

THE TORSIONAL VIBRATION CHARACTERISTICS OF 2 – STROKE LOWW SPEED MARINE DIESEL ENGINE WITH FEWER CYLINDERS DURING BARRED RANGE QUICK PASSING APPLIED THE DYNAMIC LIMITER FUNCTION

PhD.Vuong Quang Dao¹, Ass,Prof, PhD Nguyen Dai An²

¹ Mokpo National Maritime University; ² Vietnam Maritime University

Abstract

Nowadays, on purpose to improve the performance of marine propulsion systems, 2-stroke low speed diesel engines with fewer cylinders (5-7 cylinders) and lower maximum rate of revolution are developed such as MAN Energy Solutions G- type (green) and Winterthur & Gas Diesel (WinGD) X - type models. Not only providing better propulsion performance but also having low costs of repair and maintenance, the fewer cylinders diesel engines are now widely preferred and used. Lower rating but maintaining high corresponding power, the compromise for such things is higher torsional vibration in concern with fatigue strength of shafting system.

This paper investigates the transient torsional vibration concerning with fatigue lifetime of shafting system of compact engine during quick passing of the barred speed range. According to the tendency of the shaft design, time required to pass the BSR becomes longer and the shaft breakage is often caused by the accumulated fatigue stress. The dynamic limiter function developed by MAN Energy and Solution was applied to reduce the barred speed range passage time. A series of experiments were carried out during actual sea trial to confirm the effect of the dynamic limiter function on torsional vibration characteristic of barred speed range passage. In addition, the accumulated fractional fatigue damage for each passage is calculated in concern with the fatigue lifetime of the marine propulsion system.

Key words: torsional vibration, fewer cylinders, dynamic limiter function, barred speed range, fatigue strength.

1. Introduction

Most of propulsion systems have a barred speed range. This range is often placed at the middle of the DEAD SLOW (or SLOW) and HALF FULL setting speed. The current technology trend for the diesel engine designs is low fuel consumption with the introduction of the EEDI [1]. The impact on the EEDI of these designs has been positive, but on the other hand the power available for acceleration of the vessel may have been reduced as well. It results some ships being too slow to pass the barred speed range (BSR). A too slow passing the BSR can make negative consequences for ship maneuvering and furthermore it makes the shaft lifetime reduced. Developed by MAN Energy Solutions, the dynamic limiter function (DLF) helps to improve the acceleration of engine and ship speed and maintain the speed in heavy weather condition.

In the actual maneuvering situations, especially maneuvering in port or at sea in adverse conditions, the engineer does not have enough time for ship accelerating. The DLF helps engine generate more power to pass the BSR quickly even at low or zero ship speed. The following parameters influence the ability to pass the barred speed range quickly:

- the position of the BSR in the relation to engine specified maximum continuous rating
- the propeller light running margin
- the degree of heavy running of the propeller in the bollard pull condition
- the dynamic torque capability of the engine

2. The dynamic limiter function

A design value has been established to estimate the ability to pass the BSR sufficiently quick at low or zero speed. This value evaluates the combined effect of the first three parameters mentioned above. It has been named the BSR power margin. By using BSR power margin, it is possible to design a vessel for quick passage of the BSR. The BSR power margin is defined as:

$$BSR_{PM} = \frac{P_L - P_P}{P_P} \cdot 100\% \quad (1)$$

where:

BSR_{PM} = BSR power margin

P_P = engine power at BSR in the bollard pull condition
 $(P_L - P_P)$ = available power surplus for propeller acceleration

The BSR passing time depends on the BSR power margin. This time is short at high value of the BSR power margin but in case that the BSR power margin is smaller than 10%, the passing time increases quickly. Therefore, it is necessary to apply a large BSR power margin in the ship design in order to improve the BSR passing performance.

The trend of present and future for marine industry is reduction in fuel oil consumption [2]. Many new designs had been applied on the diesel engine. The top dead center is made smaller while the compression and firing pressure is maintained by closing the exhaust valve later than usual. By applying this technology, the engine has lower maximum power output but higher efficiency. In this case, the delayed exhaust valve closing means that the air amount contained in the cylinder is lower than usual. With the reduction of air amount, it is necessary to reduce the corresponding amount of fuel injection resulting lower generated torque. Smaller power but keeping the propeller as usual, this design makes the passage of BSR slower.

The smaller top dead center is achieved by adjusting the shims under the piston. It is not simple to modify this physical change. Engine torque capability depends on the amount of fuel injected into the cylinders and the amount of air trapped in the cylinder when the exhaust valve is closed. Fortunately, the exhaust valve timing can be fully electronically controlled with ME-C engine. In some special case as during accelerating, it is possible to close the exhaust valve earlier to generate more power. On electronically controlled engines, the amount of air trapped in the cylinder will be fully independent of the scavenge air pressure. This is because a high scavenge air pressure layout will be compensated by late closing of the exhaust valve, and a low scavenge air pressure layout will be compensated by early closing of the exhaust. It is possible to combine with earlier opening the exhaust valve to increase the energy of gases flow supplied to turbocharger then build up the scavenge air pressure faster. By this way the acceleration process is improved and there is no black smoke generated from engine. This new engine control functionally named the dynamic limiter function [3]. All changes are achieved by electronic remote control; it is not necessary to change any hardware on the engine.

