ISSN 1859-316X

TẠP CHÍ

KHOA HỌC - CÔNG NGHỆ HÀNG HẢI

Số 40 - 11/2014

CHÀO MỪNG NGÀY NHÀ GIÁO VIỆT NAM 20/11/2014

TRƯỜNG ĐẠI HỌC HÀNG HẢI VIỆT NAM
VIETNAM MARITIME UNIVERSITY

ISSN 1859 - 316X

TẠP CHÍ KHOA HỌC
CÔNG NGHỆ HÀNG HẢI

SỐ 40
11/2014

- **TỔNG BIÊN TẬP:**
  PGS.TS. L- ơng Công Nhớ
- **PHÓ TỔNG BIÊN TẬP:**
  PGS.TS. Nguyễn Cảnh Sơn
- **HỘI ĐỒNG BIÊN TẬP:**
  PGS.TSKH. Đặng Văn Uy
  PGS.TS. Đinh Xuân Mạnh
  TS. Phạm Xuân D- ơng
  TS. Lê Quốc Tiến
  PGS.TS. Nguyễn Hồng Phúc
  TS. Đỗ Quang Khải
  GS.TS. Lê Viết L- ợng
  PGS.TS. Nguyễn Văn Ngọc
  PGS.TS. Nguyễn Viết Thành
  TS. Nguyễn Trí Minh
  PGS.TS. L- u Kim Thành
  TS. Lê Quốc Định
  PGS.TS. Nguyễn Thị Hồng Vân
  TS. Quản Trọng Hùng
  TS. Hoàng Văn Hùng
  PGS.TS. Nguyễn Đại An
  PGS.TS. Phạm Văn Thứ
  ThS. Lê Kim Hoàn
- **TH□KÝ HỘI ĐỒNG:**
  TS. Đặng Công X- ởng

TÒA SOẠN

P. 207B – Nhà A1
Tr- ờng Đại học Hàng hải Việt Nam
484 Lạch Tray – Hải Phòng

Email: tckhcnhh@gmail.com

Giấy phép xuất bản số
1350/GP-BTTTT cấp ngày 30/07/2012

TRONG SỐ NÀY

1 **ĐIỀU KHIỂN CẦN TRỤC THÁP BẰNG HỒI TIẾP TUYẾN TÍNH HÓA** — 5
CONTROL OF TOWER CRANES USING FEEDBAC LINEARIZATION
TS. LÊ ANH TUẤN
Khoa Cơ khí, Trường ĐHHH Việt Nam

2 **NGHIÊN CỨU CHẾ TẠO HỆ THỐNG BƠM GẠN HÚT HIỆU QUẢ DẦU TRÀN TỪ TÀU BIỂN** — 9
DESIGN EFFECTIVE OIL SKIMMING SYSTEM TO SKIM FLOATING OIL THAT SPILLED FROM SHIPS
TS. TRẦN HỒNG HÀ
Khoa Máy tàu biển, Trường ĐHHH Việt Nam

3 **PHƯƠNG PHÁP TÍNH TOÁN BỘ GIẢM CHẤN THỦY KHÍ** — 13
CALCULATION METHOD FOR HYDROPNEUMATIC DAMPERS
ThS. BÙI THỨC ĐỨC
Khoa Cơ Khí, Trường ĐHHH Việt Nam

4 **ĐÁNH GIÁ SỰ MÀI MÒN XÉC MĂNG TRONG QUÁ TRÌNH HOẠT ĐỘNG CỦA ĐỘNG CƠ DIESEL TÀU THỦY CỠ LỚN** — 16
OPERATIONAL EVALUATION OF PISTON RING WEAR IN LARGE MARINE DIESEL ENGINES
TS. TRƯƠNG VĂN ĐẠO
Khoa Máy tàu biển, Trường ĐHHH

5 **NGHIÊN CỨU TÍNH BẤT ỔN ĐỊNH CỦA XÂM THỰC CỤC BỘ TRÊN FOIL CÁNH** — 19
STUDYING THE INSTABILITY OF PARTIAL CAVITATION ON HYDROFOILS
TS. VŨ VĂN DUY
ThS. NGUYỄN CHÍ CÔNG
ThS. PHẠM THỊ THÚY
Viện Khoa học Cơ sở, Trường ĐHHH Việt Nam

6 **QUY CHUẨN VIỆT NAM VỀ DAO ĐỘNG XOẮN HỆ TRỤC DIESEL TÀU BIỂN VÀ ỨNG DỤNG XÂY DỰNG PHẦN MỀM TỰ ĐỘNG TÍNH ỨNG SUẤT XOẮN CỰC ĐẠI CHO PHÉP ĐỐI VỚI HỆ TRỤC DIESEL TÀU BIỂN** — 23
NATIONAL TECHNICAL REGULATION ON TORSIONAL VIBRATIONS OF THE MARINE DIESEL SHAFT SYSTEMS AND APPLICATION FOR THE SOFTWARE CREATING TO AUTOMATICALLY CALCULATE THE PERMIT MAXIMUM TORSIONAL PRESSURES OF THE MARINE DIESEL SHAFT SYSTEMS
PGS.TSKH.ĐỖ ĐỨC LƯU[(1)], NCS. HOÀNG VĂN SĨ[(2)], TS. LÊ VĂN VANG[(3)]
[(1)]Viện NCPT-ĐHHH Việt Nam, [(2)]NCS tại ĐHHH Việt Nam, [(3)]ĐHGTVT TP. Hồ Chí Minh

7 **ẢNH HƯỞNG CỦA HỒI LƯU KHÍ XẢ ĐẾN QUÁ TRÌNH CHÁY TRONG ĐỘNG CƠ DIESEL TÀU THỦY** — 27
THE INFLUENCE OF EXHAUST GAS RECIRCULATION ON BURNNING PROCESS IN DIESEL ENGINE OF SHIPS
TS. NGUYỄN TRÍ MINH
Khoa Máy tàu biển, Trường ĐHHH Việt Nam

8 **ĐIỀU KHIỂN CẦN TRỤC THÁP BẰNG KỸ THUẬT TRƯỢT** — 32
CONTROL OF TOWER CRANES USING SLIDING MODE METHOD
TS. LÊ ANH TUẤN
Khoa Cơ khí,Trường ĐHHH Việt Nam

9 **NGHIÊN CỨU ĐỀ XUẤT MỘT SỐ GIẢI PHÁP KHẮC PHỤC HẬU QUẢ CỦA BIẾN ĐỔI KHÍ HẬU VÀ NƯỚC BIỂN DÂNG ĐỐI VỚI CÔNG TRÌNH BẾN BỆ CỌC CAO TẠI VIỆT NAM** — 37
RESEARCHING AND PROPOSING SOME SOLUTIONS TO OVERCOME CONSEQUENCES OF CLIMATE CHANGE AND SEA LEVEL RISE FOR QUAYS IN FORM OF OPEN PILE SYSTEM WITH ELEVATED CONCRETE DECK IN VIETNAM
PGS.TS NGUYỄN VĂN NGỌC
Khoa Công trình, Trường ĐHHH Việt Nam

10 **NGHIÊN CỨU ẢNH HƯỞNG CỦA CỌC XIÊN ĐẾN SỰ PHÂN BỐ NỘI LỰC TRONG KẾT CẤU CÔNG TRÌNH BẾN BẰNG MÔ HÌNH 3D TRONG SAP 2000**
STUDYING THE EFFECTS OF OBLIQUE PILES ON THE DISTRIBUTION OF INTERNAL FORCE OF THE QUAY STRUCTURE WITH 3D MODEL IN SAP 2000 — 40
TS. TRẦN LONG GIANG
Khoa Công trình, Trường ĐHHH Việt Nam

11 **MÔ PHỎNG SỐ ĐIỀU ĐỘNG TÀU TRONG VÙNG NƯỚC CẢNG BIỂN Ở TỐC ĐỘ THẤP**
NUMERICAL SIMULATION OF VESSEL MANOEUVRING IN THE PORT WATERS AT LOW ADVANCED SPEED — 44
TS. TRẦN VĂN LƯỢNG
Khoa Hàng hải, Trường ĐHHH Việt Nam

12 **NGUỒN LUẬT ÁP DỤNG GIẢI QUYẾT TRANH CHẤP HÀNG HẢI**
SOURCE OF LAW FOR MARITIME DISPUTE RESOLUTION — 48
TS. NGUYỄN KIM PHƯƠNG
CN.LS. PHẠM THANH TÂN
Khoa Hàng hải, Trường Đại học Hàng hải Việt Nam

13 **NGHIÊN CỨU THIẾT KẾ HỆ THỐNG GIA CÔNG BẰNG TIA LỬA ĐIỆN KẾT HỢP VỚI SIÊU ÂM VÀ PHÂN TÍCH CƠ CHẾ HÌNH THÀNH HẠT VẬT LIỆU RỖNG KHI GIA CÔNG BẰNG PHƯƠNG PHÁP NÀY**
STUDY DESIGN SYSTEM FOR THE PRODUCING OF EDM - ULTRASONIC MACHINING AND ANALYSIS THE FORMING MECHANISM OF HOLLOW MICROSPHERES * — 52
NCS. NGUYỄN TIẾN DŨNG
Viện Khoa học Cơ sở, Trường ĐHHH Việt Nam
GS.TSKH. LIYAN
PGS.TS.LIXIANGLONG
School of Manufacturing Science and Engineering, Sichuan University, Chengdu 610065, China

14 **NGHIÊN CỨU ỨNG DỤNG PHẦN MỀM MIKE 21 VÀO TÍNH TOÁN BỒI LẮNG LUỒNG TÀU KÊNH CÁI TRÁP**
STUDY APPLICATION OF MIKE 21 FOR CALCULATING THE SEDIMENT OF CAI TRAP CHANEL — 57
TS. NGUYỄN THỊ DIỄM CHI
TS. TRẦN LONG GIANG
Khoa Công trình, Trường ĐHHH Việt Nam

15 **TÍNH TOÁN TỰ ĐỘNG PHƯƠNG ÁN XẾP HÀNG CHO TÀU BẰNG PHƯƠNG PHÁP TỐI ƯU 2-OPT**
2-OPT ALGORITHM FOR AUTOMATIC CARGO STOWAGE PLANNING — 61
TS. NGUYỄN MINH ĐỨC, ThS. PHẠM QUANG THỦY
Khoa Hàng hải, Trường ĐHHH Việt Nam

16 **NGHIÊN CỨU PHƯƠNG ÁN CHẾ TẠO OSCILLOSCOPE CẦM TAY SỬ DỤNG VI ĐIỀU KHIỂN ARM CORTEX M3**
MANUFACTURING AND RESEARCH A HAND OSCILLOSCOPE USING ARM CORTEX M3 MICROCONTROLLER — 66
TS. TRẦN SINH BIÊN
Khoa Điện - Điện tử, Trường ĐHHHVN

17 **NHẬN DẠNG ĐIỆN TRỞ ROTOR ĐỘNG CƠ DỊ BỘ TRONG TRUYỀN ĐỘNG ĐIỆN XOAY CHIỀU ỨNG DỤNG MẠNG NƠ RON NHÂN TẠO**
IDENTIFICATION OF ROTOR RESISTANCE OF INDUCTION MOTOR IN ALTERNATING CURRENT DRIVE WITH ARTIFICAL NEURAL NETWORK — 70
TS. HOÀNG ĐỨC TUẤN
Khoa Điện - Điện tử, Trường ĐHHH Việt Nam

18 **THIẾT BỊ ẢO XÂY DỰNG TỰ ĐỘNG ĐẶC TÍNH ỨNG SUẤT XOẮN CỰC ĐẠI CHO PHÉP TRONG HỆ TRỤC DIESEL TÀU BIỂN**
VIRTUAL INSTRUMENT TO AUTO-DRAW THE PERMIT MAXIMUM TORSIONAL PRESSURES FOR THE MARINE DIESEL SHAFT SYSTEM — 75
PGS.TSKH.ĐỖ ĐỨC LƯU[(1)], NCS. HOÀNG VĂN SĨ[(2)],TS. LÊ VĂN VANG[(3)]
[(1)]Viện NCPT-ĐHHH Việt Nam, [(2)]NCS tại ĐHHH Việt Nam, [(3)]ĐHGTVT TP. Hồ Chí Minh

19 **ĐÁNH GIÁ KHẢ NĂNG ỨNG DỤNG KIỂU ĐỘNG CƠ TỔN THẤT NHIỆT THẤP CHO ĐỘNG CƠ DIESELSAU CƯỜNG HÓA**
APPLICABLE ASSESSMENT OF LOW HEAT REJECTION ENGINE (LHRE) FOR THE TURBOCHARGED DIESEL ENGINE — 79
ThS. NGUYỄN TRUNG KIÊN[1], TS. LÊ ĐÌNH VŨ[2], PGS.TS. LẠI VĂN ĐỊNH[3]
[1]Trường Đại học Kỹ thuật Công nghiệp Thái Nguyên,nguyentrungkien.tnut@gmail.com.
[2]Cục Khoa học Quân sự, vnphich@yahoo.com.
[3]Học viện Kỹ thuật Quân sự, 100 Hoàng Quốc Việt - Hà Nội.

20 **TỐI ƯU HÓA CÁC THÔNG SỐ CHỦ YẾU CỦA TÀU CÓ TÍNH ĐẾN CÁC YẾU TỐ NGẪU NHIÊN ĐẦU VÀO**
OPTIMIZING THE MAIN DIMENSION OF THE SHIP BY TAKING INTO ACCOUNT THE INCIDENTAL INPUT DATA 85
TS. TRẦN NGỌC TÚ
Khoa Đóng tàu, Trường ĐHHH Việt Nam

21 **PHÂN TÍCH TÌNH HÌNH CUNG CẦU GẠO XUẤT KHẨU CỦA VIỆT NAM TRONG MƯỜI NĂM QUA VÀ DỰ BÁO ĐẾN NĂM 2020**
ANALYZING OF SUPPLY AND DEMAND VIETNAM EXPORT RICE SITUATION IN THE LAST TEN YEARS AND FORECASTS TO 2020 90
PGS. TS. PHẠM VĂN CƯƠNG; TS. VŨ TRỤ PHI; NCS. NGUYỄN THỊ LIÊN
Khoa Kinh tế, Trường ĐHHH Việt Nam

22 **CẤU TRÚC NGHIỆM CỦA PHƯƠNG TRÌNH HÀM ĐA THỨC** $P(A(z))P(B(z)) = P(C(z))$
STRUCTURE OF SOLUTIONS OF POLYNOMIAL FUNCTIONAL EQUATIONS $P(A(z))P(B(z)) = P(C(z))$ 94
TS. PHẠM VĂN MINH
Bộ môn Toán – Viện KHCB, Trường ĐHHH Việt Nam

23 **XÂY DỰNG THUẬT TOÁN VÀ CHƯƠNG TRÌNH TÍNH TOÁN XÓI CỤC BỘ TRỤ CẦU**
BUILDING FOR ALGORITHMS AND PROGRAMS OF LOCAL SCOUR CALCULATION AT BRIDGE PIERS 98
SV. NGUYỄN THẾ ANH, PHẠM TRỌNG HẢI, LÊ VĂN MINH
ThS. LÊ TÙNG ANH
Khoa Công trình, Trường ĐHHH Việt Nam

ĐIỀU KHIỂN CẦN TRỤC THÁP BẰNG HỒI TIẾP TUYẾN TÍNH HÓA
CONTROL OF TOWER CRANES USING FEEDBACK LINEARIZATION

TS. LÊ ANH TUẤN
Khoa Cơ khí, Trường ĐHHH Việt Nam

Tóm tắt

Chúng tôi đề xuất một bộ điều khiển cải tiến cho chuyển động ba chiều của cần trục tháp bằng kỹ thuật hồi tiếp tuyến tính hóa. Bộ điều khiển đồng thời thực hiện bốn nhiệm vụ: quay tháp và di chuyển xe con đến vị trí yêu cầu, giữ nhỏ các góc lắc hàng trong suốt quá trình vận chuyển, và triệt tiêu hoàn toàn góc lắc hàng ở đích đến. Kết quả mô phỏng cho thấy các đáp ứng của hệ ổn định tiệm cận.

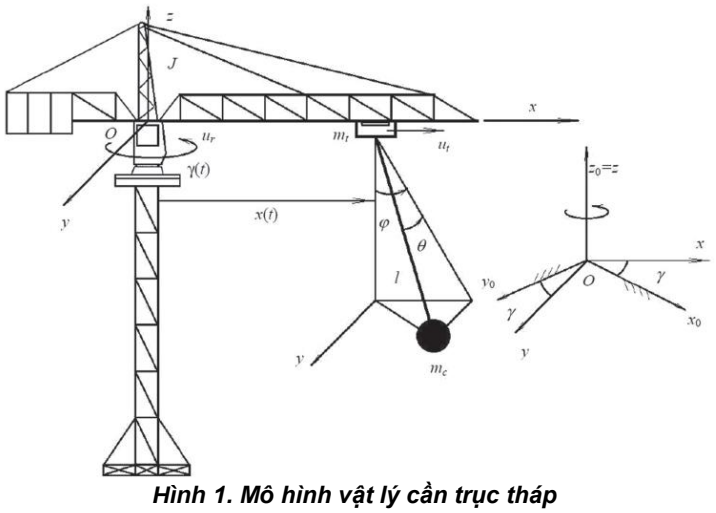
Abstract

We propose an improved controller for the 3D motion of tower cranes based on feedback linearization. The controller concurrently conducts four duties: rotating tower and moving trolley to desired positions precisely, keeping small the cargo swings during transport process, and completely suppressing them at cargo destination. The simulation results show the asymptotical stability of system responses.

Key words: *Feedback linearization, tower cranes.*

1. Giới thiệu chung

Cần trục tháp được sử dụng phổ biến trong xây dựng, dùng để vận chuyển vật liệu và cấu kiện trong thi công nhà cao tầng. Cần trục tháp ngày nay thường được khai thác với tốc độ cao để tăng năng suất của quá trình làm hàng. Tốc độ khai thác nhanh dễ dẫn đến góc lắc hàng lớn và các cơ cấu hoạt động thiếu chính xác nếu cần trục không được trang bị luật điều khiển tốt. Điều này có thể gây nguy hiểm trong quá trình làm hàng, gãy đổ cần trục, gây tai nạn trong khu vực khai thác. Bài toán điều khiển chống lắc hàng và dẫn động chính xác các cơ cấu khi khai thác nhanh cần trục tháp là vấn đề có tính thời sự, được nhiều nhà khoa học quan tâm nghiên cứu. Omar và Nayfeh [1] đã thiết kế thuật toán điều khiển cho cần trục tháp bằng kỹ thuật gain–scheduling (một loại kỹ thuật điều khiển thích nghi) khi chiều dài cáp thay đổi. Masoud và cộng sự [2] đã thiết kế bộ điều khiển cho cần trục tháp bằng kỹ thuật hồi tiếp trễ (time-delayed feedback). Golafshani [3] đã đề xuất một bộ điều khiển đảm bảo tối ưu quỹ đạo chuyển động của hàng. Vaughan và cộng sự [4] giảm lắc hàng của cần trục tháp bằng kỹ thuật nắn tín hiệu vào (input shaping). Đây là kỹ thuật điều khiển truyền thẳng (feedforward control) có kết hợp với người điều khiển.



Hình 1. Mô hình vật lý cần trục tháp

Khác với các công bố ở trên [1-4], công trình này tiếp cận bài toán điều khiển cần trục tháp theo hướng điều khiển bằng kỹ thuật hồi tiếp tuyến tính hóa. Đầu tiên, ta xây dựng mô hình toán của cần trục tháp trong trường hợp phối hợp đồng thời sự hoạt động của cơ cấu quay và cơ cấu di chuyển xe con. Mô hình toán là một hệ gồm bốn phương trình vi phân phi tuyến mô tả đầy đủ tính chất động lực của hệ. Mô hình toán của cần trục tháp có số tín hiệu ra lớn hơn số tín hiệu vào. Có bốn tín hiệu ra cần điều khiển gồm: Vị trí của xe con mang hàng x_t, góc xoay của tháp cẩu γ và hai góc lắc của hàng φ và θ. Chỉ có hai tín hiệu điều khiển gồm lực đẩy xe con u_t và mô men quay tháp cẩu u_r (Xem hình 1). Bộ điều khiển cùng lúc thực hiện bốn nhiệm vụ: (i) dẫn động chính xác xe con (ii) quay tháp cẩu chính xác đến góc quay yêu cầu (iii) giữ nhỏ các góc lắc hàng trong suốt quá trình nâng chuyển (iv) triệt tiêu hoàn toàn các góc lắc này

ở đích đến. Tiếp đến, một bộ điều khiển được thiết kế bằng kỹ thuật hồi tiếp tuyến tính hóa để đảm bảo ổn định tiệm cận của bốn tín hiệu ra.

Cấu trúc bài báo gồm: Mục 2 giới thiệu mô hình toán, mục 3 thiết kế luật điều khiển, mục 4 mô phỏng số, mục 5 đưa ra kết luận và hướng nghiên cứu tiếp theo.

2. Mô hình toán

Mô hình toán gồm bốn phương trình vi phân phi tuyến đã được thiết lập trong [5], được viết gọn lại dưới dạng ma trận như sau:

$$\mathbf{M}(\mathbf{q})\ddot{\mathbf{q}}+\mathbf{C}(\mathbf{q},\dot{\mathbf{q}})\dot{\mathbf{q}}+\mathbf{G}(\mathbf{q})=\mathbf{F} \tag{1}$$

với $\mathbf{q}=\begin{bmatrix}x & \gamma & \varphi & \theta\end{bmatrix}^T$ là tọa độ suy rộng. Các phần tử của

$\mathbf{M}(\mathbf{q})=\left[m_{ij=1\div 4}\right]$, $\mathbf{C}(\mathbf{q},\dot{\mathbf{q}})=\left[c_{ij=1\div 4}\right]$, $\mathbf{G}(\mathbf{q})=\begin{bmatrix}0 & 0 & g_1 & g_2\end{bmatrix}^T$, và $\mathbf{F}=\begin{bmatrix}u_t & u_r & 0 & 0\end{bmatrix}^T$ lần lượt xác định bằng các biểu thức:

$$m_{11}=\left(m_t+m_c\right);\ m_{22}=\left(J+\left(m_t+m_c\right)x^2+m_cl^2\sin^2\theta+m_cl^2\sin^2\varphi\cos^2\theta+2m_cl\sin\varphi\cos\theta x\right);$$

$$m_{33}=m_cl^2\cos^2\theta;\ m_{44}=m_cl^2;\ m_{12}=m_{21}=m_cl\sin\theta;\ m_{13}=m_{31}=m_cl\cos\varphi\cos\theta;$$

$$m_{14}=m_{41}=-m_cl\sin\varphi\sin\theta;\ m_{23}=m_{32}=0.5m_cl^2\cos\varphi\sin 2\theta;\ m_{24}=m_{42}=-\left(m_cl^2\sin\varphi+m_cl\cos\theta x\right);$$

$$c_{11}=b_x;\ c_{12}=\left(m_cl\cos\theta\left(\dot{\theta}-\sin\varphi\dot{\gamma}\right)-\left(m_t+m_c\right)x\dot{\gamma}\right);\ c_{13}=-m_cl\left(\cos\varphi\sin\theta\dot{\theta}+\sin\varphi\cos\theta\dot{\varphi}\right);$$

$$c_{14}=m_cl\left(\cos\theta\dot{\gamma}-\cos\varphi\sin\theta\dot{\varphi}-\sin\varphi\cos\theta\dot{\theta}\right);\ c_{21}=\left(2\left(m_t+m_c\right)x+m_cl\sin\varphi\cos\theta\right)\dot{\gamma};$$

$$c_{22}=b_\gamma+m_cl\left(\sin\varphi\cos\theta\dot{x}+\cos\varphi\cos\theta x\dot{\varphi}-\sin\varphi\sin\theta x\dot{\theta}\right)+m_cl^2\left(\sin 2\varphi\cos^2\theta\dot{\varphi}+\cos^2\varphi\sin 2\theta\dot{\theta}\right);$$

$$c_{23}=m_cl\left(\cos\varphi\cos\theta x\dot{\gamma}-l\left(0.5\sin\varphi\sin 2\theta\dot{\varphi}+\cos\varphi\dot{\theta}\right)\right);\ c_{32}=-m_cl\left(0.5l\sin 2\varphi\cos^2\theta\dot{\gamma}+\cos\varphi\cos\theta x\dot{\gamma}\right);$$

$$c_{24}=m_cl\left(l\cos 2\theta\cos\varphi\dot{\varphi}+\left(\sin\theta x\dot{\theta}-\sin\varphi\sin\theta x\dot{\gamma}\right)\right);\ c_{33}=b_\varphi-0.5m_cl^2\sin 2\theta\dot{\theta};c_{41}=-m_cl\cos\theta\dot{\gamma};$$

$$c_{34}=m_cl^2\left(2\cos^2\theta\cos\varphi\dot{\gamma}-0.5\sin 2\theta\dot{\varphi}\right);\ c_{42}=m_cl\left(\sin\varphi\sin\theta x\dot{\gamma}-\cos\theta\dot{x}-0.5l\cos^2\varphi\sin 2\theta\dot{\gamma}\right);$$

$$c_{43}=m_cl^2\left(0.5\sin 2\theta\dot{\varphi}-2\cos^2\theta\cos\varphi\dot{\gamma}\right);\ c_{44}=b_\theta;\ g_1=m_cgl\cos\theta\sin\varphi\ ;\ g_2=m_cgl\sin\theta\cos\varphi.$$

3. Thiết kế luật điều khiển

Ta xây dựng luật điều khiển $\begin{bmatrix}u_t & u_r\end{bmatrix}^T$ để dẫn tín hiệu ra $\mathbf{q}=\begin{bmatrix}x & \gamma & \varphi & \theta\end{bmatrix}^T$ đến giá trị yêu cầu $\mathbf{q}_d=\begin{bmatrix}x_d & \gamma_d & 0 & 0\end{bmatrix}^T$ một cách tiệm cận. Cần trục tháp có bốn tín hiệu ra nhưng chỉ có hai tín hiệu điều khiển. Mô hình toán (1) được tách ra làm hai hệ con: Một tương ứng với trạng thái chủ động $\mathbf{q}_1=\begin{bmatrix}x & \gamma\end{bmatrix}^T$ và một tương ứng với trạng thái bị động $\mathbf{q}_2=\begin{bmatrix}\varphi & \theta\end{bmatrix}^T$. Hai hệ con gồm:

$$\mathbf{M}_{11}(\mathbf{q})\ddot{\mathbf{q}}_1+\mathbf{M}_{12}(\mathbf{q})\ddot{\mathbf{q}}_2+\mathbf{C}_{11}(\mathbf{q},\dot{\mathbf{q}})\dot{\mathbf{q}}_1+\mathbf{C}_{12}(\mathbf{q},\dot{\mathbf{q}})\dot{\mathbf{q}}_2=\mathbf{F}_1 \tag{2}$$

$$\mathbf{M}_{21}(\mathbf{q})\ddot{\mathbf{q}}_1+\mathbf{M}_{22}(\mathbf{q})\ddot{\mathbf{q}}_2+\mathbf{C}_{21}(\mathbf{q},\dot{\mathbf{q}})\dot{\mathbf{q}}_1+\mathbf{C}_{22}(\mathbf{q},\dot{\mathbf{q}})\dot{\mathbf{q}}_2+\mathbf{G}_2(\mathbf{q})=\mathbf{0} \tag{3}$$

Ở đây, $\mathbf{M}_{11}(\mathbf{q}),\mathbf{M}_{12}(\mathbf{q}),\mathbf{M}_{21}(\mathbf{q}),\mathbf{M}_{22}(\mathbf{q})$ là các ma trận con của $\mathbf{M}(\mathbf{q})$. $\mathbf{C}_{11}(\mathbf{q},\dot{\mathbf{q}})$, $\mathbf{C}_{12}(\mathbf{q},\dot{\mathbf{q}}),\mathbf{C}_{21}(\mathbf{q},\dot{\mathbf{q}}),\mathbf{C}_{22}(\mathbf{q},\dot{\mathbf{q}})$ là các ma trận con của $\mathbf{C}(\mathbf{q},\dot{\mathbf{q}})$. Các ma trận này xác định bởi:

$$\mathbf{M}(\mathbf{q})=\begin{bmatrix}\mathbf{M}_{11}(\mathbf{q}) & \mathbf{M}_{12}(\mathbf{q})\\ \mathbf{M}_{21}(\mathbf{q}) & \mathbf{M}_{22}(\mathbf{q})\end{bmatrix},\ \mathbf{C}(\mathbf{q},\dot{\mathbf{q}})=\begin{bmatrix}\mathbf{C}_{11}(\mathbf{q},\dot{\mathbf{q}}) & \mathbf{C}_{12}(\mathbf{q},\dot{\mathbf{q}})\\ \mathbf{C}_{21}(\mathbf{q},\dot{\mathbf{q}}) & \mathbf{C}_{22}(\mathbf{q},\dot{\mathbf{q}})\end{bmatrix}.$$

Các hệ con này cho thấy chỉ có trạng thái chủ động được điều khiển trực tiếp bởi tín hiệu điều khiển. Trong khi đó, không rõ trạng thái bị động có liên hệ như thế nào với tín hiệu điều khiển. Để rõ hơn, hệ con (2) và (3) được viết lại dưới dạng tường minh:

$$\ddot{\mathbf{q}}_1 = \mathbf{M}_{11}^{-1}(\mathbf{q})\left(-\mathbf{M}_{12}(\mathbf{q})\ddot{\mathbf{q}}_2 - \mathbf{C}_{11}(\mathbf{q},\dot{\mathbf{q}})\dot{\mathbf{q}}_1 - \mathbf{C}_{12}(\mathbf{q},\dot{\mathbf{q}})\dot{\mathbf{q}}_2 + \mathbf{F}_1\right) \quad (4)$$

$$\ddot{\mathbf{q}}_2 = \mathbf{M}_{22}^{-1}(\mathbf{q})\left(-\mathbf{M}_{21}(\mathbf{q})\ddot{\mathbf{q}}_1 - \mathbf{C}_{21}(\mathbf{q},\dot{\mathbf{q}})\dot{\mathbf{q}}_1 - \mathbf{C}_{22}(\mathbf{q},\dot{\mathbf{q}})\dot{\mathbf{q}}_2 - \mathbf{G}_2(\mathbf{q})\right) \quad (5)$$

Lần lượt thay (5) vào (2), (4) vào (3), ta được hai hệ con:

$$\bar{\mathbf{M}}_1(\mathbf{q})\ddot{\mathbf{q}}_1 + \bar{\mathbf{C}}_{11}(\mathbf{q},\dot{\mathbf{q}})\dot{\mathbf{q}}_1 + \bar{\mathbf{C}}_{12}(\mathbf{q},\dot{\mathbf{q}})\dot{\mathbf{q}}_2 + \mathbf{G}_1(\mathbf{q}) = \mathbf{F}_1 \quad (6)$$

$$\bar{\mathbf{M}}_2(\mathbf{q})\ddot{\mathbf{q}}_2 + \bar{\mathbf{C}}_{21}(\mathbf{q},\dot{\mathbf{q}})\dot{\mathbf{q}}_1 + \bar{\mathbf{C}}_{22}(\mathbf{q},\dot{\mathbf{q}})\dot{\mathbf{q}}_2 + \mathbf{G}_2(\mathbf{q}) = \mathbf{F}_2 \quad (7)$$

với:

$$\bar{\mathbf{M}}_1(\mathbf{q}) = \mathbf{M}_{11}(\mathbf{q}) - \mathbf{M}_{12}(\mathbf{q})\mathbf{M}_{22}^{-1}(\mathbf{q})\mathbf{M}_{21}(\mathbf{q}), \mathbf{G}_1(\mathbf{q}) = -\mathbf{M}_{12}(\mathbf{q})\mathbf{M}_{22}^{-1}(\mathbf{q})\mathbf{G}_2(\mathbf{q}),$$

$$\bar{\mathbf{C}}_{11}(\mathbf{q},\dot{\mathbf{q}}) = \mathbf{C}_{11}(\mathbf{q},\dot{\mathbf{q}}) - \mathbf{M}_{12}(\mathbf{q})\mathbf{M}_{22}^{-1}(\mathbf{q})\mathbf{C}_{21}(\mathbf{q},\dot{\mathbf{q}}),$$

$$\bar{\mathbf{C}}_{12}(\mathbf{q},\dot{\mathbf{q}}) = \mathbf{C}_{12}(\mathbf{q},\dot{\mathbf{q}}) - \mathbf{M}_{12}(\mathbf{q})\mathbf{M}_{22}^{-1}(\mathbf{q})\mathbf{C}_{22}(\mathbf{q},\dot{\mathbf{q}}),$$

$$\bar{\mathbf{M}}_2(\mathbf{q}) = \mathbf{M}_{22}(\mathbf{q}) - \mathbf{M}_{21}(\mathbf{q})\mathbf{M}_{11}^{-1}(\mathbf{q})\mathbf{M}_{12}(\mathbf{q}), \mathbf{F}_2 = -\mathbf{M}_{21}(\mathbf{q})\mathbf{M}_{11}^{-1}(\mathbf{q})\mathbf{F}_1,$$

$$\bar{\mathbf{C}}_{21}(\mathbf{q},\dot{\mathbf{q}}) = \mathbf{C}_{21}(\mathbf{q},\dot{\mathbf{q}}) - \mathbf{M}_{21}(\mathbf{q})\mathbf{M}_{11}^{-1}(\mathbf{q})\mathbf{C}_{11}(\mathbf{q},\dot{\mathbf{q}}),$$

$$\bar{\mathbf{C}}_{22}(\mathbf{q},\dot{\mathbf{q}}) = \mathbf{C}_{22}(\mathbf{q},\dot{\mathbf{q}}) - \mathbf{M}_{21}(\mathbf{q})\mathbf{M}_{11}^{-1}(\mathbf{q})\mathbf{C}_{12}(\mathbf{q},\dot{\mathbf{q}}),$$

Phương trình (6) và (7) thể hiện dạng khác mô hình toán cần trục tháp. Mô hình này cho thấy quan hệ tường minh giữa trạng thái bị động và tín hiệu điều khiển. Luật điều khiển phi tuyến $\mathbf{F}_1 = \begin{bmatrix} u_t & u_r \end{bmatrix}^T$ được thiết kế để dẫn xe con và quay tháp đến chính xác vị trí yêu cầu $\mathbf{q}_{1d} = \begin{bmatrix} x_d & \gamma_d \end{bmatrix}^T$. Đồng thời, nó giữ nhỏ góc lắc hàng $\mathbf{q}_2 = \begin{bmatrix} \varphi & \theta \end{bmatrix}^T$ suốt quá trình vận chuyển, và triệt tiêu hoàn toàn ($\mathbf{q}_{2d} = \begin{bmatrix} 0 & 0 \end{bmatrix}^T$) ở đích đến. Xem trạng thái chủ động là tín hiệu ra, hệ động lực (6)÷(7) được viết lại:

$$\ddot{\mathbf{q}}_1 = \bar{\mathbf{M}}_1^{-1}(\mathbf{q})\left(-\bar{\mathbf{C}}_{11}(\mathbf{q},\dot{\mathbf{q}})\dot{\mathbf{q}}_1 - \bar{\mathbf{C}}_{12}(\mathbf{q},\dot{\mathbf{q}})\dot{\mathbf{q}}_2 - \mathbf{G}_1(\mathbf{q}) + \mathbf{F}_1\right) \quad (8)$$

$$\ddot{\mathbf{q}}_2 = \bar{\mathbf{M}}_2^{-1}(\mathbf{q})\left(-\bar{\mathbf{C}}_{21}(\mathbf{q},\dot{\mathbf{q}})\dot{\mathbf{q}}_1 - \bar{\mathbf{C}}_{22}(\mathbf{q},\dot{\mathbf{q}})\dot{\mathbf{q}}_2 - \mathbf{G}_2(\mathbf{q}) + \mathbf{F}_2\right) \quad (9)$$

với phương trình tín hiệu ra:

$$\mathbf{y} = \mathbf{q}_1 \quad (10)$$

Các biểu thức (8) và (9) xác định với mọi $l > 0$, $\varphi < \pi/2$ và $\theta < \pi/2$. Dùng kỹ thuật hồi tiếp phi tuyến, ta "tuyến tính hóa" phần chủ động (8) bằng cách đặt:

$$\mathbf{F}_1 = \bar{\mathbf{M}}_1(\mathbf{q})\mathbf{V} + \bar{\mathbf{C}}_{11}(\mathbf{q},\dot{\mathbf{q}})\dot{\mathbf{q}}_1 + \bar{\mathbf{C}}_{12}(\mathbf{q},\dot{\mathbf{q}})\dot{\mathbf{q}}_2 + \mathbf{G}_1(\mathbf{q}) \quad (11)$$

dẫn đến:

$$\ddot{\mathbf{q}}_1 = \mathbf{V} \quad (12)$$

với $\mathbf{V} \in R^2$ là tín hiệu điều khiển quy đổi. Để ổn định trạng thái $\mathbf{q}_1$, đặt:

$$\mathbf{V} = \ddot{\mathbf{q}}_{1d} - \mathbf{K}_d(\dot{\mathbf{q}}_1 - \dot{\mathbf{q}}_{1d}) - \mathbf{K}_p(\mathbf{q}_1 - \mathbf{q}_{1d}) \quad (13)$$

dẫn đến phương trình vi phân của sai số tín hiệu trạng thái chủ động:

$$\ddot{\mathbf{e}}_1 + \mathbf{K}_d\dot{\mathbf{e}}_1 + \mathbf{K}_p\mathbf{e}_1 = \mathbf{0} \quad (14)$$

với $\mathbf{e}_1 = \mathbf{q}_1 - \mathbf{q}_{1d}$ và $\mathbf{K}_d = \mathrm{diag}\left(K_{d1}, K_{d2}\right)$ và $\mathbf{K}_p = \mathrm{diag}\left(K_{p1}, K_{p2}\right)$.

Phương trình vi phân (14) ổn định với mọi ma trận xác định dương $\mathbf{K}_d$ và $\mathbf{K}_p$. Vậy trạng thái $\mathbf{q}_1$ trượt tiệm cận đến giá trị tham chiếu $\mathbf{q}_{1d}$ khi $t \to \infty$. Thay (13) vào (11) ta được luật điều khiển hồi tiếp tuyến tính hóa:

$$\mathbf{F}_1 = \bar{\mathbf{M}}_1\left(\mathbf{q}\right)\left\{\ddot{\mathbf{q}}_{1d} - \mathbf{K}_d\left(\dot{\mathbf{q}}_1 - \dot{\mathbf{q}}_{1d}\right) - \mathbf{K}_p\left(\mathbf{q}_1 - \mathbf{q}_{1d}\right)\right\} + \bar{\mathbf{C}}_{11}\left(\mathbf{q},\dot{\mathbf{q}}\right)\dot{\mathbf{q}}_1 + \bar{\mathbf{C}}_{12}\left(\mathbf{q},\dot{\mathbf{q}}\right)\dot{\mathbf{q}}_2 + \mathbf{G}_1\left(\mathbf{q}\right) \quad (15)$$

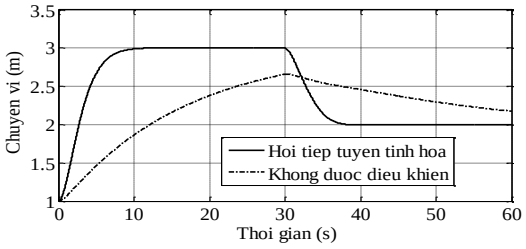
4. Mô phỏng và kết quả

Hệ động lực (2)&(3) dẫn động bởi luật điều khiển (15) gồm 4 phương trình vi phân cấp 2 phi tuyến. Để mô phỏng số, ta chuyển hệ thành này thành 8 phương trình vi phân cấp 1, sau đó mô phỏng bằng thuật toán Runge–Kutta bậc 4 lập trình trên môi trường MATLAB. Kết quả mô phỏng hiện trên các hình từ 2 đến 5. Các thông số dùng trong mô phỏng cho trên bảng 1. Các thông số của bộ điều khiển gồm $\mathbf{K}_d$ và $\mathbf{K}_p$ được xác định bằng kỹ thuật "gần đúng dần" (Trial and error).

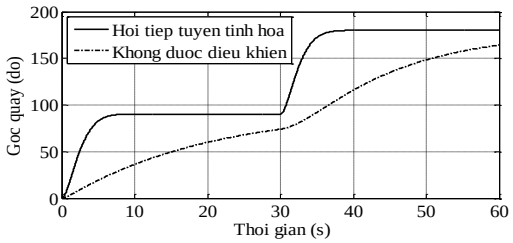
Bảng 1. Thông số mô phỏng điều khiển cần trục tháp

Các thông số của cần trục tháp	Bộ điều khiển
m_c = 400 kg; m_t = 500 kg; J = 90 kgm^2; l = 3 m; b_x = 90 Ns/m; b_g = 140 N s/m; b_t = 12 N s/m; b_p = 12 N s/m;	K_{d11} = 1,2; K_{d12} = 1,4; K_{p11} = 0,4; K_{p12} = 0,55;

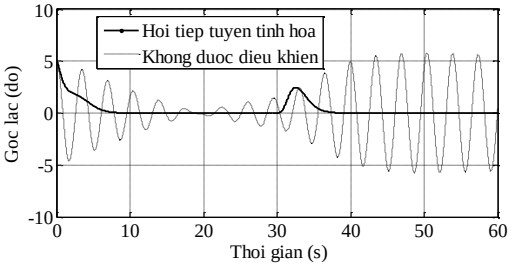
Xe con di chuyển chính xác đến các vị trí yêu cầu một cách tiệm cận (hình 2). Tháp được điều khiển để quay đến các góc quay yêu cầu một cách tiệm cận (hình 3). Các góc lắc hàng được giữ nhỏ trong suốt quá trình vận chuyển ($\varphi_{\max 1} = 5^0$, $\varphi_{\max 2} = 2{,}5^0$, $\theta_{\max 1} = 3^0$, $\theta_{\max 2} = -0{,}8^0$) và triệt tiêu hoàn toàn ở đích đến (hình 4&5). Khi không được điều khiển, các đáp ứng không đạt được các giá trị xác lập, đáp ứng góc lắc hàng bị phân kỳ (hình 4) hoặc tắt chậm (hình 5).



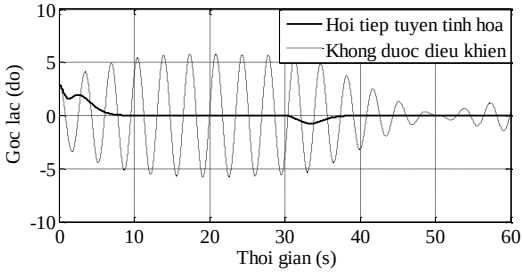
Hình 2. Chuyển động xe con



Hình 3. Quay tháp



Hình 4. Góc lắc hàng φ



Hình 5. Góc lắc hàng θ

Bảng 2 so sánh hai chỉ tiêu chất lượng của đáp ứng của công trình này với công trình [1] dùng kỹ thuật thích nghi - gain scheduling. Không như bộ điều khiển gain scheduling [1], lượng quá điều chỉnh của bộ điều khiển hồi tiếp tuyến tính hóa hầu như không tồn tại. Xe con mang hàng và tháp dừng chính xác đúng vị trí yêu cầu.Góc lắc hàng của bộ điều khiển hồi tiếp tuyến tính hóa (15) được giữ nhỏ hơn nhiều so với góc lắc hàng được điều khiển bởi luật thích nghi [1].

Bảng 2. So sánh các chỉ tiêu chất lượng của đáp ứng hệ thống điều khiển

	Hồi tiếp tuyến tính hóa		Thích nghi - gain scheduling [1]	
	Thời gian tăng (s)	Lượng quá điều chỉnh	Thời gian tăng (s)	Lượng quá điều chỉnh
Chuyển vị xe con	12	0	3	0.1 m
Quay tháp	7	0	3.5	0
Góc lắc hàng φ	8	3.2^0	3.8	14^0
Góc lắc hàng θ	8	1.6^0	3.6	7^0

5. Kết luận

Bằng kỹ thuật hồi tiếp tuyến tính hóa, chúng tôi đã thiết kế thành công một bộ điều khiển phi tuyến cho chuyển động ba chiều của cần trục tháp. Bộ điều khiển làm việc hiệu quả, có chất lượng tốt, và ổn định tiệm cận tất cả các tín hiệu ra của hệ: Xe con và tháp được dẫn động đến vị trí yêu cầu một cách chính xác, hàng không bị lắc lớn trong suốt quá trình vận chuyển và bị dập tắt hoàn toàn ở đích đến. Nếu được kiểm chứng thực nghiệm, bộ điều khiển này có thể áp dụng vào cần trục tháp trong thực tế, góp phần điều khiển chống lắc hàng và khai thác nhanh cần trục. Bộ điều khiển hồi tiếp tuyến tính hóa (15) có cấu trúc tương đối đơn giản, dễ mô phỏng, dễ thực nghiệm và dễ áp dụng vào thực tế. Tuy nhiên luật điều khiển này đòi hỏi mô hình toán của hệ phải chính xác nếu muốn bộ điều khiển làm việc hiệu quả.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

[1] Omar, H. M. and Nayfeh, A. H. Gain scheduling feedback control for tower cranes. *Journal of Vibration and Control*, 2003, 9 (3-4), 399-418.
[2] Masoud, Z. N., Nayfeh, A. H., and Mousa, A. A. Delayed position feedback controller for the reduction of payload pendulations of rotary cranes. *Journal of Vibration and Control*, 2003, 9 (1-2), 257-277.
[3] Golafshani, A. R. Modeling and optimal control of tower crane motions, *PhD thesis*, University of Waterloo, Ontario, Canada, 1999.
[4] Vaughan, J., Kim, D., and Singhose, W. Control of tower crane with double-pendulum payload dynamics. *IEEE Transactions on Control System Technology*, 2010, 18 (6), 1345-1358.
[5] Tuan, L. A., Dang, V. H., Ko, D. H., Tran, N. A., and S. G. Lee. Nonlinear controls of a rotating tower crane in conjunction with trolley motion, *Journal of Systems and Control Engineering*, 227 (5) (2013) 451-460.

Người phản biện: PGS.TSKH. Đỗ Đức Lưu; PGS.TS. Lê Văn Học

NGHIÊN CỨU CHẾ TẠO HỆ THỐNG BƠM GẠN HÚT HIỆU QUẢ DẦU TRÀN TỪ TÀU BIỂN

DESIGN EFFECTIVE OIL SKIMMING SYSTEM TO SKIM FLOATING OIL THAT SPILLED FROM SHIPS

TS. TRẦN HỒNG HÀ
Khoa Máy tàu biển, Trường ĐHHH Việt Nam

Tóm tắt

Bài báo giới thiệu kết quả nghiên cứu của nhóm kỹ sư máy trường Hàng hải về một hệ thống hút gạn dầu tràn hiệu quả. Trong hệ thống này, bơm màng được lựa chọn sử dụng trong hệ thống do nó có khả năng tự hút cao và có thể hút được chất lỏng có độ nhớt lớn. Năng lượng sử dụng cho bơm được cấp từ một máy nén khí, cả bơm và máy nén khí lắp trên một xe vận chuyển cơ động để có thể di chuyển tới các vị trí khác nhau. Hệ thống được thử nghiệm tại hồ huấn luyện của trường Hàng Hải và cầu cảng Đình Vũ. Kết quả thử nghiệm cho thấy lưu lượng hút gạn đạt tới 30 m^3/h với chiều dài ống hút tới 20 m và chiều cao hút tới 8 m.

Abstract

This paper introduces a research result of the marine engineers of VIMARU that designed an effective oil skimming system. In this system a diaphragm pump is selected it has good self-priming move and can pump high viscosity liquid. Energy used for pump

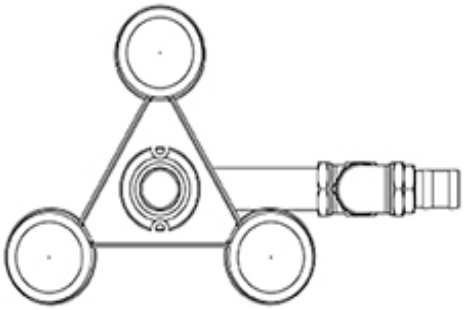
is compressed air that supply from an air compressor, both of them installed on a heavy wheel that can moving anywhere very easy. The system is tested in training pool of Vimaru and Dinh Vu port. The results show that the skimming flow rate could reach to 30 m^3/h with suction length 20 m and height of suction 8 m.

Key words: *oil skimming, membrane pump.*

1. Đặt vấn đề

Sự cố tràn dầu hiện nay đang là mối hiểm họa tiềm tàng đối với các quốc gia ven biển. Tại nhiều vùng biển của nhiều quốc gia có biển, hiện tượng "thủy triều đen" diễn ra rất phổ biến. Có nhiều nguyên nhân gây ra tình trạng này như va chạm, tai nạn của các phương tiện vận tải thủy (đặc biệt là tàu chở dầu), sự cố giàn khoan, sự cố phun dầu do biến động địa chất, đổ trộm dầu thải trên biển...

Thời gian gần đây, khi lượng phương tiện đường thủy nội địa ngày càng tăng và vận tải đường thủy nội địa ngày càng trở nên quan trọng, chiếm tỷ trọng cao trong ngành vận tải thì số lượng tai nạn đường thủy cũng như các sự cố tràn dầu lớn, nghiêm trọng cũng đang ngày càng trở thành vấn đề nhức nhối. Hiện tượng rò rỉ hay tràn xăng dầu trên sông ảnh hưởng rất lớn đến hệ sinh thái nước, đến cuộc sống của người dân sống hai bên bờ sông. Các sự cố tràn dầu thường để lại hậu quả rất nghiêm trọng làm ô nhiễm môi trường, ảnh hưởng đến môi trường sinh thái, tài nguyên thủy sinh, tài nguyên nước, tài nguyên đất trên một khu vực khá rộng, gây thiệt hại đến các hoạt động kinh tế, đặc biệt là các hoạt động có liên quan đến khai thác và sử dụng các dạng tài nguyên thủy sản. Thông thường, tàu thuyền khi cập cảng để bốc xếp hàng hoá lên bờ xong sẽ vệ sinh tàu để chuẩn bị cho đợt hàng mới. Công việc này thường phát sinh nhiều chất thải ở dạng dầu cặn. Tùy theo tải trọng và tình trạng kỹ thuật tàu mà lượng dầu cặn phát sinh nhiều hay ít. Đặc biệt, một số tàu sông Việt Nam do thiết bị cũ, lạc hậu nguy cơ gây ô nhiễm dầu còn xảy ra với tỷ lệ lớn hơn. Các tàu sông cũng thường gây ô nhiễm cục bộ do súc rửa vệ sinh ở đâu thì đổ ngay tại đó. Do vậy việc nghiên cứu hệ thống ứng cứu phòng chống dầu tràn ra biển là rất cần thiết.



Hình 1. Đầu hút gạn

2. Hệ thống hút gạn dầu

2.1. Đầu hút gạn dầu

Bộ đầu hút gạn dầu bề mặt được thiết kế và chế tạo sử dụng tốt trong môi trường nước biển. đầu hút bao gồm một miệng hút 150 mm bằng thép không gỉ được đỡ ở mép trên và cách bề mặt nước 1,27cm bằng 3 phao nổi hình trụ có thể điều chỉnh được độ cao của miệng hút bằng 3 đai điều chỉnh độ cao, tất cả dầu có lẫn nước được hút qua đường ống có đường kính 75 mm qua bơm hút và tới két chứa.

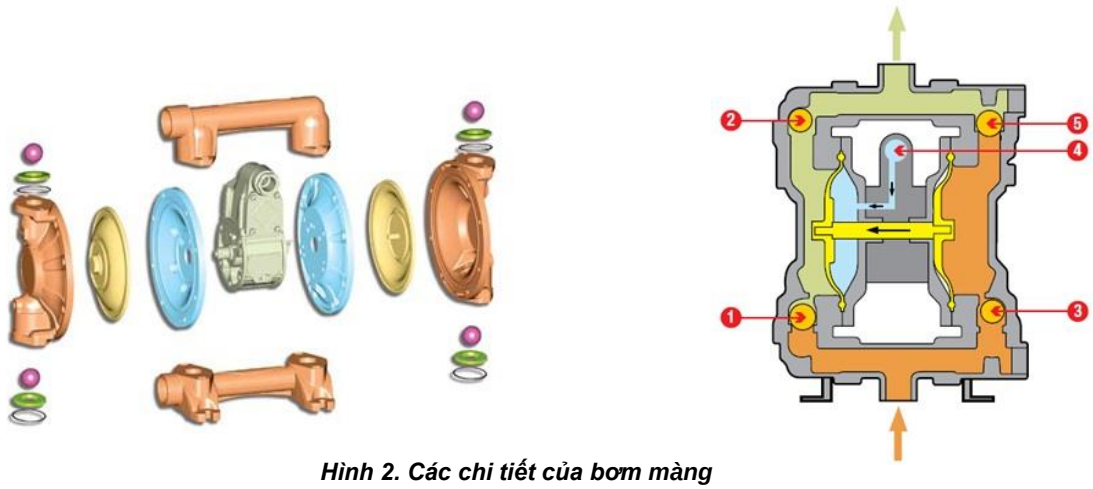
Đặc tính của đầu hút gạn dầu

- Vật liệu: Thép không gỉ 304
- Trọng lượng: 23 kg
- Kích thước miệng hút: 600 mm
- Kết nối với ba phao nổi
- Đường kính ống nối là 75mm

2.2. Bơm màng

Bơm màng có nhiều yếu tố vượt trội hơn so với các loại máy bơm khác. Loại máy bơm này được thiết kế sao cho khí nén làm việc hài hòa để tạo những động tác cơ học giúp màng bơm chuyển động. Vì thế bộ chia khí là bộ phận quan trọng quyết định hiệu quả làm việc cũng như sự tiết kiệm năng lượng khí nén của bơm màng, trong máy bơm màng, thể tích buồng bơm luôn được thay đổi tăng giảm bằng những màng bơm di chuyển qua lại tạo nửa chu kỳ hút và nửa chu lý đẩy. Bơm màng có thiết kế đầu vào ra đơn giản, chúng kết nối với buồng bơm bởi những van một chiều (dùng bi hoặc mỏ vịt) để giữ không cho chất lỏng bị chãy theo chiều ngược lại.

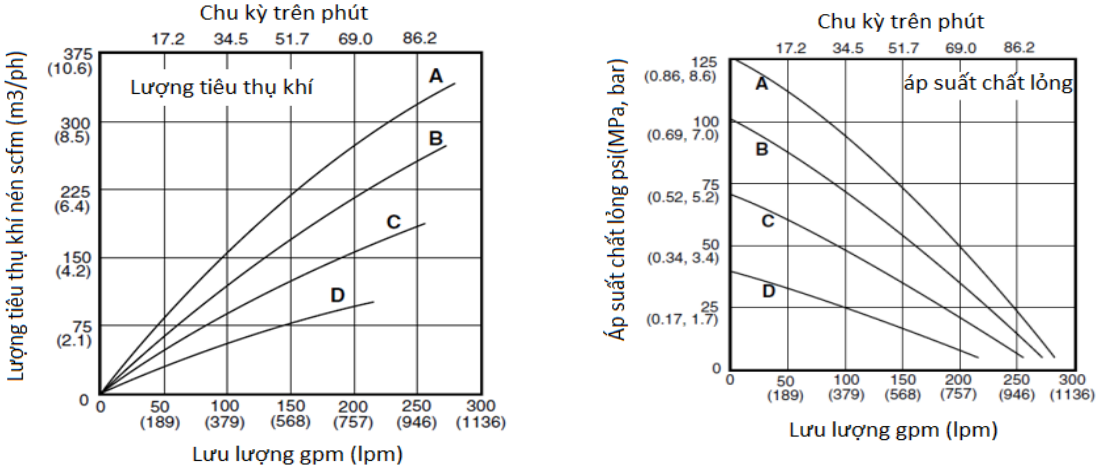
Một chu kỳ bơm bao gồm một nửa chu kỳ màng bơm dịch chuyển qua trái và một nửa chu kỳ theo chiều ngược lại. Bơm màng có thể được ứng dụng trong nhiều ngành công nghiệp đòi hỏi vệ sinh cao như: Thực phẩm, đồ uống, dung môi, sơn, dầu...



Hình 2. Các chi tiết của bơm màng
1,2,3, 5 Van bi; 4. Van khí

Van khí nén bên cạnh cung cấp khí nén vào buồng chứa bên trái, tạo áp lực đẩy màng bơm sang trái hướng ra ngoài. Dưới áp lực này làm đóng van số 1, mở van số 2, cho phép chất lỏng được bơm đi. Van khí nén bên cạnh cung cấp khí nén vào buồng chứa bên trái, tạo áp lực đẩy màng bơm sang trái hướng ra ngoài. Dưới áp lực này làm đóng van số 1, mở van số 2, cho phép chất lỏng được bơm đi. Màng bơm bên phải cũng được di chuyển cùng chiều sang phía bên trái thông qua trục nối. Tạo áp lực chân không đóng van số 4 và mở van số 3, hút chất lỏng vào buồng chứa để chuẩn bị cho chu trình tiếp theo. Kết thúc chu trình 1. Van khí nén bên cạnh cung cấp khí nén vào buồng chứa bên phải, tạo áp lực đẩy màng bơm sang phải hướng ra ngoài. Dưới áp lực này làm đóng van số 3, mở van số 4, cho phép chất lỏng được bơm đi. Màng bơm bên trái cũng được di chuyển cùng chiều sang phía bên phải thông qua trục nối. Tạo áp lực chân không đóng van số 2 và mở van số 1, hút chất lỏng vào buồng chứa để chuẩn bị cho chu trình tiếp theo. Kết thúc chu trình 2. Quá trình bơm được diễn ra tiếp tục qua chu trình số 1.

Bơm hút dầu tràn (Oil Skimmers) được sử dụng để hút dầu tràn trên mặt nước. Tỷ lệ dầu thu gom và công suất của bơm hút dầu tràn tùy thuộc vào loại dầu tràn và loại bơm hút. Một bộ bơm hút dầu tràn thường có: Đầu hút , bơm hút, bộ điều khiển thủy lực, ống điều khiển thủy lực, ống dẫn dầu lên bờ.



Hình 2. Thiết lập đặc tính khai thác bơm theo lưu lượng và áp suất khai thác

Đặc tính nổi bật của bơm hút dầu tràn:

– Tỷ lệ thu hồi dầu cao: 98%;

– Công suất bơm hút: Có nhiều loại để lựa chọn;

– Các module đầu hút có thể dễ dàng tháo rời và thay thế;

– Sử dụng vật liệu có độ bền cao, nhẹ, dễ di chuyển;

– Sử dụng để thu gom nhiều loại dầu khác nhau.

3. Thực nghiệm

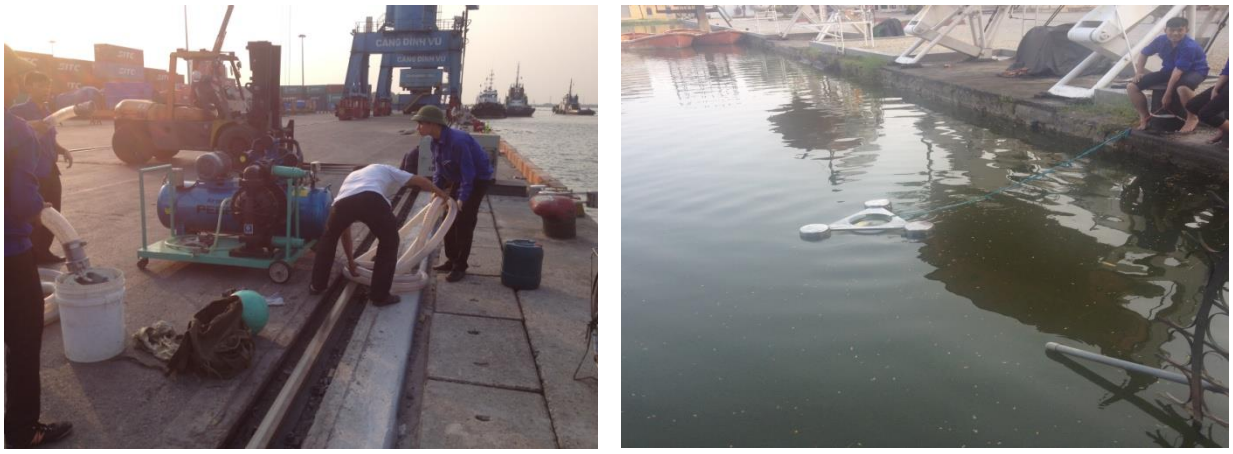
Hệ thống được thử nghiệm tại hồ huấn luyện trong Trung tâm huấn luyện thuyền viên của Trường Đại học Hàng hải Việt Nam và trong cầu cảng Đình Vũ. Với các điều kiện thử nghiệm khác nhau như:

– Thay đổi chiều dài đường ống hút của bơm 10, 15, 20 m;

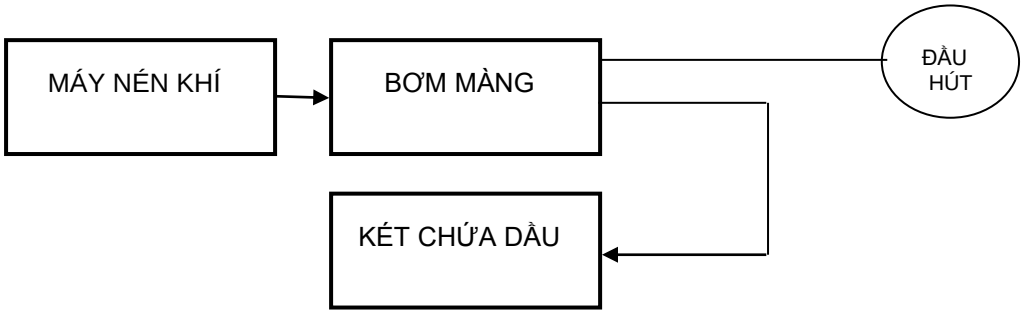
– Chiều cao đường ống hút thay đổi khi thử nghiệm tại cầu cảng từ 3-8 m do thủy triều lên xuống;

– Mặt sông có sóng và có dòng chảy.

Qua một loạt thử nghiệm cho thấy đầu hút làn việc ổn định và luôn giữ được cân bằng, lưu lượng nước được gạn vào bơm đều và duy trì được tốc độ hút. Khi chiều cao hút tăng lên bơm vẫn có khả năng đạt được lưu lượng tới 30 m^3/h.



Hình 3. Thử nghiệm tại hồ huấn luyện của trường và tại cầu cảng Đình Vũ



Hình 4. Sơ đồ hệ thống bơm hút gạn dầu tràn

4. Kết luận

Bài báo đã giới thiệu hệ thống hút gạn dầu hiệu quả, bơm sử dụng trong hệ thống có khả năng thu hồi dầu cao đạt tới 98%. Lưu lượng bơm đạt tới 30 m^3/h, chiều cao hút tới 8m, đầu gạn hút làm việc ổn định trong điều kiện sóng và gió.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

[1]. Diaphragm pump manual and operation, Granzow INC.

