

BẢN TIN KHOA HỌC



CƠ KHÍ

ISSN: 2354 - 1164

NĂNG LƯỢNG - MỎ

SỐ 33 - THÁNG 09-10 / 2022 MECHANICAL ENGINEERING BULLETIN FOR MINING AND ENERGY INDUSTRIES

VIỆN CƠ KHÍ NĂNG LƯỢNG VÀ MỎ - VINACOMIN



Chúc Mừng
NGÀY PHỤ NỮ VIỆT NAM
20.10

Kính Biểu!



CHỊU TRÁCH NHIỆM NỘI DUNG:

Trưởng Ban biên tập

ThS. Lê Thái Hà

BAN BIÊN TẬP:

TS. Đỗ Trung Hiếu – *Phó Trưởng ban*

ThS. Hứa Ngọc Sơn – *Phó Trưởng ban*

ThS. Nguyễn Chân Phương – *Thư ký*

TS. Lê Thùy Dương – *Ủy viên Thường trực*

TS. Lê Thanh Bình – *Ủy viên*

TS. Phùng Khắc Sỹ – *Ủy viên*

TS. Nguyễn Trọng Tài – *Ủy viên*

TS. Nguyễn Thu Hiền – *Ủy viên*

TS. Trần Ngọc Minh – *Ủy viên*

ThS. Trần Đức Thọ – *Ủy viên*

TÒA SOẠN:

Địa chỉ: Số 565 Nguyễn Trãi, P. Thanh Xuân

Nam, Q. Thanh Xuân, TP. Hà Nội

ĐT: (024) 3552 5553

Fax: (024) 3854 3154

Email: bantiniemm@gmail.com

Giấy phép xuất bản số 41/GP-XBBT

ngày 08/7/2022 của Cục Báo chí.

MỤC LỤC

Số 33 - Tháng 09-10/2022

TIN TỨC

- 1- TKV NỘP NGÂN SÁCH NHÀ NƯỚC HƠN 16 NGHÌN TỶ ĐỒNG TRONG 9 THÁNG ĐẦU NĂM 2022
- 4- PHÓ TỔNG GIÁM ĐỐC TẬP ĐOÀN PHAN XUÂN THUỶ KIỂM TRA SẢN XUẤT THAN LỘ THIÊN VÙNG CẨM PHẢ
- 6- TIẾP TỤC ĐỔI MỚI, NÂNG CAO HIỆU QUẢ SẢN XUẤT, KINH DOANH CỦA TKV

CƠ KHÍ

- 10- HỆ THỐNG HỖ TRỢ NÂNG HẠ VỊ CHỐNG SỬ DỤNG TRONG CÔNG TÁC ĐÀO LÒ TẠI CÁC MỎ THAN HẦM LÒ
- 13- THIẾT KẾ HỆ THỐNG CAM HẮM ĐIỀU KHIỂN TỰ ĐỘNG SỬ DỤNG KHÍ NÉN NHẪM CHỐNG PHƯƠNG TIỆN VẬN TẢI VƯỢT TỐC TRÊN CÁC TRỤC TẢI GIẾNG NGHIÊNG MỎ THAN HẦM LÒ
- 19- NGHIÊN CỨU XÂY DỰNG CÔNG THỨC XÁC ĐỊNH TỐC ĐỘ CƠ HỌC KHOAN CHO CHOÒNG PDC
- 26- NGHIÊN CỨU QUÁ TRÌNH MÒN VÀ PHÁ HỦY ĐÁ BẰNG MŨI KHOAN KIM CƯƠNG MỘT LỚP TRONG KHOAN THẨM ĐÒ KHOÁNG SẴN RẴN

ĐIỆN - TỰ ĐỘNG HÓA

- 31- XÂY DỰNG MÔ HÌNH VÀ MÔ PHỎNG ĐẶC TÍNH CƠ CỦA ĐỘNG CƠ KHÔNG ĐỒNG BỘ BẰNG PHẦN MỀM SIMULINK – MATLAB

CÔNG NGHỆ VẬT LIỆU

- 38- TÌNH HÌNH NGHIÊN CỨU KẾT CẤU BỀ MẶT TRONG BÔI TRƠN VÀ GIẢM MA SÁT CỦA HỆ THỐNG MA SÁT

TKV NỘP NGÂN SÁCH NHÀ NƯỚC HƠN 16 NGHÌN TỶ ĐỒNG TRONG 9 THÁNG ĐẦU NĂM 2022

Sáng 12/10/2022, tại Quảng Ninh, Tập đoàn Công nghiệp Than - Khoáng sản Việt Nam (TKV) tổ chức hội nghị sơ kết công tác 9 tháng đầu năm, triển khai nhiệm vụ quý IV năm 2022.



Các đại biểu dự hội nghị

Dự hội nghị có các đồng chí: Lê Minh Chuẩn, Bí thư Đảng uỷ, Chủ tịch HĐQT Tập đoàn; Đặng Thanh Hải, Tổng Giám đốc Tập đoàn; Lê Thanh Xuân, Chủ tịch Công đoàn TKV; Vũ Anh Tuấn, Ủy viên Ban Thường vụ Tỉnh uỷ Quảng Ninh, Bí thư Đảng uỷ TQN, Phó TGĐ Tập đoàn; đại biểu đại diện Ủy ban QLVNN tại doanh nghiệp; lãnh đạo Tập đoàn, Đảng uỷ TQN, Đoàn TN Tập đoàn, Đoàn TQN; Bí thư Đảng uỷ, Tổng Giám đốc/Giám đốc các Tổng Công ty, Công ty, đơn vị trực thuộc Tập đoàn...

Theo báo cáo, 9 tháng đầu năm 2022, TKV tiếp tục đạt được những kết quả tốt trong sản xuất, kinh doanh, các chỉ tiêu chính hoàn thành theo tiến độ kế hoạch và tăng trưởng so với cùng

kỳ. Cụ thể: Doanh thu toàn Tập đoàn ước đạt 121.587 tỷ đồng, đạt 92,4% KH và bằng 122,3% so với cùng kỳ. Trong đó, doanh thu than đạt 73.471 tỷ đồng, đạt 98,1% KH, bằng 123,7% so với cùng kỳ; doanh thu khoáng sản đạt 18.548 tỷ đồng, tăng 44,8% so với cùng kỳ... Đặc biệt, TKV đã nộp ngân sách Nhà nước 16,02 ngàn tỷ đồng, bằng 88% so với KH và bằng 121% so với cùng kỳ...

Trong 9 tháng đầu năm 2022, than nguyên khai sản xuất 30,51 triệu tấn, đạt 78% KHN, bằng 103% so với cùng kỳ; bốc xúc đất đá 115,8 triệu m³, đạt 69% KHN, bằng 95% cùng kỳ; tổng số mét lò đào 188.118 m, đạt 73% KHN, bằng 101,5% cùng kỳ; than tiêu thụ 35,84 triệu tấn, đạt 83,4% KHN và bằng 107% cùng kỳ...

Toàn Tập đoàn TKV hiện có 94.064 lao động, giảm 470 người so với đầu năm; trong đó khối hầm lò giảm 28 người, khối lộ thiên giảm 230 người, các đơn vị còn lại giảm 212 người. Tiền lương bình quân 14,42 triệu đồng/người-tháng, bằng 106% KH; trong đó sản xuất than 15,03 triệu đồng/người-tháng, bằng 106% KH.

Trong quý IV/2022, TKV phấn đấu sản xuất than nguyên khai đạt 10 triệu tấn, cả năm đạt 40,5 triệu tấn, đạt 103,6% kế hoạch, nhập khẩu than 1,6 đến 2 triệu tấn, cả năm 4,7 đến 5,1 triệu tấn, đạt 100% KH, tiêu thụ than đạt 11,16 triệu tấn, cả năm đạt 47 triệu tấn, đạt 109% KH...

Để thực hiện được mục tiêu trên, Tập đoàn sẽ tập trung vào các giải pháp cân đối sản xuất, nhập khẩu than trong quý IV/2022 để pha trộn đảm bảo mức tồn kho than toàn Tập đoàn tối thiểu 6 triệu tấn, đáp ứng được nhu cầu sử dụng than của các nhà máy nhiệt điện ngay từ đầu năm 2023. Đồng thời, tiếp tục theo dõi diễn biến giá than thế giới, điều hành giá than cho các hộ tiêu thụ trong nước theo cơ chế thị trường có xét đến việc bình ổn giá nhằm mục tiêu chung tay cùng Chính phủ kiềm chế lạm phát, thúc đẩy sản xuất, kinh doanh trong nước; đánh giá nhu cầu các đối tượng khách hàng sử dụng than, dự báo sớm thị trường năm 2023 để điều chỉnh kế hoạch tiêu thụ năm 2022 và lập kế hoạch tiêu thụ năm 2023.

Phát biểu tại hội nghị, Bí thư Đảng uỷ, Chủ tịch HĐQT Lê Minh Chuẩn ghi nhận, biểu dương những nỗ lực, cố gắng của cán bộ, CNVCLĐ toàn Tập đoàn với những kết quả đạt được trong 9 tháng đầu năm trong điều kiện nhiều khó khăn do tiếp tục bị ảnh hưởng của dịch Covid-19, xung đột vũ trang giữa Nga và Ucraina, giá nhiên liệu tăng, thời tiết biến đổi, mưa nhiều... Nhận định tình hình quý IV và thời gian tới nhu cầu than vẫn tăng cao, lượng than dự trữ không nhiều, những thách thức do chi phí đầu vào sản xuất tăng, các dự án đầu tư khó khăn, thiếu nhân lực sản xuất hầm lò..., Bí thư Đảng uỷ, Chủ tịch HĐQT Lê Minh Chuẩn chỉ

đạo tiếp tục đẩy mạnh phong trào thi đua lao động sản xuất; cân đối sản xuất, dự trữ, tiêu thụ trong quý IV/2022 và đầu năm 2023, đảm bảo đáp ứng than cho nền kinh tế; chủ động phòng chống dịch bệnh; tập trung tháo gỡ khó khăn cho Than Cọc Sáu; tiếp tục phát huy dân chủ, đoàn kết, thực hiện nghiêm kỷ luật, kỷ cương; tổ chức Đại hội chi bộ, Đại hội Công đoàn các cấp..., “Các đơn vị chuẩn bị cho kế hoạch 2023, tập trung cho bóc đất, đào lò, chuẩn bị tài nguyên, diện sản xuất cho năm 2023, giữ vững an toàn trong sản xuất, giảm thiểu tai nạn lao động” – Bí thư Đảng uỷ, Chủ tịch HĐQT Lê Minh Chuẩn nhấn mạnh.



Bí thư Đảng uỷ, Chủ tịch HĐQT Lê Minh Chuẩn chỉ đạo các đơn vị tập trung bóc đất, đào lò, chuẩn bị tài nguyên, diện sản xuất cho năm 2023, giữ vững an toàn trong sản xuất

Kết luận hội nghị, Tổng Giám đốc Tập đoàn Đặng Thanh Hải cho rằng, trong điều kiện nhiều khó khăn, song 9 tháng đầu năm 2022, SXKD của Tập đoàn đã hoàn thành đạt kết quả tốt, doanh thu đạt cao, bằng 93% KHN, dự kiến cả năm 2022 đạt 168.000 tỷ đồng, là mức kỷ lục từ trước đến nay, đồng thời nộp ngân sách tăng cao, thu nhập, tiền lương của người lao động tăng... Các chỉ tiêu than sản xuất, tiêu thụ, sản lượng Alumina, đồng tấm cũng đạt mức cao. Có được những kết quả đó là do cán bộ, CNVCLĐ toàn Tập đoàn có bản lĩnh vững vàng, đã phát huy giá trị truyền thống “Kỷ luật và Đồng tâm”, phát huy nội lực, đoàn kết, vượt qua khó khăn trên cơ sở

nền tảng tư tưởng, cơ sở vật chất, hạ tầng vững chắc của TKV và các đơn vị thành viên. Nhiệm vụ quý IV, Tổng Giám đốc Tập đoàn đề nghị các đơn vị đẩy mạnh phong trào thi đua, tạo khí thế thi đua sôi nổi trong sản xuất, thực hiện tốt nhiệm vụ chính trị đảm bảo cung cấp than cho nền kinh tế, không để thiếu than cho khách hàng và đảm bảo nguồn than dự trữ. Đồng thời, thúc đẩy đầu tư phát triển sản xuất, tăng cường quản trị rủi ro, tháo gỡ khó khăn cho các đơn vị, xây dựng đề án phát triển nguồn nhân lực từ cán bộ cấp cao đến CNLD trực tiếp, thực hiện phương châm chiến lược phát triển “Tốc độ mạnh hơn quy mô” để xây dựng chiến lược phát triển của TKV, xây dựng TKV là một “Gia đình lớn” ngày càng phát triển lớn mạnh.



Tổng Giám đốc Tập đoàn Đặng Thanh Hải đề nghị các đơn vị đẩy mạnh phong trào thi đua sản xuất, đảm bảo cung cấp than cho nền kinh tế

Theo <http://www.vinacomin.vn>.

PHÓ TỔNG GIÁM ĐỐC TẬP ĐOÀN PHAN XUÂN THỦY KIỂM TRA SẢN XUẤT THAN LỘ THIÊN VÙNG CẨM PHẢ

Sáng 18/10/2022, Phó Tổng Giám đốc Tập đoàn Phan Xuân Thủy đã đi kiểm tra khai trường khai thác than lộ thiên và chỉ đạo sản xuất các công ty Than Cọc Sáu, Đèo Nai và Cao Sơn. Cùng đi có các Ban KCM, SXT, KDT...



Phó Tổng Giám đốc Tập đoàn Phan Xuân Thủy chỉ đạo Than Cọc Sáu chú trọng công tác củng cố, bảo dưỡng các tuyến đường vận chuyển, xử lý bùn nước đáy moong để ra than

Theo báo cáo của các đơn vị, thực hiện kế hoạch sản xuất, kinh doanh và chỉ đạo sản xuất, tiêu thụ của Tập đoàn, đặc biệt là Chiến dịch thi đua lao động sản xuất 90 ngày đêm quý IV/2022 do Tổng Giám đốc và Ban Thường vụ Công đoàn TKV phát động, các đơn vị sản xuất than lộ thiên vùng Cẩm Phả đã phát động Chiến dịch thi đua 90 ngày đêm, tập trung cao độ cho sản xuất, phấn đấu hoàn thành các chỉ tiêu kế hoạch được giao.

Mặc dù gặp nhiều khó khăn, Công ty Cổ phần Than Cọc Sáu - Vinacomin đã nỗ lực thực hiện các chỉ tiêu kế hoạch, trong tháng 9/2022 được Tập đoàn giao sản xuất 50.000 tấn, Công ty sản xuất đạt trên 70.000 tấn, vượt kế hoạch

được giao. Tháng 10/2022 với sản lượng giao 85.000 tấn, Công ty đang tập trung mọi nguồn lực cho sản xuất, bố trí 04 hệ thống bơm nước moong than Thắng Lợi hiện đang còn 700.000 m³ nước, phấn đấu hoàn thành kế hoạch, đảm bảo an toàn trong sản xuất.

Công ty Cổ phần Than Đèo Nai- Vinacomin đã phát động phong trào thi đua lao động sản xuất 90 ngày đêm quý IV/2022 với các chỉ tiêu: Đất đá bóc xúc 7.127.500 m³; than nguyên khai sản xuất 427.000 tấn; khối lượng vận chuyển 129.342.000 Tkm; than nguyên khai giao Tuyến than Cửa Ông 360.000 tấn..., Công ty đã tập trung bố trí điều hành đồng bộ thiết bị để nâng cao năng suất, điều hành các chỉ tiêu cung độ,

sản lượng của máy xúc theo kế hoạch, đảm bảo chất lượng đường vận chuyển và năng suất thiết bị; khen thưởng các tập thể, cá nhân đề động viên, khuyến khích người lao động...



Phó Tổng Giám đốc Tập đoàn Phan Xuân Thủy kiểm tra sản xuất tại khai trường Than Đèo Nai

Là đơn vị khai thác than lộ thiên có sản lượng lớn nhất Tập đoàn, quý IV/2022, Công ty Cổ phần Than Cao Sơn - TKV được giao sản xuất 1,137 triệu tấn than, riêng tháng 10 là 300.000 tấn, trong đó than chất lượng cao là 18.000 tấn. Báo cáo với Phó Tổng Giám đốc Tập đoàn Phan Xuân Thủy về tình hình sản xuất, Giám đốc Công ty Phạm Quốc Việt cho biết, tính đến ngày 18/10/2022 Công ty đã đạt 200.000 tấn than, đặc biệt than chất lượng cao đạt 28.000 tấn, vượt 10.000 tấn so với kế hoạch. Hiện, Công ty đang tập trung bơm nước moong tại moong Cao Sơn còn 4,6 triệu m³ nước và moong Khe Chàm còn trên 4,5 triệu m³ nước, Công ty phấn đấu hoàn thành vượt mức các chỉ tiêu kế hoạch tháng 10 và quý IV/2022.

Phó Tổng Giám đốc Tập đoàn Phan Xuân Thủy ghi nhận, đánh giá cao các đơn vị đã nỗ lực khắc phục khó khăn, đẩy mạnh sản xuất để hoàn thành các chỉ tiêu thi đua Tập đoàn giao trong Chiến dịch thi đua lao động sản xuất 90 ngày đêm quý IV/2022. Đối với Công ty Cổ phần Than Cọc Sáu - Vinacomin, là đơn vị khó khăn nhất, Phó Tổng Giám đốc Tập đoàn Phan Xuân Thủy nhấn mạnh, lãnh đạo Tập đoàn và các Ban chuyên môn hỗ trợ cùng Công ty tháo gỡ các khó khăn trong sản xuất. Đồng thời chỉ đạo, Công ty

tập trung bơm nước moong, xử lý bùn nước đáy moong để ra than; đảm bảo công tác kỹ thuật khai thác, an toàn; chú trọng công tác củng cố, bảo dưỡng các tuyến đường vận chuyển, đảm bảo công tác vận chuyển đất đá, đổ thải.



Phó Tổng Giám đốc Tập đoàn Phan Xuân Thủy kiểm tra, chỉ đạo SX tại Công ty Than Cao Sơn

Công ty cổ phần Than Đèo Nai và Cao Sơn tiếp tục phát huy những kết quả đạt được trong 9 tháng đầu năm và những biện pháp đã đề ra trong điều hành sản xuất, phấn đấu hoàn thành toàn diện các chỉ tiêu kế hoạch thi đua quý IV/2022, chú trọng công tác bơm thoát nước moong, công tác đổ thải, đảm bảo an toàn, môi trường trong mùa hanh khô.



Công ty Than Cao Sơn phấn đấu hoàn thành vượt mức KH SXKD quý IV và cả năm 2022

Các đơn vị tranh thủ thời tiết thuận lợi, bố trí thiết bị, phương tiện, nhân lực, tập trung sản xuất than nguyên khai, chế biến, pha trộn than để đạt sản lượng tối đa, đáp ứng cho khách hàng tiêu thụ, không để thiếu than cho nền kinh tế.

Theo <http://www.vinacomin.vn>.

Tiếp tục đổi mới, nâng cao hiệu quả sản xuất, kinh doanh của TKV

Ngày 19/10/2022, đoàn công tác của Ủy ban Quản lý vốn Nhà nước tại Doanh nghiệp (Ủy ban QLVNN) do Phó Chủ tịch Nguyễn Ngọc Cảnh dẫn đầu đã đi kiểm tra sản xuất tại các đơn vị khai thác than hầm lò, lộ thiên và làm việc với Tập đoàn Công nghiệp Than – Khoáng sản Việt Nam (TKV)



Lãnh đạo Tập đoàn giới thiệu với Phó Chủ tịch Nguyễn Ngọc Cảnh công nghệ sản xuất than hầm lò

Tham gia đoàn công tác có đại diện Vụ Năng lượng, Vụ Tổng hợp, Vụ Pháp chế, Kiểm soát nội bộ và Văn phòng Ủy ban. Tiếp và làm việc với đoàn, về phía TKV có Tổng giám đốc Tập đoàn Đặng Thanh Hải, các Thành viên HĐQT, Ban lãnh đạo điều hành, Công đoàn TKV, Đảng ủy TQN, lãnh đạo Công ty Than Thống Nhất, Đèo Nai, Cọc Sáu...

Đoàn công tác của Ủy ban Quản lý vốn Nhà nước tại Doanh nghiệp đã trực tiếp đi lò kiểm tra sản xuất, thăm hỏi động viên thợ lò Phân xưởng Khai thác 4 của Công ty Than Thống Nhất. Theo báo cáo của Quản đốc Phân xưởng Khai thác 4, đơn vị được giao quản lý, khai thác Lò chợ

2-4C-2 mức -60/-40 m Khu Cánh Tây Lộ Trí, công nghệ khấu giá ZH-1600/24, chiều dài lò chợ 85 m, độ dốc trung bình 15 độ. Năm 2022, Phân xưởng được giao sản xuất 165.000 tấn than, mặc dù chuyển diện sản xuất 1 tháng, Phân xưởng phấn đấu hoàn thành các chỉ tiêu kế hoạch được giao, tiền lương bình quân của thợ lò đạt trên 20 triệu đồng/người-tháng. Tại đây, Phó Chủ tịch Ủy ban QLVNN tại Doanh nghiệp Nguyễn Ngọc Cảnh đánh giá cao TKV và Than Thống Nhất đã không ngừng đổi mới, đầu tư cơ giới hoá, nâng cao hiệu quả SXKD, cải thiện điều kiện làm việc của người lao động. Đồng thời, chia sẻ khó khăn, vất vả của CNLĐ làm

việc dưới hầm lò. Phó Chủ tịch Ủy ban QLVNN tại Doanh nghiệp Nguyễn Ngọc Cảnh chúc CNLĐ Than Thống Nhất và CNLĐ toàn Tập đoàn hoàn thành kế hoạch SXKD, đảm bảo ATLĐ trong sản xuất. Phó Chủ tịch Ủy ban QLVNN tại Doanh nghiệp Nguyễn Ngọc Cảnh cùng đoàn công tác đã kiểm tra khu hầm bơm, trạm điện tại mức -140 m. Đồng thời, tham quan tìm hiểu sản xuất than lộ thiên tại khai trường Than Đèo Nai và Cọc Sáu.



Phó Chủ tịch Ủy ban QLVNN tại DN Nguyễn Ngọc Cảnh trao đổi về sản xuất, việc làm và đời sống của thợ lò

Tại buổi làm việc với TKV, Tổng giám đốc Đặng Thanh Hải đã báo cáo đoàn công tác tình hình SXKD năm 2022 của Tập đoàn; việc cung ứng than cho điện... Theo đó, thực hiện kế hoạch SXKD năm 2022, mặc dù chịu ảnh hưởng lớn từ dịch bệnh Covid-19, tác động bởi xung đột Nga - Ukraine, nhu cầu điện cho phát triển kinh tế trong nước tăng cao tạo áp lực cho việc cung ứng than, song Đảng ủy, HĐTV, Ban lãnh đạo điều hành Tập đoàn đã chủ động, kịp thời lãnh đạo, chỉ đạo và các đơn vị trực thuộc đã quyết liệt triển khai các phương án phòng chống dịch; linh hoạt trong thực hiện điều hành sản xuất để tăng nguồn sản phẩm cung cấp cho các khách hàng trong nước và xuất khẩu.

Bên cạnh đó, các đơn vị sản xuất than đã phối hợp tích cực, nhịp nhàng, tập trung chỉ đạo, động viên CNLĐ làm thêm giờ, thêm ca, thi đua lao động sản xuất để tăng sản lượng than khai

thác ở mức cao nhất, không để đứt gãy chuỗi cung ứng than cho nền kinh tế phục hồi sau dịch Covid-19, nhất là than cho sản xuất điện, góp phần đảm bảo an ninh năng lượng và bình ổn giá kiểm soát lạm phát theo chỉ đạo của Chính phủ.



Phó Chủ tịch Ủy ban QLVNN tại DN Nguyễn Ngọc Cảnh tặng quà, động viên CNLĐ làm việc tại mức -60 m so với mực nước biển

Về kết quả thực hiện các chỉ tiêu SXKD 9 tháng và dự kiến thực hiện cả năm 2022: Doanh thu tổng số 9 tháng toàn Tập đoàn ước đạt 121.587 tỷ đồng, bằng 92,4% KH, tăng 22,3% so với cùng kỳ 2021. Dự kiến thực hiện cả năm doanh thu hợp nhất toàn Tập đoàn ước đạt 160 ngàn tỷ đồng, bằng 140% KH. Sản lượng than nguyên khai sản xuất đạt 30,5 triệu tấn, ước thực hiện cả năm 40,5 triệu tấn, bằng 103,6% KH; than tiêu thụ 35,8 triệu tấn, bằng 107% so với cùng kỳ năm 2021, dự kiến cả năm 47 triệu tấn, bằng 109% KH; nhập khẩu than đạt 3,2 triệu tấn, dự kiến cả năm thực hiện khoảng 5 triệu tấn, bằng 100% KH; sản xuất Alumin, tiêu thụ Alumin (quy đổi) đạt 1,1 triệu tấn, dự kiến cả năm thực hiện 1,45 triệu tấn; đồng tấm sản xuất, tiêu thụ 9 tháng đạt 22,900 tấn, dự kiến thực hiện cả năm đạt trên 30 ngàn tấn, bằng 100% KH; sản xuất điện đạt 6,3 tỷ kWh, dự kiến cả năm đạt 8,4 tỷ kWh. Lao động toàn Tập đoàn vào khoảng 94.000 người, tiền lương bình quân đạt 14,4 triệu đồng/người-tháng, bằng 106% KH. Lợi nhuận ước đạt 3 ngàn tỷ đồng, dự kiến cả năm 4,5 ngàn tỷ, bằng 128% KH. Tập đoàn nộp ngân

sách Nhà nước 16 ngàn tỷ đồng, bằng 121% so với cùng kỳ, dự kiến cả năm đạt 21,5 ngàn tỷ đồng, bằng 115% KH.



Đoàn công tác của Ủy ban QLVNN tại DN tham quan khu vực hầm bơm, trạm điện tại mức -140 m, được ví như trái tim của mỏ

Tổng giám đốc Tập đoàn Đặng Thanh Hải đánh giá, năm 2022 là một năm thành công của Tập đoàn trong mười năm gần đây. TKV đã cung cấp than kịp thời đúng tiến độ cho các hộ tiêu thụ theo hợp đồng đã ký kết; các dự án khoáng sản huy động vượt công suất thiết kế (hai dự án Alumina) và dự án Đồng Bản Qua đạt công suất thiết kế mang lại hiệu quả kinh tế cao; Doanh thu, lợi nhuận, nộp ngân sách Nhà nước tăng cao; Tiền lương và thu nhập người lao động được đảm bảo, chăm lo đời sống vật chất, văn hóa tinh thần cho thợ mỏ tiếp tục được cải thiện.

Về tình hình cung cấp than cho điện, năm 2022, TKV đã đáp ứng được than cho nhu cầu sản xuất điện tăng của EVN ngay từ đầu năm bằng nguồn than sản xuất trong nước và than pha trộn nhập khẩu. Than cung cấp cho điện năm 2022 dự kiến đạt 35,5 triệu tấn, bằng 101% KH và tăng 4% so với thực hiện năm 2021. Tổng giám đốc Tập đoàn nhấn mạnh, TKV đảm bảo cung cấp đủ than cho điện theo hợp đồng đã ký, không để thiếu than cho sản xuất điện.