3. Experiments and discussion

3.1 Experiments

In order to confirm the effect of DLF technology, a series of experiments were carried out on MAN B&W 6G70ME-C9.5 diesel main engine of 160.000 DWT oil carrier. The measurement procedure aims to observe the acceleration performance with and without DLF setting.

The tests were carried out following this procedure for each condition setting:

- Step 1: Make dead vessel, ship speed equals 0 knot.
- Step 2: Start main engine, operate at DEAD SLOW AHEAD setting for 30 seconds before Step 3.
- Step 3: Set FULL AHEAD.
- Step 4: At FULL AHEAD engine speed, wait until ship reaches a certain speed.
- Step 5: Set DEAD SLOW.

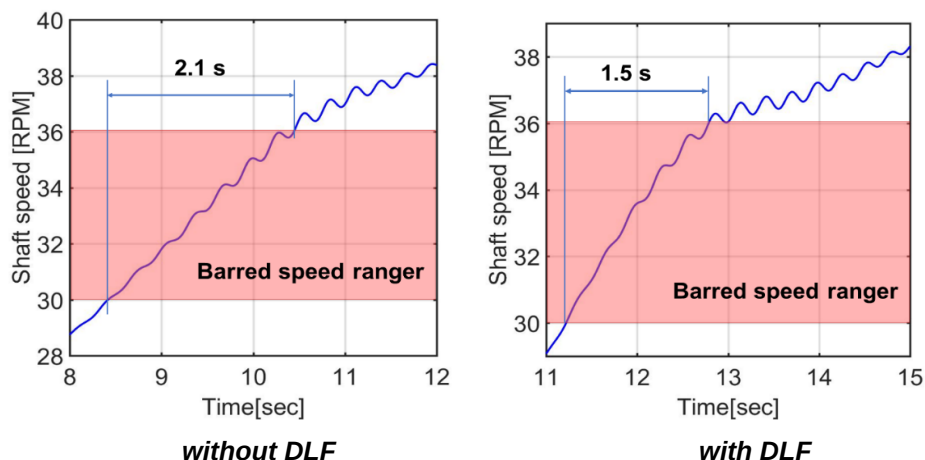


Figure 1. BSR quick passage of main engine in 160.000 DWT oil carrier with DLF full setting

The time for BSR passages during acceleration were expressed in *Figure 1*. The time for BSR passage with DLF full setting is reduced about 28.6% in the comparison with no DLF setting. The time spent at speed near the resonance frequency is therefore also reduced. The DLF makes the positive influences to improve the BSR passage time. The improvement of BSR passage is achieved by increasing torque and power output from the main engine during acceleration. DLF can utilize the full flexibility of the ME-C engine. With higher torque generated, it may or may not increase the torsional vibration stress (TVS) level.

Figure 2 describes the measured torsional stress vibration on the intermediate shaft without and with DLF. During accelerating without DLF, the mean torque (engine power) in red color increases slowly while the vibration levels are higher. The maximum amplitude of TVS is up to 70 N/mm² while the peak of torsional stress reaches near to 100 N/mm². In case of operation with DLF the TVS amplitudes are smaller than 60 N/mm² in both two levels of DLF. Focus on the mean torque lines, the acceleration with DLF has lower vibration but the generated power increases more quickly than without DLF, the BSR passages are significantly improved.

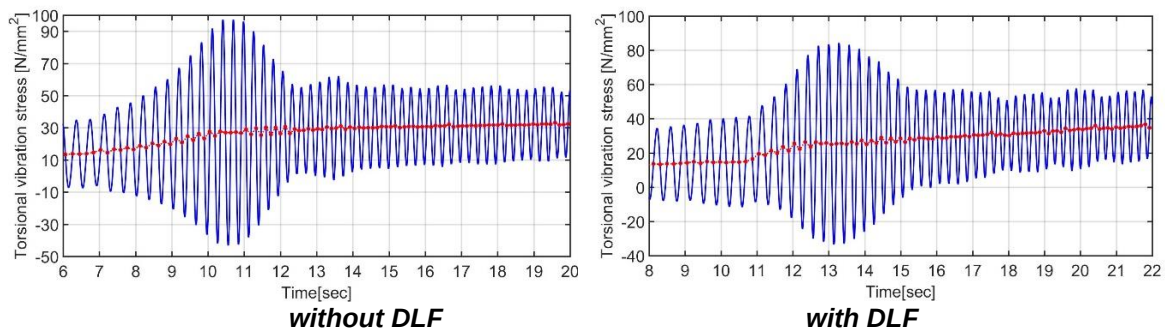


Figure 2. Torsional stress vibration at intermediate shaft during BSR quick passage

Every machine part will be broken due to fatigue after a number of loading cycles [4]. The fractional fatigue damage is proportional to the TVS amplitudes. *Table 1* shows the fractional damage of intermediate shaft during BSR acceleration in concern with torsional fatigue strength. The intermediate shaft will be broken due to fatigue when its accumulated fractional damage reaches a value of 1. According to measurement results, using DLF enhances the fatigue strength by 15 times and prolongs shaft operation life-time respectively.