Người phản biện: PGS.TS. Phạm Hữu Tân; TS. Trương Văn Đạo

PHƯƠNG PHÁP TÍNH TOÁN BỘ GIẢM CHẤN THỦY KHÍ
CALCULATION METHOD FOR HYDROPNEUMATIC DAMPERS

ThS. BÙI THỨC ĐỨC
Khoa Cơ Khí, Trường ĐHHH Việt Nam

Tóm tắt

Bài báo trình bày phương pháp tính toán bộ giảm chấn thủy khí. Phân tích tính năng vượt trội so với bộ giảm chấn cơ khí, cũng như phạm vi ứng dụng rộng rãi trong công nghiệp chế tạo máy.

Abstract

This article presents a method of calculating hydropneumatic dampers. Analysis superior features compared with dampers, as well as wide range of application in machine manufacturing industry.

1. Đặt vấn đề

Bình tích năng thuỷ khí từ lâu được sử dụng như bộ giảm chấn, giảm va đập trong hệ thống truyền động thuỷ lực. Những năm gần đây bình tích năng thuỷ khí được sử dụng giống như lò xo thủy khí hấp thụ các tải va đập trong bộ giảm xóc cho các thiết bị di chuyển trên đường như: ôtô, cần trục, máy nâng tự hành, các máy móc nông nghiệp. Ngoài ra còn được ứng dụng trong máy cán vật liệu, máy nghiền đá, búa thuỷ lực, bàn lắc, máy cắt tôn, …

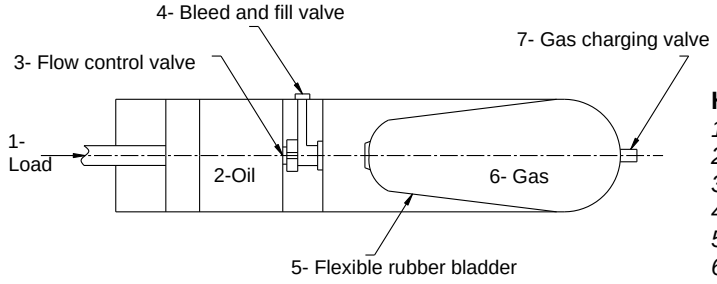
Trong trường hợp hệ có tải trọng lớn, lò xo thuỷ khí có nhiều lợi thế hơn lò xo kim loại. Với các ưu điểm sau: Nhỏ gọn, và nhẹ hơn, không bị ảnh hưởng về độ bền mỏi như lò xo kim loại, tuổi thọ cao hơn nhiều lần, và có ưu điểm rất lớn là điều khiển được tốc độ của tải bằng tiết lưu, van một chiều và van điều chỉnh lưu lượng giữa thiết bị thực hiện và bình tích năng.

Xu hướng thiết kế chế tạo các máy nâng vận chuyển là: Nâng cao năng suất (tăng sức nâng và vận tốc), tăng độ bền, tuổi thọ, kết cấu gọn nhẹ, tự động hoá cao, thân thiện với con người và môi trường,… với máy móc và thiết bị nâng chuyển này, lực va đập từ các bộ phận chuyển động có thể vượt quá giới hạn bền, cứng, và ổn định của vật liệu cũng như kết cấu của mối ghép chịu va đập, nghiêm trọng hơn ảnh hưởng đến toàn bộ kết cấu của máy dẫn đến hỏng hóc và sự cố. Sử dụng lò xo thuỷ khí sẽ dễ dàng tự động điều khiển vị trí, cũng như tần số dao động so với lò xo cơ khí.

Trong tính toán thiết kế các hệ thống thiết bị máy móc hiện tại, các giáo trình chưa đi tính toán cụ thể các bộ giảm chấn kiểu bình tích năng. Qua tham khảo các tài liệu, cũng như tìm hiểu thực tiễn tác giả đưa ra trình tự tính toán thiết kế các thông số cơ bản của bộ giảm chấn thủy khí, các phân tích chi tiết để lựa chọn các thông số phù hợp với mục đích công nghệ và đưa lại hiệu quả kinh tế. Phạm vi bài báo chỉ đưa ra cơ sở dữ liệu cho bài toán tiếp theo như tính độ bền, độ cứng, nhiệt và dao động…

2. Nội dung tính toán

- Bố trí chung



Hình 1. Sơ đồ bố trí hệ thống giảm chấn
1-Tải;
2- Dầu thuỷ lực;
3 -Van chỉnh lưu lượng;
4 - Van cấp và xả;
5 - Bóng cao su;
6 - Khí nạp trước;
7 - Van nạp khí

Hình 1 mô tả bình tích năng với chức năng là khâu khép kín của hệ thống giảm chấn tạo bằng xilanh tác dụng đơn hoặc mô tơ thuỷ lực và một bình tích năng thuỷ khí (nếu hệ thống này lắp trên ô tô hoặc máy nâng tự hành thì đầu cán piston liên kết với chasis, phần xy lanh được gắn với trục xe). Tải truyền động lên piston, và truyền lực qua dầu thuỷ lực, nén khí chứa trong bóng

cao su có tính đàn hồi. Tải được loại bỏ một phần hoặc hoàn toàn, sau đó áp suất khí giãn ra đưa piston trở lại vị trí ban đầu, nếu tải tiếp tục tác động, thiết lập một chu kỳ mới.

Van điều khiển lưu lượng giới hạn tốc độ nén và hành trình trở về của piston theo tuỳ chỉnh của thiết kế, van điều khiển lưu lượng thường có hiệu chỉnh. Hiệu chỉnh lưu lượng bằng cách thay đổi tiết diện van. Vận tốc nén có thể là cao, vận tốc trở về có thể là thấp, hoặc ngược lại do điều chỉnh.

Trong phạm vi giới hạn của áp suất, vận tốc và hành trình của piston theo yêu cầu của bài toán thiết kế có thể thay đổi áp suất nạp trước vào bóng bóng, nếu áp suất này cao, thì hành trình, tốc độ nén giảm, tốc độ trở lại cao hơn.

- Xác định động năng cần hấp thụ

Năng lượng động năng được hấp thụ của bộ giảm chấn:

$$E_k = 12WV^2/2g \quad (1)$$

Trong đó: E_k- Năng lượng động năng bộ giảm chấn cần hấp thụ, in-lb; W- Tải tác dụng, lb; V- Vận tốc của tải (vận tốc piston), ft/s; g- Gia tốc trọng trường, g=32,2ft/s^2.

- Xác định áp suất khí trong bình tích năng

Để xác định áp suất khí nạp vào bóng cao su, đầu tiên chúng ta phải giả định kích cỡ của bóng và dãy áp suất cần nạp. Sau đó chúng ta phải kiểm tra áp suất phát triển và hành trình của piston. Nếu chúng nằm trong giới hạn phạm vi cho phép, giả định của chúng ta là đúng, kết quả sẽ được áp dụng. Nếu vượt quá giá trị giới hạn của áp suất trong bóng cao su, và giới hạn hành trình của piston ta phải giả định và kiểm tra lại giá trị cho đến khi đạt được theo yêu cầu của bài toán thiết kế.

Áp suất cuối quá trình nén p_2 được xác định:

$$p_2^{(n-1)/n} = p_1^{(n-1)/n} \{[E_k(n-1)/(p_1v_1)] +1\} \quad (2)$$

Trong đó: P_1 - Áp suất nạp trước trong bóng cao su của bình tích năng, lb/in^2 (kPa); n - Chỉ số nén đa biến, thông thường khí nạp trước sử dụng nitơ, ta có n=1,4; v_1 - Thể tích của bóng cao su khi chưa bị nén.

- Xác định thể tích của bình tích năng

Sử dụng công thức:

$$v_2 = v_1(p_2/p_1)^{1/n} \quad (3)$$

Trong đó: v_2 - Thể tích của bóng cao su cuối quá trình nén; v_1 -Thể tích ban đầu của bóng cao su sau khi nạp khí nitơ.

- Xác định hành trình của piston dưới tác dụng của tải

Áp dụng quan hệ:

$$L\pi D^2/4 = v_1 - v_2; \text{ Biến đổi: } L = (v_1 - v_2)4/\pi D^2 \quad (4)$$

Trong đó: L - Hành trình của piston; D - Đường kính piston.

3. Ví dụ áp dụng

Thiết kế bộ giảm chấn thuỷ khí để hấp thụ các va chạm cơ khí được tạo thành bởi lực W=300lb (136,4 kg) với vận tốc của tải V=20ft/s(6,1m/s) khoảng dừng chuyển động được giới hạn L= 4in (10,2cm).

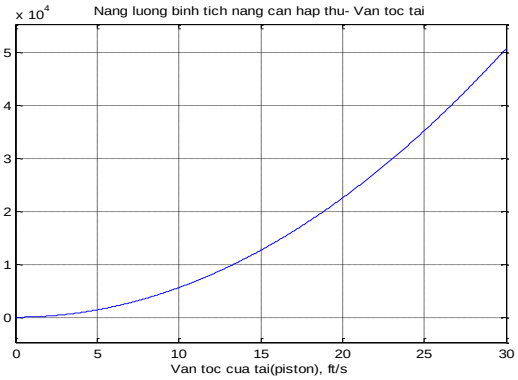
Sử dụng phần mềm Matlab tính toán xây dựng các đồ thị hình 2,3,4.

- Phân tích kết quả trên đồ thị:

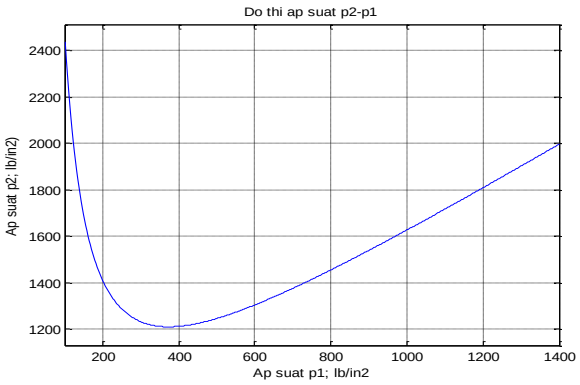
- Khi tải và vận tốc lớn, năng lượng hấp thụ của bình tích năng là lớn. Đồ thị h2 cho tải W=300lb (136,4 kg) không đổi, năng lượng E_k tỷ lệ với bình phương vận tốc của tải.

- Khi chọn thể tích ban đầu của bóng cao su v_1= 60in^3; thì p_2 tỷ lệ thuận với p_1, khi chọn p_1 bằng hoặc lớn hơn 400 lb/in^2; nếu p_1 nhỏ hơn áp suất này thì p_2 tỷ lệ nghịch với p_1 (h3). Thể tích v_2 tỷ lệ thuận với tỷ số p_2/p_1 (h4). Muốn hành trình dịch chuyển nhỏ thì v_2 phải lớn. Do đó phải chọn p_2/p_1 lớn, nghĩa là ở đồ thị h2 ta phải chọn áp suất p_1 lớn hơn 400lb/in^2, ở đây ta chọn p_1=1000lb/in^2, và có p_2=1626lb/in^2, tỷ số p_2/p_1 xấp xỉ 1,6 lần.

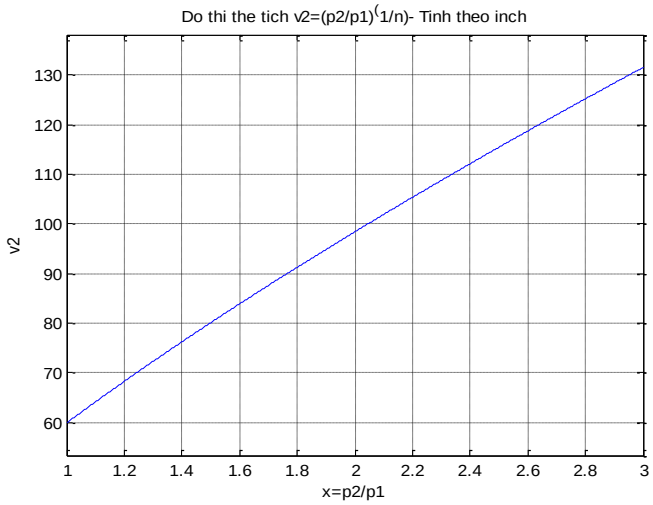
- Phương pháp tính toán phải đặt giả định cho một số thông số đầu vào, sau đó tính toán lại, nếu giả định ban đầu không đúng, phải hiệu chỉnh để cho kết quả phù hợp với yêu cầu thiết kế.



Hình 2. Đồ thị E_k- V



Hình 3. Đồ thị áp suất $p_2(p_1)$ khi E_k=const



Hình 4. Đồ thị thể tích v_2 tính theo (p_2/p_1)

4. Kết luận

- Bình tích năng thuỷ khí từ lâu được sử dụng như bộ giảm va đập trong hệ thống thuỷ lực. Các ứng dụng hiện nay của bình tích năng thuỷ khí được sử dụng như lò xo hấp thụ các tải va đập, hoặc làm bộ giảm xóc cho các thiết bị di chuyển trên đường như: ôtô, cần trục, máy nâng tự hành, các máy móc nông nghiệp. Ngoài ra còn được ứng dụng trong máy cán vật liệu, máy nghiền đá, búa thuỷ lực, bàn lắc, máy cắt tôn thuỷ lực,…

- Trong trường hợp hệ có tải trọng lớn, lò xo thuỷ lực có nhiều lợi thế hơn lò xo kim loại. Với các ưu điểm sau: Nhỏ gọn, và nhẹ hơn, giảm giá thành, đưa lại hiểu quả kinh tế; Không bị ảnh hưởng về độ bền mỏi như lò xo kim loại, tuổi thọ cao hơn nhiều lần; Cuối cùng có ưu điểm rất lớn là điều khiển được tốc độ của tải bằng tiết lưu, van một chiều và van điều chỉnh lưu lượng giữa thiết bị thực hiện và bình tích năng. Sự điều chỉnh này làm hệ thống di chuyển của các loại xe cân bằng, khống chế được tần số và biên độ dao động theo mong muốn.

Với các ưu điểm phân tích trên, xu hướng sử dụng lò xo thủy khí trong chế tạo ôtô và các ngành công nghiệp ngày càng rộng rãi.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

[1]. P.I ORLOP (2004) *Mechanical Engineering Handbook*, Mir Publishers-Moscow
[2]. Mark Jakiela (2000), *Engineering Design*, Magazine of Massachusetts Institute of Technology

[3]. Richard L. Lehman(2000, *Materials*, Magazine of Rutgen University
[4] Mark Jakiela (2000), *Engineering Design*, Magazine of Massachusetts Institute of Technology
[5]. А.И. Дукельский (1988), *Справочник по кранам*, Машиностроение - Ленинград
[6] Tyler G.Hicks (1997) *Handbook of Mechanical Engineering Calculations*, McGraw- Hill

Phản biện: TS. Vũ Văn Duy; TS. Lê Anh Tuấn

ĐÁNH GIÁ SỰ MÀI MÒN XÉC MĂNG TRONG QUÁ TRÌNH HOẠT ĐỘNG CỦA ĐỘNG CƠ DIESEL TÀU THỦY CỠ LỚN

OPERATIONAL EVALUATION OF PISTON RING WEAR IN LARGE MARINE DIESEL ENGINES

TS. TRƯƠNG VĂN ĐẠO
Khoa Máy tàu biển, Trường ĐHHH

Tóm tắt

Bài báo giới thiệu về việc đánh giá mài mòn xéc măng của động cơ diesel tàu thủy cỡ lớn bằng kiểm tra thông qua cửa quét trên sơ mi xy lanh. Bài báo mô tả các phương pháp kiểm tra xéc măng dựa trên đánh giá bằng mắt thường, đo các khe hở của xéc măng trong rãnh xéc măng. Từ kết quả đo đạc các khe hở của xéc măng, cho phép đánh giá độ mài mòn của xéc măng và tính toán số giờ làm việc của nó được xem như một thông số để tham khảo trong lần kiểm tra tiếp theo và đánh giá được chiều hướng mài mòn.

Abstract

This article presents operational evaluation of piston ring wear in large marine diesel engines based on inspection through cylinder liner scavenge ports. It contains a description of verification methods of piston rings based on visual inspections, clearance measurement of piston rings in piston grooves and piston rings gap measurement. Moreover, it is indicated that piston ring gap measurements can lead to an evaluation of piston ring wear and running hour calculation can be treated as a reference parameter for the next inspections and a parameter assessment for wear trends.

1. Giới thiệu

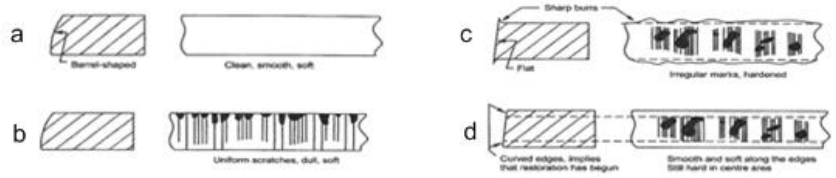
Sự khủng hoảng kinh tế toàn cầu và sự tăng giá không ngừng của nhiên liệu đã buộc các chủ tàu tìm cách giảm chi phí khai thác. Điều đó có thể đạt được bằng cách giảm tốc độ tàu xuống tốc độ kinh tế. Tuy nhiên, việc giảm tốc độ tàu cũng đồng thời giảm tải của động cơ dẫn đến sự hoạt động bất lợi cho động cơ như: Làm tăng sự mài mòn của sơ mi xy lanh và xéc măng. Do tác động của nhiều yếu tố, trong phạm vi bài báo tác giả giới hạn vấn đề này là hoạt động đánh giá mài mòn và tình trạng kỹ thuật của xéc măng động cơ diesel chính tàu thủy cỡ lớn có công suất trung bình 6000 kW trên một xy lanh. Đánh giá sự mài mòn xéc măng theo phương pháp truyền thống chỉ thực hiện khi rút pison động cơ. Việc đánh giá sự mài mòn hiện tại trong quá trình chạy tàu (không rút piston) giúp cho người khai thác đưa ra chu kỳ bảo dưỡng sửa chữa phù hợp. Điều này sẽ mang lại hiệu quả kinh tế trong việc khai thác tàu.

2. Các phương pháp hiệu quả đánh giá mài mòn xéc măng trong khai thác

a. Đánh giá bằng quan sát sự mài mòn và tình trạng của xéc măng qua cửa quét trên sơ my xy lanh của động cơ

Bước đầu tiên trong việc đánh giá mài mòn và tình trạng của xéc măng bằng việc kiểm tra bằng mắt thông qua cửa quét thì các vấn đề sẽ được đánh giá như sau:

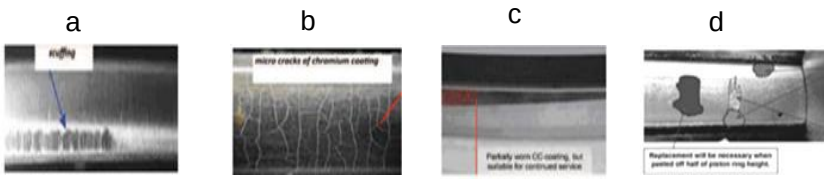
Lượng cáu các bon ở phần đỉnh piston và phần dẫn hướng. Độ đàn hồi của xéc măng (nếu không bị gãy) và sự tiếp xúc tốt với sơ mi xy lanh (nếu không bị cháy thổi). Sự linh động của xéc măng trong rãnh xéc măng khi piston đi từ điểm chết trên (ĐCT) đến điểm chết dưới (ĐCD). Tình trạng của các bề mặt làm việc xéc măng được thể hiện trên hình 1.



Hình 1. Kiểm tra tình trạng bề mặt xéc măng thông qua cửa quét

Bề mặt làm việc của xéc măng cho biết tình trạng của sơ mi xy lanh nói chung. “Bề mặt gương sơ mi sau một khoảng thời gian làm việc vẫn bóng”, sạch, không có vết xước là tình trạng làm việc tốt được thể hiện trên hình 1a & 2a. Bề mặt làm việc của xéc măng có các vết xước theo chiều dọc do cạnh sắc, hạt mài rắn có trong nhiên liệu và trong không khí như là cát chẳng hạn, nó được minh họa như trên hình 1b. Khi các hạt này đi qua khe hở miệng xuống dưới và vượt qua được một xéc măng thì gây lên hiện tượng “phun cát”, ảnh hưởng đến mặt trên của xéc măng bên dưới, phần lộ ra trên rãnh xéc măng và những vết xước có hình “ chiếc kèn trum-pet” trên bề mặt làm việc của xéc măng được thể hiện trên hình 1c & d.

Lớp mạ crom là một lớp mạ có độ bền rất cao. Tuy nhiên, sự mài mòn thực tế phụ thuộc vào điều kiện làm việc của piston. Sự mài mòn một phần lớp mạ crom không có nghĩa là xéc măng phải thay thế ngay lập tức. Nếu lớp mạ crom vẫn còn nguyên vẹn, nó vẫn còn có thể tiếp tục làm việc như hình 4a. Tất nhiên khả năng chịu mài mòn của xéc măng sẽ giảm đi tương ứng. Nếu lớp mạ bị hư hỏng, vỡ ra từng mảnh, hoặc các lớp vá bị tróc ra như hình 2b, 2c và 4d thì xéc măng phải được thay thế.



Hình 2. Hình ảnh xéc măng bị hư hỏng

b. Tính toán lượng mài mòn của xéc măng bằng việc đo các khe hở của xéc măng

Trong khi kiểm tra xéc măng qua cửa quét, việc đo đạc mài mòn của xéc măng có thể được tiến hành như sau: Đo độ mài mòn theo hướng kính của xéc măng được thực hiện bởi đo khe hở miệng của xéc măng. Đo đạc mài mòn theo phương hướng trục của xéc măng được thực hiện bằng đo khe hở của xéc măng với rãnh xéc măng.

Phương pháp này được xem như một căn cứ gần đúng để quyết định thay xéc măng hay không. Với piston được via xuống gần ĐCD, thì khe hở miệng (t) của xéc măng được đo qua cửa quét của sơ my xi lanh. Vì đường kính sơ mi xy lanh gần cửa quét (d) được đo lần gần nhất hoặc đường kính ban đầu trong lí lịch của động cơ khi xuất xưởng. Thay các số liệu trên vào công thức (1) thì cho ta lượng mài mòn xéc măng(h):

$$h = \frac{t-[t_0+\Pi(d-D)]}{2\Pi} \quad (1)$$

h: Lượng mài mòn tính toán của xéc măng theo phương hướng kính (mm);

t: Khe hở miệng đo được của xéc măng sau một thời gian làm việc;

t_o: Khe hở miệng ban đầu của xéc măng (đặc điểm kỹ thuật trong sách hướng dẫn, ví dụ trong bảng 1) (mm);

d: Đường kính sơ mi xy lanh gần cửa quét (mm);

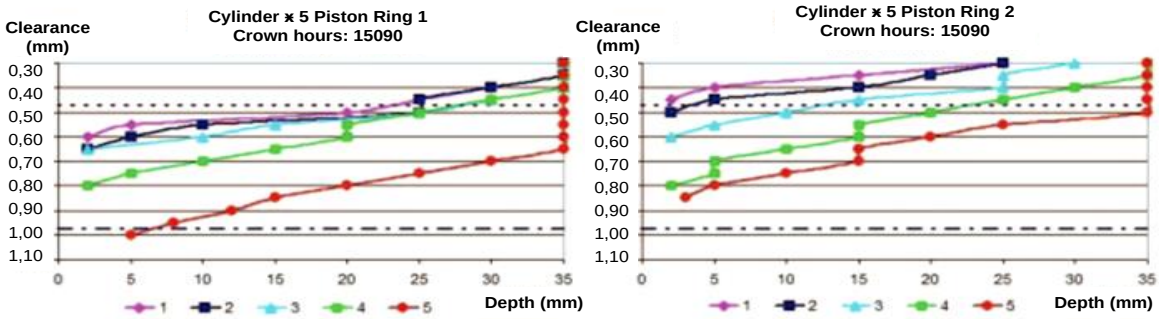
D: Đường kính sơ mi xy lanh (đường kính danh nghĩa) (mm).

Bảng 1. Số liệu của khe hở miệng ban đầu của xéc măng và lượng mài mòn cho phép

Loại động cơ	Đường kính danh nghĩa của xy lanh (mm)	Khoảng cách khe hở miệng ban đầu xéc măng (mm)	Độ dầy xéc măng b (mm)	Giới hạn lượng mài mòn(mm)
Wartsila RTA 84	840	6,18	26,5 +/- 0,2	5,3
B&W MC-C 80	800	9,4	25,2	4,2
UEC 85LS II	850	7,0	27,2	4,7

Khe hở miệng của xéc măng có thể được lấy bằng phương pháp “lấy dấu vân tay” sau đó đo bằng thước hoặc được đo bằng thước cặp chuyên dụng. Bước tiếp theo, từ kết quả đo của khe hở miệng xéc măng được đưa vào bảng với công thức để tính toán bao gồm lượng mài mòn và tốc độ mài mòn trên số giờ làm việc. Tiếp theo kết quả phải được phân tích bởi việc so sánh kết

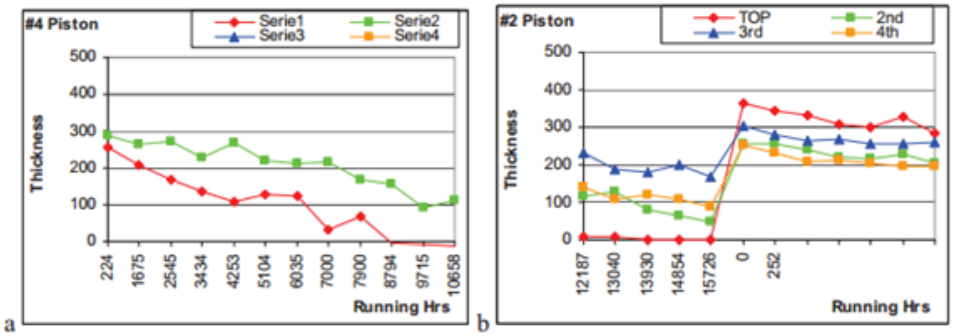
quả trước đó và phải tính toán tốc độ mài mòn được thể hiện như hình 3, với động cơ MAN B&W 6S90MC-C (sau1000 giờ làm việc, độ sâu 2 mm của rãnh xéc măng).



Hình 3. Báo cáo tình trạng kỹ thuật của xy lanh và xéc măng sau 1000 giờ làm việc

c. Đánh giá độ mài mòn của xéc măng dựa trên lớp mạ chống mài mòn

Các phương pháp khác trong đánh giá tình trạng và mài mòn của xéc măng là dựa vào lớp mạ chạy rà trên bề mặt công tác. Ngày nay thì các lớp mạ sau đang được áp dụng cho động cơ diesel tàu thủy cỡ lớn: Lớp mạ ngoài cùng cho đặc tính chạy rà và có sức chịu mài mòn cao, lớp mạ ion hóa graphite, đồng, hoặc thiếc để giảm thời gian chạy rà. Sau 500 giờ làm việc thì lớp mạ này bị mòn hết và có thể được đánh giá bằng mắt. Lớp mạ bên dưới để tăng khả năng chống mài mòn lớp mạ ion Mo/NiCr/Cr-C – lớp mạ chống mài mòn có thể được đo bằng các phương pháp tế vi, điện-từ (trên cơ sở đo đạc lớp có từ tính)



Hình 4. Đo chiều dày lớp mạ Crom của xéc măng theo số giờ làm việc

Chiều dày lớp mạ chống mài mòn giảm dần theo thời gian công tác của xéc măng. Các kết quả đo được trên máy Mitsubishi được miêu tả trên hình 4.a. Số đo các máy Mitsui B&W thể hiện hình 4.b được lấy trước và sau khi tàu lên đà khi tất cả các xéc măng được thay mới. Yêu cầu hiện nay của việc bảo trì tình trạng kỹ thuật của máy chính dẫn đến việc cần phải kéo dài thời gian làm việc tin cậy giữa các lần đại tu trên nhà máy. Cơ sở của việc đại tu chính là chiều hướng thay đổi các thông số kỹ thuật, thông số hoạt động đo đạc được của máy chính. Trong trường hợp như thế, vai trò của việc kiểm tra theo chu kỳ, trong đó việc đo đạc khe hở xéc măng và lượng mài mòn xéc măng càng trở lên quan trọng. Đánh giá bằng mắt thông qua cửa quét đủ để quyết định có cần phải đại tu trên nhà máy hay không. Sự quyết định này phụ thuộc vào:

Mài mòn của xéc măng (tăng khe hở miệng, kích thước của rãnh giảm áp đạt đến giá trị tới hạn); Khe hở rãnh xéc măng đạt đến giá trị lớn nhất; Xéc măng bị nứt, gãy, kẹt; Xéc măng bị cháy thổi ; Có các vết xước, mài mòn sâu trên bề mặt công tác của xéc măng lớn hơn ¼ chu vi xéc măng; Xéc măng bị mòn hết lớp mạ Crom; Chiều cao xéc măng giảm một nửa so với ban đầu.

Dựa trên kết quả thực nghiệm đối với động cơ diesel tàu thủy cỡ lớn, các phương pháp kết cấu và khai thác dưới đây được áp dụng để cải thiện khả năng làm việc của bộ đôi ma sát sơ mi xy lanh - xéc măng, để đối phó với điều kiện làm việc bất lợi của xéc măng/sơ mi xy lanh và hướng đến mục tiêu khai thác an toàn kinh tế [3]:

Sử dụng các vành trên cùng để hạn chế tác động bất lợi từ áp suất khí cháy (vòng giảm áp) để giảm sự rò lọt khí cháy từ khe hở miệng xéc măng; Sử dụng rãnh cản nhiệt để cải thiện sự biến dạng do nhiệt đối với 2 đầu của xéc măng và tăng hiệu quả làm kín khí cháy; Sử dụng các vòng

ovan - giảm sự rò lọt cục bộ khí cháy xung quanh khe hở miệng của xéc măng; Sử dụng lớp mạ chạy rà ban đầu; Sử dụng lớp mạ bên trong để tăng khả năng chịu mài mòn (lớp mạ Crom): Tăng nhiệt độ nước làm mát (80-85^{0}C) để giảm sự ăn mòn; Sử dụng phương pháp điều chỉnh lượng dầu bôi trơn sơ mi xy lanh bằng điện tử (*MAN B&W Alpha Lubrication System, Wartsila RPLS: Retrofit Pulse Lubrication System, Mitsubishi SIP System*);

Phân tích các giải pháp kết cấu và khai thác được đưa ra bởi nhà chế tạo để tăng khả năng chống mài mòn và độ bền của các chi tiết máy. Nó có thể được áp dụng theo nhiều cách. Tuy nhiên, lợi ích chung cho việc áp dụng chúng bao gồm: Giảm mài mòn các chi tiết máy, đặc biệt là xéc măng - sơ mi xy lanh; Giảm lượng dầu bôi trơn sơ mi xy lanh; Mở rộng khoảng thời gian đại tu máy. Các động cơ mới hiện nay đang chế tạo dựa trên những giải pháp này.

3. Kết luận

Vấn đề được đề cập trong bài báo xuất phát từ tình hình kinh tế vận tải biển hiện nay, đáp ứng được yêu cầu khai thác và mở rộng thời gian giữa các lần đại tu dưới các điều kiện sau: Áp dụng các giải pháp kết cấu và khai thác mới để giảm mài mòn xéc măng - sơ mi và áp dụng bôi trơn xy lanh bằng điện tử; Thực hiện kiểm tra tổng thể bao gồm cả đánh giá bằng mắt và bằng đo đạc để xác định chiều hướng mài mòn; Chăm sóc bảo dưỡng phù hợp hệ thống trao đổi khí và nhiên liệu. Từ đó, cho phép tăng hiệu quả kinh tế trong khai thác các tàu thủy cỡ lớn.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

[1] Mitsui MAN B&W: *MC-C Engines, Instruction Book, Volume 1, Operation and Data*. Mitsui Engineering & Shipbuilding Co. Ltd. 2011.

[2] Wärtsilä: *Daros Chromium-Ceramic Piston Rings. Technical Information to all Owners/ Operators of Sulzer RTA and RT-flex Engines*. Service Bulletin RTA-65, Winterthur, Wärtsilä Switzerland Ltd. 25.09.2011.

[3] Mitsui MAN B&W*: Piston Inspection Gauge*. Mitsui Engineering Co. Ltd. 2010.

Người phản biện: PGS.TS. Phạm Hữu Tân; TS. Nguyễn Huy Hào

NGHIÊN CỨU TÍNH BẤT ỔN ĐỊNH CỦA XÂM THỰC CỤC BỘ TRÊN PROFIL CÁNH

STUDYING THE INSTABILITY OF PARTIAL CAVITATION ON HYDROFOILS

TS. VŨ VĂN DUY
ThS. NGUYỄN CHÍ CÔNG
ThS. PHẠM THỊ THÚY
Viện khoa học Cơ sở, Trường ĐHHH Việt Nam

Tóm tắt

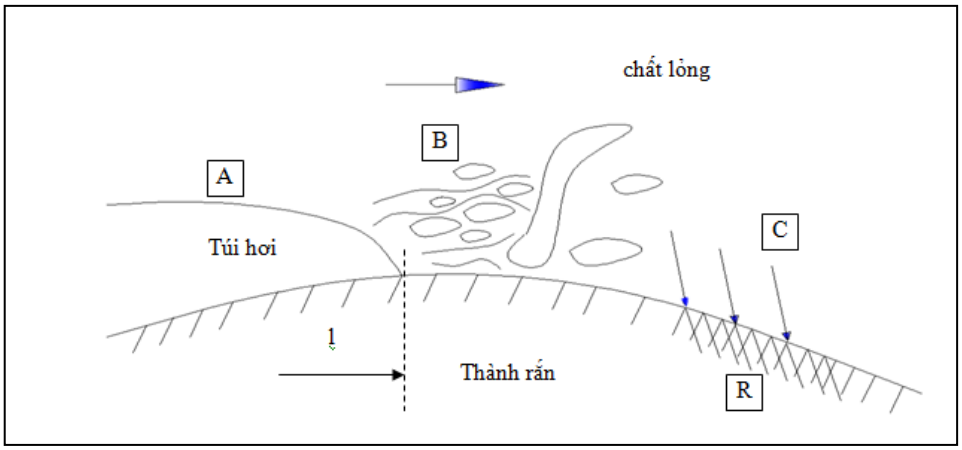
Bài báo đưa ra thuật toán để tính toán và mô phỏng kích thước túi hơi xâm thực cục bộ trên profil cánh trong chuyển động không dừng để từ đó xác định chu kỳ của loại xâm thực này. Qua đó phân tích ảnh hưởng của xâm thực cục bộ tới các đặc tính làm việc của profil cánh.

Abstract

This article demonstrates the algorithm to calculate and simulate the bubble size of partial-cavitation on hydrofoils in the unsteady movement from which determining the frequency of partial-cavitation. Then analyzing partial-cavitation effect on the working characteristic of it.

1. GIỚI THIỆU

Xâm thực cục bộ là loại xâm thực có túi hơi bắt đầu từ mép vào của profil và điểm đóng nằm ngay trên profil. Một đặc điểm nổi bật của loại xâm thực này là "tính bất ổn định", nghĩa là chúng hình thành, phát triển và mất đi trong một khoảng thời gian nhất định. Đây chính là nguyên nhân gây nên sự dao động các thông số làm việc của cánh máy thủy lực cánh dẫn làm máy bị rung, tiếng ồn, giảm tuổi thọ thiết bị,…



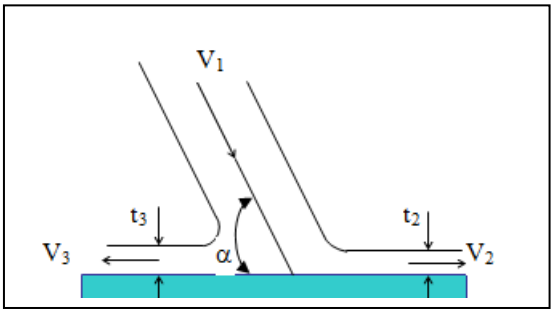
Hình 1. Hình ảnh các vùng của xâm thực cục bộ

Trên hình 1 ta thấy miền A là túi hơi xâm thực có chiều dàu là l, B là vùng các đám bọt xâm thực và C vùng xẹp bọt, tại C khi các đám bọt xâm thực nổ tạo ra xung áp rất lớn gây ăn mòn xâm thực trên cánh (vùng R). Trong nội dung bài báo này tác giả tập trung nghiên cứu tính bất ổn định của túi hơi xâm thực (vùng A).

2. CƠ SỞ LÝ THUYẾT VÀ CÁC BƯỚC TÍNH TOÁN

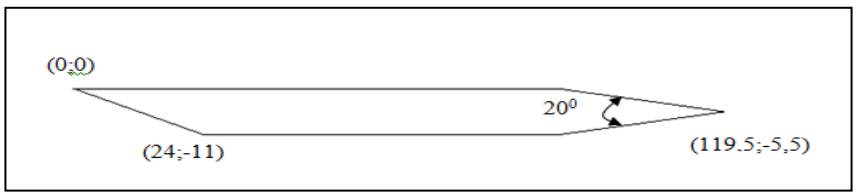
Tại sao túi hơi xâm thực hình thành và phát triển tới một kích thước nhất định nào đó lại bị mất đi để hình thành chu kỳ mới? Để trả lời cho câu hỏi này ta xét hiện tượng dòng chảy tiếp xúc với thành rắn. (hình 2)

Ta thấy V_1 là vận tốc ban đầu của dòng ở ngoài tới tiếp cận thành rắn với góc nghiêng α, khi va vào thành rắn chúng phân chia thành 2 thành phần là V_2 xuôi theo dòng và V_3 quay ngược trở lại. Như vậy tốc độ của dòng chảy ngược V_3 phụ thuộc vào vận tốc ban đầu V_1 Và góc nghiêng α. Với xâm thực cục bộ thì góc α được định dạng bởi hình dáng túi hơi chính vì vậy nên phải tới giá trị α nhất định thì dòng chảy ngược mới đủ năng lượng để bóc túi hơi ra khỏi thành và cuốn theo dòng. Đây chính là nguyên nhân tạo ra tính chu kỳ của xâm thực cục bộ.



Hình 2. Mô hình dòng chảy tiếp xúc với thành rắn

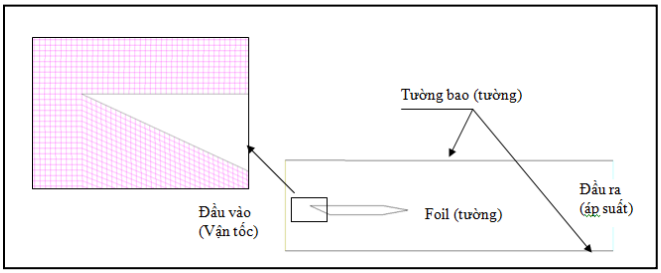
Với phần mềm Fluent ta sử dụng mô hình Mixtrure và tính theo thời gian (unsteady) [4], Ngoài ra để có thể so sánh với kết quả thực nghiệm tác giả dùng profil theo tác giả GS. Nguyễn Thế Mịch đã thực hiện và công bố tại Pháp năm 1986.[6]



Hình 3. Kích thước foil sử dụng tính toán

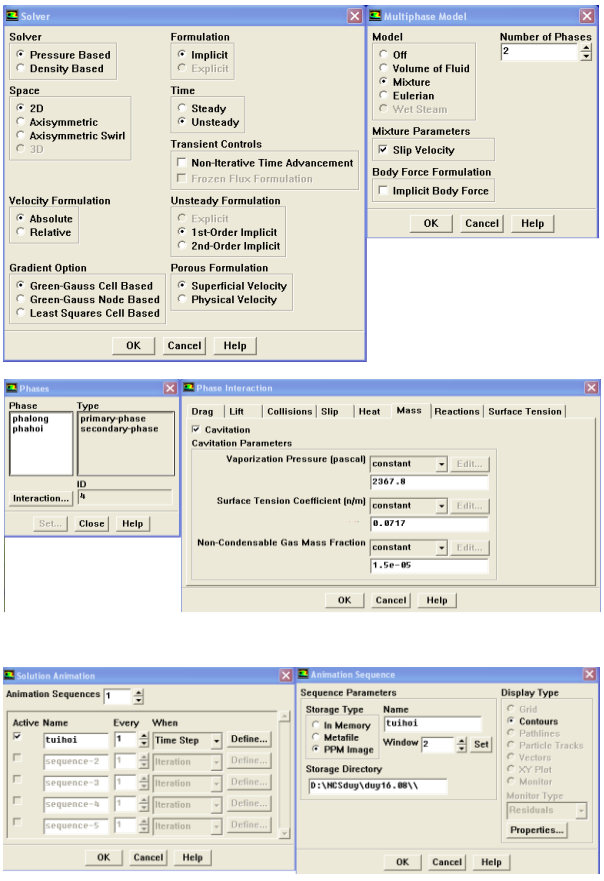
Các bước tính toán:

- Trước tiên ta cần tạo bài toán, chia lưới và đặt điều kiện biên trong Gambit.



Hình 4. Hình ảnh lưới và điều kiện biên

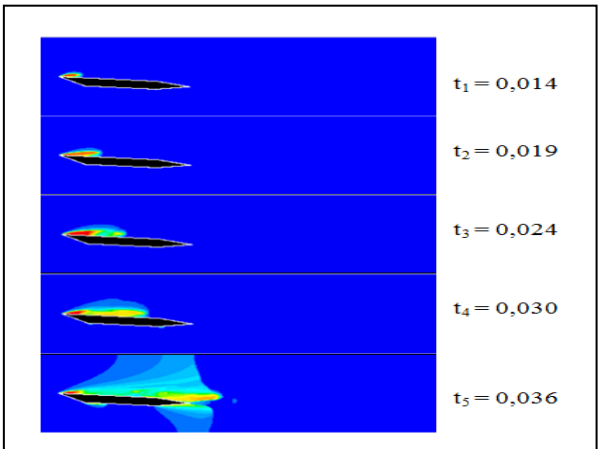
- Chuyển sang file.msh rồi chạy cùng Fluent, ở đây cần chú ý việc chọn model tính toán là Model cavitation và chế độ tính toán là Unsteady. Nghĩa là ta giải bài toán không dừng cho dòng xâm thực bao quanh foil, những vùng có giá trị áp suất nhỏ bằng áp suất hơi bão hoà của chất lỏng công tác (ở đây là nước cho nên áp suất hơi bão hoà là 2367,8 N/m^2) thì sẽ có hiện tượng chuyển pha (từ pha nước sang pha hơi). Dưới đây là một số cửa sổ cần chú ý khi đặt điều kiện và ghi lại kết quả tính toán theo bước thời gian để quan sát. Vì khối lượng tính toán rất lớn cho nên chúng ta chỉ ghi lại biến cần thiết tại những bước thời gian quan tâm.



Hình 5: Một số cửa sổ tính toán chính

3. PHÂN TÍCH KẾT QUẢ

Việc tính toán cho phép ta ghi lại kết quả ở các bước thời gian khác nhau, dưới đây là kết quả tính toán ghi lại kích thước túi hơi xâm thực trong một chu kỳ:



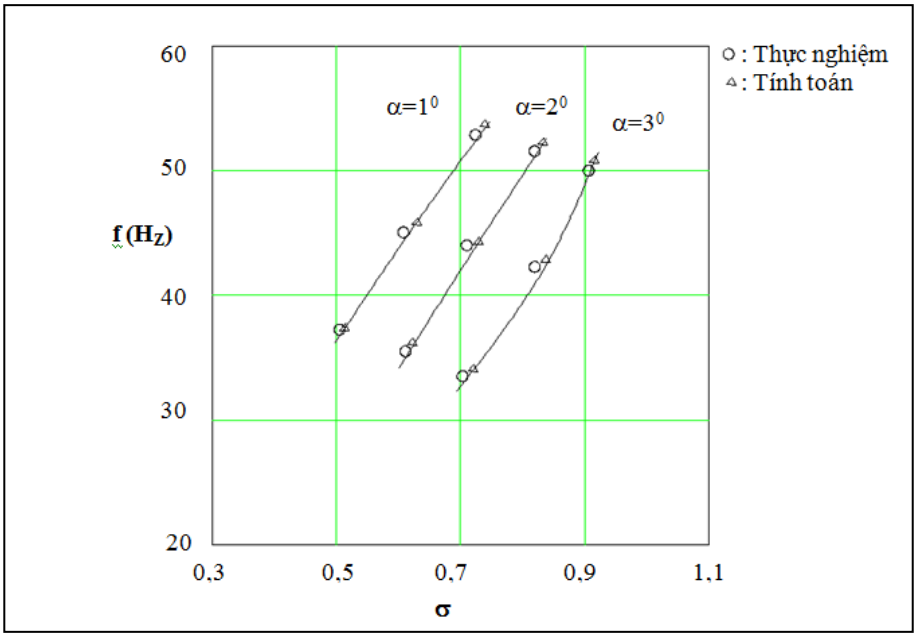
Hình 6. Kích thước túi hơi xâm thực ở các bước thời gian khác nhau tại số xâm thực σ=0,9; góc đặt foil α=4⁰

$T = t_5 - t_1 = 0{,}036 - 0{,}014 = 0{,}022$ (s)

$\Rightarrow$ Tần số dao động của túi hơi này là:

$$f = \frac{1}{T} = \frac{1}{0{,}022} \approx 45 \text{ (Hz)}$$

Tính toán cho nhiều số xâm thực và các góc tấn khác nhau ta thu được các tần số dao động tương ứng, để tiện theo dõi ta tổng hợp các kết quả này và so sánh với thực nghiệm qua hình vẽ sau:



Hình 7. Tổng hợp kết quả tính chu kỳ ở các số xâm thực và góc tấn khác nhau

Qua đây ta thấy biến thiên tần số dao động theo số xâm thực ở các góc tấn khác nhau là tỷ lệ thuận và với cùng một số xâm thực thì tần số dao động lại tỷ lệ nghịch với góc đặt cánh. Sự biến thiên này kéo theo các đặc tính làm việc của foil cánh như hệ số lực nâng, hệ số lực cản, hệ số áp suất cũng bị biến thiên.

4. KẾT LUẬN

Bài báo đã làm rõ lý thuyết bất ổn định của loại xâm thực cục bộ để từ đó tính toán chu kỳ mất ổn định này. Qua đó giúp các nhà thiết kế và vận hành máy thủy lực cánh dần hiểu rõ vấn đề, để phòng tránh và có qui trình vận hành phù hợp nhằm hạn chế tác hại của xâm thực.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

[1]. Vũ Văn Duy, Nguyễn Thế Mịch, Nguyễn Thế Đức (2007). *Mô phỏng vùng xâm thực trong dòng bao quanh profil cánh bằng phương pháp phần tử biên*. Trang 77-84. Tuyển tập hội Cơ học toàn quốc lần thứ VIII. Hà Nội, 6-7/12/2007.
[2]. Padamanabhan Krishnaswamy (2000). *Flow modelling for partially cavitating hydrofoils*. PhD thesis, Technical university of Denmark
[3]. Phạm Công Nghị (2001). *Lý thuyết tàu thuỷ, tập 3*. NXB Đại học Quốc gia thành phố Hồ Chí Minh.
[4]. www.Ansys.com
[5]. typo.zib.de/vis-long_projects/virtue/virtue.html
[6]. Nguyễn Thế Mịch (1986). "Fermeture de poches de cavitation partielle: Cinematique-Pressions a la paroi". These. Grenoble.

Người phản biện: TS. Đỗ Ngọc Toàn; TS. Trần Hồng Hà

QUY CHUẨN VIỆT NAM VỀ DAO ĐỘNG XOẮN HỆ TRỤC DIESEL TÀU BIỂN VÀ ỨNG DỤNG XÂY DỰNG PHẦN MỀM TỰ ĐỘNG TÍNH ỨNG SUẤT XOẮN CỰC ĐẠI CHO PHÉP ĐỐI VỚI HỆ TRỤC DIESEL TÀU BIỂN

NATIONAL TECHNICAL REGULATION ON TORSIONAL VIBRATIONS OF THE MARINE DIESEL SHAFT SYSTEMS AND APPLICATION FOR THE SOFTWARE CREATING TO AUTOMATICALLY CALCULATE THE PERMIT MAXIMUM TORSIONAL PRESSURES OF THE MARINE DIESEL SHAFT SYSTEMS

PGS.TSKH.ĐỖ ĐỨC LƯU[(1)], NCS. HOÀNG VĂN SĨ[(2)],TS. LÊ VĂN VANG[(3)]
[(1)]*Viện NCPT-ĐHHH Việt Nam,* [(2)]*NCS tại ĐHHH Việt Nam,* [(3)]*ĐHGTVT TP. Hồ Chí Minh*

Tóm tắt

Bài báo phân tích các yêu cầu cơ bản của Quy chuẩn Việt Nam về dao động xoắn hệ trục diesel lai máy công tác (QCVN 21:2010/BGTVT) và các đặc tính cơ bản trong xây dựng thuật toán, triển khai lập trình trong LabView. Kết quả thu được là cơ sở toán học và thuật giải để triển khai xây dựng chương trình con tự động tính các đặc tính giới hạn ứng suất xoắn cho các chi tiết chịu xoắn trong cơ hệ.

Abstract

The article analyzies the basic requirements of the National Technical Regulation on the torsional vibrations of the marine diesel shaft system with the worked machine and the properties of the created by authors algorithms and realized programs in LabView.The studied results in the paper are the mathematic and algorithm's fundaments to create the virtual instrument for automatic calculating the permit maximun torsional pressures of the every element in the diessel power plant.

Keywords.Permit maximumTorsional Pressures; Torsional Vibrations.

1. Đặt vấn đề nghiên cứu

Dao động xoắn (torsional vibratons, TV) hệ trục diesel tàu thủy lai máy công tác là hiện tượng nguy hiểm, luôn đồng hành với cơ hệ trong quá trình hệ thực hiện chức năng của mình. Sau khi tính ra kết quả TV với độ chính xác nhất định trong dải khai thác vòng quay của động cơ [n_{min} – n_{max}] chúng ta cần kiểm tra xem trong cơ hệ có xuất hiện vùng cấm nguy hiểm hay không?. Bài toán ra quyết định về tính chất xoắn nguy hiểm thường có khối lượng tính toán, kiểm tra rất lớn, cần phải có chương trình con tự động xử lý. Khi kiểm tra cần tuân thủ theo Quy chuẩn Việt Nam hoặc các nước khác trên thế giới.

Khi tính dao động xoắn hệ trục diesel tàu thủy lai máy công tác, các cơ quan chức năng thường sử dụng phần mềm chuyên dụng của riêng mình. Tại Việt Nam, chúng ta chưa có phần mềm chuyên dùng nào được cơ quan Đăng kiểm Việt Nam cũng như nước ngoài công nhận, do

vậy chúng tôi đặt ra nhiệm vụ xây dựng một phần mềm có tính công nghiệp để tính TV. Nhiệm vụ kiểm tra mức độ xoắn của tất cả thành phần chịu xoắn trong cơ hệ chỉ được thực hiện tự động nếu máy tính đưa ra cơ sở dữ liệu chuẩn về giới hạn ứng suất xoắn cực đại cho phép trên từng chi tiết cấu thành hệ trục. Sau đây chúng ta sẽ nghiên cứu chi tiết về Quy chuẩn Việt Nam**[2]**có sự tham chiếu với Quy phạm của Nhật Bản[**3**](**NK**) và ứng dụng trong xây dựng thuật toán, chương trình tự động hóa tính TV hệ trục.

2. Phân tích nội dung cơ bản của Quy chuẩn Việt Nam cho dao động xoắn hệ trục

Quy chuẩn Việt Nam (QCVN) đưa ra các yêu cầu tối thiểu bắt buộc cho dao động xoắn hệ trục diesel lai máy công tác, có thể tóm tắt trên bảng 1. Chúng tôi thấy rằng QCVN về dao động xoắn hệ trục hoàn toàn giống như Quy phạm NK (Nhật Bản) cho dao động xoắn hệ trục [**2, 3**].

Bảng 1. Một số yêu cầu cơ bản của Quy phạm về dao động xoắn hệ trục diesel tàu thủy

Các yêu cầu, tiêu chuẩn quy phạm	***QCVN 21:2010/BGTVT Chương 8. TV hệ trục [2]***	***Phân tích, đánh giá QCVN về TV hệ trục giống như Quy phạm NK [3]***
Đối tượng áp dụng.	*Hệ động cơ diesel có công suất P ≥ 110KW*	Áp dụng cho các thành phần trong hệ trục diesel lai máy công tác (chân vịt hoặc máy phát điện)
Bảng tính TV . Trình Đăng kiểm khi tính cho hệ trục mới hoặc hệ trục có sự thay đổi đáng kể.	(1) Bảng tính FTV (1,2 nút) (2) Tính TV cộng hưởng: - $N_{ch} \in \Delta_{kt} = [N_{min}, 1.2N_{max}]$ -cộng hưởng điều hòa chính: $N_{ch} \in \Delta_{kt.đm} = [0.9, 1.2]N_{max}$ (3) Tính ETV khi một xi lanh bất kì không nổ mà gây ra ứng suất cao nhất.	- Đưa ra kết quả tần số tự do và véc tơ dạng [**1**] - Trong dải vận tốc khai thác Δ_{kt} tính dao động cộng hưởng. Trên vùng vòng quay khai thác định mức $\Delta_{kt.đm}$, nếu có cộng hưởng điều hòa chính sẽ tính các thông số dao động cộng hưởng. -Tính dao động cưỡng bức khi một trong các xi lanh bất kì không cháy để xác định dao động xoắn lớn nhất tại các đoạn trục.
Đo dao động xoắn 1**MPa** = 1 **N/mm²**	- Đo để xác nhận độ chính xác của số liệu tính; - Nếu bảng tính không cần trình duyệt, hoặc Đăng kiểm nhận thấy không có cộng hưởng trong phạm vi khai thác thì không cần tiến hành đo TV thực tế.	Xây dựng kế hoạch thử nghiệm, đo và phân tích dao động xoắn trên đoạn trục nguy hiểm (thường là đoạn trục trung gian) để kiểm tra vùng tần số nguy hiểm (nếu có). Tiến hành thử nghiệm trong trường hợp một trong các xi lanh không cháy. Xây dựng đồ thị $\tau = \tau(N_{diesel})$, MPa
Ứng suất xoắn cho phép trục khuỷu diesel máy chính, tính theo: λ=N/N$_{max}$ τ_1, τ_2, τ_3MPa	- Tính các giá trị giới hạn τ_1, τ_2, τ_3 cho các động cơ hai kì, 4 kì hình theo 3 dải vòng quay λ 0,8 đến 1,15; - Tính theo giới hạn chảy hay giới hạn bền vật liệu.	Phụ thuộc loại động cơ diesel sử dụng, vòng quay tính toán TV, vật liệu sử dụng cho từng đoạn trục, đưa ra ứng suất cho phép cho trục khuỷu: $\tau_{gh.tk} = f(Diesel_{Type}, \lambda, vật\ liệu)$ Xây dựng cơ sở dữ liệu $(CSDL)\tau_{gh.tk} = f(\lambda)$ dưới dạng bảng hoặc đồ thị.
Ứng suất cho phép trục trung gian, trục đẩy, trục chân vịt. Tính theo λ=N/N$_{max}$	- Các giá trị cho phép đối với 3 loại trục trên khi diesel là máy chính,tính cho các phạm vi: λ (0,8 -1.05) và λ 0,8. -Các giá trị cho phép tínhcho vật liệu khác nhau của đoạn trục này.	Trong từng trường hợp vòng quay tính toán TV, vật liệu sử dụng cho từng đoạn trục, cần đưa ra kết quả ứng suất cho phép cho trục khuỷu: $\tau_{gh.tk} = f(\lambda, vật\ liệu)$ Xây dựng cơ sở dữ liệu $(CSDL)\tau_{gh.tk} = f(\lambda)$ dưới dạng bảng hoặc đồ thị.
Ứng suất cho phép trục khuỷu diesel lai máy phát, là các giá trị không đổi τ_1, τ_2, MPa	- Các giá trị giới hạn τ_1, τ_2 cho các động cơ hai kì, 4 kì theo 2 dải vòng quay khai thác theo các phạm vi: λ (0,9 -1,1) và λ 0,9. -Phụ thuộc vào giới hạn bền và giới hạn chảy của vật liệu trục.	Trong từng trường hợp sử dụng diesel, vòng quay tính TV, vật liệu sử dụng cho từng đoạn trục, cần đưa ra kết quả ứng suất cho phép cho trục khuỷu: $\tau_{gh.tk} = f(Diesel_{Type}, \lambda, vật\ liệu)$ Xây dựng cơ sở dữ liệu $(CSDL)\tau_{gh.tk} = f(\lambda)$ dưới dạng bảng hoặc đồ thị.
Ứng suất cho phép trên trục máy phát, là các giá trị không đổi τ_1, τ_2 , MPa	- Các giá trị giới hạn τ_1, τ_2 cho theo 2 dải vòng quay khai thác theo các phạm vi: λ (0,9 -1,1) và λ 0,9. - Phụ thuộc vào giới hạn bền và giới hạn chảy của vật liệu trục.	Trong từng trường hợp vòng quay tính toán TV, vật liệu sử dụng cho trục máy phát, cần đưa ra kết quả ứng suất cho phép cho trục: $\tau_{gh.tmp} = f(\lambda, vật\ liệu)$ Xây dựng cơ sở dữ liệu $(CSDL)\tau_{gh.tmp} = f(\lambda)$ dưới dạng bảng hoặc đồ thị.

Ứng suất cho phép trên thiết bị truyền động (hộp số, khớp nối,…).	Trục bánh răng tính như trục trung gian hệ trục diesel lai chân vịt; Các loại trục khác sẽ có yêu cầu bổ sung. Biên độ mô men xoắn trên thiết bị không được vượt quá giá trị mô men trung bình được truyền.	-Tính cho trục bánh răng: $\tau_{gh.tbr} = f(\lambda, vật\ liệu)$ Xây dựng cơ sở dữ liệu $(CSDL)\tau_{gh.tbr} = f(\lambda)$ dưới dạng bảng hoặc đồ thị. -Tính mô men trung bình trên thiết bị và xây dựng CSDL ứng suất cho thiết bị: $\tau_{gh.tb} = f(\lambda)$= $f(\lambda)$
Tránh bậc cộng hưởng chính	Xét riêng cho hệ trục lai chân vịt và hệ trục lai máy phát.	Kiểm tra cộng hưởng chính và biện pháp tránh cộng hưởng chính cho cả hai dạng hệ trục.
Vùng vòng quay cấm khai thác	Khi ứng suất xoắn vượt quá giới hạn cho phép. Đưa ra vùng cấm.	Đưa ra vùng cấm vòng quay khai thác. Trên thiết bị chỉ báo, vùng cấm được đánh dấu đỏ, nguy hiểm.

Trong bảng tính TV cần tiến hành tính dao động xoắn tự do (Free TV, FTV) và dao động xoắn cưỡng bức (Exciting TV, ETV) với 3 yêu cầu cơ bản cần đạt được: FTV với 2 nút đầu tiên; ETV cộng hưởng cần tính trong các vùng vận tốc khai thác; ETV khi một trong các xi lanh không cháy. Trong bài báo này, chúng ta không đề cập đến các cơ sở toán học và thuật toán tính các dạng dao động trên. Nội dung trên đã được đề cập chi tiết trong công trình [**1**].Giả thiết đã tính được ETV theo chế độ khai thác. Kết quả tính được thể hiện cho các đoạn trục khác nhauk-(k+1):

$$(1)\quad \tau_{e.k}(\lambda), k = 1,2,...$$

Ứng suất giới hạn cho phép đối với đoạn trục k-(k+1) được xác định theo Quy chuẩn Việt Nam, Bộ trưởng bộ GTVT kí và ban hành năm 2010.

2.1. Ứng suất xoắn cho phép các đoạn trục khi diesel lai chân vịt.

2.1.1. Đối với trục khuỷu $[\tau]_{TK}$, MPa.

Theo QCVN chỉ dẫn việc tính $[\tau]_{TK}$ theo các dải vòng quay λ=N / N_{max} , ở đó N và N_{max} – là các vòng quay khai thác và vòng quay khai thác cực đại lâu dài, rpm. Các giá trị giới hạn được xét cho 3 dải vòng quay và theo tính chất của vật liệu (bảng 2).

Bảng 2. Ứng xuất xoắn giới hạn cho phép đối với trục khủy diesel lai chân vịt

	(a) Diesel 4 kì thẳng hàng hoặc 4 kì, chữ V, góc nổ 45º hoặc 60º			(b) Diesel 2 kì hoặc 4 kì chữ V khác khiểu (a)		
	λ (0,8 -1)	λ 0,8	λ (1,0 -1,15)	λ (0,8 -1)	λ 0,8	λ (1,0 -1,15)
(2)	τ_1= 45 - 24λ^2	τ_2= 2 τ_1	τ_3	τ_1 = 45 − 29λ2	τ_2= 2 τ_1	τ_3
	$\tau_3 = 21 + 237(\lambda - 0{,}8)\sqrt{\lambda - 1}$			$\tau_3 = 16 + 237(\lambda - 0{,}8)\sqrt{\lambda - 1}$		
(3)	Khi vật liệu có giới hạn chảy Y≥ 225, MPa, hay giới hạn bền vật liệu T_s≥440 MPa, các giá trị giới hạn τ_1, τ_2, τ_3 sẽ được nhân với hệ số f_m> 1. Đối với τ_1, τ_3 : $f_m = 1 + \frac{2}{3}\left(\frac{T_s}{440} - 1\right)$: còn đối với: . $f_m = \frac{Y}{225}$					
Ghi chú: λ = N/Nmax, ở đó N và Nmax [rpm] –chế độ vận tốc quay tính toán và cực đại liên tục; các đại lượng τ_1, τ_2, τ_3 [MPa, N/mm^2] – ứng suất xoắn.						

Thuật toán và các đặc điểm cơ bản khi triển khai lập trình trong LabView (LV), thể hiện tại bảng 3.

Lập trình trong LV tiến hành thuận tiện, trực quan nhờ sử dụng các biểu tượng, chương trình con có sẵn của LV, chỉ cần hiểu thực hiện một số thao thác đơn giản để xây dựng thành công giao diện bản mặt (Control Panel, **CP**) cũng như lập trình code (Block Diagram, **BD**)..