Năm 2023, dự kiến nhu cầu than vẫn tăng cao, việc đáp ứng than cho điện sẽ khó khăn. Do vậy, TKV tiếp tục đẩy mạnh sản xuất, tăng sản lượng, tích cực làm việc với các nhà cung cấp

than trên thế giới để nhập khẩu than, chế biến pha trộn. Đồng thời, Tập đoàn sẽ tập trung phát triển các mỏ hầm lò sản lượng lớn theo tiêu chí "Mỏ xanh, mỏ hiện đại, mỏ sản lượng cao"; đồng thời, liên thông các mỏ lộ thiên, hầm lò thành các mỏ có công suất lớn (mỏ lộ thiên công suất trên 3,0 triệu tấn/năm, hầm lò trên 2,0 triệu tấn/năm); tiếp tục đầu tư các mỏ than theo quy hoạch, đáp ứng nhu cầu than cao nhất cho nền kinh tế.



Đoàn công tác của Ủy ban QLVNN tại DN tại đường lò mức -140 m so với mực nước biển

Tổng giám đốc Tập đoàn Đặng Thanh Hải cũng báo cáo những vướng mắc trong thực hiện các dự án đầu tư; thực hiện Đề án tái cơ cấu và kế hoạch SXKD và đầu tư phát triển 5 năm giai đoạn 2021-2025 của TKV...

Sau khi nghe báo cáo của TKV, các ý kiến đóng góp của các Vụ chức năng và Văn phòng Ủy ban, kết luận buổi làm việc, Phó Chủ tịch Ủy ban QLVNN tại doanh nghiệp Nguyễn Ngọc Cảnh đánh giá, mặc dù tiếp tục chịu ảnh hưởng của dịch Covid-19 và khủng hoảng xung đột trên thế giới, giá cả đầu vào leo thang, tuy nhiên với sự lãnh đạo, chỉ đạo quyết liệt của lãnh đạo Tập đoàn và sự cố gắng, nỗ lực của tập thể CBCNLD Tập đoàn, TKV đã đạt được những kết quả nổi bật, đóng góp quan trọng cho phát triển kinh tế - xã hội của Đất nước. Thay mặt Ủy ban QLVNN tại doanh nghiệp, đồng chí Nguyễn Ngọc Cảnh ghi nhận và biểu dương những kết quả mà TKV đạt được trong năm 2022. Đồng thời tin tưởng,

Tập đoàn sẽ hoàn thành toàn diện các chỉ tiêu kế hoạch năm 2022. Trong những tháng còn lại của năm 2022, đề nghị Tập đoàn chú trọng công tác đảm bảo ATLĐ, môi trường – Phó Chủ tịch Nguyễn Ngọc Cảnh nhấn mạnh.



Tham quan, tìm hiểu sản xuất than lộ thiên tại Công ty Cổ phần Than Đèo Nai

Về tình hình sản xuất, cung cấp than cho điện, Phó Chủ tịch Nguyễn Ngọc Cảnh đề nghị Tập đoàn tập trung chỉ đạo việc sản xuất, cung cấp đủ than cho điện và các ngành, đặc biệt đảm bảo việc cung cấp than cho sản xuất điện theo chỉ đạo của Chính phủ, Ngoài ra, Phó Chủ tịch Nguyễn Ngọc Cảnh yêu cầu Tập đoàn bám sát chỉ đạo của Ủy ban và tình hình biến động về giá cả trên thế giới, chủ động tìm kiếm các nguồn nhập khẩu than để đáp ứng nhu cầu tiêu thụ. Về Đề án cơ cấu lại giai đoạn 2021-2025 của TKV, Phó Chủ tịch Nguyễn Ngọc Cảnh thông tin, Ủy ban giao Vụ Năng lượng tiếp tục phối hợp với các vụ liên quan để hoàn thiện trình Thủ tướng

Chính phủ phê duyệt Đề án với mục tiêu tiếp tục đổi mới, nâng cao hiệu quả SXKD của TKV.

Về kế hoạch SXKD, đầu tư phát triển 5 năm 2021-2025, Phó Chủ tịch Nguyễn Ngọc Cảnh cho biết, đến nay, Ủy ban đã tập hợp, xin ý kiến của các Bộ, ngành và giao cho Vụ Năng lượng làm đầu mối phối hợp với các vụ liên quan hoàn thiện trình Thủ tướng Chính phủ phê duyệt đề Tập đoàn chủ động thực hiện.



Phó Chủ tịch Ủy ban QLVNN tại DN Nguyễn Ngọc Cảnh chủ trì buổi làm việc với TKV

Phó Chủ tịch Nguyễn Ngọc Cảnh cũng đề nghị TKV lưu ý tiến hành rà soát, xây dựng hoàn thiện các dự án phù hợp với kế hoạch SXKD và đầu tư phát triển 5 năm, đặc biệt lưu ý các dự án dở dang như Lộ Trí, Khe Chàm II-IV... Đối với các dự án có khó khăn vướng mắc, Phó Chủ tịch Nguyễn Ngọc Cảnh đề nghị TKV khẩn trương phối hợp với Ủy ban và các cơ quan có thẩm quyền để giải quyết.

Theo <http://www.vinacomin.vn>.

HỆ THỐNG HỖ TRỢ NÂNG HẠ VÌ CHỐNG SỬ DỤNG TRONG CÔNG TÁC ĐÀO LÒ TẠI CÁC MỎ THAN HÀM LÒ

TS. Lê Thùy Dương, TS. Nguyễn Trọng Tài – Viện Cơ khí Năng lượng và Mỏ - Vinacomin
KS. Nguyễn Mạnh Hùng, KS. Trần Công Thái – Công ty Than Nam Mẫu - TKV

Tóm tắt: Với công nghệ đào chống lò hiện nay, sau khi khoan nổ mìn hoặc sử dụng com bai đào lò, công nhân phải thực hiện thao tác chèn, chống giữ nóc lò để tránh đất đá đổ sập xuống người và các phương tiện làm việc bên dưới. Công đoạn nâng hạ vì chống đang được thực hiện chủ yếu bằng thủ công nên mất nhiều thời gian, công việc nặng nhọc, tiềm ẩn nguy cơ gây mất an toàn lao động, đặc biệt là đối với các đường lò cơ bản có tiết diện lớn, xà vì chống có khối lượng lớn. Hệ thống hỗ trợ nâng hạ vì chống là thiết bị cơ giới hoá khâu nâng hạ vì xà chống, có kết cấu không phức tạp, dễ chế tạo và sử dụng, giúp giải phóng sức lao động con người, giảm thời gian lắp đặt vì chống, tăng năng suất lao động và tính an toàn. Bài báo giới thiệu về cấu tạo, nguyên lý hoạt động và khả năng áp dụng của hệ thống hỗ trợ nâng hạ vì chống sử dụng trong công tác đào lò tại các mỏ than hầm lò trong Tập đoàn Than - Khoáng sản Việt Nam (TKV).

Từ khóa: Chống giữ nóc lò, đào lò, hệ thống nâng hạ vì chống.

1 Đặt vấn đề

Những năm gần đây, ngành than Việt Nam đã có những bước phát triển mạnh mẽ, đặc biệt là trong công nghệ khai thác than hầm lò. Một lý do dẫn đến thành công chính là đẩy mạnh áp dụng cơ giới hóa vào trong các khâu sản xuất, trong đó có cơ giới hóa khâu đào các đường lò chuẩn bị.

Ở các nước có ngành công nghiệp mỏ phát triển, sau khi thực hiện đào tiến gương tại các đường lò cơ bản, thường sử dụng thiết bị hỗ trợ gắn trên xe khoan, máy xúc, hoặc các cơ cấu độc lập để hỗ trợ công nhân thực hiện nâng xà, vì chống để chống giữ, chèn lò. Ở nước ta, trong công tác đào các đường lò chuẩn bị đang sử dụng phương pháp chống giữ bằng vì chống kim loại, song hành cùng với đó, vì neo cũng được nghiên cứu và triển khai áp dụng tại một số mỏ. Tuy nhiên, vì những lý do khác nhau, phương pháp chống giữ, chèn lò bằng vì chống vẫn giữ vai trò chủ đạo và việc nâng hạ vì chống vẫn chủ yếu thực hiện thủ công.

Xuất phát từ thực tế đó, Viện Cơ khí Năng lượng và Mỏ - Vinacomin đã phối hợp cùng Công ty Than Nam Mẫu - TKV tiến hành nghiên cứu thiết kế hệ thống hỗ trợ nâng hạ vì chống sử

dụng trong công tác đào lò.

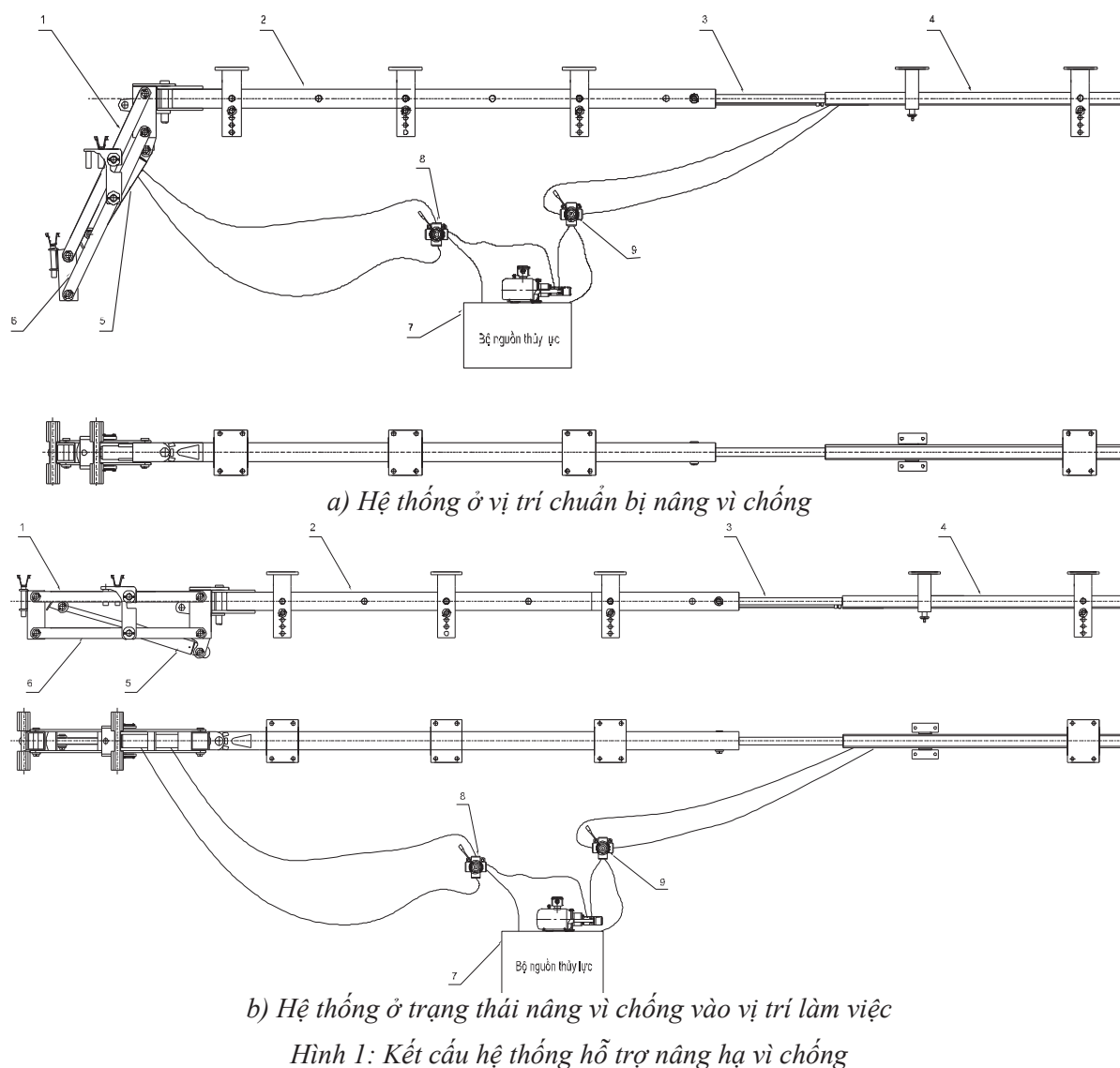
2 Cấu tạo và các thông số kỹ thuật chính của hệ thống hỗ trợ nâng, hạ vì chống

Cấu tạo của hệ thống được thể hiện như trên hình 1, gồm có: Bộ giá đỡ vì chống – 1; giá đỡ phía trước – 2; xy lanh di chuyển – 3; giá đỡ phía sau – 4; xy lanh nâng vì chống – 5; xà yểm trợ – 6; trạm thủy lực – 7; van thủy lực điều khiển xy lanh nâng vì chống – 8; van thủy lực điều khiển xy lanh di chuyển – 9.

Các thông số kỹ thuật chính của hệ thống được thể hiện trong bảng 1:

Bảng 1: Các thông số chính của hệ thống hỗ trợ nâng hạ vì chống

TT	Tên	Đơn vị	Thông số
1	Ký hiệu	HTNHVC-2/800	
2	Khoảng cách giữa 2 vì chống	mm	800
3	Xy lanh nâng vì chống		
-	Lực đẩy	kN	75
-	Lực kéo	kN	45
-	Áp suất làm việc	MPa	16
4	Xy lanh di chuyển		
-	Lực đẩy	kN	47
-	Lực kéo	kN	28
-	Áp suất làm việc	MPa	16
-	Hành trình làm việc lớn nhất	mm	1.600
5	Kiểu di chuyển		Tự hành



Hệ thống có kết cấu không phức tạp, các đơn vị Cơ khí TKV hoặc các phân xưởng cơ khí các công ty than hoàn toàn có thể chế tạo, bảo dưỡng và sửa chữa, có thể tận dụng các hệ thống thủy lực có sẵn trên các máy công tác, hoặc chế tạo một hệ thống mới đi kèm.

3 Nguyên lý hoạt động của hệ thống hỗ trợ nâng, hạ vì chống.

Hệ thống hỗ trợ nâng hạ vì chống là một cơ cấu cơ khí điều khiển bằng thủy lực, làm việc có chu kỳ. Khi cần nâng lắp vì chống lên nóc lò, hệ thống hỗ trợ ở trạng thái chuẩn bị với bộ giá đỡ – 1 đã được lắp vì chống vào hai vị trí đỡ. Tiếp đó, công nhân điều khiển sẽ thao tác van

thủy lực – 8 điều khiển xy lanh nâng vì chống đẩy bộ giá đỡ – 1 đi lên nóc lò vào vị trí chống giữ và tiến hành định vị vì chống lên nóc lò. Sau khi định vị vì chống, thao tác van thủy lực – 8 hạ bộ giá đỡ vì chống – 1 về vị trí chuẩn bị. Công nhân điều khiển thực hiện thao tác van thủy lực – 9 điều khiển xy lanh di chuyển – 3 đẩy piston ra, tức là đẩy giá đỡ phía trước – 2 tiến lên phía gương lò. Khi piston của xy lanh di chuyển – 3 hết hành trình, tiến hành định vị giá đỡ phía trước – 2 lên vì lò, tháo định vị giữ giá đỡ phía sau – 4 với vì lò để thu xy lanh di chuyển – 3, tức là kéo giá đỡ phía sau – 4 tiến lên cùng với piston do xy lanh di chuyển – 3 đặt

bên trong giá phía đỡ sau – 4. Thực hiện định vị giá đỡ phía sau – 4 lên vì lò, kết thúc một chu kỳ nâng lắp vì chống. Chu kỳ nâng lắp vì chống được lặp đi lặp lại cho tới khi kết thúc khối lượng công việc chống giữ nóc lò.

Đối với việc hạ vì chống, quy trình được tiến hành ngược lại với quá trình nâng, hệ thống đi giật lùi để hạ các vì chống. Bước di chuyển của xy lanh tùy thuộc vào bước lắp vì chống và số lượng vì chống được nâng lên khi lắp.

4 Phạm vi áp dụng

Hệ thống hỗ trợ nâng hạ vì chống là thiết bị cơ giới hoá hỗ trợ người công nhân nâng hạ vì xà chống trong công tác chống giữ, chèn nóc lò, tránh đất đá đổ sập xuống người và các phương tiện làm việc bên dưới đường lò sau khi đào các đường lò chuẩn bị. Hệ thống có thể sử dụng trong công tác đào lò xây dựng cơ bản và khai thác than tại các mỏ than hầm lò trong Tập đoàn TKV với kết cấu không phức tạp, dễ chế tạo, sử dụng cũng như bảo dưỡng, sửa chữa, giúp giải phóng sức lao động con người, giảm thời gian lắp đặt vì chống, nâng cao năng suất lao động, tăng tính an toàn đối với người và thiết bị trong khi chống giữ lò. Hình ảnh mô phỏng áp dụng

hệ thống hỗ trợ nâng, hạ vì chống được thể hiện trong hình 2.



Hình 2: Mô phỏng áp dụng hệ thống hỗ trợ nâng hạ vì chống

5 Kết luận

Hệ thống hỗ trợ nâng hạ vì chống do Viện Cơ khí Năng lượng và Mỏ - Vinacomin phối hợp cùng Công ty Than Nam Mẫu - TKV thiết kế đã được Cục Kỹ thuật An toàn và Môi trường Công nghiệp - Bộ Công Thương thẩm định về kỹ thuật an toàn và cho phép chế tạo, áp dụng thử nghiệm thực tế.

Hệ thống có kết cấu không phức tạp, dễ chế tạo, sử dụng, bảo dưỡng và sửa chữa và đã được chế tạo và áp dụng tại Công ty Than Nam Mẫu - TKV, bước đầu đã đạt được hiệu quả tốt, tăng năng suất lao động và tính an toàn đối.

Kiến nghị Tập đoàn TKV khuyến khích để các đơn vị khai thác hầm lò áp dụng rộng rãi.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

1. **Trịnh Chất, Lê Văn Uyển.** Tính toán thiết kế hệ dẫn động cơ khí, Tập I, II. Hà Nội: NXB Giáo dục, 2006.
2. **Đặng Việt Cường.** Sức bền vật liệu toàn tập. Hà Nội: NXB Khoa học và Kỹ thuật, 2008.
3. **Nguyễn Ngọc Phương, Huỳnh Nguyễn Hoàng.** Hệ thống điều khiển bằng thủy lực. TP. Hồ Chí Minh: NXB Giáo dục, 2000.
4. QCVN 01:2011/BCT. Quy chuẩn kỹ thuật quốc gia về an toàn trong khai thác than hầm lò. 2011.
5. TCVN 4244:2005. Thiết bị nâng - Thiết kế, chế tạo và kiểm tra kỹ thuật, 2005.
6. **Nông Việt Hùng.** Nghiên cứu áp dụng vì chống neo trong các đường lò than khu vực khai thác lò chợ tại một số mỏ hầm lò vùng Quảng Ninh. Viện Khoa học Công nghệ Mỏ - Vinacomin, Đề tài nghiên cứu cấp Bộ Công Thương, 2017.

THIẾT KẾ HỆ THỐNG CAM Hãm ĐIỀU KHIỂN TỰ ĐỘNG SỬ DỤNG KHÍ NÉN NHẪM CHỐNG PHƯƠNG TIỆN VẬN TẢI VƯỢT TỐC TRÊN CÁC TRỤC TẢI GIẾNG NGHIÊNG MỎ THAN HẦM LÒ

TS. Nguyễn Trọng Tài – Viện Cơ khí Năng lượng và Mỏ - Vinacomin
Ngô Minh Tân, Phạm Văn Kiên – Công ty Cổ phần Than Vàng Danh - Vinacomin

Tóm tắt: Trong các loại hình vận tải đất đá, thiết bị, vật liệu (gọi tắt là vận tải hàng) tại các giếng nghiêng mỏ hầm lò, hệ thống trục tải một đầu cáp kéo xe goòng trên nền lò (xe goòng - đường ray) đã có từ rất lâu và gắn liền với ngành khai thác mỏ. Đây là hình thức vận tải thông dụng, được sử dụng rộng rãi ở các mỏ hầm lò bởi sự hiệu quả và những ưu điểm vượt trội về công năng, chế độ vận hành, tính đồng bộ từ cửa giếng đến vận tải trong lò và đặc biệt là hiệu quả kinh tế khi sử dụng so với nhiều loại hình vận tải khác. Sự cố tuột móc, đứt cáp đối với các toa xe goòng khi đang chuyển động trên các đường lò nghiêng là đặc biệt nghiêm trọng và có thể xảy ra bất kỳ vị trí nào trên đường vận tải. Bài báo này trình bày kết quả nghiên cứu thiết kế hệ thống cam hãm điều khiển tự động sử dụng khí nén nhằm chống phương tiện vận tải vượt tốc trên các trục tải giếng nghiêng mỏ than hầm lò thuộc Tập đoàn Than - Khoáng sản Việt Nam (TKV).

Từ khóa: Chống vượt tốc, hệ thống cam hãm, trục tải mỏ.

1 Đặt vấn đề

Hiện nay trong Tập đoàn TKV, phần lớn các mỏ khai thác hầm lò vận tải hàng qua các đường lò giếng nghiêng được thực hiện bằng trục tải một đầu cáp kéo xe goòng. Bên cạnh những ưu điểm mà hình thức vận tải này đem lại thì cũng còn có một số hạn chế nhất định. Một trong số đó là vấn đề an toàn khi vận hành trục trên các đường lò, trong trường hợp gặp sự cố khi goòng chuyển động vượt tốc độ cho phép theo thiết kế, đặc biệt nguy hiểm khi tuột móc cáp hoặc đứt cáp.

Theo cấu tạo của các loại xe goòng thông dụng hiện nay, trên các toa xe đều không có cơ cấu phanh an toàn hay một thiết bị hãm giữ nào để thực hiện hãm giữ xe goòng trong trường hợp goòng chuyển động vượt tốc độ cho phép theo thiết kế, tuột móc hoặc đứt cáp. Theo Khoản 30, Điều 33 trong Quy chuẩn kỹ thuật Quốc gia về an toàn tời trục mỏ QCVN 02:2016/BCT ban hành kèm theo Thông tư số 32/2016/TT-BCT ngày 15/12/2016 quy định đối với các tời trục mỏ giếng nghiêng không chở người phải lắp đặt cam hãm toa xe goòng khi chuyển động vượt vận tốc cho phép hoặc khi đứt cáp.

Hệ thống cam hãm điều khiển tự động sử dụng khí nén nhằm chống phương tiện vận tải vượt tốc trên các trục tải giếng nghiêng chở vật tư trong mỏ than hầm lò có độ dốc lớn nhất đến 30°. Mục tiêu chính của hệ thống là:

- Sử dụng tại các trục tải giếng nghiêng chở vật tư với cỡ đường ray 900 mm;
- Kiểm soát tốc độ chống vượt tốc của xe goòng khi thả tải xuống sân ga phía dưới của đường trục tải giếng nghiêng;
- Không cho xe goòng trôi tự do xuống phía sân ga bên dưới: Khi xảy ra sự cố, các guốc phanh sẽ được điều khiển mở đồng thời để triệt tiêu năng lượng trôi tự do của phương tiện vận tải khi có sự cố đứt cáp, tuột móc hoặc giảm thiểu năng lượng của phương tiện vận tải trôi xuống phía sân ga bên dưới, loại bỏ hoặc làm giảm nguy cơ gây mất an toàn;
- Chấp nhận phương tiện vận tải bị trượt bánh (cạm xe) khi xảy ra va đập giữa guốc phanh và xe goòng hoặc hệ thống cam hãm bị phá hủy để ngăn cản sự trôi tự do xuống phía sân ga bên dưới của phương tiện vận tải khi xảy ra sự cố nguy hiểm là đứt cáp hoặc tuột móc;

- Hệ thống cam hãm vừa đóng các guốc phanh lại, vừa có tác dụng phát ra cảnh báo thông qua đèn báo hoặc âm thanh cũng như tác động điều khiển đóng barie mềm phía sân ga bên dưới trục tải khi xảy ra sự cố nguy hiểm để giảm thiểu thiệt hại.

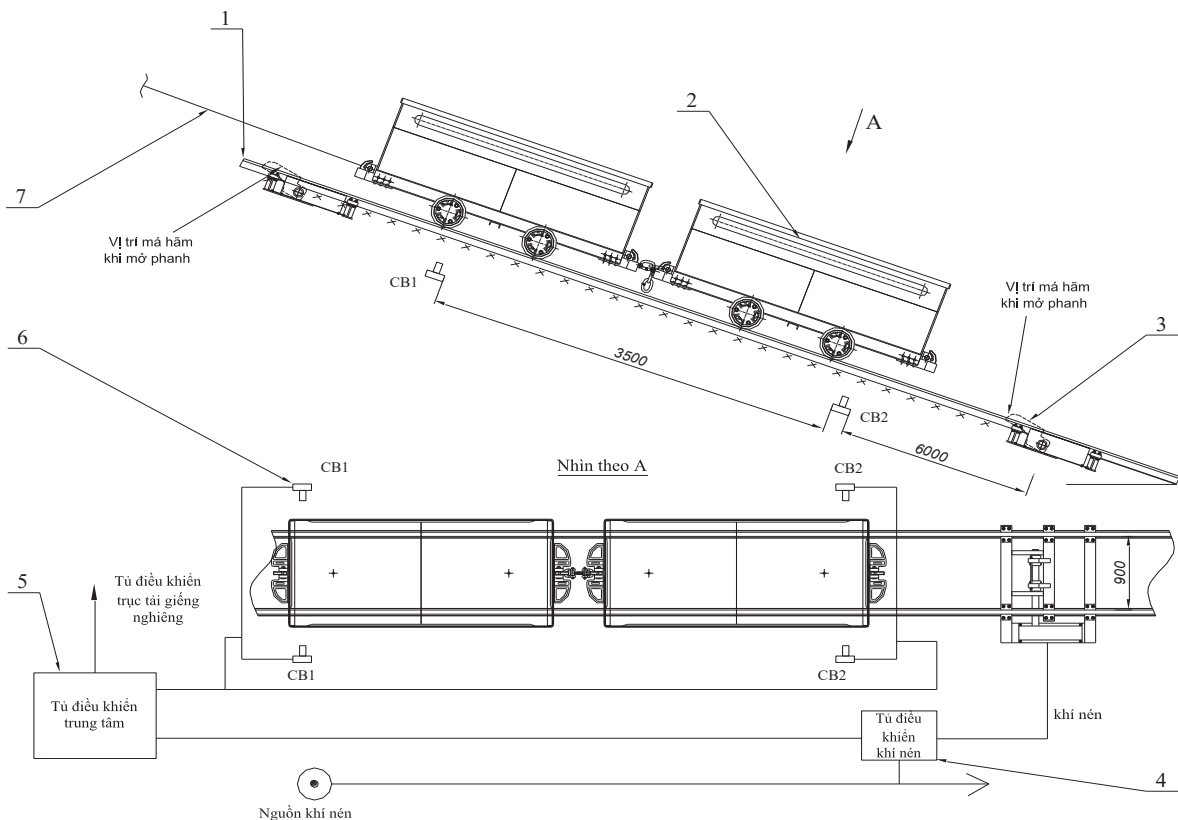
Hiện tại trong TKV chưa có đơn vị nào nghiên cứu thiết kế chi tiết về thiết bị cam hãm an toàn này, cho nên việc chế tạo cũng như công tác đầu tư trang bị cho các hệ thống trục tải một đầu cáp kéo xe goòng vận tải hàng trên đường lò giếng nghiêng chưa được hoàn thiện.

Chính vì những đặc điểm này, trên cơ sở đánh giá mức độ nguy hiểm, tình hình sử dụng các hệ thống vận tải trục tải - xe goòng chở hàng trên đường lò giếng nghiêng tại mỏ, việc cần thiết phải có một thiết bị an toàn trong trường hợp xe goòng chuyển động vượt tốc, tuột móc hoặc đứt cáp là rất cấp bách.

