0), khối lượng khối lệch tâm (m_0), độ cứng lò xo của máy sàng (C) cùng với thông số chế độ làm việc là tốc độ vòng quay trục lệch tâm (ω) của máy sàng (có sự ảnh hưởng của tốc độ vòng quay trục động cơ (ω_{dc}) và tốc độ vòng quay trục bánh đà máy nghiền (ω_{bd})) đáp ứng các thông số ĐLH của máy sàng rung vô hướng trên tổ hợp nghiền sàng di động (có tính đến ảnh hưởng của ác lực rung động máy nghiền và động cơ dẫn động) sao cho năng suất và hiệu quả sàng tốt nhất. Hay nói cách khác là xác một số thông số hợp lý của máy sàng rung vô hướng trên tổ hợp nghiền sàng di động sao cho các thông số ĐLH thỏa mãn điều kiện (3.23) sau (bảng 3-6):

$$\left| \begin{array}{l} A_{min} \leq A \leq A_{max} \\ v_{min} \leq v \leq v_{max} \\ a_{min} \leq a \leq a_{max} \\ \alpha_{min}, \dot{\alpha}_{min}, \ddot{\alpha}_{min} \leq \alpha, \dot{\alpha}, \ddot{\alpha} \leq \alpha_{max}, \dot{\alpha}_{max}, \ddot{\alpha}_{max} \end{array} \right| \quad (3.23)$$

(Trong đó : A (m), v (m/s), a (m/s²), α (rad) là các thông số ĐLH gồm biên độ, vận tốc, gia tốc dao động và góc lắc của máy sàng trên tổ hợp nghiền sàng di động). Như vậy sẽ có ba phương pháp giải quyết bài toán hợp lý dưới đây.

- **Phương pháp 1:** Giải quyết việc xác định một số thông số hợp lý của máy sàng rung vô hướng trên tổ hợp nghiền sàng di động bằng phương pháp qui hoạch thực nghiệm.

Đây là phương pháp sử dụng số lượng làm thực nghiệm đủ lớn để tìm hàm hồi qui từ đó xác định được một số thông số hợp lý. Tuy nhiên với tổ hợp nghiền sàng di động, do vật liệu đầu vào của quá trình sàng phụ thuộc và vật liệu đầu vào của máy nghiền đá, do đó tính đồng nhất của vật liệu đầu vào quá trình sàng (vật liệu thô của quá trình nghiền đá) là không giống nhau qua các lần thí

nghiệm. Vì thế kết quả trong qui hoạch thực nghiệm với tổ hợp nghiên sãng sẽ có sai số lớn nên phương pháp này không phù hợp.

- **Phương pháp 2:** Giải quyết việc xác định một số thông số hợp lý của máy sãng rung vô hướng trên tổ hợp nghiên sãng di động bằng phương pháp ĐLH ngược.

Đây là phương pháp xác định vùng giá trị các thông số ĐLH của máy sãng rung vô hướng trên tổ hợp nghiên sãng di động tại đó cho hiệu quả và năng suất sãng cao, từ đó tìm ra các thông số hợp lý. Tuy nhiên đây là phương pháp xây dựng bài toán theo đa hàm số là năng suất, hiệu quả và năng lượng sãng với đa biến số ảnh hưởng là các thông số đầu vào đã nêu trên. Nên việc giải bài toán sẽ rất phức tạp và có nhiều sai số, không dễ giải quyết do đó tính khả dĩ không cao.

- **Phương pháp 3:** Giải quyết việc xác định một số thông số hợp lý của máy sãng rung vô hướng trên tổ hợp nghiên sãng di động bằng phương pháp ĐLH thuận.

Phương pháp ĐLH thuận là xác định một số thông số (các thông số kết cấu là góc nghiêng ban đầu hộp sãng (α_0), khối lượng khối lệch tâm m_0 , độ cứng lò xo đỡ máy sãng C và các thông số làm việc ω , $\omega_{đc}$, ω_{bd}) đáp ứng ĐLH của máy sãng rung vô hướng lắp trên tổ hợp nghiên sãng di động cho năng suất Q và hiệu quả sãng E tốt nhất (3.23) (bảng 3-6).

Như vậy bài toán xác định một số thông số hợp lý của máy sãng rung vô hướng trên tổ hợp nghiên sãng di động được phát biểu như sau.

*** Phát biểu bài toán:**

Xác định một số thông số

$$\left. \begin{array}{l} m_{0min} \leq m \leq m_{0max} \\ C_{min} \leq C \leq C_{max} \\ \omega_{min} \leq \omega \leq \omega_{max} \\ \omega_{đcmin} \leq \omega_{đc} \leq \omega_{đcmax} \\ \omega_{bdmin} \leq \omega_{bd} \leq \omega_{bdmax} \end{array} \right\} \begin{array}{l} \text{Sao cho các} \\ \text{thông số' ĐLH} \\ \text{thỏa mãn ĐK} \end{array} \left. \begin{array}{l} A_{min} \leq A \leq A_{max} \\ v_{min} \leq v \leq v_{max} \\ a_{min} \leq a \leq a_{max} \\ \alpha_{min}, \dot{\alpha}_{min}, \ddot{\alpha}_{min} \leq \alpha, \dot{\alpha}, \ddot{\alpha} \leq \alpha_{max}, \dot{\alpha}_{max}, \ddot{\alpha}_{max} \end{array} \right\} (3.24)$$

Tức là xác định một số thông số hợp lý của máy sãng rung vô hướng trên tổ hợp nghiên sãng di động sao cho các thông số ĐLH thỏa mãn giá trị bảng 3-6.

Để làm điều này, do máy sàng rung vô hướng trên tổ hợp nghiền sàng di động TNS-05 được thiết kế cùng loại (kết cấu lưới sàng đồng dạng và có cùng góc nghiêng ban đầu của hộp sàng α_0) với máy sàng rung vô hướng độc lập NLS-382/3. Nên trước tiên ta xác định vùng thông số ĐLH của máy sàng rung vô hướng tại đó cho năng suất và hiệu quả sàng là tốt nhất. Sau đó coi vùng thông số ĐLH vừa xác định làm cơ sở cho vùng thông số ĐLH của máy sàng rung vô hướng trên tổ hợp nghiền sàng sàng di động. Do kết cấu máy sàng cùng loại nên khi làm việc, xác suất lọt lỗ sàng và tính bám dính trên mặt lưới sàng của hạt vật liệu trên máy sàng rung vô hướng độc lập và máy sàng rung vô hướng trên tổ hợp nghiền sàng có tính tương đồng về thông số ĐLH sẽ cho năng suất và hiệu quả sàng tương đồng (về tỷ lệ %), đây chính là cơ sở khoa học đáng tin cậy để xác định vùng thông số ĐLH sao cho năng suất và hiệu quả sàng là tốt nhất của máy sàng rung vô hướng trên tổ hợp nghiền sàng di động.

*** Phương pháp giải bài toán:**

- Sử dụng phương pháp qui hoạch thực nghiệm trên máy sàng rung vô hướng độc lập để xác định sơ bộ một số thông số hợp lý của máy sàng rung vô hướng.
- Dùng các thông số hợp lý vừa tìm được làm cơ sở (chọn góc nghiêng ban đầu của hộp sàng (α_0) là giá trị hợp lý của máy sàng rung vô hướng độc lập (do tính đồng dạng)), tiến hành khảo sát ảnh hưởng lần lượt một số thông số gồm 2 thông số kết cấu là khối lượng khối lệch tâm (m_0), độ cứng lò xo của máy sàng (C) cùng với các thông số chế độ làm việc là tốc độ vòng quay trục lệch tâm (ω) của máy sàng, tốc độ vòng quay trục động cơ (ω_{dc}) và tốc độ vòng quay trục bánh đà máy nghiền (ω_{bd}) đáp ứng các thông số ĐLH của máy sàng rung vô hướng trên tổ hợp nghiền sàng sàng di động TNS-05 tương đương với vùng thông số ĐLH làm cơ sở (cho năng suất và hiệu quả sàng tốt nhất) đã được tính toán trên máy sàng rung vô hướng độc lập (đồng dạng), từ đó xác định được một số thông số hợp lý của máy sàng rung vô hướng trên tổ hợp nghiền sàng di động.

3.5. Xác định một số thông số hợp lý của máy sàng rung vô hướng trên tổ hợp nghiền sàng di động TNS-05

3.5.1. Qui hoạch thực nghiệm để xác định một số thông số hợp lý dựa trên các thông số ĐLH (làm cơ sở) của máy sàng rung vô hướng

Qui hoạch thực nghiệm là phương pháp sử dụng số lượng làm thực nghiệm đủ lớn khi thay đổi một số thông số trong vùng xác định để tìm hàm hồi qui từ đó xác định được một số thông số hợp lý của máy sàng rung vô hướng.

Trong phạm vi luận án sẽ làm qui hoạch thực nghiệm trên máy sàng rung độc lập với 04 thông số là góc nghiêng ban đầu của hộp sàng (α_0), khối lượng khối lệch tâm (m_0), độ cứng lò xo của máy sàng (C) và thông số chế độ làm việc là tốc độ vòng quay trục lệch tâm (ω) của máy sàng rung. Tiến hành làm thử nghiệm trên máy sàng rung vô hướng tại công trường thí nghiệm với tần suất nạp vật liệu đảm bảo tổng khối lượng vật liệu nạp trên mặt sàng cùng hộp sàng là 120 kg; máy sàng rung độc lập (cùng loại) làm thí nghiệm được chế tạo đồng dạng với nguyên mẫu lưới sàng thực tế sử dụng trên tổ hợp TNS-05 tại công trường Lữ đoàn 72 - BTL Công binh, nhưng có đủ các chức năng thay đổi các thông số α_0 , m_0 , C, ω . Các giá trị thay đổi khi thực nghiệm được xác định tại vùng làm việc như sau:

$$\begin{cases} \alpha_0 = 10^\circ \div 30^\circ (= 0,174 \div 0,523 \text{ rad}) \\ m_0 = 3.2 \div 4.8 \text{ kg} \\ C_x = 25589 \div 83299 \text{ N / m} \\ \omega = 52.3 \div 146.5 \text{ (Rad / s)} \end{cases}$$

Chi tiết nội dung qui hoạch thực nghiệm được thể hiện trong phụ lục 1. Kết quả ta thu được một số thông số hợp lý của máy sàng rung vô hướng là $\alpha_0 = 20^\circ$, khối lượng khối lệch tâm $m_0 = 4$ (kg), độ cứng lò xo $C_x = 62474$ (N/m), tốc độ quay trục lệch tâm $\omega = 120$ (rad/s).

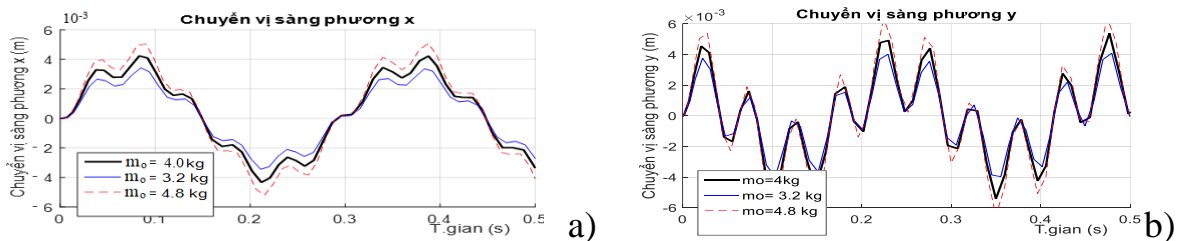
Từ kết quả trên cho phép lựa chọn góc nghiêng hộp sàng hợp lý trên tổ hợp nghiền sàng di động TNS-05 là $\alpha_0 = 20^\circ$, các thông số còn lại sử dụng làm cơ sở để xác định miền giá trị các thông số hợp lý của máy sàng rung vô hướng trên tổ hợp nghiền sàng di động. Tức là sử dụng bộ thông số hợp lý $\alpha_0 = 20^\circ$, $m_0 = 4.0$

(kg), $C = 62474$ (N/m) và $\omega = 120$ (rad/s) làm các thông số đầu vào cho tổ hợp TNS-05. Khi khảo sát lần lượt xác định miền giá trị (hợp lý) của mỗi thông số thì các thông số khác được giữ nguyên ở giá trị đã tính toán hợp lý nêu trên.

Dưới đây là kết quả khảo sát xác định một số thông số hợp lý của máy sàng rung vô hướng trên tổ hợp nghiên sàng di động TNS-05, quá trình này nghiên cứu sinh sẽ tiến hành khảo sát lần lượt sự ảnh hưởng của một số thông số (khối lượng gây rung, độ cứng lò xo, tần số góc cùng với sự ảnh hưởng của lực gây rung do động cơ và máy nghiền gây ra tương ứng chính là các tốc độ vòng quay trục động cơ và trục bánh đà máy nghiền) đến các thông số ĐLH máy sàng rung vô hướng trên tổ hợp nghiên sàng di động tương đương các thông số ĐLH (làm cơ sở) bảng 3-6 với các bước tính được chia nhỏ. Tuy nhiên để đồ thị không bị rối, trong luận án chỉ vẽ 03 giá trị, còn trong bảng giá trị số thì trình bày đến khi gặp giá trị ngoài vùng hợp lý của mỗi thông số khảo sát. Trong các bảng giá trị thì các giá trị in đậm là giá trị phù hợp bảng 3-6. Như vậy tại các bảng giá trị khi tất cả các giá trị tại dòng đang xét phải phù hợp với kết quả bảng 3-6 thì kết quả đó mới được lựa chọn. Các thông số khác của tổ hợp TNS-05 lấy theo bảng thông số đầu vào (phụ lục 2).

3.5.2. Xác định khối lượng khối lệch tâm hợp lý m_0

Giữ nguyên các thông số đầu vào, tiến hành thay đổi khối lượng của khối lệch tâm máy sàng rung có các giá trị: $m_0 = 3.2 \div 4.8$ kg với bước chia là 0.2 kg. Ta thu được ảnh hưởng của khối lượng khối lệch tâm tới các thông số ĐLH của máy sàng rung trên tổ hợp nghiên sàng di động thể hiện bởi các đồ thị sau:



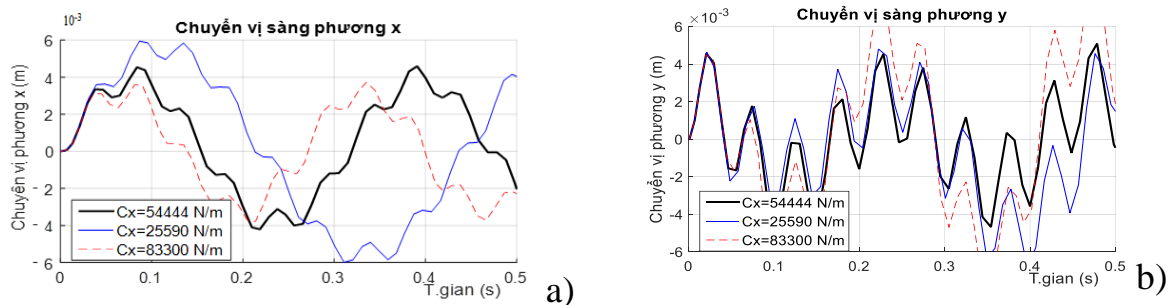
Hình 3-5. Đồ thị chuyển vị máy sàng rung theo phương x, y khi thay đổi m_0

4.4	-0.0044	-0.0056	-0.26	-0.43	-27	-46	-0.076	-21	-166
	÷ 0.0044	÷ 0.0056	÷ 0.26	÷ 0.43	÷ 27	÷ 46	÷ 0.076	÷ 21	÷ 166
4.8	-0.0049	-0.0061	-0.31	-0.48	-34.5	-51	-0.08	-23	-176
	÷ 0.0049	÷ 0.0061	÷ 0.31	÷ 0.48	÷ 34.5	÷ 51	÷ 0.08	÷ 23	÷ 176

Nhận xét: Qua khảo sát ta thấy khi khối lượng khối lệch tâm m_0 thay đổi thì chuyển vị, vận tốc, gia tốc và góc lắc, vận tốc góc lắc, gia tốc góc lắc của máy sàng cũng thay đổi theo. Trong đó chuyển vị, vận tốc và gia tốc của máy sàng có sự thay đổi nhiều nhất. Tuy nhiên tần số dao động của các thông số gần như không thay đổi. Các kết quả giá trị được in đậm trong bảng 3-7 phù hợp với giá trị tính toán trong bảng 3-6, tương ứng với khối lượng khối lệch tâm $m_0=3.6 \div 4.2$ kg sẽ cho ta các kết quả kết quả góc lắc máy sàng $\alpha \approx 0.065 \div 0.073$ rad ($\approx 3.8^0 \div 4.2^0$). So sánh với giá trị lý thuyết hợp lý đã tính toán trong phụ lục 1 nhận thấy các giá trị này nằm vùng cho phép. Như vậy đối với tổ hợp nghiên sàng di động TNS-05 thì khối lượng khối lệch tâm của máy sàng rung vô hướng $m_0=3.6 \div 4.2$ kg là hợp lý.