Table 1. The fractional damage calculation result

Name of test	Fractional damage ($\times 10^{-5}$)
BSR passage without DLF	0.6
BSR passage with DLF full	0.04

3.2 Discussion

Why the generated torques is higher but the TVS is smaller? The answer is that it is the benefit achieved from reduced time when passing BSR. By applying DLF, the time spent with the shaft speeds in or near the resonance frequency is reduced. It does not have enough time to build up the heavier vibration during BSR quick passage. On the other hand, faster acceleration makes heavier load for propeller. It results the propeller damping is increased. Another reason for this phenomenon is that the gases harmonic is changed by applying DLF, it makes the TVS resonance being different.

The development of the dynamic limiter function based on new dynamics simulation environment. Applying DLF can improve the BSR passage performance. Furthermore, the DLF can increase the power then help the engine generate more torque in up to 30 minutes, but it does not increase the torque that the engine can continuously deliver. Basically, the DLF consists of the new limiters and adaptive engine tuning [5]. The old and new limiters for the governor index during accelerating to the ordered speed are illustrated in *Figure 3*. The new technology helps the acceleration faster by applying higher limiters. The main engine can generate more power to improve the acceleration performance. The DLF requires engine to be preheated. When the DLF has been active for 30 minutes, it will gradually roll back to the normal fuel index limiters. To active DLF again it may take several hours waiting for cooling.

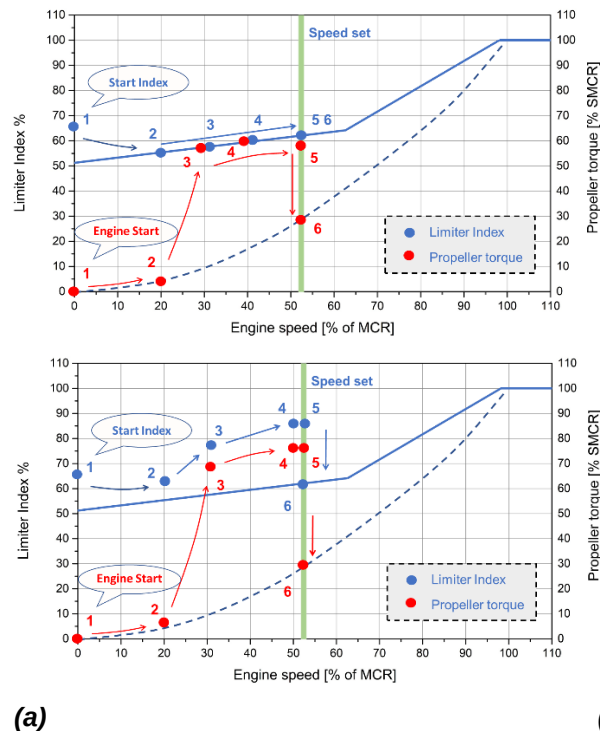


Figure 3. The comparison between old (a) and new limiters (b) for the governor index

The new limiters setting is recommended to pass the BSR easier and quickly as shown in Figure 4. The operating procedure is divided into 3 steps:

- Step 1: Engine starts (points 1, 2), speeds up to right below BSR (point 3); wait until vessel moving reaches a certain speed corresponding to the engine speed (point 4).
- Step 2: Set engine speed right above BSR (point 5); wait until engine speed reaches setting speed (point 6).
- Step 3: Set desired speed (point 7).

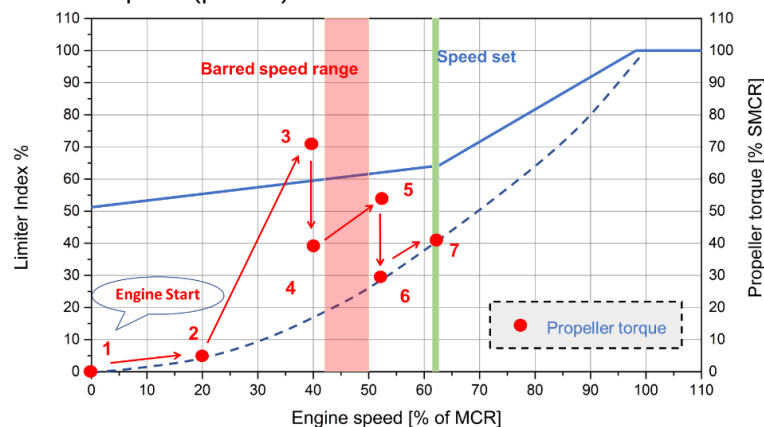


Figure 4. The new limiters for BSR quick passage

4. Conclusion

Marine propulsion shafting systems with fewer cylinders diesel engine having lower maximum rate of revolution has high propulsion efficiency. Having low costs of repair and maintenance, the compromise for such things is higher torsional vibration in concern with fatigue strength of shafting system. Developed by MAN Energy Solutions, the DLF supports to increase the acceleration ability of engine and ship speed. Through a series of experiments during the official sea trial and comprehensive review, the results can be summarized as follows:

1. The DLF helps the BSR be passed through rapidly to prevent the TVS from reaching full stress level, maintain the speed in heavy weather condition. By applying DLF, the main engine can generate more power, then the BSR passing time is shorter by 28.6 %.