Xuất phát từ nhu cầu thực tiễn, để đảm bảo an toàn cho các hệ thống trục tải mỏ trên các đường lò giếng nghiêng và chủ động trong sản xuất, Viện Cơ khí Năng lượng và Mỏ - Vinacomin đã phối hợp với Công ty Cổ phần Than Vàng Danh - Vinacomin thực hiện nghiên cứu thiết kế, tiến tới chế tạo và lắp đặt thử nghiệm hệ thống cam hãm điều khiển tự động sử dụng khí nén nhằm chống phương tiện vận tải vượt tốc trên các trục tải giếng nghiêng mỏ than hầm lò thuộc Tập đoàn TKV.

2 Nghiên cứu thiết kế hệ thống cam hãm điều khiển tự động sử dụng khí nén

Cấu tạo chung của hệ thống cam hãm điều khiển tự động sử dụng khí nén được thể hiện như trên hình 1. Đây là hệ thống điều khiển tự động, sử dụng khí nén điều khiển hoạt động hệ thống guốc phanh để kiểm soát tốc độ phương tiện vận tải của hệ thống trục tải giếng nghiêng.



Hình 1: Hệ thống cam hãm ở trạng thái mở phanh, má hãm trên guốc phanh ở trạng thái nằm:
1 – đường ray 900 (ray P24); 2 – phương tiện vận tải (xe goòng chở vật liệu); 3 – bộ guốc phanh;
4 – tủ điều khiển hiện trường; 5 – tủ điều khiển trung tâm; 6 – cảm biến; 7 – cáp kéo

Kết cấu chính của hệ thống cam hãm bao gồm: Hệ thống các guốc phanh – 3 kiểm soát tốc độ của xe goòng chở vật liệu vận tải, được bố trí dọc theo tuyến đường trục tải; tủ điều khiển khí nén – 4; tủ điều khiển trung tâm – 5 và các cảm biến – 6 bố trí dọc theo tuyến đường trục tải. Các thông số chính của hệ thống cam hãm điều khiển tự động sử dụng khí nén được cho trong bảng 1.

Bảng 1: Thông số chính hệ thống cam hãm điều khiển tự động sử dụng khí nén

TT	Các đặc tính cơ bản	Đơn vị	Giá trị
1	Khối lượng trục tải áp dụng	kg	8.470
2	Kiểu tời trục	Goòng chở vật liệu	
3	Góc dốc áp dụng trục tải	độ	10 ÷ 30
4	Vận tốc áp dụng	m/s	0,5 ÷ 3
5	Khoảng cách giữa hai bộ guốc phanh	m	17 ÷ 62
6	Khoảng cách hai cảm biến	m	3,5
7	Khoảng cách từ cảm biến đến bộ guốc phanh	m	6
8	Cỡ đường ray	mm	900
9	Xylanh khí nén	SC100	
-	Đường kính xylanh	mm	100
10	Năng lượng sử dụng		
-	Khí nén		
-	Áp suất làm việc	MPa	0,4 ÷ 0,8
11	Hệ thống điều khiển	PLC	
-	Cảm biến	Cảm biến quang	
12	Nguyên lý kiểm soát		
-	Kiểm soát số lượng goòng		≤ 2
-	Kiểm soát tốc độ phương tiện vận tải	m/s	< 1,25V ₀
13	Kiểu kiểm soát	Va đập giữa đầu đầm xe goòng và má hãm của cam hãm	

2.1 Tủ điều khiển trung tâm

Tủ điều khiển trung tâm có thể là tủ điện thông thường nếu đặt ở trên mặt bằng hoặc trên đầu đường lò của tuyến trục tải giếng nghiêng ngoài mặt bằng. Nếu đặt tủ trong lò thì phải sử dụng tủ phòng nổ. Trong tủ có lắp thiết bị điều khiển và các thiết bị phụ kiện kèm theo (hình 2).

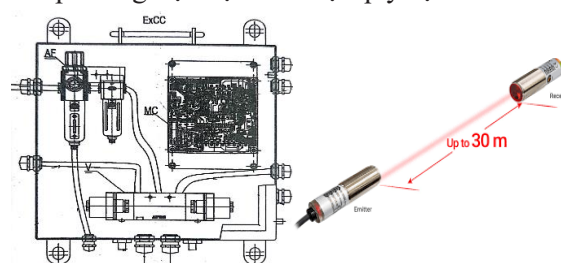


a) Tủ phòng nổ b) Tủ không phòng nổ
Hình 2: Tủ điều khiển trung tâm

Tủ có nhiệm vụ điều khiển hoạt động đóng mở của van điện từ để tác động cấp khí nén cho xy lanh kiểm soát trạng thái của má hãm, từ đó đạt được mục đích chống vượt tốc cho phương tiện vận tải trên các trục tải giếng nghiêng.

2.2 Tủ điều khiển khí nén và cảm biến

Tủ điều khiển khí nén có lắp bộ lọc khí tách nước và van điện từ điều khiển khí nén phân phối khí nén cho xy lanh trên guốc phanh điều khiển đóng mở guốc phanh. Mỗi vị trí guốc phanh được lắp 02 bộ cảm biến CB1 và CB2 (04 cảm biến). Khoảng cách giữa CB1 và CB2 với bộ guốc phanh được tính toán tùy thuộc vào vận tốc của phương tiện vận tải cũng như góc dốc của đường trục tải. Cảm biến có nhiệm vụ phát hiện số lượng goòng kéo và đặc biệt là vận tốc của phương tiện vận tải vượt quy định.



a) Tủ điều khiển khí nén b) Cảm biến

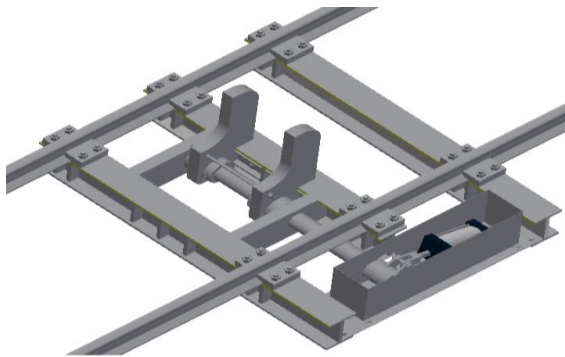
Hình 3: Tủ điều khiển khí nén và cảm biến

2.3 Bộ guốc phanh

Bộ guốc phanh là một bộ phận của hệ thống cam hãm, được bố trí dọc theo hệ thống trục tải. Mỗi bộ lắp đặt cùng với 04 cảm biến để có thể phát hiện và kiểm soát tốc độ vượt tốc của phương tiện vận tải. Bộ guốc phanh được tổ hợp

lắp ghép từ các bộ phận kết cấu thành một thể thống nhất để chịu lực trong quá trình làm việc.

Cấu tạo của bộ guốc phanh gồm: Bộ khung chịu lực, má hãm, trục chính, xy lanh khí nén.



Hình 4: Kết cấu bộ guốc phanh

3 Nguyên lý hoạt động của hệ thống cam hãm

Hệ thống cam hãm điều khiển tự động sử dụng khí nén chống phương tiện vận tải vượt tốc trên các trục tải giềng nghiêng trong mỏ than hầm lò được điều khiển hoàn toàn tự động nhờ các cảm biến bố trí theo tuyến trục tải. Khi phương tiện vận tải – 2 kết nối với cáp – 7 di chuyển qua các bộ cảm biến CB1 và CB2 – 6, các cảm biến sẽ truyền tín hiệu về tủ điều khiển trung tâm – 5 để xử lý và điều chỉnh các van điện từ khí nén tại tủ điều khiển khí nén – 4 điều khiển hoạt động của xy lanh kiểm soát trạng thái má hãm – 3 trên các bộ guốc phanh, từ đó đạt được mục đích kiểm soát tốc độ chống vượt tốc và số lượng phương tiện vận tải (tức là kiểm soát quá tải trọng) của trục tải giềng nghiêng.

Nếu hệ thống trục tải giềng nghiêng hoạt động bình thường (số lượng goòng và vận tốc của phương tiện vận tải không vượt quá giới hạn cho phép), tủ điều khiển trung tâm không mở van điện từ khí nén. Khi đó, xy lanh khí nén không hoạt động, má hãm vẫn ở trạng thái chờ, phương tiện vận tải tiếp tục đi qua và hệ thống trục tải hoạt động bình thường. Vị trí và trạng thái của má hãm trên các bộ guốc phanh được thể hiện như hình 1.

Nếu xảy ra hiện tượng vượt quá số lượng goòng hoặc vượt quá tốc độ cho phép của

phương tiện vận tải, trong trường hợp phương tiện vẫn liên kết với cáp, gọi là “sự cố bình thường”, tủ điều khiển trung tâm sẽ truyền tín hiệu báo dừng cho hệ thống vận hành trục tải, đồng thời truyền tín hiệu mở van điện từ khí nén điều khiển xy lanh khí nén kéo các má hãm dựng lên. Phương tiện vận tải được kiểm soát tốc độ từ hai phía với chủ đạo là hệ thống phanh hãm được bố trí trên trạm dẫn động để dừng hệ thống tời trục, trong khi hệ thống cam hãm có tác dụng dự phòng kiểm soát quãng đường di chuyển tối đa của phương tiện vận tải từ khi phát hiện sự cố. Ở đây, quãng đường này dài 6 m, chính là khoảng cách từ bộ cảm biến đến má hãm. Vị trí và trạng thái của má hãm trên các bộ guốc phanh trong trường hợp này được thể hiện như hình 5a.

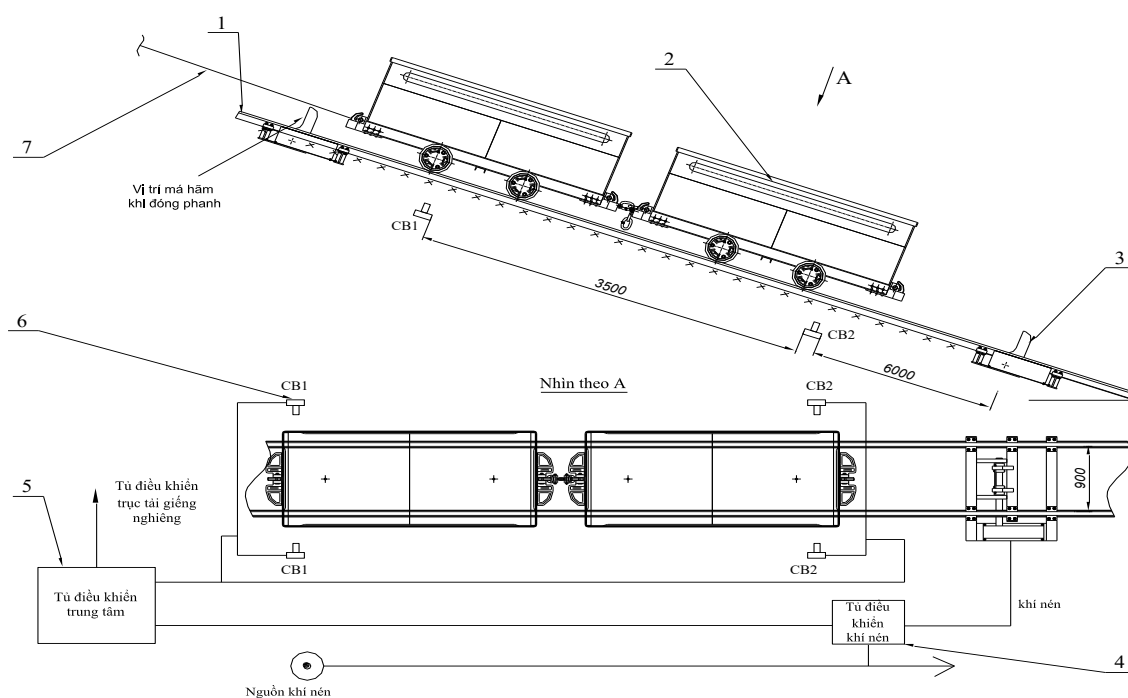
Trong trường hợp phương tiện vận tải mất liên kết với tang dẫn động do đứt cáp hoặc tuột móc và trôi tự do xuống dưới do tự trọng của phương tiện vận tải, gọi là “sự cố nguy hiểm”, tủ điều khiển trung tâm sẽ điều khiển kéo các má hãm dựng lên, hệ thống cam hãm đóng vai trò như các phanh ngăn cản không cho phương tiện vận tải chuyển động xuống dưới. Vị trí và trạng thái của má hãm trên các bộ guốc phanh trong trường hợp được thể hiện như hình 5b.

4 Kết luận

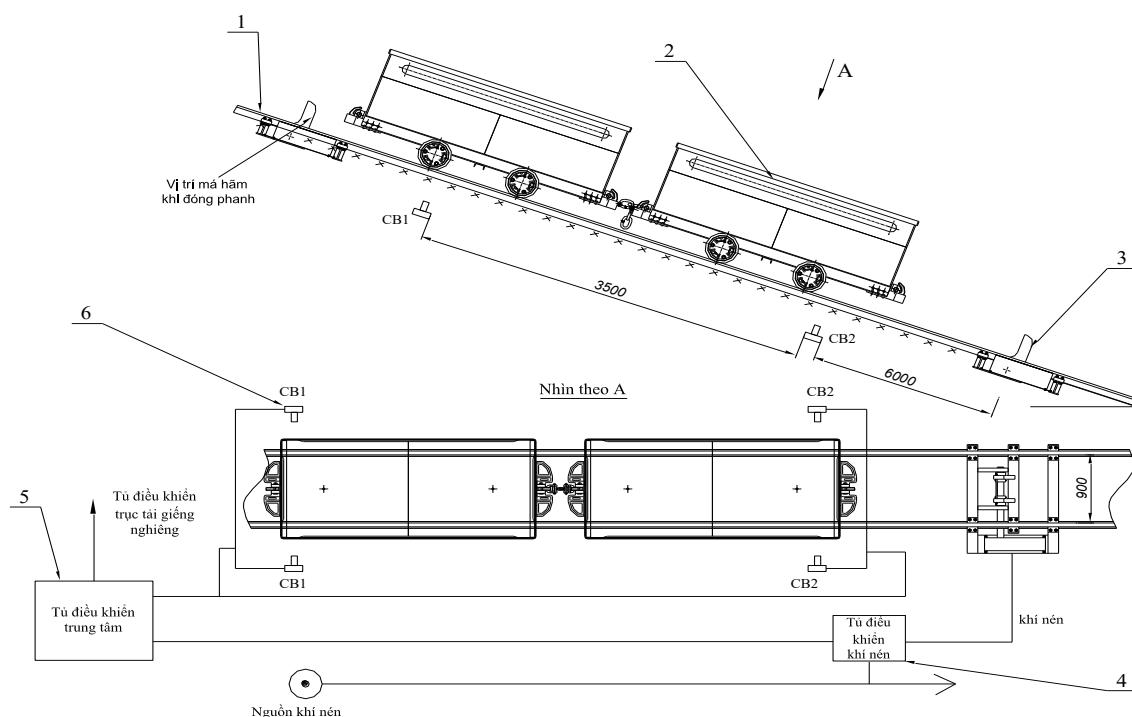
Hệ thống cam hãm điều khiển tự động sử dụng khí nén nhằm chống phương tiện vận tải vượt tốc trên các trục tải giềng nghiêng mỏ than hầm lò đáp ứng theo yêu cầu của Khoản 30, Điều 33 Quy chuẩn kỹ thuật Quốc gia về an toàn tời trục mỏ QCVN02:2016/BCT, ban hành kèm theo Thông tư số 32/2016/TT-BCT ngày 15 tháng 12 năm 2016.

Hệ thống cam hãm điều khiển tự động kiểm soát chống vượt tốc và cũng kiểm soát số lượng phương tiện vận tải (tức là kiểm soát quá tải trọng) trên trục tải giềng nghiêng để đảm bảo an toàn trong quá trình làm việc.

Hệ thống có kết cấu đơn giản, dễ chế tạo, lắp đặt, cũng như sửa chữa, bảo dưỡng.



a) Trường hợp sự cố bình thường, cáp vẫn liên kết với phương tiện vận tải



b) Trường hợp sự cố nguy hiểm, phương tiện vận tải trôi tự do

Hình 5: Hệ thống cam hãm ở trạng thái đóng phanh, các má hãm ở trạng thái dựng

TÀI LIỆU THAM KHẢO

1. **Nguyễn Văn Kháng.** Máy và tổ hợp thiết bị vận tải mỏ. Hà Nội: NXB Khoa học và Kỹ thuật, 2005.
2. **Nguyễn Trọng Hiệp, Nguyễn Văn Lãm.** Thiết kế chi tiết máy. Hà Nội: NXB Giáo dục, 1998.
3. **Ninh Đức Tồn.** Dung sai và kỹ thuật đo. Hà Nội: NXB Giáo dục, 2001.
4. **Nguyễn Đắc Lộc.** Sổ tay công nghệ chế tạo máy (Tập 1, 2, 3). Hà Nội: NXB Khoa học và Kỹ thuật, 2003.
5. **Lê Quang Minh, Nguyễn Văn Vượng.** Sức bền vật liệu (Tập I, II). Hà Nội: NXB Giáo dục, 1996.
6. **Đặng Việt Cường.** Sức bền vật liệu toàn tập. Hà Nội: NXB Khoa học và Kỹ thuật, 2008.
7. QCVN 02:2016/BCT. Quy chuẩn kỹ thuật quốc gia về an toàn tời trục mỏ.
8. **Nguyễn Trọng Hiệp.** Chi tiết máy. Hà Nội: NXB Giáo dục, 1998.
9. **Trần Đức Thọ và nnk.** Nghiên cứu thiết kế, chế tạo toa xe phanh hãm trên đường lò dốc đến 23°, đảm bảo an toàn cho vận tải người và vật liệu. Viện Cơ khí Năng lượng và Mỏ - Vinacomin, đề tài nghiên cứu cấp Tập đoàn TKV, 2019.

NGHIÊN CỨU XÂY DỰNG CÔNG THỨC XÁC ĐỊNH TỐC ĐỘ CƠ HỌC KHOAN CHO CHOÒNG PDC

ThS. Trường Văn Từ, TS. Nguyễn Tiến Hùng, Vũ Hồng Dương

Trường Đại học Mở - Địa chất

Tóm tắt: Hiện nay, choòng polycrystalline diamond compact (PDC) được sử dụng rộng rãi và phổ biến trong ngành công nghiệp khoan dầu khí khi thi công trong các địa tầng trầm tích chứa đất đá có đặc tính mềm, dẻo. Tuy nhiên, các thông số chế độ khoan sử dụng cho choòng PDC thường căn cứ vào hướng dẫn của nhà sản xuất choòng với khoảng điều chỉnh rất rộng. Vì vậy, cần có công thức cụ thể để xác định tốc độ cơ học khoan đối với choòng PDC để đánh giá mức độ ảnh hưởng của các thông số chế độ khoan, tính chất cơ lý đá và các thông khác tới tốc độ cơ học khoan, từ đó, đưa ra những thông số chế độ khoan hợp lý và cải tiến thiết kế của choòng nhằm nâng cao hiệu suất khoan. Bài báo đã sử dụng các phương pháp phân tích lý thuyết, nguyên lý Dalamber nhằm phân tích các lực tác dụng lên răng choòng trong quá trình phá huỷ đất đá để xây dựng công thức xác định tốc độ cơ học khoan cho choòng PDC, sau đó tiến hành xác định hệ thực nghiệm dựa trên các số liệu thực tế thu được từ cụm mỏ Nam Rồng - Đồi Mồi. Công thức xác định tốc độ cơ học khoan cho choòng PDC mà nhóm tác giả xây dựng được có độ chính xác cao và có thể áp dụng cho nhiều đối tượng đất đá khác nhau.

Từ khóa: Choòng PDC, khoan, nguyên lý Damlamber, tối ưu hoá thông số chế độ khoan, vận tốc cơ học khoan.

1 Mở đầu

Trong công nghiệp khoan dầu khí hiện nay, choòng PDC được sử dụng rộng rãi, phổ biến và dần thay thế toàn bộ choòng 3 chớp xoay khi khoan trong đất đá trầm tích có đặc tính mềm, dẻo do những ưu điểm vượt trội mà chúng mang lại như: Tốc độ khoan cơ học cao; rút ngắn thời gian khoan; giảm thiểu nguy cơ phức tạp sức cố; khả năng kết hợp tốt với hệ thống lái chính xiên (RSS)... Về bản chất, choòng PDC là loại choòng lưỡi cắt được trang bị các răng PDC có bề mặt được chế tạo từ kim cương đa tinh thể, được sử dụng khoan trong đất đá mềm và dẻo, dựa theo nguyên lý cắt vỡ và cho tốc độ cơ học khoan rất cao (lên đến $60\div70$ m/h) (Soloviev, Nguyễn Tiến Hùng, 2015) Tuy nhiên, khi khoan trong đất đá không đồng nhất, đặc biệt là đất đá có độ cứng và độ mài mòn cao, các răng bị mòn nhanh dẫn đến tuổi thọ và năng suất của choòng PDC bị giảm mạnh (Soloviev, Nguyễn Tiến Hùng, 2015; Nguyễn Tiến Hùng, 2018; Nguyễn

Thế Vinh, 2018). Thực tế cho thấy, việc sử dụng các thông số chế độ khoan đối với choòng PDC thường căn cứ vào hướng dẫn mà đơn vị sản xuất choòng cung cấp với khoảng điều chỉnh khá rộng, vì vậy, trong trường hợp điều kiện khoan thực tế thay đổi, rất khó để đưa ra được thông số chế độ khoan hợp lý phù hợp với những thay đổi đó. Hiện nay, chưa có công thức cụ thể xác định tốc độ cơ học khoan đối với choòng PDC. Do đó, việc xây dựng công thức xác định tốc độ cơ học khoan cho choòng PDC mang ý nghĩa thời sự và cấp thiết, giúp xác định thông số, chế độ khoan hợp lý khi thi công trong các điều kiện khác nhau và cải tiến thiết kế choòng PDC nhằm tiến tới hoàn thiện chúng.

2 Cơ sở lý thuyết và phương pháp nghiên cứu

Các nghiên cứu về mức độ ảnh hưởng của góc lắp đặt răng α choòng PDC tới nguyên lý và hiệu quả phá huỷ đất đá chỉ ra rằng, đối với kiểu góc lắp đặt “âm” thì góc lắp đặt răng choòng tối ưu là $45\div55^\circ$. Khi đó, choòng phá huỷ đất đá

theo nguyên lý cắt vỡ, tốc độ cơ học khoan đạt cao, trong khi mức độ mòn của răng chèo là thấp nhất (Bashkatov, 2010; Soloviev, 2015; Nguyễn Thế Vinh và Nguyễn Tiến Hùng, 2017).

Nhằm xây dựng công thức xác định tốc độ cơ học khoan cho chèo PDC, nghiên cứu này đã sử dụng nguyên lý D'Alembert nhằm xây dựng và nghiên cứu hệ lực tác động lên răng chèo trong quá trình phá hủy đất đá (hình 1).

Chiếu hệ lực tác động lên răng chèo trên trục Ox, để xác định lực tác động lên răng chèo theo phương ngang như sau:

$$P_{op} = F_2 - F_1 + N_1 \sin \alpha \quad (1)$$

Trong đó: P_{op} – lực tác động lên răng chèo theo phương ngang, N; F_2 – lực ma sát tác động

lên đầu nhọn răng chèo, $F_2 = N_2 f$; F_1 – lực ma sát tác động lên mặt phẳng đầu răng chèo, $F_1 = N_1 f$; N_1 – phản lực tác động lên mặt phẳng đầu răng chèo, N; N_2 – phản lực tác động lên đầu nhọn răng chèo, N; f – hệ số ma sát giữa răng chèo và đất đá; α – góc lắp đặt răng chèo, độ.

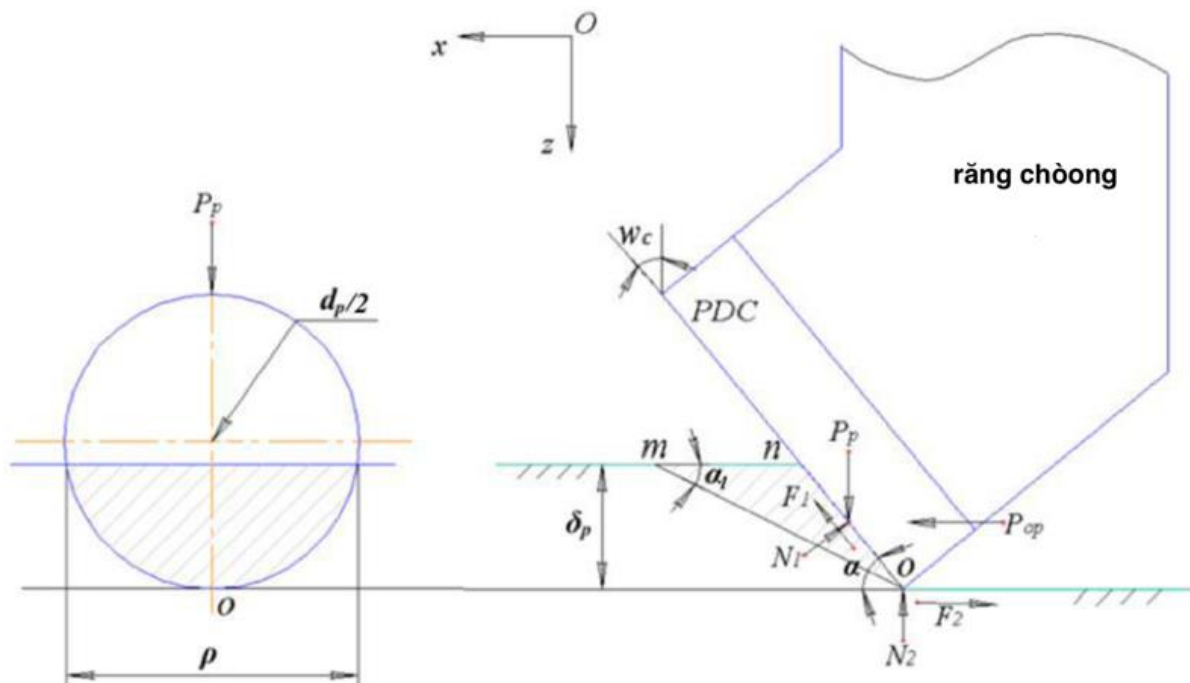
Suy ra

$$P_{op} = N_2 f - N_1 f + N_1 \sin \alpha \quad (2)$$

Chiếu hệ lực tác động lên răng chèo trên trục Oz, có thể xác định phản lực N_2 dưới dạng sau:

$$N_2 = P_p - N_1 \cos \alpha - N_1 \sin \alpha \quad (3)$$

Trong đó: P_p – lực dọc trục tác động lên răng chèo, N.



Hình 1: Hệ lực tác động lên răng chèo PDC trong quá trình phá hủy đất đá

Cộng phương trình (2) và (3) ta nhận được kết quả như sau:

$$P_{op} = P_p f + N_1 (\sin \alpha - 2f \cos \alpha - f^2 \sin \alpha) \quad (4)$$

N_1 được xem là khả năng chống lại sự phá hủy của đất đá và có thể xác định được theo công thức (Нескоромных В.В. và Борисов К.И., 2013):

$$N_1 = \sigma_{ck} A_{ck} (1 + \tan \varphi) \quad (5)$$

Trong đó: σ_{ck} – giới hạn bền cắt của đất đá, MPa; A_{ck} – diện tích cắt đất đá, m².