Bảng 3. Một số đặc điểm của thuật giải và triển khai lập trình trên LabView tính ứng suất xoắn giới hạn cho phép đối với trục khủy diesel lai chân vịt

Bước	Thuật giải	Lập trình trên LabView
1	*Nhập đầu vào và tính x1, x2*: -Nhập loại động cơ rồi tính x1; -Nhập vòng quay cộng hưởng rồi tính λ, x2. *-Nhập giới hạn bền T_s và giới hạn chảy* Y danh nghĩa cho vật liệu các trục	Lập trình **CP** để nhập các dữ liệu theo đồ họa. Lập trình **BD** tính x1 và x2..
2	Tính giới hạn xoắn cho phép, $[\tau]_{TK}$	
	Theo các công thức (2), (3), (4) và (5) và sử dụng cấu trúc lệnh lựa chọn trường hợp hoặc tình huống. *Điều kiện vật liệu*: (Y≥ 225) or (T_s≥440); *6 điều kiện x1 và x2*: Khi (x1==1) and (x2 ==0) ; Khi (x1==0) and (x2 ==0) ; Khi (x1==1) and (x2 ==1); Khi (x1==0) and (x2 ==1) Khi (x1==1) and (x2 ==2); Khi (x1==0) and (x2 ==2)	Viết công thức, dử dụng hàm có sẵn trong LV. Sử dụng 3 cấu trúc lệnh **"case"** lồng nhau. Có thể sử dụng 1 cấu trúc lệnh **"event"**để tiết kiệm bộ nhớ.
3	Xuất kết quả tính $[\tau]_{TK}$.	
	Xuất kết quả tính có thể dùng báo cáo, dùng để tiếp tục xử lí các chương trình tính, cũng có thể lưu vào CSDL.	Lập trình CP để nhập dữ liệu. Lập trình BD tính x1 và x2..

2.1.2. Đối với đoạn trục trung gian, trục đẩy và trục chân vịt $[\tau]_{TTG}$, MPa.

Theo QCVN, việc tính $[\tau]_{TTG}$ khi động cơ diesel lai chân vịt theo dải tần vòng quay λ=N / N_{max}.

Bảng 4. Ứng xuất xoắn giới hạn cho phép đối với trục trung gian, trục đẩy, trục chân vịt trong hệ trục chính diesel lai chân vịt

A-	***Khi λ (0,8 -1,05). Vật liệu thép rèn (trừ thép không gỉ).***			
	Khi λ (0,8 -0,9)		Khi λ (0,9 -1,05)	*Khi λ< 0,8*
(6)	$[\tau]_{TTG.1} = \frac{T_s+160}{18}.C_k.C_D(3-\lambda^2)$		$[\tau]_{TTG.2}$ =1,38. $\frac{T_s+160}{18}.C_k.C_D$	$[\tau]_{TTG.3}$ = 1,7$[\tau]_{TTG.1}.\sqrt{C_k}$
Ghi chú	T_s - Giới hạn bền kéo danh nghĩa của vật liệu trục (MPa hay N/mm^2). Trị sốTs không được lớn hơn 800 MPa (600 MPa cho thép cacbon nói chung) đối với trục trung gian, trục đẩy và 600 MPa đối với trục chân vịt. C_K: Hệsốliên quan đến kiểu và hình dáng của trục được quy định cụ thể trong [3], tr.70. C_D: Hệsốliên quan đến kích thước trục: $C_D = 0{,}35 + 0{,}93.d^{-0{,}2}$ d: Đường kính trục (mm).			
B-	***Khi λ (0,8 -1,05). Vật liệu thép rèn không gỉ***			
	Khi λ (0,8 -0,9)		Khi λ (0,9 -1,05)	*Khi λ< 0,8*
(7)	$[\tau]_{TTG.1}$ = A$-B\lambda^2$		$[\tau]_{TTG.2}$ =C	$[\tau]_{TTG.3}$ = 2,3.$[\tau]_{TTG.1}$
Ghi chú	Tên vật liệu	A	B	C
	SUSF 316 ; SUSF 316 SU	40,7	30,6	15,9
	SUSF 316 l; SUSF 316L SU	37,6	28,3	14,3

2.2. Ứng suất xoắn cho phép đối với trục khuỷu diesel lai máy phát và trục máy phát.

Theo QCVN chỉ dẫn việc ứng suất xoắn cực đại cho phép trên trục khuỷu động cơ diesel và trục máy phát điện. Các ứng suất giới hạn này được chỉ ra trên bảng 5.

Bảng 5. Ứng xuất xoắn giới hạn cho phép đối với hệ trục diesel – máy phát điện

	Đối với trục khuỷu diesel			
	(a) Diesel 4 kì thẳng hàng hoặc 4 kì, chữ V, góc nổ 45^o hoặc 60^o		(b) Diesel 2 kì hoặc 4 kì chữ V khác khiểu (a)	
	Khi λ (0,9 -1,1)	Khi λ 0,9	Khi λ (0,9 -1,1)	τ_2 = 90 MPa

(8)	τ_1 = 21 MPa	τ_2 = 90 MPa	$\tau_1 =$ 16 MPa	
	Dao động xoắn trên trục máy phát điện			
(9)	Khi λ (0,9 -1,1); $\tau_1 = 31\ MPa$31MPa		Khi $\lambda < 0{,}9; \tau_2$ = 118 MPa	
	Khi vật liệu có giới hạn chảy Y≥ 225, MPa, hay giới hạn bền vật liệu T_s≥440 MPa, các giá trị giới hạn τ_1, τ_2, sẽ được nhân với hệ số f_m> 1. Đối với $\tau_1 : f_m = 1 + \frac{2}{3}\left(\frac{T_s}{440} - 1\right)$; còn đối với $\tau_2 : f_m = \frac{Y}{225}$			

2.3. Ứng suất xoắn cho phép đối với thiết bị truyền chuyển động.

Theo QCVN: Ứng suất xoắn cực đại cho phép trên trục của các thiết bị truyền chuyển động tương ứng với biên độ mô men xoắn cực đại, không vượt quá giá trị trung bình mô men truyền trong hề thống.

3. Kết luận

Phân tích các yêu cầu QCVN 21:2010/BGTVT về dao động hệ trục để đưa ra các chỉ tiêu kĩ thuật cần đạt được trong tính FTV và ETV. Bài báo tập trung phân tích việc xây dựng các giá trị ứng suất xoắn giới hạn cho phép của tất cả các thành phần trong hệ trục diesel lai máy công tác, phân tích các đặc điểm của thuật giải cũng như triển khai lập trình trên LabView. Trên cơ sở kết quả đạt được, chúng ta sẽ triển khai lập trình thiết bị ảo xây dựng các đặc tính giới hạn cho các chi tiết chịu xoắn của cơ hệ diesel lai chân vịt cũng như lai máy phát điện.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

[1]. Đỗ Đức Lưu. *Chẩn đoán diesel tàu biển bằng dao động xoắn đường trục*. Luận án TSKH. Học viện Hàng hải mang tên Đô đốc hải quân Macarov, TP.Xanh-Petecbua, Liên Bang Nga, 2006.

[2].Quy chuẩn kĩ thuật quốc gia. QCVN 21: 2010/BGTVT. *Quy phạm phân cấp và đóng tàu biển vỏ thép. Phần 3 – Hệ thống máy tàu*. *Chương 8. Dao động xoắn hệ trục*.

[3]. ClaSSNK (2014). *Rules for the Survey and Construction of Steel Ships (part D Chapter 8:.Chapter 8. TORSIONAL VIBRATION OF SHAFTINGS)*.

Người phản biện: TS. Hoàng Đức Tuấn; TS. Trần Sinh Biên

ẢNH HƯỞNG CỦA HỒI LƯU KHÍ XẢ ĐẾN QUÁ TRÌNH CHÁY TRONG ĐỘNG CƠ DIESEL TÀU THỦY

THE INFLUENCE OF EXHAUST GAS RECIRCULATION ON BURNNING PROCESS IN DIESEL ENGINE OF SHIPS

TS. NGUYỄN TRÍ MINH

Khoa Máy tàu biển, Trường ĐHHH Việt Nam

Tóm tắt

Hồi lưu khí xả là một trong những phương pháp hiệu quả nhất để giảm thiểu NO_x trong khí xả của động cơ diesel. Tuy nhiên hồi lưu khí xả cũng ảnh hưởng tới quá trình cháy trong động cơ diesel. Bài báo đi phân tích quá trình cháy trong động cơ diesel với các tỷ lệ hồi lưu khí xả khác nhau. Từ phân tích lý thuyết với thử nghiệm thực tế, qua đó đã xác định được tỷ lệ khí xả hồi lưu thích hợp mà nó ít ảnh hưởng tới quá trình cháy trong buồng đốt của động cơ diesel tàu thủy.

Abstract

Exhaust Gas Recirculation, EGR, is one of the most effective means of reducing NOx emissions from diesel engines. However, EGR affects the combustion process in diesel engies. The article analyses combustion process in diesel engines with EGR rates. From the theorical analysis and pratical tests, we can estimate an appropriate EGR rate which is unlikely to affect the combustion process in combustion chamber of diesel engines of ship.

1. Đặt vấn đề

Do mối quan tâm về sức khỏe, môi trường và khí hậu, oxit nitơ (NO_x), hydrocarbon (HC), cac bon monoxide (CO), hạt muội (PM) và khí CO_2 thải từ khí xả của các động cơ đốt trong đang được hạn chế. Hiện nay đã có một số phương pháp được sử dụng để giảm thiểu các độc tố trong khí xả của động cơ như: Hoàn thiện quá trình cháy, sử dụng nhiên liệu nhũ tương, sử dụng nhiên liệu sạch, biện pháp hồi lưu khí xả, dùng bầu lọc trung hòa trên đường xả…Tuy nhiên do giá thành chi phí, cũng như ảnh hưởng của việc giảm công suất nên các biện pháp này hiện nay chưa được ứng dụng rộng rãi cho các động cơ diesel tàu thủy. Hồi lưu khí xả (EGR) là một trong những biện pháp hiệu quả để giảm thiểu NO_x từ khí xả của động cơ diesel, đơn giản cho việc lắp đặt và có chí phí lắp đặt thấp. Tuy nhiên phương pháp này cũng có nhược điểm là có thể làm giảm công suất của động cơ, cũng như tăng lượng CO trong khí xả của động cơ diesel. Để nghiên cứu ảnh hưởng của hồi lưu khí xả đến công suất của động cơ diesel, bài báo đi nghiên cứu ảnh hưởng của hồi lưu khí xả đến quá trình cháy trong động cơ diesel tàu thủy.

Phạm vi của bài báo này là nghiên cứu ảnh hưởng của EGR đến quá trình cháy, nhiệt lượng chung, nhiệt lượng thực tế sinh ra và tổn thất nhiệt trong xilanh động cơ. Việc nghiên cứu dựa trên kết quả tính toán và số liệu thử nghiệm được trên động cơ diesel 6LU32 có bố trí EGR tại Trung tâm Nghiên cứu Hệ động lực tàu thủy, Trường Đại học Hàng hải Việt Nam. Trong mô hình được sử dụng để phân tích, việc tính toán lượng nhiệt sinh ra trong buồng đốt được kết hợp với mô hình các tổn thất nhiệt.

2. Các mô hình nghiên cứu quá trình cháy

Các mô hình được sử dụng là sự kết hợp của mô hình tỏa nhiệt và mô hình quá trình cháy đa chiều. Các dữ liệu đầu vào là các thông số kích thước hình học của động cơ, nồng độ thành phần hỗn hợp khí, dòng chảy, độ nâng kim phun, áp lực phun và áp suất trong xilanh.

Để xây dựng mô hình ta có một số giả thiết sau:

- Hỗn hợp khí sạch, khí xả hồi lưu và khí sót được hòa trộn đều tại mọi nơi trong buồng đốt;
- Hỗn hợp khí cấp vào trong buồng đốt được coi là đồng nhất;
- Không xét đến tổn thất nhiệt do hóa hơi của nhiên liệu;
- Không tính đến lượng nhiệt do phân tán trong các vùng khác nhau.

Mô hình sử dụng được chia ra thành ba mô hình nhỏ [1], [2]:

1. Mô hình tính toán nhiệt lượng thực tế;
2. Mô hình tính toán tổn thất nhiệt do đối lưu;
3. Mô hình tính toán tổn thất nhiệt do bức xạ.

2.1. Mô hình tính toán nhiệt lượng thực tế

Mô hình tính toán nhiệt khí cháy thực tế trong xilanh động cơ diesel được xác định từ định luật nhiệt động học thứ nhất như sau [4]:

$$\frac{dQ_n}{dt} = \frac{k}{k-1} p \frac{dV}{dt} + \frac{1}{k-1} V \frac{dp}{dt} \quad (1)$$

Trong đó: Q_n là nhiệt lượng thực tế [J]; k là chỉ số đoạn nhiệt; p là áp suất khí cháy trong xilanh [Pa]; $V = V_c + V_{EGR}$ là thể tích khí trong xilanh trong quá trình cháy [m^3]; V_c là thể tích của sản phẩm trong phản ứng cháy tạo ra; V_{EGR} thể tích khí tái tuần hoàn không tham gia phản ứng cháy, phụ thuộc vào tỷ lệ khí tái tuần hoàn; t là thời gian.

2.2. Mô hình tính toán tổn thất nhiệt do đối lưu

Để xác định nhiệt lượng truyền cho thành vách xilanh, nhiệt truyền cho thành vách xilanh bao gồm nhiệt do bức xạ và nhiệt do đối lưu. Nhiệt lượng truyền cho thành vách xilanh do đối lưu được xác định như sau [3]:

$$\frac{dQ_{ht}}{dt} = \alpha . F (T_{gas} - T_{wall}) \quad (2)$$

Trong đó: Q_{ht} là lượng nhiệt tổn thất cho thành vách xilanh bằng đối lưu [J]; F là diện tích tiếp xúc của thành vách xilanh với khí cháy [m^2]; α là hệ số tỏa nhiệt [W/m^2K]; T_{gas} là nhiệt độ khí cháy [K]; T_{wall} là nhiệt độ thành vách xilanh.

Hệ số tỏa nhiệt α được xác định theo công thức sau [3]:

$$\alpha = 3{,}26D^{-2}p^{0,8}T^{-0,55}w^{0,8} \quad (3)$$

Trong đó D là đường kính xilanh [m]; p là áp suất khí cháy trong xilanh [kPa]; T là nhiệt độ khí cháy trong xilanh [K]; w là tốc độ trung bình của khí cháy trong xilanh [m/s], được xác định theo công thức sau [4]:

$$w = \left[C_1 S_p + C_2 \frac{V_d T_{ivc}}{p_{inc} V_{inc}} (p - p_m) \right] \quad (4)$$

Trong đó S_p là vận tốc chuyển động tịnh tiến trung bình của piston [m/s]; V_d là thể tích công tác của xilanh [m^3]; T_{ivc} là nhiệt độ khí nạp khi suppap nạp, xả đóng [K]; p_{inc} áp suất không khí trong xilanh khi suppap nạp, xả đóng [Pa]; V_{inc} là thể tích công tác trong xilanh khi suppap nạp, xả đóng [m^3]; p là áp suất trong xilanh [Pa]; p_m là áp suất trong xilanh ở cùng góc trục khuỷu với p khi cắt nhiên liệu [Pa]; C_1=6,18 ở hành trình nạp và xả, bằng 2,28 ở hành trình nén, cháy và giãn nở; C_2 = 0 ở hành trình nạp xả và nén, bằng 3,24e^{-3} ở hành trình cháy và giãn nở.

Nhiệt độ khí cháy trong xilanh được xác định từ phương trình trạng thái của khí lý tưởng:

$$pV = GRT = 8314.M.T \quad (5a)$$

Trong đó G là khối lượng sản phẩm cháy trong xilanh [kg]; R=8314/μ; R là hằng số của một kmol chất khí [J/kmolK]; μ là khối lượng của một mol sản phẩm cháy; G/ μ=M; M là số mol của sản phẩm cháy trong xilanh.

Số mol không khí nạp M_{air}, số mol nhiên liệu M_{fuel} và số mol khí tái tuần hoàn M_{EGR} cũng được xác định từ phương trình trạng thái của khí lý tưởng:

$$p_iV_i = G_iR_iT_i = 8314.M_i.T_i \quad (5b)$$

Khối lượng hỗn hợp khí trong xilanh G_{ivc} khi suppap hút, xả đóng được xác định bằng công thức sau [2]:

$$G_{ivc} = M_{air}\,\mu_{air} + M_{fuel}\,\mu_{fuel} + M_{EGR}\,\mu_{EGR} + k_{res}\,M_{res}\,\mu_{res} \quad (6)$$

Trong đó k_{res} là hệ số hiệu chỉnh khối lượng khí sót trong khí nạp.

2.3. Mô hình tính toán tổn thất nhiệt do bức xạ

Nhiệt lượng truyền cho thành vách xilanh do bức xạ được xác định như sau [4]:

$$Q_{rad} = k_{rad}F.5{,}7e^{-8}(T_p^4 - T_{wall}^4)M.\Delta t \quad (7)$$

Trong đó Q_{rad} là lượng nhiệt tổn thất do bức xạ; k_{rad} hệ số hấp thu nhiệt bức xạ; M số mol sản phẩm cháy; T_p là nhiệt độ khí cháy; T_{wall} là nhiệt độ thành vách xilanh; Δt khoảng thời gian bức xạ nhiệt.

Công sinh ra được tính theo công thức sau [4]:

$$L = (V_p - V_R)\left(\frac{p_1 + p_2}{2}\right) \quad (8)$$

Trong đó V_p thể tích sản phẩm cháy [m^3]; V_R thể tích sản phẩm không tham gia các phản ứng cháy [m^3]; p_1 và p_2 là áp suất trong xilanh trước và sau phản ứng cháy trong xilanh.

Phương trình cân bằng năng lượng trong vùng cháy được xác định như sau [4]:

$$L + Q_{rad} = U_R - U_p \quad (9)$$

Sai số trong phương trình cân bằng năng lượng là [4]:

$$ERR = U_p + L + Q_{rad} - U_R \quad (10)$$

Trong đó U_R nội năng của sản phẩm không tham gia phản ứng cháy; U_p nội năng của sản phẩm cháy.

Tổng nhiệt lượng tỏa ra trong xy lanh được xác định như sau:

$Q_g = Q_n + Q_{rad} + Q_{ht}$ (11)

Nhiệt độ sản phẩm cháy $T_{p\text{-}old}$ [4]:

$$T_{p-old} = T_R + \Delta T \quad (12)$$

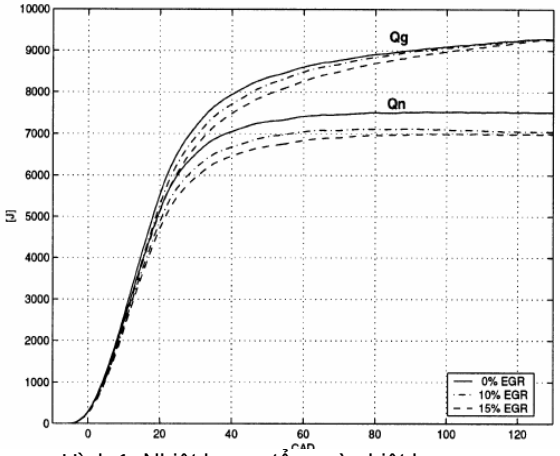
Trong đó T_R là nhiệt độ phản ứng cháy, ΔT là độ chênh nhiệt độ giữa nhiệt độ phản ứng cháy và nhiệt độ sản phẩm cháy, ΔT =f(lamda, EGR).

Nhiệt độ sản phẩm cháy thực tế trong xilanh [4]:

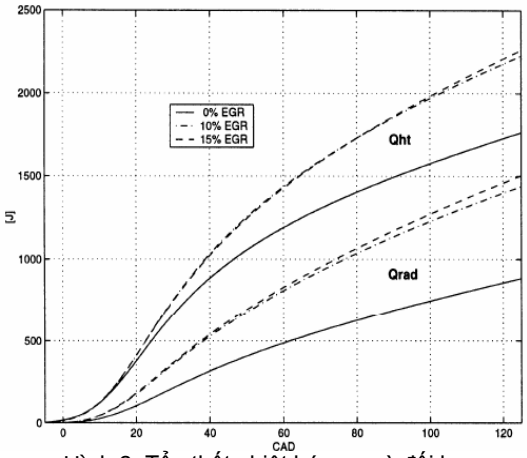
$$T_p = T_{p-old} - \frac{ERR}{C_v} \quad (13)$$

3. Kết quả và thảo luận

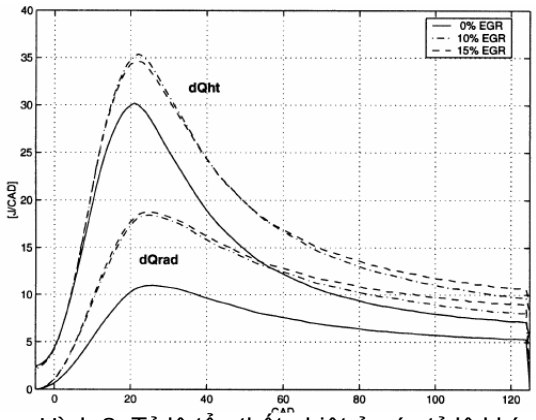
3.1. Kết quả tính toán



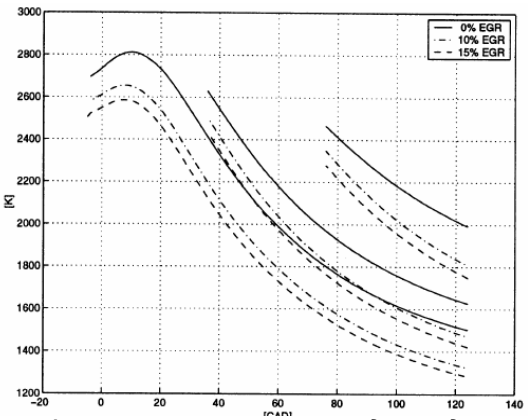
Hình 1. Nhiệt lượng tổng và nhiệt lượng thực tế tỏa ra trong xilanh ở các tỷ lệ khí xả hồi lưu khác nhau



Hình 2. Tổn thất nhiệt bức xạ và đối lưu cho thành vách xilanh ở các tỷ lệ khí xả hồi lưu khác nhau



Hình 3. Tỷ lệ tổn thất nhiệt ở các tỷ lệ khí xả hồi lưu khác nhau



Hình 4. Các nhiệt độ cục bộ ở các tỷ lệ khí xả hồi lưu khác nhau trong các vùng với điểm bắt đầu cháy khác nhau

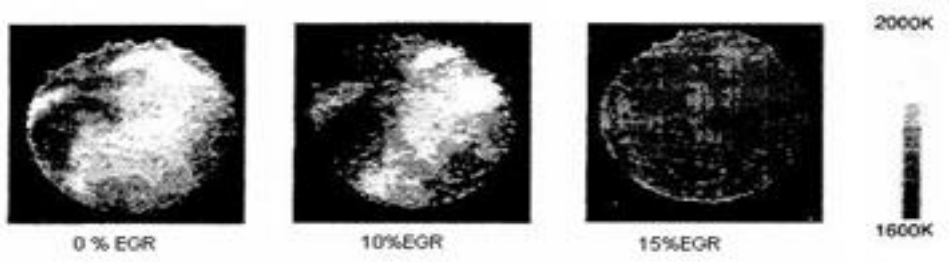
Xét cụ thể cho động cơ Hanshin 6LU32 có đường kính xilanh D=320 mm, hành trình piston S=600 mm, tỷ số nén 17,2 để xét ảnh hưởng của hồi lưu khí xả đến quá trình cháy trong động cơ diesel tàu thủy. Trên cơ sở của các mô hình tính toán trên, ứng dụng phần mềm Matlab để tính toán, các kết quả tính toán được phản ánh trên các đồ thị (hình 1, hình 2, hình 3, hình 4). Hình 1 thể hiện đồ thị thay đổi nhiệt lượng tổng Q_g và nhiệt lượng thực Q_n của khí cháy theo góc quay trục khuỷu khi lượng khí xả hồi lưu thay đổi. Hình 2, hình 3 là đồ thị thể hiện sự thay đổi tổn thất nhiệt

bức xạ và đối lưu theo góc quay trục khuỷu khi lượng khí xả hồi lưu thay đổi. Từ đồ thị ta thấy rằng khi lượng khí xả hồi lưu tăng thì lượng nhiệt tỏa ra của khí cháy giảm từ 5-7%. Sự giảm nhiệt lượng tổng và nhiệt lượng thực tế là do tổn thất nhiệt bức xạ và đối lưu tăng khi tỷ lệ khí xả hồi lưu tăng và quá trình cháy bị ảnh hưởng do cháy thiếu oxi. Tuy nhiên, khi lượng khí xả hồi lưu từ 10% trở xuống thì sự ảnh hưởng này là không đáng kể. Hình 4 thể hiện sự thay đổi nhiệt độ trong các vùng cháy khi lượng khí xả hồi lưu khác nhau. Từ đồ thị ta thấy khi lượng khí xả hồi lưu tăng thì nhiệt độ khí cháy giảm. Tuy nhiên, khi lượng khí xả hồi lưu từ 0 - 10% thì nhiệt độ khí cháy trong buồng đốt giảm đáng kể (từ 2800^0K xuống còn 2630^0K). Tuy nhiên, khi hệ số khí xả hồi lưu tăng lên thì nhiệt độ giảm không đáng kể. Nhiệt độ khí xả giảm là do nồng độ oxi trong hỗn hợp khí giảm khi tăng tỷ lệ EGR.

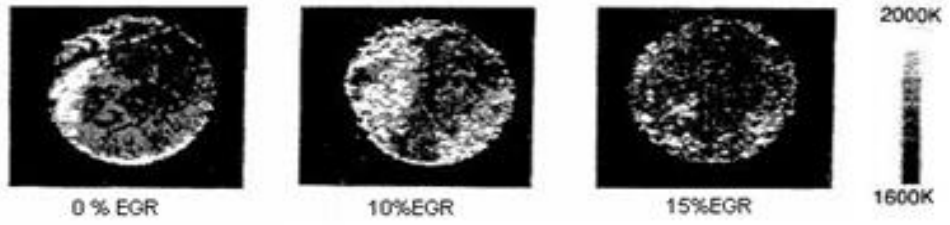
3.2. Kết quả thử nghiệm trên động cơ Hanshin 6LU32

Sau khi có kết quả tính toán lý thuyết cho động cơ diesel tàu thủy Hanshin 6LU32, tác giả tiếp tục thử nghiệm trên động cơ này tại phòng thí nghiệm Hệ động lực của Khoa Máy tàu biển, Trường Đại học Hàng hải Việt Nam. Kết quả chụp quá trình cháy thực nghiệm được thể hiện trên các hình 5 và hình 6 dưới đây.

Hình 5 là ảnh chụp quá trình cháy trong buồng đốt của động cơ diesel 6LU32 ở 15^0 góc quay trục khuỷu sau điểm chết trên với các lượng khí xả hồi lưu là 0%, 10% và 15%. Kết quả thử nghiệm động cơ ở tải 500kW với nhiệt độ khí xả của động cơ khi lượng hồi lưu 0% là 300^0C, khi lượng khí xả hồi lưu 10% là 315^0C và nhiệt độ khí xả khi lượng khí xả hồi lưu 15% là 330^0C. Hình 6 là ảnh chụp quá trình cháy trong buồng đốt cũng của động cơ diesel 6LU32 ở 19^0 góc quay trục khuỷu sau điểm chết trên với các lượng khí xả hồi lưu là 0%, 10% và 15%. Qua phân ảnh chụp quá trình cháy trong buồng đốt động cơ ở các thời điểm 15^0 và 19^0 góc quay trục khuỷu cho thấy rằng khi lượng khí xả hồi lưu trên 10% thì quá trình cháy kém đi rõ rệt, còn dưới 10% thì quá trình cháy ảnh hưởng không rõ rệt. Nhiệt độ khí xả của động cơ cũng thay đổi ít khi lượng khí xả hồi lưu từ 10% trở xuống.



Hình 5. Kết quả chụp quá trình cháy trong động cơ diesel ở 15^0 góc quay trục khuỷu với lượng khí xả hồi lưu khác nhau



Hình 6. Kết quả chụp quá trình cháy trong động cơ diesel ở 19^0 góc quay trục khuỷu với lượng khí xả hồi lưu khác nhau

Qua kết quả trên ta thấy rằng khi lượng khí xả hồi lưu từ 0-10% thì lượng nhiệt tỏa ra của khí cháy trong xi lanh giảm đi từ 5-7%, công suất của động cơ diesel cũng giảm khoảng từ 2-4% và nhiệt độ khí cháy trong xi lanh cũng giảm tương tự.

Khi lượng khí xả hồi lưu từ 15% trở lên thì lượng nhiệt của khí cháy trong xi lanh giảm đi nhiều và công suất của động cơ cũng giảm mạnh.

Khi lượng khí xả hồi lưu từ 10% trở xuống thì chất lượng quá trình cháy thay đổi không đáng kể, nhưng khi lượng khí xả hồi lưu trên 10% thì chất lượng quá trình cháy sẽ kém đi rõ rệt.

Như vậy, qua tính toán và kết quả thử nghiệm trên động cơ 6LU32 ta thấy rằng đối với động cơ diesel có hồi lưu khí xả thì lượng khí xả hồi lưu khoảng 10% không ảnh hưởng nhiều đến công suất của động cơ. Như vậy lượng khí xả hồi lưu cho các động cơ diesel khoảng 10% là hiệu quả nhất.

4. Kết luận

Như vậy, việc sử dụng động cơ diesel có hồi lưu khí xả sẽ giảm được phát thải độc tố ra môi trường, nhưng cũng ảnh hưởng đáng kể đến quá trình cháy trong buồng đốt động cơ diesel.

Chất lượng quá trình cháy của động cơ không ảnh hưởng nhiều (từ 5-7%) khi lượng khí xả hồi lưu từ 10% trở xuống, chất lượng quá trình cháy sẽ kém đi khi lượng khí xả hồi lưu lớn hơn 10%.

Phương pháp hồi lưu khí xả có thể áp dụng được cho các động cơ diesel tàu thủy để giảm thiểu ô nhiễm môi trường do khí xả của động cơ sinh ra.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

[1] Egnell, R. “Combustion Diagnostics by Means of Multizone Heat Release Analysis and NO Calculation”. SAE Paper 981424.

[2] Egnell. R. “A simple Approach to Studying the Relation between Fuel Rate, Heat Release Rate and NO Formation in Diesel Engines. SAE Paper 1999-01-3548

[3] Heywood, J. B. ”Internal Combustion Fundamentals”. McGraw-Hill series in mechanical engineering. 1988

[4] Rolf Egnell ‘The Influence of EGR on Heat Release Rate and NO Formation in a DI Diesel Engine 2000-0’-International Spring Fuels & Lubricants Meeting & Exposition Paris, France June 19-22, 20001807

Người phản biện: TS. Nguyễn Văn Tuấn; TS. Nguyễn Huy Hào

ĐIỀU KHIỂN CẦN TRỤC THÁP BẰNG KỸ THUẬT TRƯỢT

CONTROL OF TOWER CRANES USING SLIDING MODE METHOD

TS. LÊ ANH TUẤN

Khoa Cơ khí,Trường ĐHHH Việt Nam

Tóm tắt

Công trình này xây dựng một bộ điều khiển bền vững cho cần trục tháp dựa trên kỹ thuật trượt. Với hai tín hiệu vào gồm lực kéo xe con và mô men quay tháp, bộ điều khiển cùng lúc thực hiện ba nhiệm vụ: Cực tiểu các góc lắc hàng, dẫn động xe con, và quay tháp đến các vị trí yêu cầu. Kết quả mô phỏng cho thấy bộ điều khiển làm việc tốt, các đáp ứng của hệ ổn định và bền vững.

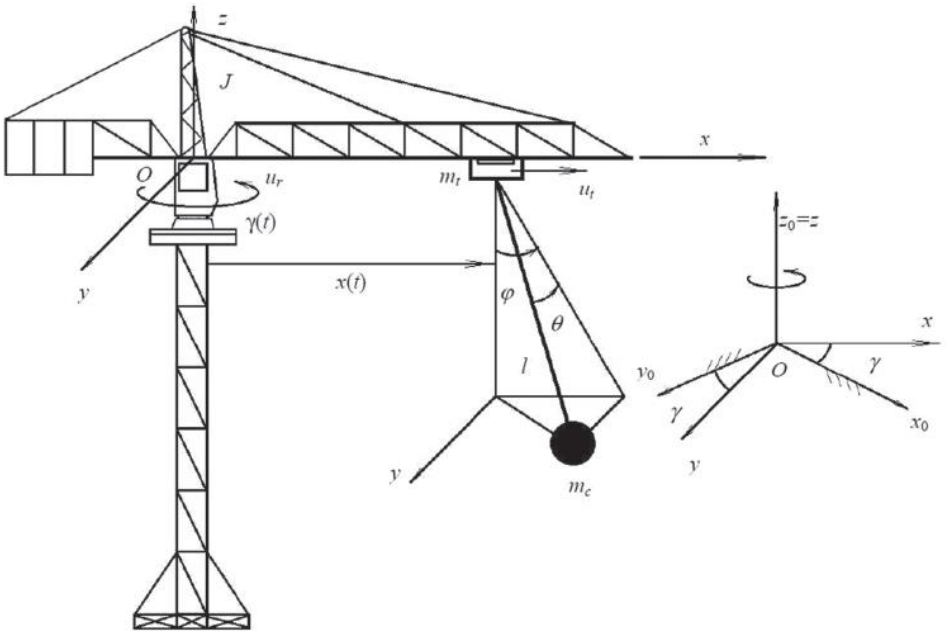
Abstract

This study designs a robust controller for tower cranes based on sliding mode technique. With two inputs composed of trolley-pulling force and tower-rotating torque, the controller simultaneously carries out three duties: minimizing cargo swing, tracking trolley, and rotating tower to the desired destinations. The simulation results show that the controller works well, the system response is stable and robust.

Key words: *Sliding mode control, tower cranes*

1. Giới thiệu chung

Dùng nhiều trong công tác xây dựng cơ bản, cần trục tháp này được khai thác với tốc độ cao để tăng năng suất. Khai thác nhanh dễ dẫn đến lắc hàng lớn và chuyển động không chính xác nếu cần trục không được trang bị các chiến lược điều khiển tốt. Có nhiều công trình công bố các giải pháp điều khiển cần trục tháp dựa trên nhiều kỹ thuật khác nhau. Masoud [1] thiết kế một luật điều khiển bằng kỹ thuật hồi tiếp trễ (time-delayed feedback). Vaughan [2] thiết kế bộ điều khiển vị trí và chống lắc hàng dựa trên kỹ thuật nắn tín hiệu vào (input shaping). Omar [3] xây dựng cấu trúc điều khiển trong trường hợp chiều dài cáp thay đổi bằng cách thay đổi các thông số của bộ điều khiển một cách thích nghi. Golafshani [4] tập trung vào bài toán điều khiển tối ưu quỹ đạo



Hình 1. Mô hình vật lý cần trục tháp

chuyển động của hàng. Không giống các công trình [1-4], bài báo này đề xuất thuật toán điều khiển cần trục tháp dựa trên kỹ thuật điều khiển trượt (sliding mode control - SMC). Đây là kỹ thuật điều khiển bền vững, được ứng dụng có hiệu quả trong những hệ có tham số biến đổi. Cần trục tháp là hệ có nhiều tham số thay đổi, ví dụ: Khối lượng hàng thay đổi theo từng trường hợp khai thác có thể từ vài chục kg cho đến vài chục tấn, chiều dài cáp nâng cũng thay đổi tùy thuộc vào từng thời điểm khai thác. Với bộ điều khiển trên nền tảng SMC, không cần phải thay đổi thông số của bộ điều khiển khi tham số của hệ thay đổi. Bộ điều khiển đảm bảo tính bền vững của đáp ứng hoặc đáp ứng ít bị thay đổi khi thay đổi tham số của hệ. Cần trục tháp là hệ hụt cơ cấu chấp hành mà ở đó bốn tín hiệu ra gồm chuyển vị xe con x_t, góc xoay tháp cẩu γ, hai góc lắc hàng θ và φ được điều khiển bởi hai cơ cấu chấp hành gồm lực kéo xe con u_t và mô men quay tháp u_r. Cấu trúc điều khiển SMC gồm hai thành phần: Thành phần thứ nhất dùng để hút quỹ đạo trạng thái đến mặt trượt và thành phần thứ hai dùng để đẩy quỹ đạo trạng thái đến các giá trị xác lập trên mặt trượt này.

2. Mô hình toán

Mô hình toán của cần trục tháp (hình 1) đã được xây dựng trong [5]. Mô hình toán gồm bốn phương trình vi phân phi tuyến, được viết gọn lại dưới dạng ma trận:

$$\mathbf{M}(\mathbf{q})\ddot{\mathbf{q}}+\mathbf{C}(\mathbf{q},\dot{\mathbf{q}})\dot{\mathbf{q}}+\mathbf{G}(\mathbf{q})=\mathbf{F} \tag{1}$$

với $\mathbf{M}(\mathbf{q})=\left[m_{ij=1\div4}\right]$, $\mathbf{C}(\mathbf{q},\dot{\mathbf{q}})=\left[c_{ij=1\div4}\right]$, $\mathbf{G}(\mathbf{q})=\begin{bmatrix}0 & 0 & g_1 & g_2\end{bmatrix}^T$, $\mathbf{F}=\begin{bmatrix}u_t & u_r & 0 & 0\end{bmatrix}^T$, và $\mathbf{q}=\begin{bmatrix}x & \gamma & \varphi & \theta\end{bmatrix}^T$ lần lượt là ma trận khối lượng, ma trận cản, véc tơ trọng lực, tín hiệu điều khiển, và véc tơ tín hiệu ra. Các phần tử của các ma trận và véc tơ nói trên xác định bằng các biểu thức:

$$m_{11}=\left(m_t+m_c\right);\ m_{22}=\left(J+\left(m_t+m_c\right)x^2+m_cl^2\sin^2\theta+m_cl^2\sin^2\varphi\cos^2\theta+2m_cl\sin\varphi\cos\theta x\right);$$

$$m_{33}=m_cl^2\cos^2\theta;\ m_{44}=m_cl^2;\ m_{12}=m_{21}=m_cl\sin\theta;\ m_{13}=m_{31}=m_cl\cos\varphi\cos\theta;$$

$$m_{14}=m_{41}=-m_cl\sin\varphi\sin\theta;\ m_{23}=m_{32}=\frac{m_cl^2}{2}\cos\varphi\sin2\theta;\ m_{24}=m_{42}=-\left(m_cl^2\sin\varphi+m_cl\cos\theta x\right);$$

$$c_{11}=b_x;\ c_{12}=\left(m_c l\cos\theta\left(\dot\theta-\sin\varphi\dot\gamma\right)-\left(m_t+m_c\right)x\dot\gamma\right);\ c_{13}=-m_c l\left(\cos\varphi\sin\theta\dot\theta+\sin\varphi\cos\theta\dot\varphi\right);$$

$$c_{14}=m_c l\left(\cos\theta\dot\gamma-\cos\varphi\sin\theta\dot\varphi-\sin\varphi\cos\theta\dot\theta\right);\ c_{21}=\left(2\left(m_t+m_c\right)x+m_c l\sin\varphi\cos\theta\right)\dot\gamma;$$

$$c_{22}=b_\gamma+m_c l\left(\sin\varphi\cos\theta\dot x+\cos\varphi\cos\theta x\dot\varphi-\sin\varphi\sin\theta x\dot\theta\right)+m_c l^2\left(\sin 2\varphi\cos^2\theta\dot\varphi+\cos^2\varphi\sin 2\theta\dot\theta\right);$$

$$c_{23}=m_c l\left(\cos\varphi\cos\theta x\dot\gamma-l\left(\frac{1}{2}\sin\varphi\sin 2\theta\dot\varphi+\cos\varphi\dot\theta\right)\right);\ c_{32}=-m_c l\left(\frac{l}{2}\sin 2\varphi\cos^2\theta\dot\gamma+\cos\varphi\cos\theta x\dot\gamma\right);$$

$$c_{24}=m_c l\left(l\cos 2\theta\cos\varphi\dot\varphi+\left(\sin\theta x\dot\theta-\sin\varphi\sin\theta x\dot\gamma\right)\right);\ c_{33}=b_\varphi-\frac{m_c l^2}{2}\sin 2\theta\dot\theta;c_{41}=-m_c l\cos\theta\dot\gamma;$$

$$c_{34}=m_c l^2\left(2\cos^2\theta\cos\varphi\dot\gamma-\frac{1}{2}\sin 2\theta\dot\varphi\right);\ c_{42}=m_c l\left(\sin\varphi\sin\theta x\dot\gamma-\cos\theta\dot x-\frac{l}{2}\cos^2\varphi\sin 2\theta\dot\gamma\right);$$

$$c_{43}=m_c l^2\left(\frac{1}{2}\sin 2\theta\dot\varphi-2\cos^2\theta\cos\varphi\dot\gamma\right);\ c_{44}=b_\theta;\ g_1=m_c gl\cos\theta\sin\varphi\ ;\ g_2=m_c gl\sin\theta\cos\varphi.$$

Ở đây, m_t là khối lượng xe con, m_c là khối lượng hàng, J là mô men quán tính của tháp cẩu.

3. Thiết kế luật điều khiển SMC

Luật điều khiển SMC được thiết kế để dẫn trạng thái chủ động $\mathbf{q}_1=\begin{bmatrix}x & \gamma\end{bmatrix}^T$ đến giá trị xác lập $\mathbf{q}_{1d}=\begin{bmatrix}x_d & \gamma_d\end{bmatrix}^T$ và góc lắc hàng $\mathbf{q}_2=\begin{bmatrix}\varphi & \theta\end{bmatrix}^T$ tiến đến $\mathbf{q}_{2d}=\begin{bmatrix}0 & 0\end{bmatrix}^T$. Tương ứng hai loại trạng thái, mô hình toán (1) được tách làm hai

$$\mathbf{M}_{11}\left(\mathbf{q}\right)\ddot{\mathbf{q}}_1+\mathbf{M}_{12}\left(\mathbf{q}\right)\ddot{\mathbf{q}}_2+\mathbf{C}_{11}\left(\mathbf{q},\dot{\mathbf{q}}\right)\dot{\mathbf{q}}_1+\mathbf{C}_{12}\left(\mathbf{q},\dot{\mathbf{q}}\right)\dot{\mathbf{q}}_2=\mathbf{F}_1 \tag{2}$$

$$\mathbf{M}_{21}\left(\mathbf{q}\right)\ddot{\mathbf{q}}_1+\mathbf{M}_{22}\left(\mathbf{q}\right)\ddot{\mathbf{q}}_2+\mathbf{C}_{21}\left(\mathbf{q},\dot{\mathbf{q}}\right)\dot{\mathbf{q}}_1+\mathbf{C}_{22}\left(\mathbf{q},\dot{\mathbf{q}}\right)\dot{\mathbf{q}}_2+\mathbf{G}_2\left(\mathbf{q}\right)=\mathbf{0} \tag{3}$$

Các thành phần của (2) và (3) được xác định trong công trình [5]. Ma trận $\mathbf{M}_{11}\left(\mathbf{q}\right)$ và $\mathbf{M}_{22}\left(\mathbf{q}\right)$ xác định dương với mọi $l>0$. Biểu thức (2) và (3) được viết lại

$$\ddot{\mathbf{q}}_1=-\mathbf{M}_{11}^{-1}\left(\mathbf{q}\right)\left\{\mathbf{M}_{12}\left(\mathbf{q}\right)\ddot{\mathbf{q}}_2+\mathbf{C}_{11}\left(\mathbf{q},\dot{\mathbf{q}}\right)\dot{\mathbf{q}}_1+\mathbf{C}_{12}\left(\mathbf{q},\dot{\mathbf{q}}\right)\dot{\mathbf{q}}_2-\mathbf{F}_1\right\} \tag{4}$$

$$\ddot{\mathbf{q}}_2=-\mathbf{M}_{22}^{-1}\left(\mathbf{q}\right)\left\{\mathbf{M}_{21}\left(\mathbf{q}\right)\ddot{\mathbf{q}}_1+\mathbf{C}_{21}\left(\mathbf{q},\dot{\mathbf{q}}\right)\dot{\mathbf{q}}_1+\mathbf{C}_{22}\left(\mathbf{q},\dot{\mathbf{q}}\right)\dot{\mathbf{q}}_2+\mathbf{G}_2\left(\mathbf{q}\right)\right\} \tag{5}$$

Thay (5) vào (2), và (4) vào (3), ta được hai hệ con

$$\bar{\mathbf{M}}_1\left(\mathbf{q}\right)\ddot{\mathbf{q}}_1+\bar{\mathbf{C}}_{11}\left(\mathbf{q},\dot{\mathbf{q}}\right)\dot{\mathbf{q}}_1+\bar{\mathbf{C}}_{12}\left(\mathbf{q},\dot{\mathbf{q}}\right)\dot{\mathbf{q}}_2+\mathbf{G}_1\left(\mathbf{q}\right)=\mathbf{F}_1 \tag{6}$$

$$\bar{\mathbf{M}}_2\left(\mathbf{q}\right)\ddot{\mathbf{q}}_2+\bar{\mathbf{C}}_{21}\left(\mathbf{q},\dot{\mathbf{q}}\right)\dot{\mathbf{q}}_1+\bar{\mathbf{C}}_{22}\left(\mathbf{q},\dot{\mathbf{q}}\right)\dot{\mathbf{q}}_2+\mathbf{G}_2\left(\mathbf{q}\right)=\mathbf{F}_2 \tag{7}$$

Các thành phần của hệ (6)&(7) xem thêm trong công trình [5]. Quá trình thiết kế gồm hai giai đoạn. Đầu tiên, một mặt trượt được xây dựng để sao cho các quỹ đạo trạng thái bị hút về phía nó. Tiếp đến, một luật điều khiển được thiết kế để đẩy tất cả các trạng thái đến giá trị yêu cầu trên mặt trượt. Định nghĩa một mặt trượt có dạng

$$\mathbf{s}=\begin{bmatrix}s_1 & s_2\end{bmatrix}^T=\dot{\mathbf{e}}_1+\boldsymbol{\lambda}_1\mathbf{e}_1+\boldsymbol{\alpha}\dot{\mathbf{e}}_2+\boldsymbol{\lambda}_2\mathbf{e}_2 \tag{8}$$

với $\mathbf{e}_1=\mathbf{q}_1-\mathbf{q}_{1d}=\begin{bmatrix}x-x_d & \gamma-\gamma_d\end{bmatrix}^T$ và $\mathbf{e}_2=\mathbf{q}_2-\mathbf{q}_{2d}=\begin{bmatrix}\varphi & \theta\end{bmatrix}^T$ là các sai số tín hiệu. $\boldsymbol{\lambda}_1=\mathrm{diag}\left(\lambda_{11},\lambda_{12}\right)$, $\boldsymbol{\lambda}_2=\mathrm{diag}\left(\lambda_{21},\lambda_{22}\right)$, $\boldsymbol{\alpha}=\mathrm{diag}\left(\alpha_1,\alpha_2\right)$ là các tham số thiết kế. Đạo hàm mặt trượt theo thời gian ta được

$$\dot{\mathbf{s}} = \ddot{\mathbf{q}}_1 + \boldsymbol{\lambda}_1\dot{\mathbf{q}}_1 + \boldsymbol{\alpha}\ddot{\mathbf{q}}_2 + \boldsymbol{\lambda}_2\dot{\mathbf{q}}_2 \tag{9}$$

Thay (6) và (7) vào (9) và đặt $\dot{\mathbf{s}} = \mathbf{0}$, ta được tín hiệu điều khiển quy đổi

$$\begin{aligned}\hat{\mathbf{F}}_1 = &\left(\bar{\mathbf{M}}_1^{-1}(\mathbf{q}) - \boldsymbol{\alpha}\bar{\mathbf{M}}_2^{-1}(\mathbf{q})\mathbf{M}_{21}(\mathbf{q})\mathbf{M}_{11}^{-1}(\mathbf{q})\right)^{-1} \\ &\cdot\begin{pmatrix}\left(\boldsymbol{\alpha}\bar{\mathbf{M}}_2^{-1}(\mathbf{q})\bar{\mathbf{C}}_{21}(\mathbf{q},\dot{\mathbf{q}}) + \bar{\mathbf{M}}_1^{-1}(\mathbf{q})\bar{\mathbf{C}}_{11}(\mathbf{q},\dot{\mathbf{q}}) - \boldsymbol{\lambda}_1\right)\dot{\mathbf{q}}_1 \\ +\left(\boldsymbol{\alpha}\bar{\mathbf{M}}_2^{-1}(\mathbf{q})\bar{\mathbf{C}}_{22}(\mathbf{q},\dot{\mathbf{q}}) + \bar{\mathbf{M}}_1^{1}(\mathbf{q})\bar{\mathbf{C}}_{12}(\mathbf{q},\dot{\mathbf{q}}) - \boldsymbol{\lambda}_2\right)\dot{\mathbf{q}}_2 \\ +\left(\boldsymbol{\alpha}\bar{\mathbf{M}}_2^{-1}(\mathbf{q}) - \bar{\mathbf{M}}_1^{-1}(\mathbf{q})\mathbf{M}_{12}(\mathbf{q})\mathbf{M}_{22}^{-1}(\mathbf{q})\right)\mathbf{G}_2(\mathbf{q})\end{pmatrix}\end{aligned} \tag{10}$$

Để duy trì quỹ đạo trạng thái trên mặt trượt, tác động đóng-ngắt được đưa vào tín hiệu điều khiển. Luật điều khiển SMC bây giờ có dạng

$$\mathbf{F}_1 = \hat{\mathbf{F}}_1 - \mathbf{K}\mathbf{sgn}(\mathbf{s}) \tag{11}$$

với $\mathbf{K} = \mathrm{diag}(K_1, K_2)$. Các thông số $\mathbf{K}$, $\boldsymbol{\lambda}_1$, $\boldsymbol{\lambda}_2$ được chọn sao cho mặt trượt ổn định và quỹ đạo trạng thái trượt đến vị trí yêu cầu trên mặt $\mathbf{s}$ càng nhanh càng tốt. $\mathbf{sgn}(\mathbf{s})$ là hàm dấu của mặt trượt. Luật điều khiển SMC (11) phải thỏa mãn hai điều kiện: (i) Nó đẩy được quỹ đạo trạng thái đến mặt trượt. (ii) Khi đã ở trên mặt trượt, nó kéo quỹ đạo trạng thái đến vị trí tham chiếu. Để phân tích ổn định mặt trượt, ta xét hàm Lyapunov $V = 0.5\mathbf{s}^T\mathbf{s} \geq 0$ mà đạo hàm của nó xác định bởi

$$\dot{V} = \mathbf{s}^T\dot{\mathbf{s}} \tag{12}$$

Thay các biểu thức (8), (9), và (11) vào (12), ta được

$$\dot{V} = -\mathbf{s}^T\mathbf{K}\mathbf{sgn}(\mathbf{s}) \tag{13}$$

Dễ thấy $\dot{V} \leq 0$ với mọi $\mathbf{K}$ xác định dương. Dùng bổ đề Barbalat, dễ chứng minh được $\begin{bmatrix}s_1 & s_2\end{bmatrix}^T \to \begin{bmatrix}0 & 0\end{bmatrix}^T$. Vậy, mặt trượt ổn định tiệm cận. Nói cách khác, các quỹ đạo trạng thái hội tụ tiệm cận đến mặt trượt. Nếu α được chọn sao cho $\left(\bar{\mathbf{M}}_1^{-1}(\mathbf{q}) - \boldsymbol{\alpha}\bar{\mathbf{M}}_2^{-1}(\mathbf{q})\mathbf{M}_{21}(\mathbf{q})\mathbf{M}_{11}^{-1}(\mathbf{q})\right)$ tồn tại, luật điều khiển SMC (11) dẫn quỹ đạo trạng thái tiến đến mặt trượt một cách tiệm cận.

4. Mô phỏng và kết quả

Chất lượng của bộ điều khiển được kiểm nghiệm bằng mô phỏng số. Hệ động lực (2)&(3) dẫn động bằng luật điều khiển SMC (11) được lập trình bằng phương pháp số trên môi trường MATLAB. Hệ (2)&(3) gồm 4 phương trình vi phân cấp hai phi tuyến được chuyển thành một hệ gồm 8 phương trình vi phân cấp một phi tuyến. Hệ được dẫn bởi hai tín hiệu điều khiển $\mathbf{F}_1 = \begin{bmatrix}u_t & u_r\end{bmatrix}^T$. Giải hệ này bằng thuật toán số Runge–Kutta bậc 4, ta được các đáp ứng của hệ. Các thông số dùng trong mô phỏng cho trên bảng 1. Đặc tính của hệ dưới tác dụng của bộ điều khiển được thể hiện trên các hình từ 2 đến 5.

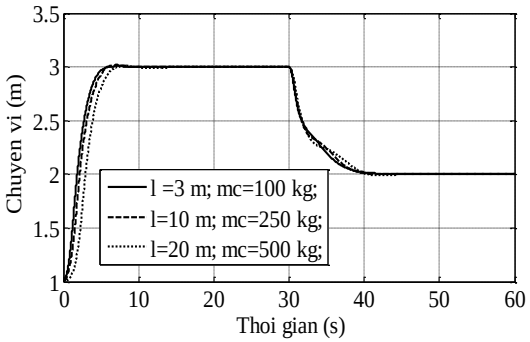
Bảng 1. Các thông số mô phỏng điều khiển cần trục tháp

Các thông số của cần trục tháp	Bộ điều khiển SMC
m_t = 400 kg; J = 90 kgm^2; b_x = 90 Ns/m; b_g = 140 N s/m; b_t = 12 N s/m; b_p = 12 N s/m;	λ_{11} = 0,55; λ_{12} = 0,5; λ_{21} = –3; λ_{22} = –2; α_1 = 0,1; α_2 = 0,1; K_1 = 500; K_2 = 700;

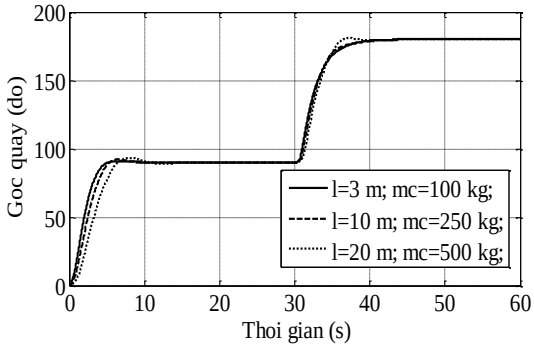
Điều khiển SMC được xếp vào nhóm điều khiển bền vững. Điều khiển SMC không cần mô hình toán quá chính xác. Một tính chất quan trọng của SMC là nó đảm bảo đáp ứng của hệ bền vững dưới tác động của nhiễu và ngay cả khi tham số của hệ thay đổi. Các đáp ứng của hệ trên hình từ 2 đến 5 được mô phỏng trong trường hợp hai tham số của cần trục tháp là khối lượng

hàng và chiều dài cáp nâng thay đổi trong dãi rộng theo ba mức: $m_c = [100 \quad 250 \quad 500]$ kg, $l = [3 \quad 10 \quad 20]$ m.

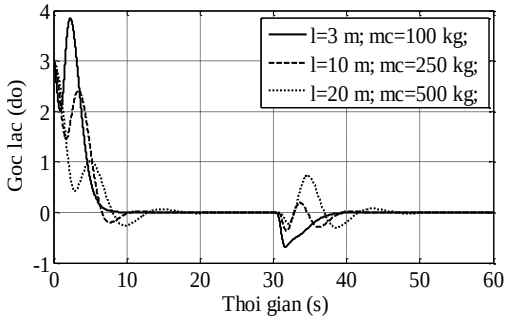
Để khẳng định chất lượng của bộ điều khiển, sự so sách hai chỉ tiêu chất lượng của đáp ứng (gồm thời gian quá độ và lượng quá điều chỉnh khi l=3 m và m_c=100 kg) của công trình này với công trình [3] dùng kỹ thuật thích nghi - gain scheduling được thể hiện trên bảng 2.



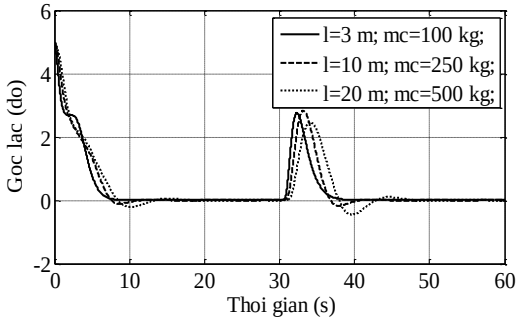
Hình 2. Chuyển động xe con



Hình 3. Quay tháp



Hình 4. Góc lắc hàng φ



Hình 5. Góc lắc hàng θ

Bảng 2. So sánh các chỉ tiêu chất lượng của đáp ứng hệ thống điều khiển

	Kỹ thuật trượt-SMC		Thích nghi - gain scheduling [3]	
	Thời gian tăng (s)	Lượng quá điều chỉnh	Thời gian tăng (s)	Lượng quá điều chỉnh
Chuyển vị xe con	9	0	3	0.1 m
Quay tháp	12	0	3.5	0
Góc lắc hàng φ	9.5	3.8^0	3.8	14^0
Góc lắc hàng θ	9	2.8^0	3.6	7^0

Có thể thấy các đáp ứng ở thời kỳ quá độ không thay đổi nhiều theo ba mức thay đổi tham số của hệ. Bộ điều khiển SMC đảm bảo ổn định tiệm cận tất cả các tín hiệu ra: Xe con và tháp quay được dẫn động chính xác đến các vị trí yêu cầu. Góc lắc hàng được giữ nhỏ ở giai đoạn vận chuyển và triệt tiêu hoàn toàn ở đích đến của tải. Chuyển vị của xe con và tháp cẩu vẫn tồn tại lượng quá điều chỉnh khi tham số của hệ biến đổi rộng.

5. Kết luận

Dựa trên kỹ thuật SMC, một bộ điều khiển phi tuyến bền vững đã được thiết kế thành công cho chuyển động ba chiều của cần trục tháp. Bộ điều khiển làm việc hiệu quả: Chống lắc hàng tốt, dẫn động nhanh và chính xác xe con và tháp cẩu. Không cần phải thay đổi thông số của bộ điều khiển khi tham số của cần trục tháp thay đổi mà vẫn đảm bảo cần trục làm việc ổn định và bền vững. Kết quả chỉ mới dừng lại ở mô phỏng. Chúng tôi sẽ nghiên cứu thực nghiệm để kiểm chứng chất lượng của bộ điều khiển và có giải pháp cải tiến cấu trúc điều khiển ở công trình tiếp theo.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

[1]. Masoud, Z. N., Nayfeh, A. H., and Mousa, A. A. Delayed position feedback controller for the reduction of payload pendulations of rotary cranes. *Journal of Vibration and Control*, 2003, 9 (1-2), 257-277.

[2]. Vaughan, J., Kim, D., and Singhose, W. Control of tower crane with double-pendulum payload dynamics. *IEEE Transactions on Control System Technology*, 2010, 18 (6), 1345-1358.

[3]. Omar, H. M. and Nayfeh, A. H. Gain scheduling feedback control for tower cranes. *Journal of Vibration and Control*, 2003, 9 (3-4), 399-418.

[4]. Golafshani, A. R. Modeling and optimal control of tower crane motions, *PhD thesis*, University of Waterloo, Ontario, Canada, 1999.

[5].Tuan, L. A., Dang, V. H., Ko, D. H., Tran, N. A., and S. G. Lee. Nonlinear controls of a rotating tower crane in conjunction with trolley motion, *Journal of Systems and Control Engineering*, 227 (5) (2013) 451-460.

Người phản biện: PGS.TS. Lê Văn Học; PGS.TS. Lê Văn Điểm

NGHIÊN CỨU ĐỀ XUẤT MỘT SỐ GIẢI PHÁP KHẮC PHỤC HẬU QUẢ CỦA BIẾN ĐỔI KHÍ HẬU VÀ NƯỚC BIỂN DÂNG ĐỐI VỚI CÔNG TRÌNH BẾN BỆ CỌC CAO TẠI VIỆT NAM

RESEARCHING AND PROPOSING SOME SOLUTIONS TO OVERCOME CONSEQUENCES OF CLIMATE CHANGE AND SEA LEVEL RISE FOR QUAYS IN FORM OF OPEN PILE SYSTEM WITH ELEVATED CONCRETE DECK IN VIETNAM

PGS.TS. NGUYỄN VĂN NGỌC

Khoa Công trình, Trường ĐHHH Việt Nam

Tóm tắt

Tính toán kiểm tra cao độ mặt bến các công trình bến cảng biển đã xây dựng tại Việt Nam theo kịch bản biến đổi khí hậu của Bộ Tài nguyên và Môi trường [1], có rất nhiều công trình bị ngập do nước biển dâng. Khắc phục vấn đề này, bài báo trình bày kết quả nghiên cứu đề xuất một số giải pháp nhằm ứng phó với biến đổi khí hậu và nước biển dâng đối với các công trình bến bệ cọc cao đã xây dựng tại Việt Nam.

Abstract

According to the climate change scenario of Ministry of natural resources and environment [1], many quays that have been built in Viet Nam will be flooded because of the sea level rise. To overcome this problem, the paper would like to present the result of research of some adapations to climate change and sea level rise for quays in form of open pile system with concrete deck which have been built in Viet Nam.

1. Đặt vấn đề

Theo kịch bản biến đổi khí hậu (BĐKH) và nước biển dâng (NBD) của Bộ Tài nguyên và Môi trường, tính toán cho thấy cả 6 nhóm cảng đều có công trình bị ngập [5], trong đó có công trình có thể bị ngập tới 2,6m. Vì vậy việc nghiên cứu đưa ra giải pháp khắc phục cho các công trình bến bệ cọc cao đã được xây dựng tại Việt Nam có hiệu quả kinh tế kỹ thuật cao là hết sức cần thiết.

2. Một số giải pháp ứng phó đối với công trình bến bệ cọc cao đã xây dựng.

Trong bài báo đã đăng trên tạp chí Khoa học công nghệ Hàng hải, trình bày giải pháp ứng phó đối với hai loại công trình bến tường cọc và bến trọng lực; vì vậy trong bài này chỉ trình bày giải pháp khắc phục với công trình bến bệ cọc cao với mức độ ngập 1,0m; lấy ví dụ đối với công trình bến 20.000DWT tại Đình Vũ [4].