2. The fractional damages due to TVS were calculated for each experiment concerning fatigue life-time of propulsion system. The DLF enhances the fatigue strength by 15 times during BSR quick passing. More power generated but smaller TVS, the BSR passage performance is improved.
3. The higher limiters and adaptive engine tuning are consisted in the DLF. The new limiters setting and the procedure for acceleration operation are recommended to pass the BSR easier and quickly.

REFERENCE

- [1] International Maritime Organization (IMO), Energy Efficiency Measures, [Online]
Available at: <http://www.imo.org/en/OurWork/Environment/PollutionPrevention/AirPollution/Pages/Technical-and-Operational-Measures.aspx>
- [2] Lloyd's Register Marine (LR), Global Marine Fuel Trends 2030, 2014.
- [3] Kim Réne Hansen(2016), *New Engine Control Technology for Improved Ship Acceleration*,
- [4] DNV GL, *Calculation of shafts in marine applications*, © DNV GL AS, December 2015.
- [5] MAN Diesel & Turbo, Dynamic Limiter Function (DLF) Process Development, 2013.

PHÂN TÍCH THỐNG KÊ CÁC THÔNG SỐ CHÍNH CỦA TÀU AHTS DỰA TRÊN DỮ LIỆU ĐĂNG KÝ TÀU PHÙ HỢP VỚI ĐIỀU KIỆN HOẠT ĐỘNG TẠI VIỆT NAM

STATISTICALLY ANALYZE THE PRINCIPAL PARAMETERS OF AHTS BASED ON VESSEL REGISTRATION DATA SUITABLE TO OPERATING CONDITIONS IN VIETNAM

ThS. Nguyễn Anh Việt

Khoa Máy tàu biển, Trường Đại học Hàng hải Việt Nam

Email liên hệ: vietna.mtb@gmail.com

Tóm tắt

Bài báo đưa ra phân tích thống kê và xác định các công thức hồi quy cho các thông số chính của tàu AHTS (Anchor Handling Tug Supply) dựa trên dữ liệu đăng ký tàu, phù hợp với điều kiện hoạt động tại Việt nam. Trước tiên, bài báo giới thiệu tổng quan về tàu AHTS và mục tiêu nghiên cứu. Tiếp theo để phục vụ cho việc phân tích, bài báo đưa ra nguồn tham chiếu và thống kê dữ liệu. Trên cơ sở phân tích các dữ liệu thống kê các thông số chính, xây dựng được các công thức hồi quy tuyến tính mô tả mối quan hệ giữa chúng với các yếu tố đặc trưng của tàu AHTS. Kết quả thu được với độ chính xác khá cao được biểu thị thông qua hệ số hồi quy, có thể sử dụng để xác định sơ bộ các thông số kích thước, công suất của động cơ chính cho thiết kế tàu AHTS phục vụ tại Việt Nam.

Từ khóa: tàu AHTS, thông số tàu.

Abstract

The paper presents the method of statistical analysis and determination of regression formulas for principal parameters of AHTS (Anchor Handling Tug Supply) based on ship registration data, suitable to operating conditions in Vietnam. At first, the author gives an overview of AHTS vessels and the research objectives. After that, the author shows reference sources and statistical data. Based on the analysis of statistical data on the principal parameters, linear regression formulas was developed to describe the relationship between them and the specific parameters of AHTS vessels. The results obtained with high exact values of regression coefficient, which can be used to preliminarily determine the dimensions and power of the main engine for designing AHTS ships in Vietnam.

Keywords: AHTS vessels, principal parameters.

1. Đặt vấn đề

Tàu AHTS (Anchor Handling Tug Supply Vessel), sau đây được gọi tắt là AHTS, là loại tàu công trình đặc biệt, được phát triển thiết kế từ nhóm tàu kéo kết hợp với nhóm tàu phục vụ công trình ngoài khơi OSVs (Offshore Support Vessels). AHTS được thiết kế và chế tạo với các chức năng rất chuyên dụng, hoạt động ngoài khơi, chủ yếu cung cấp các dịch vụ chung cho các giàn khoan dầu. Tuy nhiên, với tính năng linh hoạt, AHTS còn có thể cung cấp các dịch vụ hỗ trợ cho các phương tiện hoặc các công trình khác trên biển.

Nhiệm vụ chính của AHTS là kéo giàn khoan và định vị chân đế, xử lý neo và dây neo giàn khoan với độ chính xác cao. Phần lớn AHTS được trang bị hệ thống định vị động DP (Dynamic Positioning) giúp tiếp cận chính xác các đối tượng và duy trì trạng thái lâu dài ở một vị trí. AHTS có một hệ thống thiết bị nâng hạ và tời kéo nhằm đưa các khối neo xuống đáy biển giữ cho các giàn khoan ổn định. AHTS còn được sử dụng như là một công cụ hiệu quả để ngăn ngừa các giàn khoan dầu bị lật, các loại rủi ro xảy ra ngoài khơi và cứu hộ, cứu nạn cho các phương tiện, công trình khác trên biển. AHTS hỗ trợ xử lý ngay lập tức khả năng neo, kéo hoặc tác động xung lực kéo cho các tàu gặp nạn hoặc bị mắc kẹt.