Giả sử rằng, răng chèo PDC lắp đặt kiểu “góc âm” sẽ cắt đất đá theo hình khối Omn và theo phương của lực P_{op} (hình 1). Khối này dịch chuyển theo mặt phẳng Om và hai mặt phẳng

còn lại của khối Omn, nơi mà chịu tác động của ứng suất cắt σ_{ck} .

Vì vậy, diện tích cắt đất đá được xác định là tổng diện tích của mặt cắt trên phẳng Om (một nửa diện tích của hình elip có chiều dài trục là p) và hai mặt phẳng còn lại khối Omn.

$$A_{ck} = \frac{\pi \sqrt{d_p} \delta_p^{3/2} \sin \alpha + 2 \delta_p^2 \sin(\alpha - \alpha_1)}{2 \sin \alpha_1 \sin \alpha} \quad (6)$$

Trong đó: α_1 – góc cắt, độ; $\alpha_1 = \pi/8 - (\varphi + \theta_f - w_c)/2$; φ – góc nội ma sát, độ; θ_f – góc ma sát giữa răng choòng và một phần đất đá bị nghiền nát, $\theta_f = 8 \div 13^\circ$ (Мори В., Фурментро Д., 1994); w_c – góc trước, độ; d_p – đường kính của răng choòng, m; δ_p – độ ngập răng choòng, m.

Từ phương trình (5), (6) thu được như sau:

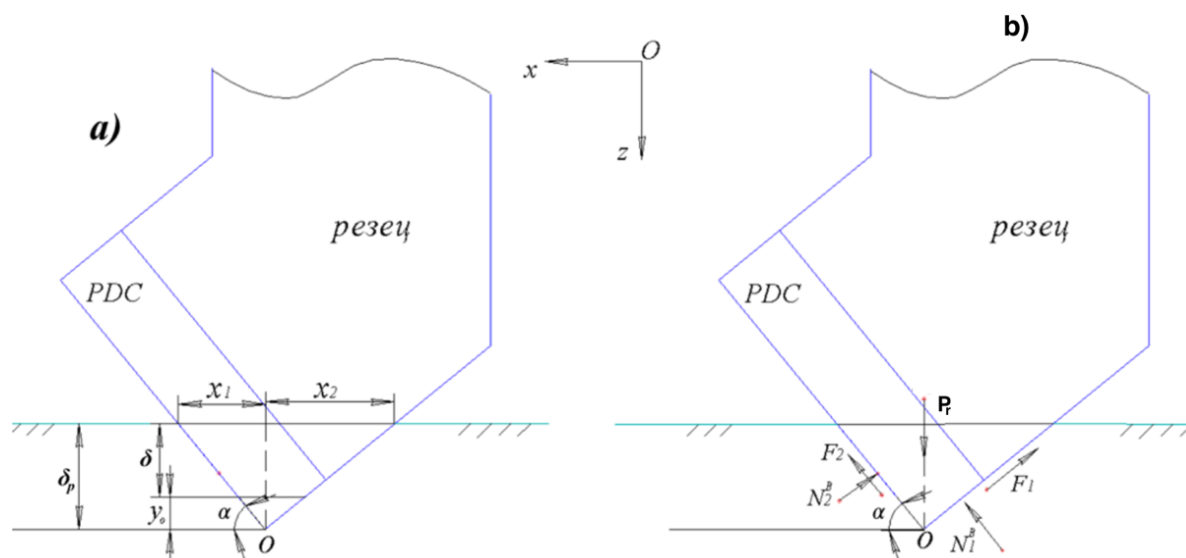
$$N_1 = \sigma_{ck} (1 + \operatorname{tg} \varphi) \frac{\pi \sqrt{d_p} \delta_p^{3/2} \sin \alpha + 2 \delta_p^2 \sin(\alpha - \alpha_1)}{2 \sin \alpha_1 \sin \alpha} \quad (7)$$

Độ ngập răng choòng δ_p được xác định như sau (Nguyễn Thế Vinh, Nguyễn Tiến Hùng, 2017):

$$\delta_p = \left(\frac{P_p}{2J\sigma_n (\operatorname{ctg} \alpha + \operatorname{tg} \alpha)(1 + \operatorname{tg} \varphi) \sqrt{d_p}} \right)^{2/3} \quad (8)$$

Trong đó: $J = 1 + f \sin 2\alpha$; σ_n – giới hạn bền nén của đất đá, MPa.

Tại đây, nghiên cứu đề xuất phương án tính tốc độ cơ học khoan theo phương pháp Эпштейном Е.Ф. cho choòng lưỡi cắt (Нескромных В.В., 2017). Giả sử, răng choòng PDC lắp đặt kiểu “góc âm” có đường kính của răng là d_r (hình 2), số cánh của choòng là m, mỗi cánh có số lượng răng PDC là i, tải trọng lên choòng là P_z , lực dọc trục tác động lên mỗi răng là P_r . Như vậy, $P_z = P_r m i$.



Hình 2: Mô hình quá trình cắt đất đá của một răng choòng PDC: a) Độ mòn răng choòng theo thời gian; b) lực tác động lên răng choòng khi tạo ra độ ngập trong quá trình phá hủy đất đá

Với lực dọc trục P_{ri} tác động lên cánh choòng thì độ ngập cánh choòng là δ_p , được xác định theo công thức (8). Tương ứng với đó, độ sâu khoan được trong 1 vòng quay của choòng sẽ là:

$$h_0 = \delta_p m \quad (9)$$

Độ sâu khoan được trong khoảng thời gian t_1 được tính theo công thức sau:

$$h = \delta_p m n t_1 \quad (10)$$

Trong đó: n – tần số quay choòng (v/ph).

Mặt khác, trong quá trình làm việc, các răng của choòng sẽ bị mòn theo thời gian. Nếu chiều

cao mòn của răng là y_0 (hình 2a), thì độ ngập răng choòng theo thời gian sẽ là:

$$\delta_r^T = \delta_p - y_0 \quad (11)$$

Độ sâu khoan được sau 1 vòng quay của choòng khi bị mòn sẽ là:

$$h_0^T = \delta_r^T m \quad (12)$$

Nếu độ mòn của cánh choòng sau 1 vòng quay là y , thì giá trị này có thể xác định được bằng phương pháp tính toán thể tích mòn của vật liệu chế tạo choòng khi nó chịu lực tác động của lực ma sát trong quá trình phá hủy đất đá. Thể tích mòn của vật liệu chế tạo choòng sau một vòng quay được xác định như sau:

$$V = \frac{y^2 (ctg\alpha + tg\alpha) Dm}{4} \quad (13)$$

Mặt khác, thể tích mòn của vật liệu chế tạo choòng khoan tỉ lệ thuận với công của lực ma sát:

$$V = k_i A_i \quad (14)$$

Trong đó: k_i – hệ số mòn thể tích của vật liệu chế tạo choòng khi chịu lực ma sát trong quá trình phá hủy đất đá, $\frac{m^3}{kGm}$; A_i – công của lực ma sát sau một vòng quay của choòng:

$$A_i = q_i m b f_g \int_0^{D/2} R_i dR \int_0^{2\pi} d\varphi = \pi m q_i b f_g \frac{D^2}{4} \quad (15)$$

Trong đó: q_i – áp suất tiếp xúc, Pa; b – chiều rộng bề mặt chịu lực của cánh choòng, m; f_g – hệ số ma sát của răng choòng với đất đá; D – đường kính choòng, m.

Áp suất tiếp xúc q_i phụ thuộc vào dạng profile của cánh choòng và ở mức độ nào đó có thể xác định được như sau:

$$q_i = \frac{2P_z}{mbD} \cos\alpha_i \quad (16)$$

Như vậy:

$$A_i = \frac{\pi f_g D P_z \cos\alpha_i}{2} \quad (17)$$

Công của lực ma sát sau thời gian t_1 với tần số quay choòng n sẽ là:

$$A = A_i n t_1 = \frac{\pi n t_1 f_g D P_z \cos\alpha_i}{2} \quad (18)$$

Trong đó: α_i – góc tạo bởi tiếp tuyến tại một điểm bất kỳ với profile của cánh choòng và đường thẳng nằm ngang.

Như vậy, thể tích mòn của choòng được tính như sau:

$$V = \frac{\pi k_i n t_1 f_g D P_z \cos\alpha_i}{2} \quad (19)$$

Từ hai phương trình (13) và (19) ta thu được như sau:

$$\frac{y^2 (ctg\alpha + tg\alpha) Dm}{4} = \frac{\pi k_i n t_1 f_g D P_z \cos\alpha_i}{2}$$

Suy ra:

$$y = \sqrt{\frac{2\pi k_i n t_1 f_g D P_z \cos\alpha_i}{(ctg\alpha + tg\alpha) m}} \quad (20)$$

Với công thức (20), có thể tính được độ mòn của choòng tại thời điểm bất kỳ trong quá trình làm việc. Tương ứng như vậy, giá trị độ ngập răng choòng tại một thời điểm bất kỳ có thể tính được theo công thức sau:

$$h_0^T = \delta_r^T m - y = \delta_p m - \sqrt{\frac{2\pi k_i n t_1 f_g D P_z \cos\alpha_i}{(ctg\alpha + tg\alpha) m}} \quad (21)$$

Nhận thấy, giá trị y thay đổi theo thời gian và chiều sâu khoan được trong khoảng thời gian t_1 có thể xác định như sau:

$$\begin{aligned} dh &= h_0^T n dt_1 \\ dh &= \delta_p m n dt_1 - n \sqrt{\frac{2\pi k_i n f_g D P_z \cos\alpha_i}{(ctg\alpha + tg\alpha) m}} \sqrt{t_1} dt_1 \end{aligned} \quad (22)$$

Tương ứng như vậy, chiều sâu khoan trong khoảng thời gian từ t_0 đến t_1 được xác định như sau:

$$\begin{aligned} h_{t_0-t_1} &= \int_{t_0}^{t_1} h_0^T n dt_1 \\ &= \int_{t_0}^{t_1} \delta_p m n dt_1 - \int_{t_0}^{t_1} n \sqrt{\frac{2\pi k_i n f_g D P_z \cos\alpha_i}{(ctg\alpha + tg\alpha) m}} \sqrt{t_1} dt_1 \\ &= \delta_p m n (t_1 - t_0) - \frac{2}{3} n \sqrt{\frac{2\pi k_i n f_g D P_z \cos\alpha_i}{(ctg\alpha + tg\alpha) m}} (\sqrt{t_1^3} - \sqrt{t_0^3}) \end{aligned} \quad (23)$$

Nếu $t_0 = 0$, thì

$$h_{t_0-t_1} = \delta_p m n t_1 - \frac{2}{3} n t_1 \sqrt{\frac{2\pi k_i n t_1 f_g D P_z \cos \alpha_i}{(ctg \alpha + tg \alpha) m}} \quad (24)$$

Mặt khác khi h_0^T tiến đến 0, khi đó $\delta_p m = y$ (hình 2a):

$$\delta_p m = \sqrt{\frac{2\pi k_i n f_g t_1 D P_z \cos \alpha_i}{(ctg \alpha + tg \alpha) m}} \quad (25)$$

Giải phương trình (25) với ẩn là t_1 ta xác định được thời gian làm việc hiệu quả với một chòong khoan PDC:

$$t_n = \frac{\delta_p^2 m^3 (ctg \alpha + tg \alpha)}{2\pi k_i n f_g P_z \cos \alpha_i} \quad (26)$$

Tổng tiến độ chòong sau thời gian t_n sẽ là:

$$h_{t_0-t_n} = \left[\delta_p m n - \frac{2}{3} n \sqrt{\frac{2\pi k_i n t_1 f_g D P_z \cos \alpha_i}{(ctg \alpha + tg \alpha) m}} \right] t_n \quad (27)$$

$$= \frac{\delta_p^2 m^4 (ctg \alpha + tg \alpha)}{6\pi k_i f_g P_z \cos \alpha_i} t_n$$

Như vậy, tốc độ cơ học khoan trung bình có tính đến yếu tố mòn chòong xác định như sau:

$$V_{ch} = \frac{h_{t_0-t_n}}{t_n}$$

$$= \frac{\delta_p^2 m^4 (ctg \alpha + tg \alpha)}{6\pi k_i f_g P_z \cos \alpha_i} \cdot \frac{2\pi k_i n f_g P_z \cos \alpha_i}{\delta_p^2 m^3 (ctg \alpha + tg \alpha)} \quad (28)$$

$$= \frac{1}{3} \delta_p m n \text{ (m/ph)} = 20 \delta_p m n \text{ (m/h)}$$

Thực tế tại Việt Nam cho thấy, đối với chòong PDC khoan trong đất đá trầm tích có đặc tính mềm dẻo tại địa tầng Mioxen, hầu như răng chòong không bị mòn, các tổn hao răng chòong chủ yếu là sút mẻ và vỡ răng. Vì vậy, để kiểm chứng lại công thức, nghiên cứu này đã sử dụng công thức tính tốc độ cơ học của chòong khi các răng PDC chưa bị mòn:

$$V_{ch0} = \delta_p m n \text{ (m/ph)} \quad (29)$$

$$V_{ch0} = 60 \delta_p m n \text{ (m/h)}$$

$$\text{Trong đó: } \delta_p = \left(\frac{P_p}{2J\sigma_n (ctg \alpha + tg \alpha) (1 + tg \varphi) \sqrt{d_p}} \right)^{2/3}$$

3 Kết quả và thảo luận

Nghiên cứu này đã sử dụng công thức (29) cùng số liệu đầu vào phù hợp với điều kiện khoan các giếng tại cụm mỏ Nam Rồng - Đồi Mồi nhằm tính toán tốc độ cơ học, cụ thể như sau: $\sigma_n = 1,2 \text{ MPa}$; $\alpha = 75^\circ$ (theo số liệu thực tế đo được); $\varphi = 35^\circ$; $d_p = 0,025 \text{ m}$; $f = 0,1$. Sau đó, tiến hành thống kê, xử lý các số liệu thực tế của 3 giếng khoan 406 - RCDM, 404RC, 420RC thuộc cụm mỏ Nam Rồng - Đồi Mồi và thu được thông số chế độ khoan, vận tốc cơ học trung bình thực tế, hệ số thực nghiệm (Bảng 1).

Theo số liệu Bảng 1, nghiên cứu nay rút ra một số nhận xét như sau:

- Công thức xác định tốc độ cơ học khoan đối với chòong PDC (29) cho kết quả khá chính xác với hệ số thực nghiệm K dao động trung bình trong khoảng $0,79 \div 0,91$;

- Mặc dù các loại chòong khoan do các hãng khác nhau sản xuất và vận hành với các thông số chế độ khoan khác nhau, tuy nhiên công thức (29) vẫn cho kết quả tương đối sát với kết quả khoan thực tế;

- Khi sử dụng tải trọng lên chòong ở mức cao ($7 \div 11 \text{ tấn}$) thì vận tốc cơ học tăng đến $292,7\%$ so với khi sử dụng tải trọng lên chòong ở mức thấp ($\sim 2 \text{ tấn}$);

- Khi tải trọng lên chòong tăng, hệ số thực nghiệm K tăng và có xu hướng tiến đến 1.

4 Kết luận và kiến nghị

Từ những nghiên cứu bên trên có thể đưa ra một số kết luận và kiến nghị như sau:

- Công thức xác định vận tốc cơ học khoan cho chòong PDC cho kết quả có độ chính xác cao với hệ số sai số từ $0,79 \div 0,91$ đối với đối tượng nghiên cứu. Đối với các đối tượng khác, để sử dụng công thức này cần tiến hành xác định hệ số thực nghiệm riêng;

- Việc xác định tải trọng lên chòong hợp lý có ý nghĩa quan trọng và quyết định đến tốc độ cơ học khoan;

- Việc xây dựng công thức xác định vận tốc cơ học khoan cho chوòng PDC cho phép xác định thông số, chế độ khoan tối ưu cho từng điều kiện cụ thể;

- Hệ số thực nghiệm K phụ thuộc nhiều vào thông số tải trọng lên chوòng, khi tăng tải trọng lên chوòng thì hệ số thực nghiệm có xu hướng tăng và tiến đến 1;

- Đối với công tác khoan trong địa tầng Mioxen thuộc cụm mỏ Nam Rồng - Đồi Mồi nói riêng và bể Cửu Long nói chung, nên sử dụng tải

trọng lên chوòng lớn (> 11 tấn) nhằm đạt được vận tốc cơ học khoan cao;

- Cần tiếp tục nghiên cứu và kiểm toán công thức bằng cách sử dụng nhiều hơn số liệu đầu vào và đầu ra thực tế nhằm xác định chính xác hệ số thực nghiệm của từng vùng mỏ;

- Tiếp tục nghiên cứu công thức vận tốc khoan cơ học đối với trường hợp có tính đến độ mòn của răng chوòng theo thời gian (28) dựa trên số liệu thu thập thực tế về tiến độ chوòng, sau đó xác định vận tốc cơ học khoan trung bình.

Bảng 1: Tốc độ cơ học khoan được tính theo công thức (28) và thực tế của các giếng khoan tại cụm mỏ Nam Rồng – Đồi Mồi

Giếng khoan		Địa tầng	loại chوòng		thông số chế độ khoan		vận tốc cơ học lý thuyết	vận tốc cơ học thực tế	hệ số thực nghiệm K
mã hiệu giếng	khoảng khoan (m)		mã hiệu	hãng sản xuất	n (v/ph)	P (Tấn)			
406-RCDM	2000-2300	Mioxen	QD605X	Baker Hughes	135	11,1	49,1	44,9	0,91
404-RC	2000-2300	Mioxen	QD605X	Baker Hughes	165	6,9	63,9	52,7	0,82
420-RC	2000-2300	Mioxen	MRS519HBPX	Smith	130	2,18	22,8	18	0,79

TÀI LIỆU THAM KHẢO

1. Башкатов Д.Н. Обоснование угла установки резцов в долотах лопастного типа. *Инженер-нефтяник*, № 3, 2010, С. 9-23.
2. Nguyễn Thế Vinh, Nguyễn Tiến Hùng. Determining The Back Rake Angle of PDC Cutters For Drilling Through Heterogeneous Rock at Miocene and Oligocene Formations, Nam Rong - Doi Moi Reservoir. *Journal of Mining and Earth Sciences*, Vol. 5, 2017, PP. 123-127.
3. Nguyễn Tiến Hùng, Nguyễn Thế Vinh, Doãn Thị Trâm, Nguyễn Văn Thành. Ảnh hưởng của góc lắp đặt răng tới tuổi thọ của lưỡi khoan hợp kim cứng. *ERSD 2018*, tr. 32-35.
4. Nguyễn Thế Vinh, Nguyễn Tiến Hùng, Nguyễn Trần Tuấn, Nguyễn Văn Thành. Đặc điểm mòn răng chوòng khi khoan định hướng bằng hệ thống lái chính xiên hoạt động theo nguyên tắc đẩy chوòng. *Hội nghị khoa học kỷ niệm 30 năm khai thác dầu từ đá móng Bạch Hổ*, 2018, tr. 311-317.
5. Нескоромных В.В., Борисов К.И. Аналитическое исследование процесса резания-скалывания горной породы долотом с резцами PDC. *Известия Томского политехнического университета. Томск: Томский политехнический университет. т.323. № 1. 2013, С. 191-195.*
6. Нескоромных В.В. Разрушение горных пород при бурении скважин. *Сибирский федеральный университет. Красноярск*, 2017, 336 с.
7. Мори В., Фурментро Д. Механика горных пород применительно к проблемам разведки и добычи нефти. М.: Мир, 1994, 195 с.

8. **Соловьев Н.В., Nguyễn Tiến Hùng.** Разработка элементов эффективной технологии бурения скважин на месторождениях углеводородов предприятия «Вьетсовпетро». *Научно-технический журнал «Инженер-нефтяник», № 5, Санкт Петербург, 2015, С. 45-49.*
9. **Соловьев Н.В., Арсентьев Ю.А., Nguyễn Tiến Hùng.** Теоретический метод обоснования конструктивных параметров долот режуще-скалывающего действия. *Научно-технический журнал «Инженер- нефтяник», №3, 2015, С. 16-25.*
10. **Спивак А.И., Попов А.Н.** Разрушение горных пород при бурении скважин. *Недра - Москва, 1994, 257 с.*

NGHIÊN CỨU QUÁ TRÌNH MÒN VÀ PHÁ HỦY ĐÁ BẰNG MŨI KHOAN KIM CƯƠNG MỘT LỚP TRONG KHOAN THĂM DÒ KHOÁNG SẢN RẮN

PGS.TS. Nguyễn Xuân Thảo – Viện Công nghệ Khoan

TS. Nguyễn Trần Tuấn, ThS. Lê Văn Nam – Trường Đại học Mở - Địa chất

Tóm tắt: Trong phạm vi bài báo, bằng phương pháp mô hình tác dụng tương hỗ giữa hạt kim cương gắn trong mũi khoan với đá, các tác giả trình bày một số kết quả nghiên cứu quá trình mòn và phá hủy đá bằng hạt kim cương gắn trong mũi khoan phụ thuộc vào chế độ công nghệ khoan, độ cứng của đá, độ bền hạt kim cương... Thử nghiệm xác lập mối quan hệ giữa cường độ mòn mũi khoan và vận tốc cơ học phụ thuộc vào tốc độ vòng quay. Trên cơ sở các kết quả nghiên cứu, bài báo đã đề xuất các giải pháp lựa chọn công nghệ hợp lý khoan kim cương, nhằm nâng cao hiệu quả thăm dò khoáng sản rắn ở Việt Nam.

Từ khóa: Công nghệ khoan, mòn và ma sát, mũi khoan kim cương.

1 Mở đầu

Hiệu quả khoan các lỗ khoan thăm dò khoáng sản rắn phụ thuộc vào nhiều yếu tố, trong đó có độ bền của mũi khoan và chế độ công nghệ khoan hợp lý. Nhiều tài liệu nghiên cứu (Heinz, 2000; Soloviev, 1997; Neskornomnux, 2012) đã khẳng định: Sử dụng mũi khoan kim cương và áp dụng chế độ công nghệ khoan hợp lý sẽ làm tăng năng suất, tuổi thọ mũi khoan và giảm giá thành khoan. Hiện nay, mặc dù có các quan điểm khác nhau về việc lựa chọn cấu trúc mũi khoan kim cương cũng như chế độ công nghệ khoan hợp lý (Nguyễn Xuân Thảo, 2002; 2020; Heinz, 2000; Soloviev, 1997), song các chuyên gia đều thống nhất: i) Quá trình phá hủy đá trong khoan kim cương là một quá trình tác dụng tương hỗ giữa hạt kim cương gắn trong mũi khoan với đá, liên quan tới quá trình mòn hạt kim cương, mòn mũi khoan, quá trình ma sát, quá trình sinh nhiệt và tính chất cơ lý đá...; ii) Hiệu quả phá hủy đá và cường độ mòn của hạt kim cương gắn trong mũi khoan phụ thuộc vào tính chất cơ lý đá, chế độ công nghệ khoan, cấu trúc mũi khoan, độ bền của hạt kim cương và điều kiện môi trường tiếp xúc giữa mũi khoan với đá.

Trong phạm vi bài báo, bằng phương pháp mô hình tác dụng tương hỗ giữa hạt kim cương gắn trong mũi khoan với đá, nghiên cứu này sẽ

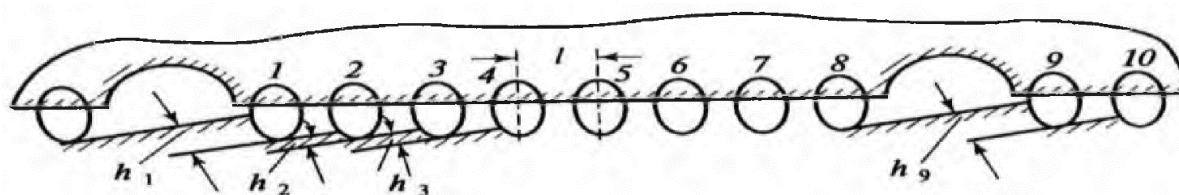
góp phần làm sáng tỏ quá trình mòn và phá hủy đá bằng hạt kim cương. Trên cơ sở các kết quả nghiên cứu và thử nghiệm thực tế, các tác giả đề xuất giải pháp lựa chọn các thông số chế độ khoan hợp lý, phù hợp với điều kiện địa chất cụ thể nhằm mục đích nâng cao tuổi thọ mũi khoan, vận tốc cơ học khoan và giảm giá thành khoan.

2 Nghiên cứu quá trình mòn và phá hủy đá bằng hạt kim cương gắn trong mũi khoan

Khi nghiên cứu quá trình mòn và phá hủy đá trong khoan kim cương, các tác giả tiến hành theo hai hướng: i) Nghiên cứu sự tác dụng tương hỗ giữa hạt kim cương với đá trong quá trình khoan (Heinz, 2000; Soloviev, 1997); ii) nghiên cứu sự tác dụng tương tác giữa một nhóm hạt kim cương gắn trong mũi khoan với đá trong quá trình khoan (Heinz, 2000; Soloviev, 1997).

Hạt kim cương gắn trong mũi khoan theo các sơ đồ khác nhau và độ nhô trên bề mặt để khác nhau. Vì vậy, khi tác dụng với đá trong quá trình khoan sẽ tạo chiều dày lớp đá bị phá hủy cũng khác nhau. Mô hình tác dụng tương hỗ của một nhóm hạt kim cương trong quá trình phá hủy đá được mô tả ở hình 1.

Từ hình 1, nhận thấy các hạt kim cương gắn trong để mũi khoan một lớp có kích thước khác nhau, độ nhô khác nhau tạo ra độ nhấp trên mặt tiết diện để mũi khoan. Trong quá trình khoan, các hạt kim cương tiếp nhận tải trọng



Hình 1: Mô hình tác dụng tương hỗ giữa nhóm hạt kim cương trong mũi khoan và đá trong quá trình khoan: 1-10 – số thứ tự hạt kim cương; h_1-h_9 – chiều sâu cắt; l – khoảng cách giữa các hạt cắt

chiều trục khác nhau, do đó chiều dày lớp đá bị phá hủy cũng khác nhau.

Trong quá trình khoan, nhờ tác dụng của tải trọng chiều trục và momen quay, hạt kim cương dịch chuyển và cắt đá. Chiều sâu trung bình cắt đá sau một vòng quay h_{tb} (m/vòng) của các hạt kim cương tham gia phá hủy đá liên quan tới vận tốc cơ học được xác định theo công thức sau (Soloviev, 1997):

$$h_{tb} = \frac{v_m}{n \cdot m} \quad (1)$$

Trong đó: v_m – vận tốc cơ học khoan, m/s; n – tốc độ vòng quay, v/phút; m – số lượng hạt kim cương trong mũi khoan tham gia phá hủy đá.

Từ (1) cho thấy, việc nghiên cứu tác dụng tương hỗ giữa một nhóm hạt kim cương gắn trong mũi khoan với đá trong quá trình khoan rất phức tạp. Vì vậy, để làm sáng tỏ các yếu tố ảnh hưởng tới quá trình mòn và phá hủy đá trong khoan kim cương, hầu hết các chuyên gia đều theo hướng nghiên cứu tác dụng tương hỗ giữa hạt kim cương với đá trong quá trình khoan, sau đó bằng phương pháp nội suy sẽ tính toán chế độ làm việc của mũi khoan kim cương.