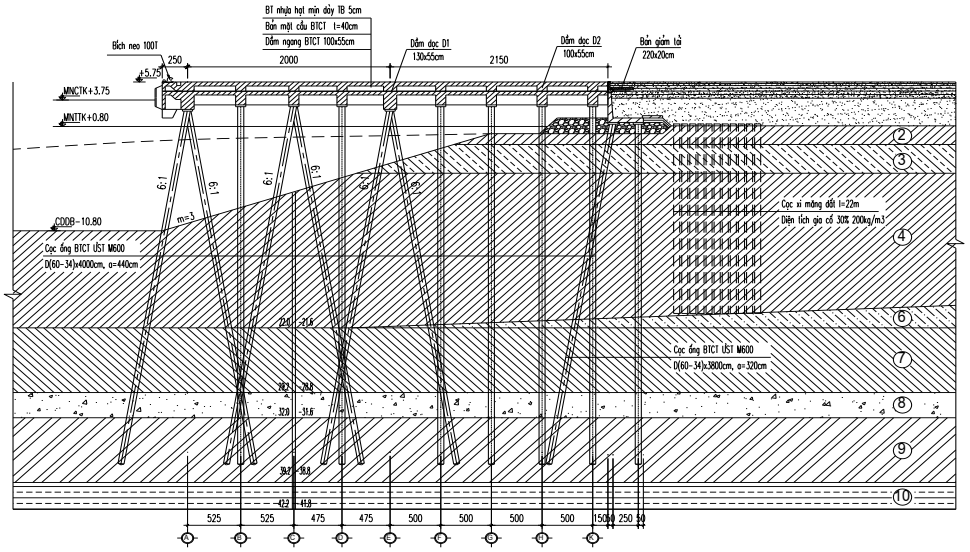
2.1. Các phương án khắc phục kết cấu công trình bến.

1) Phương án 1: *Nâng cao độ mặt bến bằng hệ dầm, bản mặt cầu (hình 1).*

Kết cấu bến theo phương án này được bổ sung thêm hệ thống dầm bản bằng bê tông cốt thép cao 1m bao gồm:

- Dầm ngang DN-1 có tiết diện: bxh= 100x100cm (chiều cao tính cả bản mặt cầu).
- Dầm ngang DN-2 có tiết diện: bxh= 100x100cm (chiều cao tính cả bản mặt cầu).

- Dầm dọc DCT1 có tiết diện: bxh= 130x100cm (chiều cao tính cả bản mặt cầu);
- Dầm dọc DCT2 có tiết diện: bxh= 130x100cm (chiều cao tính cả bản mặt cầu);
- Dầm dọc DD1 đến DD7 có tiết diện: bxh= 100x100cm (chiều cao tính cả bản mặt cầu);
- Bản tựa tàu bằng bê tông cốt thép (BTCT), bê tông M300-B6 đá 1x2 có chiều cao 1,0m (chiều cao tính cả phần bản tựa tàu trong bản mặt cầu), dày 30cm chạy suốt theo chiều dài phân đoạn).
- Bản mặt cầu chính bằng BTCT, bê tông M300-B6 đá 1x2 đổ tại chỗ dày 40cm. Phía trên bản mặt cầu có phủ lớp bê tông hạt mịn (BTTNC10) dày 4,5cm.

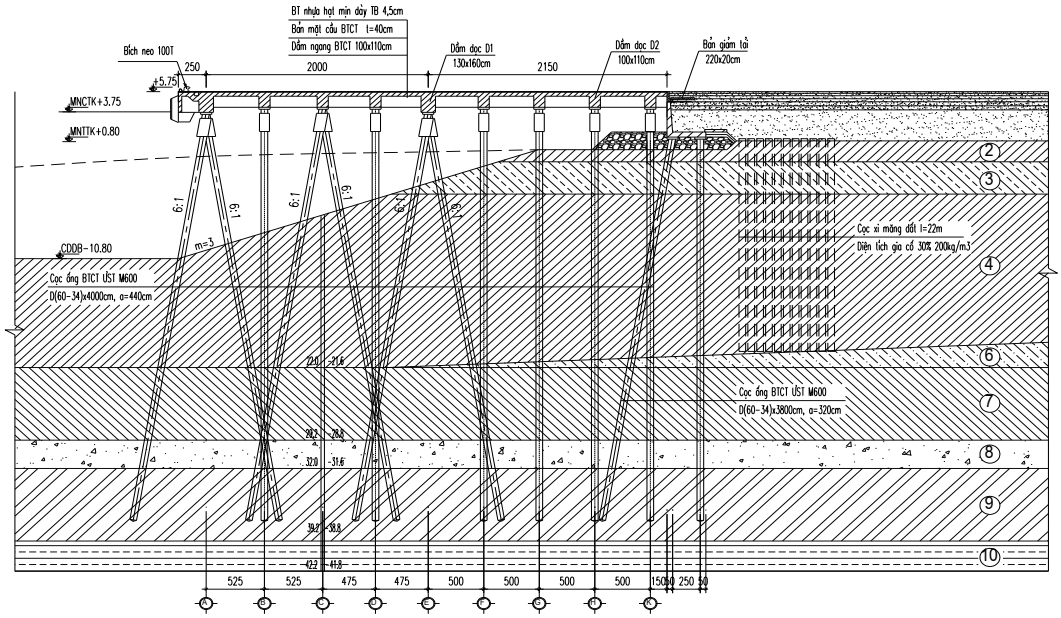


Hình 1. Mặt cắt ngang bến nâng cao độ theo phương án 1

2) Phương án 2: *Nâng cao độ mặt bến bằng cách kích nâng kết cấu bên trên (hình 2).*

Kết cấu bến theo phương án này được cắt toàn bộ các hàng cọc để kích nâng hệ thống dầm bản bên trên lên 1m theo từng phân đoạn, vị trí cắt cọc cách đáy dầm ngang 1m. Sau đó các cọc được nối lại bằng cọc bê tông cốt thép đặc có kích thước như sau:

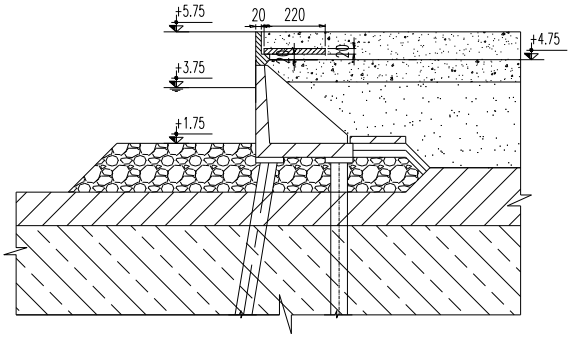
- Cọc thẳng: Mối nối cọc có đường kính 90cm, chiều cao 180cm.
- Cọc xiên: Mối nối cọc có đường kính 100cm, chiều cao 180cm.



Hình 2. Mặt cắt ngang bến nâng cao độ theo phương án 2

2.2. Các phương án khắc phục kết cấu tường góc (công trình sau bến).

1) Phương án 1: *Dùng bản neo giảm tải (hình 3).*



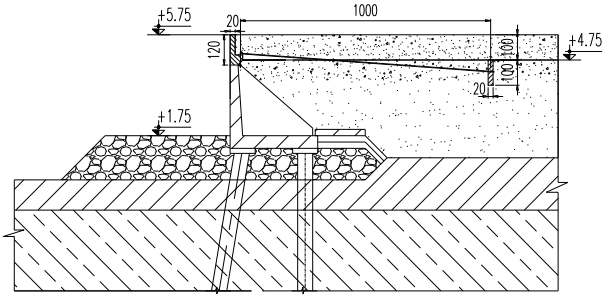
Hình 3. Mặt cắt ngang kết cấu tường góc có neo ngoài bằng bản giảm tải

Kết cấu tường góc theo phương án này được bổ sung thêm tường mặt cao 1m nối tiếp với tường mặt của tường góc hiện tại và bản neo giảm tải để neo giữ tường mặt có kích thước như sau:

- Tường mặt có chiều dày 20cm, phần nối tiếp với đỉnh tường mặt hiện tại được mở rộng có kích thước bxh=50x20cm để liên kết với bản neo, đục phá đỉnh tường mặt xuống 20cm để nối cốt thép với tường mặt bên trên.

- Bản neo có một đầu liên kết với tường mặt và một đầu đặt tự do trên nền cát cách mặt đất bên trên 60cm, bản neo được chia thành các tấm bằng BTCT có kích thước bxhxl= 220x20x320cm, các bản neo được bố trí dọc theo chiều dài tường góc.

2) Phương án 2: *Dùng hệ thống neo (hình 4).*



Hình 4. Mặt cắt ngang kết cấu tường góc có neo ngoài bằng thanh neo

Kết cấu tường góc theo phương án này được bổ sung thêm tường mặt cao 1m nối tiếp với tường mặt của tường góc hiện tại và hệ thống thanh neo, bản neo để neo giữ tường mặt có kích thước như sau:

- Tường mặt có chiều dày 20cm, phần nối tiếp với đỉnh tường mặt hiện hữu được mở rộng có kích thước bxh=50x20cm để liên kết với thanh neo, đục phá đỉnh tường mặt xuống 20cm để nối cốt thép với tường mặt bên trên.

- Thanh neo có đường kính D50mm, chiều dài 10m. Bản neo có dạng bản neo ghép được chia thành các tấm bằng BTCT có kích thước bxhxl= 20x100x620cm; tại vị trí liên kết với thanh neo, bản neo được bổ sung thêm sườn gia cường kích thước bxhxl= 30x50x100cm.

2.3. Tính toán nội lực kết cấu [2],[3],[4],[6]

1) Tính toán nội lực kết cấu dầm ngang, dầm dọc công trình bến.

- *Phương án 1:* Nội lực tăng từ 1 ÷ 50%
- *Phương án 2:* Nội lực giảm 0,27% ÷ 44,05%

2) Tính toán nội lực tường góc

- *Phương án 1:* Do có hệ thống giảm tải giá trị áp lực ngang của đất và mômen đều giảm
- *Phương án 2:* Giá trị áp lực đất và mômen đều tăng 49,34% ÷ 71,22%

2.4. Tính toán so sánh kinh tế

1) Công trình bến

Phương án 1 có chi phí xây dựng là: 4.475.000VNĐ/m^2.

Phương án 2 có chi phí xây dựng là: 3.117.000VNĐ/m^2.

2) Tường góc (công trình sau bến)

Phương án 1 có chi phí xây dựng là: 7.357.000VNĐ/mdài.

Phương án 2 có chi phí xây dựng là: 8.800.000VNĐ/mdài.

Nhận xét: *giải pháp khắc phục công trình bến theo phương án 2 và giải pháp khắc phục công trình sau bến theo phương án 1 cho hiệu quả kinh tế và kỹ thuật là tốt nhất, vì vậy kiến nghị chọn làm phương án kết cấu khắc phục với BĐKH và NBD.*

3. Kết luận

Qua các giải pháp khắc phục ngập các công trình bến bệ cọc cao tại Việt Nam do biến đổi khí hậu cho thấy tổn thất về kinh tế là rất lớn, vì vậy cần phải có giải pháp ứng phó với biến đổi khí hậu và nước biển dâng đối với các công trình thiết kế mới.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

[1].Bộ Tài nguyên môi trường: *Kịch bản biến đổi khí hậu, nước biển dâng cho Việt Nam*, Hà Nộii 2011.

[2].*Công trình bến cảng biển*, Tiêu chuẩn thiết kế 22 TCN 207-92.

[3].*Móng cọc*, Tiêu chuẩn thiết kế TCXD 205-1998.

[4].Nguyễn Văn Ngọc. *Đánh giá và xây dựng giải pháp ứng phó với biến đổi khí hậu, nước biển dâng cho ngành Hàng hải Việt Nam*, Đề tài cấp Bộ mã số CC101001, 2010-2013.

[5].Nguyễn Văn Ngọc. *Đánh giá tác động của biến đổi khí hậu và nước biển dâng tới công trình thủy và đề xuất biện pháp giảm thiểu*, Tạp chí KHCNHH số 30-04/2012.

[6].*Tải trọng và tác động (do sóng và do tàu) lên công trình thủy*, Tiêu chuẩn thiết kế 22 TCN 222-95.

Người phản biện: PGS.TS. Phạm Văn Thứ; TS. Trần Long Giang

NGHIÊN CỨU ẢNH HƯỞNG CỦA CỌC XIÊN ĐẾN SỰ PHÂN BỐ NỘI LỰC TRONG KẾT CẤU CÔNG TRÌNH BẾN BẰNG MÔ HÌNH 3D TRONG SAP 2000

STUDYING THE EFFECTS OF OBLIQUE PILES ON THE DISTRIBUTION OF INTERNAL FORCE OF THE QUAY STRUCTURE WITH 3D MODEL IN SAP 2000

TS. TRẦN LONG GIANG

Khoa Công trình, Trường ĐHHH Việt Nam

Tóm tắt

Trong bài báo này, tác giả trình bày nghiên cứu ảnh hưởng của các cọc xiên đến khả năng chịu lực của kết cấu bến bệ cọc cao nền cọc thép. Phần mềm SAP2000, một trong những phần mềm mô hình hóa kết cấu hiện đại và cho kết quả tính toán có độ chính xác cao, được ứng dụng để mô phỏng 3D kết cấu bến và tính toán nội lực trong các cọc, dầm dọc, dầm ngang của kết cấu bến.

Abstract

In this article, the author presents the study the effects of oblique piles on the bearing capacity of quay structure. SAP2000, one of the modern software for modelling structures with high precision in calculation results, is used to simulate 3D structure and calculate internal forces of piles and beams of the quay structures.

Keywords: quay structure, oblique pile, reinforced concrete beam, internal force.

1. Đặt vấn đề

Công trình bến thường chịu các lực ngang khá lớn như lực va tàu và lực tựa tàu. Do vậy khi thiết kế công trình bến, các kỹ sư tư vấn thiết kế thường bố trí các hàng cọc xiên để giúp kết cấu tăng cường khả năng chịu lực ngang, giảm số lượng cọc thẳng đứng. Tuy nhiên tác dụng của các hàng cọc xiên trong kết cấu bến ảnh hưởng nhiều hay ít đến khả năng chịu lực chung của kết cấu bến lại chưa được nghiên cứu một cách đầy đủ. Nhiều nghiên cứu tính toán tác dụng của các cọc

xiên này được thực hiện trên mô hình 2D nên chưa đảm bảo được độ chính xác, vì vậy cần có những nghiên cứu mới được thực hiện trên mô hình 3D để đánh giá chính xác tác dụng của các cọc xiên trong kết cấu bến để nâng cao hiệu quả sử dụng cọc, giúp kỹ sư tư vấn thiết kế lựa chọn kết cấu bến cho hợp lý, giảm giá thành xây dựng công trình.

2. Giới thiệu về công trình bến dùng trong nghiên cứu

Trong bài báo này tác giả trình bày nghiên cứu một kết cấu bến cụ thể cho tàu than trọng tải 100.000DWT của nhà máy nhiệt điện Dung Quất do công ty cổ phần Tư vấn xây dựng công trình hàng hải (CMB) thiết kế.

2.1 Các thông số cơ bản của cầu cảng

+ Chiều dài bến : 300m
+ Bề rộng mặt bến : 35,0m
+ Cao trình đỉnh bến : +6.0m (Hải đồ)
+ Cao trình đáy thiết kế : -17.2m (Hải đồ)
+ Chiều dài khu nước : 300m
+ Chiều rộng khu nước : 105m

2.2 Các thông số cơ bản của tàu tính toán

+ Chiều dài tàu : L_t=250m
+ Chiều rộng tàu : B_t=42m
+ Mớn nước tàu đầy tải : T_c=15,5m

2.3 Thông số tải trọng khai thác trên mặt cầu

+ Tải trọng hàng hóa phân bố : q=4T/m^2.
+ Cần trục khổ ray 18,0m sức nâng : 40T
+ Ô tô vận tải : H30

2.4 Điều kiện neo cập tàu

+ Vận tốc gió khai thác : ≤ 20,7m/s (gió cấp 8).
+ Vận tốc dòng chảy : ≤ 0,35m/s
+ Chiều cao sóng : ≤ 1,5m/s
+ Vận tốc cập tàu : ≤ 0,1m/s

2.5 Giải pháp kết cấu

Bến than cho tàu 100.000DWT của nhà máy nhiệt điện Dung Quất có kết cấu dạng bệ cọc cao, đài mềm bao gồm hệ dầm ngang-dọc, bản bê tông cốt thép kết hợp trên nền cọc ống đường kính D1100mm và D900mm. Kết cấu chính như sau:

Nền cọc: Sử dụng cọc ống thép đường kính D1100mm và D900mm, chiều dài cọc 34-35m. Khung ngang có 8 cọc được đóng thành 6 hàng, trong đó hàng A, D đường kính D1100mm đóng xiên chụm đôi 7:1; hàng B, C, E, F đường kính D900mm đóng thẳng. Bước cọc theo phương ngang là 6x5m; khoảng cách giữa các khung ngang là 5,1m.

Hệ thống dầm ngang-dọc: Toàn bộ hệ thống dầm cầu cảng bê tông cốt thép M400 trong đó: dầm ngang có tiết diện bxh=150x220cm; phần đầu dầm phía bến mở rộng có bề rộng 200cm để lắp đệm tàu. Dầm dọc cần trục có tiết diện bxh=150x220cm, dầm dọc thường có tiết diện bxh=100x160cm.

Bản mặt cầu: Bản mặt cầu bằng bê tông cốt thép M400 dày 40cm.

3. Ứng dụng SAP2000 mô phỏng 3D và tính toán nội lực kết cấu bến

SAP2000 là phần mềm phân tích kết cấu nổi tiếng của hãng CSI (Computer and Structure Inc) của Mỹ được Edward Wilson phát triển dựa trên phương pháp phần tử hữu hạn từ những năm 1970. Một số khả năng tính toán của SAP2000 phiên bản 15.1.0 tính toán phần tử thanh chịu kéo, nén, phần tử cáp với chuyển vị lớn, các phần tử khối ba chiều, tấm, vỏ, phân tích động theo phương pháp vectơ riêng và phổ phản ứng, phân tích ổn định tuyến tính và phi tuyến, tính toán tải trọng sóng, gió, động đất theo tiêu chuẩn của Mỹ và một số tiêu chuẩn quốc tế khác [1].

3.1 Ứng dụng SAP2000 mô phỏng 3D kết cấu bến

Để lập được mô hình mô phỏng, cần thiết phải khai báo các thông số về vật liệu, kích thước hình học của cọc, dầm dọc, dầm ngang, bản [4]:

+ Thông số về vật liệu: Bê tông M400, các thông số cơ bản của thép cọc, thép của dầm bê tông cốt thép lấy với thông số của thép CT3.

+ Thông số về kích thước hình học: Của cọc thép, của dầm dọc thường, dầm dọc cần trục, dầm ngang.

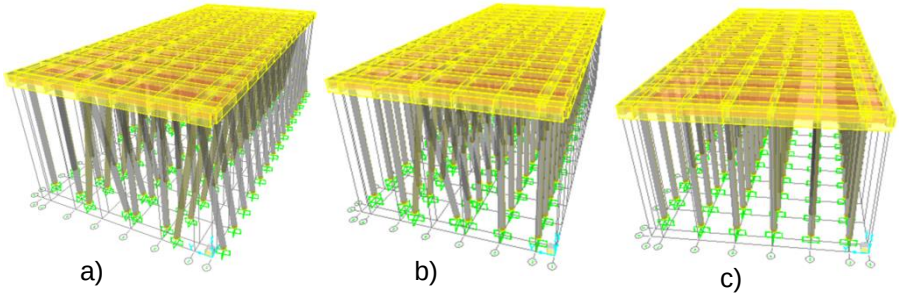
+ Chiều dài tính toán chịu uốn của các hàng cọc.

+ Các lực tác dụng lên kết cấu bến: Bao gồm trọng lượng bản thân kết cấu, tải trọng hàng hóa, tải trọng cần trục, tải trọng do neo tàu, tải trọng do va tàu được lấy theo các Tiêu chuẩn thiết kế 22 TCN 207-92 và Tiêu chuẩn thiết kế 22 TCN 222- 95, [2],[3].

+ Các thông số khác.

Để nghiên cứu ảnh hưởng của hàng cọc xiên lên khả năng chịu lực của kết cấu bến, căn cứ vào phương án thiết kế của CMB tác giả đề xuất ba mô hình nghiên cứu như sau:

Mô hình 1 hàng cọc A, D đường kính D1100mm đóng xiên chụm đôi 7:1; hàng B, C, E, F đường kính D1100mm đóng thẳng. Mô hình 2 hàng cọc D đường kính D1100mm đóng xiên chụm đôi 7:1; hàng A, B, C, E, F đường kính D1100mm đóng thẳng. Mô hình 3 hàng cọc A, B, C, D, E, F đường kính D1100mm đóng thẳng. Kết quả mô phỏng 3D của 3 mô hình trình bày trên hình 1.

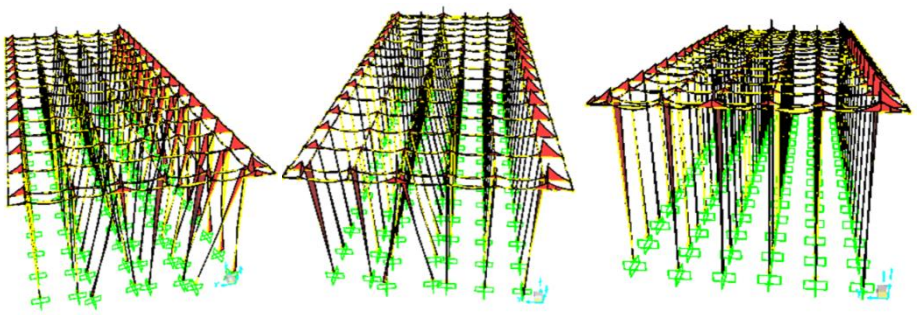


Hình 1. Sơ đồ tính toán khung không gian trong SAP2000

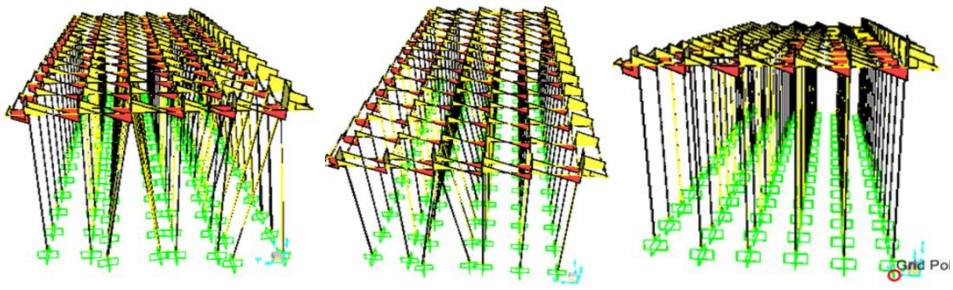
a) Kết cấu bến có 02 hàng cọc xiên không gian, b) Kết cấu bến có 01 hàng cọc xiên không gian, c) Kết cấu bến không có cọc xiên.

3.2. Kết quả tính toán

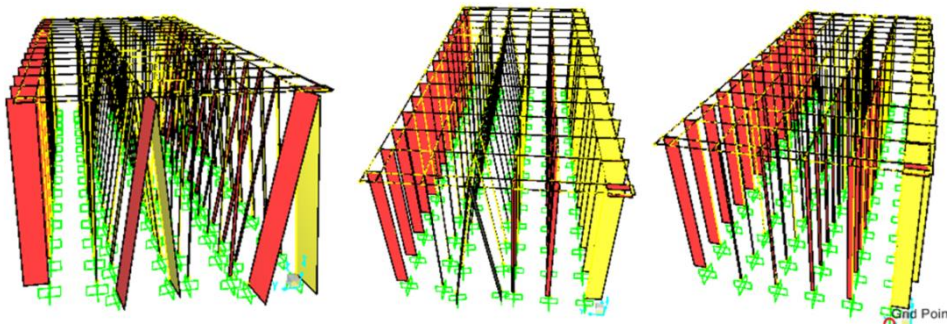
Kết quả tính toán bao mô men, bao lực cắt, bao lực dọc của ba mô hình được trình bày trong hình 2, 3 và hình 4.



Hình 2. Kết quả tính toán bao mô men của ba mô hình



Hình 3. Kết quả tính toán bao lực cắt của ba mô hình



Hình 4. Kết quả tính toán bao lực dọc của ba mô hình

3.3 Phân tích kết quả tính toán

Quá trình tính toán bằng phần mềm SAP2000 với 5 loại tải trọng ở trên cho kết quả tổng hợp nội lực (mômen, lực cắt và lực dọc) của ba mô hình được trình bày trong các bảng 1, 2 và 3. Ta nhận thấy nội lực trong cọc thẳng đứng tăng khá nhiều khi mô hình không có cọc xiên.

Bảng 1. Kết quả tổ hợp nội lực của mô hình 1

Nội lực	M+	M-	Q+	Q-	N+	N-
	(T.m)	(T.m)	(T)	(T)	(T)	(T)
Cọc thẳng	+64.871	-283.741	-10.55	-12.998	-440.99	-658.77
Cọc xiên	+50.319	-230.906	+0.889	-18.459	-189.76	-359.805
Dầm cần trục	-25.998	-411.433	237.968	160.782	2.179	-6.823
Dầm dọc thường	-3.815	-240.843	136.5101	106.437	0.575	-0.205
Dầm ngang	+4.623	-371.576	164.8501	48.0515	17.546	-80.607

Bảng 2. Kết quả tổ hợp nội lực của mô hình 2

Nội lực	M+	M-	Q+	Q-	N+	N-
	(T.m)	(T.m)	(T)	(T)	(T)	(T)
Cọc thẳng	+175.802	-337.148	-14.027	-19.71	-398.35	-616.49
Cọc xiên	+26.588	-13.785	+1.619	0.8625	-306.18	-413.31
Dầm cần trục	+14.611	-385.59	245.368	162.455	+6.655	-5.3035
Dầm dọc thường	-22.945	-42.567	21.8539	-7.0892	5.317	-1.896
Dầm ngang	+10.837	-371.067	167.5599	53.5723	17.5116	-72.919

Bảng 3. Kết quả tổ hợp nội lực của mô hình 3

Nội lực	M+	M-	Q+	Q-	N+	N-
	(T.m)	(T.m)	(T)	(T)	(T)	(T)
Cọc thẳng	+334.691	-382.061	-67.043	-72.898	-202.621	-403.646
Dầm cần trục	+86.670	-411.488	-6.792	-1.1317	207.951	237.311
Dầm dọc thường	+73.0918	-80.944	0.4867	1.0686	31.8732	34.1778
Dầm ngang	+51.729	-173.19	1.6623	1.4913	85.485	91.947

4. Kết luận

Qua nghiên cứu này có thể rút ra một số kết luận sau:

- Phần mềm SAP2000 v15 là một công cụ mạnh, chính xác trong việc tính toán, mô phỏng 3D kết cấu công trình và tính toán nội lực các thành phần của kết cấu công trình bằng phương pháp phần tử hữu hạn.

- Việc ứng dụng phần mềm này vào tính toán và mô phỏng kết cấu bến cho phép dự báo được sự phân bố nội lực trong dầm dọc, dầm ngang và trong cọc từ đó giúp các kỹ sư tư vấn thiết kế xác định được có cần thiết bố trí các hàng cọc xiên hay không, và nếu cần các cọc xiên thì vị trí và số lượng cọc xiên trong kết cấu bến sẽ là bao nhiêu để công trình bến đảm bảo điều kiện khả năng chịu lực.

- Việc bố trí và số lượng của cọc xiên có ảnh hưởng rất lớn đến sự phân bố mô men và lực cắt trong các cọc thẳng đứng (trong mô hình 1, kết cấu bến được bố trí 2 hàng cọc xiên chụm đôi sẽ giảm được mô men dương trong cọc thẳng đứng 2 lần so với mô hình 2, kết cấu bến có 1 hàng cọc xiên và giảm được 5 lần so với trường hợp kết cấu bến không có cọc xiên, mô hình 3)

TÀI LIỆU THAM KHẢO

[1] Nguyễn Viết Trung, Nguyễn Thành Trung, *Tính toán công trình cảng và công trình bờ biển*, NXB Xây dựng, Hà Nội, 2010.
[2] *Công trình bến cảng biển*, Tiêu chuẩn thiết kế 22 TCN 207-92.
[3] *Tải trọng và tác động (do sóng và do tàu) lên công trình thủy*, Tiêu chuẩn thiết kế
[4] 22 TCN 222- 95.
[5] User manual SAP2000 v15.1.0.

Người phản biện: PGS.TS. Hà Xuân Chuẩn; TS. Trần Khánh Toàn

MÔ PHỎNG SỐ ĐIỀU ĐỘNG TÀU TRONG VÙNG NƯỚC CẢNG BIỂN Ở TỐC ĐỘ THẤP

NUMERICAL SIMULATION OF VESSEL MANOEUVRING IN THE PORT WATERS AT LOW ADVANCED SPEED

TS. TRẦN VĂN LƯỢNG
Khoa Hàng hải, Trường ĐHHH Việt Nam

Tóm tắt

Bài báo giới thiệu mô hình toán học chuyển động của tàu thủy ở tốc độ thấp, một yếu tố vô cùng quan trọng trong quá trình xây dựng chương trình mô phỏng số điều động của tàu trong vùng nước cảng biển. Khi con tàu khai thác ở vùng nước cảng biển, tàu thường sử dụng tốc độ tương đối nhỏ, do vậy con tàu dễ dàng chịu ảnh hưởng của điều kiện khí tượng thủy văn, ngoài ra, do tàu hoạt động ở tốc độ thấp nên lực thủy động tác động lên thân tàu có sự thay đổi so với khi con tàu khai thác ở tốc độ thiết kế. Bài báo giới thiệu kết quả mô phỏng số ứng dụng mô hình toán học chuyển động của con tàu ở tốc độ thấp, minh chứng cho các giả thuyết đã nêu ra.

Abstract

Some practical methods have already been proposed for predicting the characteristics of ship manoeuvring motions at relative high advanced speed. However, these methods can hardly be applied to motions of ships in starting, stopping, backing and tug operations, even though such extensive motions are of vital importance from a safety point of view particularly in harbour areas. This paper presents a method to predict the characteristics of ship manoeuvring at low advanced speed, the force mathematical models at large angle of incidence to the hull as well as in the wide range of propeller operations are formulated. Simulation of various manoeuvres at low advanced speed were carried out for a training ship and its results verify the proposed models.

Keywords*: Ship manoeuvring, low speed, ship mathematic model, ship motion simulation.*

1. Giới thiệu

Mô phỏng chuyển động của tàu thủy đóng vai trò quan trọng trong việc nghiên cứu tính năng chuyển động của tàu, giúp cho người đóng tàu chứng thực một phần công việc thiết kế và hiệu

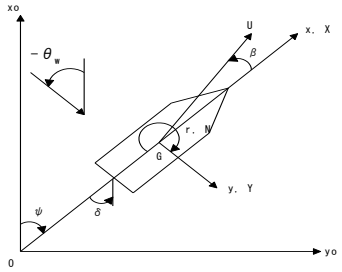
chỉnh các bản thiết kế đóng mới tàu. Ngoài ra, trong thực tiễn sản xuất, mô phỏng số chuyển động của tàu giúp cho người điều khiển tàu nắm được đặc tính điều động của con tàu song song với việc tích lũy kinh nghiệm thực tiễn, một khi đã làm chủ được các tính năng đó, người điều khiển tàu sẽ đoán trước được phản ứng của con tàu trong môi trường thủy, từ đó đưa ra các lệnh điều khiển thích hợp.

Đã có rất nhiều các phương pháp dự đoán đặc tính điều động của tàu thủy được đề xuất trong thực tiễn khi con tàu vận hành ở tốc độ khai thác bình thường [1], [2], [3]. Tuy nhiên khi áp dụng các phương pháp này cho các hoạt động của tàu thủy như khi con tàu bắt đầu khởi động, neo tàu, dừng tàu, tàu chạy lùi hoặc khi sử dụng tàu lai trong khu vực cảng thì có nhiều vấn đề phát sinh. Khi đó, nếu sử dụng các mô hình trên thì các thông số về điều động của con tàu không còn chính xác nữa, chuyển động của con tàu dao động và trở lên khó đoán. Do đó, điều cần thiết là phải nghiên cứu, phát triển mô hình toán học tàu thủy khi tàu hoạt động trong các điều kiện nêu trên, gọi tắt là mô hình toán học chuyển động động của tàu thủy ở tốc độ thấp (Ship mathematic model at low speed). Để giải quyết các vấn đề trên, các nhà khoa học đã chia quá trình mô hình hóa chuyển động của tàu thủy thành hai giai đoạn: giai đoạn tàu vận hành ở tốc độ khai thác bình thường; giai đoạn tàu khai thác ở các cùng nước cảng biển với tốc độ thấp.

Đã có nhiều công trình nghiên cứu ngoài nước về điều động tàu ở tốc độ thấp [4], các kết quả nghiên cứu đều chỉ ra rằng khi tàu chạy ở vận tốc thấp, đặc tính điều động của tàu thay đổi rất nhiều so với điều kiện chạy ở tốc độ khai thác bình thường. Điều này ảnh hưởng rất nhiều đến quá trình điều động tàu của sỹ quan, thuyền trưởng, nhất là khi tàu hoạt động trong khu vực chịu tác động của sóng gió. Trong bài báo này, tác giả đi theo hướng mô tả đặc tính điều động tàu thủy khi ở tốc độ thấp bằng việc phân tích mô hình đã được đề xuất, đồng thời xây dựng chương trình mô phỏng số ứng dụng mô hình đó để chứng minh tính chính xác của mô hình đã được đề xuất.

2. Mô hình toán học chuyển động tàu thủy ở tốc độ thấp

Bài báo giới thiệu một mô hình toán học sử dụng cho việc điều động tàu ở điều kiện tốc độ thấp, tuy nhiên bước đầu mô hình này sẽ áp dụng cho việc điều động tàu tại vùng nước sâu, không có ảnh hưởng của điều kiện môi trường bên ngoài như sóng, gió, dòng chảy. Các mô hình này sẽ sử dụng phương pháp khai triển chuỗi Fourier để áp dụng cho tác dụng thủy động lực trên vỏ tàu và sử dụng dữ liệu của các thử nghiệm khác trong qua trình mô hình hóa. Lực của bánh lái và chân vịt cũng được tính toán ảnh hưởng bao gồm cả chuyển động tới và lùi. Các công thức mô phỏng, các mô hình toán học sẽ được thực thi trên máy tính với thông số của tàu mô hình.



Hình 2.1. Các hệ trục tọa độ

Theo hệ tọa độ sử dụng ở hình 2.1 thì phương trình chung chuyển động tàu thủy được viết theo công thức 2.1 dưới đây [4]:

$$\left.\begin{array}{c}(m+m_x)\dot{u}-(m+m_y)vr=X\\(m+m_y)\dot{v}+(m+m_x)ur=Y\\(I_z+J_z)\dot{r}=N-x_GY\end{array}\right\} \quad (2.1)$$

Trong đó *X* và *Y* biểu thị cho lực tổng hợp tác động vào con tàu lần lượt theo trục *x* và *y*, *N* là mô-men quay trở tại sườn giữa tàu, x_G là khoảng cách từ trọng tâm đến vị tri sườn giữa, m_x và m_y lần lượt biểu thị cho số gia trọng lượng theo hướng *x* và *y,* J_z số gia mô-men quán tính theo trục *z*. *u, v, r* là tốc độ tiến, tốc độ ngang, vận tốc quay trở của tàu.

X, Y và *N* có thể được diễn giải theo công thức (2.2) [4].

$$\left.\begin{array}{l} X = X_H + X_P + X_R \\ Y = Y_H + Y_P + Y_R \\ N = N_H + N_P + N_R \end{array}\right\} \quad (2.2)$$

Trong các yếu tố ngoại lực kể trên, thì mô hình toán học chuyển động tàu thủy ở tốc độ thấp chịu tác động chủ yếu của lực thủy động tác dụng lên thân tàu, lực thủy động tác dụng lên vỏ tàu được cho như công thức (2.3). Trong đó *L* là chiều dài tàu, *d* là mớn nước, *V* là tốc độ tàu.

$$\begin{aligned} X_H &= 0.5\rho LdV^2\{X'_{uu}u'|u'| + X'_{vr}v'r'\} \\ Y_H &= 0.5\rho LdV^2\{Y'_v v' + Y'_r u'r' + Y'_{vv}v'|v'| + Y'_{vr}v'|r'| + Y'_{rr}u'r'|r'|\} \\ N_H &= 0.5\rho LdV^2\{N'_v u'v' + N'_r r' + N'_{vvr}v'^2 r' + N'_{vrr}u'v'r'^2 + N'_{rr}r'|r'|\} \end{aligned} \quad (2.3)$$

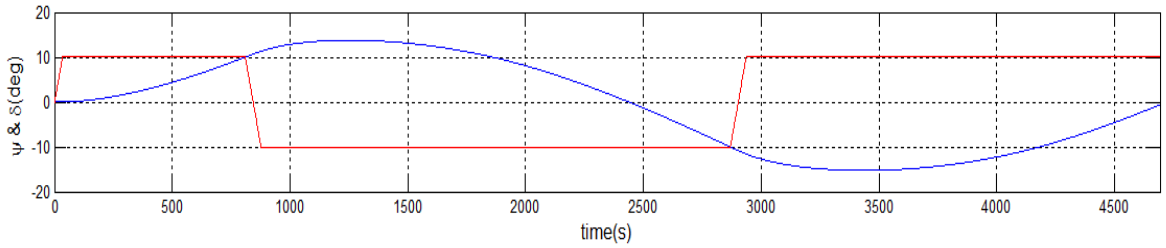
3. Mô phỏng chuyển động tàu thủy ở tốc độ thấp

Sử dụng model đã trình bày ở mục 2, tác giả xây dựng chương trình mô phỏng số bằng công cụ Matlab để tiến hành thử đặc tính điều động của tàu ở tốc độ thấp. Các phép thử gồm: Thử điều động tàu chạy zig-zag, thử quay trở tàu trong điều kiện không có ảnh hưởng của gió và dòng chảy, tốc độ tàu được đặt ở *1,48m/s*. Các kết quả mô phỏng quá trình thử được trình bày theo các biểu đồ dưới đây:

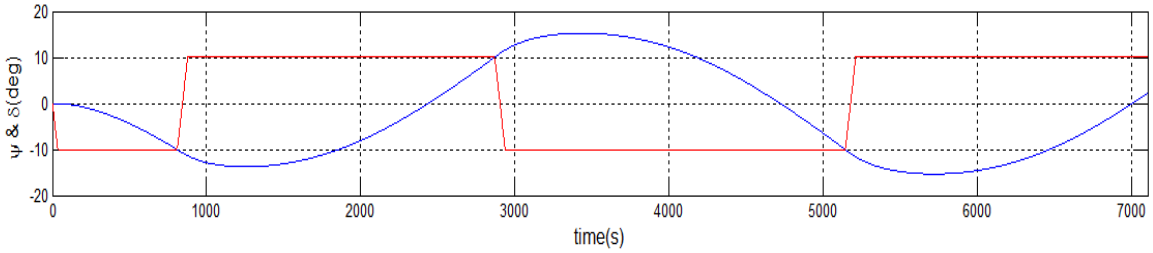
Bảng 3.1 Các thông số chính của tàu sử dụng làm mô hình

Loại	Tàu thực tập
LOA	103 [m]
LBP	94 [m]
Chiều rộng	15.6 [m]
Mớn nước	5.4 [m]

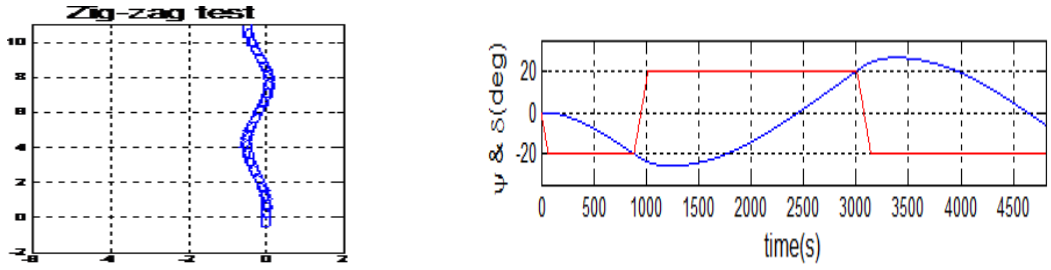
3.1. Thử zig-zag



Hình 3.1. Thử Zig-zag bẻ lái phải 10 độ

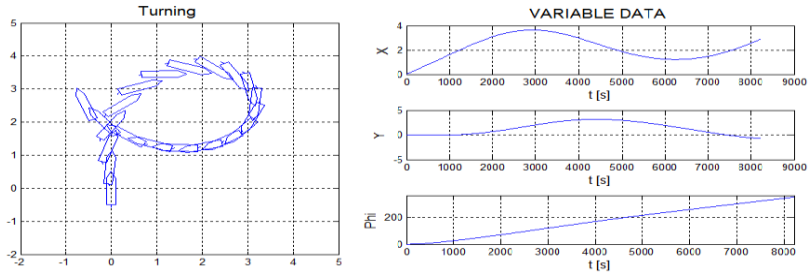


Hình 3.2. Thử Zig-zag bẻ lái trái 10 độ

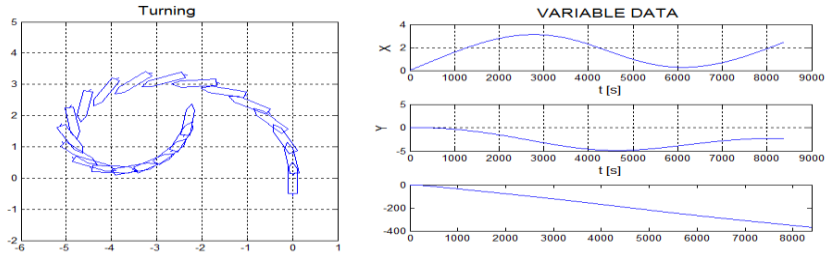


Hình 3.3. Thử Zig-zag bẻ lái trái 20 độ

3.2. Thử tính năng quay trở



- Quay trở sang hai bên mạn



Hình 3.4. Quay trở sang hai bên mạn phải và trái

Khi xem xét tính năng quay trở của tàu mô hình sang 2 bên mạn ta có thể nhận thấy rằng, mô hình toán học chuyển động tàu thủy đã trình bày ở mục 2 hoàn toàn phù hợp khi con tàu vận hành ở tốc độ thấp. Các thông số của vòng quay trở đảm bảo đáp ứng các tiêu chuẩn A.751(18) và MSC 137(16).

4. Kết luận

Bài báo giới thiệu mô hình toán học chuyển động tàu thủy khi điều động ở tốc độ thấp, trong nghiên cứu của mình, tác giả đã đạt được một số kết quả sau:

- Tìm hiểu các mô hình toán chuyển động của tàu thủy, phân tích được sự cần thiết phải có riêng một mô hình toán khi con tàu vận hành ở tốc độ thấp;

- Phân tích một mô hình chuyển động của tàu ở vận tốc nhỏ và áp dụng các công thức đó xây dựng chương trình mô phỏng đánh giá đặc tính điều động của tàu mô hình;

Mô hình toán học chuyển động tàu thủy áp dụng để xây dựng chương trình mô phỏng số rất thuận tiện trong công việc đánh giá đặc tính điều động tàu thủy do có thể thay đổi các thông số của tàu mô hình dễ dàng thông qua các dữ liệu đầu vào. Phương pháp này ngoài mục đích dự đoán đặc tính điều động tàu tại cảng và vùng nước ven bờ thì còn có thể được phát triển phù hợp để sử dụng với mục đích thiết kế xây dựng cảng biển, thiết kế hệ thống điều khiển an toàn giao thông tại cảng hoặc khai thác tàu lai kéo...

TÀI LIỆU THAM KHẢO

[1]. David and Schiff model, Turning and course keeping qualities. Trans. SNAME, vol. 54, 1946.

[2]. Abknowitz, M.A, Lectures on ship hydrodynamics steering and manoeuvrability, Hya report no. hy- 5, 1964.
[3]. Nomoto, K., Analysis of Kempf's Standard Maneuver Test and Proposed Steering Quality Indices, Proceedings of 1st Symposium on ShipManoeuvrability, (1960), pp.275- 304.
[4]. Hamamoto, M. : MMG report II, Bulletin of the society of Naval Architects of Japan, No. 577, pp. 322-329, July 1997.

Người phản biện: TS. Nguyễn Kim Phương; TS. Nguyễn Công Vịnh

NGUỒN LUẬT ÁP DỤNG GIẢI QUYẾT TRANH CHẤP HÀNG HẢI
SOURCE OF LAW FOR MARITIME DISPUTE RESOLUTION

TS. NGUYỄN KIM PHƯƠNG
CN.LS. PHẠM THANH TÂN
Khoa Hàng hải, Trường Đại học Hàng hải Việt Nam

Tóm tắt

Bài báo giới thiệu một nghiên cứu về nguồn luật áp dụng giải quyết tranh chấp hàng hải, một sự kiện pháp lý phức tạp nảy sinh trong hoạt động thương mại hàng hải. Qua đó, nghiên cứu cho thấy tổng quan những quy định áp dụng luật để giải quyết tranh chấp hàng hải ở phạm vi quốc tế và Việt Nam.

Abstract

This paper presents a study of the applicable sources of law for resolving maritime dispute that arises in commercial maritime operations.Thereby, an overview of the legal provisions which are applicable to the maritime dispute resolution in international scope and Vietnam is shown.

1. Đặt vấn đề

Bộ luật hàng hải Việt Nam 2005, Chương XVII, Điều 258 quy định rằng "Tranh chấp hàng hải là các tranh chấp phát sinh liên quan đến hoạt động hàng hải". Đặc điểm đặc trưng của tranh chấp hàng hải là tranh chấp đa dạng, phức tạp, thường xuyên nảy sinh trong thực tiễn hàng hải quốc tế. Trong hoạt động hàng hải có thể phát sinh hai loại tranh chấp: tranh chấp trong hợp đồng và tranh chấp ngoài hợp đồng. Ngoài ra, theo đối tượng liên quan đến tranh chấp, lĩnh vực hoạt động của tàu biển, tranh chấp hàng hải có thể phân loại thành các dạng như: Tranh chấp liên quan đến hợp đồng vận chuyển hàng hóa; Tranh chấp về hợp đồng vận chuyển hành khách và hành lý; Tranh chấp liên quan đến các dịch vụ hàng hải; Tranh chấp về tai nạn va chạm tàu; Tranh chấp liên quan đến thuyền viên;…

Khi tranh chấp xảy ra, nếu bên có quyền lợi bị vi phạm yêu cầu thì phải giải quyết tranh chấp. Việc giải quyết các tranh chấp là khâu cuối cùng của cả một quá trình ký kết và thực hiện hợp đồng trong hàng hải thương mại. Trên thực tế giải quyết các tranh chấp hàng hải có thể được thể hiện bằng các phương thức khác nhau: Thương lượng, hòa giải hoặc đưa tranh chấp ra giải quyết trước trọng tài hoặc tòa án [1]. Trong tất cả các phương thức giải quyết tranh chấp, vấn đề áp dụng luật nào để phán quyết là điểm mấu chốt mà thực tiễn hàng hải đang đặt ra.

Vấn đề tranh chấp hàng hải đã được một số tác giả nước ngoài và trong nước đề cập đến trong các tài liệu như: *Maritime Law*, 2004 (Chistopher Hill); *Resolving Maritime Disputes*, 2010 (Marilyn Raia); *International Commercial and Marine Arbitration*, 2008 (Georgios I. Zekos); Các tài liệu [1], [2], [3] và [4]. Tuy nhiên, các công trình này mới chủ yếu tập trung vào việc làm rõ khái niệm tranh chấp hàng hải và phương thức giải quyết tranh chấp. Do đó, việc đi sâu nghiên cứu để có cái nhìn đầy đủ và chi tiết về nguồn luật áp dụng giải quyết tranh chấp hàng hải có ý nghĩa khoa học và thực tiễn.

2. Nguồn luật áp dụng giải quyết tranh chấp hàng hải

2.1. Nguồn luật quốc tế

Loại hình đầu tiên cần kể đến là các điều ước đa phương như Công ước quốc tế để thống nhất một số quy tắc về vận đơn đường biển năm 1924 (Quy tắc Hague), Nghị định thư sửa đổi Công ước quốc tế để thống nhất một số qui tắc về vận đơn đường biển thường được gọi là Nghị định thư 1968 hay Qui tắc Visby (ký 23/2/1968, hiệu lực 23/6/1977), Công ước của Liên Hợp Quốc về vận chuyển hàng hoá bằng đường biển quốc tế năm 1978 (Công ước Hamburg), Công ước của Liên hợp quốc về Bộ luật hành vi đối với các Công hội tàu chợ năm 1974, Công ước quốc tế về

giới hạn trách nhiệm của chủ tàu biển năm 1957, Công ước quốc tế để thống nhất một số quy tắc liên quan đến việc bắt giữ tàu biển năm 1952,…

Ví dụ, vụ tranh chấp về khả năng đi biển của tàu giữa công ty thuê chở hàng Australia (nguyên đơn) và công ty vận tải đường biển Trung Quốc (bị đơn) vào năm 1982 đã được giải quyết tại trọng tài với nguồn luật áp dụng để giải quyết là Điều 4, Qui tắc Hague [5].

Bên cạnh các điều ước quốc tế đa phương, còn tồn tại nhiều điều ước quốc tế song phương dưới dạng các Hiệp định hàng hải. Hiệp định hàng hải được chia làm hai loại là Hiệp định chung và Hiệp định đặc thù (chứa các điều khoản cụ thể như định nghĩa tàu, điều khoản tự do ra vào, điều khoản vận chuyển hàng hoá,…). Việt Nam đã tham gia nhiều Công ước quốc tế về hàng hải như Công ước quốc tế về bắt giữ tàu biển (1952, 1999), Công ước quốc tế về bảo vệ môi trường và thống nhất hành động khi có sự cố, các Hiệp định hàng hải song phương với Thái Lan, Malaysia, Philippines, Indonesia, Singapore, Brunei,…

Bên cạnh các Công ước và các Điều ước quốc tế chính thức khác, trong những năm qua Tổ chức Hàng hải Quốc tế (IMO) đã thông qua nhiều Luật, Khuyến cáo, Hướng dẫn,... IMO đã soạn thảo, ban hành trên 30 Công ước và Nghị định thư, khoảng 600 các Luật và Khuyến cáo,... Các Khuyến cáo không ràng buộc các Chính phủ, nhưng có tác dụng hướng dẫn, tạo cơ sở cho các quy tắc, quy phạm pháp luật của các quốc gia [2].

2.2. Nguồn luật quốc gia

Bên cạnh các điều ước quốc tế, các nước đã ban hành các luật về hàng hải, trong đó nổi bật là các luật chuyên chở bằng đường biển hoặc luật hàng hải. Ở Hoa Kỳ tồn tại ba đạo luật liên bang là Luật Harter năm 1893, Luật Pomerene năm 1916 điều chỉnh về vận đơn đường biển và Luật chuyên chở hàng hoá năm 1936. Pháp luật hàng hải ở Anh về cơ bản dựa trên Luật chuyên chở hàng hoá bằng đường biển năm 1924 (được thay bằng Luật chuyên chở hàng hoá bằng đường biển năm 1971). Tuy nhiên, Luật 1924 vẫn có hiệu lực đối với các vận đơn được ký phát trước ngày 23/6/1977 (ngày có hiệu lực của Luật 1977). Ở Trung Quốc, Bộ luật Hàng hải năm 1992 điều chỉnh các vấn đề liên quan tới tàu biển và vận chuyển hàng hoá bằng đường biển, bảo vệ quyền và lợi ích các bên liên quan đến hoạt động hàng hải. Nhiều nước Bắc Âu cũng áp dụng Bộ luật Hàng hải. Điểm đặc biệt của bốn nước Bắc Âu là họ chấp nhận một Bộ luật Hàng hải chung, có hiệu lực vào ngày 1/10/1994. Ở một số quốc gia khác như Nhật Bản, Philíppin,… các quy định về hàng hải lại nằm trong Bộ luật Thương mại [2].

2.3. Tập quán hàng hải quốc tế

Một nguồn luật quan trọng khác cũng cần nhắc tới là tập quán hàng hải quốc tế - là những phong tục, thói quen phổ biến về hàng hải được nhiều nước công nhận và áp dụng thường xuyên đến mức trở thành các quy tắc được các bên mặc nhiên tuân thủ. Tập quán hàng hải sẽ được áp dụng trong hợp đồng vận tải khi không có quy định về luật áp dụng hoặc có luật nhưng chưa được quy định đầy đủ. Ví dụ, việc ném hàng xuống biển để cứu tàu, hàng hoá và sinh mạng thuyền viên và hành khách trên tàu để tránh một thảm họa thực sự là một tập quán hàng hải lâu đời được xã hội thừa nhận [2].

3. Nguồn luật Việt nam áp dụng giải quyết tranh chấp hàng hải

3.1. Bộ luật Hàng hải Việt Nam

Năm 1990 Việt Nam đã ban hành Bộ luật Hàng hải và hiện nay là Bộ luật Hàng hải năm 2005 nhằm đáp ứng nhu cầu hoàn thiện pháp luật quốc gia và hội nhập kinh tế quốc tế. Bộ luật Hàng hải Việt Nam năm 2005 đã xây dựng được một hệ thống quy phạm làm cơ sở cho việc giải quyết các tranh chấp hàng hải với việc làm rõ tranh chấp hàng hải, thẩm quyền giải quyết tranh chấp hàng hải, tranh chấp hàng hải có yếu tố nước ngoài, thời hiệu giải quyết các tranh chấp hàng hải,...[2].

Theo quy định của Bộ luật Hàng hải năm 2005, các bên tham gia trong hợp đồng liên quan đến hoạt động hàng hải mà trong đó có ít nhất một bên là tổ chức hoặc cá nhân nước ngoài thì có quyền thoả thuận áp dụng tập quán hàng hải quốc tế trong các quan hệ hợp đồng và chọn trọng tài, toà án ở một trong hai nước hoặc ở một nước thứ ba để giải quyết tranh chấp [3]. Khi giải quyết các tranh chấp hàng hải tại các cơ quan tài phán Việt Nam thì vấn đề vận dụng pháp luật để điều chỉnh và giải quyết các tranh chấp đó được dựa trên cơ sở các bên đương sự hoàn toàn có quyền tự do thỏa thuận chọn nguồn luật áp dụng cho mối quan hệ hợp đồng của mình (*Khoản 2, Điều 4, Bộ luật Hàng hải Việt Nam 2005*). Nguồn luật đó có thể là luật quốc gia, điều ước quốc tế về hàng hải, về thương mại, tập quán hàng hải quốc tế thậm chí cả án lệ. Song, điều quan trọng là

ở chỗ nên chọn nguồn luật nào, làm thế nào để chọn nguồn luật thích hợp nhất để bảo vệ quyền lợi của mình, vấn đề này thật không đơn giản. Điều 1, Bộ luật Hàng hải Việt Nam 2005 quy định phạm vi áp dụng các quy định của Bộ luật này như sau:

"Bộ luật này quy định về hoạt động hàng hải, bao gồm các quy định về tàu biển, thuyền bộ, cảng biển, luồng hàng hải, vận tải biển, an toàn hàng hải, an ninh hàng hải, phòng ngừa ô nhiễm môi trường và các hoạt động khác liên quan đến việc sử dụng tàu biển,…

Trường hợp có sự khác nhau giữa quy định của Bộ luật Hàng hải Việt Nam với quy định của luật khác về cùng một nội dung liên quan đến hoạt động hàng hải thì áp dụng quy định của Bộ luật này".

Trong trường hợp có xung đột pháp luật thì việc chọn luật để áp dụng được xác định theo các nguyên tắc sau đây (Điều 2 và Điều 3, Bộ luật Hàng hải Việt Nam 2005):

– Đối với các quan hệ pháp luật liên quan đến các quyền sở hữu tài sản trên tàu; Hợp đồng cho thuê tàu; Hợp đồng thuê thuyền viên; Hợp đồng vận chuyển hành khách và hành lý; chia tiền công cứu hộ giữa chủ tàu cứu hộ và và thuyền bộ của tàu cứu hộ; trục vớt tài sản chìm đắm ở biển cả; các vụ việc xảy ra trên tàu khi tàu đang ở biển cả thì luật được chọn là luật của quốc gia mà tàu mang cờ.

– Đối với các quan hệ pháp luật liên quan đến tổn thất chung, thì luật được chọn là luật nơi tàu ghé vào ngay sau khi xảy ra tổn thất chung đó.

– Đối với các quan hệ pháp luật liên quan đến tai nạn đâm va, tiền công cứu hộ, trục vớt tài sản chìm đắm ở biển, xảy ra tại nội thủy hoặc lãnh hải của quốc gia nào thì luật được chọn là luật của quốc gia đó.

– Đối với các quan hệ pháp luật liên quan đến tai nạn đâm va hoặc cứu hộ xảy ra ở biển cả thì luật được chọn là luật của quốc gia mà trọng tài hoặc tòa án của quốc gia đầu tiên đã thụ lý giải quyết tranh chấp. Trường hợp tai nạn đâm va xảy ra ở biển cả hoặc trong nội thủy, lãnh hải của quốc gia khác giữa các tàu biển cùng quốc tịch thì áp dụng pháp luật của quốc gia mà tàu biển mang cờ quốc tịch.

– Đối với các quan hệ pháp luật liên quan đến hợp đồng vận chuyển hàng hóa thì luật được chọn là luật quốc gia nơi hàng hóa được trả theo hợp đồng.

– Nếu điều ước quốc tế mà Việt Nam ký kết hoặc công nhận có quy định khác với Bộ luật này thì áp dụng điều ước quốc tế.

Ví dụ năm 2002 xảy ra vụ tranh chấp giữa 3 doanh nghiệp Việt Nam nhập hàng điện tử từ Mỹ về theo hợp đồng vận chuyển với hãng tàu OOC (đại diện OOC tại Thành phố Hồ Chí Minh). Tàu Matt V0175 bị chìm trên đường vận chuyển về Việt Nam mang theo toàn bộ số hàng. Chủ hàng đã khiếu nại và khởi kiện OOC tại tòa án nhân dân Thành phố Hồ Chí Minh theo Điều 5 Bộ luật Hàng hải Việt Nam 1990 (nay là Điều 3 Bộ luật Hàng hải Việt Nam 2005) [4].

3.2. Bộ luật Dân sự Việt Nam

Điều 759 Bộ luật Dân sự Việt Nam cũng có những quy định tương tự như Bộ luật Hàng hải Việt Nam. Tuy nhiên, khoản 4 của Điều 759 quy định:*"Trong trường hợp quan hệ dân sự có yếu tố nước ngoài không được bộ luật này, các văn bản pháp luật khác của Cộng hòa xã hội chủ nghĩa Việt Nam, điều ước quốc tế mà Cộng hòa xã hội chủ nghĩa Việt Nam là thành viên hoặc hợp đồng dân sự mà các bên điều chỉnh thì áp dụng tập quán quốc tế, nếu việc áp dụng hoặc hậu quả của việc áp dụng không trái với các nguyên tắc cơ bản của pháp luật. Cộng hòa xã hội chủ nghĩa Việt Nam".* Nhà nước Việt Nam dành cho tổ chức, cá nhân nước ngoài sự bảo hộ pháp lý bình đẳng như cá nhân, tổ chức Việt Nam. Khoản 2 điều 761 và khoản 2 điều 765 Bộ luật Dân sự quy định: *"Người nước ngoài có năng lực pháp luật dân sự tại Việt Nam như công dân Việt Nam, trừ trường hợp pháp luật Cộng hòa xã hội chủ nghĩa Việt Nam có quy định khác"; "Trong trường hợp pháp nhân nước ngoài xác lập, thực hiện các giao dịch dân sự tại Việt Nam thì năng lực pháp luật dân sự của pháp nhân được xác định theo pháp luật Cộng hòa xã hội chủ nghĩa Việt Nam".* Ngoài việc được hưởng chế độ đãi ngộ như công dân, pháp nhân Việt Nam trong lĩnh vực tố tụng, pháp nhân, cá nhân nước ngoài còn được quyền tiến hành tố tụng ở tòa án thông qua người đại diện, trong đó có cơ quan lãnh sự ở nước ta. Vấn đề này đã được ghi nhận trong các hiệp định về lãnh sự và hiệp định tương trợ tư pháp của Việt Nam với nước ngoài.

Các tranh chấp hàng hải thông thường phát sinh từ hai cơ sở pháp lý khác nhau đó là những tranh chấp phát sinh từ hợp đồng và các tranh chấp phát sinh ngoài hợp đồng (bồi thường

thiệt hại ngoài hợp đồng). Vì có sự phát sinh tranh chấp từ hai cơ sở pháp lý khác nhau như vậy nên quá trình giải quyết xung đột pháp luật của mỗi loại tranh chấp cũng khác nhau.

Các tranh chấp hàng hải phát sinh từ hợp đồng thường xảy ra trong các trường hợp:

- Chủ thể tham gia ký kết hợp đồng có quốc tịch khác nhau;
- Hợp đồng được các bên tham gia ký kết ở nước này nhưng lại được thực hiện ở nước khác, nên cùng một lúc các quan hệ phát sinh từ hợp đồng này chịu sự điều chỉnh của hai hệ thống pháp luật: Luật nơi ký kết hợp đồng và luật nơi thực hiện hợp đồng;
- Đối tượng của hợp đồng ở một nước khác, mặc dù các bên tham gia ký kết có cùng quốc tịch và hợp đồng đó được thực hiện ngay trên lãnh thổ mà các bên mang quốc tịch. Như vậy, trường hợp này chịu sự điều chỉnh của luật quốc tịch của các bên chủ thể và luật nơi tồn tại đối tượng của hợp đồng.

Khi xuất hiện một tranh chấp hàng hải phát sinh từ hợp đồng, người ta thường căn cứ vào hợp đồng làm cơ sở để giải quyết xung đột pháp luật, vì thực chất hợp đồng là sự thỏa thuận của các bên tham gia ký kết đã làm phát sinh quyền và nghĩa vụ nên nó phải là cơ sở pháp lý cơ bản và chủ yếu để giải quyết các tranh chấp đó. Về vấn đề này Khoản 1, Điều 770, Bộ luật Dân sự Việt Nam quy định như sau: *"Hình thức của hợp đồng dân sự phải tuân theo pháp luật của nước nơi giao kết hợp đồng. Trong trường hợp hợp đồng được giao kết ở nước ngoài mà vi phạm quy định về hình thức hợp đồng theo pháp luật nước đó, nhưng không trái với quy định về hình thức hợp đồng theo pháp luật Cộng hòa xã hội chủ nghĩa Việt Nam thì hình thức hợp đồng được giao kết ở nước ngoài đó vẫn được công nhận tại Việt Nam".* Khoản 1 Điều 769 quy định về hợp đồng dân sự như sau*: "Quyền và nghĩa vụ của các bên theo hợp đồng được xác định theo pháp luật của nước nơi thực hiện hợp đồng, nếu không có thỏa thuận khác. Hợp đồng được giao kết tại Việt Nam và thực hiện hoàn toàn tại Việt Nam thì phải tuân theo pháp luật Cộng hòa xã hội chủ nghĩa Việt Nam. Trong trường hợp hợp đồng không ghi nơi thực hiện thì việc xác định nơi thực hiện hợp đồng cũng phải tuân theo pháp luật Cộng hòa xã hội chủ nghĩa Việt Nam".*

Trong thực tiễn giao lưu thương mại hàng hải quốc tế có không ít những tranh chấp phát sinh từ những sự kiện pháp lý ngoài hợp đồng. Ví dụ như việc gây ra thiệt hại đối với tính mạng, sức khỏe, liên quan đến con tàu đang hoạt động, tai nạn đâm va, cứu hộ, tổn thất chung,... rõ ràng những sự kiện pháp lý này xảy ra hoàn toàn ngoài dự kiến của các bên nhưng nó lại làm nảy sinh mối quan hệ pháp lý mà ở đó các bên liên quan có trách nhiệm với nhau. Quan hệ bồi thường thiệt hại ngoài hợp đồng có hai chủ thể là người bị thiệt hại và người gây thiệt hại. Nó hàm chứa hai yếu tố: Các bên tham gia quan hệ (người bị thiệt hại và người gây thiệt hại) có quốc tịch khác nhau và sẽ được điều chỉnh cùng một lúc bởi vì hệ thống pháp luật theo dấu hiệu quốc tịch của hai bên đương sự; Hành vi gây thiệt hại xảy ra ở nước ngoài chịu sự điều chỉnh của hai hệ thống pháp luật: Hệ thống pháp luật quốc tịch của đương sự và hệ thống pháp luật nơi xảy ra hành vi thiệt hại.