3.5.3. Ảnh hưởng của độ cứng lò xo máy sàng

Giữ nguyên các thông số đầu vào, tiến hành thay đổi độ cứng lò xo có các giá trị: $C_x=25590 \div 83300$ N/m với các bước chia là 3300 N/m. Ta thu được ảnh hưởng của độ cứng lò xo tới các thông số động lực học của máy sàng trên tổ hợp nghiên sàng di động được biểu diễn dưới dạng đồ thị như các hình sau:



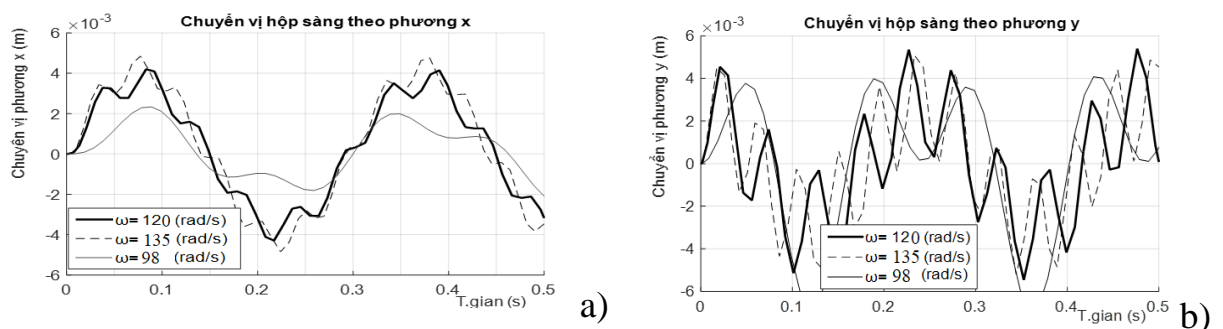
Hình 3-9. Đồ thị chuyển vị máy sàng rung theo phương x, y khi thay đổi C

67640	-0.00395 ÷ 0.00395	-0.0070 ÷ 0.0070	-0.21 ÷ 0.21	-0.52 ÷ 0.52	-21 ÷ 21	-42 ÷ 42	-0.074 ÷ 0.074	-17 ÷ 17	-160 ÷ 160
70940	-0.00396 ÷ 0.00396	-0.0073 ÷ 0.0073	-0.21 ÷ 0.21	-0.54 ÷ 0.54	-21.5 ÷ 21.5	-43 ÷ 43	-0.075 ÷ 0.075	-17.5 ÷ 17.5	-162 ÷ 162
83300	-0.0039 ÷ 0.0039	-0.0075 ÷ 0.0075	-0.20 ÷ 0.20	-0.55 ÷ 0.55	-23.5 ÷ 23.5	-45 ÷ 45	-0.078 ÷ 0.078	-19 ÷ 19	-168 ÷ 168

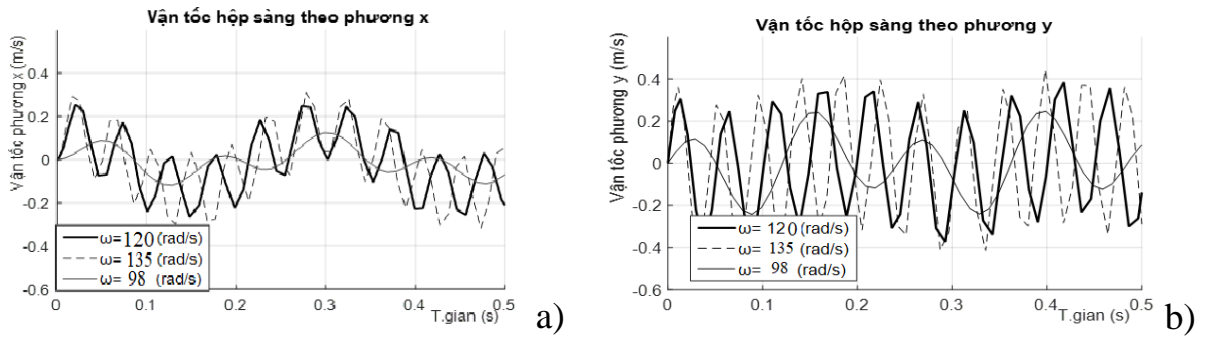
Nhận xét: Kết quả khảo sát ta thấy giá trị được in đậm trong bảng 3-8 phù hợp với giá trị tính toán trong bảng 3-6, tương ứng với độ cứng của lò xo $C_x=44540 \div 67640$ N/m sẽ cho ta các kết quả góc lắc máy sàng $\alpha \approx 0.062 \div 0.074$ rad ($\approx 3.55^\circ \div 4.24^\circ$). So sánh với giá trị lý thuyết hợp lý đã tính toán trong phụ lục 1 nhận thấy các giá trị này nằm vùng cho phép. Như vậy đối với tổ hợp nghiên sàng di động TNS-05 thì độ cứng của lò xo $C_x=44540 \div 67640$ N/m của máy sàng rung vô hướng là hợp lý nhất.

3.5.4. Xác định tốc độ vòng quay hợp lý của trục lệch tâm ω

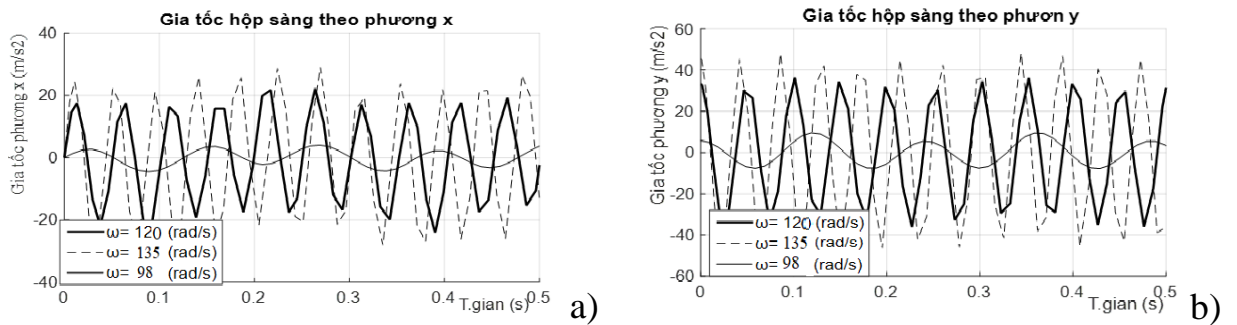
Giữ nguyên các thông số đầu vào, tiến hành thay đổi vận tốc trục lệch tâm có các giá trị: $\omega=98 \div 135$ rad/s với các bước nhảy là 5 rad/s. Ta thu được ảnh hưởng của tốc độ vòng quay trục lệch tâm tới các thông số ĐLH của máy sàng rung vô hướng trên tổ hợp nghiên sàng di động thể hiện trên các đồ thị như sau:



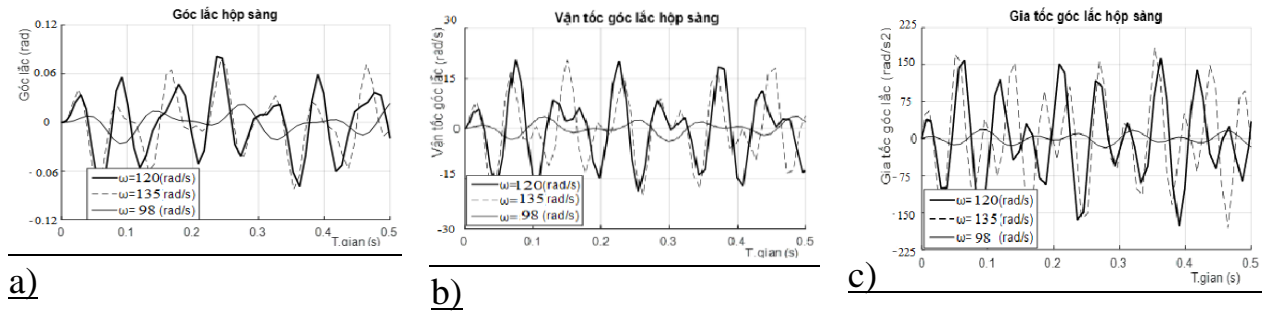
Hình 3-13. Đồ thị chuyển vị máy sàng rung theo phương x, y khi thay đổi ω



Hình 3-14. Đồ thị vận tốc máy sãng rung theo phương x, y khi thay đổi ω



Hình 3-15. Đồ thị gia tốc máy sãng rung theo phương x, y khi thay đổi ω



Hình 3-16. Đồ thị góc lắc, vận tốc, gia tốc góc lắc máy sãng rung khi thay đổi ω

Kết quả giá trị được thể hiện theo bảng 3-9 sau:

Bảng 3-9. Giá trị thông số ĐLH tương ứng với ω khác nhau

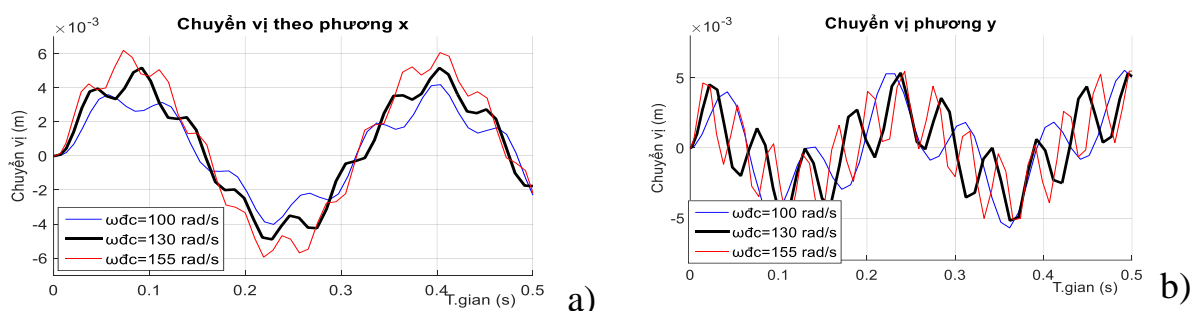
ĐLH ω (rad/s)	Biên độ (m)		V.tốc (m/s)		G.tốc (m/s ²)		Thông số về góc lắc		
	A_x	A_y	v_x	v_y	a_x	a_y	α (rad)	$\dot{\alpha}$ rad/s	$\ddot{\alpha}$ (rad/s ²)
98	-0.002	-0.0036	-0.05	-0.2	-6.5	-9.5	-0.02	-2.8	-20
	÷	÷	÷	÷	÷	÷	÷	÷	÷
110	0.002	0.0036	0.05	0.2	6.5	9.5	0.02	2.8	20
	-0.003	-0.0040	-0.13	-0.24	-16.5	-29	-0.055	-14	-110
115	÷	÷	÷	÷	÷	÷	÷	÷	÷
	0.003	0.0040	0.13	0.24	16.5	29	0.055	14	110
115	-0.0036	-0.0045	-0.15	-0.28	-18.5	-34	-0.065	-18	-130
	÷	÷	÷	÷	÷	÷	÷	÷	÷
115	0.0036	0.0045	0.15	0.28	18.5	34	0.065	18	130

120	-0.004 ÷ 0.004	-0.0055 ÷ 0.0055	-0.21 ÷ 0.21	-0.33 ÷ 0.33	-20 ÷ 20	-38 ÷ 38	-0.08 ÷ 0.08	-21 ÷ 21	-150 ÷ 150
125	-0.0042 ÷ 0.0042	-0.0057 ÷ 0.0057	-0.23 ÷ 0.23	-0.36 ÷ 0.36	-24 ÷ 24	-41 ÷ 41	-0.083 ÷ 0.083	-22.5 ÷ 22.5	-158 ÷ 158
130	-0.0046 ÷ 0.0046	-0.0054 ÷ 0.0054	-0.28 ÷ 0.28	-0.39 ÷ 0.39	-30 ÷ 30	-46 ÷ 46	-0.086 ÷ 0.086	-24 ÷ 24	-165 ÷ 165
135	-0.0048 ÷ 0.0048	-0.0050 ÷ 0.0050	-0.30 ÷ 0.30	-0.43 ÷ 0.43	-35 ÷ 35	-48 ÷ 48	-0.09 ÷ 0.09	-26 ÷ 26	-170 ÷ 170

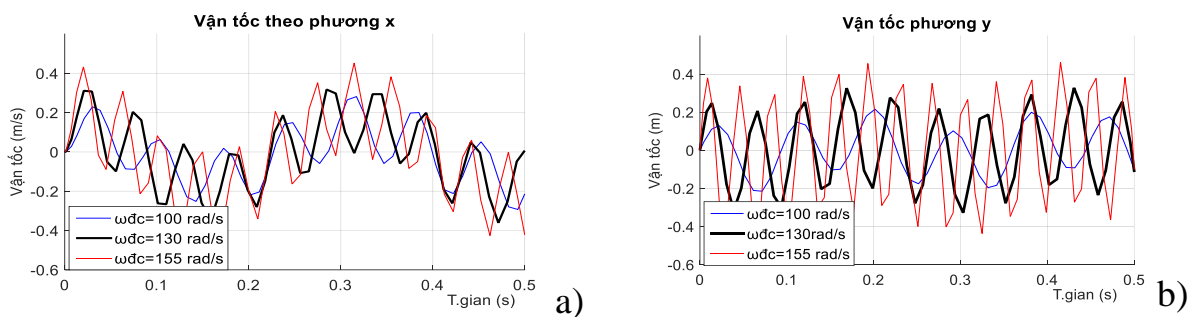
Nhận xét: Qua khảo sát ta thấy khi vận tốc góc khối lệch tâm ω thay đổi thì biên độ và tần số dao động của các thông số động lực học đều có sự thay đổi rất lớn, đặc biệt là gia tốc máy sàng, vận tốc và gia tốc góc lắc. Các kết quả giá trị được in đậm trong bảng 3-9 phù hợp (nằm trong vùng) với giá trị tính toán trong bảng 3-6, tương ứng với vận tốc góc khối lệch tâm $\omega=115\div 125$ rad/s sẽ cho ta góc lắc máy sàng $\alpha\approx 0.065\div 0.83$ rad ($\approx 3.7\div 4.76^\circ$). So sánh với giá trị lý thuyết hợp lý đã tính với phụ lục 1 nhận thấy các giá trị in đậm này nằm vùng cho phép. Như vậy đối với tổ hợp nghiền sàng sàng di động TNS-05 thì chế độ làm việc ở vận tốc góc khối lệch tâm của máy sàng rung vô hướng $\omega=115\div 125$ rad/s là hợp lý nhất.