Ngoài nhiệm vụ chính, nhiều AHTS còn được trang bị thêm các sàn đặc biệt, các cần cẩu hạng nặng để xử lý các công trình có khối lượng lớn, các sàn chở hàng phẳng, sân đáp trực thăng, các tổ bơm chữa cháy với sản lượng lớn, các rô-bốt lặn, các khoang và thùng chở hàng,... để làm các nhiệm vụ bổ sung khác. Các nhiệm vụ đó có thể là: vận chuyển cấu kiện hoặc hàng nặng; vận chuyển thiết bị chuyên dụng cho giàn khoan; vận chuyển và cung cấp vật liệu rắn (xi-măng, bùn đặc biệt,...), chất lỏng, chất khí, hóa chất (nhiên liệu, nước ngọt, liquid mud, base oil, brine, saraline, methanol,...); thu hồi nước thải, dầu thải, dầu tràn cho giàn khoan; chữa cháy,...

Có thể nói rằng, AHTS là sự kết hợp của rất nhiều chức năng trong một thân tàu. AHTS là một trong những sáng tạo của thế giới về công nghệ biển, không chỉ giúp phát triển công nghệ khai thác biển mà còn giúp ngăn ngừa các rủi ro lớn trên biển.

Việt Nam là quốc gia có các vùng biển, thềm lục địa rộng lớn và cũng là nơi có triển vọng dầu khí lớn. Hoạt động tìm kiếm, thăm dò dầu khí ở Việt Nam đã được bắt đầu triển khai ở miền vịnh Hà Nội và vùng trũng An Châu từ những năm 1960. Ở thềm lục địa phía Nam, công việc này được tiến hành từ những năm 1970. Đến nay, công tác tìm kiếm thăm dò đã xác định được trữ lượng dầu khí của Việt Nam có thể thu hồi và cơ bản đánh giá tiềm năng dầu khí của Việt Nam đủ khả năng cân đối bền vững cho hoạt động khai thác dầu khí, đảm bảo an ninh năng lượng của đất nước trong tương lai. Từ năm 1992, dịch vụ dầu khí đã được nhìn nhận có vai trò quan trọng trong toàn bộ hoạt động của ngành công nghiệp dầu khí Việt Nam với mục tiêu làm chủ thị trường trong nước và vươn ra thị trường quốc tế. Rõ ràng với những vấn đề nêu trên, nhu cầu về đội tàu AHTS đối với ngành công nghiệp dầu khí Việt Nam là rất lớn.

Mục tiêu của nghiên cứu này là thống kê các thông số chính của AHTS, dựa trên dữ liệu đăng ký tàu, phù hợp với điều kiện hoạt động của ngành công nghiệp dầu khí Việt Nam. Từ đó, phân tích và đưa ra các chỉ số, các công thức hồi quy mô tả sự liên quan giữa các dữ liệu; phục vụ cho việc lựa chọn sơ bộ các tham số chính trong thiết kế AHTS.

2. Thông số chính của các AHTS hoạt động tại Việt Nam

Thống kê 45 AHTS thuộc sở hữu của các công ty dịch vụ dầu khí Việt nam, đăng ký với cơ quan Đăng kiểm Việt Nam (VR – Vietnam Register) và Đăng kiểm Mỹ (ABS – American Bureau of Shipping), được đóng mới từ năm 2001 trở lại đây, có giới hạn các thông số cho trong Bảng 1.

Bảng 1: Giới hạn các thông số của AHTS thuộc sở hữu của Việt Nam

Giới hạn	Lực kéo lớn nhất BP (tons)	Trọng tải tàu DWT (tons)	Chiều dài tàu lớn nhất LOA (m)	Chiều dài tàu L (m)	Chiều rộng tàu B (m)	Chiều chìm tàu d (m)	Tốc độ tàu lớn nhất V_{max} (kn)	Tổng công suất động cơ chính P_m (kW)
Min	50	1200	56,00	48,80	13,50	4,20	13,5	3132
Max	200	3190	76,00	68,15	18,50	7,00	16,5	12000
Average	92	1280	63,40	56,70	15,5	5,25	14,2	—

3. Nguồn tham chiếu và dữ liệu

3.1. Nguồn tham chiếu

Để đảm bảo tính xác thực của dữ liệu, nghiên cứu này chỉ tập trung vào các đối tượng AHTS được đăng ký chính thức với các cơ quan đăng kiểm, đó là: ABS (American Bureau of Shipping), BV (Bureau Veritas), DNV-GL (Det Norske Veritas), CCS (China Classification Society), LRS (Lloyd's Register of Shipping), IRS (Indian Register of Shipping), RINA (Registro Italiano Navale), RS (Russian Maritime Register of Shipping), VR (Vietnam Register) và một số cơ quan đăng kiểm khác.

Để đảm bảo phản ánh đúng xu hướng phát triển của AHTS trong hoạt động của ngành công nghiệp dầu khí trên thế giới nói chung và Việt Nam nói riêng, các AHTS được lựa chọn tham chiếu đều được đóng mới từ năm 2008 trở lại đây.

Với 654 AHTS được chọn tham chiếu, số lượng và tỷ lệ tàu tham chiếu có nguồn gốc quản lý từ các cơ quan đăng kiểm được biểu thị trong Hình 1.