Các trường hợp tranh chấp hàng hải phát sinh ngoài hợp đồng được Bộ luật Dân sự Việt Nam quy định tại Điều 773 "Bồi thường thiệt hại ngoài hợp đồng" như sau:

"Việc bồi thường thiệt hại ngoài hợp đồng được xác định theo pháp luật của nước nơi xảy ra hành vi gây thiệt hại hoặc nơi phát sinh hậu quả thực tế của hành vi gây thiệt hại. Việc bồi thường thiệt hại do tàu bay, tàu biển gây ra ở không phận quốc tế hoặc nơi biển cả được xác định theo pháp luật của nước mà tàu bay, tàu biển mang quốc tịch, trừ trường hợp pháp luật về hàng không dân dụng và pháp luật về hàng hải của Cộng hòa xã hội chủ nghĩa Việt Nam có quy định khác. Trong trường hợp hành vi gây thiệt hại xảy ra ở ngoài lãnh thổ nước Cộng hòa xã hội chủ nghĩa Việt Nam mà người gây thiệt hại và người bị thiệt hại đều là công dân hoặc pháp nhân Việt Nam thì áp dụng pháp luật Cộng hòa xã hội chủ nghĩa Việt Nam".

4. Kết luận

Từ những vấn đề đã được trình bày ở trên, cho thấy việc áp dụng luật để điều chỉnh các tranh chấp hàng hải đã được pháp luật quốc tế quy định khá đầy đủ và toàn diện. Đối với Việt Nam, vấn đề này cũng đã được quy định tương đối cụ thể và hoàn chỉnh trong Bộ luật Dân sự, Bộ luật Hàng hải, các pháp lệnh thủ tục giải quyết các vụ án dân sự, kinh tế, lao động, pháp lệnh thi hành các bản án dân sự, pháp lệnh công nhận và thi hành các bản án, quyết định dân sự của tòa án nước ngoài... Dựa vào đó, các cơ quan tòa án của Việt Nam vận dụng các quy phạm pháp luật thích hợp cho từng quan hệ pháp luật cụ thể, nhằm thừa nhận hoặc bác bỏ quyền và nghĩa vụ dân sự, kinh tế, hàng hải, thương mại... và ra các quyết định chế tài trong các trường hợp cần thiết.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

[1] Bùi Thanh Sơn, Đỗ Văn Quang. *Giáo trình Pháp luật Hàng hải 1*. Trường Đại học Hàng hải Việt Nam, 2008.

[2] Nguyễn Vũ Hoàng, Hà Việt Hưng. *Một số vấn đề cơ bản về giải quyết tranh chấp hàng hải quốc tế*. Tạp chí Luật học, số 9/2011.

[3] Nguyễn Văn Nghĩa. *Tìm hiểu Bộ luật Hàng hải Việt Nam năm 2005*. NXB Tư pháp. Hà Nội, 2006.

[4] Chủ hàng Việt Nam. *Chủ hàng và pháp luật*, *Quyển 1– Tranh chấp thương mại*. NXB Giao thông vận tải. Hà Nội, 2013.

[5] Trung tâm trọng tài quốc tế Việt Nam (VIAC). *50 phán quyết trọng tài quốc tế chọn lọc*.

Người phản biện: TS. Nguyễn Minh Đức; TS. Vũ Trụ Phi

NGHIÊN CỨU THIẾT KẾ HỆ THỐNG GIA CÔNG BẰNG TIA LỬA ĐIỆN KẾT HỢP VỚI SIÊU ÂM VÀ PHÂN TÍCH CƠ CHẾ HÌNH THÀNH HẠT VẬT LIỆU RỖNG KHI GIA CÔNG BẰNG PHƯƠNG PHÁP NÀY

STUDY DESIGN SYSTEM FOR THE PRODUCING OF EDM - ULTRASONIC MACHINING AND ANALYSIS THE FORMING MECHANISM OF HOLLOW MICROSPHERES *

NCS. NGUYỄN TIẾN DŨNG

Viện Khoa học Cơ sở, Trường ĐHHH Việt Nam

GS.TSKH. LIYAN

PGS.TS.LIXIANGLONG

School of Manufacturing Science and Engineering, Sichuan University, Chengdu 610065, China

Tóm tắt

Gia công bằng tia lửa điện kết hợp với siêu âm là một công nghệ mới, công nghệ này là sự kết hợp của phương pháp gia công tia lửa điện với phương pháp gia công bằng siêu âm để chế tạo hạt vật liệu rỗng siêu nhỏ. Tác giả đã nghiên cứu thiết kế chế tạo hệ thống gia công bằng tia lửa điện kết hợp với hệ thống siêu âm riêng biệt, thí nghiệm và phân tích cơ chế tạo thành hạt vật liệu rỗng.

Từ khóa: *Gia công tia lửu điện kết hợp siêu âm; Gia công tia lửa điện; Gia công bằng siêu âm; Hạt vật liệu rỗng.*

Abstract

Aided electrical discharge (EDM) - ultrasonic machining is an emerging technology, this technology combines traditional EDM with the ultrasonic machining method to produce hollow microspheres. This paper stady design and manufacturing the aided electrical discharge (EDM) - separate ultrasonic machining, testing and analysis the mechanism of engendering hollow spheres.

Keywords: *Ultrasound-aided electric discharge; EDM; ultrasonic machining; hollow microspheres.*

** Natural Science Foundation of China (NSFC) under the Grants 51275324 and 51175355*

1. MỞ ĐẦU

Vật liệu rỗng với kích thước rất nhỏ từ vài chục nanomet đến vài trăm micromet có rất nhiều tính chất đặc biệt như nhẹ, có khả năng hấp thụ sóng điện từ, hấp thụ nhiệt, có tích chất quang học…do vậy được sử dụng trong rất nhiều lĩnh vực khác nhau như chế tạo dược phẩm trong y học, làm chất xúc tác trong ngành hóa học, ngành môi trường, làm vật liệu quang điện và đặc biệt là làm vật liệu tàng hình hấp thụ sóng rada trong ngành quân sự[10]…

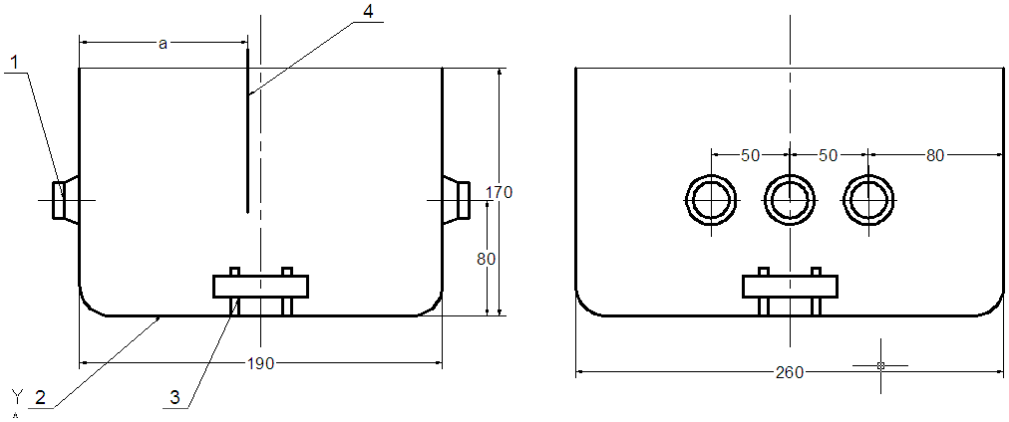
Với những ứng dụng rộng rãi như vậy, nên việc nghiên cứu ra các phương pháp mới để chế tạo vật liệu rỗng hiệu quả, chi phí thấp, tính linh hoạt cao đang là vấn đề rất cấp bách. Hiện nay, có một vài phương pháp chủ yếu gia công hạt vật liệu rỗng như: Phương pháp điện giải, phương pháp dùng hạt mẫu, phương pháp tự kết hợp, phương pháp phun khô, phương pháp gia công tia lửa điện[1,2] phương pháp gia công tia lửa điện kết hợp với siêu âm. Đối với phương pháp gia công tia lửa điện kết hợp với siêu âm, hiện nay chủ yếu áp dụng với phương pháp mà sóng siêu âm được tạo ra thông qua dao động cưỡng bức trục chính[8,9,]. Phương pháp này có ưu điểm là tạo ra

được lượng bọt khí rất lớn trong quá trình gia công, do vậy mà hiệu suất cho ra hạt vật liệu rỗng là rất cao, nhưng nó cũng có nhược điểm là giá thành sản xuất máy rất cao và máy không có tính linh hoạt.

Để khắc phục các nhược điểm này nhóm tác giả đã nghiên cứu thiết kế chế tạo hệ thống gia công tia lửa điện kết hợp với siêu âm mà sóng siêu âm được tạo ra một cách riêng biệt, nhưng vẫn đảm bảo chế tạo hạt vật liệu rỗng với hiệu suất cao cũng như mọi ưu điểm của phương pháp trên mà giá thành giảm và đảm bảo tính linh hoạt cao mở ra một phương pháp mới để chế tạo hạt vật liệu rỗng.

2. THIẾT KẾ SƠ ĐỒ HỆ THỐNG VÀ NGUYÊN LÝ GIA CÔNG TIA LỬA ĐIỆN KẾT HỢP VỚI HỆ THỐNG SIÊU ÂM RIÊNG BIỆT

Sơ đồ hệ thống



Hình 1. Cấu tạo hệ thống siêu âm riêng biệt

1- Hệ thống khuếch đại siêu âm 2 -Thùng chứa bằng thép chống rỉ
3 -Cơ cấu kẹp chi tiết 4 -Tấm giấy bạc

Đối với hệ thống gia công tia lửa điện kết hợp với siêu âm cưỡng bức trục chính, thì hệ thống siêu âm được gắn cố định trên thân của trục chính[8,9,], còn ở phương pháp này nhóm tác giả chế tạo một hệ thống phát siêu âm riêng biệt và hệ thống này được đặt trên bàn máy của một máy gia công tia lửa điện thông thường (hình 5). Hệ thống phát siêu âm riêng biệt (hình 1) bao gồm một thùng chứa được làm bằng thép chống rỉ có kích thước 260*190*170(mm), trên thùng gắn 3 cặp khuếch đại siêu âm đối xứng nhau và được nối với nguồn phát siêu âm. Để định vị và kẹp chặt chi tiết gia công, bên trong thùng chứa có hàn một bộ cơ cấu định vị và kẹp chi tiết.

Hình 2. Hệ thống siêu âm riêng biệt

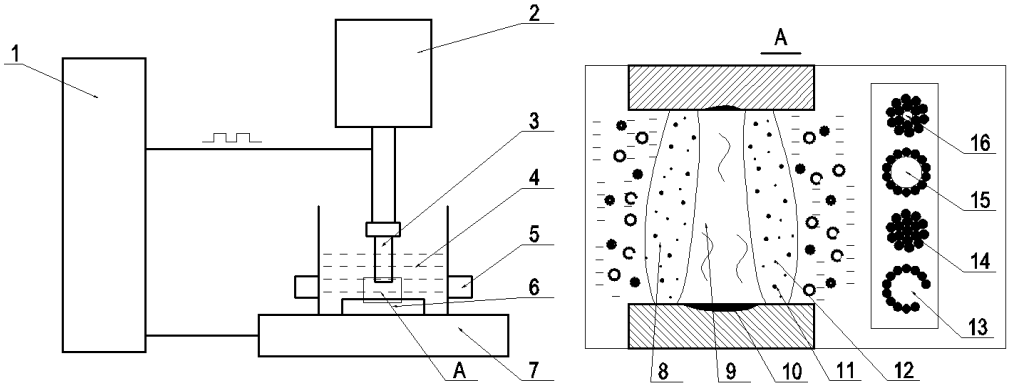
Hình 3. Hệ thống siêu âm riêng biệt

Yêu cầu khi thiết kế hệ thống này là phải đảm bảo trong quá trình gia công phải sinh ra bọt khí trong dung dịch và chúng phải tập trung chủ yếu ở vùng gia công (vị trí chính giữa). Vì vậy sau khi thiết kế và gia công hệ thống (hình 2), nhóm nghiên cứu đã tiến hành thí nghiệm đo. Sử dụng giấy bạc đặt trong thùng chứa (hình 1) với dung môi là dầu hỏa, chế độ gia công như bảng 1. Bằng mắt thường dễ dàng thấy rằng, khi có sóng siêu âm thì trên bề mặt dung dịch xuất hiện rất nhiều bọt khí nổi lên (hình 3). Với hai thí nghiệm a_1 = 70mm và a_2 = 95mm (vị trí chính giữa), kết quả thể hiện trên hình 4 cho thấy rằng, trên cả hai tờ giấy bạc đều xuất hiện các vết lõm trên bề mặt, nhưng ở hình 4a (a_1 = 70mm) thì các vết lõm tập trung chủ yếu ở hai bên, còn hình 4b (a_2 = 95mm) thì các vết lõm xuất hiện trên toàn bộ bề mặt, điều này chứng tỏ rằng ở vị trí chính giữa (vị trí gia công) thì tập trung nhiều bọt khí nhất.

Hình 4a: Khi a = 70

Hình 4b: Khi a = 95

Sơ đồ cấu tạo cơ bản gia công bằng tia lửa điện kết hợp với hệ thống siêu âm riêng biệt thể hiện ở hình 5.



Hình 5. Sơ đồ cấu tạo cơ bản gia công bằng tia lửa điện kết hợp với hệ thống siêu âm riêng biệt

1- Nguồn điện 2- Hệ thống điều khiển trục chính 3- Dụng cụ điện cực 4- Dung dịch gia công 5- Hệ thống phát siêu âm 6- Chi tiết gia công 7- Bàn máy gia công 8- Vùng chân không 9- Vùng phóng điện 10- Vùng kim loại bị nóng chảy 11- Giọt kim loại lỏng 12- Phần tử kim loại bốc hơi 13,14,15,16- Hình dạng hạt kim loại sau khi đông đặc

Khác với hệ thống gia công tia lửa điện kết hợp với siêu âm cưỡng bức trục chính, thì trục chính vừa thực hiện việc tạo ra tia lửa điện vừa tạo ra siêu âm, ở hệ thống phát siêu âm riêng biệt thì hệ thống siêu âm và hệ thống gia công tia lửa điện là độc lập, nên nguyên lý gia công của hệ thống này là sự kết hợp của hai hệ thống trên. Có thể được miêu tả như sau:

Dụng cụ điện cực 3 và chi tiết 6 được nối với nguồn điện 1, thông qua hệ thống điều khiển trục chính 2, dụng cụ điện cực 3 di chuyển hướng xuống chi tiết 6 đến khi khoảng cách khe hở giữa điện cực và chi tiết đủ nhỏ thì xuất hiện hiện tượng phóng điện qua dung dich gia công 4. Vùng phóng điện 9 sẽ tạo ra vùng nhiệt độ rất lớn sẽ làm dụng cụ điện cực và chi tiết xuất hiện hiện tượng nóng chảy và bay hơi, đồng thời tạo ra một vùng bọt khí 8[6,7]. Kim loại bay hơi cùng với kim loại lỏng sẽ vượt qua vùng chân không 8 xâm nhập vào dung dịch tạo thành các hạt kim loại, đồng thời gia nhiệt cho vùng dung dịch 4, làm dung dịch 4 bị phân hủy tạo thành bọt khí và các chất giải nhiệt. Kim loại bay hơi cùng với kim loại lỏng sẽ tạo ra sự ăn mòn chi tiết 6 - đó chính là quá trình cắt. Quá trình ăn mòn này xảy ra rất nhanh, mỗi xung phát điện chỉ diễn ra khoảng vài chục đến vài trăm μs. Khi tắt xung điện, vùng chân không 8 nhanh chóng co lại và mất đi[3] .Đồng thời với quá trình này, hệ thống phát siêu âm 5 hoạt động tạo ra một lượng rất lớn bọt bong bóng khí có tác dụng thúc đẩy nhanh quá trình thoát kim loại lỏng ra khỏi khu vực gia công. Bong bóng khí này cũng là nhân tố chính để tạo ra hạt vật liệu rỗng.

Hệ thống phát siêu âm riêng biệt này chế tạo đơn giản, có tính linh hoạt cao như dễ dàng tháo lắp, có thể kết hợp với mọi máy gia công tia lửa điện, thay đổi thông số siêu âm một cách thuận tiện, độc lập với trục chính. Đây chính điểm ưu việt hơn so với hệ thống gia công tia lửa điện kết hợp với siêu âm cưỡng bức trục chính, loại máy có cấu tạo rất phức tạp[8,9] . Cũng chính sự đơn giản của hệ thống mà giá thành thực tế của hệ thống đã giảm đến 20%.

3. THÍ NGHIỆM VÀ PHÂN TÍCH QUÁ TRÌNH HÌNH THÀNH HẠT KIM LOẠI RỖNG

3.1 Phương pháp thí nghiệm

Dùng máy gia công tia lửa điện điều khiển kỹ thuật số E46PM, hộp gia công được chế tạo bằng thép không rỉ có kích thước 260*190*170(mm), bên trên hộp gắn hệ thống phát siêu âm 40KHz, dụng cụ điện cực và chi tiết gia công là Niken 99,99% có tiết diện 10x10mm, dung dịch gia công là dầu hỏa (hình 2,3).

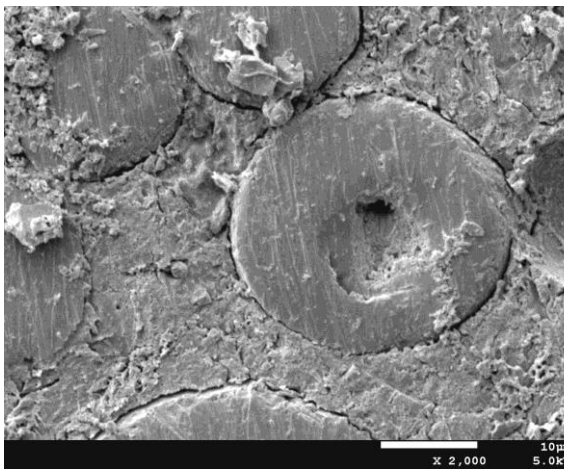
Thông số thí nghiệm được thể hiện trên bảng 1.

Bảng 1. Thông số thí nghiệm gia công bằng tia lửa điện kết hợp với siêu âm

Cường độ dòng điện(I)	Điện áp phóng điện(U)	Độ kéo dài xung máy phát (t_i)	Công suất sóng siêu âm	Tần suất sóng siêu âm (f)	Thời gian gia công
15 A	45 V	300μs	600 W	120 KHz	60 min

Vì niken có tính chất từ tính, nên sau khi gia công, dùng nam châm từ tính để hút các hạt vật liệu, làm sạch các hạt vật liệu này và soi trên kính hiển vi SEM, ta thu được kết quả như hình 7, khi cắt đôi hạt vật liệu và soi trên kính hiển vi SEM, ta thu được kết quả như hình 6.

Nếu lấy tỉ lệ P = h/t (h là chiều cao bị ăn mòn của vật liệu, đơn vị là mm; t là thời gian gia công, đơn vị là phút) biểu trưng cho hiệu suất gia công vật liệu thì ứng với thí nghiệm này P=0,59(mm/phút). Cùng với chế độ cắt như trên, gia công bằng với hệ thống gia công tia lửa điện kết hợp với siêu âm cưỡng bức trục chính có hiệu suất gia công cao hơn P=0,64(mm/phút). Điều này là do hướng phát siêu âm vuông góc với bề mặt gia công nên làm tăng lượng bong bóng đập vào bề mặt gia công, càng thúc đẩy quá trình tách kim loại lỏng ra khỏi bề mặt gia công.



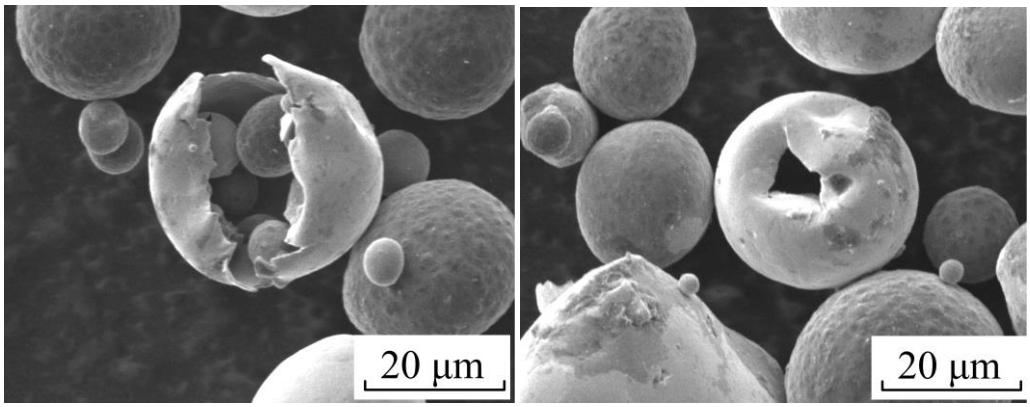
Hình 6: Hạt Niken rỗng sau khi cắt đôi hạt vật liệu và sử dụng kính hiển vi SEM

Tuy nhiên, hệ thống phát siêu âm riêng biệt vẫn tạo ra lượng bong bóng lớn trong vùng gia công, do vậy mà hiệu suất tạo thành hạt rỗng vẫn ngang so với khi gia công bằng với hệ thống gia công tia lửa điện kết hợp với siêu âm cưỡng bức trục chính, đạt 70÷80%, cao hơn. Lớn hơn nhiều khi gia công bằng phương pháp gia công tia lửa điện (không có siêu âm , hiệu suất tạo thành hạt rỗng chỉ đạt 20÷30%).

3.2 Phân tích quá trình hình thành hạt kim loại rỗng

Trong quá trình gia công, dụng cụ điện cực và chi tiết xuất hiện hiện tượng nóng chảy và bay hơi, tạo thành các giọt kim loại lỏng và các phần tử kim loại bốc hơi[4,5]. Các giọt kim loại lỏng và các phần tử kim loại bốc hơi này xâm nhập vào dung dịch gia công và kết hợp lại với nhau thông qua lực Vander Waals tạo thành các hạt kim loại có các hình dạng khác nhau 13÷16 (hình 5).

Từ các hình 6 và 7 có thể thấy rằng, các hạt có hình cầu, đường kính của hạt là rất nhỏ, từ vài chục nanomet đến vài chục micromet, mặt ngoài của hạt tương đối nhẵn bóng.



Hình 7. Hạt Niken rỗng sau khi gia công bằng tia lửa điện kết hợp với siêu âm được chụp từ kính hiển vi SEM

Từ hình 7 dễ dàng nhìn ra hạt rỗng có bề mặt bên trong nhẵn bóng, độ dày hạt rất mỏng, điều này là do trong quá trình các giọt kim loại lỏng và các phần tử kim loại bốc hơi kết hợp với nhau, chúng bao quanh bọt bong bóng khí, sau khi đông đặc sẽ tạo thành hạt kim loại rỗng, nếu bao phủ toàn bộ bong bóng khí thì hạt kim loại rỗng sẽ có dạng 15, nếu bao phủ không hoàn toàn thì hạt kim loại rỗng sẽ có dạng 13, đây chính là có chế đặc trưng hình thành hạt rỗng khi gia công bằng hệ thống phát siêu âm riêng biệt, chiếm đến 80% lượng hạt rỗng.

Ngoài ra, cũng xuất hiện một lượng rất ít hạt rỗng mà đường kính rỗng là rất nhỏ (hình 6) khoảng 20%, bề mặt trong không nhẵn bóng, điều này là do khi các phần tử kim loại kết hợp với nhau, chúng không bao quanh các bọt bong bóng khí, mà sự hình thành hiện tượng rỗng này cũng tương tự như gia công bằng tia lửa điện, mà nguyên nhân tạo thành đã được Berkowitz [2] giải thích như sau:

a) Ở nhiệt độ cao, kim loại lỏng hòa tan một lượng khí nhất định, nhưng khi đông đặc lượng khí này sẽ được giải phóng. Do bề mặt ngoài của hạt sẽ bị đông đặc trước tiên, nên lượng khí này sẽ bị mắc kẹt lại bên trong hạt tạo thành hình rỗng.

b)Trong quá trình đông đặc, các phần tử bên ngoài cùng của hạt bị đông đặc trước và bị co lại, một phần co này sẽ được bù đắp bởi các phần tử bên trong ngay sát nó, sau đó các phần tử này cũng bị đông đặc, bị co và được bù đắp bởi các phần tử bên trong tiếp theo, cứ như vậy trung tâm hạt là đông đặc sau cùng và cũng bị co, nhưng không được bù đắp nên tạo thành phần rỗng, phần rỗng này là chân không và sẽ bị mất đi khi kim loại nóng chảy.

4. KẾT LUẬN

Tính cấp thiết của bài báo là đã đưa ra được một phương pháp mới để gia công vật liệu hạt rỗng mà giá thành chế tạo máy thấp, tính linh hoạt cao mà vẫn đạt hiệu suất tạo thành hạt vật liệu rỗng cao. Cụ thể là đã thiết kế được sơ đồ cấu tạo và trình bày nguyên lý của phương pháp gia công tia lửa điện kết hợp với hệ thống siêu âm riêng biệt, từ đó tiến hành chế tạo hệ thống và thí nghiệm gia công với vật liệu niken. Kết quả thí nghiệm chỉ ra rằng, phương pháp này chế tạo thành công vật liệu niken rỗng đạt hiệu suất cao. Bài viết cũng đã phân tích cơ chế hình thành vật liệu rỗng khi gia công bằng phương pháp này.

Với những nghiên cứu đã đạt được, tác giả sẽ tiếp tục tiến hành thí nghiệm để tối ưu hóa các thông số công nghệ nhằm đạt được hàm lượng và kích thước hạt rỗng như mong muốn.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

[1]. BERKOWITZ A E, HANSEN M F, PARKER F T, et al. "*Amorphous soft magnetic particles produced by spark erosion"* [J]. Journal of Magnetic Mater, 2003, 1(6) :254-255.

[2]. Berkowitz, A.E., Harper, H.,Smith,D. J.Hu,H.,Jiang,Q., Solomon, V. C. et al. (2004). *"Hollow metallic microspheres produced by spark erosion"* [J]. Applied Physics Letters,85, 940–942.

[3]. CARREY J, RADOUSKY H B, BERKOWITZ A E. "*Spark-eroded particles: Influence of processing parameters"* [J]. Journal of Applied Physics, 2004, 95(31) :823-929.

[4]. Thoe TB, Aspin wall DK, Killey N. *"Combined Ultrasonic and Electrical Discharge Machining of Ceramic Coated Nickel Alloy"* [J]. Journal of Materials Processing Technology, 1999, 92: 323-328

[5]. Vineet Srivastava, Pulak M. Pandey. "*Effect of process parameters on the performance of EDM process with ultrasonic assisted cryogenically cooled electrode"*[J]. Journal of Manufacturing Processes, 2012, 393–402 .

[6]. VASUDEVAMURTHY G, KNIGHT T W. "*Effect of system parameters on size distribution of 304 stainless steel particles produced by Electrical Discharge Mechanism"* [J]. Materials Letters, 2007, 61 :4872-4874.

[7]. Shervani-Tabar, M. T., & Mobadersany, N. (2013). "*Numerical study of the dielectric liquid around an electrical discharge generated vapor bubble in ultrasonic assisted EDM"* [J]. Ultrasonic, 53,943–955.

[8]. 曹凤国. *"超声加工技术"*. 北京:化学工业出版,2004.

[9]. 戴向国, 傅水根, 王先逵. *"旋转超声加工机床的研究"*. 中国机械工程, 2003:289- 292.

[10]. 宋宏伟. *"火花放电制备微纳米空心球的机理及工艺研究"*.硕士论文,2011.

Người phản biện: PGS.TSKH. Đỗ Đức Lưu; PGS.TS. Phạm Hữu Tân

NGHIÊN CỨU ỨNG DỤNG PHẦN MỀM MIKE 21 VÀO TÍNH TOÁN BỒI LẮNG LUỒNG TÀU KÊNH CÁI TRÁP

STUDY APPLICATION OF MIKE 21 FOR CALCULATING THE SEDIMENT OF CAI TRAP CHANEL

TS. NGUYỄN THỊ DIỄM CHI
TS. TRẦN LONG GIANG
Khoa Công trình, Trường ĐHHH Việt Nam

Tóm tắt

Trong bài báo này, các tác giả trình bày nghiên cứu sự bồi lắng của kênh Cái Tráp sau khi thực hiện dự án nạo vét tuyến luồng này để phục vụ cho tàu có trọng tải nhỏ hơn 2.000DWT.Phần mềm MIKE 21, một trong những phần mềm mô hình hóa thủy lực hiện đại và cho kết quả tính toán có độ chính xác cao, được ứng dụng để mô phỏng và tính toán sự bồi lắng bùn cát của tuyến luồng này.

Abstract

In this article, the authors present the study sediment of Cai Trap Chanel after dredging project for the navigation of the vessels with capacity smaller than 2.000DWT. MIKE 21, one of the modern software for modelling hydraulic with high precision in calculation results, is used to simulate and calculate the sediment of this Chanel.

Keywords: *navigation Chanel, mesh generater, boundary condition, sediment.*

1. Đặt vấn đề

Mức độ tăng trưởng của các tàu nội địa trong những năm gần đây ảnh hưởng nhiều tới quá trình lưu thông, vận tải của tuyến luồng Hải Phòng, vì vậy cần có những nghiên cứu mới như mở rộng, nâng cấp, cải tạo các tuyến hiện hữu trong đó có tuyến kênh Cái Tráp để tăng năng lực thông qua toàn tuyến, khai thác đạt hiệu quả cao, đóng góp quan trọng trong việc nâng cao hiệu quả khai thác của cảng Hải phòng.

Tuyến luồng kênh Cái Tráp chạy kết nối giữa luồng sông Chanh và luồng Bạch Đằng . Tuyến luồng có tổng chiều dài 5.551m được thiết kế cho cỡ tàu 2.000DWT hành thủy và các phương tiện thủy nội địa đến 600T đã được khởi công xây dựng từ 8/2014 với chuẩn tắc luồng như sau:

+ Mực nước hành thủy : +3,0mHĐ – tần suất p=20%
+ Chế độ hành thủy : Luồng 2 làn (tàu 2.000DWT + 600T)
: Luồng 2 làn cho tàu 1.000DWT hành thủy
+ Chiều dài : 5.551m
+ Chiều rộng tuyến : B=80m
+ Chiều rộng đoạn cong : B=96m
+ Cao độ đáy luồng : -2.6mHĐ (dự phòng sa bồi z=0);
+ Tàu hành thủy lớn nhất : 2.000DWT (L x B x T = 81 x12,7 x 4,9m)
+ Khối lượng nạo vét toàn tuyến : 1.154.573 m^3

Việc nạo vét duy tu hàng năm trên tuyến luồng từ trước đến nay đều không thực hiện được do đó không có số liệu quan trắc, kiểm tra, để đánh giá diễn biến sa bồi. Để có cơ sở đánh giá sa bồi luồng tàu, các tác giả đề xuất lập mô hình toán vận chuyển bùn cát dựa trên phần mềm MIKE 21, kết hợp với các số liệu thực tế khảo sát thủy văn và địa hình gần đây.

2. Giới thiệu phần mềm MIKE 21

Mô hình toán MIKE 21 là một phần mềm chuyên dùng do Viện Thủy lực Đan Mạch nghiên cứu và phát triển liên tục trong hơn 30 năm qua. Phần mềm này có nhiều môđun tính toán khác nhau được ứng dụng để tính toán các yếu tố động lực học cửa sông, ven biển và biển. Cụ thể MIKE 21 có thể giải quyết các vấn đề sau: Tính toán thủy triều tại một vị trí bất kỳ trên thế giới, tính toán dòng chảy cửa sông ven biển, tính toán lan truyền sóng từ vùng ngoài khơi vào vùng ven bờ, tính lan truyền sóng trong khu vực bể cảng, tính toán vận chuyển bùn cát, tính toán lan truyền chất, tính toán tràn dầu, tính nước dâng do bão, tính toán xâm nhập mặn và nhiều ứng dụng nữa đang được xây dựng.

2.1 Ứng dụng MIKE trong tính toán bồi lắng luồng tàu

Để lập được mô hình mô phỏng, cần thiết phải có số liệu địa hình với các thông số về cao độ và tọa độ của khu vực nghiên cứu. Vì vậy bước đầu tiên ta cần phải nhập các file có tọa độ đường bờ trong khu vực nghiên cứu, sau đó ta tiến hành lập các biên lỏng của mô hình, mỗi biên có 1 giá trị khác nhau, đối với biên nước phải gán giá trị từ 2 trở lên. Bước tiếp theo ta cần phải tạo lưới tính toán, ở đây ta chọn lưới tính toán tam giác, khu vực 2 đầu kênh sẽ được chia lưới dày hơn các khu vực khác trong lưới tính toán. Bước tiếp theo ta nhập dữ liệu độ sâu trong khu vực tính toán, khi đã đưa độ sâu vào ta cần nội suy độ sâu ở các ô lưới. Sau đó ta vào Mesh/Export Mesh sẽ thu được kết quả là file địa hình (*.mesh).

Để tính toán bồi lắng của luồng tàu ta dùng môđun MIKE 21/3 Coupled Model (đây là môđun xét đến ảnh hưởng của dòng chảy ở sông và ảnh hưởng sóng từ biển vào) các dữ liệu đầu vào phải khai báo để chạy chương trình được phân làm các nhóm như sau:

+ Miền tính và tham số thời gian: Lưới tính, dữ liệu địa hình, thời gian mô phỏng của mô hình.

+ Hệ số hiệu chỉnh: Độ nhám đáy, hệ số phân tán mô men, hệ số ma sát giữa gió và bề mặt.

+ Điều kiện ban đầu: Mực nước, các thành phần vận tốc dòng

+ Điều kiện biên: Mực nước quan trắc ở phía Đông và phía Tây.

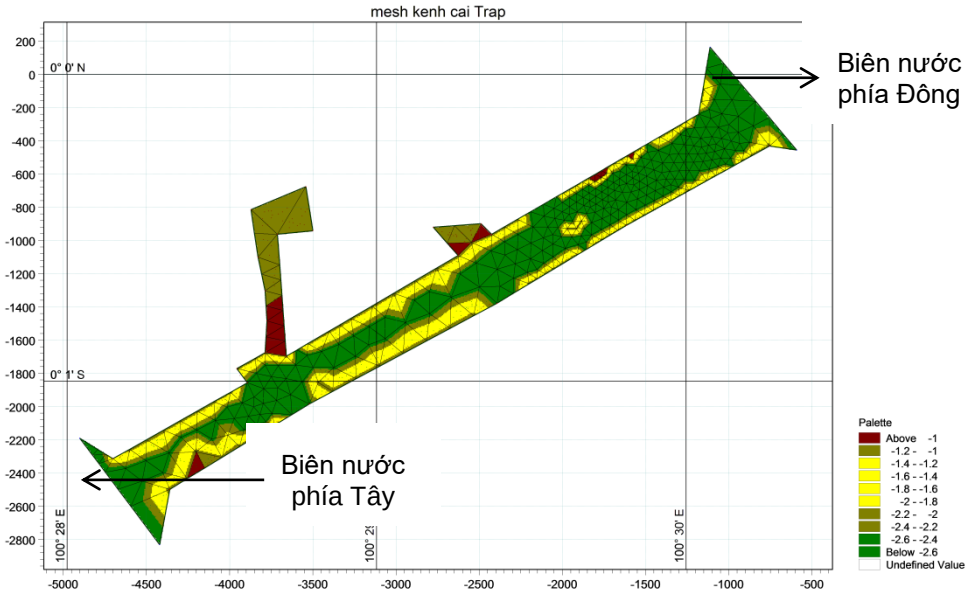
+ Các thông số khác: Vận tốc và hướng gió, thủy triều, bức xạ sóng.

2.2 Ứng dụng tính toán bồi lắng Kênh Cái Tráp.

2.2.1 Dữ liệu đầu vào

Khu vực tính toán có chiều dài 5,55 km và chiều rộng 1km (Hình 1). Căn cứ vào khu vực lựa chọn để lập mô hình, lưới tính của khu vực được lập là lưới tam giác với kích thước lưới nhỏ tập trung ở khu vực vùng Kênh Cái Tráp để đảm bảo mô hình cho kết quả chính xác.

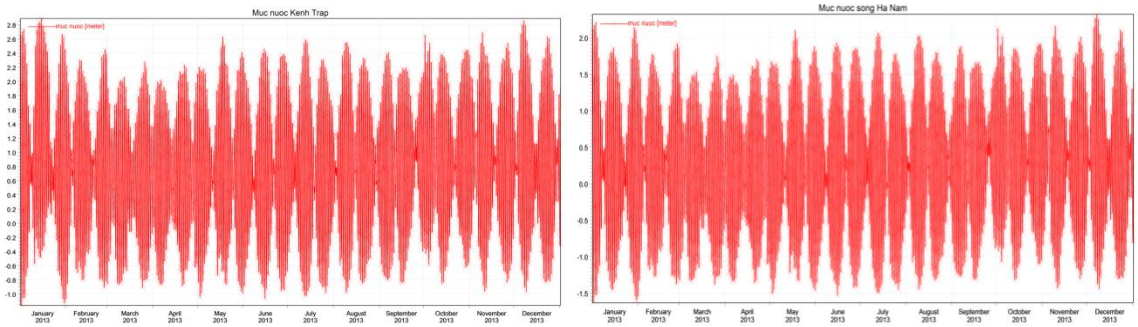
Hình 1. Tuyến luồng kênh Cái Tráp



Hình 2. Lưới tam giác trong mô hình tính toán

Số liệu địa hình được lấy từ nguồn chính là số liệu đo đạc khảo sát địa hình đáy kênh Tráp tỷ lệ 1:1000 do Công ty cổ phần tư vấn thiết kế Công trình Hàng hải (CMB) thực hiện. Quá trình thu thập số liệu và số hóa địa hình cho kết quả như hình 2.

Mô hình tính toán có 2 biên lỏng như sau: Biên phía Đông, biên này được lấy ứng với mực nước quan trắc trong vòng 1 năm tại trạm TV2 (Toạ độ 20048’58’’63N, 106053’25’54’E).biên phía Tây được lấy ứng với mực nước quan trắc được trong vòng 1 năm tại điểm giao nhau giữa Kênh Cái Tráp và Kênh Hà Nam (xem hình 3)



Hình 3. Biên nước phía Đông và phía Tây của mô hình thủy lực

2.2.2 Thiết lập các tham số tính toán trong mô hình MIKE 21

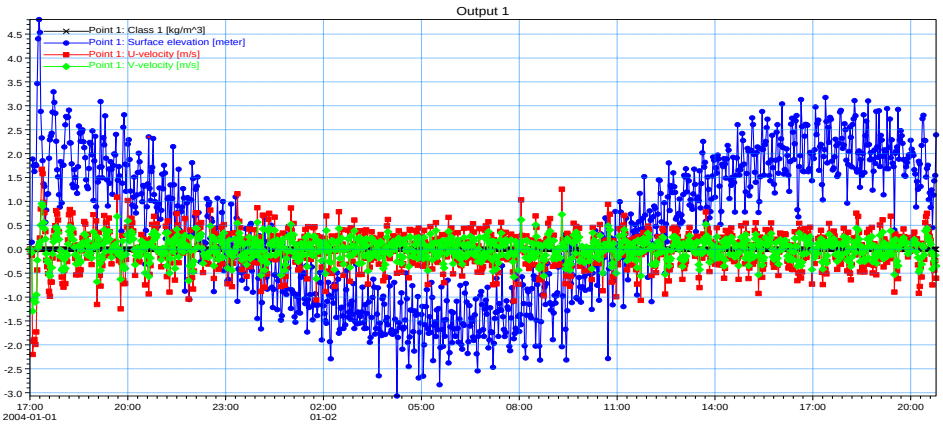
Các tham số cài đặt cho mô hình được trình bày trong bảng 1.

Bảng 1. Các tham số cài đặt cho mô hình

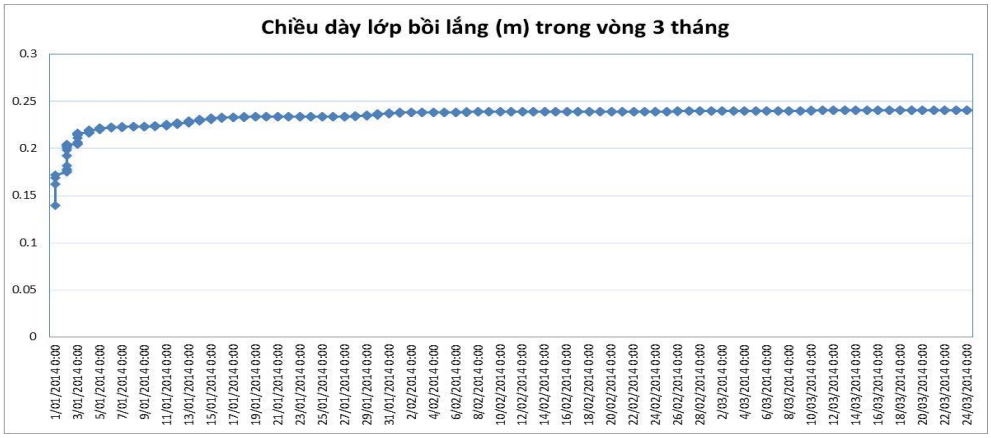
Thành phần	Giá trị của thông số
Thời gian mô phỏng	1-1-2014 đến 25-03-2014
Bước thời gian	7200 (s)
Độ nhớt min	1.8e-006 (m^2/s)
Độ nhớt max	100000000 (m^2/s)
Vận tốc ban đầu	0 (m/s)
Độ nhám	32 ($m^{1/3}/s$)
Mực nước ban đầu	0 (m)
Bước thời gian lưu kết quả	60 (min)

2.2.3. Kết quả tính toán.

Kết quả tính toán mực nước và các thành phần vận tốc u,v, sự thay đổi địa hình đáy luồng, lưu lượng bùn cát bồi lắng của mô hình trình bày trong hình 4 và hình 5. Số liệu dùng để kiểm chuẩn kết quả tính toán của mô hình được lấy từ số liệu thực tế đo đạc mực nước tại vị trí giữa kênh Cái tráp từ ngày 1/9/2014 đến ngày 8/9/2014. Căn cứ vào việc so sánh giá trị mực nước giữa kết quả thực đo và kết quả tính toán từ mô hình, ta nhận thấy còn một số điểm có sai lệch nhỏ về giá trị mực nước, vì vậy cần phải hiệu chỉnh lại một số thông số đầu vào của mô hình.



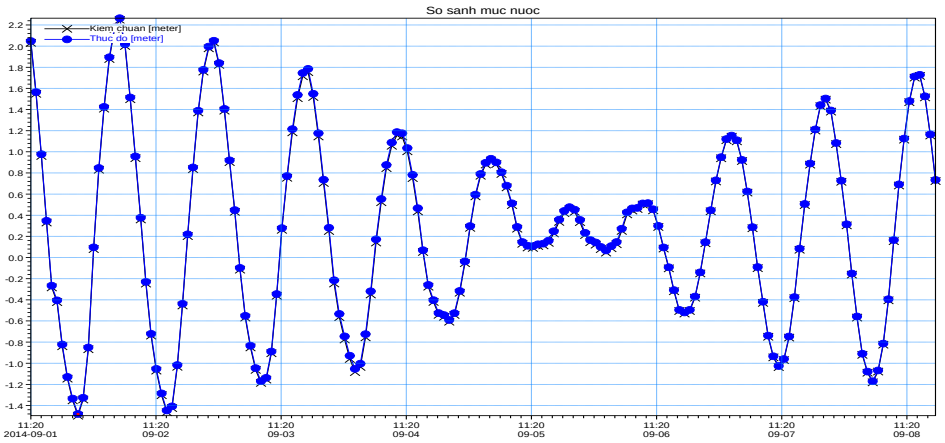
Hình 4. Kết quả tính toán vận tốc và mực nước của mô hình



Hình 5. Kết quả tính toán bồi lắng của mô hình

2.2.4. Kiểm chuẩn

Để mô hình tính toán đạt kết quả tốt hơn, việc hiệu chỉnh mô hình là cần thiết, một số giá trị của thông số đầu vào đã được hiệu chỉnh để kết quả của mô hình sát với các giá trị thực đo. Từ hình 6 cũng có thể nhận ra độ sai lệch giữa kết quả mực nước tính toán sau khi đã hiệu chỉnh mô hình và mực nước thực đo từ ngày 1/9/2014 đến ngày 8/9/2014 là rất nhỏ (sai lệch lớn nhất là 3cm). Sự khác biệt này có thể chấp nhận được, nói cách khác mô hình hiện tại hoàn toàn có thể sử dụng để dự đoán bồi lắng tại Kênh Cái Tráp.



Hình 6. Kết quả kiểm chuẩn của mô hình

3. Kết luận

Qua nghiên cứu này có thể rút ra một số kết luận sau:

- Mô hình MIKE 21/3 Coupled Model là một công cụ mạnh trong việc tính toán, mô phỏng bồi lắng luồng tàu trong đó có sự tương tác giữa các yếu tố sóng và dòng chảy bằng phương pháp khối hữu hạn.

- Việc ứng dụng phần mềm này vào tính toán và mô phỏng diễn biến bồi lắng cho luồng tàu, các vị trí cửa sông và khu vực ven biển cho phép dự báo được diễn biến về sự bồi lắng, xói lở từ đó giúp các kỹ sư tư vấn thiết kế xác định được vị trí các công trình xây dựng ven bờ như đê chắn sóng, các công trình chỉnh trị, kè bảo vệ bờ và tính toán thiết kế luồng tàu một cách an toàn.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

[1]. L.G TRAN, G. HOANG (2014), “Appilcation of MIKE 21 for calculating the wave tide level in the sea port location with the sea water level rise”. Proceeding of 19th IAHR-APD Congress 2014, Ha Noi, Viet Nam.

[2] User manual MIKE 21,2012.

Người phản biện: PGS.TS. Hà Xuân Chuẩn; TS. Trần Khánh Toàn

TÍNH TOÁN TỰ ĐỘNG PHƯƠNG ÁN XẾP HÀNG CHO TÀU BẰNG PHƯƠNG PHÁP TỐI ƯU 2-OPT

2-OPT ALGORITHM FOR AUTOMATIC CARGO STOWAGE PLANNING

TS. NGUYỄN MINH ĐỨC, ThS. PHẠM QUANG THỦY
Khoa Hàng hải, Trường ĐHHH Việt Nam

Tóm tắt

Tính toán và kiểm tra an toàn của phương án xếp hàng là nhiệm vụ quan trọng của người khai thác tàu cũng như thuyền viên trên tàu. Phương án xếp hàng phải thỏa mãn các tiêu chuẩn về sức bền, ổn định tàu, hạn chế sử dụng Ballast, đồng thời, cần đảm bảo thứ tự, vị trí xếp dỡ các lô hàng khác nhau hợp lý, đặc biệt là trong trường hợp tàu nhận nhiều loại hàng, tại nhiều cảng khác nhau và trả hàng tại nhiều cảng. Nhóm tác giả xây dựng thuật toán tính toán phương án xếp hàng tối ưu cho tàu, dựa trên phương pháp tối ưu số

2-opt. Kết quả nghiên cứu được áp dụng xây dựng phần mềm xếp hàng cho một tàu ô tô thông dụng để kiểm tra, khẳng định hiệu quả tính toán.

Abstract

Cargo stowage planning optimization has always been a challenge for the company and the ship officer as transportation efficiency is increasingly a matter of concern. The distribution of cargo onboard must be in accordance with applicable stability and strength requirements and ensure that the loading and unloading sequences are viable, especially for ships carrying different types of cargo that must be loaded and unloaded at a number of ports during the voyage. Through the course of this study, the authors work on a 2-opt based optimization algorithm for distributing cargoes onboard. The algorithm is later on applied for a common car-carrier design for a number of voyage conditions to verify its performance and efficiency.

1. Giới thiệu

Cùng với sự phát triển của ngành hàng hải, để tăng hiệu quả vận tải, đội tàu chuyên dụng như tàu Container, tàu ro-ro hay tàu chở ô tô đang được phát triển ngày các mạnh. Trong thực tế, các loại tàu này thường nhận hàng tại nhiều cảng khác nhau, tại 1 cảng có thể nhận nhiều loại hàng khác nhau và các loại hàng này cũng cần được trả tại nhiều các đích khác nhau. Vì vậy, việc lập sơ đồ xếp hàng phù hợp gặp nhiều khó khăn do cần đảm bảo các loại hàng được xếp vào các hầm phù hợp, với thứ tự phù hợp để đảm bảo hàng có thể vào, ra thuận lợi khi đi qua các hầm khác, đồng thời đảm bảo ổn định và sức bền cho tàu trong suốt quá trình hành trình. Với sự phát triển của khoa học công nghệ, việc tính toán ổn định, sức bền cho các loại tàu chuyên dụng cần được tin học hóa, nhằm rút ngắn thời gian và đảm bảo độ chính xác trong việc đánh giá và kiểm tra ổn định, sức bền.

Vấn đề tính toán tự động phương án xếp hàng đã được nhiều tác giả nghiên cứu, trong đó chủ yếu sử dụng các thuật toán tối ưu số [3][4]. Tuy nhiên, các thuật toán được xây dựng thường mang tính chuyên biệt, chỉ áp dụng được cho tàu cụ thể, trong trường hợp cụ thể.

Ở Việt Nam, vận tải bằng tàu chuyên dụng đang ngày càng phát triển. Dịch vụ sửa chữa, hoán cải hoặc đóng mới các loại tàu này cũng đã bắt đầu phát triển, đặt ra yêu cầu phải có khả năng nghiên cứu, xây dựng các phần mềm hỗ trợ tính toán xếp hàng chuyên dụng cho tàu. Tuy nhiên, thực tế lĩnh vực này hầu như chưa được quan tâm.

Vì vậy, trong nghiên cứu này nhằm xây dựng *"chương trình tự động tính toán phân bổ hàng hóa và kiểm tra ổn định, sức bền cho tàu chuyên dụng, với trường hợp cụ thể là tàu ô tô Centaurus Leader"* dựa trên cơ sở thuật toán tối ưu số 2-opt. Việc lựa chọn tàu ô tô trong bài báo là ngẫu nhiên do nhóm tác giả tiếp cận được dữ liệu về tàu tương đối đầy đủ.

2. Thuật toán tối ưu 2-Opt [1][2]

Thuật toán 2-opt là một thuật toán tối ưu đơn giản dựa trên phương pháp tìm kiếm cục bộ (Local Search), được Croes giới thiệu từ năm 1958 và được phát triển và ứng dụng hiệu quả trong nhiều lĩnh vực khác nhau. Công thức cơ bản của thuật toán 2-opt được thể hiện như sau:

2optSwap(route, i, k) {

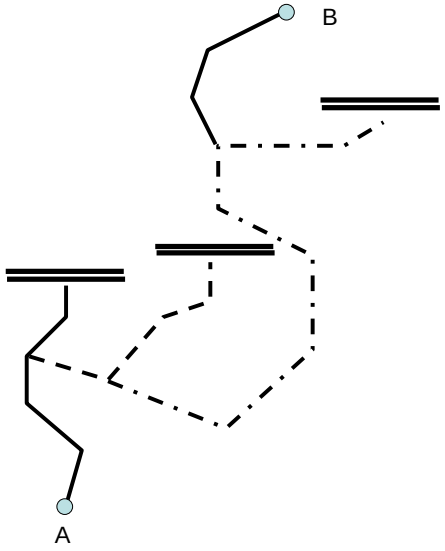
1. take route[0] to route[i-1] and add them in order to new_route

2. take route[i] to route[k] and add them in reverse order to new_route

3. take route[k+1] to end and add them in order to new_route

Return new_route;}

Tuy nhiên, hạn chế của phương pháp 2-opt, cũng như các phương pháp số khác là khả năng bài toán local-search bị tắc tại các giá trị tối ưu cục bộ. Để giải



Hình 1. Khởi tạo phương án

quyết vấn đề này, trong phạm vi đề tài, thuật toán 2-opt được sử dụng kết hợp với phương pháp "Bầy", tức là dựa trên một tập hợp các phương án ban đầu và việc tối ưu hóa riêng rẽ các phương án này để được kết quả sau cùng tối ưu.

3. Tính toán phương án phân bố hàng hóa cho tàu

Việc tính toán phương án xếp hàng trên tàu được thực hiện qua 2 bước chính:

- Khởi tạo ngẫu nhiên tập hợp các phương án xếp hàng thỏa mãn yêu cầu về thứ tự xếp dỡ

- Chuyển đổi ngẫu nhiên vị trí các khối hàng trong các hầm khác nhau để thỏa mãn các yêu cầu về ổn định, sức bền và các chỉ tiêu khác.

3.1 Khởi tạo tập hợp phương án xếp hàng

Việc khởi tạo phương án xếp hàng nhằm đưa ra các phương án xếp hàng ngẫu nhiên ban đầu sao cho thỏa mãn các điều kiện về thứ tự xếp dỡ. Quá trình này được thực hiện bằng mô phỏng thuật toán tìm mồi của đàn kiến, như được minh họa trong 1. Theo đó, đối với mỗi loại hàng, việc lựa chọn vị trí xếp được thực hiện như sau:

- Bước 1: Chọn ngẫu nhiên một hầm.

- Bước 2: Kiểm tra điều kiện xếp, dỡ từ hầm đó, nếu thỏa mãn thứ tự xếp dỡ thì xếp vào hầm, nếu không thi lặp lại bước bước 1.

- Nếu không lựa chọn được vị trí xếp hàng sau một số hữu hạn lần lặp thì bỏ ra một vài loại hàng đã xếp trước đó (ví dụ 3 loại) và lặp lại việc lựa chọn ngẫu nhiên và xếp lại hàng, bắt đầu từ các nhóm này.

3.2 Tối ưu hóa từng phần phương án xếp hàng

Để phương án xếp hàng thỏa mãn các yêu cầu về ổn định, sức bền cũng như các yêu cầu thực tế khác. Áp dụng thuật toán tối ưu 2-opt, việc tối ưu hóa từng phần phương án xếp hàng được thực hiện bằng cách đảo vị trí ngẫu nhiên các mã hàng trong các hầm và kiểm tra hiệu quả đạt được. Đây chính là việc tìm giá trị tối ưu cục bộ theo phương pháp 2-OPT, được thực hiện bằng cách lặp lại nhiều lần vòng lặp gồm các bước sau:

- Chọn ngẫu nhiên 02 hầm (gọi là hầm 1 và hầm 2)

- Chọn ngẫu nhiên 1 loại hàng có trong hầm 1

- Chọn ngẫu nhiên 1 loại hàng có trong hầm 2

- Thực hiện việc chuyển chỗ 2 loại hàng này với điều kiện lượng hàng được chuyển (thuận, nghịch) phải thỏa mãn yêu cầu về diện tích sàn hầm

- Kiểm tra chất lượng của phương án mới:

+ Phương án này có đảm bảo về thứ tự xếp dỡ hay không ?

+ Phương án có đảm bảo điều kiện lựa chọn (về ổn định, sức bền,...) hay không?

- Nếu việc kiểm tra chất lượng là tốt thì thực hiện việc chuyển chỗ 2 loại hàng, nếu không thì thôi.

Việc tối ưu từng phần được thực hiện cho từng phương án trong bộ các phương án ngẫu nhiên đã được khởi tạo, từ đó xác định phương án tốt nhất trong các kết quả đạt được.

3.3 Chương trình và kết quả tính toán

Áp dụng thuật toán tính toán nêu trên, nhóm tác giả đã xây dựng phần mềm hỗ trợ tính toán phương án xếp hàng cho tàu Centaurus Leader bằng ngôn ngữ Visual Basic 2010. Ngôn ngữ này được lựa chọn vì việc lập trình đơn giản, giao diện xây dựng được dễ dàng.

Bài toán áp dụng cụ thể như sau: Có tổng cộng 12 nhóm hàng, được nhận từ 06 cảng với số lượng ô tô, kích thước ô tô khác nhau. Các nhóm hàng này cần được dỡ tại 06 cảng khác nhau, được đánh số theo thứ tự dỡ (Unload). Các số liệu cụ thể như được trình bày dưới đây:

Bảng 1 - Tổng hợp các nhóm hàng và thứ tự cảng xếp – dỡ

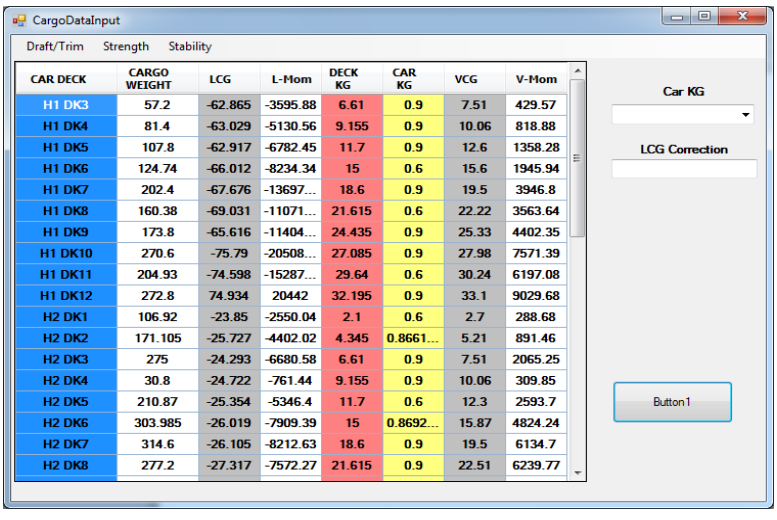
Loại hàng	Kích thước (Dài * Rộng - m*m)	Chiều cao trọng tâm (m)	Khối lượng (kg)	Số lượng ôtô (chiếc)	Cảng xếp	Cảng dỡ
Loại 1	4.825*1.825	0.6	1.485	380	Cảng 1	Cảng 3
Loại 2	4.825*1.825	0.6	1.485	475	Cảng 2	Cảng 2

Loại 3	4.825*1.825	0.6	1.485	380	Cảng 3	Cảng 1
Loại 4	4.825*1.825	0.6	1.485	380	Cảng 4	Cảng 3
Loại 5	4.825*1.825	0.6	1.485	380	Cảng 5	Cảng 5
Loại 6	4.825*1.825	0.6	1.485	475	Cảng 6	Cảng 6
Loại 7	4.950*1.970	0.9	2.200	380	Cảng 1	Cảng 4
Loại 8	4.950*1.970	0.9	2.200	380	Cảng 2	Cảng 2
Loại 9	4.950*1.970	0.9	2.200	570	Cảng 3	Cảng 6
Loại 10	4.950*1.970	0.9	2.200	285	Cảng 4	Cảng 3
Loại 11	4.950*1.970	0.9	2.200	475	Cảng 5	Cảng 4
Loại 12	4.950*1.970	0.9	2.200	380	Cảng 6	Cảng 1
Tổng				4560		

Sau khi nhận được số lượng ôtô và vị trí xếp dỡ của các cảng xếp dỡ, chương trình phân bổ ôtô vào 46 hầm của tàu Centaurus (tuy nhiên vì độ dài của bài báo không cho phép nên tác giả chỉ trích một số hầm trên tàu),phương án thu được như sau:

Bảng 2 - Phương án phân bổ hàng vào các hầm trên tàu

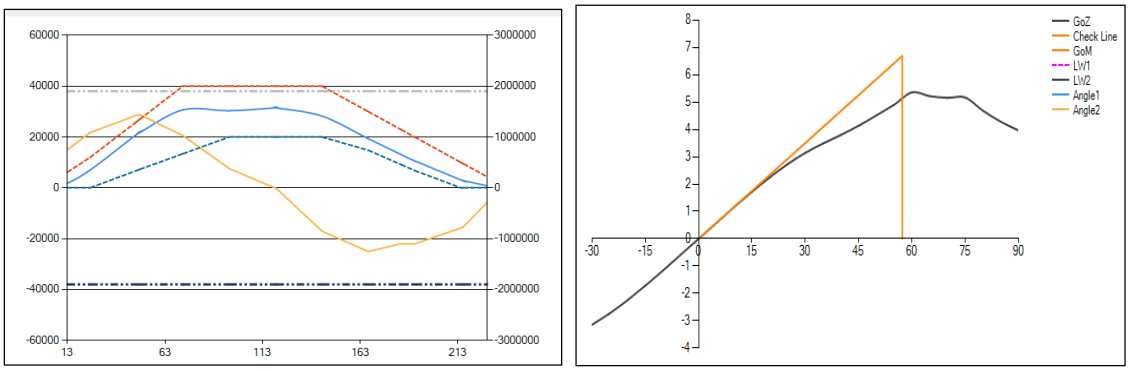
Hầm hàng	Loại hàng												
	L1	L2	L3	L4	L5	L6	L7	L8	L9	L10	L11	L12	
Hold1 Deck3										26			26
Hold1 Deck 4									37				37
Hold1 Deck 5											27	22	49
Hold1 Deck 6	84												84
Hold1 Deck 7							92						92
Hold1 Deck 8		108											108
Hold1 Deck 9							79						79
Hold1 Deck10									123				123
Hold1 Deck 11						138							138
Hold1 Deck 12										124			124
Hold2 Deck 1						72							72
Hold2 Deck 2						13						69	82
Hold2 Deck 3										121		4	125
Hold2 Deck 4												14	14
Hold2 Deck 5			142										142
Hold2 Deck 6		21							124				145
Hold2 Deck7											143		143
Hold2 Deck8												126	126



Hình 2. Số liệu của hầm sau xếp hàng

Sau khi phân bố lượng hàng theo kết quả trên, chương trình tự động nhận số lượng ôtô với khối lượng của từng loại và đưa giá trị khối lượng đó vào bảng phân bố hàng trong hầm để phục vụ cho việc tính toán ổn định và sức bền của tàu. Bảng tổng hợp khối lượng hàng phân bố hàng trong từng hầm, tọa độ trọng tâm hầm sau xếp,… được thể hiện trong hình 2.