3.5.5. Xác định tốc độ vòng quay hợp lý của trục động cơ ω_{dc}

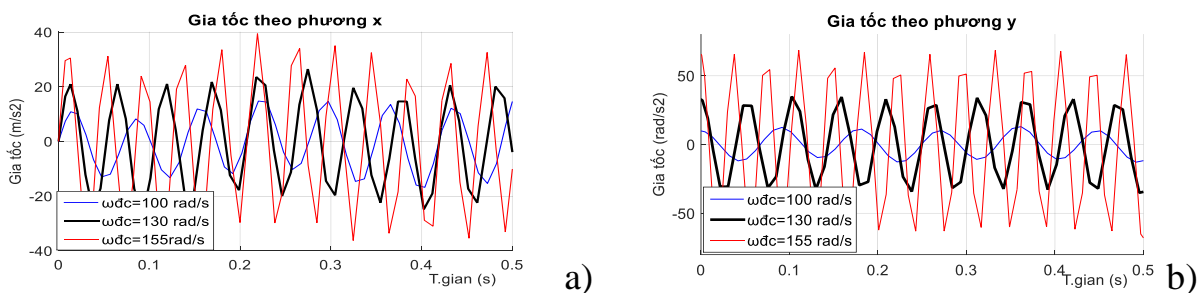
Giữ nguyên các thông số đã tính hợp lý, tiến hành thay đổi vận tốc quay trục động cơ có các giá trị: $\omega_{dc}=100\div 155$ rad/s với các bước nhảy là 5 rad/s. Ta thu được ảnh hưởng của tốc độ vòng quay trục động cơ tới các thông số ĐLH của máy sàng rung vô hướng trên tổ hợp nghiền sàng di động thể hiện trên các đồ thị như sau:



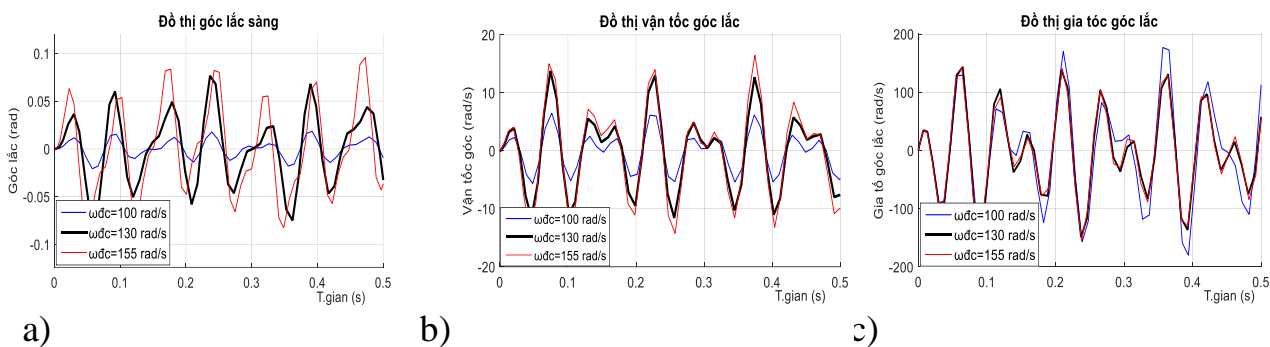
Hình 3-17. Đồ thị chuyển vị máy sàng rung theo phương x, y khi thay đổi ω_{dc}



Hình 3-18. Đồ thị vận tốc máy sàng rung theo phương x, y khi thay đổi ω_{dc}



Hình 3-19. Đồ thị vận tốc máy sàng rung theo phương x, y khi thay đổi ω_{dc}



Hình 3-20. Đồ thị góc lắc, vận tốc, gia tốc góc lắc máy sàng rung khi thay đổi ω_{dc}

Kết quả giá trị được thể hiện theo bảng 3-10 sau:

Bảng 3-10. Giá trị thông số ĐLH tương ứng với ω_{dc} khác nhau

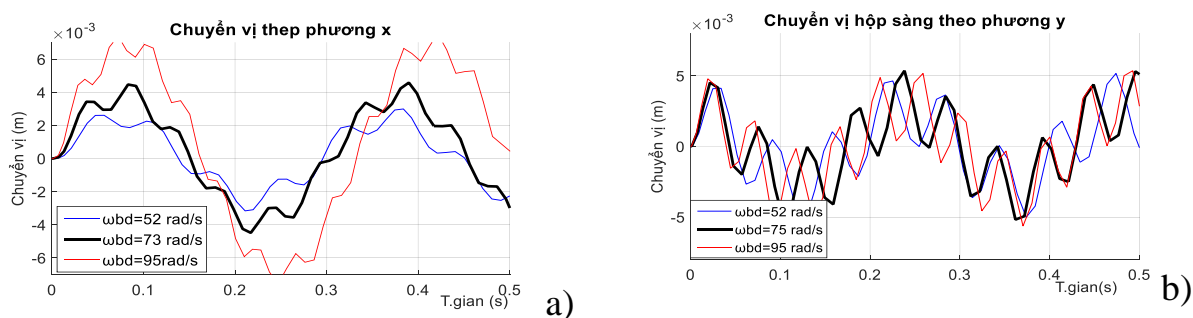
ĐLH ω (rad/s)	Biên độ (m)		V.tốc (m/s)		G.tốc (m/s ²)		Thông số về góc lắc		
	A _x	A _y	v _x	v _y	a _x	a _y	α (rad)	(rad/s)	(rad/s ²)
100	-0.0037	-0.0047	-0.20	-0.2	-17	-20	-0.02	-7	-80
	÷	÷	÷	÷	÷	÷	÷	÷	÷
120	0.0037	0.0047	0.20	0.2	17	20	0.02	7	80
	-0.0039	-0.0048	-0.21	-0.24	-20	28	-0.045	-10	-120
125	÷	÷	÷	÷	÷	÷	÷	÷	÷
	0.0039	0.0048	0.21	0.24	20	28	0.045	10	120
130	-0.0040	-0.0048	-0.22	-0.27	-21	-35	-0.070	-13	-140
	÷	÷	÷	÷	÷	÷	÷	÷	÷
130	0.0040	0.0048	0.22	0.27	21	35	0.070	13	140
	-0.0041	-0.0049	-0.23	-0.30	-22	-36	-0.075	-15	-150
130	÷	÷	÷	÷	÷	÷	÷	÷	÷
	0.0041	0.0049	0.23	0.30	22	36	0.075	15	150

135	-0.0042 ÷ 0.0042	-0.0049 ÷ 0.0049	-0.27 ÷ 0.27	-0.32 ÷ 0.32	-32.5 ÷ 32.5	-39 ÷ 39	-0.081 ÷ 0.081	-15 ÷ 15	-160 ÷ 160
140	-0.0044 ÷ 0.0044	-0.0050 ÷ 0.0050	-0.32 ÷ 0.32	-0.38 ÷ 0.38	-34 ÷ 34	-42 ÷ 42	-0.085 ÷ 0.085	-15 ÷ 15	-165 ÷ 165
155	-0.060 ÷ 0.060	-0.0055 ÷ 0.0055	-0.40 ÷ 0.40	-0.43 ÷ 0.43	-40 ÷ 40	-60 ÷ 60	-0.09 ÷ 0.09	-17 ÷ 17	-175 ÷ 175

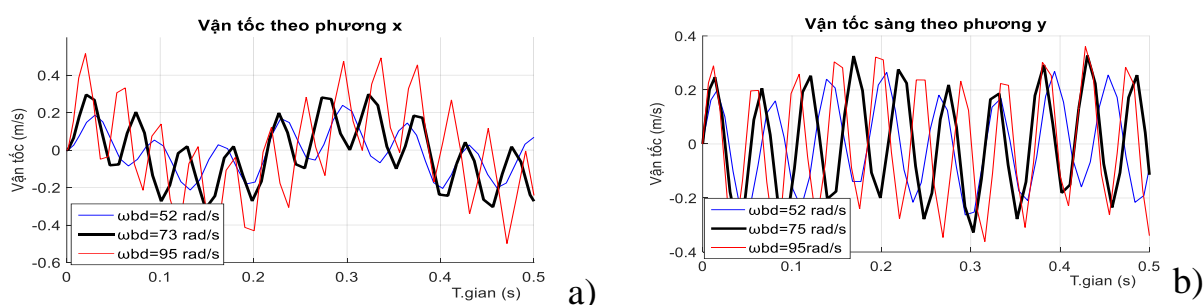
Nhận xét: Qua khảo sát ta thấy khi tốc độ quay của động cơ thay đổi thì biên độ và tần số dao động của các thông số ĐLH có sự thay đổi. Các kết quả giá trị được in đậm trong bảng 3-10 phù hợp (nằm trong vùng) với giá trị tính toán trong bảng 3-6, tương ứng với $\omega_{dc} = 125 \div 135$ rad/s sẽ cho ta góc lắc máy sàng $\alpha \approx 0.070 \div 0.081$ rad ($\approx 4.0 \div 4.6^\circ$). So sánh với giá trị lý thuyết hợp lý đã tính toán trong phụ lục 1 nhận thấy các giá trị này nằm trong vùng cho phép. Như vậy đối với tổ hợp nghiền sàng di động TNS-05 thì cần xác định tỷ số truyền giữa tốc độ quay trục động cơ và trục lệch tâm máy sàng sao cho tốc độ quay của động cơ dẫn động $\omega_{dc} = 125 \div 135$ rad/s là hợp lý nhất.

3.5.6. Xác định tốc độ vòng quay hợp lý của trục bánh đà máy nghiền ω_{bd}

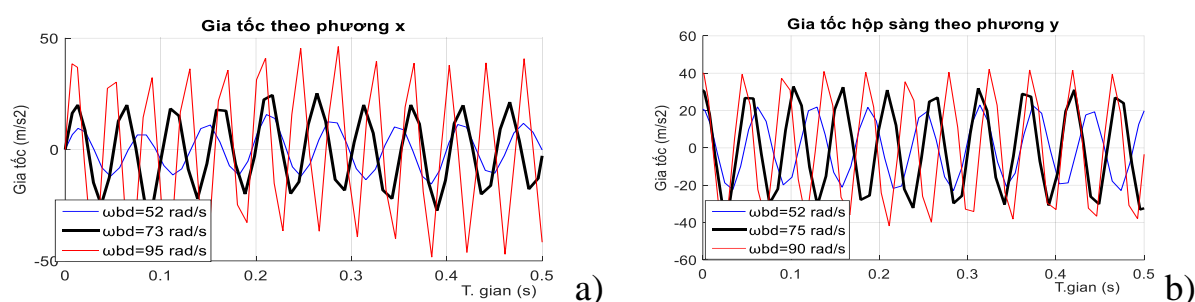
Giữ nguyên các thông số đầu vào, tiến hành thay đổi vận tốc trục quay bánh đà máy nghiền có các giá trị: $\omega_{bd} = 52 \div 95$ rad/s với các bước nhảy là 5 rad/s. Ta thu được ảnh hưởng của tốc độ vòng quay trục bánh đà máy nghiền tới các thông số ĐLH của máy sàng rung vô hướng trên tổ hợp nghiền sàng di động thể hiện trên các đồ thị như sau:



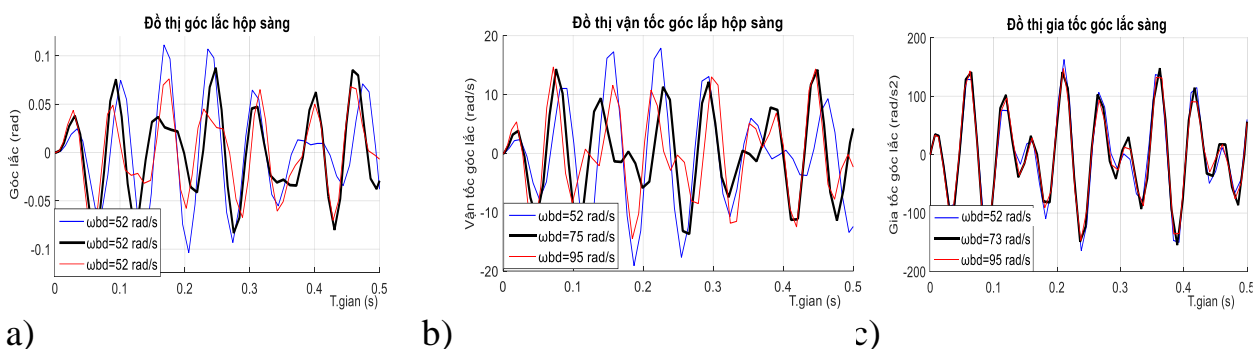
Hình 3-21. Đồ thị chuyển vị máy sàng rung theo phương x, y khi thay đổi ω_{bd}



Hình 3-22. Đồ thị vận tốc máy sàng rung theo phương x, y khi thay đổi ω_{bd}



Hình 3-23. Đồ thị vận tốc máy sàng rung theo phương x, y khi thay đổi ω_{bd}



Hình 3-24. Đồ thị góc lắc, vận tốc, gia tốc góc lắc máy sàng rung khi thay đổi ω_{bd}

Kết quả giá trị được thể hiện theo bảng 3-11 sau:

Bảng 3-11. Giá trị thông số ĐLH tương ứng với ω_{bd} khác nhau

ĐLH ω (rad/s)	Biên độ (m)		V.tốc (m/s)		G.tốc (m/s ²)		Thông số về góc lắc		
	A_x	A_y	v_x	v_y	a_x	a_y	α (rad)	(rad/s)	(rad/s ²)
52	-0.0025	-0.0045	-0.21	-0.21	-15	-21	-0.05	-8.5	-90
	÷	÷	÷	÷	÷	÷	÷	÷	÷
65	0.0025	0.0045	0.21	0.21	15	21	0.05	8.5	90
	-0.0030	-0.0047	-0.22	-0.24	-17	28	-0.065	-10	-125
70	÷	÷	÷	÷	÷	÷	÷	÷	÷
	0.0030	0.0047	0.22	0.24	17	28	0.065	10	125
75	-0.0036	-0.0048	-0.23	-0.27	-18.5	-32	-0.070	-14	-140
	÷	÷	÷	÷	÷	÷	÷	÷	÷
75	0.0036	0.0048	0.23	0.27	18.5	32	0.070	14	140
	-0.0041	-0.0049	-0.26	-0.30	-22	-34	-0.075	-15	-150
75	÷	÷	÷	÷	÷	÷	÷	÷	÷
	0.0041	0.0049	0.26	0.30	22	34	0.075	15	150

80	-0.0042 ÷ 0.0042	-0.0049 ÷ 0.0049	-0.28 ÷ 0.28	-0.32 ÷ 0.32	-32.5 ÷ 32.5	-36 ÷ 36	-0.079÷ 0.079	-15 ÷ 15	-160 ÷ 160
85	-0.0049 ÷ 0.0049	-0.0051 ÷ 0.0051	-0.39 ÷ 0.339	-0.33 ÷ 0.33	-34 ÷ 34	-38 ÷ 38	-0.010 ÷ 0.010	-16 ÷ 16	-165 ÷ 165
95	-0.064 ÷ 0.064	-0.0054 ÷ 0.0054	-0.50 ÷ 0.50	-0.38 ÷ 0.38	-40 ÷ 40	-40 ÷ 40	-0.13 ÷ 0.13	-17 ÷ 17	-180 ÷ 180

Nhận xét: Qua khảo sát ta thấy khi tốc độ quay của trục bánh đà máy nghiền thay đổi thì biên độ và tần số dao động của các thông số ĐLH có sự thay đổi không đáng kể. Các kết quả giá trị được in đậm trong bảng 3-11 phù hợp (nằm trong vùng) với giá trị tính toán trong bảng 3-6, tương ứng với tốc độ quay trục bánh đà máy nghiền $\omega_{bd} = 70 \div 80$ rad/s sẽ cho ta góc lắc máy sàng $\alpha \approx 0.070 \div 0.079$ rad ($\approx 4.0 \div 4.4^0$). So sánh với giá trị lý thuyết hợp lý đã tính toán trong phụ lục 1 nhận thấy các giá trị này nằm trong vùng cho phép. Như vậy đối với tổ hợp nghiền sàng di động TNS-05 thì cần xác định tỷ số truyền từ động cơ đến bánh đà sao cho tốc độ quay của trục bánh đà máy nghiền $\omega_{bd} = 70 \div 80$ rad/s là hợp lý nhất.