3.2. Giới hạn các thông số của tàu tham chiếu

Các thông số chính của 654 AHTS được chọn tham chiếu có giới hạn phù hợp với điều kiện khai thác dầu khí tại Việt Nam được liệt kê trong Bảng 2.

Bảng 2: Giới hạn các thông số của AHTS được chọn tham chiếu

Giới hạn	Lực kéo lớn nhất BP (tons)	Trọng tải tàu DWT (tons)	Chiều dài tàu lớn nhất LOA (m)	Chiều dài tàu L (m)	Chiều rộng tàu B (m)	Chiều chìm tàu d (m)	Tốc độ tàu lớn nhất V_{max} (kn)	Tổng công suất động cơ chính P_m (kW)
Min	70	839	50,00	44,40	13,50	3,80	12,5	3600
Max	200	4642	88,40	84,58	18,50	7,75	18,0	16000
Average	112	2157	67,50	60,30	15,5	5,66	14,7	—

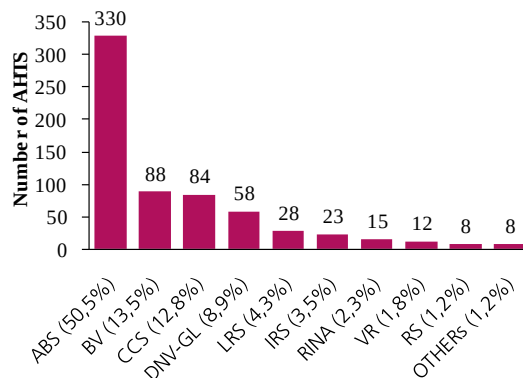
4. Phân tích thống kê dữ liệu thân tàu

4.1. Chiều dài tàu

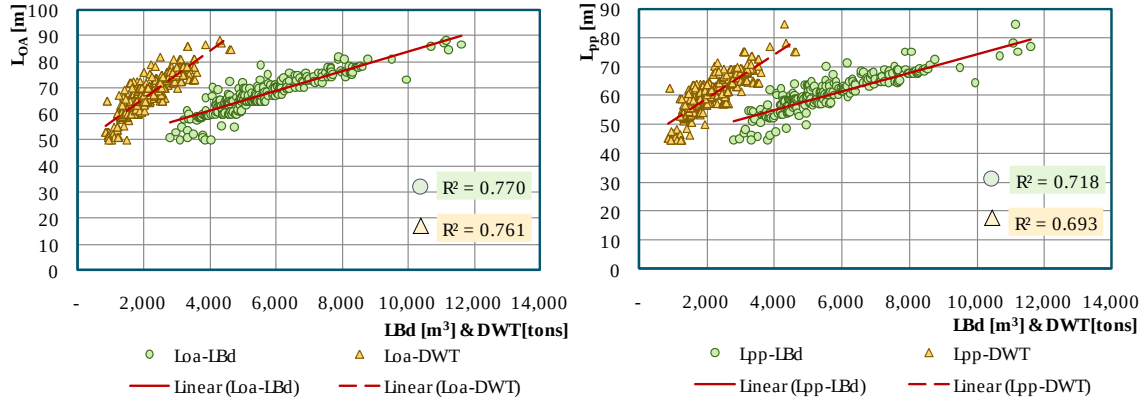
Đây là một thông số liên quan trực tiếp đến lượng chiếm nước và tốc độ tàu. Nó có ảnh hưởng đáng kể đến trọng lượng của kết cấu thân tàu, cấu trúc thượng tầng và trang thiết bị trên boong. Ngoài ra, nó còn ảnh hưởng lớn đến cả khả năng chống chìm và tính năng hành hải của tàu (chuyển động, tăng tốc, tải trọng động, tăng sức cản và giảm tốc độ hành hải).

Lý thuyết thiết kế tàu chỉ ra rằng, chiều dài tàu có quan hệ với kích thước tàu và sức chở hàng. Tuy nhiên, vì AHTS là loại tàu công trình đặc biệt, đa chức năng, không phải loại tàu chở hàng thông thường, bởi vậy các mối quan hệ của chiều dài tàu với các tham số khác không giống như đối với các tàu thông thường. Hai tham số được đề cập ở đây, đó là: mô đun khối LBd [m^3] (là tích số chiều dài tàu L [m], chiều rộng tàu B [m] và chiều chìm tàu d [m]) và sức chở hàng DWT [tons] (hay còn gọi là trọng tải tàu).

Chiều dài tàu lớn nhất L_{OA} [m] (còn gọi là chiều dài toàn bộ) và chiều dài giữa hai đường vuông góc L_{pp} [m] là hai tham số chính được phân tích theo mô hình hồi quy tuyến tính, bằng phương pháp bình phương tối thiểu. Kết quả được thể hiện trong Hình 2 và các công thức (1), (2), (3), (4).



Hình 1: Số lượng và tỷ lệ AHTS tham chiếu.