Sau khi việc nhập khối lượng của hàng hóa cũng như chất lỏng hoàn thành, chương trình sẽ cho ta kết quả của ổn định và sức bền dưới dạng đồ thị như hình 3:



Hình 3. Kết quả tính toán sức bền(trái) và ổn định (phải) sau khi xếp hàng

IMO RESOLUTION A.749(18) 3.1

CRITERIA	UNIT	ATTAINED	REQUIRED	JUDGE
A.0-40 or Flood.Ang	M.RAD	1.481	>=0.09 M.R...	
A.0-30	M.RAD	0.874	>=0.055 M....	
A.30-40 or Flood.Ang	M.RAD	0.607	>=0.03 M.R...	
Flood.Ang	M	56	-	-
GoM	M	6.69	0.15 M	
GZ MAX	M	5.36	>=0.2 M.RAD	

IMO RESOLUTION A.749(18) 3.2

CRITERIA	UNIT	ATTAINED	REQUIRED	JUDGE
Steady Wind Angle	DEG	0		DEG
Wave Angle	DEG	21.4		DEG
Flood.Ang or 50	DEG	0		DEG
1st Intercep	DEG	0		DEG
LW1	M	0		DEG
LW2	M	0.33		M

Hình 4. Kết quả tính ổn định sau xếp hàng

Như vậy, cách phân bố hàng này đã thỏa mãn yêu cầu về ổn định và sức bền đối với tàu Centaurus Leader. Nếu như ổn định và sức bền không được thỏa mãn, ta lại tiếp tục làm cho đến khi các yêu cầu thỏa mãn thì thôi.

4. Kết luận

Chương trình về cơ bản đã giải quyết được vấn đề đặt ra. Phương án xếp hàng được xác định nhanh chóng, đảm bảo được các yêu cầu về ổn định, sức bền và thứ tự xếp dỡ trong suốt quá trình tàu hành trình. Phương pháp 2-opt kết hợp với chiến lược tìm kiếm theo "Bầy" đảm bảo hiệu quả tìm kiếm trong các bài toán xếp hàng phức tạp.

Để nâng cao tính hiệu quả và khả năng áp dụng vào thực tế chương trình cần khắc phục các điểm sau:

- Hạn chế chia hàng thành các khối quá nhỏ, có thể một khối hàng gồm từ 10 xe trở lên thì thời gian làm hàng được rút ngắn.

- Chương trình sẽ tích hợp khả năng vẽ thành sơ đồ xếp hàng, như vậy sẽ rất thuận tiện cho công nhân và thuyền viên hơn là sử dụng bảng phân bố hàng như trong hình số 2.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

[1] B. CHANDRA, H. KARLOFF, AND C. TOVEY, ‘‘New results on the old k-opt algorithm for the TSP,’’ in ‘‘Proceedings 5th ACM-SIAM Symp. on Discrete Algorithms,’’ Society for Industrial and Applied Mathematics, Philadelphia, 1994, 150-159

[2] G. A. CROES, ‘‘A method for solving traveling salesman problems,’’ Operations Res. 6

(1958), 791-812

[3] Martins P.T., "Optimizing a container-ship stowage plan using genetic algorithms", available at" http://www.isegi.unl.pt/docentes/vlobo/Publicacoes/3_20_Joclad09_CSP_resumo.pdf"

[4] Zhang W.P et al, "Model and algorithm for container ship stowage planning based on bin-packing problem", 2005, Journal of Marine Science and Application. Vol. 4, Number 3, pp.30-36

Người phản biện: TS. Nguyễn Kim Phương; TS. Nguyễn Công Vịnh

NGHIÊN CỨU PHƯƠNG ÁN CHẾ TẠO OSCILLOSCOPE CẦM TAY SỬ DỤNG VI ĐIỀU KHIỂN ARM CORTEX M3

MANUFACTURING AND RESEARCH A HAND OSCILLOSCOPE USING ARM CORTEX M3 MICROCONTROLLER

TS. TRẦN SINH BIÊN

Khoa Điện - Điện tử, Trường ĐHHHVN

Tóm tắt

Bài báo đề cập đến việc nghiên cứu ứng dụng điều khiển ARM CORTEX M3 với nhiều tính năng ưu việt trong việc thu thập và xử lý các tín hiệu. Đây là một giải pháp kỹ thuật mới giúp cho việc chế tạo thiết bị đo và hiển thị dạng sóng tín hiệu thuận lợi hơn. Kết quả chế tạo thử nghiệm cho thấy thiết bị hiển thị liên tục dạng sóng tín hiệu, giá trị tần số và biên độ của tín hiệu khá chính xác. Khả năng phản ứng của thiết bị tương đối nhanh.

Abstract

This article refers the plan of making instrument for display the waveform signal using ARM CORTEX M3 microcontroller which has a many advantages in collecting and processing the signal. This new solution enables manufacturing equipment to measure and display signal waveform mor favorble. The results on testing device show that displaying continuous waveform, frequency and amplitude of the signal quite accurately. Response capability of the device is quick enough to measure common signal.

Key words: *ARM, ADC, Cotex*, *monitoring*, *PC, oscilloscope.*

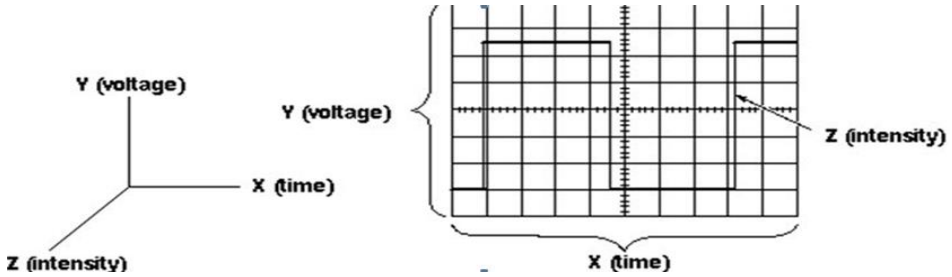
1. Đặt vấn đề

Với bất kỳ một thiết bị hay quá trình công nghệ nào khâu giám sát đóng một vai trò hết sức quan trọng. Cùng với sự phát triển của các thiết bị xử lý số (PC, PLC, FPGA, ASIC,..) và các cảm biến thông minh, công việc giám sát (monitoring) không đơn giản chỉ là quan sát các bảng điện tử, đèn báo hay còi mà là thu thập và hiển thị kết quả đo được dưới dạng đồ thị theo thời gian hoặc phổ của tín hiệu là rất cần thiết [3, 4]. Từ những thực tế đó bài báo tập trung nghiên cứu giải pháp chế tạo và bước đầu chế tạo thử nghiệm thành công thiết bị đo và hiển thị dạng sóng tín hiệu cầm tay sử dụng vi điều khiển ARM.

2. Thiết bị đo và hiển thị dạng sóng tín hiệu (oscilloscope)

Máy oscilloscope về cơ bản là một thiết bị hiển thị đồ thị - nó vẽ ra đồ thị của một tín hiệu điện [1, 2]. Trong hầu hết các ứng dụng, đồ thị chỉ ra tín hiệu thay đổi thế nào theo thời gian: Trục dọc (Y) biểu diễn điện áp và trục ngang (X) biểu diễn thời gian. Cường độ hay độ sáng của sự hiển thị đôi khi được gọi là trục Z. Đây là đồ thị đơn giản có thể chỉ ra cho ta nhiều điều về một tín hiệu. Sau đây là một số tính năng chính của oscilloscope:

- Có thể xác định rõ các giá trị thời gian và điện áp của một tín hiệu;
- Có thể tính toán được tần số của một tín hiệu dao động;
- Có thể thấy “các phần động” của một mạch điện được biểu diễn bởi tín hiệu;
- Có thể chỉ ra nếu một thành phần lỗi làm méo dạng tín hiệu;
- Có thể tìm ra tín hiệu như thế nào là dòng một chiều hay dòng xoay chiều.



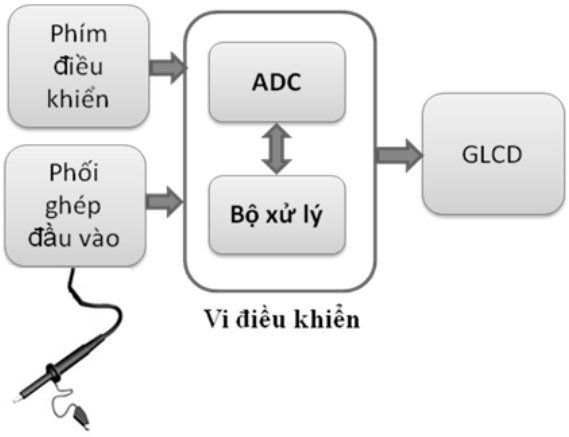
Hình 1. Dạng đồ thị hiển thị của oscilloscope

Máy oscilloscope số lấy mẫu dạng sóng và dùng một bộ chuyển đổi tương tự - số (ADC) để chuyển đổi điện áp được đo thành thông tin số. Sau đó nó sử dụng thông tin số này để tái cấu trúc lại dạng sóng trên màn hình. Máy oscilloscope số cho phép ghi lại và xem các sự kiện mà chúng có thể chỉ diễn ra duy nhất 1 lần. Chúng có thể xử lý dữ liệu dạng tín hiệu số và gửi các dữ liệu đó tới máy tính để xử lý. Như vậy, chúng có thể lưu trữ dữ liệu dạng tín hiệu số để xem và in ra sau đó.

3. Xây dựng thiết bị đo và hiển thị dạng sóng tín hiệu sử dụng vi điều khiển

3.1. Cấu trúc của thiết bị

Một thiết bị oscilloscope trên nền tảng vi điều khiển có cấu trúc như hình 2.



Hình 2. Cấu trúc của oscilloscope sử dụng vi điều khiển

Với hệ thống này vi điều khiển đóng vai trò là thiết bị xử lý trung tâm. Toàn bộ công việc lấy mẫu tín hiệu, xử lý tín hiệu và hiển thị đều được thực hiện bên trong vi điều khiển. Tín hiệu điện áp đầu vào được qua bộ chuẩn hóa tín hiệu để tạo thành tín hiệu phù hợp 0-5V đưa tới đầu vào của ADC. Bộ biến đổi ADC thực hiện lấy mẫu theo chu kỳ, các mẫu lấy được lưu trong bộ nhớ của vi điều khiển. Các mẫu này được kiểm tra để thực hiện trigger tín hiệu, cuối cùng là hiển thị kết quả trên màn hình tinh thể lỏng có khả năng hiển thị các hình ảnh đồ họa (GLCD).

3.2. Xây dựng phần cứng cho thiết bị

Khối xử lý và ADC [5]:

Để đơn giản trong khâu thiết kết phần cứng ta sử dụng phần cứng có sẵn là kit STM32 F103VCT6 với bộ xử lý ARM Cotex M3. Tín hiệu cần đo được đưa qua mạch phối ghép đầu vào để tạo ra giải đo phù hợp với ADC. Các tín hiệu đo sau khi được chuẩn hóa nhờ mạch đầu vào sẽ được ADC biến đổi liên tục để thu được các giá trị điện áp tức thời và hiển thị trên màn hình GLCD. Với ADC được tích hợp trong vi điều khiển ARM Cotex M3 cho phép lấy mẫu ở tốc độ cao.

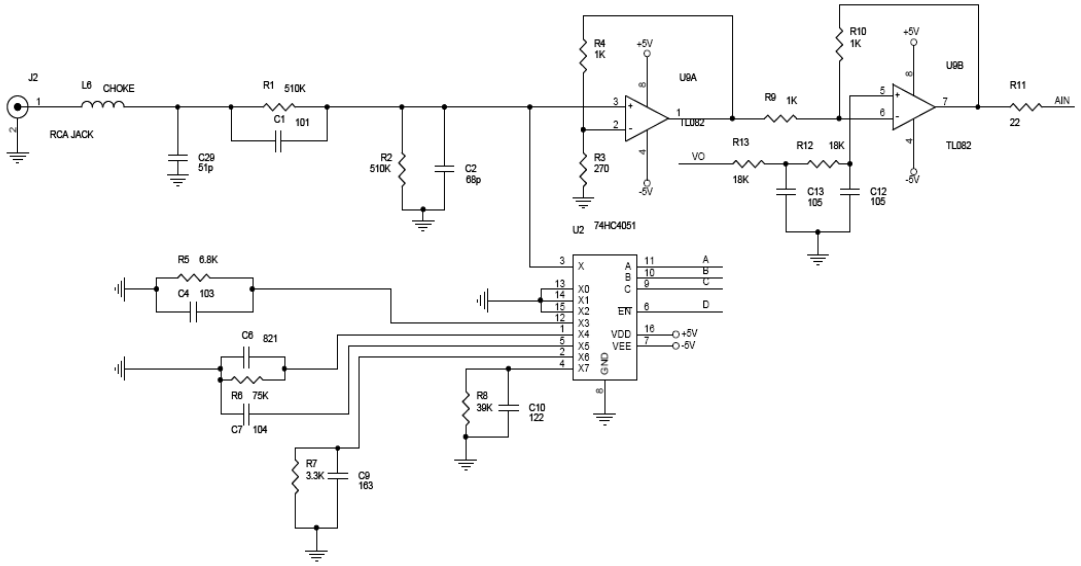
STM32 F103VCT6 là một mạch phát triển cơ bản để ứng dụng trên nền ARM Cotex M3, có thể chạy ở tốc độ tối đa 72MHz, với 256kByte bộ nhớ Flash, 48kByte bộ nhớ RAM, và đầy đủ các ngoại vi cần thiết. Một số tham số quan trọng đối với thiết bị đo và hiển thị dạng sóng tín hiệu:

- Tốc độ lấy mẫu của ADC đạt 10Ms/s ở độ phân giải 12bit;
- Cho phép đo các tín hiệu có băng thông 1Mhz.

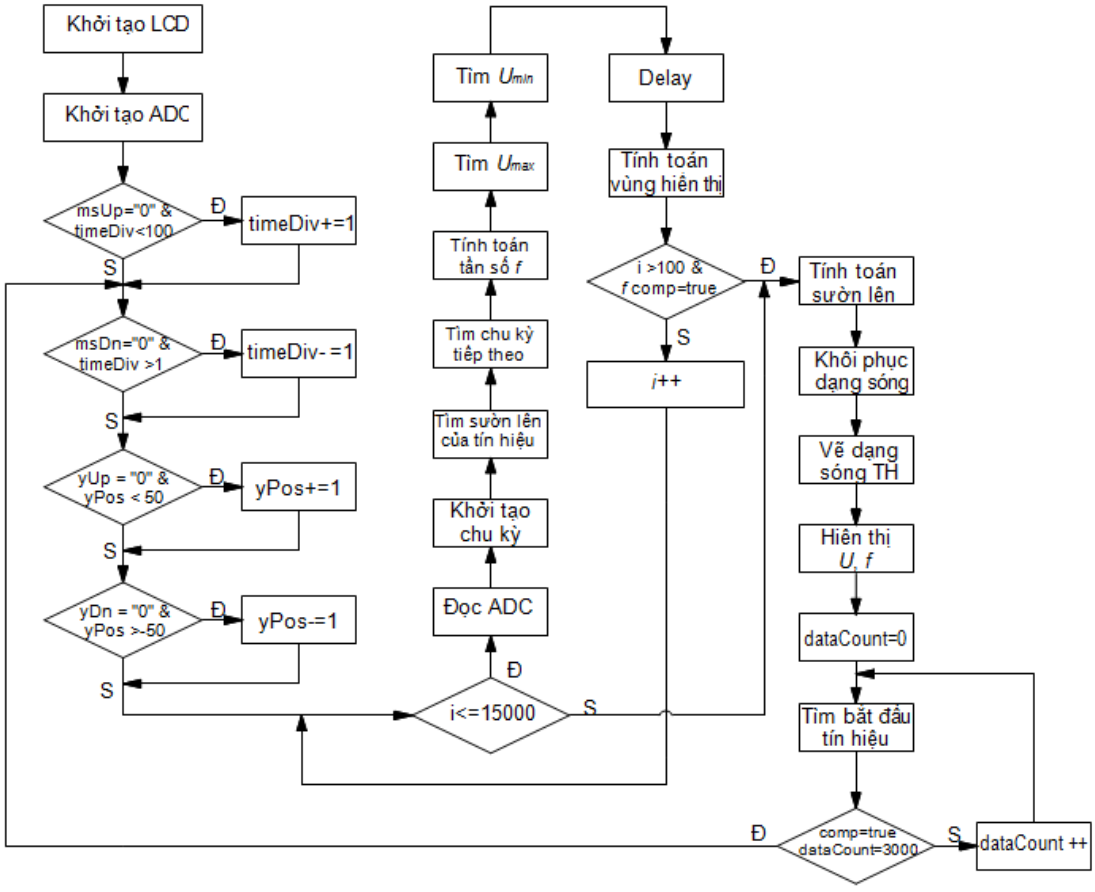
Khối phối ghép đầu vào:

Tín hiệu đầu vào có thể là tín hiệu một chiều hoặc xoay chiều có giá trị từ $-V_i$ đến $+V_i$ được đưa qua bộ khuếch đại thuật toán (KĐTT) thứ nhất. KĐTT này có vai trò tăng trở kháng đầu vào của mạch đo và thực hiện mạch cộng tín hiệu đầu vào với một giá trị điện áp là Vi. Các thông số của điện trở và tụ điện được tính toán và lựa chọn như hình 3.

Với các dải đo khác nhau tín hiệu sẽ được đưa qua bộ chia áp để tạo thành tín hiệu phù hợp với dải đo của ADC. Để có thể thay đổi tỉ lệ chia ứng với các biên độ khác nhau trong thiết kế sử dụng IC dồn kênh tương tự 74HC4051. Với các đầu vào chọn kênh là A, B, C. Ứng với mỗi tổ hợp nhị phân tương tứng của A, B ,C một đầu vào sẽ được chọn. Trong mạch đang sử dụng 4 dải đo khác nhau, dải cao nhất ứng với 30V và tỉ lệ chia áp là 1/10 và dải thấp nhất với tỉ lệ chia áp là 1/2. Đầu ra của khối phối ghép đầu vào được đưa tới ADC. Để tận dụng khả năng của vi điều khiển, trong thiết bị đã thiết kế, ta sử dụng bộ ADC tích hợp sẵn bên trong vi điều khiển ARM.



Hình 3. Khối phối ghép đầu vào



Hình 4. Lưu đồ thuật toán chương trình

Khối hiển thị [6]:

Khối hiển thị sử dụng màn hình LCD ELT240320ATP [6]. Đây là loại màn hình màu cảm ứng dạng ma trận tinh thể lỏng (LCD) sử dụng tranzistor màng mỏng (TFT) là thiết bị chuyển đổi. Sản phẩm này là bao gồm một màn hình cảm ứng TFT LCD, một vi mạch điều khiển và một đèn nền

WLED. Màn hình có kích thước 3,2 inch và độ phân giải là 240x320. Màn hình hoạt động với điện áp 3.3V, hỗ trợ giao tiếp 8 bit, 9bit, 16bit hoặc 18 bit.

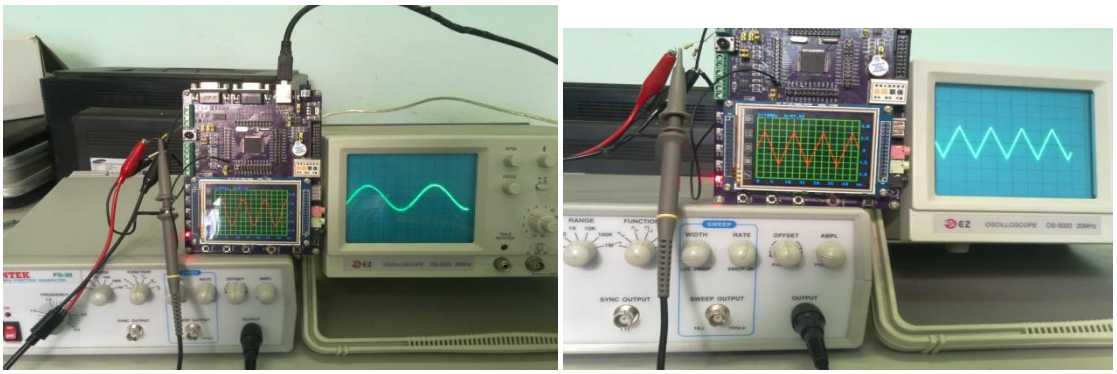
4. Thuật toán và chương trình điều khiển

Thuật toán chương trình được thể hiện trên hình 4. Chương trình được bắt đầu bằng việc khởi tạo ADC. Sau đó bắt đầu quá trình lấy mẫu. Chương trình sẽ kiểm tra giá trị đọc về và điều chỉnh giá trị biên độ để đồ thị nằm trong khoảng hiển thị. Nếu số mẫu lấy được chưa vượt quá 15000 thì thực hiện quá trình vẽ dạng tín hiệu. Tín hiệu sẽ được phát hiện khi tìm thấy được sườn lên của nó (trigger dương). Khi đó vi xử lý sẽ tiếp tục thực hiện quá trình tính toán tần số, biên độ và lưu lại vào trong bộ nhớ tạm thời (bộ nhớ RAM) cuối cùng là thể hiện lại dạng sóng tín hiệu trên màn hình.

Công việc viết chương trình cho ARM Cotex M3 sẽ đơn giản đi nhiều khi sử dụng phần mềm Keil C – một phần mềm hỗ trợ trong việc lập trình khá tốt. Phần mềm Keil C là chương trình hỗ trợ khá đầy đủ để lập trình cho các họ vi điều khiển ngoài việc biên dịch bằng ngôn ngữ C ta cũng có thể biên dịch dưới dạng ASM. Keil C còn giúp biên dịch ra file *hex để nạp cho vi điều khiển, cách viết rất giống C nên dễ viết và quản lý.

5. Kết quả thực nghiệm

Xây dựng mô hình đánh giá thiết bị bao gồm: thiết bị phát tín hiệu đóng vai trò là nguồn; Osilloscope tương tự (hoặc số) để so sánh. Kết quả khảo sát với một số tín hiệu có dạng hình sin và xung tam giác được thể hiện trên hình 5. Kết quả cho thấy thiết bị đã chế tạo đo và hiển thị khá chính xác.



Hình 5. Khảo sát với một số tín hiệu hình sin và tam giác

6. Kết luận

Bài báo đã để cập đến nội dung xây dựng thiết bị đo và hiển thị dạng sóng tín hiệu sử dụng vi điều khiển. Trên cơ sở lý thuyết mô hình đã thu được một số kết quả nhất định:

- Thiết bị đo và hiển thị liên tục dạng sóng tín hiệu, giá trị tần số và biên độ của tín hiệu khá chính xác. Thiết bị có 2 kênh với giải tần số tín hiệu cho phép lên đến 1MHz.
- Sử dụng nguồn DC điện áp thấp do đó có thể sử dụng pin hoặc acquy thuận tiện cho việc cầm tay di động.
- Khả năng phản ứng của thiết bị tương đối nhanh.

Tuy nhiên thiết bị này còn có một số những hạn chế như: Dải đo tần số, biên độ còn hẹp.

Đây là những kết quả ban đầu về việc nghiên cứu hoàn thiện thiết bị. Các nội dung khác sẽ được tác giả tiếp tục nghiên cứu và sẽ được trình bày ở các công trình nghiên cứu tiếp theo.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

[1]. PGS. TS. Phạm Thượng Hàn, Nguyễn Trọng Quế, Nguyễn Văn Hòa, *Kỹ thuật đo lường các đại lượng vật lý* - Tập 1, NXB Giáo dục - 2004.
[2]. PGS. TS. Phạm Thượng Hàn, Nguyễn Trọng Quế, Nguyễn Văn Hòa, *Kỹ thuật đo lường các đại lượng vật lý* - Tập 2. NXB Giáo dục - 2004.
[3]. Ngô Diên Tập, *Kỹ thuật ghép nối máy tính*, NXB Khoa Học Kỹ Thuật - 2001.
[4]. Ngô Diên Tập, Đo *lường và điều khiển bằng máy tính*, NXB Khoa Học Kỹ Thuật - 2004.
[5]. Datawheet ARM.
[6]. Datawheet TFT LCD with Touch Screen.

Người phản biện: TS. Hoàng Đức Tuấn; TS. Đinh Anh Tuấn

NHẬN DẠNG ĐIỆN TRỞ ROTOR ĐỘNG CƠ DỊ BỘ TRONG TRUYỀN ĐỘNG ĐIỆN XOAY CHIỀU ỨNG DỤNG MẠNG NƠ RON NHÂN TẠO

IDENTIFICATION OF ROTOR RESISTANCE OF INDUCTION MOTOR IN ALTERNATING CURRENT DRIVE WITH ARTIFICAL NEURAL NETWORK

TS. HOÀNG ĐỨC TUẤN
Khoa Điện - Điện tử, Trường ĐHHH Việt Nam

Tóm tắt

Trong truyền động điện xoay chiều điều khiển gián tiếp tựa theo từ thông rotor, sự thay đổi của điện trở rotor động cơ sẽ gây ra sai lệch không mong muốn cho cả từ thông, mô men và động cơ sẽ làm việc kém hiệu quả. Bài báo giới thiệu phương pháp nhận dạng điện trở rotor động cơ dị bộ trong truyền động điện xoay chiều điều khiển gián tiếp tựa theo từ thông rotor ứng dụng mạng nơ ron nhân tạo.

Abstract

For induction motor drives controlled by the indirect rotor flux oriented control, the rotor resistance variation results in an undesirable error for the flux and the torque of the machine, and loss of dynamic performance. This paper presents a method identification of rotor resistance in indirect rotor flux oriented control of induction *motor drives with artifical neural networks.*

Key words: *Induction motor drives, identification of rotor resistance, artifical neural networks.*

1. Giới thiệu

Truyền động điện xoay chiều ba pha được sử dụng khá phổ biến trong các ngành công nghiệp do cấu tạo đơn giản, dễ chế tạo, vận hành tin cậy, an toàn và chi phí bảo dưỡng thấp, việc nghiên cứu các phương pháp điều khiển đối tượng này cũng đã phát triển không ngừng, trong đó phương pháp điều khiển gián tiếp tựa theo hướng từ thông rotor của động cơ dị bộ được ứng dụng sâu rộng trong truyền động điện xoay chiều. Tuy nhiên, phương pháp điều khiển này, vấn đề tính toán chính xác tần số trượt của động cơ phụ thuộc nhiều vào hằng số thời gian rotor do việc thay đổi nhiệt độ và tải của động cơ. Nhiệt độ thực tế của động cơ có thể đạt tới 130^{o}C lớn hơn rất nhiều nhiệt độ xung quanh, điều này làm tăng điện trở rotor đến 50% giá trị điện trở danh định. Khi tham số động cơ thay đổi khác với giá trị đặt trong bộ điều khiển thì việc tính toán tần số trượt cũng không chính xác và góc của từ thông không trùng với hướng của từ trường và gây ra sai số cho cả từ thông và mô men. Theo lý thuyết, từ thông rotor có thể tăng đến 20%, nhưng thực tế thì việc tăng giá trị từ thông như trên là không thể xảy ra vì hiện tượng bão hoà từ. Sai số của mô men có thể đạt đến 20% độ lớn mô men ở trạng thái ổn định nếu độ trượt ở trạng thái ổn định cũng không chính xác. Thêm vào đó, sai số tần số trượt ở trạng thái ổn định cũng làm cho động cơ bị nóng và giảm hiệu suất của động cơ.

Do vậy, vấn đề nhận dạng giá trị thực của điện trở rotor là vấn đề cần thiết và nhận được sự quan tâm lớn của các nhà khoa học trong, ngoài nước.

Bài báo đề cập đến bộ nhận dạng điện trở rotor động cơ dị bộ cho truyền động điện xoay chiều ứng dụng mạng nơ ron nhân tạo. Kết quả nghiên cứu được trình bày trong các phần sau.

2. Mô hình toán học của động cơ điện dị bộ trên hệ tọa độ từ thông rotor và bộ điều khiển

2.1 Mô hình toán học của động cơ điện dị bộ trên hệ tọa độ từ thông rotor

Theo [2, 3] mô hình toán học của động cơ điện dị bộ trên hệ tọa độ từ thông rotor như sau:

$$\frac{di_{sd}}{dt} = -\left(\frac{1}{\sigma.T_s} + \frac{1-\sigma}{\sigma.T_r}\right).i_{sd} + \omega_s.i_{sq} + \frac{1-\sigma}{\sigma.T_r}.\psi'_{rd} + \frac{1-\sigma}{\sigma}.\omega.\psi'_{rq} + \frac{1}{\sigma.L_s}.u_{sd} \quad (1)$$

$$\frac{di_{sq}}{dt} = -\omega_s.i_{sd} - \left(\frac{1}{\sigma.T_s} + \frac{1-\sigma}{\sigma.T_r}\right).i_{sq} - \frac{1-\sigma}{\sigma}.\omega.\psi'_{rd} + \frac{1-\sigma}{\sigma.T_r}.\omega.\psi'_{rq} + \frac{1}{\sigma.L_s}.u_{sq} \quad (2)$$

$$\frac{d\psi'_{rd}}{dt} = \frac{1}{T_r}i_{sd} - \frac{1}{T_r}\psi'_{rd} + (\omega_s - \omega).\psi'_{rq} \quad (3)$$

$$\frac{d\psi'_{rq}}{dt} = \frac{1}{T_r} i_{sq} - (\omega_s - \omega).\psi'_{rd} - \frac{1}{T_r}\psi'_{rq} \tag{4}$$

Mặt khác do trục d trùng với trục từ thông rotor nên thành phần từ thông rotor trên trục q bị triệt tiêu. Vậy hệ phương trình động cơ dị bộ trên hệ trục toạ độ từ thông rotor:

$$\frac{di_{sd}}{dt} = -\left(\frac{1}{\sigma.T_s} + \frac{1-\sigma}{\sigma.T_r}\right).i_{sd} + \omega_s.i_{sq}\frac{1-\sigma}{\sigma.T_r}.\psi'_{rd} + \frac{1-\sigma}{\sigma}.\omega.\psi'_{rq} + \frac{1}{\sigma.L_s}.u_{sd} \tag{5}$$

$$\frac{di_{sq}}{dt} = -\omega_s.i_{ds} - \left(\frac{1}{\sigma.T_s} + \frac{1-\sigma}{\sigma.T_r}\right).i_{sq} - \frac{1-\sigma}{\sigma}.\omega.\psi'_{rd} + \frac{1-\sigma}{\sigma.T_r}.\psi'_{rq} + \frac{1}{\sigma.L_s}.u_{sq} \tag{6}$$

$$\frac{d\psi'_{rd}}{dt} = \frac{1}{T_r} i_{sd} - \frac{1}{T_r}\psi'_{rd} \tag{7}$$

$$0 = \frac{1}{T_r} i_{sq} - (\omega_s - \omega).\psi'_{rd} \tag{8}$$

$$m_M = \frac{3}{2}.p_c.\frac{L_m^2}{L_r}.\psi'_{rd}.i_{sq} \tag{9}$$

Trong đó: i_{sd}, i_{sq}, u_{sd}, u_{sq} là dòng điện và điện áp stator theo trục d, q; ψ'_{rd}, ψ'_{rq} là từ thông rotor theo trục d, q; T_r là hằng số thời gian rotor; m_M là mô men của động cơ; ω là vận tốc góc rotor.

2.2 Tổng hợp các bộ điều khiển

Theo [2, 3] bộ điều khiển dòng điện được tổng hợp theo cấu trúc điều khiển dòng điện riêng rẽ có bù sức điện động, được tổng hợp như sau:

$$R_{11} = \frac{1}{2T_i K_{nl} K_i} L_s\left(1 + \frac{1}{PT_s}\right) \tag{10}$$

$$R_{22} = \frac{1}{2T_i K_{nl} K_i} L_{nm}\left(1 + \frac{1}{PT_{nm}}\right) \tag{11}$$

Trong đó: K_{nl} là hệ số khuếch đại của bộ nghịch lưu điện áp.

Bộ điều khiển từ thông là khâu PI, xác định theo chuẩn tối ưu mô đun [2, 3] như sau:

$$R_\psi(p) = K_{p\psi} + \frac{K_{i\psi}}{P} \tag{12}$$

Trong đó: $K_{p\psi} = \frac{T_r}{4L_M T_i}$; $K_{i\psi} = \frac{1}{2L_M T_i}$

Bộ điều khiển tốc độ [2, 3] như sau:

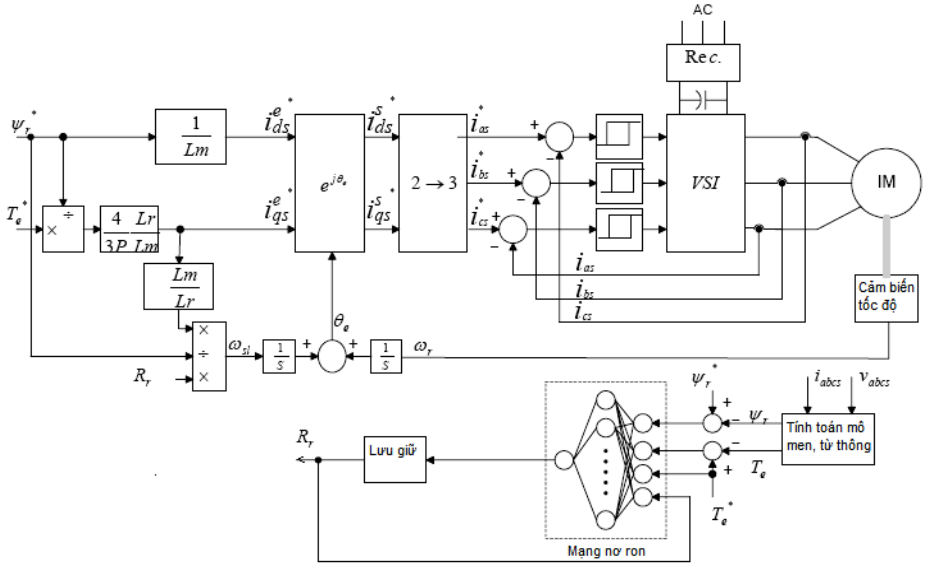
$$R_\omega(p) = K_{p\omega} + \frac{K_{i\omega}}{P} \tag{13}$$

Trong đó: $K_{p\omega} = \frac{2J}{T_a K_1 K_2}$; $K_{i\omega} = \frac{K_{p\omega}}{4T_a}$

3. Xây dựng mạng nơ ron để nhận dạng điện trở Rotor của động cơ dị bộ cho điều khiển véc tơ gián tiếp tựa theo từ thông rotor

3.1. Nguyên lý của bộ nhận dạng điện trở rotor

Bộ nhận dạng điện trở rotor được đề xuất bao gồm 2 phần, phần thứ nhất là khối tính toán mô men và từ thông của động cơ với đầu vào là điện áp và dòng điện stator, chúng không phụ thuộc vào điện trở rotor. Mô men và từ thông tính toán được so sánh với mô men và từ thông đặt và sai số được tính toán [4, 5]. Độ lớn của các sai số này phụ thuộc vào sự thay đổi của mô men tải. Hệ thống có tính phi tuyến mạnh và phức tạp, do vậy không thể nhận dạng điện trở rotor đơn giản chỉ sử dụng những biến này, vì vậy phần thứ hai là sử dụng mạng nơ ron để nhận dạng điện trở rotor. Toàn bộ hệ thống được đưa ra trên hình 1.



Hình 1. Sơ đồ cấu trúc điều khiển véc tơ gián tiếp – động cơ dị bộ ba pha và bộ nhận dạng điện trở rotor ứng dụng mạng nơ ron nhân tạo

3.2 Cấu trúc mạng nơ ron nhận dạng điện trở rotor

Cấu trúc của mạng nơ ron là loại nhiều lớp dạng với 3 lớp, trong đó 1 lớp vào, 1 lớp ẩn và 1 lớp ra. Lớp vào có 4 nơ ron tương ứng với số tín hiệu đầu vào bao gồm Te*, R_{rc}, ΔTe và $\Delta\Psi$, lớp ẩn có 10 nơ ron và lớp ra có 1 nơ ron ứng với điện trở rotor đầu ra (R_r). Kết cấu là mạng nơ ron 4-3-1, đầu ra của mỗi lớp được nối tới tất cả các nơ ron của lớp tiếp theo qua trọng số của mạng. Lớp nơ ron đầu vào và lớp ẩn chọn hàm truyền là loại "TANSIG" còn lớp ra là loại "PURELIN". Kết cấu của mạng nơ ron nhận dạng điện trở rotor trình bày trên hình 2b.

Thuật toán huấn luyện mạng sử dụng giải thuật lan truyền ngược sai số Back Propagation. Công thức tính đầu ra của một noron thứ i tại lớp thứ k là $y_i = f(\sum_{j=0}^{n} w_{ij}x_j - b_i)$, sai lệch giữa đầu ra thực và đầu ra mong muốn của noron thứ k tại đầu ra $e_i = t_i - y_i$. Tổng bình phương sai số của mạng ứng với mẫu học (X_s, T_s) là $E = \frac{1}{2}\sum_{k=1}^{p}(t_i - y_i)^2$, trong đó *p* là số phần tử đầu ra.

3.3 Tạo ma trận dữ liệu và luyện mạng nơ ron

Ma trận dữ liệu tín hiệu vào và ra được xây dựng nên trong các điều kiện làm việc khác nhau để luyện mạng nơ ron. Ma trận đầu vào (14) bao gồm sai lệch tư thông $\Delta\Psi_r$, sai lệch mô men ΔT_e, mô men đặt T^*_e và điện trở rotor sử cài đặt trong bộ điều khiển R_{rc}.

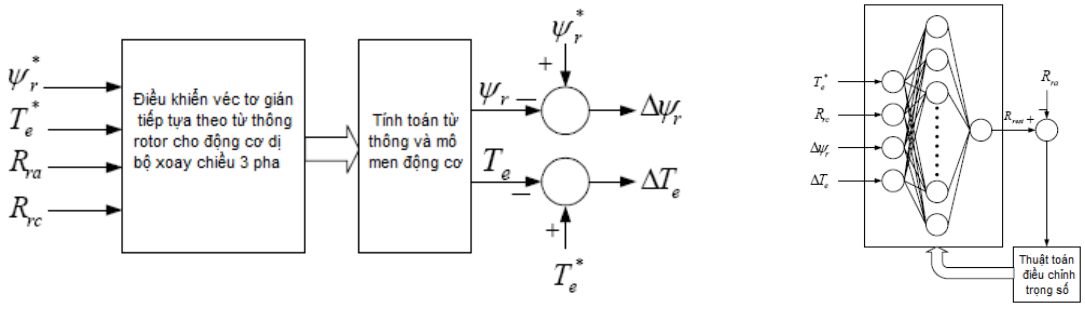
$$\text{Dữ liệu vào} = [\Delta\Psi_r \ \ \Delta T_e \ \ T^*_e \ \ R_{rc}] \qquad (14)$$

Ma trận dữ liệu tín hiệu ra (15) là điện trở rotor mong muốn R_{ra}.

$$[\text{Dữ liệu ra}] = [R_{ra}] \quad (15)$$

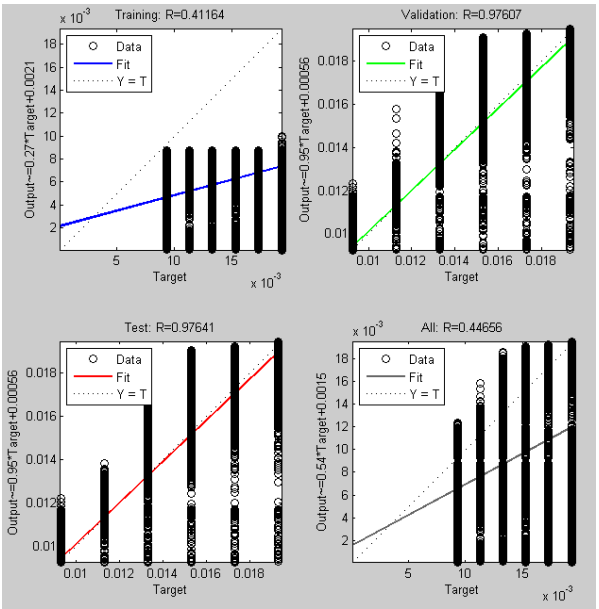
Để tạo ra những ma trận dữ liệu này, hệ thống thực hiện mô phỏng với các giá trị khác nhau của R_{rc}, R_{ra}, T^*_e. Với mô men đặt T^*_e được thay đổi từ 0,2 đến 1 đơn vị tương đối trong 5 bước, mỗi bước tăng 0,2 đơn vị tương đối. Điện trở thực của rotor R_{ra} được thay đổi từ 1 đến 2 đơn vị tương đối trong 9 bước, mỗi bước tăng 0,125 đơn vị tương đối. Điện trở của rotor trong bộ điều khiển R_{rc} được thay đổi từ 1 đến 2 đơn vị tương đối trong 9 bước, mỗi bước tăng 0,125 đơn vị tương đối. Bộ điều khiển véc tơ gián tiếp tựa theo từ thông rotor cho động cơ dị bộ với khối tính toán từ thông và mô men sẽ mô phỏng cho tất cả các trường hợp. Trong mỗi trường hợp ta sẽ nhận được sai lệch từ thông $\Delta\Psi_r$ và sai lệch mô men ΔT_e và T^*_e, R_{rc} được ghi lại, sau đó sẽ sử dụng ma trận dữ liệu này để luyện mạng.

Mạng nơ ron nhận dạng điện trở rotor có cấu trúc 4 -10 -1 và được huấn luyện theo thuật toán lan truyền ngược và sai số đặt ngưỡng hội tụ là 10^{-6}, sau 138 vòng lặp thì mạng đã thỏa mãn các yêu cầu đề ra và quá trình luyện mạng đã thành công.



a) b)

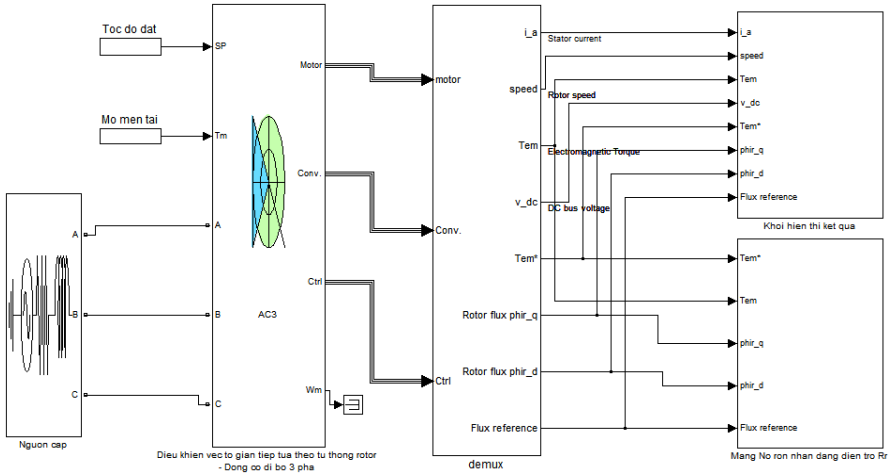
Hình 2. (a) Tập dữ liệu vào ra, (b) Cấu trúc và quá trình luyện mạng nơ ron



Hình 3. Quá trình đào tạo, hồi quy tín hiệu ra và đích

3.4 Xây dựng mô hình hệ thống với bộ bộ nhận dạng điện trở rotor ứng dụng mạng nơ ron nhân tạo

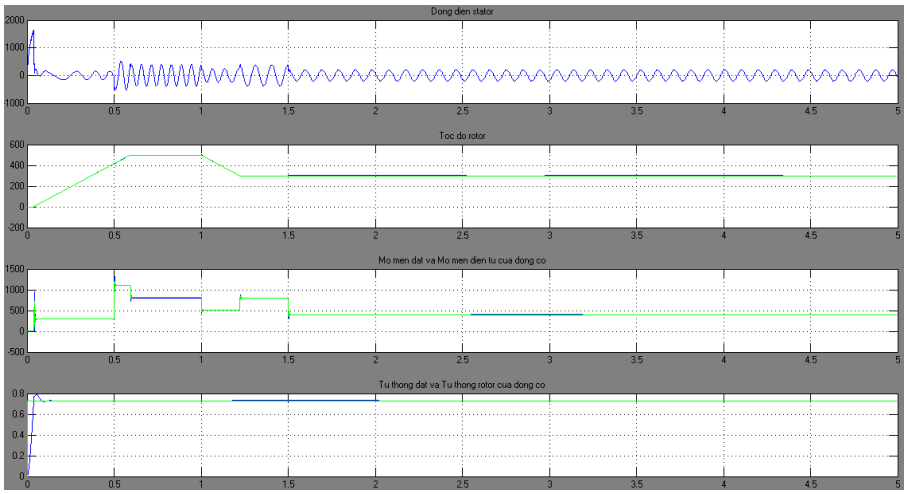
Mô hình hệ thống được xây dựng trên Matlab-Simulink, được trình bày như hình 4.



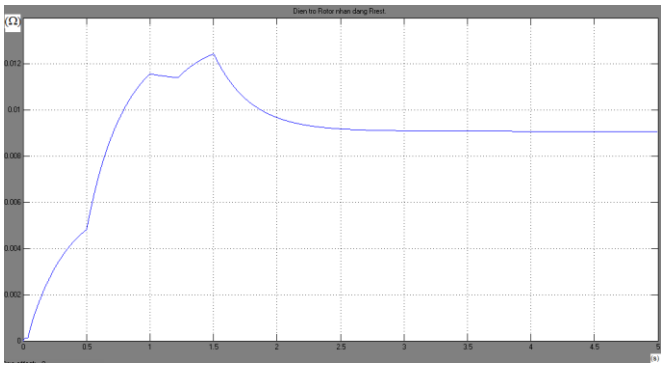
Hình 4. Mô hình tổng thể hệ thống khi có bộ nhận dạng điện trở rotor ứng dụng mạng nơ ron nhân tạo

3.5 Kết quả nghiên cứu hệ thống với bộ nhận dạng điện trở rotor ứng dụng mạng nơ ron

Để nghiên cứu hệ thống ta thay đổi các giá trị đặt, khi t=[0 1] thì tốc độ [500 300], mô men tải khi t=[0 0,5 1,5] thì giá trị mô men là [0 800 400] và giá trị điện trở rotor trong bộ điều khiển R_{rc}= 0,00925 (Ω), giá trị điện trở rotor của động cơ là R_{ra}= 0,00925 (Ω). Các tham số này có thể thay đổi ở mỗi lần chạy mô phỏng để lấy tệp dữ liệu cho luyện mạng nơ ron và đánh giá kết quả.



Hình 5. Đặc tính dòng điện, tốc độ, mô men và từ thông của hệ thống ứng với R_{rc}= R_{ra} = 0,00925 (Ω)



Hình 6. Đặc tính điện trở rotor được nhận dạng sử dụng mạng nơ ron

Các đặc tính tốc độ, mô men, từ thông đã chỉ ra rằng hệ thống đã đáp ứng được yêu cầu đặt ra của hệ truyền động điện, phù hợp với các giả định ban đầu. Khi giá trị điện trở rotor đặt

trong bộ điều khiển và giá trị điện trở rotor của động cơ bằng nhau (R_{rc}= R_{ra}) thì từ thông của rotor bám giá trị từ thông đặt và mô men của động cơ bám mô men đặt. Giá trị điện trở rotor được nhận dạng nhờ mạng nơ ron đã bám giá trị điện trở thực rotor của động cơ $R_{rest.} \approx 0{,}00915$ (Ω) khi hệ thống ở chế độ ổn định.

4. Kết luận

Qua kết quả nghiên cứu đã chỉ ra rằng bộ nhận dạng điện trở rotor động cơ dị bộ sử dụng mạng nơ ron đã nhận dạng nhanh, chính xác giá trị điện trở thực của rotor động cơ. Phương pháp thiết kế, xây dựng đơn giản, nhạy cảm với sự thay đổi của các thông số hệ thống là ưu điểm của bộ nhận dạng điện trở rotor sử dụng mạng nơ ron được đề xuất.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

[1]. Trần Anh Dũng. *Điều khiển hiện đại lý thuyết và ứng dụng*, NXBGTVT, 2013.
[2]. Nguyễn Văn Liễn, Nguyễn Mạnh Tiến, Đoàn Quang Vinh, *Điều khiển động cơ xoay chiều cấp từ biến tần bán dẫn*, NXB Khoa học và kỹ thuật, 2003.
[3] Nguyễn Phùng Quang, Andreas Dittrich, *Truyền động điện thông minh*, NXBKH&KT, 2002.
[4]. Cirstea M.N., Dinu A., Khor J.G., McCormick M., *Neural and Fuzzy Logic Control of Drives and Power Systems*, Newnes, 2002.
[5]. Fodor D., Griva G., Profumo F. (1995), "Compensation of parameters variations in induction motor drives using a neural network", in *Proc. IEEE Power Electronics Specialists Conference*, 1995, pp. 1307-1311.

Người phản biện: TS. Trần Sinh Biên; TS. Đinh Anh Tuấn

THIẾT BỊ ẢO XÂY DỰNG TỰ ĐỘNG ĐẶC TÍNH ỨNG SUẤT XOẮN CỰC ĐẠI GIỚI HẠN CHO HỆ TRỤC DIESEL TÀU BIỂN

VIRTUAL INSTRUMENT TO AUTO-DRAW THE PERMIT MAXIMUM TORSIONAL PRESSURES FOR THE MARINE DIESEL SHAFT SYSTEM

PGS.TSKH.ĐỖ ĐỨC LƯU(1), NCS. HOÀNG VĂN SĨ(2),TS. LÊ VĂN VANG(3)
(1)*Viện NCPT-ĐHHH Việt Nam,* (2)*NCS tại ĐHHH Việt Nam,* (3)*ĐHGTVT TP. Hồ Chí Minh*

Tóm tắt

Bài báo phân tích các đặc điểm của bản mặt (Front Panel) và mã code chương trình (Block Diagram) khi lập trình trên LabView nhằm xác định các đường ứng suất xoắn cực đại cho phép cho các chi tiết trong cơ hệ diesel lai máy công tác. Kết quả lập trình trên LabView mô phỏng tự động xây dựng các đặc tính giới hạn ứng suất xoắn trên các trục khuỷu diesel tàu thủy lai chân vịt, các đoạn trục trung gian, trục đẩy và trục chân vịt. Kết quả là cơ sở để lập trình tự động ra quyết định trạng thái ứng suất xoắn của cơ hệ diesel lai máy công tác tàu thủy khi tính (hoặc đo được) các ứng suất xoắn trong cơ hệ.

Abstract

The article analyzies the basicrequired properties to create the virtual instruments (Front Panel and Block Diagram) using LabView for automatic defining the permit maximum torsional pressures ofevery parts of the diessel – worked machine plant. The received results in LabView by authourds demostrate the virtual instruments for auto-drawing the permit torsional pressure curves of the diesel crank-shaft, the thrush and the propeller's shafts.The studied results showing in the paper are the software fundaments to made an automatic decision about the torsinal state of the diessel power plant with the worked machines.

Keywords. Virtual Instrument for torsional vibrations; Torsional Vibrations.

1. Đặt vấn đề nghiên cứu

Dao động xoắn cưỡng bức (Exciting Torsional Vibrations, ETV) hệ trục diesel tàu thủy sau khi tính cần so sánh với các giá trị cho phép mà Quy chuẩn Việt Nam (QCVN) đưa ra [**2**]. Đặc điểm cơ bản của thuật giải xây dựng chương trình tự động tính giá trị ứng suất xoắn cực đại cho phép (PMTP, Permit Maximum Torsional Pressure) cho các chi tiết chịu xoắn trong cơ hệ: Trục khuỷu động cơ diesel; trục trung gian, trục đẩy, trục chân vịt; trục máy phát điện; chi tiết truyền động. Trong triển khai lập trình, chúng tôi lựa chọn phần mềm đồ họa nhúng LabView và đã thu được các kết quả khả quan. Bài báo sẽ đề cập đến một số kĩ thuật đặc trưng trong lập trình tính các đặc

tính PMTP cho các thành phần cơ bản của cơ hệ xoắn. Đó là các đường đặc tính phụ thuộc vào dải vòng quay khai thác của diesel và hệ trục, phụ thuộc vào tính chất vật liệu cũng như đặc điểm hình học của chi tiết. Bài toán đặt ra trong bài báo hoàn toàn mới khi triển khai lập trình ứng dụng tính dao động xoắn trên cơ sở công nghệ mới, hiện đại LabView của National Instrument, Hoa Kì.

2. Lập trình LabView xây dựng các đặc tính giới hạn xoắn theo QCVN 21: 2010.

Lập trình LabView cho một thiết bị ảo (Virtual Instrument, VI) được thực hiệnđồng thời bản mặt (Front Panel, **FP**) và code (Block Diagram, **BD**).Lập trình **FP** đáp ứng nhập dữ liệu đưa vào và xuất ra màn hình kết quả được tính. Lập trình **FP** và **BD** thực hiện theo thuật giải các bước tính tương ứng với nội dung của QCVN 21:2010, được tóm tắt trên các bảng 1,2 và 3 dưới đây.Viết code trong BD có thể đồng thới sử dụng các phương pháp, công cụ khác nhau được xây dựng sẵn trong các thư viện của LabView.

2.1. Xây dựng VI tính PMTP cho đoạn trục khủy diesel $[\tau]_{TK}$.

Dựa trên các yêu cầu chỉ ra tại bảng 1, các đại lượng cần nhập đầu vào: dạng động cơ diesel hai kì, bốn kì một hàng thẳng; bốn kì hình chữ V, với góp cháy nổ 45 hoặc 60 độ hay các dạng khác. Lập trình **FP** cho đại lượng này dùng "**enum**" (hoặc "***menu ring***") trong: *Control \ modern \ Ring and Enum*. Thiết lập cấu hình cho đại lượng này (đặt tên : **Input Diesel Type**) có 2 sự lựa chọn, đó là (a) - động cơ bốn kì thẳng hàng hoặc hình chữ V có góc kẹp nổ 45 hoặc 60 độ; (b) –động cơ hài kì hoặc các động cơ 4 kì có các dạng khác.

Bảng 1. Ứng xuất xoắn giới hạn cho phép đối với trục khủy diesel lai chân vịt

<table>
<tr><td></td><td colspan="3">(a) Diesel 4 kì thẳng hàng
hoặc 4 kì, chữ V, góc nổ 45^o hoặc 60^o</td><td colspan="3">(b) Diesel 2 kì hoặc 4 kì chữ V khác khiểu (a)</td></tr>
<tr><td></td><td>$\lambda\in(0,8\ -1)$</td><td>$\lambda<0,8$</td><td>$\lambda\in(1,0\ -1,15)$</td><td>$\lambda\in(0,8\ -1)$</td><td>$\lambda<0,8$</td><td>$\lambda\in(1,0\ -1,15)$</td></tr>
<tr><td>1)</td><td>$\tau_1= 45 - 24\lambda^2$</td><td>$\tau_2= 2\ \tau_1$</td><td>τ_3</td><td>$\tau_1 = 45 - 29\lambda^2$</td><td>$\tau_2 = 2\ \tau_1$</td><td>$\tau_3$</td></tr>
<tr><td>2)</td><td colspan="3">$\tau_3 = 21 + 237(\lambda - 0{,}8)\sqrt{\lambda - 1})$</td><td colspan="3">$\tau_3 = 16 + 237(\lambda - 0{,}8)\sqrt{\lambda - 1})$</td></tr>
<tr><td>3)</td><td colspan="6">Khi vật liệu có giới hạn chảy Y≥ 225, MPa, hay giới hạn bền vật liệu T_s≥440 MPa, các giá trị giới hạn τ_1, τ_2, τ_3 sẽ được nhân với hệ số f_m> 1.
Đối với $\tau_1, \tau_2 : f_m = 1 + \frac{2}{3}\left(\frac{\tau_s}{440} - 1\right)$; còn đối với $\tau_2 : f_m = \frac{Y}{225}$</td></tr>
<tr><td colspan="7">Ghi chú: λ = N/Nmax, ở đó N và Nmax[rpm] –chế độ vận tốc quay tính toán và cực đại liên tục; các đại lượng τ_1, τ_2, τ_3 [MPa, N/mm^2] – ứng suất xoắn.</td></tr>
</table>

Đặc tính của vật liệu được nhập vào dưới dạng "**cluster**" với 2 giá trị cần nhập: **Y** và **Ts**.

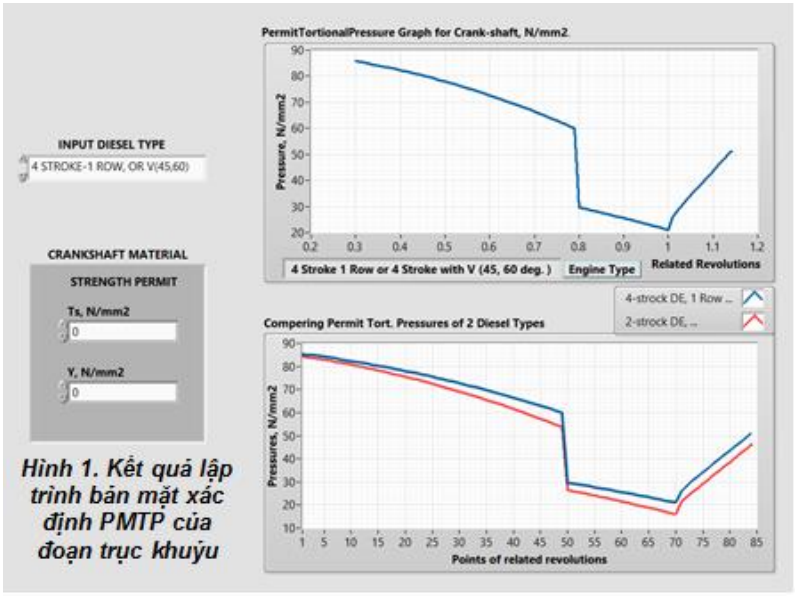
Đại lượng vận tốc quay tương đối λ = N/Nmax có thể được nhập vào theo N và Nmax. Tuy nhiên, chúng tôi nhận thấy việc cần nhập hay không còn phụ thuộc vào mục đích cụ thể của vấn đề cần giải quyết. Kết quả tính được chia theo các tình huống:

- Nhập λ nào đó (chế độ vòng quay cụ thể) cần đưa ra giá trị giới hạn ứng suất xoắn tương ứng;

- Đưa ra đồ thị ứng suất xoắn giới hạn theo sự biến đổi của λ trong từng loại diesel;

- Đưa ra các đặc tính giới hạn xoắn tương ứng 2 dạng diesel trên cùng một đồ thị.

Kết quả lập trình bản mặt có thể đưa ra như trên hình 1 cho cả hai tình huống cuối cùng.



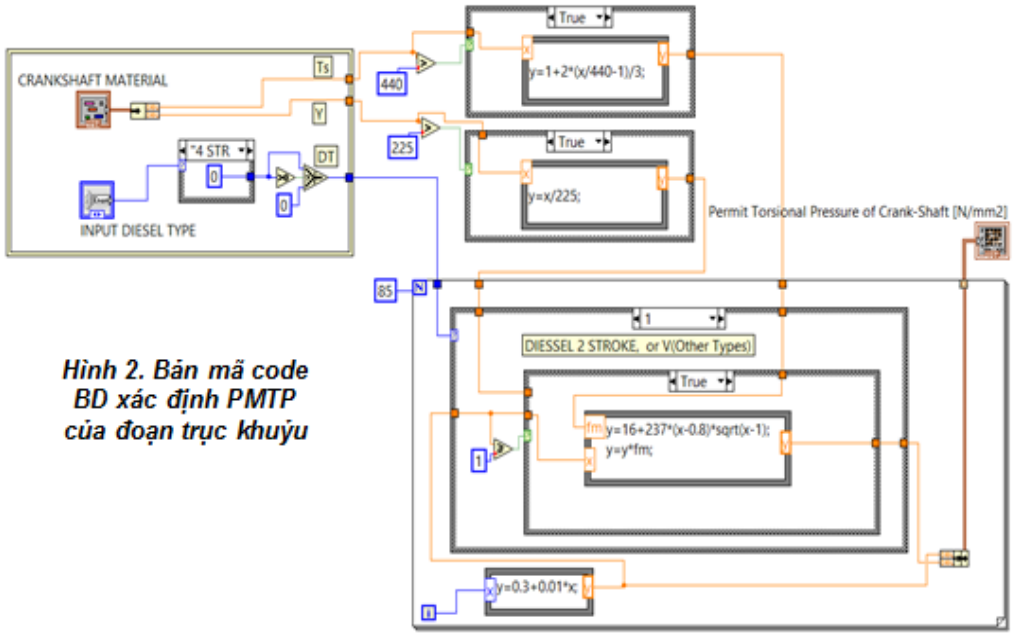
Hình 1. Kết quả lập trình bản mặt xác định PMTP của đoạn trục khuỷu

Lập trình code cho **BD** có một số đặc điểm: Lựa chọn điều kiện theo lệnh "**if**" tương tự với cấu trúc "**Case Loop**" cho đại lượng "**Input Diesel Type**". Đặt cấu hình cho nhãn của đại lượng này có 2 trường hợp. Việc xử lí đại lượng "**Crank-shaft material**" sẽ thực hiện bằng việc so sánh từng giá trị với các ngưỡng tương ứng.

Khảo sát theo vận tốc tương đối từ giá trị cực tiểu (giả thiết chọn 0,3) đến 1,15. Ta sử dụng "**For Loop**" với N=85, bước $\Delta\lambda$ = 0,01.

Lập trình cho từng bước lặp (i), ứng với giá trị vận tốc λ(i) = 0,3 + i*0,01, tính giá trị giới hạn ứng suất xoắn $[\tau]_{TK}$(i) theo yêu cầu của QCVN 21:2010/BGTVT, chúng ta khảo sát cho 2 trường hợp lựa chọn dạng động cơ; 3 vùng biến đổi của λ (i): [0,3 – 0,8]; [0,8 -1,0]; [1,0 – 1,15].

Ứng với vật liệu sử dụng sẽ đưa ra nhân tử $\mathbf{f_m}$. Trong thuật toán sẽ có hai giá trị tùy thuộc vào điều kiện của vật liệu. Trong lập trình BD này, cần lưu ý: Kiểu dữ liệu "**Cluster**" và sử dụng "**unbundle**" ; Biểu thức lô-gic **Ts > 440** hay **Y > 225** để làm các điều kiện điều khiển cho các "**Case Loop**"; Các "**Formula node**"; Tạo véc tơ các cluster chứa (x,y) để đưa ra đồ thị **XY-Graph**. Kết quả lập trình code được chỉ ra trên hình 2.