* **Nhận xét chung kết quả khảo sát:** Qua khảo sát các thông số kết cấu và các thông số chế độ làm việc của máy sàng rung vô hướng trên tổ hợp nghiền sàng di động ta thấy ảnh hưởng của các thông số kết cấu là khối lượng khối lệch tâm m_o , độ ứng lò xo C giảm dần, thông số làm việc là vận tốc góc của khối lệch tâm ω gây ra sự ảnh hưởng lớn nhất, nó làm thay đổi cả biên độ và tần số dao động của các thông số ĐLH, các thông số tốc độ quay trục động cơ và trục bánh đà máy nghiền ảnh hưởng không nhiều ở vùng tốc độ quay lựa chọn. Các giá trị in đậm trong bảng 3-7, bảng 3-8, bảng 3-9, bảng 3-10 và bảng 3-11 phù hợp với các giá trị thông số ĐLH tính toán đối với máy sàng rung vô hướng ở bảng 3-6 và phụ lục 1. Vì thế, đối với tổ hợp nghiền sàng di động TNS-05 thì ứng với các thông số kết cấu là $\alpha_o = 20^0$, $m_o = 3.6 \div 4.2$ kg, $C_x = 44540 \div 67640$ N/m và các thông số chế độ làm việc là $\omega = 115 \div 125$ rad/s, $\omega_{dc} = 125 \div 135$ rad/s, $\omega_{bd} = 70 \div$

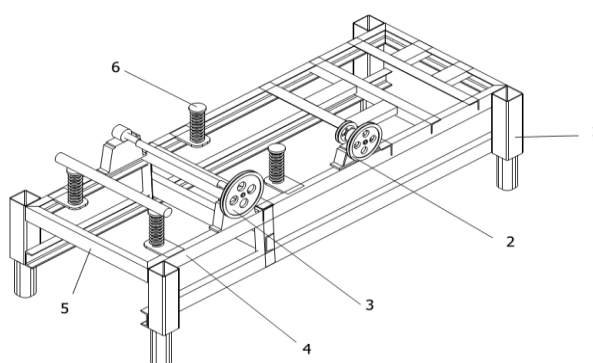
80 rad/s, sẽ cho ta giá trị góc lắc của máy sàng rung trong khoảng $\alpha \approx 3.55^{\circ} \div 4.76^{\circ}$, giá trị các thông số ĐLH của máy sàng rung vô hướng trên tổ hợp nghiền sàng di động tương đương với vùng giá trị ĐLH chuẩn (cho năng suất và hiệu quả sàng tốt nhất). Do đó, chúng ta hoàn toàn có thể lựa chọn được vùng giá trị một số thông số hợp lý, hay nói cách khác là xác định được một số thông số hợp lý của máy sàng rung vô hướng trên tổ hợp nghiền sàng di động để nâng cao năng suất và hiệu quả làm việc.

3.6. Xác định ứng suất trong khung máy

Trong quá trình tổ hợp làm việc, khung máy chịu tác động của các lực tĩnh và động. Xây dựng phương pháp và ứng dụng phần mềm để xác định ứng suất trong khung máy nhằm hoàn thiện kết cấu khung. Khi ứng suất phân bố đều trên khung sẽ tăng độ ổn định những cụm máy lắp đặt trên đó. Đồng thời cũng giảm thiểu ảnh hưởng rung động của khung máy đến các cụm như máy sàng rung, máy nghiền và động cơ dẫn động. Như vậy, việc hoàn thiện bền cho khung tổ hợp nghiền sàng di động vừa đảm bảo được độ bền cho máy vừa ổn định rung lắc khung, do đó ít ảnh hưởng đến quá trình sàng vật liệu, nhờ đó cũng sẽ tăng được năng suất và hiệu quả làm việc của máy.

3.6.1. Kết cấu và sơ đồ chịu lực của khung

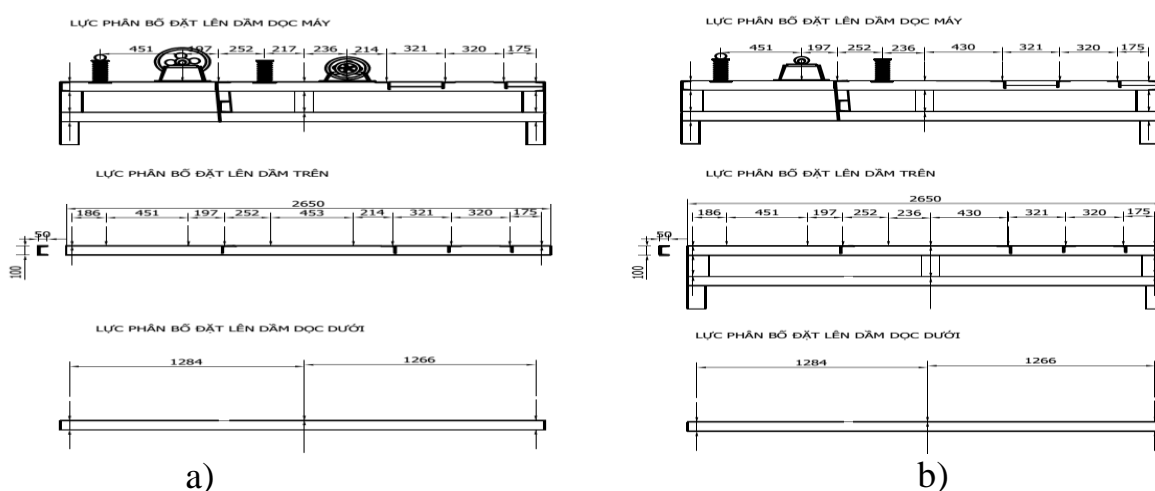
Sơ đồ kết cấu khung được thể hiện như hình 3-25



Hình 3-25. Sơ đồ kết cấu khung máy tổ hợp nghiền sàng di động
 1 - Chân khung. 2 - puli truyền. 3 - puli quay trực tiếp tâm máy sàng
 4 - Dầm dọc khung. 5 - Dầm ngang khung. 6 - Lò xo máy sàng

Trong quá trình làm việc, hệ thống khung dầm tổ hợp nghiền sàng di động chủ yếu chịu các lực tập trung ở 2 dầm dọc của khung máy được thể hiện như hình 3-26 dưới đây.

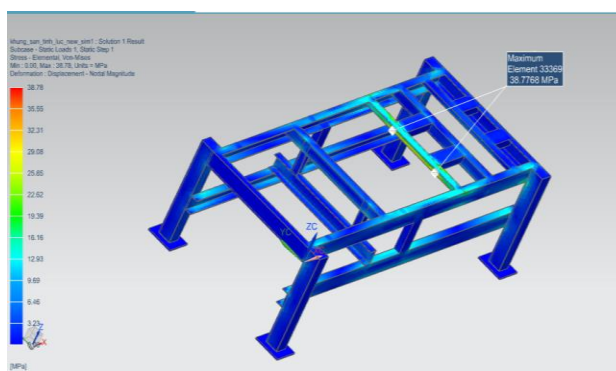
Các thành phần lực đặt lên khung gồm tải trọng tĩnh và tải động được lấy ở giá trị max để đảm bảo ứng suất trên khung là lớn nhất khi tổ hợp làm việc, từ đó cho phép phân thiết kế khung trong chế tạo mới sẽ đáp ứng tốt nhất về độ bền và độ ổn định phần khung khi tổ hợp làm việc.



Hình 3-26. Biểu diễn vị trí đặt các lực lên dọc khung máy
 a – Dầm dọc bên máy có bộ phận truyền lực
 b - Dầm dọc bên máy không có bộ phận truyền lực

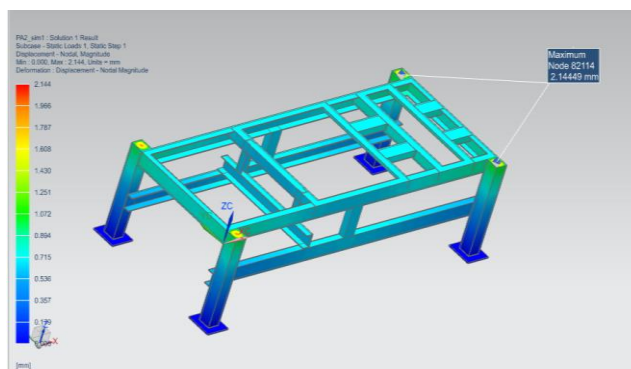
Trên hình 3-27 thể hiện ứng suất lớn nhất đặt tại các vị trí trên khung được phần mềm tính toán NX12 trên kết cấu 3D theo phương pháp phần tử hữu hạn chỉ ra là 38.8 Mpa.

Tại vị trí trên hình cho ta giá trị ứng suất max trên khung của tổ hợp. Từ đó cho phép tính toán thiết kế và gia cố bền cho khung theo vị trí ứng suất được tính toán phải nằm trong vùng giới hạn bền cho phép đối với vật liệu thép chế tạo khung.



Hình 3-27. Hình thể hiện ứng suất trên khung máy

Từ ứng dụng phần mềm khi đặt tải trọng lên khung (sử dụng phương pháp gia cố độ cứng khung theo giả thuyết khung cứng tuyệt đối), dựa trên biên dạng lớn nhất và nhỏ nhất theo phương đứng (phương y và đo bằng thực nghiệm) của khung tổ hợp khi làm việc có tải được thể hiện trên hình 3-28 phần mềm cũng sẽ tính toán quy đổi được độ cứng của nền nơi đặt chân khung của tổ hợp. Với tổ hợp đang khảo sát, giá trị biên dạng lớn nhất phần nền đặt chân khung được thể hiện trên hình vẽ là $2,144 \cdot 10^{-3}$ m.



Hình 3-28. Hình thể hiện biên dạng chân khung

Thay giá trị biên dạng nền tại chân khung $b=2,144 \cdot 10^{-3}$ m vào công thức

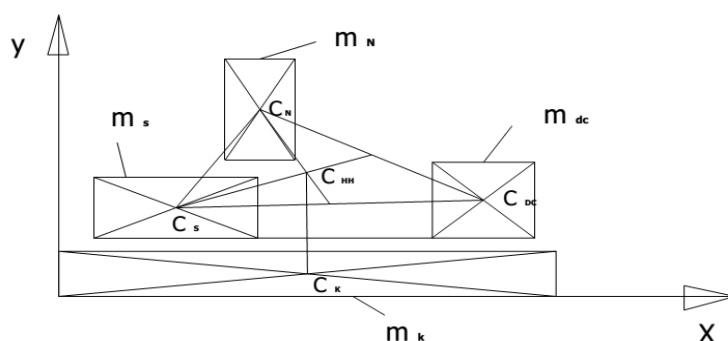
$$(2.18) \text{ tính được } k_y = \frac{2.1100 \cdot 10^5}{2,144 \cdot 10^{-3}} = 97725,6 \text{ (N/m)}$$

3.6.2. Xác định mối quan hệ giữa tọa độ trọng tâm của các cụm trên tổ hợp nghiền sàng di động

Từ đồ thị thông số động lực học của tổ hợp nghiền sàng sàng di động, ta nhận thấy hiện tượng tăng giảm theo chu kỳ của các thông số động lực học theo phương y và các thông số về góc lắc của phần máy sàng và khung máy. Hiện tượng này xảy ra do hai nguyên nhân sau

- Nguyên nhân thứ nhất là máy nghiền tạo ra lực nghiền đá theo qui luật mỗi $\frac{1}{2}$ vòng làm việc của bánh đà.
- Nguyên nhân thứ hai là trọng tâm của toàn bộ máy cách xa trọng tâm của phần khung máy sinh ra hiện tượng lắc khung.

Trong hai nguyên nhân thì nguyên nhân đầu tiên là không thể khắc phục vì quá trình nghiền đá là quá trình phải thực hiện của máy. Nguyên nhân thứ hai là ta phải tính toán hợp lý vị trí bố trí cụm máy sàng, cụm máy nghiền, động cơ dẫn động trên khung sao cho vị trí trọng tâm của hệ càng gần trọng tâm của khung càng tốt, điều này sẽ giảm tối đa hiện tượng lắc khung máy, từ đó tạo ra quá trình làm việc êm dịu của phần khung, giữ cho các thông số động lực học của máy sàng luôn làm việc ổn định trong vùng thông số hợp lý để đảm bảo năng suất và hiệu quả sàng tốt nhất.



Hình 3-29. Hình biểu diễn tọa độ trọng tâm của các cụm máy nghiền, sàng, động cơ và khung trên tổ hợp

- m_s, C_s - Khối lượng và tọa độ trọng tâm của cụm máy sàng rung.
- m_N, C_N - Khối lượng và tọa độ trọng tâm của cụm máy nghiền.
- m_{dc}, C_{dc} - Khối lượng và tọa độ trọng tâm của động cơ dẫn động.

m_k, C_k - Khối lượng và tọa độ trọng tâm của khung.

C_{HH} -Tọa độ trọng tâm tổ hợp nghiền sàng di động.

Từ hình 3-29 để đảm bảo khoảng cách $C_k C_{HH}$ là nhỏ nhất, do vị trí máy nghiền và máy sàng gần như khó thay đổi tương đối với nhau, như vậy ta chỉ còn cách thay đổi vị trí động cơ và trọng tâm khung sao cho $C_k C_{HH}$ nhỏ nhất. Bài toán đặt ra là $C_k C_{HH}$ nằm cùng phương với phương thẳng đứng (phương y), và hạ thấp trọng tâm cụm máy sàng đến mức thấp nhất có thể. Đưa các dữ liệu vào bài toán thực ta sẽ tìm được cách bố các cụm hợp lý nhất. Kết quả này sử dụng cho mục đích tính toán lắp đặt khi thiết kế mới.

Kết luận chương 3

Trong chương này luận án đã trình bày phương pháp xác định kết cấu lưới sàng hợp lý và các thông số ĐLH của máy sàng rung vô hướng độc lập tại đó cho cao năng suất và hiệu quả làm việc tốt nhất để làm chuẩn cho các thông số ĐLH của máy sàng rung vô hướng trên tổ hợp nghiền sàng di động.

Cụ thể là xác định một số thông số hợp lý của sàng rung vô hướng trên tổ hợp nghiền sàng di động (với tổ hợp nghiền sàng di động TNS-05 thì ứng với các thông số $\alpha_0=20^0$, $m_0=3.6 \div 4.2$ kg, $C_x =44540 \div 67640$ N/m, $\omega=115 \div 125$ rad/s, $\omega_{dc}=125 \div 135$ rad/s, $\omega_{bd}= 70 \div 80$ rad/s) là các giá trị đáp ứng ĐLH tương đương với các thông số ĐLH chuẩn (của máy sàng rung vô hướng độc lập) theo tiêu chí nâng cao năng suất và hiệu quả làm việc. Đồng thời sử dụng phương pháp phần tử hữu hạn FEM ứng dụng trên phần mềm NX12 để tính toán kết cấu hợp lý của khung máy khi thiết kế mới. Xác định mối quan hệ giữa tọa độ trọng tâm của các cụm trên tổ hợp nghiền sàng di động, từ đó đưa ra phương án lắp các cụm máy trên tổ hợp để đảm bảo rung lắc phần khung nhỏ ít ảnh hưởng đến quá trình làm việc của máy sàng rung vô hướng trên tổ hợp nghiền sàng di động.