Hình 2: Hồi quy tuyến tính $L_{OA} = f(LBd)$, $L_{OA} = f(DWT)$, $L_{pp} = f(LBd)$, $L_{pp} = f(DWT)$.

$$L_{OA} = 3,772 \times 10^{-3} \times (L \times B \times d) + 46,2 \text{ [m]} \quad (1)$$

$$L_{OA} = 8,982 \times 10^{-3} \times DWT + 48,1 \text{ [m]} \quad (2)$$

$$L_{pp} = 3,194 \times 10^{-3} \times (L \times B \times d) + 42,3 \text{ [m]} \quad (3)$$

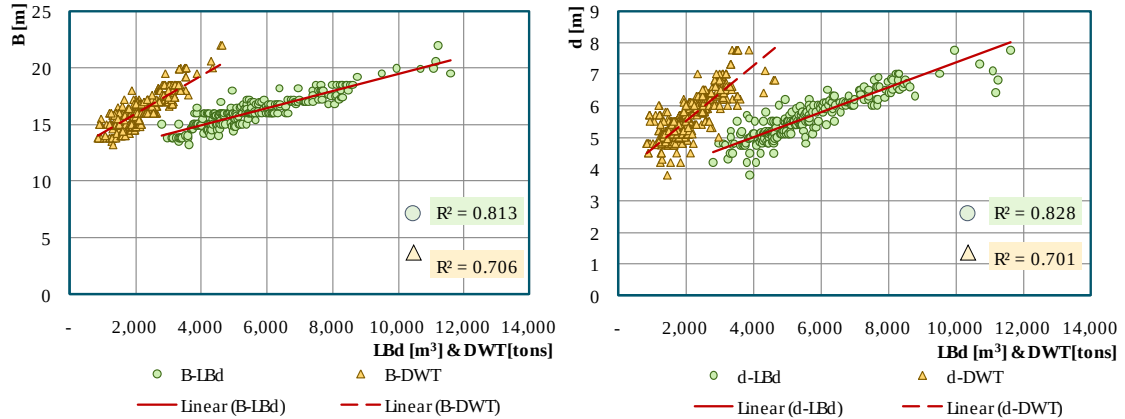
$$L_{pp} = 7,529 \times 10^{-3} \times DWT + 44,1 \text{ [m]} \quad (4)$$

Trong các công thức từ (1) đến (4), hệ số xác định hồi quy R^2 đạt các giá trị khá tốt, điều đó cho thấy mô hình và kết quả thu được thể hiện rõ xu hướng, đáng tin cậy, đạt độ chính xác tham chiếu cần thiết cho thiết kế sơ bộ.

4.2. Chiều rộng tàu

Chiều rộng tàu liên quan và chịu ảnh hưởng rất lớn bởi các yếu tố ổn định ban đầu và ổn định tai nạn. Ngoài ra, cũng như chiều dài tàu, chiều rộng tàu liên quan trực tiếp đến lượng chiếm nước và sức bên thân tàu. Nó có ảnh hưởng đáng kể đến trọng lượng của kết cấu thân tàu, cấu trúc thượng tầng và trang thiết bị trên boong.

Quan hệ giữa chiều rộng tàu B [m] với mô đun khối LBd [m³] và sức chở hàng DWT [tons] được phân tích theo mô hình hồi quy tuyến tính, bằng phương pháp bình phương tối thiểu. Kết quả được thể hiện trong Hình 3 và các công thức (5), (6).



Hình 3: Hồi quy tuyến tính $B = f(LBd)$, $B = f(DWT)$, $d = f(LBd)$, $d = f(DWT)$.

$$B = 0,748 \times 10^{-3} \times (L \times B \times d) + 12,0 \text{ [m]} \quad (5)$$

$$B = 1,674 \times 10^{-3} \times DWT + 12,6 \text{ [m]} \quad (6)$$

Trong các công thức (5) và (6), hệ số xác định hồi quy R^2 đạt các giá trị tốt, điều đó cho thấy mô hình và kết quả thu được thể hiện rất rõ xu hướng, đáng tin cậy, đạt độ chính xác tham chiếu cần thiết cho thiết kế sơ bộ.

4.3. Chiều chìm tàu

Chiều chìm tàu liên quan và chịu ảnh hưởng rất lớn bởi các yếu tố chiều cao mạn khô, ổn định ban đầu và ổn định tai nạn, hệ thống đẩy và điều động tàu.

Quan hệ giữa chiều chìm tàu d [m] với mô đun khối LBd [m³] và sức chở hàng DWT [tons] được phân tích theo mô hình hồi quy tuyến tính, bằng phương pháp bình phương tối thiểu. Kết quả được thể hiện trong Hình 3 và các công thức (7), (8).

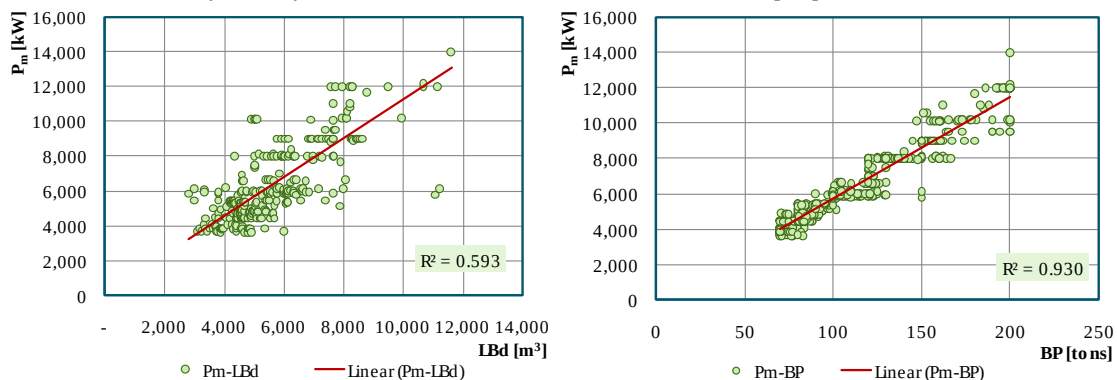
$$d = 0,396 \times 10^{-3} \times (L \times B \times d) + 3,43 \text{ [m]} \quad (7)$$