Quá trình tính toán mòn và hiệu quả phá hủy đá bằng hạt kim cương gắn trong mũi khoan được thực hiện trong điều kiện sau:

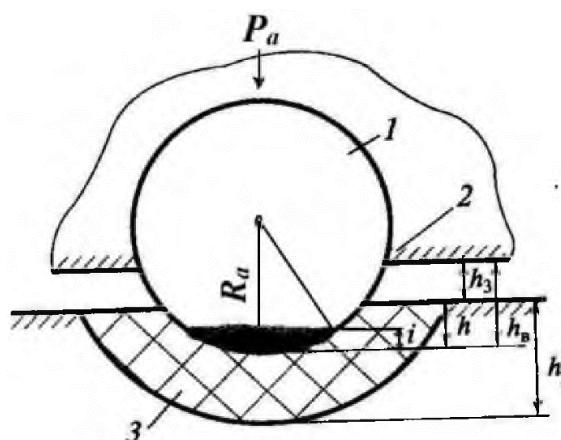
- Hạt kim cương dạng hình cầu bán kính R_a , làm việc trong điều kiện đá đồng nhất không nứt nẻ, độ cứng của đá P_s ;

- Chế độ khoan hợp lý; mòn khoan tạo thành trong quá trình khoan được rửa sạch kịp thời không ảnh hưởng tới quá trình làm việc của hạt kim cương;

- Nhiệt độ sinh ra trong quá trình cắt đá được làm mát bằng nước rửa và không ảnh hưởng tới độ bền bề mặt tiếp của hạt kim cương với đá.

Mô hình tác dụng tương hỗ trong quá trình phá hủy đá bằng hạt kim cương được mô tả ở hình 2. Dưới tác dụng của tải trọng chiều trục P_a hạt kim cương xâm nhập vào đá và nén ép tạo vùng phá hủy với chiều sâu h_p ; nhờ momen quay, hạt kim cương chuyển động và cắt đá với chiều dày lớp cắt h bằng chiều sâu hạt kim cương xâm nhập vào đá; đồng thời trong quá trình cắt đá hạt kim cương cũng bị mòn với chiều cao i . Như vậy chiều dày thực tế lớp đá bị cắt h_t được xác định:

$$h_t = h - i \quad (2)$$



Hình 2: Mô hình tác dụng tương hỗ giữa hạt kim cương và đá trong quá trình khoan: 1 – hạt kim cương; 2 – đế mũi khoan; 3 – vùng đá bị phá hủy; h_3 – khe hở giữa đế mũi khoan và đá, m ; h_B – chiều sâu xâm nhập của hạt kim cương, m); m – chiều sâu xâm nhập của hạt kim cương vào

Thể tích mòn hạt kim cương trong quá trình phá hủy đá xác định như sau:

$$V_a = S_a i \quad (3)$$

Trong đó: V_a – thể tích mòn hạt kim cương, m^3 ; S_a – diện tích tiếp xúc của hạt kim cương-đá, m^2 .

$$S_a = \pi r^2 \quad (4)$$

Trong đó: r – bán kính tiếp xúc của hạt kim cương với đá, m . Từ Hình 2 có:

$$r^2 = R_a^2 - (R_a - i)^2 = 2R_a i - i^2$$

Loại bỏ i^2 vì quá nhỏ so với R_a , vậy $r^2 = 2R_a i$; thay giá trị r^2 vào biểu thức (4) ta có:

$$S_a = 2\pi R_a i = \pi D_a i \quad (5)$$

Từ đó ta có:

$$V_a = \pi D_a i^2 \quad (6)$$

Công ma sát sinh ra trong quá trình mòn hạt kim cương được xác định theo công thức (Soloviev, 1997):

$$A = f P_a V_0 t \quad (7)$$

Trong đó: f – hệ số ma sát giữa hạt kim cương và đá; t – thời gian tiếp xúc của hạt kim cương với đá (thời gian khoan thuần túy), s ; v_0 – vận tốc chuyển động của hạt kim cương, m/s :

$$v_0 = \frac{\pi D n}{60} \quad (8)$$

Trong đó: D – đường kính trung bình của mũi khoan, m , $D = \frac{D_1 + D_2}{2}$; D_1 và D_2 – đường kính

trong và ngoài của mũi khoan, m ; n – tốc độ vòng quay, $v/phút$.

Mặt khác, công ma sát tỷ lệ với thể tích mòn hạt kim cương:

$$A = M_a V_a \text{ hay } V_a = \frac{A}{M_a} \quad (9)$$

Trong đó: $M_a = 4,05 \cdot 10^{13} \text{ J/m}^3$ – độ bền mòn của hạt kim cương.

So sánh (7) và (9), sau khi biến đổi ta có công thức xác định thể tích mòn như sau:

$$V_a = \frac{\pi f P_a D n t}{60 M_a} \quad (10)$$

So sánh với (10) và (6), sau khi rút gọn có:

$$i = 0,13 \sqrt{\frac{f P_a D n t}{D_a M_a}} \quad (11)$$

Từ công thức (11) nhận thấy chiều cao mòn hạt kim cương trong quá trình phá hủy đá là một hàm phức tạp phụ thuộc vào nhiều yếu tố: Tốc độ vòng quay, tải trọng chiều trục, kích thước và độ bền mòn hạt kim cương gắn trong mũi khoan, kích thước mũi khoan, hệ số ma sát và thời gian khoan.

Nếu thay giá trị $P_a = \frac{P}{m}$ và $t = \frac{l_k}{v_m}$ vào

công thức (11) sẽ xác định chiều cao mòn trung bình của các kim cương trong mũi khoan:

$$i_{tb} = 0,13 \sqrt{\frac{f P D n l_k}{m D_a M_a v_m}} \quad (12)$$

Trong đó: P – tải trọng chiều trục tác dụng lên mũi khoan, N ; l_k – chiều dài hiệp khoan, m ; v_m – vận tốc cơ học khoan, m/s .

Nếu tính chiều dày cắt đá h của hạt kim cương bằng h_{tb} thì khi đó, thay giá trị i_{tb} từ biểu thức (12) và giá trị h_{tb} từ biểu thức (1) vào (2) sẽ xác định chiều được sâu thực tế cắt đá của các hạt kim cương gắn trong mũi khoan một lớp sau một vòng quay như sau:

$$h_t = \frac{v_m}{n m} - 0,13 \sqrt{\frac{f P D n l_k}{m D_a M_a v_m}} \quad (13)$$

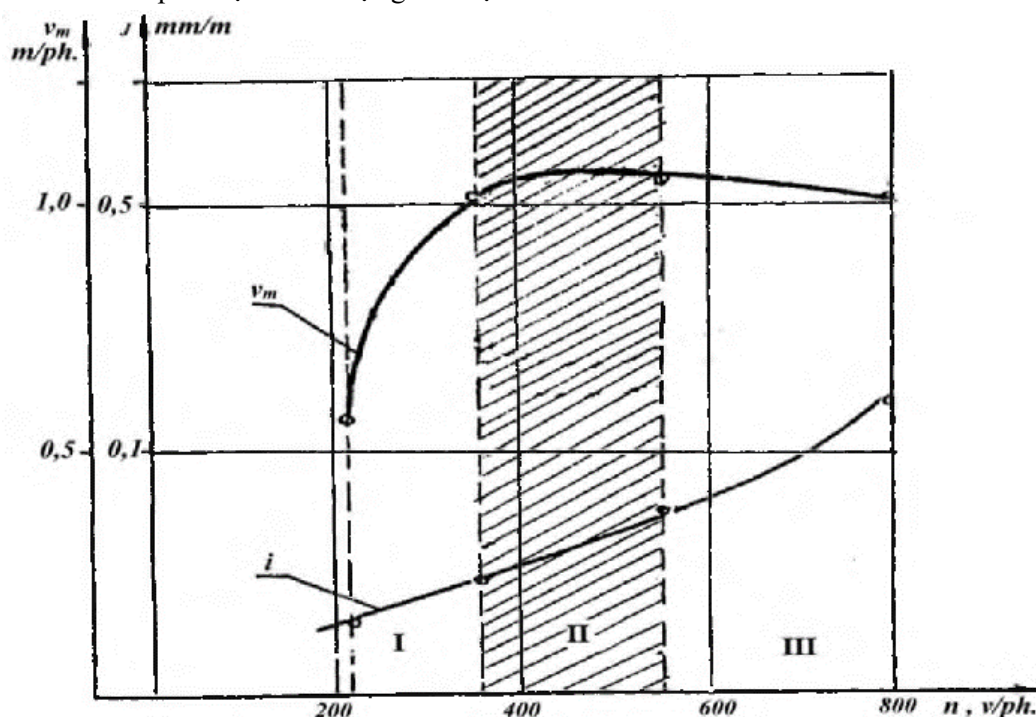
3 Kết quả thử nghiệm và thảo luận

Thử nghiệm trong điều kiện sản xuất nhằm mục đích xác lập sự phụ thuộc của vận tốc cơ học và mòn mũi khoan kim cương vào chế độ công nghệ khoan. Thử nghiệm được tiến hành tại lỗ khoan thăm dò than ở Mạo Khê, Quảng Ninh trong tầng đá cát kết liền khối ở chiều sâu 93÷100 m; độ cứng của đá cấp X theo bảng phân cấp đất đá theo độ khoan. Dung dịch dùng để rửa lỗ khoan là dung dịch ít sét điều chế từ bột sét bentonit; các thông số dung dịch: Tỷ trọng $\gamma = 1,05 \div 1,1 \text{ g/cm}^3$; độ nhớt $T = 19 \div 20 \text{ s}$; độ thái nước $B = 6 \div 8 \text{ cm}^3/30 \text{ phút}$; mũi khoan dùng

khoan thử nghiệm là mũi khoan kim cương 1 lớp của Trung Quốc đường kính 76 mm; chế độ công nghệ khoan: Tải trọng chiều trục tác dụng mũi khoan $P = 10.000$ N; vận tốc vòng quay $n = 200, 400, 600$ và 800 v/phút. Từ các kết quả thử nghiệm đã xây dựng được đồ thị sự phụ thuộc vận tốc cơ học v_m và mòn mũi khoan J vào tốc độ vòng quay (hình 3).

Từ đồ thị hình 3 cho thấy, khi tốc độ vòng quay n nằm trong khoảng $200 \div 400$ v/phút (vùng I), vận tốc cơ học tăng nhanh, cường độ mòn tăng dần theo qui luật tuyến tính. Ở vùng II, khi tốc độ vòng quay tăng $400 \div 600$ v/phút, vận tốc cơ học hầu như không tăng và có xu hướng giảm dần, trong khi đó, cường độ mòn mũi khoan tăng dần. Ở vùng III, khi tốc độ vòng quay tăng lớn hơn 600 v/phút vận tốc cơ học giảm một

cách rõ rệt, đồng thời cường độ mòn của mũi khoan cũng tăng nhanh không tuân theo qui luật tuyến tính. Như vậy, trong giới hạn tốc độ vòng quay hợp lý, vận tốc cơ học tăng nhanh, cường độ mòn của mũi khoan tăng theo qui luật tuyến tính. Khi tốc độ vòng quay vượt quá giới hạn hợp lý, vận tốc cơ học giảm dần và cường độ mòn sẽ tăng nhanh. Khi đánh giá hiệu quả phá hủy đá trong khoan kim cương, các chuyên gia đều dựa vào chỉ tiêu tiến độ của mũi khoan sau một vòng quay. Theo quan điểm của các chuyên gia (Heinz, 2000; Soloviev, 1997) đây là chỉ tiêu không chỉ phản ánh thực chất của quá trình phá hủy đá bằng mũi khoan kim cương mà còn là chỉ tiêu tổng hợp liên quan tới tính chất cơ lý của đá, các thông số chế độ khoan và cấu trúc mũi khoan.



Hình 3: Sự phụ thuộc vận tốc cơ học khoan v_m và cường độ mòn J của mũi khoan một lớp đường kính 76 mm vào tốc độ vòng quay khi khoan đá cát kết ở Mạo Khê, Quảng Ninh

Từ biểu thức (1) cho thấy, trong trường hợp số lượng hạt kim cương gắn trong mũi khoan tham gia phá hủy đá không thay đổi, tiến độ trung bình của mũi khoan h_{tb} tăng chỉ có thể xảy ra khi: i) Vận tốc cơ học tăng thì tốc độ vòng

quay không tăng hoặc giảm; ii) Vận tốc cơ học trong quá trình khoan không thay đổi, nhưng tốc độ vòng quay giảm. Trong các trường hợp này, hiệu quả phá hủy đá tăng chủ yếu do tăng tải trọng chiều trục tác dụng lên mũi khoan; nhưng

khi tăng tải trọng chiều trục, khe hở giữa mặt tiếp xúc của đế mũi khoan với đá giảm, làm cản trở quá trình thoát mùn khoan. Từ đó dẫn tới hiện tượng “bó mùn khoan”, tăng nhiệt độ bề mặt tiếp xúc làm tăng độ mòn của hạt kim cương và đế mũi khoan. Nếu tiếp tục tăng tải trọng tác dụng lên mũi khoan, vận tốc khoan sẽ giảm và cường độ mòn mũi khoan sẽ tăng. Tiến độ trung bình h_{tb} của mũi khoan không thay đổi khi mức độ tăng vận tốc cơ học và tốc độ vòng quay như nhau. Trong trường hợp này h_{tb} sẽ đạt tới giá trị tối ưu, nghĩa là các thông số chế độ khoan đã lựa chọn phù hợp với tính chất cơ lý đá và đảm bảo cho mũi khoan phá hủy đá trong điều kiện “phá hủy thể tích”.

Ngược lại, tiến độ trung bình h_{tb} của mũi khoan sau một vòng quay giảm có thể do: i) Vận tốc vòng quay tăng mà vận tốc cơ học không tăng hoặc không thay đổi; ii) Vận tốc vòng quay không tăng nhưng vận tốc cơ học giảm. Nguyên nhân chủ yếu của các trường hợp này là do lựa chọn tải trọng chiều trục tác dụng lên mũi khoan và vận tốc vòng quay chưa phù hợp, không đảm bảo độ tiến sâu của hạt cắt trong mũi khoan vào đá; dẫn tới mũi khoan làm việc ở chế độ mài mòn. Tại bề mặt tiếp xúc không xảy ra hiện tượng phá hủy thể tích, do đó hiệu quả phá hủy đá bị giảm và cường độ mòn mũi khoan tăng.

4 Kết luận

Từ các kết quả nghiên cứu có thể rút ra một số kết luận cơ bản sau:

- Chiều cao mòn hạt kim cương gắn trong mũi khoan một lớp phụ thuộc vào chế độ khoan, kích thước và độ bền mòn hạt kim cương gắn trong mũi khoan, kích thước mũi khoan, hệ số ma sát và thời gian khoan;

- Sự phụ thuộc vận tốc cơ học, cường độ mòn mũi khoan trong khoan kim cương với tốc độ vòng quay là sự phụ thuộc tương phản khi tăng tốc độ vòng quay, vận tốc cơ học tăng nhanh đồng thời cường độ mòn mũi khoan cũng tăng nhưng với mức độ chậm. Nếu tiếp tục tăng tốc độ vòng quay và vận tốc cơ học giảm, cường độ mòn mũi khoan tăng nhanh;

- Ở vùng Quảng Ninh, khi khoan bằng mũi khoan kim cương một lớp đường kính 76 mm trong đá cát kết độ cứng cấp X theo độ khoan, nên áp dụng chế độ khoan với tải trọng chiều trục 10.000 N, tốc độ vòng quay của bộ dụng cụ khoan trong khoảng 350÷550 v/phút;

- Kết quả nghiên cứu tác dụng tương hỗ giữa hạt kim cương và đá sẽ giúp hiểu rõ bản chất của quá trình mòn và phá hủy đá. Trên cơ sở đó sẽ lựa chọn cấu trúc mũi khoan, chế độ công nghệ khoan kim cương hợp lý phù hợp với thực tế từng loại đá.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

1. **Nguyễn Xuân Thảo, Nguyễn Trương Tú.** Nghiên cứu một số biện pháp nâng cao tốc độ cơ học trong khoan kim cương tốc độ vòng quay lớn. *Hà Nội: Tuyển tập báo cáo Hội nghị khoa học lần thứ 15, Đại học Mỏ - Địa chất, 2002, tr. 52-58.*
2. **Nguyễn Xuân Thảo, Trần Văn Bản, Trần Đình Kiên, Nguyễn Thế Vinh, Nguyễn Duy Tuấn, Nguyễn Trần Tuấn, Nguyễn Văn Thịnh, Nguyễn Thị Thục Anh.** Công nghệ khoan thăm dò. *Hà Nội: NXB Khoa học và Kỹ thuật, 2020, 698 tr.*
3. **Soloviev N.V., Trikotkin V.F., Bogdanov R.K., Zakora A.P.** Công nghệ khoan kim cương trong điều kiện địa chất phức tạp. *Mát-xcơ-va: VNIOENG, 1997, 332 tr.*
4. **Heinz W.F.** Diamond Drilling Handbook. *South Africa, 2000, 538 p.*
5. **Neskoromnux V.V.** Nguyên lý phá hủy đất đá trong công tác thăm dò. *Krasnodar: Đại học Tổng hợp Siberia, 2012, 300 tr.*

XÂY DỰNG MÔ HÌNH VÀ MÔ PHỎNG ĐẶC TÍNH CƠ CỦA ĐỘNG CƠ KHÔNG ĐỒNG BỘ BẰNG PHẦN MỀM SIMULINK - MATLAB

*ThS. Đoàn Thị Bích Thủy, ThS. Ngô Văn Hà, ThS. Phạm Anh Mai, ThS. Trần Thanh Tuyền
Trường Đại học Công nghiệp Quảng Ninh*

Tóm tắt: Trong những năm gần đây, điều khiển truyền động động cơ không đồng bộ (KĐB) hiệu suất cao cho các ứng dụng công nghiệp nói chung và lĩnh vực sản xuất đã nhận được rất nhiều sự quan tâm nghiên cứu. Mô hình máy điện KĐB liên tục thu hút sự chú ý của các nhà nghiên cứu không chỉ vì động cơ KĐB được chế tạo và sử dụng với số lượng lớn hơn (khoảng 80% tổng số động cơ), mà còn do các chế độ hoạt động đa dạng của động cơ này cả ở trạng thái ổn định và trạng thái động. Đặc tính tải đã được biết là có ảnh hưởng đầy đủ đến hiệu suất của hệ thống và tính ổn định tạm thời. Do đặc tính tải thực tế không chắc chắn, nên cần xây dựng các mô hình động cơ để dự đoán chính xác chế độ làm việc. Bài báo này dựa trên các phương trình lý thuyết của động cơ KĐB để xây dựng đặc tính cơ của động cơ KĐB roto lồng sóc.

Từ khóa: Động cơ cảm ứng, động cơ không đồng bộ, Matlab, mô hình động cơ, mô phỏng.

1 Đặt vấn đề

Động cơ cảm ứng là một loại động cơ xoay chiều KĐB, làm việc dựa trên nguyên lý cảm ứng điện từ. Động cơ này cũng có tên khác là động cơ dị bộ. Trong động cơ điện một chiều, công suất này được cung cấp cho phần ứng trực tiếp từ nguồn một chiều, trong khi ở động cơ cảm ứng, công suất này được cảm ứng trong thiết bị quay. Động cơ cảm ứng đôi khi được gọi là máy biến áp quay vì stato (phần đứng yên) về cơ bản là phía sơ cấp của máy biến áp và roto (phần quay) là phía thứ cấp. Động cơ KĐB được sử dụng rộng rãi, đặc biệt là động cơ KĐB ba pha, thường được sử dụng trong truyền động công nghiệp hay trong các mỏ hầm lò như động cơ băng tải, động cơ bơm hay quạt thông gió. Các tính năng đặc trưng của động cơ KĐB:

- Cấu trúc đơn giản, chắc chắn;
- Giá thành và chi phí bảo dưỡng thấp;
- Độ tin cậy và hiệu quả vận hành cao;
- Có thể tự khởi động mà không cần thêm động cơ khởi động và không cần đồng bộ hóa.

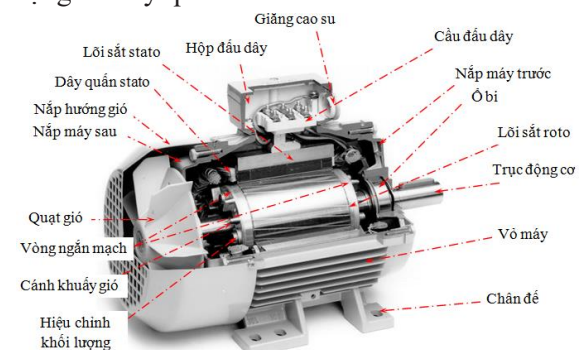
Stator được tạo thành từ các lá thép kỹ thuật điện ghép lại, có rãnh để mang cuộn dây ba pha. Nó được quấn cho một số cực nhất định. Các cuộn dây được đặt cách nhau 120° theo hình học. Động cơ KĐB gồm hai loại là động cơ roto dây

quần và động cơ roto lồng sóc. Trong nội dung bài báo, nhóm tác giả xây dựng mô hình của động cơ KĐB roto lồng sóc.

2 Cơ sở lý thuyết

2.1 Động cơ không đồng bộ

Động cơ KĐB ba pha (hình 1) thường được sử dụng trong các bộ truyền động tốc độ điều chỉnh hơn so với động cơ đồng bộ ba pha. Động cơ KĐB ba pha có hai loại, động cơ lồng sóc và động cơ dây quấn.



Hình 1: Cấu tạo của động cơ KĐB

Động cơ KĐB có cấu tạo stato gồm lõi thép và dây quấn, trong đó lõi thép được chế tạo bằng thép kỹ thuật điện và được ghép từ các lá thép dày 0,3-0,5 mm. Trên lõi thép stato có khoét rãnh để đặt các dây quấn bằng đồng vào trong và cách điện với lõi thép [1].

Roto của động cơ KĐB có 2 dạng là roto lồng sóc và roto dây quấn. Trong thực tế sử dụng hiện nay kết hợp với biến tần nên động cơ KĐB roto lồng sóc được sử dụng phổ biến hơn so với động cơ roto dây quấn. Cấu tạo của động cơ roto lồng sóc tương tự như stato là có lõi thép và dây quấn. Lõi thép có vật liệu chế tạo giống stato và được đặt trên trục động cơ, trên lõi thép cũng xẻ rãnh để đặt các thanh dẫn của dây quấn roto vào trong. Dây quấn roto lồng sóc được đúc bằng nhôm và có vòng ngắn mạch ở hai đầu.

2.2 Mô hình toán của động cơ KĐB

Mô hình động lực tổng quát của động cơ KĐB bao gồm:

- Một mô hình chuyển đổi hệ trục tọa độ từ ba pha - hai trục dq gắn với stato (còn gọi là biến đổi Clark);
- Mô hình tính toán từ thông stato và roto trong hệ trục tọa độ dq gắn với stato;
- Mô hình tính toán dòng điện stato và roto trên hệ trục dq gắn với stato;
- Một mô hình mô men để tính toán mô men điện từ;
- Một mô hình cơ để tính toán tốc độ roto.

2.2.1 Mô hình chuyển đổi V_{abc} sang V_{dq} gắn với stato

Biến đổi điện áp ba pha sang hai trục d, q gắn với stato được hoàn tất sử dụng theo phương trình dưới đây (biến đổi Clark thuận) [2]:

$$\begin{bmatrix} v_{qs} \\ v_{ds} \end{bmatrix} = \frac{2}{3} \begin{bmatrix} \cos \theta & \cos \left(\theta - \frac{2\pi}{3} \right) & \cos \left(\theta + \frac{2\pi}{3} \right) \\ \sin \theta & \sin \left(\theta - \frac{2\pi}{3} \right) & \sin \left(\theta + \frac{2\pi}{3} \right) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} v_a \\ v_b \\ v_c \end{bmatrix} \quad (1)$$

Trong đó: v_a, v_b, v_c – lần lượt là điện áp 3 pha cấp cho dây quấn stato; v_{qs}, v_{ds} – lần lượt là thành phần dọc trục và ngang trục của véc tơ điện áp stato.

2.2.2 Mô hình tính toán dòng điện trong hệ trục tọa độ dq gắn với stato

Mô hình tính toán động cơ điện KĐB được

Le Roux và Ngwenyama mô tả chi tiết trong các tài liệu [3-6]. Nhóm tác giả tổng hợp các phương trình lý thuyết cơ bản như sau:

- Phương trình điện áp stato:

$$v_{qs} = r_s i_{qs} + \omega \Psi_{ds} + \frac{d\Psi_{qs}}{dt} \quad (2)$$

$$v_{ds} = r_s i_{ds} - \omega \Psi_{qs} + \frac{d\Psi_{ds}}{dt} \quad (3)$$

- Phương trình điện áp roto:

$$v_{qr} = r_r i_{qr} + (\omega - \omega_r) \Psi_{dr} + \frac{d\Psi_{qr}}{dt} \quad (4)$$

$$v_{dr} = r_r i_{dr} - (\omega - \omega_r) \Psi_{qr} + \frac{d\Psi_{dr}}{dt} \quad (5)$$

- Phương trình từ thông stato:

$$\Psi_{qs} = i_{qs} L_s + L_m i_{qr} \quad (6)$$

$$\Psi_{ds} = i_{ds} L_s + L_m i_{dr} \quad (7)$$

- Phương trình từ thông roto:

$$\Psi_{qr} = i_{qr} L_r + L_m i_{qs} \quad (8)$$

$$\Psi_{dr} = i_{dr} L_r + L_m i_{ds} \quad (9)$$

Từ các phương trình trên, xây dựng được hệ phương trình tính toán dòng điện trên roto và stato:

$$\frac{di_{qs}}{dt} = \frac{1}{L_s} \left(v_{ds} - i_{qs} r_s - L_m \frac{di_{qr}}{dt} - \omega L_s i_{ds} - \omega L_m i_{dr} \right) \quad (10)$$

$$\frac{di_{ds}}{dt} = \frac{1}{L_s} \left(v_{ds} - i_{ds} r_s - L_m \frac{di_{dr}}{dt} + \omega L_s i_{qs} + \omega L_m i_{qr} \right) \quad (11)$$

$$\frac{di_{qr}}{dt} = \frac{1}{L_r} \left(v_{qr} - i_{qr} r_r - L_m \frac{di_{qs}}{dt} - \omega L_r i_{dr} - \omega L_m i_{ds} \right) \quad (12)$$

$$\frac{di_{dr}}{dt} = \frac{1}{L_r} \left(v_{qr} - i_{dr} r_r - L_m \frac{di_{ds}}{dt} + \omega L_r i_{qr} + \omega L_m i_{qs} \right) \quad (13)$$

2.2.3 Mô hình tính toán mô men điện từ và mô hình cơ tính toán tốc độ roto

Phương trình xác định mô men điện từ của động cơ KĐB:

$$M_{dt} = \frac{p}{2} L_m (i_{qs} i_{dr} - i_{ds} i_{qr}) \quad (14)$$

Trong đó: p – số đôi cực của roto.

- Phương trình cân bằng mô men động cơ:

$$M_{dt} = M_c + J \frac{dw_r}{dt} \quad (15)$$

Trong đó: M_c – mô men cản; J – quán tính của roto; w_r – tốc độ góc của roto.