Chương 4

NGHIÊN CỨU THỰC NGHIỆM

Trong phần nghiên cứu lý thuyết đã xác định được một số thông số kết cấu và thông số làm việc phù hợp với các thông số ĐLH để nâng cao năng suất và hiệu quả của máy sàng rung vô hướng trên tổ hợp nghiên sàng di động. Trong chương này sẽ tiến hành đo thử nghiệm một số thông số. Kết quả đo đạc thực nghiệm được dùng để so sánh, kiểm tra kết quả tính toán lý thuyết và đưa ra những kết luận, đánh giá sự đúng đắn của mô hình động lực học máy sàng rung vô hướng trên tổ hợp nghiên sàng di động. Đo hiệu quả sàng $E(\%)$ khi lắp hai bộ thông số trước và sau khi tính toán hợp lý để so sánh. Ngoài ra còn đo đạc xác định các lực rung động do máy nghiền đá và động cơ dẫn động tác dụng lên khung tổ hợp để làm thông số đầu vào trong quá trình tính toán động lực học của máy sàng rung vô hướng lắp trên tổ hợp nghiên sàng di động.

4.1. Nhiệm vụ và yêu cầu đặt ra của nghiên cứu thực nghiệm

4.1.1. Mục đích

- Xác định lực rung động phát sinh từ máy nghiền và động cơ dẫn động tác dụng lên khung máy làm thông số đầu vào cho bài toán lý thuyết;
- Xác định các thông số động lực học của máy sàng rung trên tổ hợp để kiểm chứng kết quả tính toán lý thuyết và làm cơ sở xác định một số thông số kết cấu và thông số làm việc hợp lý.

4.1.2. Đối tượng nghiên cứu thực nghiệm

Tổ hợp nghiên sàng di động loại nhỏ TNS-05 đang sử dụng tại Lữ đoàn 72-BTL Công binh.

4.1.3. Địa điểm tiến hành

Công trường thi công của Lữ đoàn 72- BTL Công binh.

Thời gian: Từ ngày 15/10/2018 ÷ 25/10/2018

4.1.4. Yêu cầu khi thực nghiệm:

- Nắm chắc cơ sở lý thuyết của tổ hợp nghiên sàng di động phục vụ thí nghiệm. Thực hiện tốt quy trình vận hành máy.

- Nắm chắc phương pháp tiến hành thí nghiệm, thí nghiệm theo đúng trình tự các nội dung.

- Chuẩn bị dụng cụ đầy đủ.

- Kết nối dây tín hiệu với các thiết bị chắc chắn.

- Tiến hành đo đầy đủ các thông số đã xác định.

Đảm bảo an toàn tuyệt đối cho người và trang bị trong quá trình thực nghiệm

4.2. Các thông số đo

Trong quá trình làm việc của máy sàng rung vô hướng trên tổ hợp nghiên sàng di động ta tiến hành đo các thông số sau:

- Biên độ dao động, vận tốc rung và gia tốc của máy sàng và khung máy.

- Góc lắc, vận tốc góc, và gia tốc góc của máy sàng và khung máy.

- Tốc độ quay của trục lệch tâm máy sàng.

- Tốc độ quay của trục bánh đà máy nghiên.

- Tốc độ quay của trục động cơ dẫn động.

- Biến dạng tại chân khung máy và chân lắp máy nghiên từ đó xác định lực kích động lên khung của máy nghiên và động cơ dẫn động.

4.3. Trang thiết bị làm thực nghiệm

4.3.1. Máy và thiết bị công tác

Tổ hợp nghiên sàng di động TNS-05 đang sử dụng tại công trường thi công của Lữ đoàn 72 - BTL công binh. Máy này có công suất nhỏ, phù hợp với các công trình rừng núi, dễ di chuyển phù hợp với nội dung làm thực nghiệm, có thể thay đổi được góc nghiêng α_0 của máy sàng rung vô hướng. Dễ thay đổi các mặt lưới sàng có kích thước bao và kích thước lỗ sàng khác nhau. Có thể thay đổi

được hệ thống lò xo đàn hồi của máy sàng, thay đổi được tốc độ quay ω của trục lệch tâm theo hình 1-5 .

4.3.2. Các đầu đo vận tốc và gia tốc PVB

Để đo gia tốc, vận tốc máy sàng và khung máy, sử dụng 03 đầu đo PCB do Hãng PCB của Mỹ chế tạo như hình 4-1. Đầu đo này được nối với máy sang và khung máy, các thông số kỹ thuật cơ bản cho trong bảng 4-1



Hình 4-1. Đầu đo biên độ, vận tốc và gia tốc PCB

Bảng 4-1. Các thông số cơ bản của đầu đo PCB- SN61524

STT	Thông số	Giá trị	Ghi chú
1	Nhiệt độ môi trường	-40 đến 125 ⁰ C	
2	Điện áp tín hiệu đầu ra	0 đến 5 V	
3	Dòng tín hiệu ra	4 đến 20mA	
4	Khoảng làm việc	0 đến 0.5 m	Biên độ
5	Khoảng làm việc	0 đến 50 m/s	Vận tốc
6	Khoảng làm việc	0 đến 400 m/s ²	Gia tốc

4.3.3. Đầu đo tốc độ vòng quay HHT13

Để đo tốc độ vòng quay của trục lệch tâm máy sàng, tốc độ quay trục bánh đà máy nghiền và trục động cơ dẫn động, sử dụng 03 đầu đo tốc độ vòng quay HHT13, như hình 4-2.



Hình 4-2. Đầu đo tốc độ vòng quay HHT13

Các thông số cơ bản của đầu đo HHT13 thể hiện trên bảng 4-2.

Bảng 4-2. Thông số cơ bản của đầu đo HHT13

STT	Thông số	Giá trị
1	Công suất la-de tối đa	1mW
2	Thời gian xung	Liên tục
3	Dải đo	5 ÷ 200000 vg/phút
4	Độ chính xác	0.01 %
5	Bước sóng la-de	650 nm
6	Chùm tia phân kỳ	<1,5 mrad
7	Đường kính chùm tia	4 x 7 mm điển hình tại 2 mét
8	Thời gian hoạt động	8000 giờ

4.3.4. Cảm biến đo khoảng cách H7

02 Cảm biến H7 được dùng để đo khoảng cách từ vị trí của nó đến điểm phản chiếu theo nguyên tắc tương quan quang học, dùng đo biên độ dao động của máy sàng theo phương x, y. Đây là loại cảm biến đo không tiếp xúc (hình 4-3), do hãng DATRON Cộng hoà Áo sản xuất. Tín hiệu ra tỷ lệ thuận với giá trị đo. Cảm biến được thiết kế gọn, nhẹ, dễ tháo lắp và sử dụng. Trong quá trình thí nghiệm, nó được kết nối với bộ thu thập dữ liệu NDAQ và vào máy tính thông qua cổng BNC.

Các thông số kỹ thuật của cảm biến H7 được ghi trong bảng 4-3.



Hình 4-3. Cảm biến đo khoảng cách H7.

Bảng 4-3. Các thông số kỹ thuật của cảm biến H7.

TT	Thông số	Giá trị	Ghi chú
1	Kích thước (D x R x C)	150×40×136 mm	
2	Khối lượng	0.53 kg	
3	Góc lắp đặt	- 20° ÷ 20°	
4	Khoảng đo	0 ÷ 500 mm	
5	Sai số tuyến tính	± 1%	
6	Điện áp đầu ra	1 ÷ 10V DC	
7	Vị trí lắp trên máy cách mặt đường	300 ÷ 800 mm	
8	Điện áp nguồn	10 ÷ 30V DC	
9	Nhiệt độ môi trường làm việc	5 ÷ 50°C	

4.3.5. Xen xơ đo biến dạng



Hình 4-4. Ten xơ đo biến dạng

Ten xơ đo biến dạng 5x5 mm dùng đo biến dạng chân khung.

4.3.6. Cân đồng hồ

Cân đồng hồ loại 100 kg dùng cân vật liệu.

4.3.7. Thiết bị ghi, khuếch đại và xử lý tín hiệu

Sử dụng thiết bị khuếch đại tín hiệu DAQP, DAWETRON 3020 có chức năng nhận và khuếch đại tín hiệu từ thiết bị đo và chuyển lên máy tính. Thiết bị khuếch đại tín hiệu và xử lý tín hiệu DAWETRON 3020 thể hiện trên hình 4-5



Hình 4-5. Thiết bị khuếch đại tín hiệu DAQP

Để ghi và xử lý số liệu đo được sử dụng thiết bị là máy tính cài đặt phần mềm DasyLab 11, hình 4-6.



Hình 4-6. Máy tính cài phần mềm DasyLab 11.0

- Đường ra của thiết bị khuếch đại tín hiệu DAQP nối với máy tính qua cổng USB, tín hiệu vào máy tính được xử lý bằng phần mềm DaSyLab 11.0.

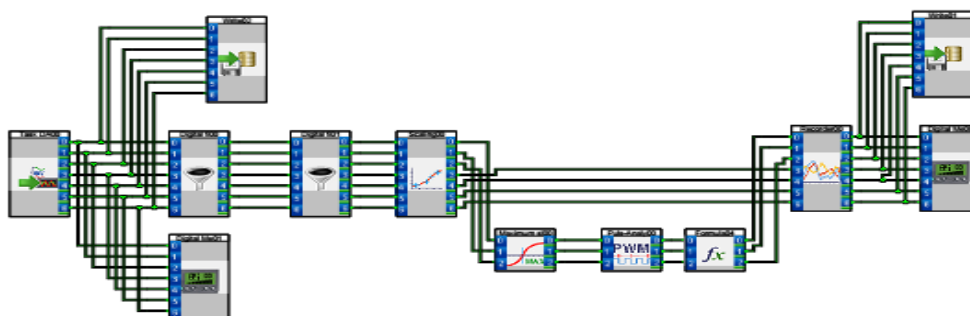
4.3.8. Phần mềm xử lý số liệu và máy tính

- Trong thực nghiệm sử dụng phần mềm DasyLab 11.0 Đó là phần mềm bao gồm 5 khối mô đun để thực hiện việc tiếp nhận, phân tích và xử lý tín hiệu đo.

Các mô đun được xây dựng từ phần mềm DasyLab 11.0; Trong đó:

- 1) Khối mô đun để tiếp nhận dữ liệu.
- 2) Khối mô đun vẽ đồ thị.
- 3) Khối mô đun phân tích.
- 4) Khối mô đun lưu trữ kết quả.
- 5) Khối mô đun hiển thị dạng đồ thị và dạng số.

- Sơ đồ cấu trúc các kênh đo biên độ, vận tốc, gia tốc, góc lắc, vận tốc góc lắc, gia tốc góc lắc của máy sàng và của khung máy như hình 4-7



Hình 4-7. Sơ đồ cấu trúc các kênh đo khi thực nghiệm

4.4. Các bước tổ chức thực nghiệm

4.4.1. Chuẩn bị làm thực nghiệm

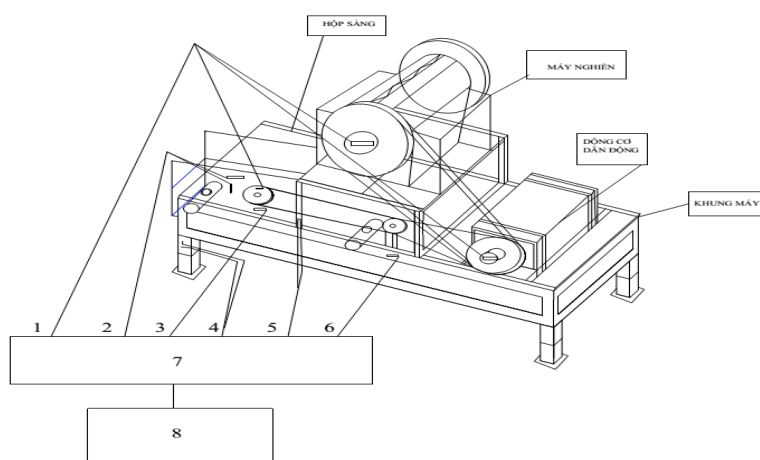
4.4.1.1. Điều kiện thực nghiệm

Điều kiện thí nghiệm là nghiền sàng đá xây dựng trong điều kiện đá khô.

Quá trình làm thí nghiệm cho sản phẩm đá xây dựng là đá 1x2, 2x4, 4x6 và đá mi sàng.

4.4.1.2. Bố trí các đầu đo và thiết bị đo

Sơ đồ bố trí các đầu đo như hình 4-8 và hình 4-9



Hình 4-8. Sơ đồ bố trí hệ thống thí nghiệm tổ hợp nghiền sàng di động

1- Đầu đo số vòng quay trực dẫn động máy sàng, trục bánh đà máy nghiền và trục động cơ dẫn động. 2- Đầu đo H7 đo biên độ dao động máy sàng. 3- Đầu đo gia tốc máy sàng. 4- Đầu đo biên dạng chân khung. 5- Xen xo đo lực máy nghiền tác động lên khung máy. 6- Đầu đo gia tốc khung máy. 7- Thiết bị DAWETRON 3020. 8- Máy tính xử lý số liệu.



Hình 4-9. Hình thể hiện lắp các đầu đo lên tổ hợp nghiền sàng di động

4.4.2. Tiến hành thực nghiệm

4.4.2.1. Kiểm tra máy, kiểm tra lắp đặt đầu đo và chuẩn bị vật liệu

Chuẩn bị đá dùng trong thí nghiệm và các loại lưới sàng có kích thước lỗ sàng khác nhau là 10x10 mm; 25x25 mm; 35x35 mm.

- Lắp lưới sàng lên thiết bị máy sàng.
- Chính góc nghiêng lưới sàng ở $\alpha_0=20^\circ$.
- Kiểm tra các bu lông liên kết của bộ phận gây rung, bộ phận bảo vệ, các gối lò xo, máng xả, phễu nạp đảm bảo chắc chắn.
- Kiểm tra độ căng dây đai.
- Kiểm tra cụm gây rung xem có kẹt không.
- Kiểm tra kết nối hệ thống điện, hệ thống dây dẫn vào biến tần, động cơ nếu có bất thường thì khắc phục ngay.
- Kiểm tra nút điều khiển tốc độ và các nút bấm xem đã làm việc bình thường.

Tiến hành cân vật liệu đá như hình 4-10



Hình 4-10. Cân đồng hồ loại 100 kg

Quá trình làm thí nghiệm gồm:

Cân vật liệu đầu vào giống nhau, (20[kg]) để đảm bảo các lần thí nghiệm thì vật liệu trên sàng tương đối giống nhau.

Cân khối lượng các hạt dưới sàng c, [kg].

Cân khối lượng hạt dưới sàng đã không lọt qua lỗ sàng b, [kg].

Với mỗi một tốc độ quay trục lệch tâm ω_1 làm thí nghiệm 3 lần ghi kết quả như bảng 4-4

Bảng 4-4. Tính hiệu quả sàng

Số TT	c (kg)	b(kg)	E (%)
Lần 1	c_1	b_1	E_1
Lần 2	c_2	b_2	E_2
Lần 3	c_3	b_3	E_3

Giá trị tính hiệu quả sàng của mỗi thí nghiệm ở một chế độ tốc độ vòng quay khối lệch tâm sẽ lấy giá trị trung bình

$$E_{oi} = E = \frac{E_1 + E_2 + E_3}{3} \quad (4.1)$$

Từ giá trị E có được ta so sánh ở các chế độ thực nghiệm khác nhau để đánh giá hiệu quả sàng.