Hình 2. Bản mã code BD xác định PMTP của đoạn trục khuỷu

2.2. Xây dựng VI tính PMTP cho đoạn trục trung gian, trục đẩy, trục chân vịt, $[\tau]_{TTG}$.

Các đại lượng cần nhập đầu vào: Vật liệu dùng có chống gỉ hay không (có hai trường hợp) ta chọn lập trình **FP** kiểu "**Enum**"; Vật liệu có độ bền kéo danh nghĩa **Ts**được nhập (có kiểm tra theo ghi chú ở bảng 1); Đại lượng λ (i): [0,3 – 0,8]; [0,8 -0,9]; [0,9 – 1,05].

Các yêu cầu của QCVN21: 2010/ BGTVT cho đối tượng này được chỉ ra trên bảng 2.

Bảng 2. PMTP đối với trục trung gian, trục đẩy, trục chân vịt cho hệ diesel lai chân vịt

A-	***Vật liệu thép rèn (trừ thép không gỉ).***		
	Khi λ∈(0,8 -0,9)	Khi λ∈(0,9 -1,05)	***Khi λ*** $< 0,8$
(4)	$[\tau]_{TTG.1} = \frac{T_s+160}{18}.C_k.C_D(3-\lambda^2)$	$\frac{[\tau]_{TTG.2}}{\frac{T_s+160}{18}.C_k.C_D}$ =1,38.	$[\tau]_{TTG.3}$ = 1,7$[\tau]_{TTG.1}.\sqrt{C_k}$
Ghi chú	T_s - Giới hạn bền kéo danh nghĩa của vật liệu trục (MPa hay N/mm^2). Trị sốT_s không được lớn hơn 800 MPa (600 MPa cho thép cacbon nói chung) đối với trục trung gian, trục đẩy và 600 MPa đối với trục chân vịt. C_K: Hệsốliên quan đến kiểu và hình dáng của trục được quy định cụ thể trong [**1**], tr.70. C_D: Hệsốliên quan kích thước trục: $C_D = 0,35 + 0,93.d^{-0,2}$; d: Đường kính trục (mm).		
B-	***Vật liệu thép rèn không gỉ***		
	Khi λ∈(0,8 -0,9)	Khi λ∈(0,9 -1,05)	***Khi λ*** $< 0,8$
(5)	$[\tau]_{TTG.1}(i)$ = A$-B\lambda^2$	$[\tau]_{TTG.2}$ =C	$[\tau]_{TTG.3}$ = 2,3$[\tau]_{TTG.1}$.

Ghi chú	Tên vật liệu	A	B	C
	SUSF 316; SUSF 316 SU	40,7	30,6	15,9
	SUSF 316 L ; SUSF 316L SU	37,6	28,3	14,3

Lập trình **FP**hệ số C_k có 6 trường hợp cho truc trung gian; 2 - cho truc đẩy; 2- trục chân vịt.

Khi trục làm bằng thép không gỉ, cần đưa tên vật liệu (lựa chọn một trong hai trường hợp (bảng số 2). Trên **FP** cần nhập kí hiệu vật liệu theo kiểu "**Enum**". Lập trình bản mặt tính giới hạn ứng suất xoắn trên các trục trung gian, trục đẩy hoặc trục chân vịt được thể hiện trên hình 3.

Hình 3. Lập trình bản mặt xác định PMTP của đoạn trục chân vịt, trục trung gian,...

Lập trình code cho **BD** trong trường hợp này cũng tương tự như tính cho trục khuỷu động cơ diesel lai chân vịt: Việc khảo sát theo vận tốc tương đối từ giá trị cực tiểu (giả thiết chọn 0,3) đến 1,05. Ta sử dụng "**For Loop**" với N=75, bước $\lambda(i)$ = 0,01. Lập trình cho từng bước lặp (i) hay ứng với giá trị vận tốc (i) = 0,3 + i*0,01, tính giá trị giới hạn ứng suất xoắn $[\tau]_{TTG}(i)$, qua khảo sát cho 2 trường hợp lựa chọn dạng vật liệu chế tạo là thép rèn có rỉ hoặc không rỉ; 3 vùng biến đổi của (i): [0,3 – 0,8]; [0,8 -0,9]; [0,0 – 1,05].

Ảnh hưởng kích thước hình học đến giá trị tính toán được hiệu chỉnh bằng hệ số **Ck**.

2.3. Xây dựng VI tính giới hạn ứng suất xoắn cho đoạn trục khuỷu, trục máy phát điện

Bảng 3. Ứng xuất xoắn giới hạn cho phép đối với hệ trục diesel – máy phát điện

	Đối với trục khuỷu diesel			
	(a) Diesel 4 kì thẳng hàng hoặc 4 kì, chữ V, góc nổ 45^o hoặc 60^o		(b) Diesel 2 kì hoặc 4 kì chữ V khác khiểu (a)	
	Khi λ∈(0,9 -1,1)	Khi λ<0,9	Khi λ∈(0,9 -1,1)	Khi λ<0,9
6)	τ_1 = 21 MPa	τ_2 = 90 MPa	τ_1 = 16 MPa	τ_2 = 90 MPa
	Dao động xoắn trên trục máy phát điện			
7)	Khi λ∈(0,9 -1,1); $\tau_1 = 31\ MPa$1MPa		Khi $\lambda < 0,9$; τ_2 = 118 MPa	

	Khi vật liệu có giới hạn chảy Y≥ 225, MPa, hay giới hạn bền vật liệu T_S≥440 MPa, các giá trị giới hạn τ_1, τ_2 sẽ được nhân với hệ số f_m> 1. Đối với τ_1 : $f_m = 1 + \frac{2}{3}\left(\frac{\tau_s}{440} - 1\right)$; còn đối với τ_2 : $f_m = \frac{Y}{225}$;

Xây dựng các chương trình tính giới hạn ứng suất xoắn cho đoạn trục khuỷu diesel lai máy phát điện hoàn toàn giống trong trường hợp tính cho động cơ diesel lai chân vịt về phương pháp. Phạm vi khảo sát tần số ở đây là ba dải biến thiên của λ (i): [0,3 – 0,9]; [0,9 – 1,1].

3. Kết luận

Phân tích các đặc điểm cơ bản trong lập trình xây dựng các phần mềm trên LabView để tính giá trị ứng suất xoắn giới hạn cho phép các thành phần trong hệ trục diesel lai máy công tác. Kết quả đưa ra lập trình bản mặt và mã code cho lập trình tính giới hạn ứng suất xoắn trục khủy diesel máy chính lai chân vịt, trục trung gian, trục đẩy cũng như trục và trục trong ống bao chân vịt. Trên cơ sở kết quả đạt được, chúng ta sẽ triển khai lập trình thiết bị ảo xây dựng các đặc tính giới hạn cho các chi tiết chịu xoắn của cơ hệ diesel lai chân vịt cũng như lai máy phát điện trên LabView.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

[1].Quy chuẩn kĩ thuật quốc gia. QCVN 21: 2010/BGTVT. *Quy phạm phân cấp và đóng tàu biển vỏ thép. Phần 3 – Hệ thống máy tàu. Chương 8. Dao động xoắn hệ trục*.

[2]. Đỗ Đức Lưu và các tác giả. *Quy chuẩn Việt Nam về dao động xoắn hệ trục diesel và ứng dụng xây dựng phần mềm tự động tính giới hạn xoắn các thành phần hệ trục diesel lai máy công tác*. Tạp chí KHCN-HH số 40, NXB. Hàng hải, 2014.

Người phản biện: TS. Trần Sinh Biên; TS. Hoàng Đức Tuấn

ĐÁNH GIÁ KHẢ NĂNG ỨNG DỤNG KIỂU ĐỘNG CƠ TỔN THẤT NHIỆT THẤP CHO ĐỘNG CƠ DIESEL SAU CƯỜNG HÓA

APPLICABLE ASSESSMENT OF LOW HEAT REJECTION ENGINE (LHRE) FOR THE TURBOCHARGED DIESEL ENGINE

ThS. NGUYỄN TRUNG KIÊN[1], TS. LÊ ĐÌNH VŨ[2], PGS.TS. LẠI VĂN ĐỊNH[3]

[1]Trường Đại học Kỹ thuật Công nghiệp Thái Nguyên,nguyentrungkien.tnut@gmail.com.

[2]Cục Khoa học Quân sự, vnphich@yahoo.com.

[3]Học viện Kỹ thuật Quân sự, 100 Hoàng Quốc Việt - Hà Nội.

Tóm tắt

Đối với động cơ tăng áp, dòng nhiệt truyền cho nước làm mát tăng lên dẫn tới nhiệt độ nước làm mát vượt quá trị số cho phép, vì vậy cần phải có các biện pháp để khắc phục hạn chế đó khi cường hóa cho động cơ. Để giảm thiểu tổn thất nhiệt trong động cơ, có hai giải pháp chính. Thứ nhất là sử dụng động cơ tổn thất nhiệt thấp, "Low heat rejection engine - LHRE", đã được nghiên cứu trong những năm gần đây. Điều này có liên quan đến các giải pháp khác nhau để cách nhiệt cho các chi tiết của buồng cháy. Giải pháp thứ hai là sử dụng động cơ cháy nhiệt độ thấp, "Low temperature combustion - LTC", nhằm mục đích chính là giảm nhiệt độ cực đại trong chu trình công tác của động cơ. Động cơ "LTC" là một loại động cơ dựa trên cơ sở đốt cháy hỗn hợp nhiên liệu nghèo làm cho nhiệt độ cực đại trong suốt quá trình cháy giảm đi.

Trong bài báo này, tác giả tập trung nghiên cứu vào giải pháp thứ nhất để giảm thiểu tổn thất nhiệt cho động cơ sau cường hóa.

***Từ khóa**: Cường hóa,LHRE - động cơ tổn thất nhiệt thấp, LTC - động cơ cháy nhiệt độ thấp, cách nhiệt.*

Abstract

For turbocharged engine, the heat flow transfered to the coolant temperature increase to lead to cooling water temperature exceeds the permitted value, hence it is necessary to take measures to overcome the limitations when turbocharging. To minimize heat loss in the engine, there are two main solutions. The first is to use "Low heat rejection engine - LHRE",

has been studied in recent years. This is related to different solutions to insulate the components of the combustion chamber. The second solution is to use "Low temperature combustion - LTC", the main aim is to reduce the maximum temperature in the working cycle of the engine. The "LTC" Engine is an engine based on lean mixture burn makes the maximum temperature of the combustion decreases.
In this paper, the authors focus on research the first solution to minimize the heat loss of the engine after turbocharging

***Key words**: Turbocharging, Low heat rejection engine-LHRE, Low temperature combustion- LTC, insulation.*

1. Đặt vấn đề

Nhiệt độ của môi chất công tác trong xylanh biên thiên với biên độ lớn. Nhiệt độ cuối quá trình nạp khoảng 310 ÷ 420 [^oK] nhưng khí cháy đạt tới trị số 1750 ÷ 2800 [^oK] [1], [2]. Nhiệt độ cực đại cho phép của vật liệu đối với các chi tiết trong không gian buồng cháy bị giới hạn và thấp hơn giá trị cực đại của khí cháy rất nhiều. Chính vì vậy cần phải làm mát cho nắp xy lanh, xy lanh và pittông. Trong quá trình làm việc, dòng nhiệt đối với thành vách buồng cháy có thể lên tới 10 [MW/m^2] trong quá trình cháy. Nhưng ở những phần khác của chu trình công tác, dòng nhiệt là rất nhỏ thậm chí là bằng 0 [5].

Dòng nhiệt này phụ thuộc nhiều vào vị trí. Dòng nhiệt lớn nhất tại những vùng có khí cháy nhiệt độ cao chuyển động với tốc độ lớn. Ở những vùng dòng nhiệt cao, ứng suất nhiệt phải được giữ thấp hơn mức có thể gây nên phá hỏng vì mỏi (vì vậy nhiệt độ phải thấp hơn khoảng 400 [^0C] đối với gang và 300 [^oC] đối với hợp kim nhôm) [1], [5]. Bề mặt gương xylanh phải được giữ thấp hơn 180 [^oC] để ngăn chặn phá hỏng màng dầu bôi trơn. Bugi đánh lửa và xupáp phải được làm mát để tránh hiện tượng đánh lửa sớm và tiếng gõ động cơ. Giải quyết vấn đề trao đổi nhiệt rõ ràng là một nhiệm vụ quan trọng trong thiết kế và chế tạo động cơ. Trao đổi nhiệt ảnh hưởng tới hiệu suất, công suất động cơ và sự phát thải. Đối với một lượng nhiên liệu đưa vào trong xylanh, trao đổi nhiệt đối với thành vách buồng cháy lớn sẽ làm cho nhiệt độ và áp suất trung bình của khí cháy giảm và làm giảm công trên mỗi chu trình truyền tới pittông, dẫn tới làm giảm công suất và hiệu suất chỉ thị của động cơ.

Động cơ tổn thất nhiệt thấp được phát triển bằng cách phủ một lớp vật liệu cách nhiệt cho pittông, xy lanh, nắp máy và xu páp. Giảm tổn thất nhiệt của động cơ diesel có thể cải thiện được tính kinh tế nhiên liệu 2÷12%. Những lợi ích khác có thể thu được là hệ thống làm mát nhỏ hơn, thu hồi được năng lượng khí xả và tận dụng tốt hơn cho tăng áp bằng tuabin khí xả [6], [7].

2. Cơ sở lý thuyết

Trao đổi năng lượng và hiệu suất nhiệt luôn là sự quan tâm của các nhà thiết kế động cơ đốt trong. Động cơ diesel thường có tính kinh tế nhiên liệu cao hơn so với động cơ xăng tương ứng. Thông thường trong toàn bộ phần năng lượng sinh ra do đốt cháy nhiên liệu thì: 1/3 truyền tới nước làm mát, 1/3 là do khí xả mang ra ngoài xy lanh và chỉ duy nhất 1/3 năng lượng còn lại được biến thành công có ích. Về mặt lý thuyết, nếu tổn thất nhiệt được giảm bớt, hiệu suất nhiệt sẽ tăng lên. Các động cơ tổn thất nhiệt thấp (Low Heat Rejection Engine - LHRE) giải quyết vấn đề đó bằng cách giảm lượng nhiệt truyền cho nước làm mát và sử dụng năng lượng khí xả hiệu quả hơn cho hệ thống tăng áp bằng tuabin khí xả [6], [8].

Biện pháp chắn nhiệt trong động cơ diesel mang lại nhiều ưu điểm nổi bật như tăng công suất có ích, nâng cao hiệu suất nhiệt, tính kinh tế nhiên liệu và khả năng sử dụng đa nhiên liệu cho động cơ do nhiệt độ buồng cháy cao hơn (900^oC so với 650^oC). Sử dụng phương pháp chắn nhiệt có thể tăng công suất có ích của động cơ khoảng 8%, giảm suất tiêu hao nhiên liệu có ích từ 15-20% và tăng nhiệt độ khí xả khoảng 200 [^0K][6], [7].

Phủ vật liệu chắn nhiệt đối với thành vách buồng cháy nhằm mục đích giảm lượng nhiệt truyền từ khí cháy qua thành xy lanh tới nước làm mát. Ngoài ra, với nhiệt độ cao của đỉnh pittông thì các điều kiện chuẩn bị cho quá trình cháy ở động cơ diesel như tốc độ bay hơi của màng nhiên liệu bám trên thành vách sẽ cao hơn, giai đoạn cháy trễ sẽ được rút ngắn hơn và động cơ làm việc "mềm" hơn [1]. Trong khi nhiệt độ của lớp vật liệu nền (hợp kim nhôm) được giảm bớt. Điều này cho phép giảm bớt tải cho hệ thống làm mát [6], [8].

Đối với động cơ tổn thất nhiệt thấp: Phương pháp cơ bản để giảm thiểu sự tổn thất nhiệt trong động cơ là "cách ly" buồng cháy. Lợi thế chính của động cơ này là nhiệt độ khí cháy tăng trong suốt thời gian hoạt động. Điều này dẫn tới tăng Enthalpy trong khí xả. Trong thời kỳ đầu, tăng nhiệt độ buồng cháy bị hạn chế do những hạn chế trong vật liệu phủ. Trong các vật liệu phủ người ta nhận thấy, thủy tinh có tính chất cách ly nhiệt rất tốt, hệ số giãn nở thấp, giá thành rẻ nhưng nhược điểm rất lớn là không đủ độ cứng cho động cơ. Một trong các vật liệu sử dụng phổ biến ngày nay là kim loại gốm. Lớp kim loại phủ để giảm trao đổi nhiệt được chia thành 2 nhóm: Lớp phủ mỏng và lớp phủ dày. Thông thường, lớp phủ lên tới 0,5 [mm] được gọi là lớp phủ mỏng và lớp phủ có chiều dày lên tới 5-6 [mm] là lớp phủ dày.

Đối với động cơ "LHRE", việc khởi động lạnh của động cơ sẽ thuận lợi hơn do thời gian cháy chễ giảm. Hơn nữa, động cơ sẽ làm việc "êm dịu" hơn và động cơ có thể làm việc với tỷ số nén thấp do thời gian cháy trễ ngắn. Do vậy, hiệu suất cơ khí sẽ lớn hơn và tính kinh tế nhiên liệu được cải thiện.

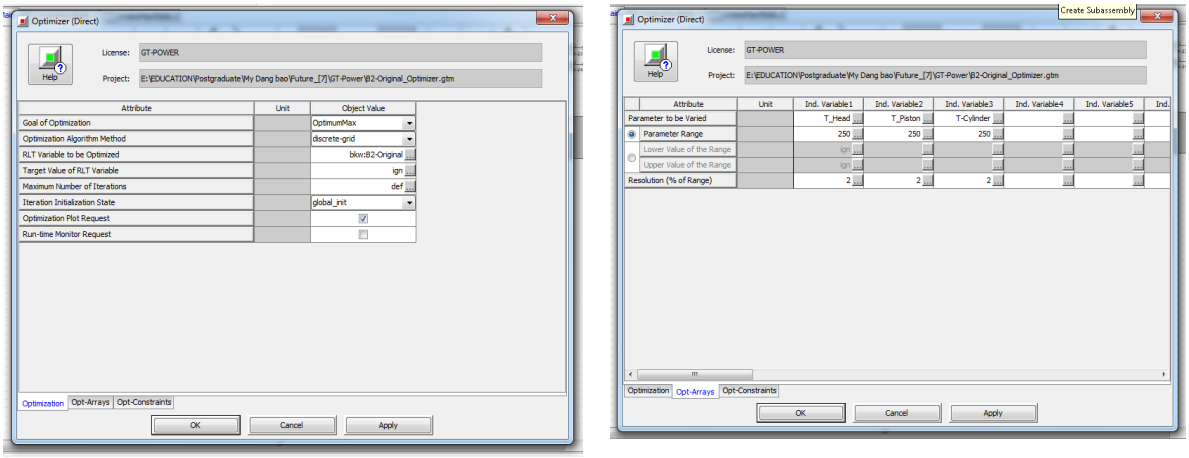
Một lý do quan trọng nữa của động cơ xử dụng lớp phủ cách nhiệt cho thành vách là giảm sự phát thải của động cơ. Nhiệt độ khí cháy tăng lên sẽ làm giảm sự hình thành muội than (bồ hóng) và oxýt cácbon (CO), nhưng bên cạnh đó cũng làm tăng sự phát thải NO_x tại nguồn phát sinh. Điều này có thể khắc phục bằng cách sử dụng khái niệm kỳ cháy - giãn nở mở rộng (hay chu trình Miller). Chu trình Miller với kỳ nén ngắn nên nâng cao được hiệu suất và giảm suất tiêu hao nhiên liệu. Kỳ nén ngắn hơn được thực hiện bằng cách đóng muộn xupáp nạp. Động cơ diesel với kỳ cháy giãn nở mở rộng có thể hy vọng giảm được suất tiêu hao nhiên liệu khoảng 8% so với động cơ diesel sử dụng kỳ cháy giãn nở và kỳ nén ngang nhau. Một trong những ưu điểm của chu trình Miller là giảm nhiệt độ khí cháy trong xy lanh, dẫn tới giảm sự phát thải NO_x trong khí xả của động cơ diesel. Một ưu điểm khác là hệ số dư lượng không khí λ có thể giảm ở các chế độ công suất thấp và chính vì thế nhiệt độ khí xả tăng lên, điều này rất có lợi cho bộ trung hòa khí thải.

3. Phương pháp và đối tượng nghiên cứu

Trong nội dung nghiên cứu, động cơ nguyên thủy là động cơ B2 gồm12xy lanh không tăng áp gọi là động cơ (B2) có các thông số kỹ thuật được trình bày trên bảng 1, sau đó được cường hóa bằng tuabin khí thải nâng công suất lên 25%($N_{eđm.TA}$ = 533.8 kW) gọi là động cơ (B2TA). Động cơ tổn thất nhiệt thấp là động cơ được phát triển từ động cơ tăng áp (B2TA) bằng cách phủ một lớp vật liệu cách nhiệt cho các chi tiết buồng cháy như đỉnh pit tông, xy lanh, nắp xy lanh nhằm nâng cao nhiệt độ buồng cháy gọi là động cơ (B2TA-LHR). Giả thiết sau khi tiến hành cách ly nhiệt cho thành buồng cháy, nhiệt độ các chi tiết buồng đốt có giá trị trong phạm vi trên bảng 2.

Bảng 1. Nhiệt độ thành vách buồng cháy

STT	Thông số	B2TA-LHR
1	Nhiệt độ lớp phủ nắp xy lanh, [^oK]	800 ÷ 900
2	Nhiệt độ lớp phủ đỉnh pittông, [^oK]	800 ÷ 900
3	Nhiệt độ lớp phủ thành xy lanh, [^oK]	650 ÷ 750



Hình 1. Thiết lập chạy tối ưu {Run → Optimizer (Direct)}

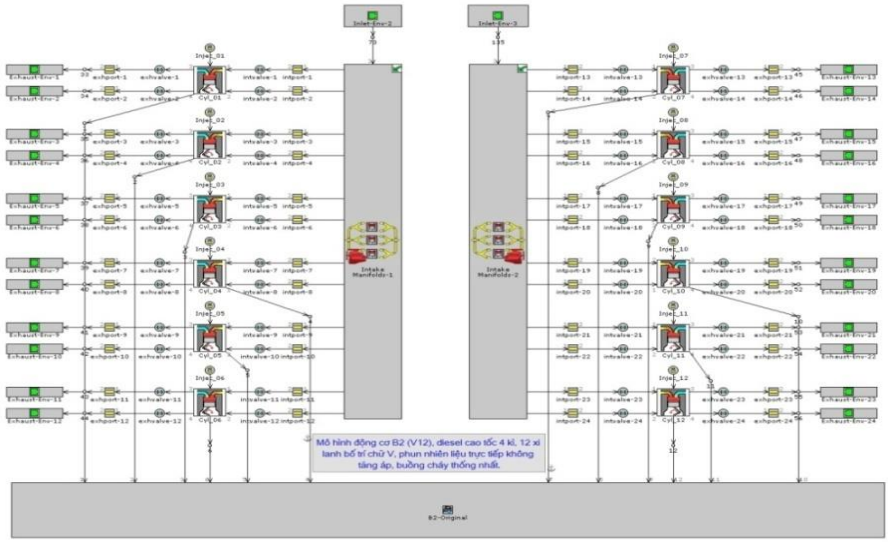
Trong nội dung bài báo này, đầu tiên sẽ xác định nhiệt độ bề mặt thành vách tối ưu của buồng cháy từ phạm vi nhiệt độ nêu trên bảng 2. Sau đó so sánh các chỉ tiêu công tác của động cơ (B2) và động cơ (B2TA-LHR) có nhiệt độ bề mặt thành vách buồng cháy tối ưu. Quá trình mô phỏng được thực hiện dựa trên phần mềm GT-Power [9]. Để thiết lập các thông số nghiên cứu trên, sử dụng "Case Setup" trong GT-Power để thiết lập các trường hợp tính toán và thiết lập chạy tối ưu {Run → Optimizer (Direct)} như trên hình 1 để xác định nhiệt độ thành vách buồng cháy tối ưu của động cơ (B2TA-LHR) theo chỉ tiêu $N_{e\text{đm.TA}}$của động cơ (nói cách khác là xác định nhiệt độ thành vách của động cơ (B2TA-LHR) để động cơ B2TA đạt được công suất lớn nhất).

Bảng 2. Các thông số của động cơ B2

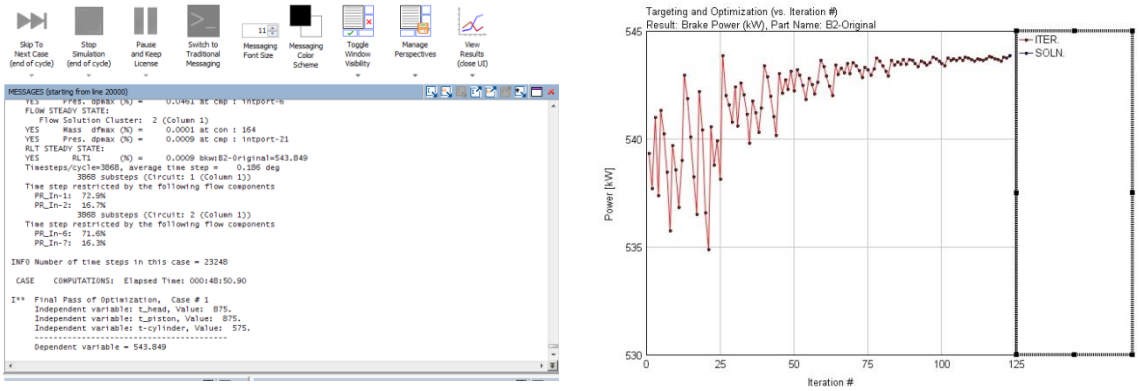
TT	*Thông số kỹ thuật*	*Ký hiệu*	*Đơn vị đo*	*Chỉ số kỹ thuật*
1	Kiểu động cơ B-2	Diesel cao tốc 4 kì, phun nhiên liệu trực tiếp không tăng áp, buồng cháy thống nhất. Bố trí kiểu chữ V với góc nhị diện 60^0.		
2	Công suất định mức	N_{eN}	kW	427
3	Số vòng quay trục khuỷu ứng với N_{eN}	n_{eN}	v/ph	2000
4	Tỷ số nén	ε	-	15±0.5
5	Số xy lanh	i	-	12
6	Đường kính xy lanh	D	mm	150
7	Hành trình pittông	S	mm	
	- Dãy chính (dãy bên trái)		mm	180
	- Dãy phụ (dãy bên phải)		mm	186.7
8	Góc mở sớm xu páp nạp	φ_1	độ GQTK	20± 3
9	Góc đóng muộn xu páp nạp	φ_2	độ GQTK	48± 3
10	Góc mở sớm xu páp thải	φ_4	độ GQTK	48 ± 3
11	Góc đóng muộn xu páp thải	φ_5	độ GQTK	20 ± 3
12	Góc phun sớm	φ_S	độ GQTK	30÷32

4. Kết quả tính toán và bàn luận

Thông qua mô phỏng mô hình thiết lập trên hình 2 bằng phần mềm GT-Power [9], trên các hình từ 3-8 chỉ ra các kết quả thu được khi tính toán tối ưu nhiệt độ bề mặt thành vách buồng cháy cho động cơ "B2TA-LHR", so sánh áp suất môi chất trong xy lanh, nhiệt độ môi chất, tốc độ truyền nhiệt, dòng nhiệt truyền cho thành vách, nhiệt độ khí xả trong cụm ống xả và bảng 2 trình bày kết quả so sánh động cơ B2TA và B2TA-LHR thông qua các chỉ tiêu công tác của động cơ.

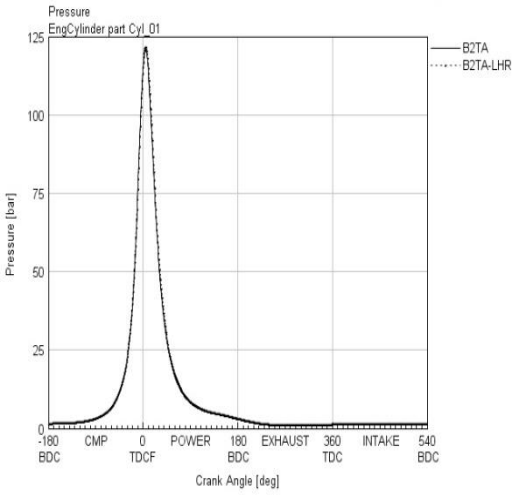


Hình 2. Mô hình mô phỏng

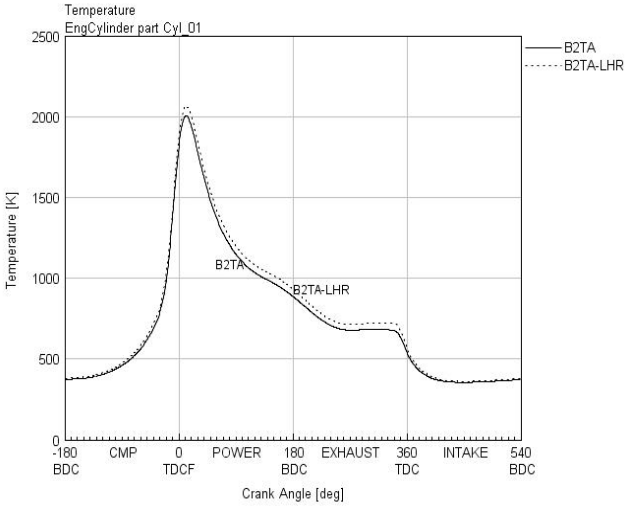


Hình 3. Kết quả tính toán tối ưu

Với kết quả tính toán như trên hình 3, nhiệt độ tối ưu của bề mặt thành vách đối với động cơ "B2TA-LHR" như sau: Nhiệt độ bề mặt nắp xy lanh là 875 [^oK], nhiệt độ bề mặt pittông là 875 [^oK], nhiệt độ bề mặt thành xy lanh là 575 [^oK].



Hình 4. Diễn biến áp suất môi chất công tác theo góc quay trục khuỷu.



Hình 5. Diễn biến nhiệt độ môi chất công tác theo góc quay trục khuỷu.

4.1. So sánh áp suất môi chất trong xy lanh

So sánh áp suất môi chất công tác theo góc quay trục khuỷu của hai động cơ được trình bày trên hình 4. Đồ thị cho thấy, áp suất môi chất trong động cơ B2TA-LHR cao hơn so với động cơ B2TA nhưng sự sai khác là không đáng kể, điều này không ảnh hưởng nhiều đến phụ tải cơ và sự dao động xoắn của cơ cấu khuỷu trục - thanh truyền so với động cơ B2TA. Sự tăng áp suất trong động cơ B2TA-LHR có thể giải thích do nhiệt độ môi chất công tác cao hơn.

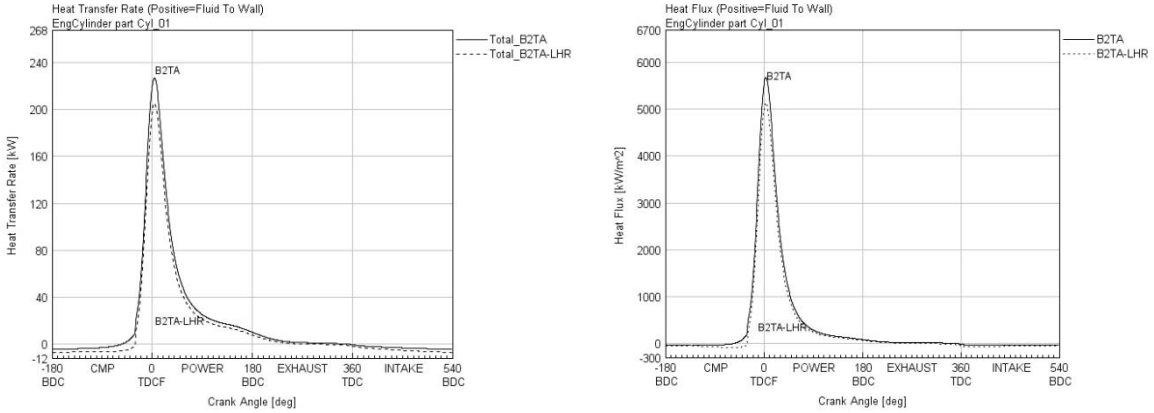
4.2. So sánh nhiệt độ môi chất trong xy lanh

Hình 5 chỉ ra sự so sánh nhiệt độ môi chất trong 2 động cơ khảo sát, kết quả cho thấy trong toàn bộ chu trình, khuynh hướng nhiệt độ môi chất trong xy lanh động cơ B2TA-LHR cao hơn so với động cơ B2TA đặc biệt là cuối quá trình sinh công và quá trình thải. Nhiệt độ cao thu được chủ yếu do sự đóng góp của lớp vật liệu phủ thành vách buồng cháy.

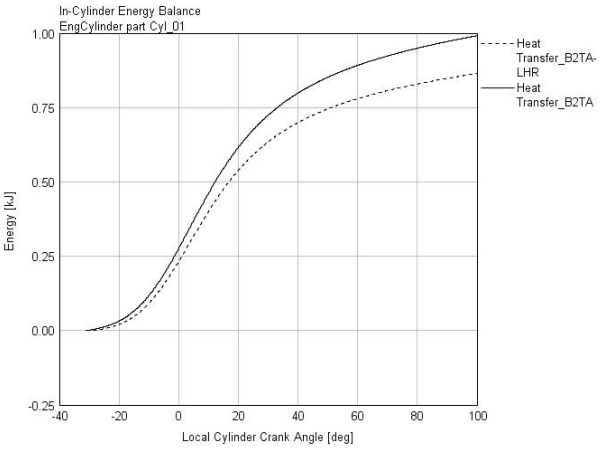
4.3. So sánh tốc độ truyền nhiệt và dòng nhiệt truyền cho thành vách

Hình 6 chỉ ra khuynh hướng của tốc độ truyền nhiệt và dòng nhiệt trong 2 động cơ nghiên cứu. Khuynh hướng chung là tốc độ truyền nhiệt và dòng nhiệt trong động cơ B2TA-LHR thấp hơn so với trong động cơ B2TA, đặc biệt tại thời điểm cực đại sự chênh lệch là 10.27% đối với tốc độ truyền nhiệt và 10.78% đối với dòng nhiệt truyền cho thành vách. Giá trị thấp hơn này có thể giải thích là do động cơ B2TA-LHR có thời gian cháy trễ ngắn hơn so với trong động cơ B2TA. Vì vậy

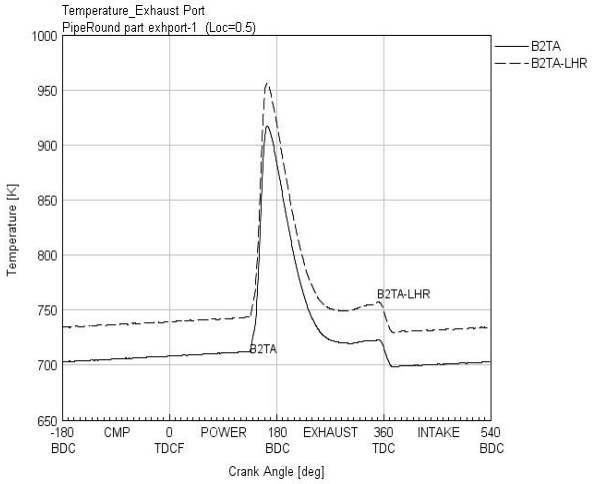
giảm sự gia tăng nhiệt độ nước làm mát, giúp cho động cơ không qua nóng khi làm việc. Điều này được làm rõ hơn trên hình 7 thể hiện so sánh nhiệt lượng truyền cho nước của 2 động cơ nghiên cứu.



Hình 6. So sánh tốc độ truyền nhiệt và dòng nhiệt truyền cho thành vách.



Hình 7. Nhiệt lượng truyền cho nước làm



Hình 8. Nhiệt độ khí thải tại cụm ống thải

4.4. So sánh nhiệt độ khí thải

Trên hình 8 thể hiện diễn biến nhiệt độ khí thải trong cụm ống xả của 2 động cơ so sánh, khuynh hướng thể hiện nhiệt độ khí thải trong cụm ống xả của động cơ B2TA-LHR là cao hơn so với động cơ B2TA, đặc biệt tại thời điểm cuối quá trình thải sự chênh lệch đó là 4,7 % điều này giúp tận dụng được năng lượng khí thải để dẫn động tuabin của bộ tăng áp. Ngoài ra nhiệt độ cao, giúp thuận lợi cho bộ xử lý khí thải sau nguồn phát sinh.

Kết quả tính toán các chỉ tiêu công tác của động cơ B2TA và B2TA-LHR thể hiện trên bảng 2. Theo kết quả tính toán trong bảng 2, các thông số đánh giá chu trình công tác và các thông số đánh giá về truyền nhiệt của động cơ B2TA-LHR tốt hơn sơ với động cơ B2TA. Từ những thông số trên cho thấy biện pháp sử dụng "*động cơ tổn thất nhiệt thấp"* cho động cơ sau tăng áp giúp cải thiện các chỉ tiêu năng lượng cũng như giảm nhiệt truyền cho làm mát và tăng nhiệt độ khí thải, giúp cải thiện sự làm việc của động cơ sau cường hóa.

Bảng 2. Các chỉ tiêu công tác của động cơ B2TA và B2TA-LHR

STT	*Thông số*	*B2TA*	*B2TA-LHR*
1	Áp suất môi chất cực đại, [bar]	121	122
2	Tốc độ tăng áp suất, [bar/deg]	4,56	4,58
3	Hiệu suất có ích$\eta_{i,}$ [%]	38,8	39,5
4	Công suất có ích, [kW]	533,8	543,9

5	Nhiệt độ cực đại tại cụm ống xả, [^{0}K]	915	955
6	IMEP-Áp suất chỉ thị trung bình, [bar]	10,24	10,40
7	Nhiệt lượng do nhiên liệu cháy sinh ra, [kW]	1376 (100%)	1376 (100%)
8	Nhiệt lượng chuyển thành công có ích, [kW]	533,8 (38,8%)	543,9 (39,5%)
9	Nhiệt lượng tiêu hao do ma sát, [kW]	129,8 (9,4%)	130,1 (9,5%)
10	Nhiệt lượng do khí thải mang ra ngoài, [kW]	503,9 (36,6%)	544,3 (39,6%)
11	Nhiệt lượng tổn hao do truyền nhiệt, [kW]	208,5 (15,2%)	157,7 (11,5%)

5. Kết luận

- Với các kết quả đạt được, có thể khẳng định sử dụng "*động cơ tổn thất nhiệt thấp"* cho động cơ sau tăng áp giúp cải thiện các chỉ tiêu năng lượng cũng như giảm dòng nhiệt truyền cho nước làm mát, ngăn ngừa sự quá nhiệt của hệ thống làm mát động cơ.

- Giảm tổn thất nhiệt sẽ làm tăng công chỉ thị của chu trình, do vậy sẽ làm tăng công suất và hiệu suất chỉ thị của động cơ. Với phương pháp chắn nhiệt cho buồng đốt như trên, tuy nhiệt độ buồng cháy sẽ tăng lên, nhưng do tính cách ly nhiệt tốt của lớp phủ nên nhiệt độ lớp vật liệu nền (vật liệu gốc) của các chi tiết tạo thành buồng cháy vẫn đảm bảo trong giới hạn làm việc.

- Tuy nhiên, khó khăn chính của loại động cơ này là cần xác định chính xác vật liệu phủ, chiều dày lớp kim loại phủ và điều chỉnh các thông số khác để đảm bảo được nhiệt độ bề mặt thành vách buồng cháy tối ưu như xác định ở trên.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

[1].Lại Văn Định, Vy Hữu Thành (2003). *Kết cấu tính toán động cơ đốt trong phần II.* Học viện Kỹ thuật Quân sự.

[2]. Lê Viết Lượng (2000). *Lý thuyết động cơ Diesel*. Nhà xuất bản Giáo dục.

[3]. J.A.C.Kentfield, *"Diesel Engines with Extended Expansion Strokes",* SAE paper 891866, 1996.

[4]. J.A.C.Kentfield, *"Extended, and Variable, Stroke Reciprocating Internal Combustion Engines",* SAE paper 2002-01-1941, 2002.

[5]. Heywood J.B., *"Internal Combustion Engine Fundamentals"*, McGraw Hill Book Co., 1988.

[6]. Dorsaf Saad, Philipe Saad and L loyd Kamo, *"Thermal Barrier Coatings for High Output Turbocharged Diesel Engine",* SAE paper 2007-01-1442, 2007.

[7]. Randolph. A. Churchill, James E.Smith, Nigel N.Clark and Richard A.Turton, *"Low-Heat Rejection Engines- A Concept Review"*, SAE paper 880014, 1988.

[8]. Mohd F.Shabir, P.Tamilporai, and B. Rajendra Prasath (2009), *"Analysis of Combustion, Performance and Emission Characteristics of Turbocharged LHR Extended Expansion DI Diesel Engine".*

[9]. GT-SUITE, v.7.3*, Engine Performance Tutorials, Engine Performance Manual.*

Người phản biện: PGS. TS. Nguyễn Đại An; TS. Nguyễn Văn Tuấn

TỐI ƯU HÓA CÁC THÔNG SỐ CHỦ YẾU CỦA TÀU CÓ TÍNH ĐẾN CÁC YẾU TỐ NGẪU NHIÊN ĐẦU VÀO

OPTIMIZING THE MAIN DIMENSION OF THE SHIP BY TAKING INTO ACCOUNT THE INCIDENTAL INPUT DATA

TS. TRẦN NGỌC TÚ

Khoa Đóng tàu, Trường ĐHHH Việt Nam

Tóm tắt

Bài báo trình bày phương pháp tối ưu hóa thiết kế tàu vận tải biển tính đến các yếu tố ngẫu nhiên đầu vào. Ví dụ áp dụng đối với tàu dầu. Ngoài ra, bài báo còn đưa ra mô hình toán học và đánh giá ảnh hưởng của các yếu tố ngẫu nhiên đến chỉ số kinh tế và các thông số của tàu dầu.

Abstract

This paper presents the method of optimizing merchant vessels design by taking into account the incidental input data. Example applied for tankers. In addition, it also provide the mathematical model and evaluate the effect of those random elements on the tanker's economic criteria and parameters.

Từ khóa: *Tối ưu hóa, thiết kế tàu, yếu tố ngẫu nhiên, mô hình hóa, mô hình toán học.*
Keywords: *optimizing, ship design, incidental factors, modeling, mathematical model.*

1. Giới thiệu

Vấn đề thiết kế tối ưu tàu vận tải luôn có tầm quan trọng đặc biệt bởi nó liên quan đến hiệu quả kinh tế của tàu thiết kế, quyết định khả năng cạnh tranh giữa các chủ tàu cũng như của các nhà thiết kế.

Quá trình thiết kế tàu bao gồm các giai đoạn: Xây dựng nhiệm vụ kỹ thuật, giới thiệu kỹ thuật, thiết kế khởi thảo, thiết kế kỹ thuật và xây dựng hồ sơ thiết kế thi công [1]. Trong giai đoạn thiết kế ban đầu việc xác định các thông số chủ yếu của tàu và các yếu tố trong các tiểu hệ thống chiếm thời gian không nhiều trong tổng khối lượng công việc thiết kế tàu, nhưng kết quả của nó lại ảnh hưởng rất lớn đến hiệu quả của tàu tương lai, bởi tất cả các công việc thiết kế tiếp theo bao gồm việc chi tiết hóa và hiện thực hóa từng công việc đều phải sử dụng các kết quả thu ở bước thiết kế khởi thảo.

Phần lớn các tính toán thiết kế xác định các thông số chủ yếu của tàu trong giai đoạn thiết kế ban đầu được thực hiện với giả thiết rằng, các thông số đầu vào (đối với tàu và điều kiện khai thác) là không đổi. Tuy nhiên, có rất nhiều thông số đầu vào có tính chất xác suất hay ngẫu nhiên. Do vậy, nếu thực hiện các tính toán thiết kế mà không tính đến tính chất ngẫu nhiên của các thông số đầu vào sẽ dẫn đến sai số trong việc tính toán hiệu quả kinh tế của tàu thiết kế.

Trên cơ sở các vấn đề nêu trên, cần phải xây dựng phương pháp tối ưu hóa các thông số chủ yếu của tàu có tính đến các yếu tố ngẫu nhiên đầu vào để có thể đánh giá được đầy đủ các yếu tố ảnh hưởng đến nghiệm của bài toán.

2. Mô hình toán học tối ưu hóa thiết kế tàu có tính đến các yếu tố ngẫu nhiên đầu vào

Theo nghĩa toán học, vấn đề tính đến bản chất xác suất của các thông số đầu vào sẽ dựa vào việc thiết lập dạng phân phối xác suất của tiêu chuẩn tối ưu có đặc tính như là các tham số có tính chất ngẫu nhiên [5]. Trong trường hợp tổng quát, số lượng và thành phần của các tham số có tính chất ngẫu nhiên sẽ ảnh hưởng rất lớn đến các chỉ số khai thác của tàu. Số lượng và thành phần của chúng có thể khác nhau và được xác định bởi mục đích nghiên cứu.

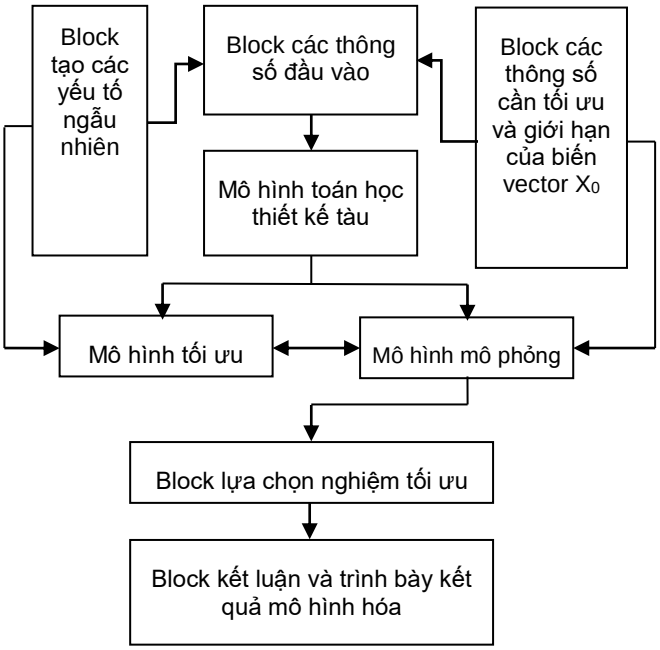
Trong bài báo này với mục đích minh họa, đề xuất phương pháp tối ưu hóa thiết kế tàu có tính đến yếu tố ngẫu nhiên của thông số đầu vào. Áp dụng trong thiết kế tàu dầu với yếu tố ngẫu nhiên của thông số đầu vào là - sự ảnh hưởng của sóng, gió (nó ảnh hưởng đến việc lựa chọn các thông số chủ yếu của tàu nhằm đảm bảo tính hàng hải cho tàu) và tỷ giá hối đoái giữa đồng đô la Mỹ và đồng Việt Nam. Sở dĩ tỷ giá hối đoái được cho là yếu tố ngẫu nhiên bởi rất nhiều các thanh toán tài chính trên thế giới được thực hiện bằng đồng đô la Mỹ và lợi nhuận của con tàu, các chi phí cho cảng khi tàu vào các cảng ở nước ngoài, giá nhiên liệu, các trang thiết bị trên tàu, v.v. đều phải thanh toán bằng đồng đô la Mỹ, khi tỷ giá hối đoái thay đổi, nó sẽ ảnh hưởng trực tiếp đến giá thành đóng và khai thác tàu.

Block-sơ đồ khối phương pháp tối ưu hóa thiết kế tàu có tính đến các yếu tố ngẫu nghiên ở dạng các block lớn được biểu diễn như trên hình số 1.

Ở block "các thông số đầu vào" sẽ đưa vào tất cả các thông tin cần thiết như điều kiện khai thác của tàu: Thời gian hành trình trong một năm của tàu, đặc điểm của tuyến đường hoạt động, danh mục và số lượng hàng, kiểu kiến trúc - kết cấu của tàu, cấp tàu, chiều dài tuyến đường hoạt động, loại máy chính, các loại phí cho cảng, giá nhiên liệu, lương cho thuyền viên, v.v.

Trong block "các thông số cần tối ưu và giới hạn của biến vector X_0" sẽ đưa ra giá trị ban đầu của biến cần tối ưu và các yêu cầu đối với biên độ dao động của biến tối ưu – x_i. x_i có thể bao gồm các thông số dưới dạng thứ nguyên và không thứ nguyên (các tỷ số kích thước) của tàu. Trong trường hợp của chúng ta, biến tối ưu có thể được biểu diễn dưới dạng sau:

X= (x_1, x_2, x_3, x_4, x_5, x_6, x_7), trong đó x_1= L – chiều dài tàu ,x_2= B – chiều rộng tàu, x_3= T – chiều chìm tàu, x_4= D – chiều cao mạn tàu, x_5= C_B – hệ số béo thể tích của tàu, x_6= v_s – vận tốc khai thác của tàu, x_7= m_h – sức chở hàng của tàu.



Hình 1. Block-sơ đồ khối phương pháp tối ưu hóa thiết kế tàu có tính đến các yếu tố ngẫu nhiên đầu vào

Cũng trong block này sẽ đưa ra biên độ dao động của các biến tối ưu. Ở dạng tổng quát, biên độ dao động của biến tối ưu có thể được biểu diễn dưới dạng $x_{i\ min} \le x_i \le x_{i\ max}$. Ở giai đoạn này, đối với tiểu hệ thống, việc tối ưu hóa các thông số của chúng được thực hiện bên trong vòng lặp tối ưu hóa các thông số chủ yếu của tàu. Đại lượng cần tối ưu của tiểu hệ thống tổ hợp thiết bị đẩy bao gồm $x_1 = D_p$ – đường kính và vòng quay $x_2=n_p$ của chong chóng.

Block "tạo các yếu tố ngẫu nhiên" là các mô đun được tính toán riêng, chúng cho phép tạo ra sự phân phối thống kê xác suất các tác động của sóng, gió trên tuyến đường khai thác đang xem xét và sự phân phối phản ảnh sự thay đổi của tỷ giá hối đoái giữa đồng đô la Mỹ và đồng Việt Nam. Trong mô hình toán học "block tạo các yếu tố ngẫu nhiên" còn cho phép tái phân bố các thông số thống kê đầu vào của các đại lượng ngẫu nhiên đang xét đến.

Block "Mô hình toán học thiết kế tàu" là tập hợp các phương trình giải tích và bất phương trình mô tả thuật toán thiết kế tàu có tính đến các giới hạn về tính năng và đặc điểm khai thác kỹ thuật của tàu. Đầu vào của mô hình toán học thiết kế tàu sẽ là các yêu cầu đối với tàu thiết kế, giá trị của các thông số véc tơ x_0 và các yếu tố ngẫu nhiên.

Việc đánh giá dung tích, tư thế tàu, ổn định và chiều cao mạn khô của tàu sẽ được tiến hành trên cơ sở sử dụng sơ đồ bố trí chung ở dạng sơ bộ và tuyến hình tàu. Để đánh giá dung tích của tàu ta sẽ sử dụng các công thức giải tích trong [1] để tính toán.

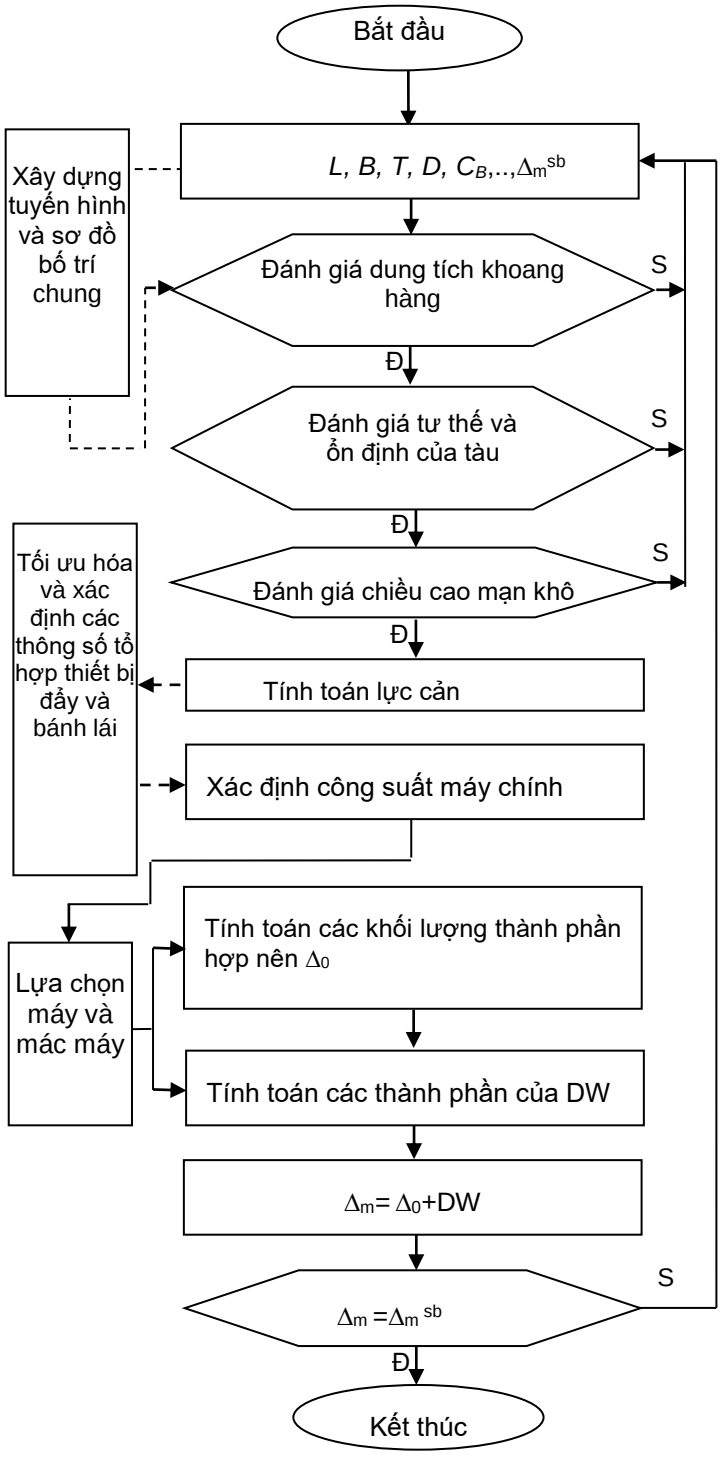
Các giá trị hoành độ và cao độ tâm nổi của tàu sẽ được xác định qua tuyến hình tàu, còn hoành độ và cao độ trọng tâm tàu được xác định một cách trực tiếp dựa vào sơ đồ bố trí chung sơ bộ cho tàu qua các mô men tĩnh.

Để đánh giá ổn định tàu (các yêu cầu trên đồ thị ổn định tĩnh) ta sẽ sử dụng công thức giải tích gần đúng do H.A. Zabotkin [6] đề xuất. Chiều cao mạn khô tối thiểu của tàu được tính toán dựa trên các yêu cầu của Quy phạm [2].

Chiều cao mạn tàu sẽ được lựa chọn trên cơ sở đảm bảo dung tích và độ bền dọc chung thân tàu D=max(D_v, D_s), trong đó D_v và D_s – lần lượt là chiều cao mạn tàu, được xác định từ điều kiện đảm bảo dung tích và độ bền dọc chung thân tàu.

Lực cản của tàu *R* được xác định theo phương pháp Holtrop Mennen [3] có tính đến đặc điểm hình dáng thân tàu. Việc tính toán công suất máy chính, lựa chọn máy chính, tính toán các thành phần khối lượng của tàu được tiến hành theo các phương pháp thông thường được mô tả trong [1] và [7].

Trong block thiết kế tổ hợp thiết bị đẩy ta sẽ giải quyết bài toán tính toán các thông số của chong chóng, việc tính toán này được tiến hành bên trong các vòng lặp tối ưu hóa các thông số chủ yếu của tàu. Hàm mục tiêu của bài toán này là hiệu suất của thiết bị đẩy là lớn nhất.



Hình 2. Block sơ đồ khối mô hình toán học thiết kế tàu

Ở dạng toán học, bài toán tối ưu hóa các thông số của chong chóng có thể được biểu diễn dưới dạng:

Maximize $f(x_1,x_2) = -\eta_p$

$=-(J/K_t)/(2\pi Kq)(1-t)i_t/(1-w)i_q$,

$x_1=D_p$; $x_2=n_p$; $J \geq 0$; $2-J \geq 0$; $K_t \geq 0$;

$P/D_p - 0,5 \geq 0$; $1,4 - P/D_p \geq 0$;

$A_e/A_0 - 0,3 \geq 0$; $1,05 - A_e/A_0 \geq 0$.

$D_{pmin} \leq D_p \leq D_{pmax}$, $n_{min} \leq n_p \leq n_{max.}$ Trong đó $D_p$và n_p - Lần lượt là đường kính và số vòng quay của chong chóng; J - Bước tiến tương đối của chong chóng; K_t - Hệ số lực đẩy của chong chóng; P/D_p và A_e/A_0 – lần lượt là tỷ số bước và tỷ số đĩa của chong chóng.

Tiếp theo chúng ta xét "mô hình mô phỏng", chức năng chính của mô hình này là xác định các chỉ số kinh tế trong khai thác tàu và tính toán tổng thời gian trong một chuyến hành trình của tàu. Các kết quả thu được từ mô hình mô phỏng sẽ dùng cho việc tính toán các chỉ số kinh kế của tàu, liên quan đến hàm mục tiêu trong tối ưu hóa thiết kế tàu.

"Mô hình tối ưu hóa" là phương pháp toán học tìm kiếm cực trị của hàm đa biến có tính đến các điều kiện biên, được thiết lập trong bài toán tối ưu. Trong nghiên cứu này sẽ sử dụng phương pháp Pattern Search Method [4] trong việc tìm kiếm cực trị của hàm mục tiêu (đối với tàu vận tải nói chung, hàm mục tiêu có thể là thời gian hoàn vốn là nhanh nhất, lợi nhuận là lớn nhất, chi phí riêng quy đổi là nhỏ nhất,…).

Trong "block lựa chọn nghiệm tối ưu" (*hình 1*) ta sẽ tiến hành lựa chọn phương án tối ưu dựa trên các kết quả thu được từ mô hình tối ưu và mô hình mô phỏng cũng như hàm mục tiêu. Tuy nhiên, ở đây cần phải nói thêm rằng số lượng nghiệm tối ưu sẽ rất nhiều bởi nó phụ thuộc vào giá trị của các đại lượng ngẫu nhiên. Như vậy bài toán lựa chọn phương án tối ưu nhất trong tập hợp các phương án tối ưu là không hề đơn giản. Ngày nay, để thực hiện được công việc này người ta sử dụng phương pháp được thực hiện theo trình tự sau:

1) Xây dựng biểu đồ chỉ số hiệu quả kinh tế của tàu;

2) Đưa ra giá trị chỉ số kinh tế có lợi nhất (F^*) theo quan đểm của nhà đầu tư (ở đây có thể sử dụng độ kỳ vọng toán học m_{F^*}) và xác định vùng rủi ro có thể chấp nhận được $m_{F^*} \pm \sigma$, $m_{F^*} \pm 2\sigma$ hoặc $m_{F^*} \pm 3\sigma$.

3) Xác định giới hạn thay đổi các chỉ số kinh tế của tàu mà nhà đầu tư có thể chấp nhận được trong vùng rủi ro đã được lựa chọn ở trên;

4) Khi tái lập mô hình ta chỉ lựa chọn các phương án nằm trong vùng rủi ro đã được thiết lập;

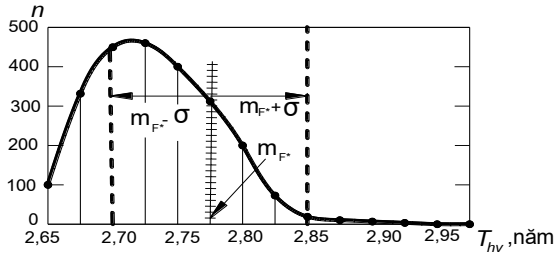
5) Phương án tối ưu là phương án gần với m_{F^*} của hàm phân phối nhất.

3. Ví dụ kết quả tính toán thực nghiệm

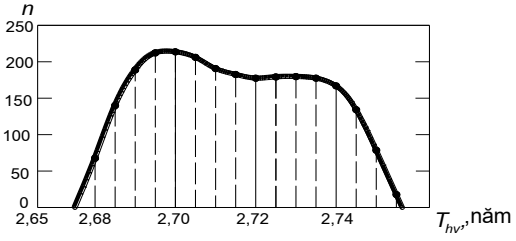
Ví dụ áp dụng cho bài toán tối ưu hóa các thông số chủ yếu của tàu có tính đến các yếu tố ngẫu nhiên, bao gồm các thông số đầu vào chính như nhau: Chiều dài tuyến đường hoạt động r=2500 mile; giá cước f =400 usd/t; giá nhiên liệu C_{nl}=900 usd/t; tiền lương trung bình cho thuyền viên C_{tv}=750 usd/người/tháng; tổng thời gian hành trình của tàu trong một năm T_{ht}=305 ngày.

Trên *hình số 3* biểu diễn ví dụ kết quả mô hình hóa với hàm mục tiêu là thời gian hoàn vốn là nhanh nhất. Các đường nét đứt trên *hình số 3* đặc trưng cho vùng mạo hiểm đầu tư có thể chấp nhận được, nghĩa là tương ứng với điều kiện $m_{F^*} \pm \sigma$, đường trung tâm - m_{F^*}.

Trên *hình số 4* biểu diễn kết quả mô hình hóa sau khi thiết lập được vùng mạo hiểm cho phép. Ở các giai đoạn mô hình hóa tiếp theo ta chỉ xét các phương án mà hiệu quả kinh tế của chúng nằm trong giới hạn $m_{F^*} \pm \sigma$.



Hình 3. Biểu đồ tần số phân phối xác suất đối với tiêu chuẩn thời gian hoàn vốn



Hình 4. Các kết quả mô hình hóa trong dải $m_{F^*} \pm \sigma$

Theo thuật toán mô tả việc lựa chọn nghiệm, phương án tối ưu sẽ là phương án có vị trí gần nhất so với đường kỳ vọng toán học (m_{F^*} = 2,7 năm) của hàm phân bố, nghĩa là ta sẽ thu được tàu với các thông số chủ yếu sau: v_s=14,2 knots, m_h=30130 tấn, L=165,5 m, B=27,7 m,T=10,3 m, C_B=0,82, x_c=0,029 m, Máy chính có mác là 16RK280, công suất P_s=7 200 kW, vòng quay n=100 v/p. Các chỉ số kinh tế chính của tàu: Thời gian hoàn vốn T_{hv}=2,715 năm, lợi nhuận f_l=37%, chi phí riêng quy đổi f_{qd}=27 usd/tấn.