Từ (15) có thể tính được tốc độ góc cơ w_r của roto:

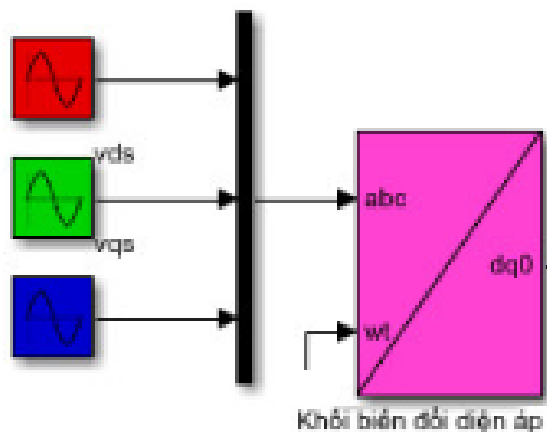
$$w_r = \int \left(\frac{M_{dt} - M_c}{J} \right) dt \quad (16)$$

3 Mô hình mô phỏng và kết quả

3.1 Mô hình mô phỏng động cơ KĐB

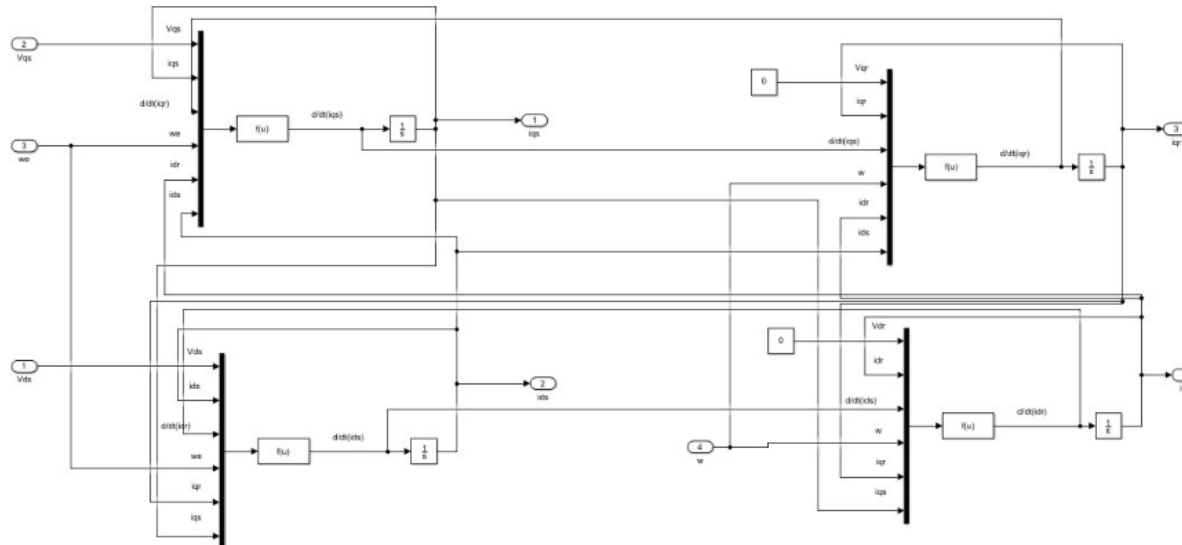
Dựa trên các phương trình lý thuyết về động cơ KĐB, nhóm tác giả sử dụng phần mềm Matlab/Simulink [7] mô phỏng như sau:

- Mô hình chuyển đổi Vabc sang Vdq gắn với stato (chọn khối biến đổi có sẵn trong thư viện của simulink):



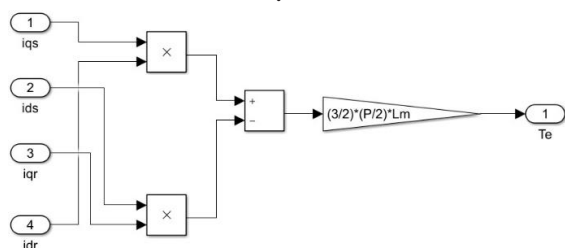
Hình 2: Khối biến đổi điện áp

- Mô hình tính toán dòng điện trong hệ tọa độ dq gắn với stato:

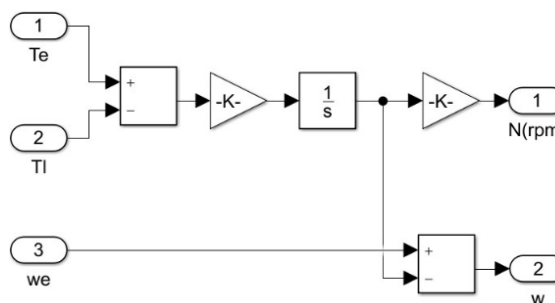


Hình 3: Khối tính toán dòng điện idq

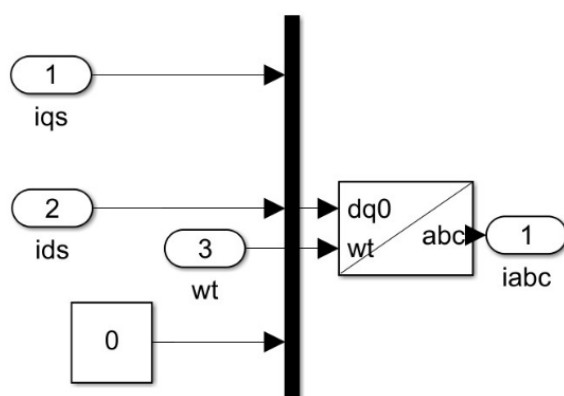
- Mô hình tính toán mô men điện từ và mô hình cơ tính toán tốc độ roto:



Hình 4: Khối tính toán mô men điện từ

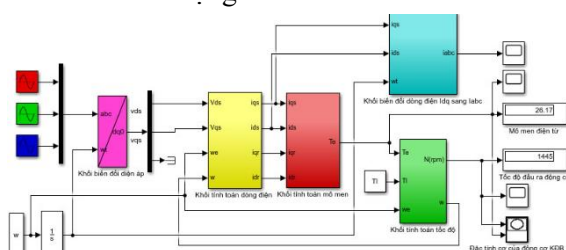


Hình 5: Khối tính toán tốc độ đầu ra



Hình 6: Mô hình tính toán dòng điện abc của stato

- Mô hình động cơ KĐB:



Hình 7: Mô hình mô phỏng động cơ KĐB
trên Simulink

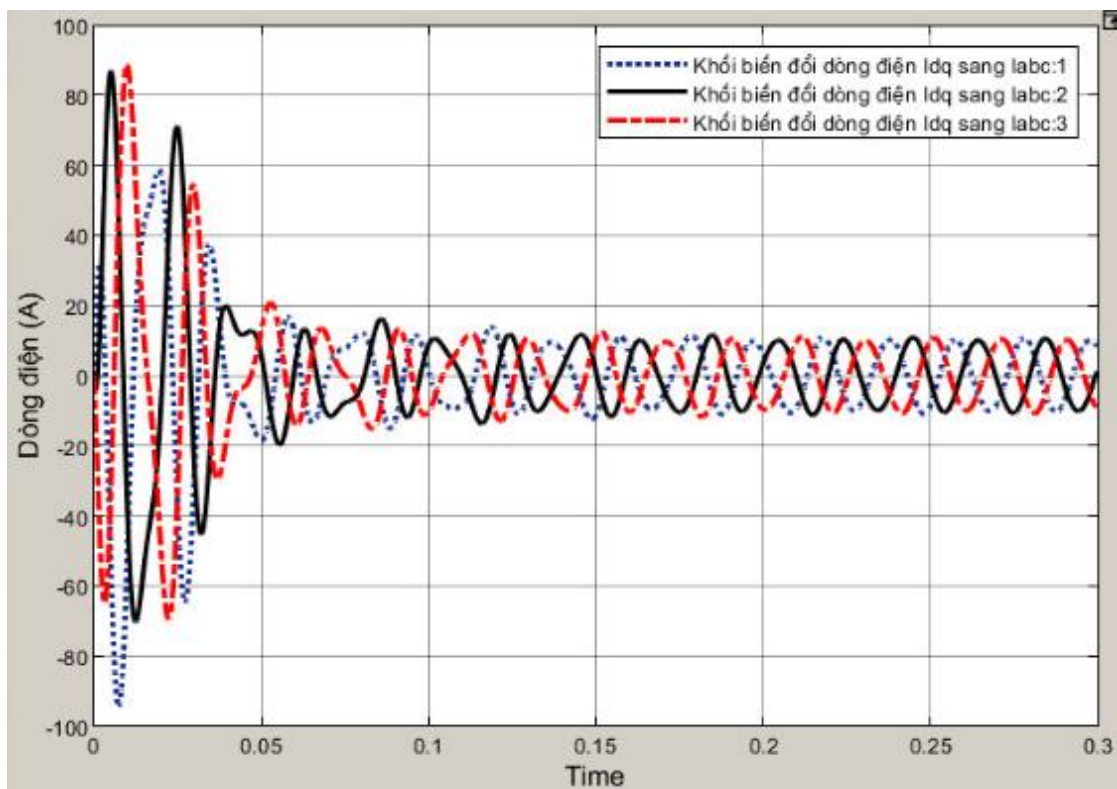
3.2 Kết quả mô phỏng

Thực nghiệm mô hình thiết lập sử dụng thông số động cơ cho quá trình mô phỏng như trong bảng 1:

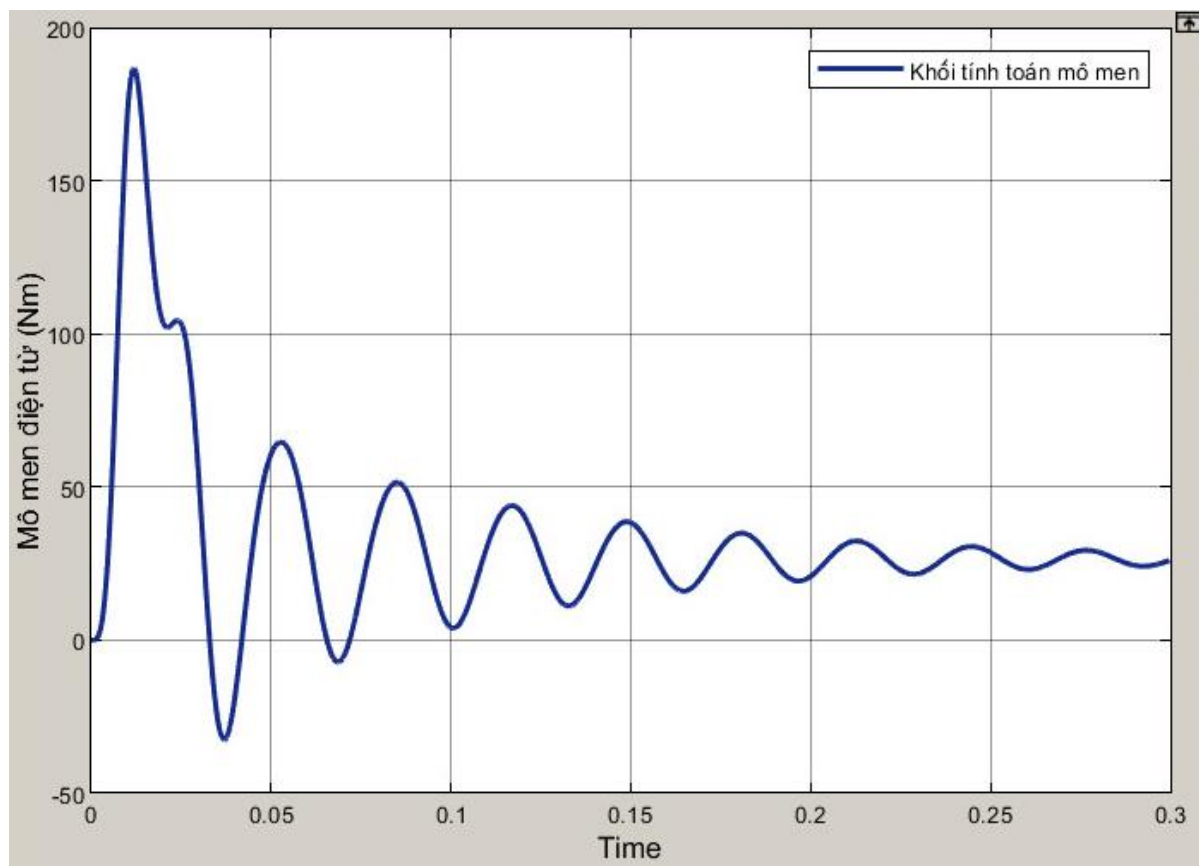
Bảng 1: Thông số thực nghiệm của động cơ KĐB

Thông số	Giá trị	Đơn vị
Mô men quán tính J	$13,1 \cdot 10^{-3}$	Kg.m^2
Điện cảm dây quấn stato L_s	0,17804	mH
Điện cảm dây quấn roto L_r	0,17804	mH
Hỗ cảm dây quấn L_m	0,1722	mH
Điện trở phần ứng stato r_s	1,405	Ω
Điện trở phần ứng roto r_r	1,392	Ω
Số đôi cực p	2	-
Tốc độ góc của lưới điện w	$2\pi \cdot 50$	rad/s
Tần số định mức f	50	Hz
Mô men tải M_c	26,5	Nm

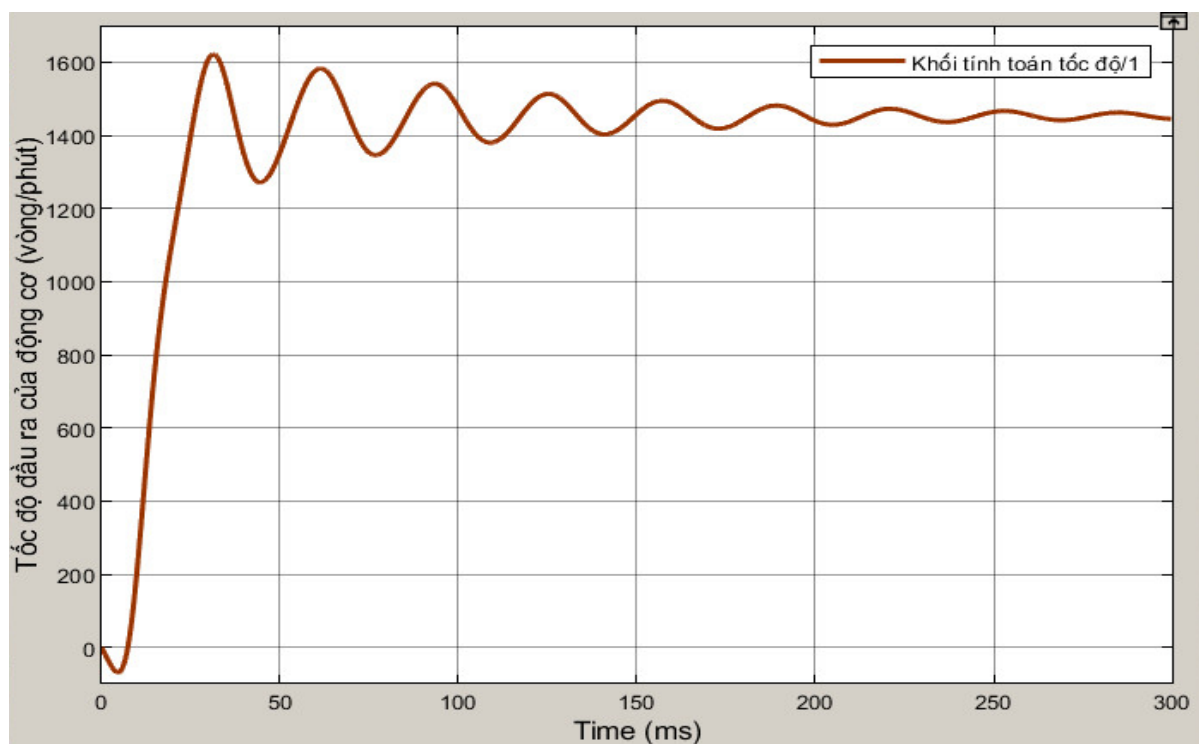
Với thông số của động cơ cho trước như trên, nhóm tác giả chạy mô hình hóa trên phần mềm Matlab/simulink. Các kết quả nhận được như các hình 8-11.



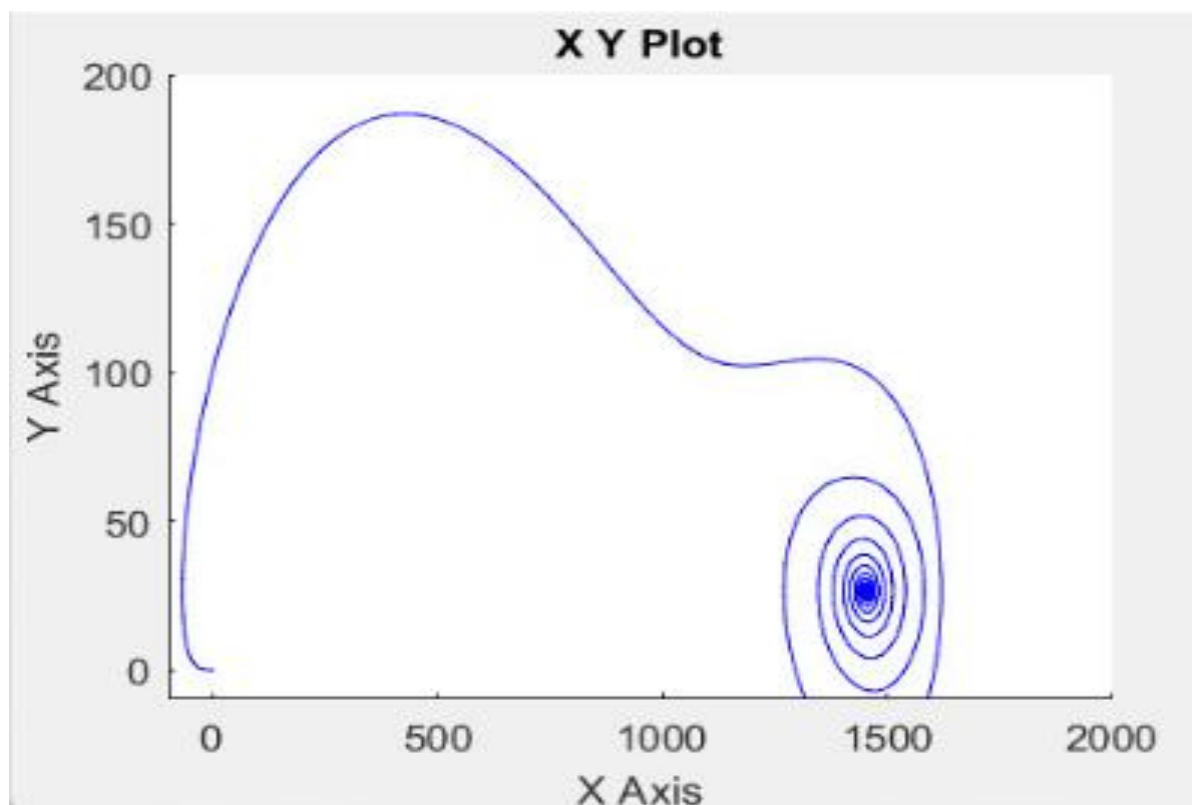
Hình 8: Kết quả hiện thi dòng điện phần ứng theo thời gian



Hình 9: Kết quả hiển thị mô men điện từ theo thời gian



Hình 10: Kết quả hiển thị tốc độ đầu ra theo thời gian



Hình 11: Đường đặc tính cơ của động cơ KDB

Dựa vào đồ thị, ta thấy dòng điện khởi động của động cơ (hình 8) dao động trong khoảng 0,05 s đầu tiên, sau đó về trạng thái ổn định. Giá trị biên độ dao động từ 5-7 lần giá trị biên độ khi ổn định. Điều này phù hợp với lý thuyết đã chứng minh.

Mô men (hình 9) và tốc độ (hình 10) trong khoảng 0,05 s đầu cũng dao động mạnh và sau 0,2 s thì ổn định ở trạng thái không đổi. Giá trị ổn định của tốc độ là 1.445 vòng/phút, đây là tốc độ KDB của động cơ, thấp hơn tốc độ đồng bộ 1.500 vòng/phút. Giá trị mô men điện từ là 26,17 Nm, gần bằng giá trị mô men cản đã đặt trước. Ở đây, mô hình thực nghiệm có phần tổn hao không tải nên mô men điện từ lớn hơn mô men đầu ra của động cơ và cũng phù hợp với lý thuyết đã nghiên cứu.

Đặc tính cơ của động cơ được thể hiện ở hình 11. Ta thấy được sự sai khác giữa đặc tính tĩnh và đặc tính động, nhưng giá trị ổn định cuối cùng của động cơ đúng bằng mô men cản.

4 Kết luận

Bài báo đã đề xuất mô hình hóa động cơ KDB ba pha với nguồn cấp ba pha điện áp hình sin, roto lồng sóc ứng dụng phần mềm Matlab/Simulink. Các kết quả đưa ra thể hiện những đặc tính cơ của động cơ KDB, từ đó, nhóm tác giả có thể đi sâu nghiên cứu về các phương pháp điều khiển động cơ KDB như điều khiển V/f với các tần số điều khiển khác nhau. Ngoài ra, do đây là mô hình được lý tưởng hóa một số thông số nên vẫn còn nhiều thông số cần nghiên cứu sâu hơn để bám sát các bài toán của động cơ KDB trong thực tế.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

1. **Vũ Gia Hanh, Trần Khánh Hà, Phan Tử Thụ.** Máy điện 1, 2. *NXB Khoa học và Kỹ thuật*, 2009.
2. **Phạm Văn Bình.** Máy điện tổng quát. *NXB Giáo dục Việt Nam*, 2011.
3. **Le Roux P.F., Ngwenyama M.K.** Static and Dynamic Simulation of an Induction Motor Using Matlab/Simulink. *Energies, MDPI, Vol. 15(10), 2022, PP 1-21.*
4. **Anand Bellure, Aspalli M.S.** Dynamic d-q Model of Induction Motor Using Simulink. *International Journal of Engineering Trends and Technology (IJETT), Vol. 24, Num. 5, June 2015.*
5. **Zulhisyam Salleh.** Modeling and Simulation of Three Phase Induction Motor. *Seminar Politeknik Melaka 2012, DOI: 10.13140/RG.2.1.3110.2163.*
6. **Naintara Wasnik, Palandurkar M.V.** Simulation of Induction Motor Modelling in Matlab Software. *International Journal of Engineering Research & Technology (IJERT), ISSN: 2278-0181, Vol. 2 Issue 4, April 2013.*
7. **Nguyễn Phùng Quang.** Matlab và Simulink dành cho kỹ sư điều khiển tự động. *NXB Khoa học và Kỹ thuật*, 2010.

TÌNH HÌNH NGHIÊN CỨU KẾT CẤU BỀ MẶT TRONG BÔI TRƠN VÀ GIẢM MA SÁT CỦA HỆ THỐNG MA SÁT

NCS. Lê Văn Lợi, GS.TS. XuPing, GS.TS. Yu Ying Hua

Đại học Kỹ thuật công trình Liêu Ninh - Trung Quốc

Tóm tắt: Hiện nay, các kết quả nghiên cứu trên thế giới chứng minh rằng, việc tạo kết cấu bề mặt ma sát một cách khoa học là một phương pháp hiệu quả để cải thiện đặc tính ma sát của bề mặt và có khả năng giảm mòn bề mặt ma sát và hao tổn năng lượng của máy do ma sát gây nên. Trên thế giới đã có nhiều nghiên cứu để có thể lựa chọn kết cấu bề mặt ma sát, tập trung vào các hướng: Nghiên cứu ảnh hưởng của hình dạng, thông số hình học, phân bố kết cấu đến hệ số ma sát; ảnh hưởng của chế độ làm việc và bôi trơn với kết cấu bề mặt đã có đến khả năng giảm ma sát, giảm mòn. Bài báo trình bày tổng quan các kết quả nghiên cứu về kết cấu bề mặt nhằm giảm ma sát trong hệ thống ma sát và đề xuất các hướng nghiên cứu chi tiết trong lĩnh vực này.

Từ khóa: Bôi trơn, độ nhám bề mặt, giảm ma sát, hệ thống ma sát, kết cấu bề mặt.

1 Đặt vấn đề

Trong hơn nửa thế kỷ qua, các nghiên cứu về kết cấu bề mặt (Surface Texture) ma sát đã đạt được nhiều tiến bộ trong cải thiện khả năng chống mài mòn chi tiết máy (dụng cụ gia công, cặp ma sát trong máy) và cải thiện tính năng bôi trơn, làm kín của các thiết bị cơ khí. Tuy nhiên, cùng với sự phát triển mạnh mẽ của khoa học kỹ thuật, môi trường làm việc của các hệ thống ma sát (cặp ma sát) trong các thiết bị cơ khí cũng khắc nghiệt hơn: Nhiệt độ, áp suất cao; ăn mòn; oxy hóa mạnh... Trong điều kiện làm việc như vậy, các phương pháp bôi trơn và giảm ma sát truyền thống đã không còn phù hợp. Tạo kết cấu bề mặt tức là tạo các “vân”, “hoa văn” với hình dạng với kích thước nhất định trên bề mặt cặp ma sát. Các hoa văn và vân bề mặt có kích thước rất nhỏ nên kết cấu này còn được gọi là kết cấu vi mô bề mặt. Đây cũng là một trong những phương pháp hiệu quả để nâng cao khả năng chịu lực, cải thiện đặc tính ma sát bề mặt và kéo dài thời gian sử dụng của cặp ma sát. Bài báo tiến hành tổng hợp, đi sâu tìm hiểu các nghiên cứu về kết cấu bề mặt, cơ chế giảm mài mòn của kết cấu bề mặt trong các điều kiện làm việc khác nhau, cũng như ảnh hưởng của hình dạng kết cấu bề mặt và các thông số hình học đối với khả năng chịu mài mòn, bôi trơn cặp ma sát của các nhà

nghiên cứu trên thế giới và đề xuất hướng nghiên cứu trong lĩnh vực này [40].

2 Nội dung nghiên cứu

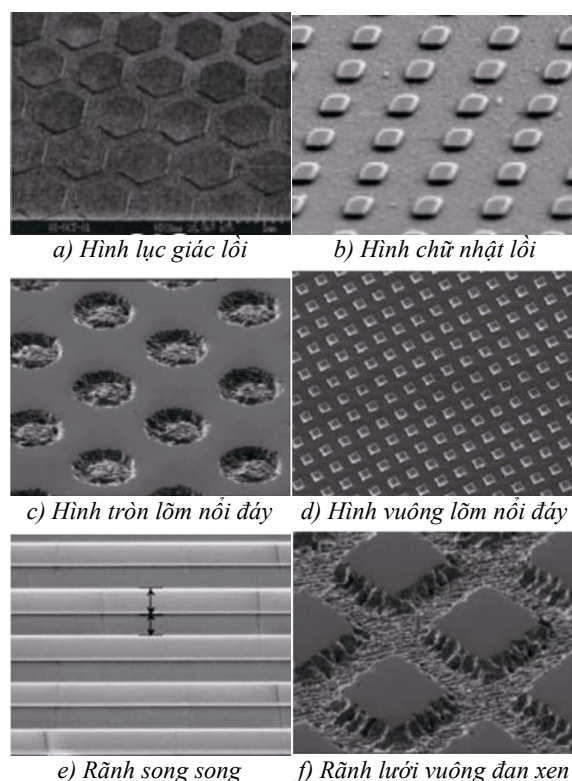
Những nghiên cứu đầu tiên về ảnh hưởng của kết cấu bề mặt tới đặc tính ma sát được công bố vào những năm 60 của thế kỷ trước (Hamilton năm 1966, Anno năm 1969). Cho đến nay, đã có nhiều công trình nghiên cứu trong lĩnh vực này được công bố, tập trung vào năm hướng chính: Ảnh hưởng của hình dạng kết cấu vi mô bề mặt; ảnh hưởng của phân bố kết cấu bề mặt; ảnh hưởng của một số thông số hình học kết cấu bề mặt; ảnh hưởng của thông số làm việc; và cơ chế bôi trơn giảm ma sát của kết cấu bề mặt.