4.4.2.2. Trình tự các bước thực nghiệm

- Bước 1: Tập kết toàn bộ máy móc thiết bị
- Bước 2: Lắp đặt các đầu đo lên thiết bị công tác.
- Bước 3: Nổ máy, vận hành thiết bị công tác.
- Bước 4: Vận hành tổ hợp nghiền sàng di động, đo các thông số hoạt động biên độ, vận tốc, gia tốc, góc lắc, vận tốc góc lắc, gia tốc góc lắc của máy sàng rung vô hướng và của khung máy. Đo vận tốc trục lệch tâm của máy sàng, vận tốc bánh đà máy nghiền và vận tốc trục động cơ dẫn động.
- Bước 5: Vận hành tổ hợp nghiền sàng di động.
- Khởi động động cơ dẫn động.
- Gạt nút điều khiển tốc độ trục động cơ, điều chỉnh dần tốc độ động cơ lên đến giá trị lớn nhất về phía “+”.
- Để máy chạy không tải trong vòng 2 phút quan sát máy chạy có gì bất thường thì khắc phục ngay.

- Tiến hành đo ở chế độ không tải tốc độ vòng quay trục lệch tâm n (vg/ph). Biên độ dao động a, a_k (m). Vận tốc v, v_k (m/s). Gia tốc g, g_k (m/s²). Góc lắc θ, θ_k (rad), vận tốc góc lắc $\dot{\theta}, \dot{\theta}_k$ (rad/s), gia tốc góc lắc $\ddot{\theta}, \ddot{\theta}_k$ (rad/s²) của máy sàng và khung máy, Kết quả dữ liệu ghi các giá trị vào bảng (phụ lục 3) và thể hiện trên hình (từ hình 4-12 đến hình 4-20). Thực hiện đo ở 3 chế độ tốc độ vòng quay trục lệch tâm $n_1=900$ vg/ph. $n_2=1150$ vg/ph và $n_3=1400$ vg/ph. Mỗi chế độ đo 3 lần tương ứng với 3 chế độ tốc độ vòng quay trục lệch tâm n_1, n_2 và n_3 .

- Thực hiện cũng ở 3 chế độ vòng quay n_1, n_2 và n_3 nhưng với máy có tải 100%, kết quả dữ liệu ghi vào bảng số liệu thí nghiệm (phụ lục 3).

4.5. Xử lý kết quả thí nghiệm

Kết quả thu được sau khi tiến hành thí nghiệm là các thông số động lực học của máy sàng rung vô hướng lắp trên tổ hợp nghiền sàng di động và của khung máy, các biến dạng nền đặt chân khung. Các dạng dữ liệu được xuất ra dưới dạng file văn bản (*.txt). Sử dụng các phần mềm xử lý số liệu có khá nhiều như DASyLab, LABView,... Trong luận án, tác giả chọn phần mềm DasyLab11.0 để thực hiện việc xử lý dữ liệu đo và xuất ra dưới dạng đồ thị.

Tiến hành đo đặc nhiều lần để xây dựng mẫu chuẩn sau đó xác định phân bố chuẩn của mẫu và đánh giá sai số với lý thuyết. Coi số liệu mỗi lần đo là một biến ngẫu nhiên đặc trưng X_i cho giá trị trung bình tính theo xác suất của tất cả các giá trị của biến ngẫu nhiên được tính theo (4.2)

$$\bar{X} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n X_i \quad (4.2)$$

Sai số ngẫu nhiên đối với giá trị trung bình của biến ngẫu nhiên được xác định theo công thức (4.3)

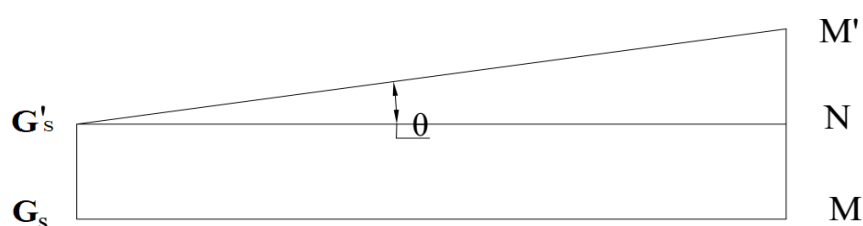
$$\sigma_{\bar{X}} = \sqrt{\frac{\sum (X_i - \bar{X})^2}{n}} \quad (4.3)$$

Sai số của thực nghiệm là tổng sai số ngẫu nhiên với sai số kết quả đo, để so sánh, đánh giá kết quả nghiên cứu lý thuyết với kết quả thực nghiệm, tiến hành đánh giá sai số tương đối với từng thông số tìm được với mỗi thí nghiệm như công thức (4.4) sau

$$\bar{X} = \frac{X_{LT} - X_{TN}}{X_{LT}} 100\% \quad (4.4)$$

Trong khuôn khổ luận án thể hiện sai số của ác thông số động lực học của máy sàng rung vô hướng trên tổ hợp nghiên sàng di động cũng như thông số động lực học của khung máy.

Để tính góc lắc của máy sàng rung vô hướng trên tổ hợp nghiên sàng di động. Dùng cảm biến H7 đo khoảng cách ta tiến hành đo biên độ dao động theo phương y của máy sàng rung vô hướng tại vị trí trọng tâm G_s và vị trí cuối máy sàng M . Giả sử biên độ dao động 2 vị trí theo phương y lần lượt là $G_s G'_s$ và MM' như hình 4-11



Hình 4-11. Biên độ dao động vị trí trọng tâm và vị trí M của máy sàng
Từ tam giác $G'_s N M'$, do θ nhỏ ta có góc lắc máy sàng:

$$\text{Tag}\theta = \frac{M'N}{G'_s N} \approx \theta; \quad (\text{rad}) \quad (4.5)$$

Tương tự cách tính với góc lắc của khung trong quá trình thí nghiệm

4.6. Kết quả đo đặc đánh giá hiệu quả sàng

Thí nghiệm đo hiệu quả sàng (đo đặc trên vật liệu đá đầu ra loại đá chuẩn 2x3) trên máy khi sử dụng kết cấu máy với bộ thông số là các giá trị trung bình (giữa) trong vùng tính toán các thông số hợp lý ở chương 3 như sau:

$$\alpha_0 = 20^\circ, m_0 = 4.0 \text{ (kg)} \text{ và } C_x = 62474 \text{ (N/m)},$$

Các thông số kết cấu của máy đang sử dụng trước khi tính toán hợp lý:

$\alpha_{0t} = 17^0$, $m_{0t} = 4.4$ (kg) và $C_{xt} = 64000$ (N /m)

4.6.1. Kết quả thí nghiệm đo hiệu quả sàng ở các ω khác nhau

Giữ nguyên ba thông số ở điều kiện thông số hợp lý làm thí nghiệm. Tiến hành đo ở các chế độ vòng quay khác nhau, kết quả tính toán được ghi vào các bảng sau

Bảng 4-5. Hiệu quả sàng ở tốc độ vòng quay trực lệ tâm $\omega = 90$ (Rad/s)

Số TT	ω (Rad/s)	c (kg)	b(kg)	E (%)	E_{tb} (%)
Lần 1	90	20	2.12	89.4	89.3
Lần 2		20	2.08	89.6	
Lần 3		20	2.2	89	

Bảng 4-6. Hiệu quả sàng ở tốc độ vòng quay trực lệ tâm $\omega = 110$ (Rad/s)

Số TT	ω (Rad/s)	c (kg)	b(kg)	E (%)	E_{tb} (%)
Lần 1	110	20	1.74	91.3	91.6
Lần 2		20	1.8	91.0	
Lần 3		20	1.62	91.9	

Bảng 4-7. Hiệu quả sàng ở tốc độ vòng quay trực lệ tâm $\omega = 120$ (Rad/s)

Số TT	ω (Rad/s)	c (kg)	b(kg)	E (%)	E_{tb} (%)
Lần 1	120	20	1.18	94.1	94.0
Lần 2		20	1.3	93.5	
Lần 3		20	1.12	94.4	

Bảng 4-8. Hiệu quả sàng ở tốc độ vòng quay trực lệ tâm $\omega = 135$ (Rad/s)

Số TT	ω (Rad/s)	c (kg)	b(kg)	E (%)	E_{tb} (%)
Lần 1	135	20	1.76	91.2	91.07
Lần 2		20	1.74	91.4	
Lần 3		20	1.88	90.6	

Bảng 4-9. Hiệu quả sàng ở tốc độ vòng quay trực lệ tâm $\omega = 145$ (Rad/s)

Số TT	ω (Rad/s)	c (kg)	b(kg)	E (%)	E_{tb} (%)
Lần 1	145	20	1.98	90.08	89.8
Lần 2		20	2.04	89.8	
Lần 3		20	2.06	89.6	

Từ kết quả đo hiệu quả sàng theo các bảng 4-5 đến bảng 4-9 tại các tốc độ khác nhau của khối lệ tâm: $\omega = 90 \div 145$ (rad/s). Nhận thấy hiệu quả tăng dần từ 89.3% đến 94% đạt max ở $\omega = 120$ (rad/s), sau đó giảm dần về 89.8%.

Tiếp tục làm thí nghiệm đo hiệu quả sàng khi thay đổi các thông số còn lại tương tự quá trình làm thí nghiệm với thông số tốc độ vòng quay. Kết quả cũng được ghi vào các bảng.

4.6.2. Kết quả thí nghiệm đo hiệu quả sàng giữa hai bộ thông số

Sử dụng bộ thông số kết cấu hợp lý trong vùng tính toán ở chương 3:

$\alpha_0 = 20^\circ$, $m_0 = 4.0$ (kg) và $C_x = 62474$ (N/m) và bộ các thông số kết cấu của máy đang sử dụng thực tế trước khi tính toán hợp lý: $\alpha_{0t} = 17^\circ$, $m_{0t} = 4.4$ (kg) và $C_{xt} = 64000$ (N/m)

Kết quả thí nghiệm với các giá trị ω khác nhau được ghi vào bảng sau:

Bảng 4-10. Hiệu quả sàng ở tốc độ vòng quay trực lệch tâm $\omega = 110$ (Rad/s)

Số TT	ω (rad/s)	Bộ thông số hợp lý	Bộ thông số máy sử dụng trước khi hợp lý				Chênh lệch hiệu quả sàng (%)
		E_{tb} (%)	c (kg)	b(kg)	E (%)	E_{tbt} (%)	
Lần 1	110	91.6	20	4.22	78.9	78.6	14.2
Lần 2			20	4.28	78.6		
Lần 3			20	4.35	78.25		

Bảng 4-11. Hiệu quả sàng ở tốc độ vòng quay trực lệch tâm $\omega = 120$ (Rad/s)

Số TT	ω (rad/s)	Bộ thông số hợp lý	Bộ thông số máy sử dụng trước khi hợp lý				Chênh lệch hiệu quả sàng (%)
		E_{tb} (%)	c (kg)	b(kg)	E (%)	E_{tbt} (%)	
Lần 1	120	94	20	3.71	81.45	81.3	13.5
Lần 2			20	3.76	81.2		
Lần 3			20	3.75	81.25		

Bảng 4-12. Hiệu quả sàng ở tốc độ vòng quay trực lệch tâm $\omega = 135$ (Rad/s)

Số TT	ω (rad/s)	Bộ thông số hợp lý	Bộ thông số máy sử dụng trước khi hợp lý				Chênh lệch hiệu quả sàng (%)
		E_{tb} (%)	c (kg)	b(kg)	E (%)	E_{tbt} (%)	
Lần 1	135	91.07	20	4.21	78.95	79.1	13.2
Lần 2			20	4.16	79.2		
Lần 3			20	4.15	79.25		

* **Nhận xét:** Từ kết quả đo thực nghiệm ghi trên các bảng 4-10 đến bảng 4-12 nhận thấy ở cùng một tốc độ vòng quay khỏi lệch tâm ω thì hiệu quả sàng

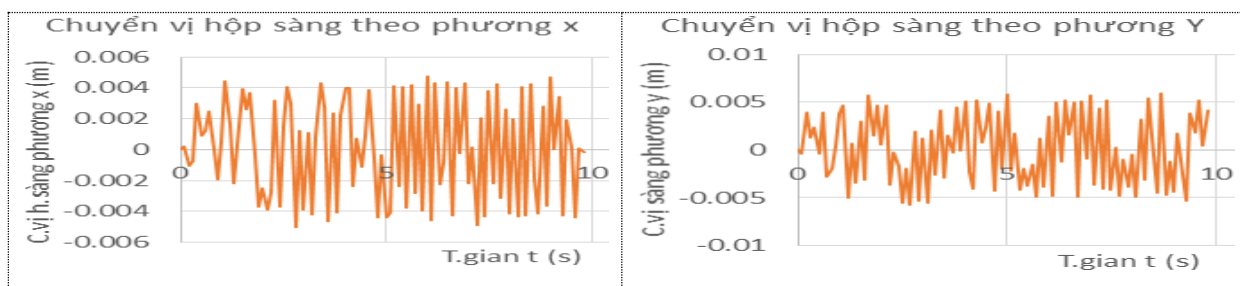
chênh lệch đáng kể giữa hai bộ thông số kết cấu. Cụ thể với các thông số kết cấu hợp lý của máy sàng rung vô hướng trên tổ hợp nghiên sàng di động cho hiệu quả sàng tăng lên từ 13.2 đến 14.2 % so với các thông số kết cấu trước đó của máy khi chưa có bộ thông số kết cấu hợp lý.

4.7. Kết quả thí nghiệm đo đặc xác định lực rung động do máy nghiền ép đá và động cơ dẫn động tác dụng lên khung máy

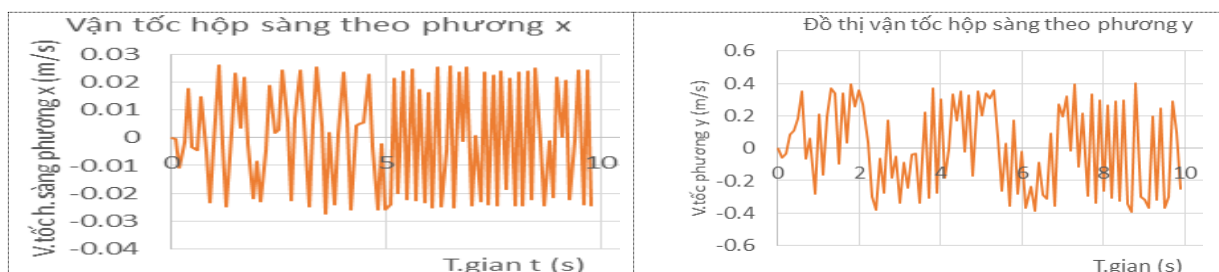
Các thí nghiệm đo đặc để xác định lực rung động do máy nghiền ép đá và động cơ dẫn động tác dụng lên khung máy được luận án trình bày ở mục 2.1.4.2 của chương 2 nhằm đưa các giá trị lực vào hệ phương trình vi phân chuyển động của tổ hợp nghiên sàng di động. Do vậy trong chương thực nghiệm này luận án không trình bày lại.