4. Kết luận

Phương pháp do tác giả đề xuất ở trên được xây dựng trên cơ sở các quan điểm hiện đại trong lĩnh vực thiết kế tối ưu tàu biển, nó cho phép tính đến các đặc tính xác suất của các thông số đầu vào trong giai đoạn thiết kế khởi thảo.

Mô hình và thuật toán đưa ra trong bài báo là mô hình tổng quát và có thể sử dụng nó để đánh giá hiệu quả kinh tế trong việc thiết kế các loại tàu vận tải khác.

Hướng phát triển tiếp theo của phương pháp này sẽ là tăng số lượng các đại lượng có tính ngẫu nhiên có ảnh hưởng lớn đến chỉ số kinh tế của tàu. Hoàn thiện hóa phương pháp lựa chọn nghiệm tối ưu và phân tích được mức độ mạo hiểm của các phương án tối ưu.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

[1]. PGS.TS. Lê Hồng Bang, Lý thuyết thiết kế tàu thủy, nhà xuất bản GTVT, 2010.
[2]. Quy phạm phân cấp và đóng tàu biển vỏ thép Việt Nam 2010.
[3]. Holtrop J., Mennen G.G.J. An Approximate Power Prediction Method, International Shipbuilding Progress. Vol. 89. 1982.
[4].Lewis R.M., Virginia T. Pattern Seach Algorithms for Bound Constrained Minimization, SIAM Journal on Optimization. Vol.9. N4. 1999.
[5]. Пашин В.М. Оптимизация судов. Л., судостроение, 1983.
[6]. Справочник по теории корабля. В трех томах. Т.2. Статика судов. Качка судов/ Под ред. Я.И. Войткунского. Л.: Судостроение, 1985.
[7]. Справочник по теории корабля. В трех томах. Т.1. Гидромеханика. Сопротивляение движению судов. Судовые движители/Под ред. Я.И. Войткунского. Л.: Судостроение, 1985.

Người phản biện: TS. Đỗ Quang Khải; PGS.TS. Đỗ Đức Lưu

PHÂN TÍCH TÌNH HÌNH CUNG CẦU GẠO XUẤT KHẨU CỦA VIỆT NAM TRONG MƯỜI NĂM QUA VÀ DỰ BÁO ĐẾN NĂM 2020

ANALYZING OF SUPPLY AND DEMAND VIETNAM EXPORT RICE SITUATION IN THE LAST TEN YEARS AND FORECASTS TO 2020

PGS. TS. PHẠM VĂN CƯƠNG; TS. VŨ TRỤ PHI;
NCS. NGUYỄN THỊ LIÊN
Khoa Kinh tế, Trường ĐHHH Việt Nam

Tóm tắt

Hiện nay, Việt Nam là nước sản xuất và xuất khẩu gạo đứng thứ 2 trên thế giới, vì vậy trong cơ cấu mặt hàng xuất khẩu, gạo là một trong những mặt hàng xuất khẩu tương đối ổn định và mạnh nhất của Việt Nam, trung bình mỗi năm đạt kim ngạch xuất khẩu khoảng 3 tỷ USD. Bài báo phân tích tình hình cung, cầu gạo xuất khẩu của Việt Nam

trong 10 năm qua (từ 2003 - 2014) và dự báo cung cầu gạo xuất khẩu của Việt Nam đến năm 2020.

Abstract

Currently, Vietnam is the producer and second largest exporter in the world, in the structure of export items, the rice is one of the exports are relatively stable and biggest of Vietnam, average annual export turnover of about $ 3 billion. This article analyzes the situation of supply and demand Vietnam's rice exports in the last 10 years (from 2003-2014) and forecasts up to 2020.

1. Đặt vấn đề

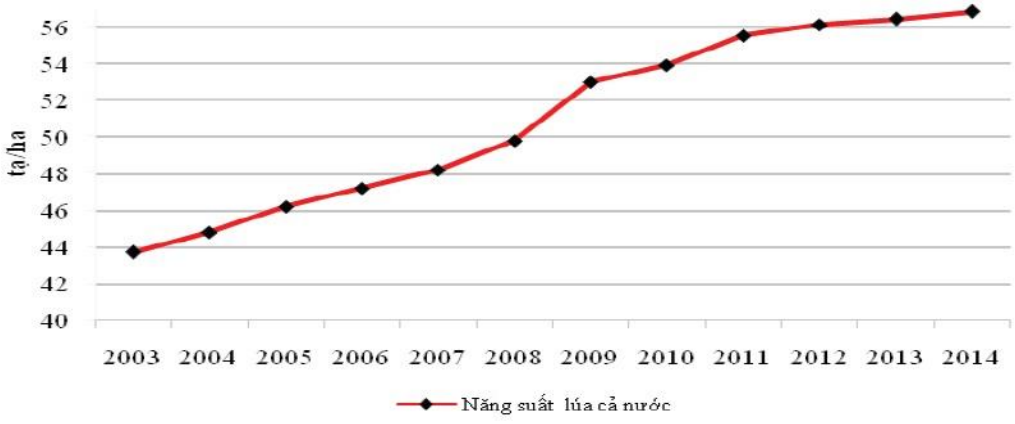
Thực hiện đường lối chủ trương chính sách của Đảng và Nhà nước, trong những năm qua sản xuất nông nghiệp trong nước liên tục đạt thành công lớn. Khẳng định từ nền nông nghiệp tự cấp tự túc, lạc hậu vươn lên trở thành nền nông nghiệp hàng hoá, thương mại và từng bước hiện đại, đáp ứng đầy đủ về an ninh lương thực quốc gia với 90 triệu dân, đồng thời đẩy nhanh quy mô xuất khẩu gạo trong khu vực và thế giới, tạo kim ngạch xuất khẩu lớn cho đất nước.

Kể từ khi công cuộc đổi mới và mở cửa phát triển nền kinh tế đất nước năm 1986, kéo theo hệ thống vận tải hàng xuất khẩu của Việt Nam cũng đổi mới. Sau 20 năm đổi mới, tháng 11/2006, Việt Nam đã chính thức trở thành thành viên của Tổ chức Thương mại Thế giới WTO, đánh dấu thời kỳ mở đầu hội nhập quốc tế sâu rộng. Trong cơ cấu mặt hàng xuất khẩu hiện nay, gạo là một trong những mặt hàng xuất khẩu mạnh tương đối ổn định và mạnh nhất của Việt Nam, trung bình mỗi năm đạt kim ngạch xuất khẩu khoảng 3 tỷ USD [4, 5, 7].

Để tối ưu hóa hệ thống vận tải hàng xuất khẩu, trong đó có hàng gạo chiến lược của đất nước, một mặt nhanh chóng thực hiện và hoàn chỉnh "*Chiến lược phát triển Giao thông vận tải Việt Nam đến năm 2020, tầm nhìn đến năm 2030*" đã được Thủ tướng Chính phủ phê duyệt, mặt khác cần phân tích khoa học và chính xác cung cầu gạo xuất khẩu của Việt Nam trong từng giai đoạn cụ thể.

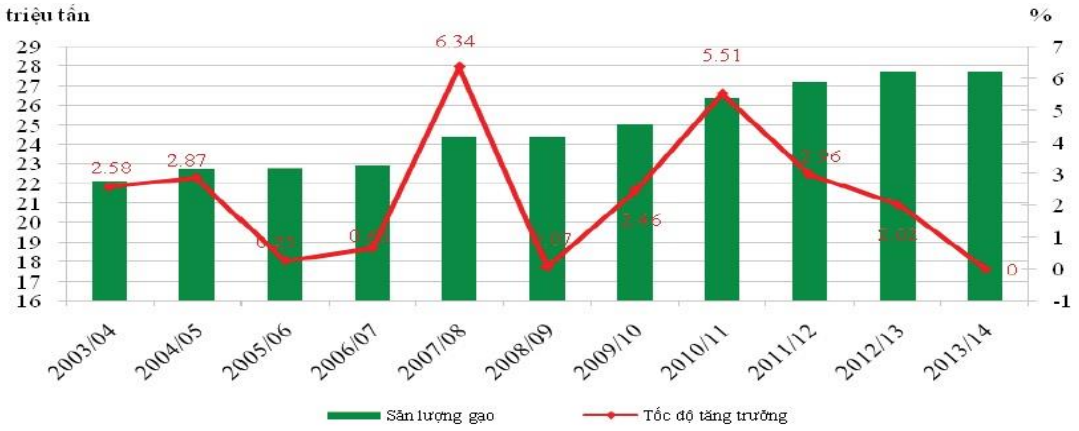
2. Phân tích tình hình cung, cầu gạo xuất khẩu của Việt Nam trong 10 năm, từ năm 2003 đến năm 2014

Trong 10 năm (từ 2003 - 2014), do chính sách khuyến khích sản xuất nông nghiệp của Nhà nước, đặc biệt thể hiện trên các vấn đề: Diện tích trồng lúa được mở rộng, ứng dụng khoa học kỹ thuật tiên tiến, sử dụng những giống lúa mới có năng suất cao,... góp phần tăng nhanh năng suất lúa và sản lượng tiêu thụ trong nước, xuất khẩu nước ngoài. Hình 1 mô tả chi tiết sự tăng trưởng năng suất lúa của Việt Nam trong 10 năm liên tục [1, 5, 6], chỉ rõ năng suất lúa bình quân của Việt Nam không ngừng tăng lên, ước đạt 56,4 tạ/ha (hay 5,64 tấn/ha) đến tháng 6/2014, tăng 0,3 tạ/ha (0,53%) so với tháng 6/2013.



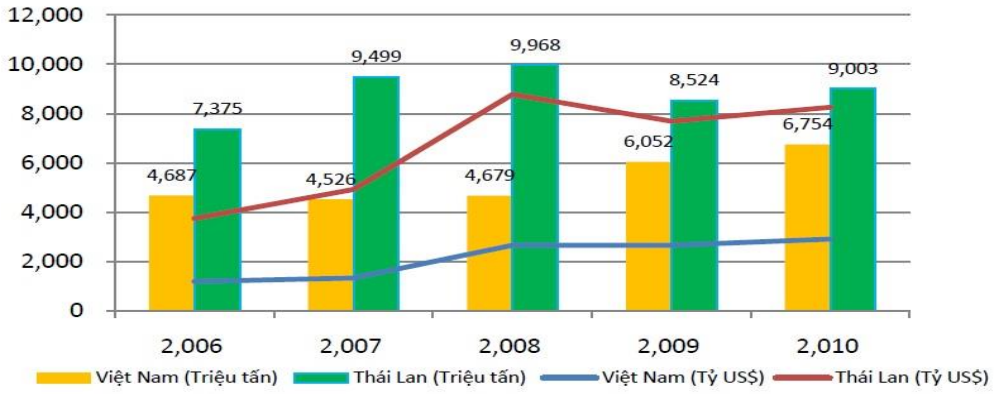
Hình 1. Năng suất lúa Việt Nam trong 10 năm, từ năm 2003 đến năm 2014

Do năng suất lúa tăng cùng với diện tích trồng lúa mở rộng, sản lượng lúa của Việt Nam cũng tăng đều liên tục trong 10 năm qua và ước đạt khoảng 44,32 triệu tấn trong vụ 2013/2014. Hình 2 là biểu đồ mô tả chi tiết sản lượng gạo Việt Nam tăng liên tục trong 10 năm, từ năm 2003 đến 2014.



Hình 2. Sản lượng gạo Việt Nam trong 10 năm, từ năm 2003 đến năm 2014

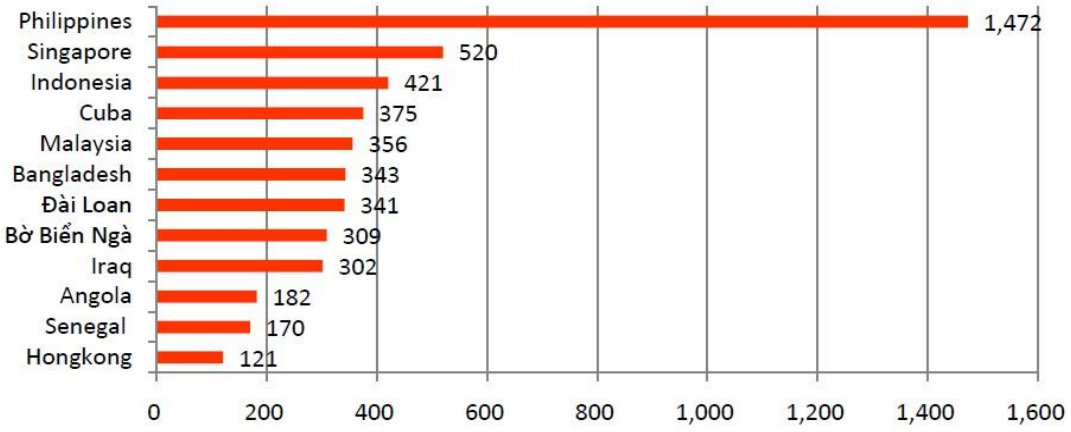
Do sản lượng lúa tăng, nên sản lượng gạo của Việt Nam cũng tăng và đạt mức 27,7 triệu tấn đến tháng 6/2014. Mức tăng trưởng xuất khẩu gạo bình quân hàng năm trong giai đoạn 2006 - 2010 của Việt Nam là chiếm 22% về giá trị và chiếm 9,5% về khối lượng. Việt Nam thường xuyên đứng thứ hai thế giới về xuất khẩu gạo sau Thái Lan [1, 2, 4].



Hình 3. Biểu đồ xuất khẩu gạo của Việt Nam và Thái Lan từ năm 2006 đến năm 2010

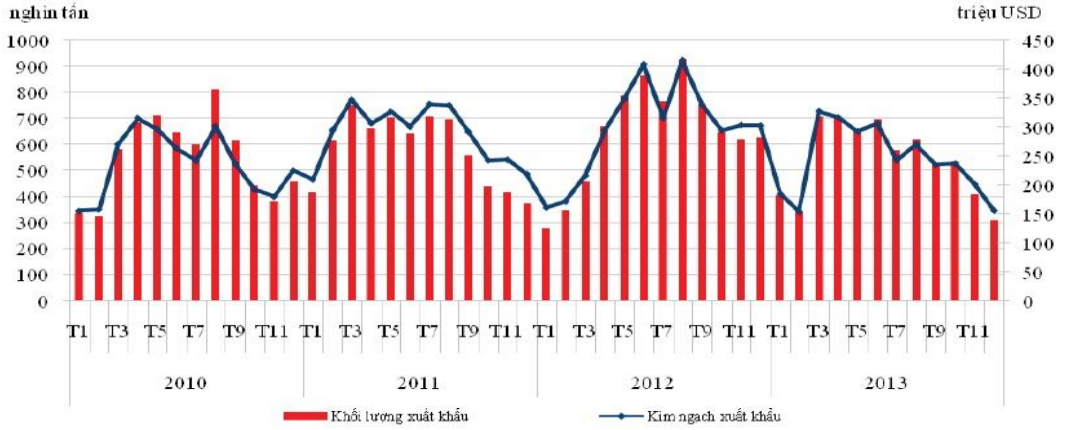
Hình 3 là biểu đồ mô tả cụ thể xuất khẩu gạo của Việt Nam và Thái Lan từ 2006 - 2010. Phân tích cụ thể kết quả nhận được từ hình 3, nhận xét rằng: Năm 2010 sản lượng xuất khẩu đạt 6,734 triệu tấn, tổng kim ngạch xuất khẩu là 2,912 triệu USD, thấp hơn nhiều so với Thái Lan đạt sản lượng 9,047 triệu tấn và kim ngạch 5,341 triệu USD [4, 6].

Hình 4 phân tích cụ thể số lượng gạo xuất khẩu (đơn vị 1.000 tấn) và nước nhập khẩu gạo lớn nhất của Việt Nam, tính đến tháng 12/2013.



Hình 4. Các nước nhập khẩu gạo của Việt Nam lớn nhất đến năm 2013

Gần đây nhất, theo số liệu của Tổ chức Nông lương Thế giới, Viện Chính sách và Chiến lược phát triển nông nghiệp nông thôn [2, 5], tình hình xuất khẩu gạo của Việt Nam trong 3 năm tính từ tháng 01/2010 đến tháng 12/2013 được mô tả chi tiết theo biểu đồ hình 5.



Hình 5. Xuất khẩu gạo Việt Nam trong 3 năm, từ năm 2010 - 2013

Phân tích cụ thể kết quả theo hình 5, nhận xét rằng: Năm 2013 Việt Nam xuất khẩu được 6,488 triệu tấn, với kim ngạch 2,928 tỷ USD (giá CIF), giảm 16,38% về lượng và 18,10% về giá trị so với cùng kỳ năm 2012. Trong khi đó giá gạo xuất khẩu trung bình giảm từ 451,30 USD/tấn năm 2012 xuống còn 450,76 USD/tấn năm 2013.

Thị trường xuất khẩu gạo của Việt Nam là nhân tố quan trọng trong chuỗi xuất khẩu hàng hóa của Việt Nam và phụ thuộc vào nhiều yếu tố, cả khách quan và chủ quan. Hình 6 mô tả chi tiết thị trường xuất khẩu gạo của Việt Nam trong năm 2013 [1, 3, 4, 6]. Phân tích cụ thể kết quả nhận được theo hình 6, nhận thấy rằng:

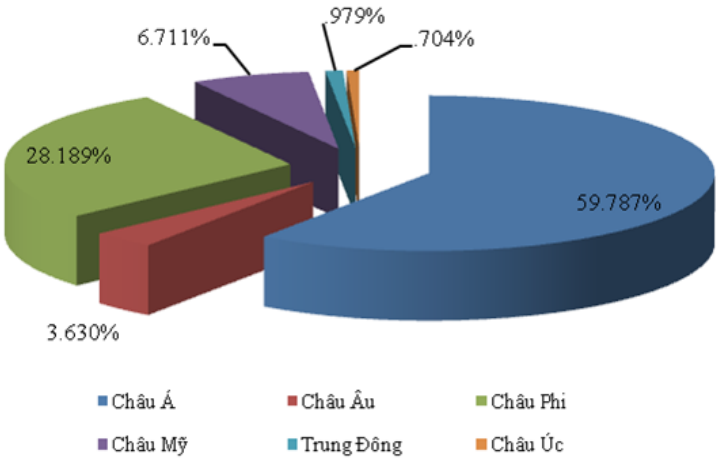
- Thứ nhất là thị trường Châu Á với khối lượng 3,875 triệu tấn, chiếm 59,79% lượng gạo xuất khẩu, là thị trường xuất khẩu gạo chính của Việt Nam;

- Thứ hai là thị trường Châu Phi với khối lượng 1,827 triệu tấn, chiếm 28,19%;

- Thứ ba là thị trường Châu Mỹ với khối lượng 435 nghìn tấn, chiếm 6,71%;

- Thứ tư là thị trường Châu Âu chiếm 3,63% thị phần xuất khẩu gạo của Việt Nam với khối lượng 236 nghìn tấn;

- Cuối cùng là thị trường Trung Đông và Châu Úc với thị phần lần lượt là 0,98% và 0,70%, tương ứng với khối lượng 64 nghìn tấn và 46 nghìn tấn.



Hình 6. Xuất khẩu gạo của Việt Nam theo thị trường năm 2013.

3. Dự báo cung cầu gạo xuất khẩu của Việt Nam đến năm 2020

Theo báo cáo và số liệu của ba Tổ chức: Trung tâm Thông tin phát triển nông nghiệp nông thôn, thuộc Bộ Nông nghiệp và phát triển nông thôn, Bộ Nông nghiệp Hoa Kỳ và Tổ chức Nông lương thế giới, dự báo cung cầu gạo xuất khẩu của Việt Nam đến năm 2020 [2, 4, 5]. Tuy nhiên, các số liệu dự báo của các tổ chức có sự chênh lệch nhau, mức độ chênh lệch không lớn và được mô tả chi tiết trong bảng 1.

Bảng 1. Dự báo cung cầu gạo xuất khẩu của Việt Nam đến năm 2020

Hạng mục	2015/2016	2016/2017	2017/2018	2018/2019	2019/2020
Diện tích thu hoạch (1000 ha)	7,564	7,596	7,625	7,653	7,679
Năng suất (tấn/ha)	3,47	3,45	3,49	3,51	3,56
Đơn vị tính: 1000 tấn					
Sản lượng	26,224	26,231	26,633	26,878	27,372
Dự trữ đầu kỳ	1,603	1,585	1,515	1,547	1,580
Cung tiêu dùng trong nước (1)	27,827	27,816	28,148	28,424	28,952
Tiêu dùng	19,985	20,149	20,338	20,547	20,697
Dự trữ cuối kỳ	1,585	1,515	1,547	1,580	1,613
Tiêu dùng trong nước (2)	21,570	21,664	21,885	22,127	22,310
Thương mại (1) - (2)	6,257	6,152	6,263	6,298	6,642

Phân tích cụ thể kết quả theo bảng 1, nhận xét rằng: Dự báo cung cầu gạo xuất khẩu của Việt Nam đến năm 2020 có sự biến động, tuy nhiên sự biến động này không lớn, hàng năm đều đạt trên 6 triệu tấn, mức chênh lệch lớn nhất khoảng 0,4 triệu tấn. Một mặt đảm bảo an ninh lương thực của đất nước, khoảng 90 triệu dân, mặt khác, sản lượng gạo xuất khẩu vẫn duy trì và ổn định. Tuy nhiên trong thời gian tới cần có chính sách để cải thiện chất lượng gạo xuất khẩu, từng bước xây dựng thương hiệu và uy tín gạo xuất khẩu trên thị trường thế giới.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

[1]. Báo cáo thường niên hàng lúa gạo Việt Nam 2013 và triển vọng 2014.
[2]. Báo cáo và số liệu của Bộ Nông nghiệp Hoa Kỳ, tính đến tháng 6/2014.
[3]. Báo cáo và số liệu của Tổ chức Nông lương Thế giới, quý 2/2014.
[4]. Trung tâm Thông tin phát triển nông nghiệp nông thôn, Bộ Nông nghiệp và Phát triển nông thôn Việt Nam, năm 2013.
[5]. Viện Chính sách và Chiến lược phát triển nông nghiệp nông thôn, Bộ Nông nghiệp và Phát triển nông thôn, tháng 12/2013.
[6]. Số liệu của Tổng cục Thống kê Việt Nam, năm 2013.
[7]. Tham khảo thông tin tại các website: www.adb.org; www.imf.org; www.nhandan.vn; www.worldbank.org.vn, www.agro.gov.vn,...

Người phản biện: TS. Đỗ Thị Mai Thơm; TS. Nguyễn Hữu Hùng

CẤU TRÚC NGHIỆM CỦA PHƯƠNG TRÌNH HÀM ĐA THỨC $P(A(z))P(B(z)) = P(C(z))$

STRUCTURE OF SOLUTIONS OF POLYNOMIAL FUNCTIONAL EQUATIONS $P(A(z))P(B(z)) = P(C(z))$

TS. PHẠM VĂN MINH
Bộ môn Toán – Viện KHCB, Trường ĐHHH Việt Nam

Tóm tắt

Xét phương trình hàm đa thức

$$P(A(z))P(B(z)) = P(C(z)) \quad (1)$$

với mọi $z \in C$, *trong đó* $A(z), B(z), C(z)$ *là các đa thức cho trước* $\in C[z]$ *bậc lớn hơn hoặc bằng* 1, $P(z)$ *là đa thức phải tìm* $\in C[z]$ *bậc lớn hơn hoặc bằng* 1 [1].

Ký hiệu hệ số cao nhất của $A(z), B(z), C(z)$ lần lượt là a, b, c [1]. Khi $\deg A = \deg B$ [1] ta giả thiết thêm

$$a^k + b^k \neq 0$$

với mọi k nguyên dương.

Ta gọi nghiệm có bậc nhỏ nhất trong số các nghiệm của (1) (nếu các nghiệm này tồn tại) là nghiệm tối thiểu của (1). Bài báo chỉ ra rằng nếu $P(z)$ là nghiệm tối thiểu của (1) thì tập nghiệm của (1) là $\left\{[P(z)]^k \,\middle|\, k \in N^*\right\}$.

Abstract

We consider a polynomial functional equation:

$$P(A(z))P(B(z)) = P(C(z))$$

for all $z \in C$, in which $A(z), B(z), C(z)$ are given polynomials $\in C[z]$ whose degrees are greater than or equal to 1, $P(z)$ is the unknown polynomial $\in C[z]$ with degree greater than or equal to 1 [1].

Denote the leading coefficients of $A(z), B(z), C(z)$ by a, b, c correspondingly [1]. *Moreover, in the case $\deg A = \deg B$* [1] *we suppose:*

$$a^k + b^k \neq 0$$

for every positive integer k.

We call the solution with the lowest degree among those of (1) (if these solutions exist) the minimum solution of (1). This article shows that if $P(z)$ is the minimum solution of (1), then the set of solutions of (1) is $\left\{[P(z)]^k \,\middle|\, k \in N^*\right\}$.

Xét phương trình hàm đa thức:

$$P(A(z))P(B(z)) = P(C(z)) \tag{2}$$

với mọi $z \in C$, trong đó $A(z), B(z), C(z)$ là các đa thức cho trước $\in C[z]$ bậc lớn hơn hoặc bằng 1, $P(z)$ là đa thức phải tìm $\in C[z]$ bậc lớn hơn hoặc bằng 1.

Ký hiệu bậc của $P(z)$, $A(z), B(z), C(z)$ lần lượt là n_P, n_A, n_B, n_C. Khi đó bậc của vế trái của (2) là $n_P n_A + n_P n_B = n_P(n_A + n_B)$, bậc của vế phải của (2) là $n_P n_C$, do đó điều kiện cần để phương trình (2) có nghiệm là:

$$n_A + n_B = n_C \tag{3}$$

Từ đây trở đi ta sẽ giả thiết phương trình (2) thỏa mãn điều kiện (3). Ký hiệu hệ số cao nhất của $A(z), B(z), C(z)$ lần lượt là a, b, c. Khi $n_A = n_B$ ta giả thiết thêm

$$a^k + b^k \neq 0 \tag{4}$$

với mọi k nguyên dương.

Giả sử $P(z)$ là nghiệm của (2), bậc của $P(z)$ là n và hệ số cao nhất của $P(z)$ là a_n. So sánh hệ số cao nhất của hai vế của (2) ta được:

$$a_n a^n . a_n b^n = a_n c^n$$

$$\Leftrightarrow a_n = \left[\frac{c}{ab}\right]^n \tag{5}$$

Định lý 1. Nếu $P(z)$ và $Q(z)$ là các nghiệm của (2), $P(z)$ và $Q(z)$ có cùng bậc thì $P(z) \equiv Q(z)$.

Chứng minh. Giả sử bậc của $P(z)$ và $Q(z)$ là n. Khi đó hệ số cao nhất của $P(z)$ và $Q(z)$ trùng nhau vì cùng bằng vế phải của (5). Ký hiệu hệ số chung đó là a_n. Đặt $P(z)-Q(z)=R(z)$. Ký hiệu bậc của $R(z)$ là n_R. Ta có $n_R<n$, $P(z)=Q(z)+R(z)$. Vì $P(z)$ là nghiệm của (2) nên:

$$\left[Q(A(z))+R(A(z))\right]\left[Q(B(z))+R(B(z))\right]=Q(C(z))+R(C(z))$$

$$\Leftrightarrow Q(A(z))Q(B(z))+Q(A(z))R(B(z))+R(A(z))Q(B(z))+R(A(z))R(B(z))=$$

$$=Q(C(z))+R(C(z)).$$

Lại do $Q(z)$ cũng là nghiệm của (2), $Q(A(z))Q(B(z))=Q(C(z))$, nên đẳng thức cuối cùng có thể rút gọn thành:

$$Q(A(z))R(B(z))+R(A(z))Q(B(z))+R(A(z))R(B(z))-R(C(z))=0 \quad (6)$$

Giả sử $R(z)$ không đồng nhất bằng 0. Khi đó bậc của $Q(A(z))R(B(z))$, $R(A(z))Q(B(z))$, $R(A(z))R(B(z))$, $R(C(z))$ trong (6) lần lượt là $nn_A+n_Rn_B$, $nn_B+n_Rn_A$, $n_Rn_A+n_Rn_B$, n_Rn_C. Xét hai trường hợp sau:

Trường hợp 1: $n_A\neq n_B$**.** Không mất tổng quát có thể giả thiết $n_A<n_B$. Khi đó $nn_B+n_Rn_A$ lớn hơn ba số $nn_A+n_Rn_B$, $n_Rn_A+n_Rn_B$, n_Rn_C (để ý là $n_A+n_B=n_C$ theo (3)). Suy ra vế trái của (6) là đa thức bậc $nn_B+n_Rn_A$ nên không thể thỏa mãn (6) với mọi $z\in C$.

Trường hợp 2: $n_A=n_B$**.** Khi đó $nn_A+n_Rn_B$ và $nn_B+n_Rn_A$ bằng nhau và lớn hơn hai số $n_Rn_A+n_Rn_B$, n_Rn_C. Ký hiệu r là hệ số cao nhất của $R(z)$. Khi đó hệ số của số hạng bậc $nn_A+n_Rn_B$ của $Q(A(z))R(B(z))+R(A(z))Q(B(z))$ là

$$a_na^n.rb^{n_R}+a_nb^n.ra^{n_R}=a_nra^{n_R}b^{n_R}\left[a^{n-n_R}+b^{n-n_R}\right]\neq 0$$

do (4). Suy ra vế trái của (6) là đa thức bậc $nn_A+n_Rn_B$ nên không thể thỏa mãn (6) với mọi $z\in C$.

Trong cả hai trường hợp ta đều nhận được mâu thuẫn. Mâu thuẫn đó chứng tỏ $R(z)\equiv 0$ hay $P(z)\equiv Q(z)$. Định lý 1 được chứng minh.

Định lý 2. Nếu $P(z)$ là nghiệm của (2) thì $\left[P(z)\right]^k$ là nghiệm của (2) với mọi k nguyên dương.

Chứng minh. Vì $P(z)$ là nghiệm của (2) nên:

$$P(A(z))P(B(z))=P(C(z))$$

$$\Rightarrow\left[P(A(z))\right]^k\left[P(B(z))\right]^k=\left[P(C(z))\right]^k$$

với mọi $z\in C$. Đẳng thức cuối cùng chứng minh định lý 2.

Định nghĩa 1. Ta gọi nghiệm có bậc nhỏ nhất trong số các nghiệm của (2) (nếu các nghiệm này tồn tại) là nghiệm tối thiểu của (2).

Theo định lý 1, nghiệm tối thiểu của (2) nếu tồn tại thì duy nhất.

Định lý 3. Nếu $P(z)$ là nghiệm tối thiểu của (2) thì tập nghiệm của (2) là $\left\{\left[P(z)\right]^k\middle|k\in N^*\right\}$

.

Chứng minh. Giả sử $\deg P = n$. Giả sử $Q(z)$ là nghiệm của (2), $\deg Q = m$. Ta có $m \geq n$ vì $P(z)$ là nghiệm tối thiểu của (2). Ta có $\left[P(z)\right]^m$ và $\left[Q(z)\right]^n$ đều là nghiệm của (2) theo định lý 2. Vì $\left[P(z)\right]^m$ và $\left[Q(z)\right]^n$ có cùng bậc là mn nên $\left[P(z)\right]^m \equiv \left[Q(z)\right]^n$ theo định lý 1. Giả sử z_0 là nghiệm của $P(z)$. Khi đó $\left[Q(z_0)\right]^n = \left[P(z_0)\right]^m = 0 \Rightarrow Q(z_0) = 0$, tức là z_0 là nghiệm của $Q(z)$. Giả sử z_0 là nghiệm bội n_0 của $P(z)$, nghiệm bội m_0 của $Q(z)$. Khi đó z_0 là nghiệm bội mn_0, nm_0 tương ứng của $\left[P(z)\right]^m$, $\left[Q(z)\right]^n$. Vì $\left[P(z)\right]^m \equiv \left[Q(z)\right]^n$ nên $mn_0 = nm_0$. Vì $m \geq n$ nên $m_0 \geq n_0$. Ta suy ra $P(z)$ là ước của $Q(z)$, do đó $Q(z)$ có dạng:

$$Q(z) = \left[P(z)\right]^k S(z) \tag{7}$$

trong đó $S(z)$ là đa thức không chia hết cho $P(z)$. Thay dạng (7) của $Q(z)$ vào (2) ta được:

$$\left[P(A(z))\right]^k S(A(z))\left[P(B(z))\right]^k S(B(z)) = \left[P(C(z))\right]^k S(C(z))$$

$$\Leftrightarrow S(A(z))S(B(z)) = S(C(z)) \tag{8}$$

do $P(z)$ là nghiệm của (2). Nếu $\deg S \geq 1$ thì (8) chứng tỏ $S(z)$ là nghiệm của (2). Vì $P(z)$ là nghiệm tối thiểu của (2) nên $\deg S \geq n$. Theo chứng minh trên ta có $S(z)$ chia hết cho $P(z)$, mâu thuẫn với (7). Ta suy ra $S(z)$ là hằng số khác 0 thỏa mãn (8), suy ra $S(z) \equiv 1$. Do đó từ (7) ta có $Q(z) = \left[P(z)\right]^k$.

Ta đã chứng minh mọi nghiệm của (2) đều có dạng $\left[P(z)\right]^k$ với k là số nguyên dương. Mặt khác, theo định lý 2, $\left[P(z)\right]^k$ là nghiệm của (2) với mọi k nguyên dương. Định lý 3 được chứng minh.

Ví dụ 1 [2]. Tìm các đa thức $P(z)$ khác hằng số thỏa mãn

$$P(z)P(z+1) = P(z^2 + z + 1) \tag{9}$$

với mọi $z \in C$.

Bài giải. Ta thấy bậc của z và $z+1$ trùng nhau và điều kiện (4) đối với (9) thỏa mãn. Nếu $P(z)$ có nghiệm $z_0 = 0$ thì $P(z)$ có nghiệm thực $z_1 = {z_0}^2 + z_0 + 1 > z_0$, suy ra $P(z)$ có nghiệm thực $z_2 = {z_1}^2 + z_1 + 1 > z_1$,...suy ra $P(z)$ có vô số nghiệm, mâu thuẫn. Vậy $P(z)$ không có nghiệm $z = 0$.

Giả sử $P(z)$ có nghiệm là z_0 thì $z_0 \neq 0$. Áp dụng (9) lần lượt với $z = z_0$ và $z = z_0 - 1$ ta suy ra $P(z)$ có các nghiệm là $z_1 = {z_0}^2 + z_0 + 1$ và $z_2 = {z_0}^2 - z_0 + 1$. Vì $z_0 \neq 0$ nên $z_1 \neq z_2$. Suy ra $P(z)$ có ít nhất hai nghiệm phân biệt, do đó nghiệm tối thiểu của (9) có bậc lớn hơn hoặc bằng 2. Mặt khác bằng cách thử trực tiếp ta thấy $P(z) = z^2 + 1$ là nghiệm của (9), suy ra nghiệm tối thiểu của (9) là $P(z) = z^2 + 1$. Vậy tập nghiệm của (9) là $\left\{\left(z^2 + 1\right)^k \middle| k \in N^*\right\}$.

Ví dụ 2 [2]. Tìm các đa thức $P(z)$ khác hằng số thỏa mãn

$$P(z)P(2z^2) = P(2z^3 + z) \tag{10}$$

với mọi $z \in C$.

Bài giải. Nếu $P(z)$ có nghiệm $z=0$ thì $P(z)$ có dạng

$$P(z)=z^sQ(z) \tag{11}$$

Trong đó $Q(0)\neq 0$. Thay dạng (11) của $P(z)$ vào (10) ta được

$$z^sQ(z)(2z^2)^sQ(2z^2)=(2z^3+z)^sQ(2z^3+z)$$

$$\Leftrightarrow (2z^2)^sQ(z)Q(2z^2)=(2z^2+1)^sQ(2z^3+z)$$

với mọi $z\in C$. Thay $z=0$ vào đẳng thức cuối cùng ta được $Q(0)=0$, mâu thuẫn với (11). Vậy $P(z)$ không có nghiệm $z=0$.

Giả sử $z_0\neq 0$ là nghiệm của $P(z)$. Áp dụng (10) với $z=z_0$ suy ra $P(z)$ có nghiệm $z_1=2z_0{}^3+z_0\neq z_0$. Suy ra $P(z)$ có ít nhất hai nghiệm phân biệt, do đó nghiệm tối thiểu của (10) có bậc lớn hơn hoặc bằng 2. Mặt khác bằng cách thử trực tiếp ta thấy $P(z)=z^2+1$ là nghiệm của (10), suy ra nghiệm tối thiểu của (10) là $P(z)=z^2+1$. Vậy tập nghiệm của (10) là $\left\{\left(z^2+1\right)^k \middle| k\in N^*\right\}$.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

[1] Nguyễn Đình Trí – Tạ Văn Đĩnh – Nguyễn Hồ Quỳnh, *Toán học cao cấp tập một – Đại số và hình học giải tích*, Nhà xuất bản Giáo dục, 2001.

[2] Nguyễn Văn Mậu, *Tuyển tập các đề thi Olympic toán sinh viên toàn quốc do các trường đề nghị, 2007, 2008, 2009, 2010*, Lưu hành nội bộ.

Người phản biện: TS. Hoàng Văn Hùng

XÂY DỰNG THUẬT TOÁN VÀ CHƯƠNG TRÌNH TÍNH TOÁN XÓI CỤC BỘ TRỤ CẦU

BUILDING FOR ALGORITHMS AND PROGRAMS OF LOCAL SCOUR CALCULATION AT BRIDGE PIERS

SV. NGUYỄN THẾ ANH, PHẠM TRỌNG HẢI, LÊ VĂN MINH
ThS. LÊ TÙNG ANH
Khoa Công trình, Trường ĐHHH Việt Nam

Tóm tắt

Trong tính toán ổn định công trình cầu vượt sông, kết quả dự đoán chiều sâu xói cục bộ trụ cầu là một yếu tố quan trọng. Trong bài báo này, các tác giả trình bày cơ sở lý thuyết lập bình đồ dòng chảy và phương pháp tính toán xói cục bộ trụ cầu, từ đó xây dựng thuật toán và chương trình tính toán.

Abstract

The predictable result of local scour depths at complex piers plays an important role in calculating stable bridges. In this paper, the authors present the theoretical basic of the flow field and the methodology for estimating local scour at bridge piers from which the algorithm and the calculation program are constructed.

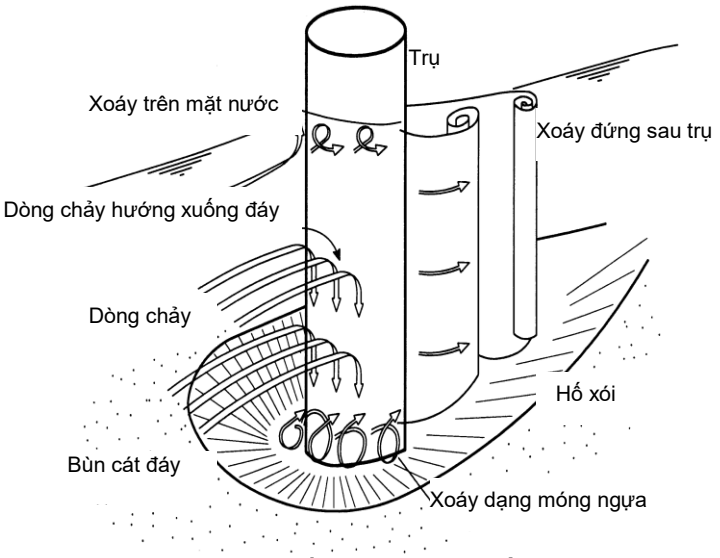
Keywords: local scour, complex piers, flow field.

1. Đặt vấn đề

Hầu hết các công trình cầu vượt sông thường yêu cầu độ an toàn, chính xác cao và chi phí đầu tư ban đầu rất lớn. Trong khi đó xói lở là một tiêu chuẩn rất quan trọng và cần thiết khi phân tích thiết kế công trình cầu vượt sông. Đối với các cầu lớn, trụ cầu có dạng phức tạp bao gồm thân trụ, bệ cọc và nhóm cọc. Xói cục bộ trụ cầu trong trường hợp này ngoài các yếu tố ảnh hưởng như

trụ đơn (hình 1) còn phụ thuộc nhiều yếu tố khác như hình dạng kích thước các bộ phận trụ, cao độ bệ cọc...

Hiện nay ở Việt Nam chưa có phần mềm tự động tính toán dự báo xói cục bộ trụ cầu, chủ yếu vẫn áp dụng một số phần mềm như Hec-ras, River 2D... để xác định sự phân bố vận tốc dòng chảy sau đó thay vào các công thức tính toán chiều sâu hố xói quanh trụ cầu. Chính vì vậy, việc xây dựng chương trình tính toán xói cục bộ trụ cầu là rất cần thiết và có ý nghĩa thực tiễn.



Hình 1. Sơ đồ dòng chảy và hố xói tại chân trụ

2. Cơ sở lý thuyết

2.1. Bình đồ dòng chảy

Để tăng hiệu quả cho việc tính toán dự báo xói cục bộ cho các trụ cầu vượt sông trước tiên phải nắm được sự phân bố vận tốc dòng chảy trên đoạn sông đó một cách chi tiết. Các phương pháp lập bình đồ dòng chảy Velikanov & Bernasky được trình bày cụ thể trong các tài liệu [3], [7].

2.2. Các công thức tính toán xói cục bộ trụ cầu

2.2.1. Công thức Melville & Coleman [4]

Theo Melville và Coleman (2000) thì chiều sâu xói cục bộ trụ cầu phức tạp là chiều sâu xói của một trụ cầu đơn có đường kính tương đương (đường kính này được xác định khi chưa xói) với các trường hợp bệ cọc ở các cao độ khác nhau (hình 2). Với bề rộng trụ cầu tương đương này, các tác giả kiến nghị sử dụng công thức trụ cầu đơn để tính chiều sâu hố xói cục bộ trụ cầu:

$$d_S = K_{yb}.K_I.K_D.K_S.K_\theta.K_t \quad (1)$$

Trong đó:

K_{yb} - Hệ số chiều sâu dòng chảy - kích thước trụ (phụ thuộc tỷ số *b/h*);

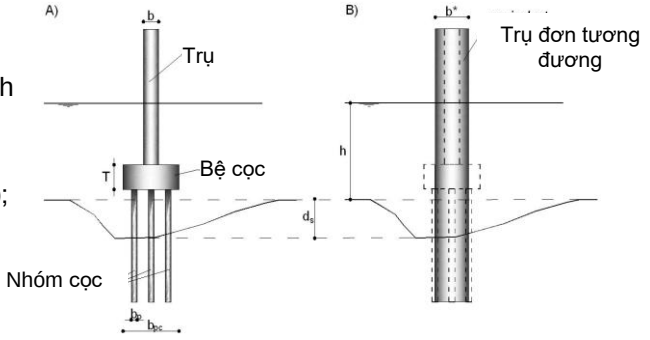
K_I - Hệ số cường độ dòng chảy (≤1,0);

K_D - Hệ số cỡ hạt (≤1,0);

K_S - Hệ số hình dạng trụ (≡K_1 [5]);

K_θ -Hệ số hướng dòng (≡K_2 [5]);

K_t - Hệ số thời gian;



Hình 2. Sơ đồ bề rộng trụ tương đương theo Melville & Coleman

2.2.2. Công thức Richardson & Davis [5]

Theo Richarson thì chiều sâu xói cục bộ trụ cầu là tổng chiều sâu xói do thân trụ, bệ cọc và nhóm cọc gây ra (hình 3). Đây chính là quan điểm coi ảnh hưởng của hố xói cục bộ là cộng tác dụng ảnh hưởng các thành phần của trụ cầu phức tạp:

$$y_S = y_{spier} + y_{spc} + y_{spg} \quad (2)$$

a. Xói do thân trụ y_{spier}

$$\frac{y_{spier}}{y_1} = 2.K_1.K_2.K_3.K_4.K_{hpier}\left(\frac{a_{pier}}{y_1}\right)^{0,65}\left(\frac{V_1}{\sqrt{gh_1}}\right)^{0,43} \quad (3)$$

Trong đó:

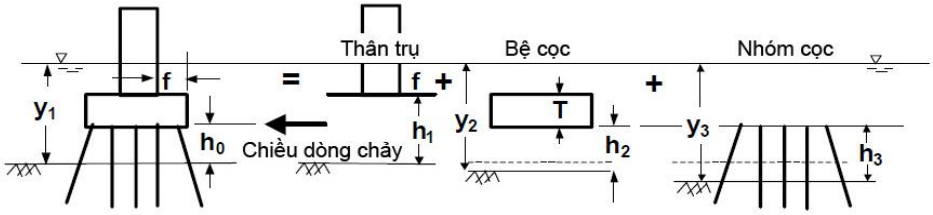
K_1 - Hệ số xét đến hình dạng đầu trụ (với trụ tròn đầu và nhóm trụ tròn $K_1 = 1,0$);

K_2 - Hệ số xét đến góc nghiêng của dòng chảy (khi $\alpha = 0$ thì $K_2 = 1,0$);

K_3 - Hệ số xét đến tình trạng đáy sông (tương đối bằng phẳng, có sóng cát nhỏ $K_3 = 1,1$);

K_4 - Hệ số điều chỉnh giảm bớt chiều sâu hố xói cục bộ đối với trường hợp đáy sông có bùn cát thô đường kính $D_{50\%} = 2mm$ làm thô hóa đáy hố xói (khi $D_{50\%} < 2mm$ thì $K_4 = 1,0$).

K_{hpier} - Hệ số dự đoán chiều sâu xói cục bộ do chiều cao thân trụ phía trên đáy và ảnh hưởng của độ nhô ra của bệ cọc so với mặt trước của thân trụ.



Hình 3. Sơ đồ dự đoán xói cục bộ trụ cầu theo Richardson & Davis

b. Xói do bệ cọc y_{spc}

$$\frac{y_{spc}}{y_2} = 2.K_1.K_2.K_3.K_4.K_w\left(\frac{a^*_{pc}}{y_2}\right)^{0,65}\left(\frac{V_2}{\sqrt{gy_2}}\right)^{0,43} \quad (4)$$

Trong đó:

$$a^*_{pc} = a_{pc}exp\left\{-2,705 + 0,51ln\left(\frac{T}{y_2}\right) - 2,783\left(\frac{h_2}{y_2}\right)^3 + \frac{1,751}{exp\left(h_2 / y_2\right)}\right\} \quad (5)$$

K_w - hệ số điều chỉnh do kích thước trụ lớn.

c. Xói do nhóm cọc y_{spg}

$$\frac{y_{spg}}{y_3} = 2.K_1.K_2.K_3.K_4.K_{hpg}\left(\frac{a^*_{pg}}{y_3}\right)^{0,65}\left(\frac{V_3}{\sqrt{gy_3}}\right)^{0,43} \quad (6)$$

Trong đó:

a^*_{pg} - Bề rộng tương đương của nhóm cọc: $a^*_{pg} = a_{proj}.K_{sp}.K_m$;

a_{proj} - Tổng bề rộng nhóm cọc được bó lại như trụ đặc (hình 6.8 & 6.9, trang 6-15 & 6-16);

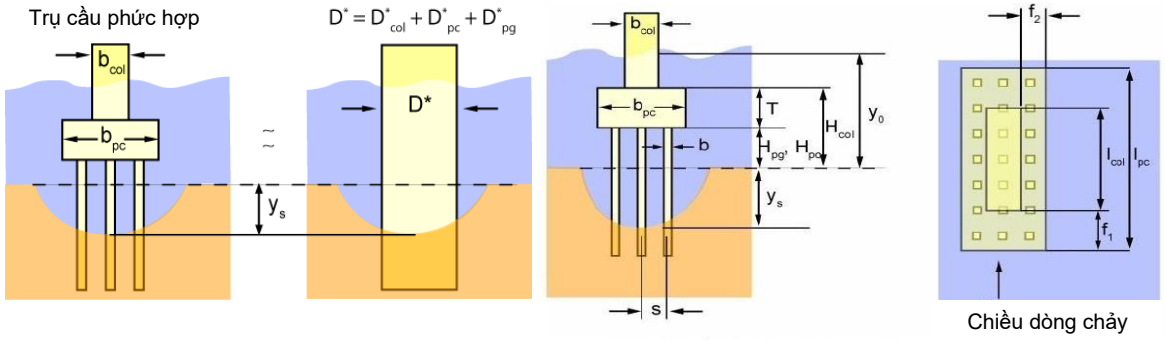
K_{sp} - Hệ số phản ánh khoảng cách các cọc, theo Sheppard (2001) (đồ thị 6.10, trang 6-17);

K_m - Hệ số hàng cọc ngang ($K_m = 1,0$ cho nhóm cọc nghiêng hay chéo nhau);

K_{hpg} - Hệ số xét đến chiều cao cọc, theo Sheppard (2001) (đồ thị 6.12, trang 6-18).

2.2.3. Công thức Sheppard [6]

Theo Sheppard và các cộng sự thì chiều sâu xói cục bộ của trụ cầu phức tạp cũng là chiều sâu xói của một trụ cầu đơn có đường kính tương đương (hình 4). Tuy nhiên đường kính đơn này được tính từ trên xuống: Đầu tiên tính đường kính tương đương của thân trụ và xói cục bộ tương ứng, tiếp đến lại tính đường kính tương đương của thân trụ và bệ cọc (nếu xói do thân trụ đến tới bệ cọc) và xói tương ứng; cuối cùng tính đường kính tương đương cho toàn bộ trụ cầu phức tạp (nếu xói do thân trụ và bệ cọc làm lộ bệ cọc trên đáy sông) và xói tương ứng.



Hình 4. Sơ đồ tính đường kính tương đương trụ cầu theo Sheppard

Đường kính tương đương của trụ cầu được tính theo công thức sau:

$$D^{*} = D^{*}_{col} + D^{*}_{pc} + D^{*}_{pg} \tag{7}$$

a. Đường kính tương đương thân trụ D^{*}_{col}

$$D^{*}_{col} = \begin{cases} K_S.K_\alpha.K_f.b_{col}\left[0{,}1162\left(\frac{H_{col}}{y_{0\,(max)}}\right)^2 - 0{,}3617\left(\frac{H_{col}}{y_{0\,(max)}}\right) + 0{,}2476\right] & khi\ 0 < \frac{H_{col}}{y_{0\,(max)}} \le 1 \\ 0 & khi\ \frac{H_{col}}{y_{0\,(max)}} > 1 \end{cases} \tag{8}$$

Trong đó:

K_S - Hệ số hình dạng thân trụ (K_S = *1,0* cho các trụ tròn đầu và nhóm trụ tròn);

K_α - Hệ số hướng dòng chảy (công thức 4.3, trang 4-19; khi *α = 0* thì K_α = *1,0*);

K_f - Hệ số xét đến sự mở rộng bệ cọc so với thân trụ (công thức 4.8, trang 4-21);

$y_{0\,(max)}$ - Độ sâu giới hạn.

b. Đường kính tương đương bệ cọc D^{*}_{pc}

Đường kính tương đương bệ cọc cần được tính khi bệ cọc lộ ra trong dòng chảy (có thể lộ trước xói hoặc bị lộ do xói bởi thân trụ gây ra):

$$D^{*}_{pc} = K_S.K_\alpha.b_{pc}.\exp\left[-1{,}04\ -1{,}77\exp\left(\frac{H_{pc}}{y_{0(max)}}\right) + 1{,}695\left(\frac{T}{y_{0(max)}}\right)^{\frac{1}{2}}\right] \tag{9}$$

Trong đó:

K_S - Hệ số hình dạng bệ cọc (công thức 4.10, trang 4-22);

K_α - Hệ số hướng dòng chảy (công thức 4.11, trang 4-22).

c. Đường kính tương đương nhóm cọc D^*_{pg}

Đường kính tương đương nhóm cọc cần được tính khi nhóm cọc lộ ra trong dòng chảy (có thể lộ trước xói hoặc bị lộ do xói bởi thân trụ cùng bệ cọc gây ra):

$$D^*_{pg} = K_S.K_{sp}.K_m.K_h.W_p \quad (10)$$

Trong đó:

K_S - Hệ số xét đến hình dạng cọc (công thức 4.20, trang 4-24);

K_{sp} - Hệ số xét đến khoảng cách giữa các cọc (công thức 4.21, trang 4-25);

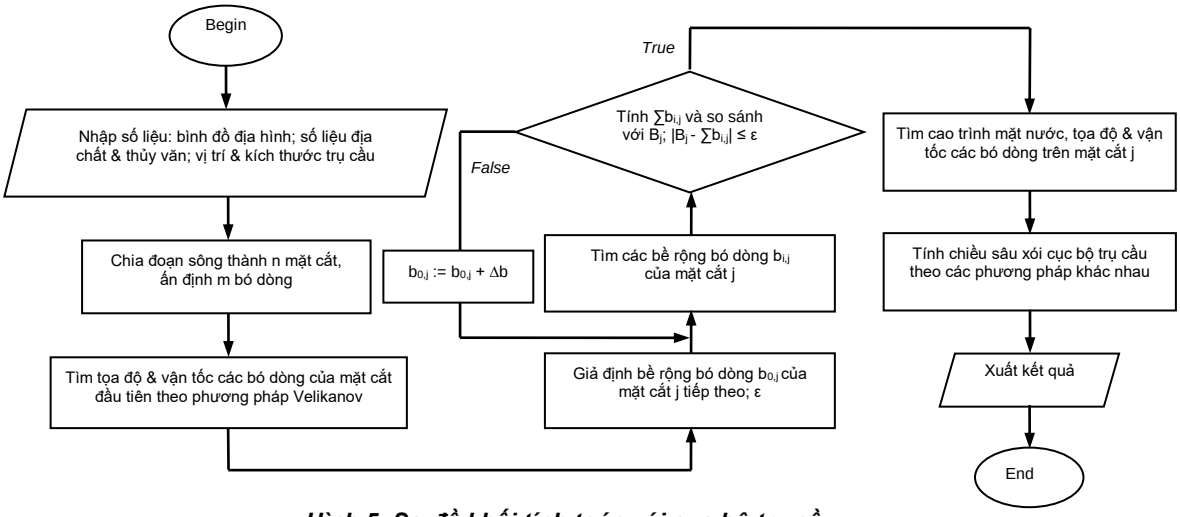
K_m - Hệ số xét đến hàng cọc (công thức 4.22, trang 4-26);

K_h - Hệ số xét đến chiều cao nhóm cọc (công thức 4.24, trang 4-26);

W_p - Bề rộng nhóm cọc bó đặc (hình 4.8, trang 4-25).

3. Tính toán thực tế

Dựa trên cơ sở lý thuyết đã trình bày, các tác giả tiến hành xây dựng sơ đồ khối (hình 5) và chương trình tính toán xói cục bộ trụ cầu **Loscbridge** bằng phần mềm Mathcad [7].



Hình 5. Sơ đồ khối tính toán xói cục bộ trụ cầu

Sử dụng chương trình tính toán đã thiết lập để kiểm tra cho một số công trình cầu ở Hải Phòng như cầu Rào II, cầu Bính, cầu Kiền [7]. Kết quả tính toán được thể hiện trong bảng 1.

Bảng 1. Kết quả tính toán xói cục bộ trụ cầu (đơn vị: m)

STT	Công thức	Cầu Rào II	Cầu Bính		Cầu Kiền	
			Trụ phải	Trụ trái	Trụ phải	Trụ trái
1	Richardson & Davis	2,100	5,045	6,004	4,586	4,583
2	Melville & Coleman	1,748	4,664	5,230	4,318	4,351
3	Sheppard	2,495	6,070	6,653	4,911	4,890
4	Số liệu thực đo	2,230	5,120	5,950	4,720	4,670

Từ bảng so sánh ở trên ta thấy tính toán xói cục bộ trụ cầu theo công thức Sheppard cho kết quả lớn nhất, công thức Melville & Coleman cho kết quả nhỏ nhất; còn theo công thức Richardson & Davis có kết quả trung gian và khá sát với số liệu thực đo [8].

4. Kết luận

Mục đích của bài báo này là trình bày kết quả của đề tài nghiên cứu xây dựng thuật toán và chương trình tính toán xói cục bộ trụ cầu. Chương trình tính toán **Loscbridge** thống nhất và thuận tiện cho việc dự báo xói cục bộ trụ cầu và có thể áp dụng cho công trình cầu vượt sông bất kỳ. Ngoài ra, với điều kiện địa chất bùn cát đáy trên các sông khu vực Hải Phòng là tương đối giống nhau (sông Lạch Tray có $d_{50\%}= 0{,}0086.10^{-3}m$ và sông Cấm có $d_{50\%}=0{,}009.10^{-3}m$ [7]), kiến nghị sử dụng công thức Richardson & Davis để tính toán dự báo chiều sâu xói cục bộ trụ cầu cho các công trình cầu vượt sông được xây dựng trong tương lai ở Hải Phòng.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

[1] Trần Đình Nghiên, *Xói lở ở công trình cầu*, NXB Xây dựng, Hà Nội, 2011.
[2] Trần Đình Nghiên, *Thiết kế thủy lực cho dự án cầu đường*, NXB Giao thông Vận tải, Hà Nội, 2003.
[3] Đào Văn Tuấn, Bài giảng *Động lực học sông biển*, Đại học Hàng hải Việt Nam, Hải Phòng, 2010.
[4] Coleman, S.E., *Clearwater local scour at complex piers*, Journal of Hydraulic Engineering, April 2005.
[5] Richarson, E.V. & Davis, S.R., *Evaluating scour at bridges - Fourth Edition*, U.S. Department of Transportation - FHWA (HEC18), May 2001.
[6] Sheppard, D.M. & Renna, R., *Bridge scour manual*, Florida Department of Transportation, May 2005.
[7] Nguyễn Thế Anh, Phạm Trọng Hải, Lê Văn Minh, Đề tài NCKHSV *Nghiên cứu xây dựng chương trình tự động tính toán xói cục bộ trụ cầu*, Đại học Hàng hải Việt Nam, 2014.
[8] Các Đoạn quản lý đường sông khu vực Hải Phòng, *Số liệu khảo sát*.

THỂ LỆ VIẾT BÀI GỬI ĐĂNG
TẠP CHÍ KHOA HỌC CÔNG NGHỆ HÀNG HẢI

1. Tạp chí "Khoa học Công nghệ Hàng hải" đăng các thông tin, phổ biến các định hướng nghiên cứu khoa học và đào tạo của Trường Đại học Hàng hải Việt Nam, công bố và phổ biến kết quả các công trình nghiên cứu khoa học và chuyển giao công nghệ thuộc các chuyên ngành đào tạo của Trường, phục vụ các lĩnh vực thuộc ngành Hàng hải mà các thông tin này chưa đăng trên bất kỳ một ấn phẩm nào.

2. Quy định về hình thức trình bày một bài báo gửi đăng trên Tạp chí:

Bài gửi đăng trên Tạp chí phải đánh máy vi tính theo font Unicode (Arial), cỡ chữ 10, in 1 bản gốc dài không quá 4 trang (khổ giấy A_4 21 x 29,7cm; Lề trái: 3cm; Lề phải: 2,5cm; Trên: 2,7cm; Dưới: 3,3cm) kèm 1 file bài viết hoặc gửi qua Email.

+ Tên bài báo viết bằng tiếng Việt và tiếng Anh (Arial in hoa, đậm cỡ chữ 12);

+ Họ và tên tác giả (Arial in hoa, đậm cỡ chữ 10);

+ Tên đơn vị (Arial thường, đậm, nghiêng cỡ chữ 10);

+ Tóm tắt nội dung bài báo bằng tiếng Việt và tiếng Anh khoảng 100 đến 200 từ phải nêu được nội dung chính, đóng góp mới của công trình (Arial thường, nghiêng cỡ chữ 10);

+ Nội dung bài báo cần có hành văn rõ ràng, súc tích, cách dùng thuật ngữ khoa học và đơn vị đo lường hợp pháp do Nhà nước ban hành hoặc đã dùng thống nhất trong chuyên môn hẹp và cần phải được phân rõ phần, mục, tiểu mục có đánh số thứ tự;

+ Công thức được viết theo Equation Editor, viết rõ theo kí hiệu thông dụng và đánh số thứ tự công thức về phía bên phải. Hình và ảnh minh họa là hình đen trắng, rõ nét và cần được chú thích đầy đủ (font in thường, đậm, nghiêng cỡ chữ 9);

+ Danh mục tài liệu tham khảo được đặt ngay sau phần kết luận của bài báo được ghi theo trình tự: thứ tự tài liệu trong [ ]; Với tài liệu tham khảo là sách thì tên tác giả chữ thường, tên sách chữ nghiêng, nhà xuất bản, năm xuất bản; Với tài liệu tham khảo là Tạp chí thì tên tác giả chữ thường, tên bài chữ nghiêng, tên tạp chí, số tạp chí, năm xuất bản.

+ Bản thảo trên file không đánh số trang.

3. Bài gửi đăng cần được viết cẩn thận, đúng văn phạm (đặc biệt là tiếng Anh), đánh máy rõ ràng và có ý kiến cho phép công bố của đơn vị chủ quản trực tiếp. Bài sẽ được ít nhất một Ủy viên trong Ban Biên tập Tạp chí đọc, góp ý sửa chữa và cho ý kiến có thể công bố trên Tạp chí "Khoa học Công nghệ Hàng hải".

4. Tạp chí "Khoa học Công nghệ Hàng hải" chỉ đăng các bài đáp ứng các yêu cầu trên. Bài không đăng không trả lại bản thảo cho người gửi.

5. Tác giả có bài được đăng trên Tạp chí "Khoa học Công nghệ Hàng hải" được biếu 01 cuốn Tạp chí đăng bài đó và được hưởng mọi quyền lợi theo qui định.

Thư góp ý kiến và bài gửi đăng xin gửi theo địa chỉ:

Tòa soạn Tạp chí "Khoa học Công nghệ Hàng hải"

Phòng KHCN – Trường Đại học Hàng hải VN, 484 Lạch Tray – Ngô Quyền – Hải Phòng

Tel: 031.3829111; Email: tckhcnhh@gmail.com

Ghi chú: ***Theo Thông báo số 28/HĐCDGSNN, ký ngày 7/6/2006 của Hội đồng Chức danh Giáo sư Nhà nước có quy định những bài báo đăng trên Tạp chí "Khoa học Công nghệ Hàng hải" của Trường Đại học Hàng hải Việt Nam, được tính từ 0 đến 0,75 điểm công trình khoa học quy đổi khi xét công nhận các chức danh GS, PGS.***

In 300 cuốn tại Xưởng In Nhà xuất bản Hàng hải, Trường Đại học Hàng hải Việt Nam
In xong và nộp lưu chiểu tháng 11 năm 2014