2.1 Ảnh hưởng hình dạng kết cấu vi mô bề mặt

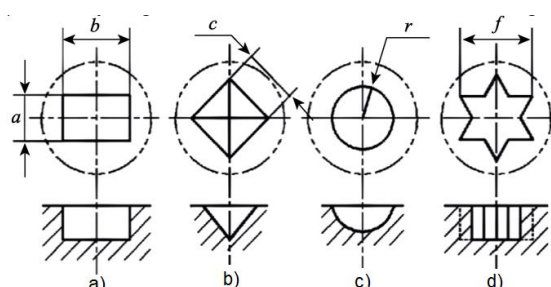
Kết cấu vi mô bề mặt có rất nhiều kiểu dáng và hình dạng, bao gồm: Thô lồi, hố lõm, rãnh lõm và nhiều hình thái hỗn hợp khác nhau. Một số hình dạng kết cấu vi mô bề mặt đặc trưng thường gặp được cho trong hình 1.

Các nhà nghiên cứu trên thế giới đã tiến hành nghiên cứu và phát triển rất nhiều các hình dạng kết cấu bề mặt để nhằm giảm thiểu ma sát và mài mòn, trong đó: Giả Hồng Đạt [1] tiến hành nghiên cứu thiết kế bốn chủng loại kết cấu vi lồi: Trụ tròn, lục giác, vẩy biên dạng lục giác kín và không kín, trong đó lực ma sát tĩnh của

hai loại kết cấu sau thay đổi mạnh hơn theo tỷ lệ diện tích bề mặt vi lỗ. Hầu Khải Mẫn [2] đã tiến hành nghiên cứu và phân tích bốn loại kết cấu cổ điển: Dạng hố lõm, hình bao lỗ, hình dạng lông và dạng rãnh, trong đó hiệu quả giảm mài mòn tốt nhất là dạng rãnh, tiếp theo là dạng hố lõm.



Hình 1: Hình dạng đặc trưng một số kết cấu vi mô bề mặt



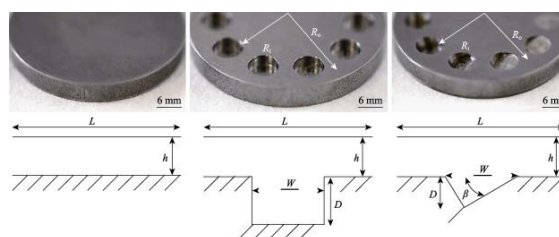
Hình 2: Các loại hình dáng kết cấu: a) Chữ nhật; b) Hình thoi; c) Hình cầu; d) Bông tuyết

Qiu [3] đã nghiên cứu so sánh ảnh hưởng của sáu loại kết cấu hố lõm: Hình cầu, hình elip, hình tròn, hình elip, hình tam giác, chữ V đối với khả năng chịu lực của ổ trượt, kết quả

chứng minh kết cấu elip cầu có khả năng chịu tải cao nhất. Bành Long [4] đã tiến hành nghiên cứu bốn loại kết cấu bề mặt: Chữ nhật, hình thoi, hình cầu, bông tuyết (hình 2) và nhận thấy rằng, kết cấu hình cầu có thể cải thiện khả năng chịu lực tốt nhất.

Ngoài ra, các học giả không chỉ tiến hành phân tích hình dạng kết cấu đơn như hố lõm, rãnh lõm, mà còn nghiên cứu ảnh hưởng của kết cấu tổ hợp đối với hiệu suất bôi trơn giảm ma sát, trong đó Vương Quốc Vinh [5] đã phân tích quy luật ảnh hưởng của kết cấu hỗn hợp đối với hiệu suất bôi trơn áp động của cặp phốt làm kín bơm piston và nhận thấy rằng, ảnh hưởng của kết cấu hỗn hợp đến hiệu suất bôi trơn áp động chủ yếu là sự ảnh hưởng của kết cấu.

Những năm gần đây, cùng với sự phát triển mạnh mẽ của khoa học kỹ thuật, công nghệ sản xuất tiên tiến, các học giả đã bắt đầu nghiên cứu, đề xuất hàng loạt các hình dạng kết cấu bề mặt kiểu bất quy tắc, trong đó Schuh [6] đã tiến hành nghiên cứu hình dạng kết cấu bề mặt không đối xứng (hình 3) và nhận thấy rằng, kết cấu bề mặt không đối xứng có khả năng làm giảm hệ số ma sát một cách hiệu quả, khi góc $\beta = 5,3^\circ$ hệ số ma sát là nhỏ nhất. Uddin [7] đã đề xuất một loại kết cấu bề mặt dạng hình sao, có hệ số ma sát giảm mạnh so với kết cấu dạng elip, chữ V, tam giác và hình tròn.



Hình 3: Khảo sát biên dạng, chiều sâu của một số bề mặt

Thông qua các hình dạng kết cấu, tiến hành tối ưu hóa thu được các kết cấu bề mặt bất quy tắc, trong những điều kiện nhất định, đặc tính ma sát vượt trội so với kết cấu có quy tắc, từ đó cung cấp tài liệu tham khảo cho tối ưu hóa thiết kế kết

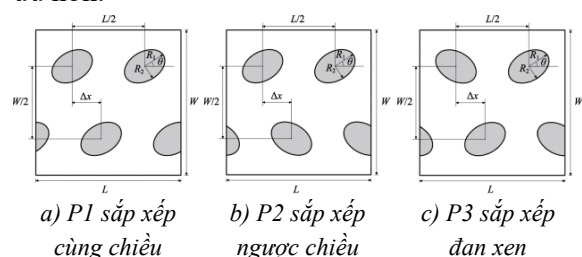
cấu bề mặt. Một số lượng lớn các nghiên cứu lý thuyết và thực nghiệm chứng minh kết cấu hóa bề mặt và kỹ thuật kết hợp lớp phủ bề mặt bảo vệ có khả năng cải thiện rất rõ đặc tính ma sát của bề mặt cặp phối hợp. Sedla [8] đã nghiên cứu các dạng vết lõm: Kim tự tháp, hình nón, vết lõm tia laser trước và sau khi tạo lớp phủ TiAlN trên bề mặt hợp kim cứng, đã nhận thấy: Cho dù lớp phủ bề mặt được sắp xếp như thế nào, đặc tính ma sát của bề mặt kết cấu laser là tốt nhất, đặc tính ma sát của bề mặt kết cấu kim tự tháp là xấu nhất; và thử nghiệm lớp phủ, bất luận là hình dáng kết cấu gì, lực ma sát đều có xu hướng giảm. Kỳ Bằng Hạo [9] đã tiến hành thử nghiệm ma sát của bốn dạng kết cấu: Nét mảnh; hình tròn; chữ V; vân vi mô trước và sau khi phủ lớp mạ DLC trên bề mặt đĩa thép GCr15, đã chứng minh: Đặc tính giảm ma sát, kháng mòn của bề mặt lớp phủ được xử lý trong lớp kết cấu ngoài tương đối kém, còn đặc tính ma sát của bề mặt lớp kết cấu được xử lý trong lớp phủ ngoài tương đối tốt, đặc tính ma sát của bề mặt khi kết hợp lớp vân vi mô và lớp phủ DLC là tốt nhất.

Các nghiên cứu kể trên chủ yếu bắt đầu từ kết cấu và thứ tự tác dụng của lớp phủ trước sau và hình dáng kết cấu. Tuy có một số những khác biệt nhất định về kết quả, nhưng đều chứng tỏ rằng, phương pháp gia công lớp bề mặt phủ phía ngoài, lớp kết cấu phía trong đều có giúp cải thiện đặc tính ma sát của lớp vật liệu bề mặt. So sánh nghiên cứu các loại hình dáng kết cấu cho thấy, về mặt kết cấu có quy tắc khả năng chịu tải của kết cấu dạng hình tròn, hình vuông cao hơn so với các kết cấu có quy tắc khác, nhưng trong quá trình ứng dụng thực tế, kết cấu dạng hình tròn do có ưu điểm kỹ thuật gia công thuận tiện, chi phí chế tạo thấp mà được ứng dụng phổ biến rộng rãi. Đồng thời, cũng có các tác giả đề xuất một số hình dáng kết cấu bất quy tắc, nhận thấy rằng ở điều kiện đặc biệt, đặc tính ma sát tốt hơn các kết cấu có quy tắc.

Nhìn chung, các nghiên cứu hiện nay về hình dạng kết cấu bề mặt đều tập trung ở kết cấu đơn lẻ, các nghiên cứu về kết cấu tổ hợp tương đối ít, loại hình kết cấu tổ hợp cũng tương đối đơn giản và chưa đi sâu vào nghiên cứu thảo luận về loại kết cấu tổ hợp và hình dạng mặt cắt. Từ loại hình kết cấu, phương thức kết hợp có hố lõm-lồi, hố lõm-rãnh, hố lồi-rãnh...; từ hình dáng mặt cắt, phương thức kết hợp có hình chữ nhật - hình tam giác, hình chữ nhật - hình cung tròn, hình chữ nhật - hình parabol... Cùng với việc đi sâu vào nghiên cứu kỹ thuật kết cấu bề mặt, ảnh hưởng của rất nhiều hình dáng kết cấu tổ hợp, kết cấu và tổ hợp lớp phủ bề mặt có tác động đối với khả năng bôi trơn giảm ma sát sẽ trở thành một vấn đề nóng trong các nghiên cứu trong tương lai.

2.2 Ảnh hưởng của phân bố kết cấu bề mặt

Nghiên cứu phương thức sắp xếp bố trí kết cấu bề mặt hiện nay chủ yếu là phân tích và so sánh các phương thức sắp xếp bố trí kết cấu, từ đó đạt được phương thức phân bố tối ưu nhất. Vương Hồng Đào [10] đã thiết kế 3 loại mô hình kết cấu vi mô hố lõm bề mặt dạng hình trụ elip được bố trí sắp xếp khác nhau (hình 4), trong điều kiện bôi trơn toàn màng dầu, hệ số ma sát của ba loại mô hình kết cấu vi mô bề mặt cơ bản đồng nhất, nhưng khả năng chịu áp suất động của bề mặt mẫu P1 và P2 so với mẫu P3 là tối ưu hơn.

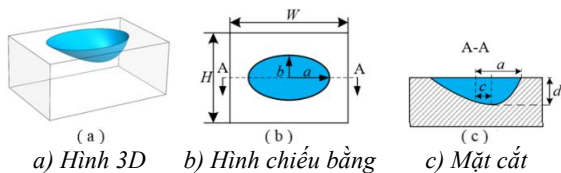


Hình 4: Một số phân bố hình dáng bề mặt kết cấu dạng elip

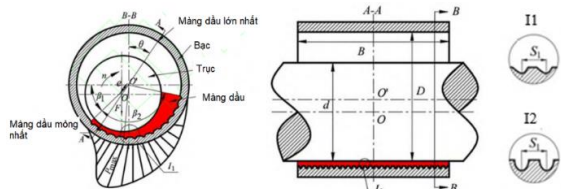
Trong các nghiên cứu ở trên, đối với vị trí phân bố kết cấu, kích thước và các điều kiện làm việc khác nhau, cho thấy việc nâng cao khả năng

làm việc của ổ trượt không chỉ phụ thuộc vào hình dạng và chủng loại kết cấu vi mô, mà còn liên quan chặt chẽ đến sự phân bố của kết cấu và điều kiện làm việc.

Trong tài liệu [11], tác giả đã tiến hành nghiên cứu những tính năng ưu việt của kết cấu vi mô bề mặt đối với việc nâng cao khả năng chịu tải, đặc tính chống ma sát mòn của ổ trượt trong động cơ ô tô, sử dụng lý thuyết quy hoạch thử nghiệm toàn phần CCD, lý thuyết tối ưu hóa thiết kế bề mặt và phương pháp mô phỏng động học dòng chảy CFD để nghiên cứu ảnh hưởng của các tham số cấu trúc vi mô dạng parabol không đối xứng có cửa mở hình elip (hình 5, 6) đến hệ số ma sát và khả năng chịu lực của cặp ma sát.



Hình 5: Hình dạng đơn nguyên kết cấu vi mô dạng parabol không đối xứng



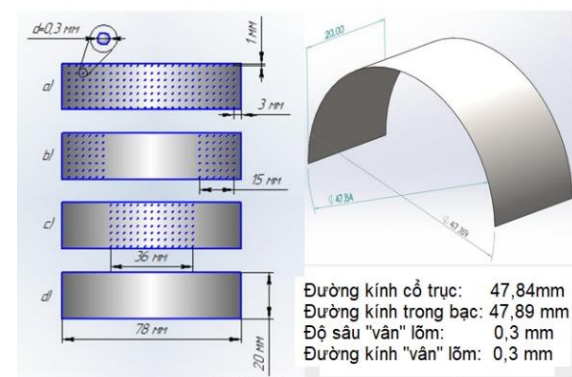
Hình 6: Kết cấu vi mô bề mặt ổ trượt

Theo kết quả nghiên cứu, khả năng chịu tải tăng 21,05%, hệ số ma sát giảm 27,93% khi bề mặt được bố trí kết cấu vi mô với các thông số tối ưu nhất: Bán kính dài, bán kính ngắn của elip lần lượt là 200 μm và 110 μm ; độ sâu và độ lệch tâm elip lần lượt là 60 μm và 30 μm ; góc ban đầu và góc bao lần lượt là 4,65° và 116,75°; khoảng cách là 2,79 mm.

Ngoài ra, một số nghiên cứu đã đi sâu vào tìm hiểu các yếu tố ảnh hưởng của phân bố kết cấu trên cơ sở của các phương thức phân bố kết cấu đã chọn lựa tối ưu, nhận thấy rằng sơ đồ bố trí kết cấu tối ưu có liên quan mật thiết đến các

thông số như mật độ kết cấu, khoảng cách giữa các kết cấu... Từ Văn Tĩnh [12] đã phân tích ảnh hưởng của phương thức bố trí kết cấu của các hố lõm vi mô hình tròn đối với khả năng chịu tải của ổ trượt thủy động trong khu vực tăng áp, nhận thấy rằng cùng với sự gia tăng của mật độ kết cấu, sự phân bố kết cấu khác nhau đều sẽ dẫn đến khả năng chịu lực của ổ trục giảm xuống. Vương Kinh Phù [13] dựa vào phương trình N-S, đã sử dụng phương pháp CFD phân tích đặc tính bôi trơn của bề mặt kết cấu với các cách bố trí sắp xếp kết cấu khác nhau, trong đó khả năng chịu tải màng dầu của kết cấu vi lõm so le (đạn xen) với khoảng cách ngang dọc 250x250 μm là lớn nhất.

Гаврилов [14] đã tiến hành nghiên cứu ảnh hưởng thông số hình học kết cấu vân lõm dạng tròn bề mặt bạc tay biên của động cơ BA3-21083 lên hệ số ma sát (hình 7). Kết quả nghiên cứu đã chứng tỏ, tổn thất do ma sát giảm 2,6÷4,3% khi bề mặt được bố trí kết cấu bề mặt, so với bề mặt không kết cấu thì khả năng chịu tải của bề mặt có kết cấu tăng 4,4÷18%



Hình 7: Phân bố kết cấu hình học trên bề mặt

a) Phân bố toàn bộ; b) Phân bố hai bên;
c) Phân bố trung tâm; d) Không kết cấu

Ngoài việc tiến hành so sánh các dạng phân bố sắp xếp kết cấu mẫu thử của các nghiên cứu kể trên, cũng có học giả tiến hành tối ưu hóa kết cấu cục bộ (một bộ phận), chủ yếu từ phương diện phát triển nghiên cứu phân bố kết cấu toàn bộ, phân bố kết cấu cục bộ và vị trí phân bố kết

cấu. Jamwal [15] đã chế tạo một kết cấu vi mô dạng đuôi cá tại bề mặt trong của ổ trượt thủy động, nhận thấy rằng độ ổn định của ổ trục với phân bố kết cấu hóa toàn bộ bề mặt là tối ưu nhất. Mao Á Châu [16] đã nghiên cứu ảnh hưởng của sự phân bố kết cấu theo hướng chu vi lên áp suất màng dầu của ổ trượt thủy động dựa trên phương trình Reynolds, nhận thấy rằng tại vùng tăng áp, ổ trượt có phân bố kết cấu bề mặt cục bộ có hiệu suất bôi trơn tốt hơn, khả năng chịu tải tốt hơn, mà khi ở vùng hạ áp và phân bố kết cấu toàn bộ, áp suất màng dầu ổ trục thấp hơn so với bề mặt ổ trục không phân bố kết cấu.

Từ các nghiên cứu hiện có mà nói, sự phân bố hợp lý của kết cấu vi mô bề mặt có thể cải thiện khả năng bôi trơn giảm ma sát. Đối với cùng một kết cấu, hình thức phân bố và vị trí phân bố không giống nhau, hiệu quả ma sát cũng tương đối khác nhau, kết quả nghiên cứu thậm chí cũng có thể xuất hiện những mâu thuẫn với nhau. Điều này là do vật liệu và các thông số làm việc của các bề mặt kết cấu hóa cho các nghiên cứu là khác nhau, các phương pháp chọn lựa nghiên cứu cũng có khác nhau, kết quả hình thức phân bố xuất hiện cũng tồn tại sai khác. Vì vậy, đối với việc nghiên cứu phương thức phân bố kết cấu bề mặt, đồng thời xem xét nghiên cứu lý thuyết, cần phải xem xét các điều kiện thực tế như hiện trạng bôi trơn, vị trí phân bố của kết cấu...

2.3 Ảnh hưởng của một số thông số hình học kết cấu bề mặt

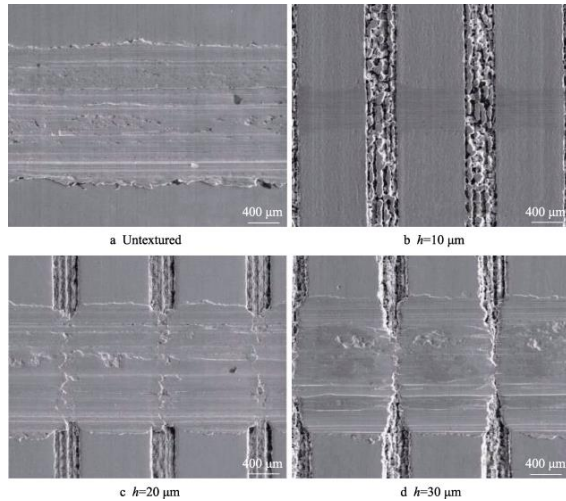
Thông số hình học là một trong những nhân tố then chốt ảnh hưởng đến khả năng bôi trơn, giảm ma sát của kết cấu bề mặt. Thiết kế thông số hình học kết cấu bề mặt thích hợp nhất có khả năng làm cho bề mặt kết cấu đó đạt được đặc tính ma sát và khả năng bôi trơn tối ưu nhất. Độ sâu kết cấu bề mặt, tỷ lệ chiều sâu so với đường kính, tỷ lệ diện tích... đều là các thông số hình học quan trọng ảnh hưởng đến hiệu suất ma sát và mòn. Lê Kiềm [17] đã thiết kế chế tạo kết cấu

vi mô bề mặt dạng rãnh với các kích thước khác nhau trên bề mặt thép không gỉ 316L, nhận thấy, khi chiều rộng rãnh là 100 μm và khoảng cách giữa các rãnh là 200 μm , kết cấu có đặc tính giảm ma sát và kháng mòn tốt nhất. Tôn Kiến Phương [18] đã nghiên cứu bốn loại phân bố kết cấu có mật độ khác nhau trên bề mặt kết cấu hợp kim Ti, phát hiện ra rằng, trong điều kiện ma sát khô, tồn tại 8,7% mật độ kết cấu tối ưu, khiến cho khả năng giảm ma sát kháng mòn của bề mặt hợp kim Ti tốt nhất.

Đại đa số các nghiên cứu kể trên đều tiến hành phân tích nhằm vào một điều kiện bôi trơn nhất định hoặc điều kiện ma sát khô. Tuy nhiên, trong thực tế làm việc, đa số các cặp ma sát đều ở trạng thái bôi trơn hỗn hợp. Trong quá trình chuyển động, trạng thái bôi trơn của chúng cũng sẽ phát sinh những biến đổi, thậm chí thiếu dầu bôi trơn. Lý Á Quân [19] đã chế tạo các kết cấu bề mặt với mật độ khác nhau trên bề mặt thép C45, trong điều kiện ma sát khô và thiếu dầu khi mật độ kết cấu là 8,1%, hiệu quả kháng mòn tốt nhất. Thái Hưng Hưng [20] đã nghiên cứu quy luật ảnh hưởng của các thông số kết cấu khác nhau đối với khả năng bôi trơn giảm ma sát trong điều kiện bôi trơn hỗn hợp. Ở tải trọng nhẹ, đối với kết cấu hình tròn, thông số hình học của khả năng bôi trơn giảm ma sát tối ưu: Tỷ lệ diện tích kết cấu là 20%, bán kính 100 μm , độ sâu 17 μm .

Cùng với việc đi sâu nghiên cứu, một số nghiên cứu đã làm rõ, kích thước hình học tối ưu của kết cấu bề mặt sẽ bị ảnh hưởng bởi các yếu tố như điều kiện làm việc, phương thức bôi trơn... Lý Đông Chí [21] đã sử dụng phương pháp CFD để xem xét ảnh hưởng của độ sâu kết cấu đối với khả năng chịu lực màng dầu khi có và không có hiện tượng xâm thực, nhận thấy rằng cùng với sự thay đổi của độ sâu kết cấu, cuối cùng cũng tồn tại độ sâu kết cấu tối ưu làm cho khả năng chịu lực của màng dầu lớn nhất và giá trị của độ sâu kết cấu tối ưu nhất có liên quan đến hiện tượng xâm thực. Tô Phong Hoa [22]

ngghiên cứu phát hiện ra, trong điều kiện bôi trơn bằng dầu PAO6 tồn tại độ sâu tối ưu 10 μm , dẫn đến hiệu quả kháng mòn và giảm ma sát của bề mặt thép không gỉ là tối ưu (hình 8).



Hình 8: Hình dáng bề mặt mài mòn của các rãnh kết cấu với độ sâu khác nhau

Từ các nghiên cứu trên có thể thấy rằng, độ lệch, điều kiện bôi trơn khác nhau, độ sâu kết cấu tối ưu tồn tại những sai khác, mật độ vùng tối ưu nhất và điều kiện tải trọng cũng liên quan đến nhau. Do vậy, các thông số hình học cụ thể luôn cần phải kết hợp với điều kiện làm việc thực tế mới có thể xác định. Trong những năm gần đây, hướng tới các thông số hình học điển hình, một số học giả đã xem xét có hay không có sự tồn tại thứ tự chính yếu đối với ảnh hưởng của khả năng bôi trơn giảm ma sát. Trương Đông Á [23] đã nghiên cứu quy luật ảnh hưởng của các thông số kết cấu bề mặt (đường kính, vùng mật độ, độ sâu) đối với hệ số ma sát cặp gối trượt, kết quả chứng minh, thứ tự chính yếu của các nhân tố là: Đường kính > vùng mật độ > độ sâu. Vệ Bồi Lượng [24] đã nghiên cứu thảo luận ảnh hưởng của các thông số kết cấu hình cánh điều (tỷ lệ diện tích, góc nghiêng, độ sâu, góc kẹp, kích thước kết cấu) đối với hệ số ma sát. Kết quả chứng minh, thứ tự chính yếu của các thông số là: Độ sâu > kích thước kết cấu > góc nghiêng > góc kẹp > tỷ lệ diện tích.

Có thể nhận thấy, việc nghiên cứu ảnh hưởng của các thông số hình học theo thứ tự chính yếu hiện nay tuy chưa mang tính hệ thống, nhưng nó đã cung cấp cơ sở lý thuyết và căn cứ thực nghiệm cho các phương pháp thiết kế và tối ưu hóa các thông số kết cấu bề mặt. Các nghiên cứu trên chủ yếu thảo luận ảnh hưởng của các thông số hình học như độ sâu kết cấu h_p , tỷ lệ diện tích S_p , tỷ lệ chiều sâu so với đường kính $\mu...$, trong đó, độ sâu kết cấu là nhân tố quan trọng ảnh hưởng đến tính năng ma sát của bề mặt kết cấu. Dưới tác dụng của một thông số hình học duy nhất (về độ sâu kết cấu), trong các điều kiện bôi trơn khác nhau, tồn tại một độ sâu kết cấu tối ưu nhất làm cho hiệu quả bôi trơn tốt nhất. Tuy nhiên, khi tác dụng tổng hợp các thông số hình học như tỷ lệ chiều sâu so với đường kính, tỷ lệ diện tích sẽ dẫn đến những sai khác nhất định quanh phạm vi của độ sâu kết cấu tối ưu nhất. Điều đáng để đi sâu nghiên cứu đó là đối với hiện trạng bôi trơn khác nhau, tổ hợp thông số hình học kết cấu khác nhau, có thể tiến hành giải quyết bằng một phương trình hoán đổi $f(h_p, S_p, \mu)$ hay không.

2.4 Ảnh hưởng của thông số làm việc

Ngoài phương thức phân bố, hình dạng và thông số hình học của kết cấu, thông số làm việc cũng là nhân tố quan trọng ảnh hưởng đến tính năng ma sát và bôi trơn của kết cấu bề mặt. Mohamad [25] đã chế tạo kết cấu laser trên bề mặt vật liệu tổng hợp than hoạt tính, nhận thấy rằng hệ số ma sát cùng với sự gia tăng của tốc độ trượt mà giảm đi, cùng với sự gia tăng của tải trọng mà tăng lên. Các nghiên cứu ở trên chứng tỏ, dưới điều kiện làm việc khác nhau, ảnh hưởng đến bôi trơn giảm ma sát của bề mặt kết cấu cũng sẽ khác nhau. Do vậy, việc phân tích thông số làm việc như tốc độ, tải trọng trong quá trình làm việc là đặc biệt quan trọng đối với việc lựa chọn tối ưu các thông số làm việc phù hợp. Tống Khắc Phong [26] đã nghiên cứu phát hiện rằng, hệ số ma sát và độ sâu mòn của kết cấu bề

mặt PTFE thay đổi tương đồng cùng với quy luật biến đổi của tải trọng và tốc độ trượt, điều kiện làm việc tốt nhất là tải trọng 5 N, tốc độ trượt động 5 cm/s. Có thể nhận thấy, các kết quả nghiên cứu hiện tại về tổ hợp thông số điều kiện làm việc tối ưu chưa hoàn toàn nhất quán, nhưng nhìn chung, kết cấu bề mặt có tính chất ma sát tốt hơn trong điều kiện tốc độ cao và tải nhẹ.

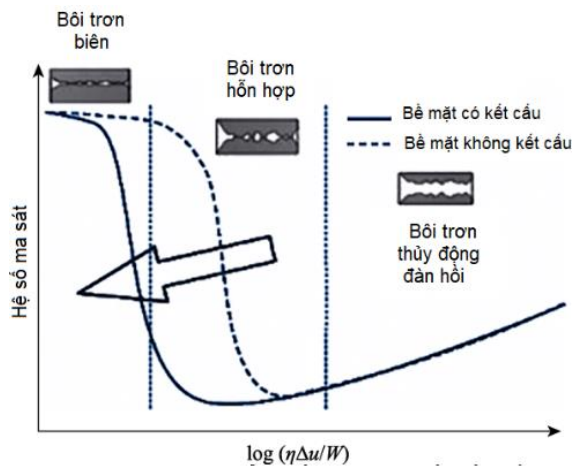
Ngoài các điều kiện làm việc điển hình (tải trọng, tốc độ quay), không ít các học giả đã tiến hành nghiên cứu các thông số làm việc khác như độ nhớt động học của dầu bôi trơn, tần số, áp suất theo môi trường làm việc của cặp ma sát. Hà Hà [27] đã chọn sử dụng dầu bôi trơn L-CKD150 có độ nhớt thấp và mỡ bôi trơn phức hợp Lithium có độ nhớt cao là môi chất bôi trơn, nhận thấy trong cùng điều kiện làm việc, khi bôi trơn bằng mỡ phức hợp Lithium độ nhớt cao, đường kính kết cấu tối ưu nhất càng lớn. Giải Huyền [28] đã tiến hành nghiên cứu lần lượt ảnh hưởng của tải trọng và tần suất chuyển động qua lại đối với đặc tính ma sát bề mặt vật liệu thép ổ lăn GCr15 trong điều kiện bôi trơn bằng mỡ, nhận thấy rằng, hệ số ma sát có xu hướng giảm nhẹ cùng với sự gia tăng của tải trọng và tần suất chuyển động.