4.8. Kết quả đồ thị ĐLH thí nghiệm khi chạy chế độ có tải

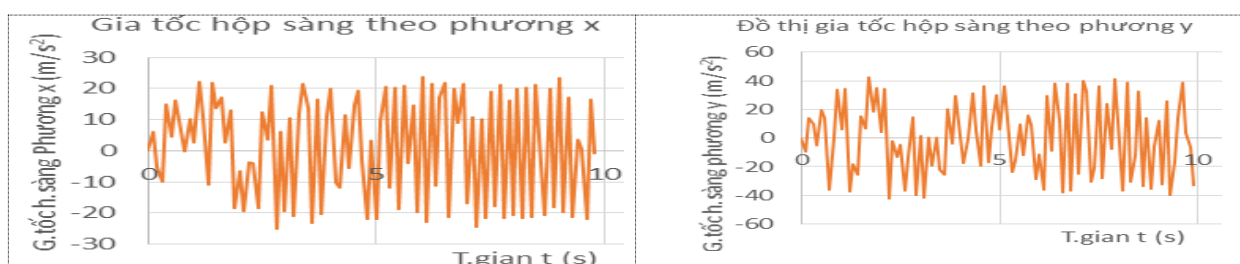
Tiến hành làm thực nghiệm trên tổ hợp nghiên sàng di động, chạy thiết bị ở chế độ làm việc có tải với $\omega=120$ rad/s, các thông số đầu vào được đặt ở chế độ máy hợp lý như chương 3. Kết quả đo được thể hiện ở các đồ thị hình sau:



Hình 4-12. Đồ thị thực nghiệm chuyển vị máy sàng rung theo phương x và y



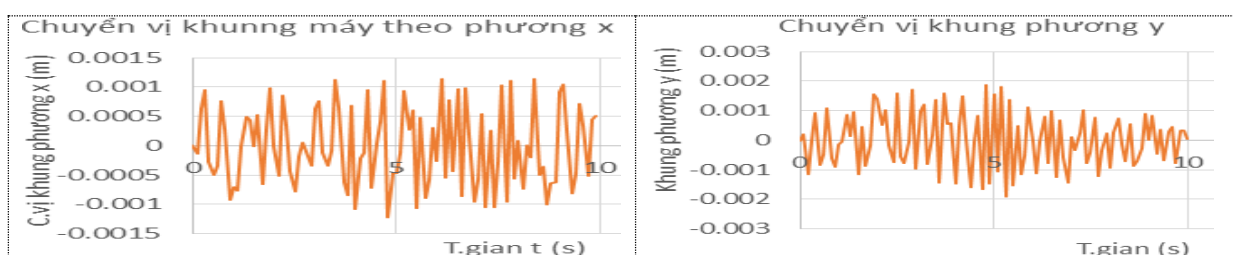
Hình 4-13. Đồ thị thực nghiệm vận tốc máy sàng rung theo phương x và y



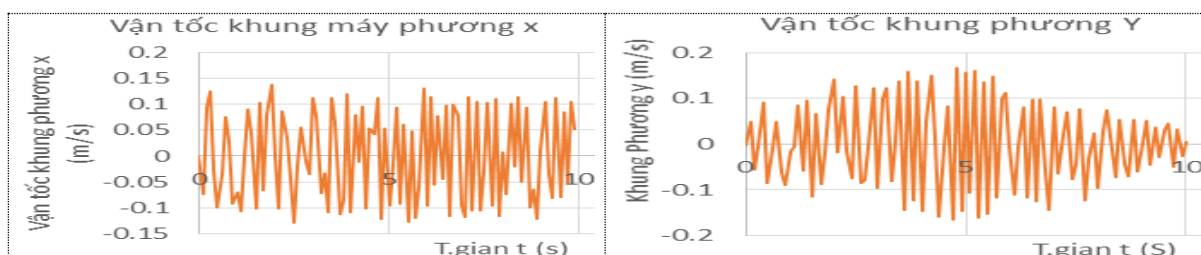
Hình 4-14. Đồ thị thực nghiệm gia tốc máy sàng rung theo phương x và y

*** Nhận xét các thông số động lực học máy sàng rung trên tổ hợp**

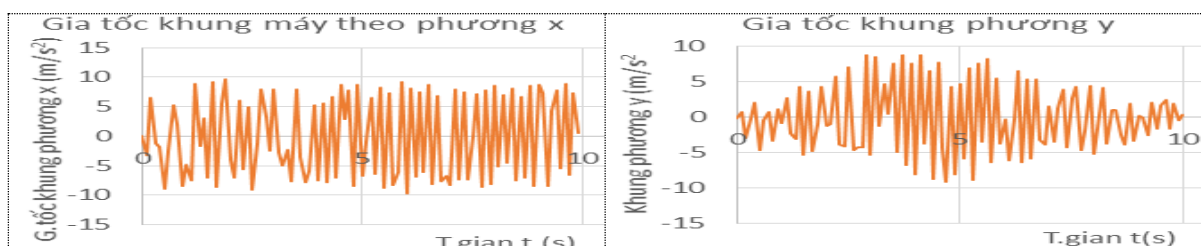
Từ các đồ thị hình 4-13 đến hình 4-14 nhận thấy giá trị thay đổi các thông số động lực học của máy sàng rung trên tổ hợp nghiền sàng di động như thông số biên độ dịch chuyển theo phương x là từ khoảng: $-4.3 \times 10^{-3} \div 4.3 \times 10^{-3}$ m, theo phương y là từ khoảng: $-5.5 \times 10^{-3} \div 5.5 \times 10^{-3}$ m. Vận tốc dịch chuyển theo phương x là từ khoảng: $-0.28 \div 0.28$ m/s, theo phương y là từ khoảng: $-0.42 \div 0.42$ m/s. Gia tốc dịch chuyển dịch chuyển theo phương x là từ khoảng: $-22 \div 22$ m/s², theo phương y là từ khoảng: $-40 \div 40$ m/s².



Hình 4-15. Đồ thị thực nghiệm chuyển vị khung theo phương x và phương y



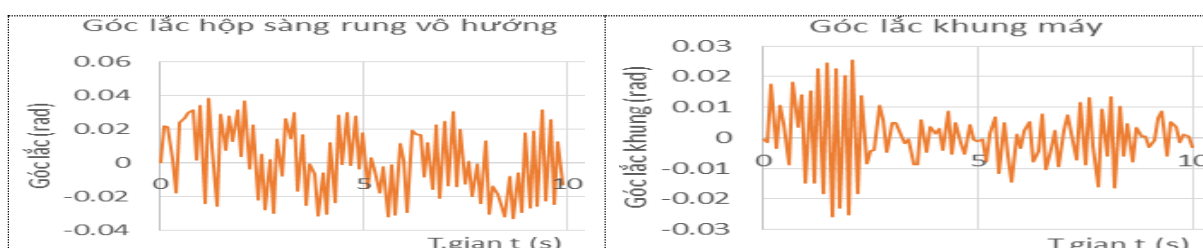
Hình 4-16. Đồ thị thực nghiệm vận tốc khung theo phương x và phương y



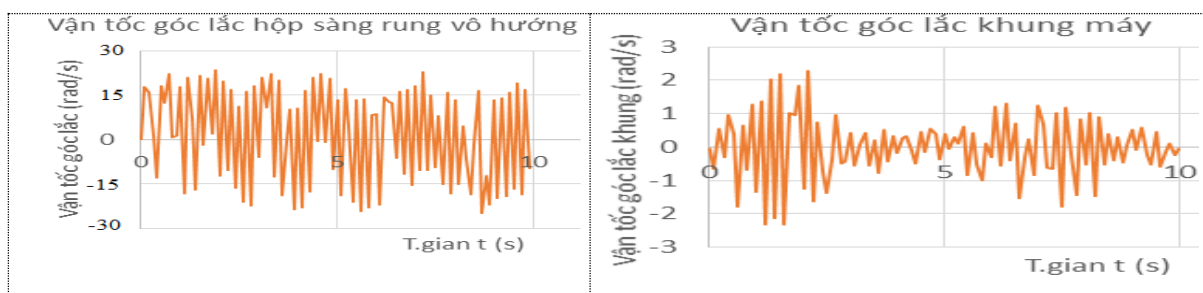
Hình 4-17. Đồ thị thực nghiệm gia tốc khung theo phương x và phương y

* Nhận xét các thông số động lực học khung máy

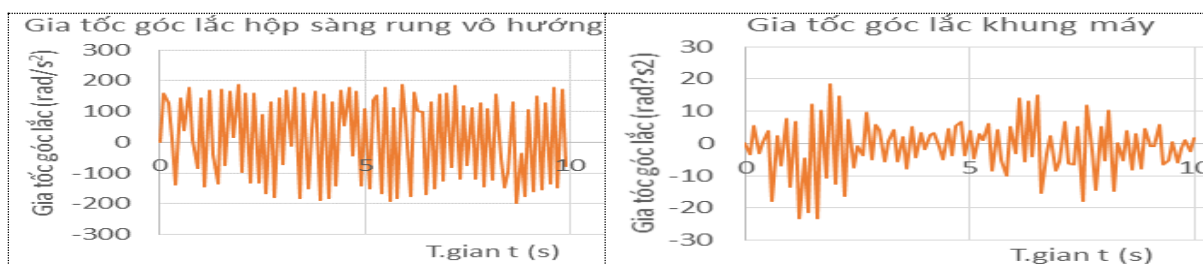
Từ các đồ thị hình 4-15 đến hình 4-17 cho thấy giá trị thay đổi của các thông số động lực học của khung tổ hợp nghiền sàng di động như thông số biên độ dịch chuyển theo phương x là từ khoảng: $-0.9 \times 10^{-3} \div 0.9 \times 10^{-3}$ m, theo phương y là từ khoảng: $-1.5 \times 10^{-3} \div 1.5 \times 10^{-3}$ m. Vận tốc dịch chuyển theo phương x là từ khoảng: $-0.09 \div 0.09$ m/s, theo phương y là từ khoảng: $-0.17 \div 0.17$ m/s. Gia tốc dịch chuyển dịch chuyển theo phương x là từ khoảng: $-6.5 \div 6.5$ m/s², theo phương y là từ khoảng: $-9 \div 9$ m/s².



Hình 4-18. Đồ thị thực nghiệm góc lắc máy sàng và khung



Hình 4-19. Đồ thị thực nghiệm vận tốc góc lắc máy sàng và khung



Hình 4-20. Đồ thị thực nghiệm gia tốc góc lắc máy sàng và khung

* Nhận xét về góc lắc

Từ hình 4-18 thấy thông số về góc lắc của máy sàng rung vô hướng có hiện tượng tăng giảm theo chu kỳ, về giá trị dao động trong khoảng $-0.037 \div 0.037$ rad

$=0.074 \text{ rad} (\approx 4.3^{\circ})$. Các thông số về góc lắc của khung rất nhỏ (bỏ qua lúc khởi động) góc lắc khung $\approx 0.0135 \text{ rad} \approx 0.8^{\circ}$ trong quá trình làm việc.

*** So sánh kết quả giữa lý thuyết và thực nghiệm**

Từ đồ thị các thông số động lực học của máy sàng rung trên tổ hợp nghiên sàng di động theo lý thuyết từ hình 2-16 đến hình 2-24 và theo thực nghiệm từ hình 4-12 đến hình 4-20 nhận thấy: Về kiểu dáng đồ thị các thông số động lực học của máy sàng rung trên tổ hợp nghiên sàng di động có sự tương đồng giữa tính toán lý thuyết và thực tiễn. Các thông số động lực học theo phương x ổn định và nhỏ hơn so với phương y, điều này do trong quá trình làm việc phương y bị ảnh hưởng của lực nghiền đá theo chu kỳ lớn hơn so với phương x.

Về giá trị các thông số động lực học của máy sàng rung trên tổ hợp máy có sai khác nhất định, nguyên nhân sự sai khác này có thể là do các giả thiết khi xây dựng mô hình bài toán động lực học.

Để tính giá trị sai khác của các thông số động lực học giữa lý thuyết và thực nghiệm ta tiến hành đo trên các đồ thị tương ứng, mỗi giá trị đo 3 lần rồi lấy giá trị trung bình của 3 lần đo và ghi như:

Bảng 4-13. Bảng đo giá trị thông số biên độ lý thuyết và thực nghiệm ở ω_i

Số TT	A_{xlt}	A_{xtn}	A_{yly}	A_{ytn}
Lần đo 1	A_{xlt1}	A_{xtn1}	A_{yly1}	A_{ytn1}
Lần đo 2	A_{xlt2}	A_{xtn2}	A_{yly2}	A_{ytn2}
Lần đo 3	A_{xlt3}	A_{xtn2}	A_{yly3}	A_{ytn2}

Tính biên độ dao động lý thuyết theo phương x

$$A_{xlt} = \frac{A_{xlt1} + A_{xlt2} + A_{xlt3}}{3} \quad (4.6)$$

Tương tự sẽ thực hiện với các thông số động lực học khác của máy sàng rung vô hướng trên tổ hợp nghiên sàng di động. Kết quả đo đạc và so sánh từ bảng 4-14 đến bảng 4-17.

Thông số động lực học máy sàng rung trên tổ hợp nghiên sàng di động thể hiện như bảng 4-14.

120	0.8	0.9	1.34	1.5	0,08	0,09	0,15	0,17	6	6.5	10	9
Sai khác (%)	11.1		9.33		11.1		11.7		8.3		10	

Sự sai khác của góc lắc khung tổ hợp giữa lý thuyết và thực tế được thể hiện trên bảng 4-17 dưới đây.

Bảng 4-17. So sánh sai khác giá trị góc lắc, vận tốc và gia tốc góc lắc của khung tổ hợp nghiền sàng giữa lý thuyết và thực tế

ω [rad/s]	Góc lắc khung (α_k)		Vận tốc góc lắc khung		Gia tốc góc lắc khung	
	[10^{-2} rad]		[rad/s]		[rad/s ²]	
	LT	TT	LT	TT	LT	TT
120	1.5	1.35	1.3	1.2	15	13.5
Sai khác (%)	10		7.7		10	

Nhận xét:

Qua kết quả khảo sát cho thấy giá trị các thông số động lực học của máy sàng rung vô hướng trên tổ hợp nghiền sàng di động nằm gần với các giá trị tính toán lý thuyết.

Sự sai khác của tính toán lý thuyết và đo đạc thực nghiệm các thông số động lực học của máy sàng rung trên tổ hợp nghiền sàng di động ($\leq 11.7\%$ bảng 4-16) nằm trong phạm vi cho phép qua đó cho phép đánh giá mức độ chính xác của mô hình động lực học xây dựng ở chương 2 là có thể chấp nhận được. Mô hình động lực học được xây dựng dùng để tính toán là đáng tin cậy.

Việc sử dụng mô hình động lực học đã xây dựng cho phép xử dụng trong các tính toán tiếp theo của máy sàng rung lắp trên tổ hợp nghiền sàng di động như tính toán các thông số hợp lý nhằm nâng cao năng suất và hiệu quả làm việc của tổ hợp. Đây là cơ sở để xây dựng bài toán tính toán thiết kế hợp lý tổ hợp nghiền sàng di động tại Việt Nam.

Kết luận chương 4

Trong chương này Nghiên cứu sinh đã trình bày mục đích của nghiên cứu thực nghiệm, các thông số cần đo đạc khi tiến hành làm thực nghiệm và công tác chuẩn bị thực nghiệm.

Đo hiệu quả sàng của máy sàng rung vô hướng trên tổ hợp nghiền sàng di động được thực hiện trên máy thực tế TNS-05 trước và sau khi sử dụng bộ thông số hợp lý nhằm đánh giá tính hiệu quả của bộ thông số hợp lý.

Đo đạc các thông số động lực học của máy sàng rung trên tổ hợp nghiền sàng di động được thực hiện trên máy thực tế TNS-05 nhằm:

- Đo đạc các lực rung động từ cụm máy nghiền và động cơ dẫn động tác dụng lên khung máy.
- So sánh kết quả đo các thông số động lực học của máy sàng rung trên tổ hợp với các tính toán lý thuyết để đánh giá tính đúng đắn của việc xây dựng mô hình động lực học ở chương 2.