Trên thực tế, nghiên cứu lý thuyết và thực nghiệm hiện nay về tính năng bôi trơn giảm ma sát của kết cấu bề mặt trong các điều kiện làm việc khác nhau vẫn tương đối hạn chế, đặc biệt trong điều kiện làm việc khắc nghiệt, có thể nói là một khoảng trống trong lĩnh vực nghiên cứu, rất có triển vọng và thực sự cần thiết để các học giả nghiên cứu và tìm hiểu sâu hơn nữa. Qua phân tích so sánh có thể thấy, tải trọng và tốc độ hiện là một trong những yếu tố quan trọng nhất ảnh hưởng đến tính chất ma sát và bôi trơn của bề mặt kết cấu, và tồn tại một giá trị tối ưu nhất, để làm cho đặc tính kết cấu đạt được tối ưu nhất. Tuy nhiên, tác dụng bôi trơn-giảm ma sát của kết cấu bề mặt không chỉ bị ảnh hưởng bởi tải trọng

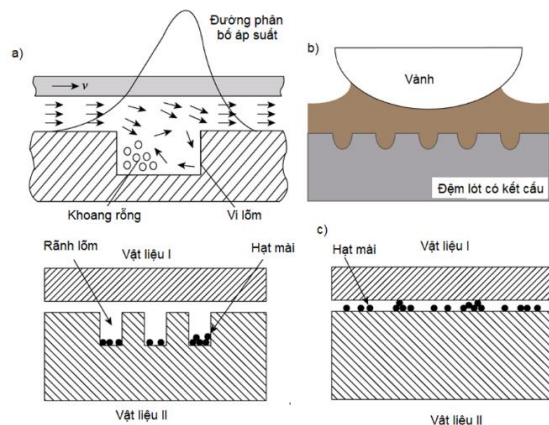
và tốc độ, mà đồng thời còn liên quan chặt chẽ đến nhiệt độ, độ ẩm tương đối và độ nhám bề mặt. Một mặt, các nghiên cứu hiện nay về các thông số điều kiện làm việc chủ yếu tập trung vào các thông số đơn lẻ như tải trọng và tốc độ, có rất ít nghiên cứu về ảnh hưởng của các thông số điều kiện làm việc kết hợp như tải nặng tốc độ cao và tải nặng tốc độ thấp đối với tính năng ma sát và bôi trơn của kết cấu bề mặt. Mặt khác, cùng với sự phát triển hơn nữa của công nghiệp hóa hiện đại hóa, yêu cầu đưa ra càng cao hơn đối với tuổi thọ và độ tin cậy của thiết bị cơ khí, việc nghiên cứu các thông số làm việc của bề mặt kết cấu các cặp ma sát cũng cần phải phát triển theo hướng nhiệt độ cao, áp suất cao và cường độ ăn mòn mạnh.

2.5 Cơ chế bôi trơn giảm ma sát của kết cấu bề mặt

Cơ chế bôi trơn giảm ma sát và hiện trạng bôi trơn của bề mặt kết cấu có liên quan mật thiết với nhau. Ở trạng thái bôi trơn khác nhau, cơ chế bôi trơn giảm ma sát của bề mặt kết cấu cũng khác nhau. Hiện nay, trạng thái bôi trơn chủ yếu có bôi trơn thủy động, bôi trơn biên và ma sát khô. Đồ thị đường cong Stribeck (hình 9) có thể hiển thị đầy đủ sự chuyển đổi giữa các trạng thái bôi trơn khác nhau, được cho rằng là một trong những phương pháp đơn giản có hiệu quả để đánh giá trạng thái bôi trơn. Vạn Dật [29] căn cứ tỷ lệ màng dầu $\lambda = h_{\min}/R$ trên đồ thị đường cong Stribeck tiến hành phân cơ chế bôi trơn thành ba loại: Bôi trơn biên; bôi trơn hỗn hợp; bôi trơn thủy động. Dưới trạng thái bôi trơn thủy động chủ yếu xuất hiện tác dụng vi áp suất thủy động, chuyển động tương đối của bề mặt cặp ma sát đưa chất lỏng nhớt vào vùng hở vi mô lõm, hình thành một màng chất lỏng nhớt có độ dày từ $1\div 100\ \mu\text{m}$ và tạo ra sự phân bố áp suất không đối xứng trong mỗi khu vực hở vi lõm, khiến cho màng dầu bôi trơn có lực tải và khả năng chịu tải nhất định, hình 10a [24, 30].



Hình 9: Hiệu quả chuyển biến bôi trơn kết cấu bề mặt



Hình 10: Cơ chế hình thành bôi trơn bề mặt:

- a) Cơ chế hình thành bôi trơn thủy động kết cấu bề mặt; b) Màng dầu khu vực piston-xilanh; c) Cơ chế tác dụng dưới điều kiện ma sát khô

Không ít những nghiên cứu chỉ ra rằng, hiệu suất bôi trơn thủy động của kết cấu bề mặt sẽ bị ảnh hưởng bởi tỷ lệ diện tích và tỷ lệ độ sâu với đường kính, hình dạng, sự thay đổi vị trí tương đối, thay đổi phương thức tiếp xúc cặp ma sát (tiếp xúc đường, tiếp xúc mặt). Ở trạng thái bôi trơn biên, chủ yếu xuất hiện hiệu ứng “bôi trơn thứ cấp”, các phân tử phân cực trong thuốc bôi trơn của bề mặt cặp ma sát sẽ hấp thụ vào bề mặt cặp ma sát hình thành một lớp màng dày 0,005-0,01 μm và tính chất màng bôi trơn biên của môi trường bôi trơn không giống nhau. Lúc này, khe

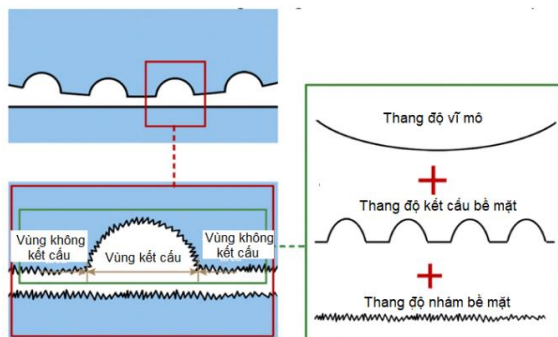
hở của mặt ma sát dần dần giảm xuống, sự tác dụng qua lại giữa các vi lồi bề mặt được tăng cường, độ dày của màng dầu bôi trơn biên nhỏ hơn so với độ cao của đỉnh nhấp nhô bề mặt (hình 10b), màng bôi trơn biên của không gian giữa các vi lồi và bề mặt thuốc bôi trơn chịu phần lớn tải trọng [31-32].

Kỷ Kính Hồ [33] nhận thấy rằng, khi tải thấp, bề mặt ở trạng thái bôi trơn thủy động và tải trọng chịu áp lực thủy động do màng dầu bôi trơn tạo ra, còn khi tải nặng, bề mặt ở trạng thái bôi trơn biên, kết cấu rãnh đóng vai trò tích trữ môi chất bôi trơn, tác dụng cung cấp và bổ sung thuốc bôi trơn cho bề mặt ma sát. Ở trạng thái ma sát khô chủ yếu xuất hiện tác dụng tích trữ hạt mài, bề mặt chi tiết hay linh kiện sẽ hình thành hạt mài do ma sát, cùng với chuyển động tương đối của cặp ma sát, các hạt mài sẽ hình thành rãnh cày trên bề mặt tiếp xúc, phá hủy hình thái bề mặt [44], cơ chế tác dụng chủ yếu của bề mặt kết cấu bao gồm tích trữ, tiếp nhận (dung nạp) các hạt mài, mảnh vụn, làm giảm thiểu phát sinh mài mòn thứ cấp của lớp cơ sở do mài mòn ma sát cao tác dụng phát sinh rãnh cày [34] như (hình 10c).

Một số tác giả [35-37] đã tiến hành nghiên cứu tính năng bôi trơn thủy động khi xem xét hiện trạng độ nhám bề mặt của mẫu thử. Hệ thống kết cấu của độ nhám tồn tại thước đo vĩ mô và thước đo cục bộ. Thước đo cục bộ bao gồm thước đo kết cấu và thước đo độ nhám, liên quan đến kết cấu bề mặt hoặc độ nhám bề mặt, có ảnh hưởng tương đối lớn đối với bôi trơn tiếp xúc (hình 11).

Ngoài ra, kết cấu bề mặt có ảnh hưởng trực tiếp đến tính thấm ướt bề mặt của vật liệu, mà tính thấm ướt tương quan với đặc tính ma sát của vật liệu. Vương Tân Đình [38] nhận thấy, so với lớp phủ DLC của bề mặt không kết cấu, kết cấu bề mặt lớp phủ DLC của mẫu dầu bôi trơn PAO được xử lý bề mặt có tính thấm ướt và tính năng ma sát tốt hơn. Coniglio [39] đã nghiên cứu phát

hiện khả năng thấm ướt có liên quan đến quy mô của đường vân (kết cấu) và độ nhám bề mặt. Có thể thấy rằng, kết cấu bề mặt ảnh hưởng khả năng thấm ướt bề mặt, cũng ảnh hưởng tính năng ma sát của bề mặt. Trạng thái bôi trơn, môi chất bôi trơn, thông số kết cấu, thứ tự kết cấu hóa lớp phủ... đều có ảnh hưởng đến khả năng thấm ướt bề mặt, đối với khả năng thấm ướt cần được nghiên cứu sâu rộng hơn, hệ thống hơn nữa.



Hình 11: Tồn tại tiêu chuẩn khác nhau của kết cấu bề mặt

Về nghiên cứu lý thuyết kết cấu bề mặt đối với vấn đề cải thiện bôi trơn và giảm ma sát, hiện nay phổ biến cho tác dụng vì áp suất thủy động, hiệu ứng bôi trơn thứ cấp, tác dụng tích trữ vụn mài, giảm thiểu diện tích tiếp xúc... Năm chắc cơ chế bôi trơn giảm ma sát của bề mặt kết cấu đối với thiết kế kết cấu hóa bề mặt có ý nghĩa mang tính chỉ dẫn. Các nghiên cứu hiện có đối với cơ chế bôi trơn giảm ma sát của kết cấu bề mặt đã dần dần hoàn thiện, nhưng đối với cơ chế hoạt động trong các điều kiện khắc nghiệt như tốc độ cao và tải nặng, rất nhiều loại hình kết cấu hỗn hợp và mòn động vẫn chưa được đề cập trong và ngoài nước, vẫn còn thiếu lý thuyết tối ưu hóa thiết kế thống nhất, ví dụ như dưới tốc độ cao tải nặng, đặc tính giảm ma sát của kết cấu bánh răng và cơ chế tác dụng của môi chất bôi trơn...

3 Kết luận và đề xuất

Bài báo này đã tiến hành nghiên cứu tổng quan hiện trạng phát triển kỹ thuật bề mặt trên thế giới, tiến hành phân tích các loại kết cấu bề

mặt và cơ chế bôi trơn giảm ma sát, đồng thời tiến hành tổng kết các yếu tố ảnh hưởng đến tính năng bôi trơn giảm ma sát của kết cấu bề mặt như hình dạng kết cấu, phương thức phân bố, thông số hình học, thông số làm việc... Đối với nghiên cứu chủ yếu về khả năng bôi trơn giảm ma sát của kết cấu bề mặt phân thành hai phương diện: Nghiên cứu lý thuyết và nghiên cứu thực nghiệm. Phương diện lý thuyết, phương pháp thường được chọn sử dụng là phương trình N-S và phương trình Reynolds, thông qua thiết lập mô hình lý thuyết hoặc mô phỏng thông số phân tích ảnh hưởng của những biến đổi trong các loại kết cấu vĩ mô bề mặt, các thông số hình học... đối với khả năng bôi trơn giảm ma sát. Phương diện thử nghiệm, các phương pháp thường được chọn sử dụng như thử nghiệm ma sát đơn nguyên và thực nghiệm trên máy để phân tích cơ chế bôi trơn giảm ma sát của bề mặt cặp ma sát từ các khía cạnh: Hệ số ma sát; lượng mòn; áp suất màng dầu... Các nghiên cứu hiện tại về cơ bản cho thấy tác động tích cực của kết cấu bề mặt bị ảnh hưởng bởi các thông số như diện tích phân bố, hình dạng, các thông số hình học và điều kiện làm việc, mà tổ hợp thông số kết cấu tối ưu thường cần xem xét toàn diện các yếu tố phức tạp như loại hình tiếp xúc, môi trường làm việc. Vì vậy, đối với thiết kế tối ưu cho các thông số kết cấu trong điều kiện làm việc thực tế là vô cùng cần thiết. Nghiên cứu về kết cấu bề mặt trong lĩnh vực ma sát tuy đã đạt được rất nhiều thành quả nổi bật, nhưng nghiên cứu tổng thể vẫn còn thiếu tính hệ thống và tính toàn diện. Kết hợp yêu cầu ứng dụng và hiện trạng nghiên cứu, đề xuất một số nội dung nghiên cứu cần quan tâm:

- Trên cơ sở nghiên cứu quy luật điều tiết bôi trơn giảm ma sát kết cấu điển hình dạng hố lõm, dạng rãnh và thông số kết cấu đơn lẻ, dưới tác dụng tổng hợp của rất nhiều ngẫu hợp đa thông số, hình dạng phức tạp và loại hình tổ hợp, quy luật mà kết cấu bề mặt ảnh hưởng đến hiệu

suất bôi trơn giảm ma sát còn cần phải từng bước nghiên cứu sâu hơn nữa;

- Dưới tác dụng ngẫu hợp kết cấu bề mặt và lớp phủ/hệ thống màng mỏng, cơ chế phối hợp điều tiết bôi trơn giảm ma sát vẫn còn chưa rõ ràng, cần đi sâu tìm tòi nghiên cứu lý thuyết;

- Xem xét sử dụng một hệ thống phương trình thống nhất hoặc các thông số chuẩn hóa xác định, đánh giá hiệu quả bôi trơn giảm ma sát kết cấu, tối ưu hóa thông số tổ hợp, tìm kiếm cơ chế bôi trơn giảm ma sát kết cấu, kết hợp phương pháp trí tuệ nhân tạo, tìm kiếm lý thuyết thiết kế tối ưu hóa thông minh và phương pháp lựa chọn đánh giá bôi trơn giảm ma sát của kết cấu bề mặt dưới tác dụng ngẫu hợp đa tham số;

- Phát triển nghiên cứu khả năng bôi trơn giảm ma sát dưới tác dụng ngẫu hợp của độ

nhám bề mặt và kết cấu vi mô (Micro-Nano) bề mặt tiếp xúc, có khả năng là trọng điểm nghiên cứu ma sát trong tương lai về kết cấu mô phỏng sinh học.

Công nghệ kết cấu bề mặt đã được chứng minh đóng vai trò tích cực trong việc cải thiện hiệu quả bôi trơn, nâng cao khả năng chống mài mòn, hiện đã trở thành một điểm nóng trong nghiên cứu trong và ngoài nước và sẽ trở thành một công nghệ mang tính chuyển đổi nhằm giảm tiêu hao, tăng tuổi thọ của thiết bị cơ khí trong tương lai. Để thực hiện hóa trong sử dụng độ tin cậy, kéo dài tuổi thọ, vận hành kinh tế của thiết bị cơ khí, ứng dụng công nghệ kết cấu bề mặt cần phải được thúc đẩy mạnh mẽ hơn nữa trong tương lai.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

1. 贾洪铎,于海武,唐火红,等. 微凸起结构化 PDMS 表面静摩擦特性研究 [J]. 合肥工业大学学报 (自然科学版), 2016, 39(12), 1614-1618.
2. 侯启敏,杨学锋,王守仁,等. 仿生织构类型及其对表面摩擦性能影响[J]. 中国表面工程, 2020, 33(3), 18-32.
3. Qiu Ming-feng, Delic A., Raeymaekers B. The Effect of Texture Shape on The Load-Carrying Capacity of Gaslubricated Parallel Slider Bearings[J]. *Tribology Letters*, 2012, 48(3), PP. 315-327.
4. 彭龙龙,汪久根,彭娟娟,等. 表面织构对油水混合液润滑轴承湍流润滑性能的影响 [J]. 润滑与密封, 2015, 40(11), 30-34.
5. 王国荣,廖文玲,赵明建. 复合织构化压裂泵柱塞密封副动压润滑性能仿真研究[J]. 润滑与密封, 2019, 44(1), 20-30.
6. Schuh J.K., Ewoldt R.H. Asymmetric Surface Textures Decrease Friction with Newtonian Fluids in Full Film Lubricated Sliding Contact[J]. *Tribology International*, 2016, 97, PP. 490-498.
7. Uddin M.S., Liu Y.W. Design and Optimization of a New Geometric Texture Shape for The Enhancement of Hydrodynamic Lubrication Performance of Parallel Slider Surfaces[J]. *Biosurface and Biotribology*, 2016, 2(2), PP. 59-69.
8. Sedla E.K.M., Podgornik B., Ramalho A., et al. Influence of Geometry and The Sequence of Surface Texturing Process on Tribological Properties[J]. *Tribology International*, 2017, 115, PP. 268-273.

9. 祁鹏浩, 仝哲, 刘奇, 等. 表面织构化 DLC 涂层在脂润滑下的摩擦学性能研究[J]. *表面技术*, 2021, 50(1), 296-304.
10. 王洪涛. 油润滑条件下减摩织构表面的优化设计[D]. 徐州: 中国矿业大学, 2015.
11. 于英华, 杨帅彬, 曹茂林, 沈佳兴, 阮文新. 滑动轴承表面椭圆偏置类抛物线微织构研究[J]. *表面技术*, 2022-01-26, 1-10.
12. 徐文静. 圆形微凹坑织构对动压滑动轴承润滑性能的影响[D]. 洛阳: 河南科技大学, 2017.
13. 王劲孚, 钱炜, 熊磊, 等. 表面织构排布形式对其润滑特性的影响[J]. *润滑与密封*, 2015, 40(4), 86-90.
14. Гаврилов. К.В., Худяков В.С. Оценка потерь на трение в текстурированных гидродинамических трибосопряжениях поршневых машин. Часть 2. Параметрические исследования шатунного подшипника ДВС. *Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение»*. 2022, Т. 22, №1, С. 24-35.
15. Jamwal G., Sharma S., Awasthi R.K. The Dynamic Performance Analysis of Chevron Shape Textured Hydrodynamic Bearings[J]. *Industrial Lubrication and Tribology*, 2019, 72(1), 1-8.
16. 毛亚洲, 杨建玺, 刘永刚. 织构分布对动压滑动轴承油膜压力的影响[J]. *润滑与密封*, 2018, 43(6), 55-60, 71.
17. 厉淦, 沈明学, 孟祥铠, 等. 316L 不锈钢沟槽型表面微织构减摩特性实验研究[J]. *功能材料*, 2015, 46(2), 2033-2037.
18. 孙建芳, 李傲松, 苏峰华, 等. 表面织构钛合金的干摩擦和全氟聚醚油润滑下的摩擦学性能研究[J]. *摩擦学学报*, 2018, 38(6), 658-664.
19. 李亚军, 逢显娟, 孙乐民, 等. 激光表面织构化对 45 钢 摩擦磨损性能的影响[J]. *表面技术*, 2018, 47(8), 147-154.
20. 蔡兴兴. 混合润滑状态下织构化表面摩擦特性的数值计算与试验研究[D]. 西安: 西安理工大学, 2019.
21. 李东志, 马晨波, 孙见君, 等. 考虑空化的倾斜织构表面摩擦学性能 CFD 分析[J]. *润滑与密封*, 2018, 43(8), 76-81.
22. 苏峰华, 毛川, 李助军. 织构深度对不锈钢表面油润滑条件下摩擦学性能影响的试验和仿真研究 [J]. *摩擦学学报*, 2019, 39(2), 181-187.
23. 张东亚, 孙喜洲, 高峰, 等. 表面织构参数对液压马达滑靴副的摩擦学性能影响研究[J]. *表面技术*, 2019, 48(4), 230-236.
24. 卫培梁. 表面点接触润滑及箴形织构润滑摩擦特性研究[D]. 西安: 西安理工大学, 2020.

25. **Mohmad M., Abdollah M.F.B., Tamaldin N., et al.** Frictional Characteristics of Laser Surface Textured Activated Carbon Composite Derived from Palm Kernel[J]. *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 2018, 95(5-8), PP. 2943-2949.
26. **宋克峰.**模压烧结制备复杂织构的 PTFE 表面及其摩擦学性能[D].**秦皇岛:燕山大学**, 2020.
27. **何霞,李梦媛,江士凯,等.**润滑介质对织构化表面摩擦学性能影响的实验研究[J]. *润滑与密封*, 2018, 43(4), 8-14.
28. **解玄,尹必峰,华希俊,等.**脂润滑条件下 PTFE/GCr15 激光织构表面滑动摩擦性能研究[J]. *表面技术*, 2019, 48(8), 77-82.
29. **万轶,李建亮,熊党生.**滑动速度对织构化表面润滑状态的影响[J]. *中南大学学报(自然科学版)*, 2015, 46(12), 4442-4447.
30. **温诗铸.**润滑理论研究的进展与思考[J]. *摩擦学学报*, 2007, 27(6), 497-503.
31. **许迪初.**边界润滑动态特性及其实验研究[D].**杭州:浙江大学**, 2019.
32. **Liu Zhan, Meng Xiang-Hui, Wen Cheng-Wei, et al.** On The Oil-Gas-Solid Mixed Bearing between Compression Ring and Cylinder Liner under Starved Lubrication and High Boundary Pressures[J]. *Tribology International*, 2019, 140:105869.
33. **纪敬虎,周加鹏,王沫阳,等.**初始表面粗糙度对沟槽织构摩擦性能的影响 [J]. *表面技术*, 2019, 48(2), 139-143.
34. **Ito H., Kaneda K., Yuhta T., et al.** Reduction of Polyethylene Wear by Concave Dimples on The Frictional Surface in Artificial Hip Joints[J]. *The Journal of Arthroplasty*, 2000, 15(3), PP. 332-338.
35. **顾春兴.**织构化内燃机关键摩擦副的混合润滑分析及减摩机理研究 [D].**上海:上海交通大学**, 2018.
36. **陈小兰,曾良才,湛从昌.**计入粗糙度的液压缸仿生微织构耦合效应研究[J]. *润滑与密封*, 2019, 44(9), 37-43.
37. **纪敬虎,管采薇,符昊,等.**粗糙度对微凹坑织构化表面摩擦学性能的影响[J]. *润滑与密封*, 2018, 43(1), 20-25.
38. **王新宇,张帅拓,刘建,等.**表面织构对管道内壁碳基涂层润湿性与摩擦学性能影响[J]. *摩擦学学报*, 2021, 41(1), 86-94.
39. **Coniglio N., Mezghani S., El Mansori M., et al.** Effect of Nano-Penning Surface Texturing on Self-Cleaning Function[J]. *Surface and Coatings Technology*, 2018, 353, 126-134.
40. **Lê Văn Lợi và nnk.** Tình hình nghiên cứu kết cấu bề mặt trong bôi trơn và giảm ma sát của hệ thống ma sát. *Tạp chí Công nghiệp Mỏ*, số 5-2022, tr. 40-48.

25. **Mohmad M., Abdollah M.F.B., Tamaldin N., et al.** Frictional Characteristics of Laser Surface Textured Activated Carbon Composite Derived from Palm Kernel[J]. *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 2018, 95(5-8), PP. 2943-2949.
26. **宋克峰.**模压烧结制备复杂织构的 PTFE 表面及其摩擦学性能[D].**秦皇岛:燕山大学**, 2020.
27. **何霞,李梦媛,江士凯,等.**润滑介质对织构化表面摩擦学性能影响的实验研究[J]. *润滑与密封*, 2018, 43(4), 8-14.
28. **解玄,尹必峰,华希俊,等.**脂润滑条件下 PTFE/GCr15 激光织构表面滑动摩擦性能研究[J]. *表面技术*, 2019, 48(8), 77-82.
29. **万轶,李建亮,熊党生.**滑动速度对织构化表面润滑状态的影响[J]. *中南大学学报(自然科学版)*, 2015, 46(12), 4442-4447.
30. **温诗铸.**润滑理论研究的进展与思考[J]. *摩擦学学报*, 2007, 27(6), 497-503.
31. **许迪初.**边界润滑动态特性及其实验研究[D].**杭州:浙江大学**, 2019.
32. **Liu Zhan, Meng Xiang-Hui, Wen Cheng-Wei, et al.** On The Oil-Gas-Solid Mixed Bearing between Compression Ring and Cylinder Liner under Starved Lubrication and High Boundary Pressures[J]. *Tribology International*, 2019, 140:105869.
33. **纪敬虎,周加鹏,王沫阳,等.**初始表面粗糙度对沟槽织构摩擦性能的影响 [J]. *表面技术*, 2019, 48(2), 139-143.
34. **Ito H., Kaneda K., Yuhta T., et al.** Reduction of Polyethylene Wear by Concave Dimples on The Frictional Surface in Artificial Hip Joints[J]. *The Journal of Arthroplasty*, 2000, 15(3), PP. 332-338.
35. **顾春兴.**织构化内燃机关键摩擦副的混合润滑分析及减摩机理研究 [D].**上海:上海交通大学**, 2018.
36. **陈小兰,曾良才,湛从昌.**计入粗糙度的液压缸仿生微织构耦合效应研究[J]. *润滑与密封*, 2019, 44(9), 37-43.
37. **纪敬虎,管采薇,符昊,等.**粗糙度对微凹坑织构化表面摩擦学性能的影响[J]. *润滑与密封*, 2018, 43(1), 20-25.
38. **王新宇,张帅拓,刘建,等.**表面织构对管道内壁碳基涂层润湿性与摩擦学性能影响[J]. *摩擦学学报*, 2021, 41(1), 86-94.
39. **Coniglio N., Mezghani S., El Mansori M., et al.** Effect of Nano-Penning Surface Texturing on Self-Cleaning Function[J]. *Surface and Coatings Technology*, 2018, 353, 126-134.
40. **Lê Văn Lợi và nnk.** Tình hình nghiên cứu kết cấu bề mặt trong bôi trơn và giảm ma sát của hệ thống ma sát. *Tạp chí Công nghệ Mỏ*, số 5-2022, tr. 40-48.



20-10

CHÚC MỪNG NGÀY PHỤ NỮ VIỆT NAM

VIỆN CƠ KHÍ NĂNG LƯỢNG VÀ MỎ - VINACOMIN

Địa chỉ: 565 Nguyễn Trãi - Thanh Xuân Nam - Thanh Xuân - Hà Nội

Tel: 024.38545224 Fax: 024.38543154

Website: iemm.com.vn