KẾT LUẬN

Quá trình nghiên cứu luận án đã giải quyết các nội dung chính sau:

1. Phân tích tổng quát tính cấp thiết, phạm vi sử dụng của tổ hợp nghiên sàng di động, từ đó xây dựng mục tiêu nghiên cứu. Đồng thời phân tích tổng quan các vấn đề liên quan đến nội dung nghiên cứu của luận án làm cơ sở cho việc xác định nội dung và phương pháp nghiên cứu. Qua đó luận án đã đạt được những kết quả có tính mới và thực tiễn là xây dựng được mô hình tính toán động lực học của máy sàng rung vô hướng trên tổ hợp nghiên sàng di động có tính đến yếu tố ảnh hưởng rung động của cụm máy nghiên và động cơ lên khung bê máy nói chung và lên quá trình làm việc của máy sàng rung trên tổ hợp nghiên sàng di động nói riêng. Ngoài ra còn kể đến ảnh hưởng của nền đất đàn hồi nơi tổ hợp đứng làm việc.

2. Đã xác định các thông số kết cấu (hình học) hợp lý ($L_{\min} = 34.7d_{\max}$) của lưới sàng và vùng thông số ĐLH chuẩn (bảng 3-6). Sử dụng phương pháp qui hoạch thực nghiệm xác định các thông số hợp lý của máy sàng rung vô hướng làm thông số đầu vào. Từ đó xác định được một số thông số hợp lý ($\alpha_o=20^0$, $m_o=3.6 \div 4.2$ kg, $C_x = 44540 \div 67640$ N/m, $\omega=115 \div 125$ rad/s, $\omega_{đc}=125 \div 135$ rad/s, $\omega_{bd}= 70 \div 80$ rad/s) nhằm nâng cao năng suất và hiệu quả làm việc tổ hợp nghiên sàng di động. Kết quả đo đạc thực nghiệm cho hiệu quả sàng tăng 13.5% (bảng 4-11) ở bộ thông số hợp lý so với bộ thông số máy đang sử dụng.

3. Đã xây dựng được phương pháp đo đạc thực nghiệm trên tổ hợp nghiên sàng di động TNS-05 để xác định một số thông số đầu vào và kiểm chứng lại các kết quả nghiên cứu lý thuyết về ĐLH của máy sàng rung vô hướng trên tổ hợp nghiên sàng di động với kết quả sai số đo được $\leq 11.7\%$ (bảng 4-16). Kết quả này cho phép đánh giá sự đúng đắn của mô hình động lực học đã xây dựng, từ đó làm cơ sở khoa học cho những tính toán tiếp theo.

HƯỚNG NGHIÊN CỨU TIẾP THEO CỦA LUẬN ÁN

Ngoài những vấn đề mà luận án đã làm được, khi nghiên cứu về dao động của máy sàng rung vô hướng lắp trên tổ hợp nghiên sàng di động nói chung và dao động của khung nói riêng, luận án còn có vấn đề cần tiếp tục nghiên cứu đó là:

Bài toán động lực học của máy sàng rung vô hướng lắp trên tổ hợp nghiên sàng di động đang xem xét là bài toán phẳng nên trong tương lai có thể phát triển thành bài toán không gian thì mô hình sẽ sát với thực tế hơn.

DANH MỤC CÁC CÔNG TRÌNH CÔNG BỐ

1. Nguyễn Viết Tân, Bùi Khắc Gầy, Nguyễn Mạnh Hùng

“Cơ sở khoa học xác định quan hệ hợp lý giữa khối lượng phân rung với độ cứng lò xo của máy sàng rung có hướng”. Tạp chí Cơ khí Việt Nam – Trường Đại Học Kỹ Thuật Công Nghiệp (Thái Nguyên), số tháng 3/2017. Tr 165-169.

2. Nguyễn Mạnh Hùng, Nguyễn Viết Tân

“Ứng dụng thuật toán tiến hoá vi phân để tối ưu công suất nguồn kích động và độ cứng lò xo của máy sàng rung có hướng”. Kỷ yếu Hội nghị Khoa học Công nghệ Giao Thông Vận Tải, số tháng 5/2018, tr 521-526

3. Nguyễn Mạnh Hùng, Nguyễn Viết Tân, Bùi Khắc Gầy

“Nghiên cứu thực nghiệm xác định các thông số kết cấu hợp lý của máy sàng rung vô hướng”. Tạp chí Khoa Học và Kỹ thuật. Số 197 (4/2019). Học Viện KTQS, tr 61-69.

4. Nguyễn Mạnh Hùng, Nguyễn Viết Tân, Ngô Quang Tạo

“Xây dựng bài toán thực nghiệm xác định kích thước lưới sàng hợp lý để hiệu quả sàng lớn nhất của máy sàng rung vô hướng trên tổ hợp nghiền sàng di động”. Tạp chí Khoa Học Công Nghệ. Trường Đại Học Công Nghiệp (Hà Nội), số 53 (8/2019), tr 65-67

5. Nguyễn Mạnh Hùng, Nguyễn Viết Tân, Bùi Khắc Gầy

“Nghiên cứu động lực học tổ hợp nghiền sàng di động”. Tạp chí Cơ khí Việt Nam – Trường Đại Học Thủy Lợi. Số tháng 10/2019, tr67-72.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

Tiếng Việt

- [1]. Bùi Minh Trí, Bùi Thế Tâm. *Giáo trình tối ưu hóa – Cơ sở lý thuyết, thuật toán, chương trình mẫu Pascan*. Nhà xuất bản Giao thông vận tải. Hà nội, 1995.
- [2]. Cao Văn Chí. *Cơ học đất*. NXB Xây dựng. Hà nội, 2003.
- [3]. Đỗ Sanh, “*Cơ học T2*”. NXB Giáo dục, 2004.
- [4]. Đỗ Sanh (2003), *Động lực học máy*. NXB Khoa học và Kỹ thuật. Hà nội.
- [5]. Lê Tuấn Lộc. *Cẩm nang công nghệ và thiết bị mở*. Nhà xuất bản khoa học và kỹ thuật. Hà nội, 2006.
- [6]. Nguyễn Văn Dự, Nguyễn Đăng Bình. *Quy hoạch thực nghiệm trong kỹ thuật*. Nhà xuất bản khoa học và kỹ thuật. Hà Nội -2011.
- [7]. Nguyễn Văn Dự, Nguyễn Đăng Bình. *Quy hoạch thực nghiệm trong kỹ thuật*. Nhà xuất bản khoa học và kỹ thuật. Hà Nội -2011.
- [8]. Nguyễn Văn Vịnh. *Động lực học máy xây dựng và xếp dỡ*. Trường Đại học Giao thông vận tải - 2006.
- [9]. Nguyễn Văn Vịnh. *Động lực học máy xây dựng*. NXB Giao thông vận tải. Hà nội, 2008.
- [10]. Nguyễn Thiệu Xuân, Trần Văn Tuấn, Nguyễn Thị Thanh Mai, Nguyễn Kiếm Anh. *Máy sản xuất vật liệu và cấu kiện xây dựng*. Nhà xuất bản xây dựng, Hà Nội - 2000.
- [11]. Nguyễn Văn Khang. *Dao động kỹ thuật*. Hà Nội - 2004 Hà nội, 2008.
- [12]. Nguyễn Trọng. *Cơ học lý thuyết, tập 2*. Nhà xuất bản Khoa học và Kỹ thuật. Hà nội 2006.
- [13]. Nguyễn Viết Trung. *Thiết kế tối ưu*. Nhà xuất bản xây dựng. Hà nội, 2003.

- [14]. PGS-TS Bùi Minh Trí. PGS-TS Bùi Thế Tâm. *Giáo trình tối ưu hóa – Cơ sở lý thuyết, thuật toán, Chương trình mẫu PASCAN*. Nhà xuất bản Giao thông vận tải – Hà nội 1995.
- [15]. Phạm Văn Lang, Bạch Quốc Khang. *Cơ sở lý thuyết quy hoạch thực nghiệm và ứng dụng trong kỹ thuật nông nghiệp*. Nhà xuất bản nông nghiệp. Hà Nội 1998.
- [16]. Trần Văn Tuấn. *Cơ sở kỹ thuật rung trong xây dựng và sản xuất vật liệu xây dựng*. Nhà xuất bản xây dựng - 2005.
- [17]. Trần Minh Tuấn, Chu Văn Đạt, Bùi Khắc Gây. *Máy sản xuất vật liệu xây dựng*. Học viện KTQS - 2013.
- [18]. Vũ Liêm Chính, Phan Nguyên Di. *Động lực học máy*. Nhà xuất bản Khoa học kỹ thuật - 2002 (Bản dịch).
- [19]. Võ Trọng Hùng, Phùng Mạnh Đắc, “*Cơ học đá ứng dụng trong xây dựng và khai thác mỏ*”. Nhà xuất bản khoa học và kỹ thuật. Hà nội, 2005.

Tiếng Anh:

- [20]. Anil K.Chopra. *Dynamic of Structure: Theory and Applications to Earthquake engineering*, University of California at Berkeley- Prentice Hall 07458, (1969).
- [21]. Cheng and N.-D.Hoang. “Risk Score Inference for Bridge Maintenance Project Using Evolutionary Fuzzy Least Squares Support Vector Machine”, *J. Comput. Civ. Eng.*, ASCE, vol 28, (2014).
- [22]. K.V.Price, R.M.Storn and J.A. Lampinen. “*Differential Evolution: A practical Approach to global optimization*”, Springer Science & Business Media, Germany, (2005).
- [23]. Liu Chu-sheng, Zhang Shi-min, Zhou Hai-pei. *Dynamic analysis and simulation of four-axis forced synchronizing banana vibrating screen of variable linear trajectory*. School of Mechanical and Electrical Engineering, China University of Mining and Technology, Xuzhou 221008, China 2012.

- [24].Eng. Nicusor Dragan Mecmet. *The dynamic analysis of the inertial vibrating screens modeled as 3dof elastic systems*. The annals of “Dunarea de jos” University of galati fascicle XIV mechanical engineering, ISSN 1224-5615, 2012.
- [25].HE Xiao-mei, LIU Chu-sheng. “Dynamics and screening characteristics of a vibrating screen with variable elliptical trace”. *Mining Science and Technology* 19(2009)0508-0513.
- [26].Nicolas CHARUE. “Loading rate effects on pile load displacement behaviour derived from back-analysis of two load testing procedures”, Thesis presented for the degree of Doctor in Applied Sciences – 2004.
- [27].N.-D. Hoang, Q.-L.Nguyen, and Q.-N. Pham. “Optimizing construction project labor utilization using differential evolution: A comparative study of mutation strategies”, *Advances in Civil Engineering*, Volume 2015, Egypt, pp.1-8, (2015).
- [28].N.-D. Hoang. "NIDE: A Novel Improved Differential Evolution for Construction Project Crashing Optimization". *Journal of Construction Engineering*, Egypt, pp. 1-7, (2014).
- [29].Sergio Baragetti - Francesco Villa, . ” *A dynamic optimization theoretical method for heavy loaded vibrating screens*”, Springer Science + Business Media Dordrecht 2014.
- [30].Sergey Rummyantsev, Dmitry Tarasov. “Numerical Simulation of Non-linear Dynamics of Vibration Transport Machines in Case of Three Independently Rotating Vibration Exciters”. *Recent Advances in Applied Mathematics*, ISSN 1790-2769, 2010.
- [31].Sergey Rummyantsev, Dmitry Tarasov. “Numerical Simulation of Non-linear Dynamics of Vibration Transport Machines in Case of Three Independently

- Rotating Vibration Exciters”, Recent Advances in Applied Mathematics, ISSN 1790-2769, 2010.
- [32].The Mathworks Inc.” Using Simulink and Stateflow in Automotive Application”, Version 4, Natick, MA - 2005.
- [33].The Mathworks Inc. “*The Student Edition of MATLAB User’s Guide*”, Version 5, Natick, Massachusetts - 2005.
- [34].Tomasz Szymanski, Piotr Wodzinski. “*Screening on a screen with a vibrating sieve*”, Physicochemical Problems of Mineral Processing, 37 (2003) 27-36.
- [35].Tomasz Szymanski, Piotr Wodzinski. “*Membrane Screens with vibrating sieves. Physicochemical Problems of Mineral Processing*”, 35 (2001), 113-123
Fizykochemiczne Problemy Mineralurgii, 35 (2001) 113-123.
- [36].X.-S Yang. “*Natural – Inspired optimization Algorithms*”, ed Oxford: Elsevier, (2014).
- [37].V. Feoktistov. “*Differential Evolution - In Search of Solutions*”, Springer Science + business Media, LLC, New York, USA, (2006).

Tiêng Nga

- [38].Антипов В.И., Денцов Н.Н., Кошелев А.В. “*Динамика параметрически возбуждаемой вибрационной машины с изотропной упругой системой*“, Фундаментальные исследования. 2014. - №8, часть 5. - С.1037-1042.
- [39].Антипов В.И. “*Динамика вибрационных машин с параметрическим возбуждением*“, Автореф. на соиск. уч. ст. д.т. наук. -Нижний Новгород. Изд- во НГТУ, 2001. - 38с.
- [40].Андреев Е.Е., Тихонов О.Н. ”*Дробление, измельчение и подготовка сырья к обогащению*”. - СПб.: С.-Петербург. горный ин-т, 2007. - 439с.
- [41].Андреев С.Е., Перов В.А., Зверевич В.В. ”*Дробление, измельчение и грохочение полезных ископаемых*”. - М.: Недра, 1980. - 113с.

- [42]. Бауман В. А. и другие. "Вибрационные машины в строительстве и производстве строительных материалов", Москва - 1970.
- [43]. Бауман В. А. и И. И. Быховский. "Вибрационные машины и процессы в строительстве", Москва - 1977.
- [44]. Букин С. Л., кан. Тех. Наук, доц., Маслов С. Г., соискатель. "Динамическая модель бигармонического виброгрохота нового типа", Выпуск 16(142) Наукові праці ДонНТУ - 2011.
- [45]. Сапожников М. Я. "Механическое оборудование предприятий строительных материалов, изделий и конструкций", Москва - 1970.
- [46]. Delhov Nicolaievich (2015), "Динамика вибрационного грохота на комбинационном параметрическом резонансе", ижний Новгород.
- [47]. Вибрация в технике: Справ. -М.: Машиностроение, 1981. -Т.4. "Вибрационные процессы и машины" / под ред. Лавендела Э.Э. - 509с.
- [48]. Вибрация в технике: Справ. -М.: Машиностроение, 1978. -Т.1. "Колебания линейных систем" / под ред. Болотина В.В. - 352с.
- [49]. Левенсон Л.Б. "Машины для обогащения полезных ископаемых. Плоские подвижные грохота, их теория, расчет и проектирование" / «Механобр». Л., 1924. 240 с.
- [50]. Kroosh Technologies Ltd многочастотные вибромашины [Электронный ресурс]/ Kroosh Technologies Ltd. - Режим доступа: <http://www.kroosh.com> . - Загл. с экрана.
- [51]. Skripilov Anatoli Petrovich. "Методика определения эффективных параметров виброударного грохота для фракционирования строительных песков". PhD Thesis, Санкт- Петербург, (2013).
- [52]. Потураев В. Н., Надутый В. П., Юрченко А. В., Блюсс Б. А. "Механика вибрационных машин с эластичными рабочими органами". - Киев : Наук. думка, 1991. - 152с.

PHỤ LỤC

Phụ lục 1: Phương pháp qui hoạch thực nghiệm tính toán hợp lý máy sàng rung vô hướng, ghi kết quả tính hiệu quả sàng.

Phụ lục 2: Chương trình tính toán, số liệu đầu vào hệ PTVP, xác định trọng tâm các cum trên tổ hợp nghiên sàng di động.

Phụ lục 3: Bảng số liệu thực nghiệm