$$d = 0,873 \times 10^{-3} \times DWT + 3,78 \text{ [m]} \quad (8)$$

Trong các công thức (7) và (8), hệ số xác định hồi quy R^2 đạt các giá trị tốt, điều đó cho thấy mô hình và kết quả thu được thể hiện rất rõ xu hướng, đáng tin cậy, đạt độ chính xác tham chiếu cần thiết cho thiết kế sơ bộ.

5. Phân tích thống kê dữ liệu công suất của hệ thống đẩy tàu

Sức chở hàng DWT là thông số đặc trưng chính cho AHTS. Tuy nhiên, AHTS không phải được thiết kế để chuyên chở hàng hóa thương mại, nên sức chở DWT thường không tương xứng với công suất của hệ thống đẩy tàu (công suất của động cơ đẩy hay công suất của động cơ chính). Bởi vậy, thay vì tham chiếu theo DWT , việc tham chiếu theo tham số kích thước đặc trưng cho độ lớn của thân tàu sẽ phù hợp hơn; đó chính là tích mô đun khối LBd [m³].



Hình 4: Hồi quy tuyến tính $P_m = f(BP)$, $P_m = f(LBd)$, $P_m = f(DWT)$.

$$P_m = 1,113 \times (L \times B \times d) + 149,8 \text{ [kW]} \quad (9)$$

$$P_m = 57,366 \times BP - 8,2 \text{ [kW]} \quad (10)$$

Lực kéo BP (Bollard Pull) là tham số chính, đặc trưng cho AHTS, có quan hệ mật thiết với công suất của hệ thống đẩy tàu. Trong thiết kế tàu, người ta đã chỉ ra rằng công suất của hệ thống năng lượng hoặc hệ thống đẩy chính sẽ quyết định đến khả năng kéo.

Phân tích các số liệu của các AHTS được thực hiện theo mô hình hồi quy tuyến tính, bằng phương pháp bình phương tối thiểu. Kết quả của phân tích, mối quan hệ giữa tổng công suất của động cơ chính P_m [kW] với mô đun khối LBd [m³], lực kéo BP [tons] được thể hiện trong Hình 4 và các công thức (9), (10).

Công thức (9) hệ số xác định hồi quy R^2 đạt yêu cầu, công thức (10) hệ số xác định hồi quy R^2 đạt giá trị rất tốt, điều đó cho thấy mô hình phản ánh đúng những phân tích đã được đề cập và kết quả thu được thể hiện rất rõ xu hướng, đáng tin cậy, đạt độ chính xác tham chiếu cần thiết cho thiết kế sơ bộ.

5. Kết luận

Do các AHTS là loại tàu đa nhiệm, đa tính năng, nên các thông số chính của chúng không tuân theo các quy luật như đối với các tàu thương mại thông thường. Đó là lý do giải thích tại sao phải xây dựng các quy luật riêng cho thiết kế sơ bộ AHTS. Các AHTS được sử dụng phục vụ cho khai thác dầu khí tại Việt Nam cũng không nằm ngoài quy luật này. Tuy nhiên, vì có những đặc thù về phạm vi sử dụng trong thực tế, do đó việc xây dựng các quy luật tham chiếu cho phù hợp là điều cần thiết.

Ngoài các yếu tố kích thước tàu, hệ thống năng lượng của AHTS thường được trang bị các hệ thống xuất công suất (PTO) và nhập công suất (PTI – Power Take In) rất phức tạp. Bởi vậy, cũng phải xây dựng các quy luật riêng để lựa chọn công suất cho hệ thống năng lượng của AHTS.

Vận tốc tàu là một thông số chính và rất quan trọng đối với các AHTS. Tuy nhiên, trong nghiên cứu này không đề cập đến, đó là do chế độ công tác của AHTS rất phức tạp. Không giống như các tàu thông thường, công suất của hệ thống động cơ chính hoặc công suất của hệ thống năng lượng ngoài phân phối cho đẩy tàu, còn được cung cấp cho nhiều nguồn tiêu thụ với các tỷ lệ khác nhau, tùy theo từng chế độ công tác của AHTS. Với các AHTS hiện đại, việc điều chỉnh tốc độ tàu và phân phối công suất được hỗ trợ bởi hệ thống định vị động.

Kết quả các phân tích thu được thông qua các công thức hồi quy, với độ chính xác cần thiết, có thể dùng làm nguồn tham chiếu trong thiết kế sơ bộ các AHTS phục vụ tại Việt Nam.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] Apostolos Papanikolaou. *Ship Design (Methodologies of Preliminary Design)*. Springer Science+Business Media. Dordrecht, 2014.
- [2] Rolls-Royce. *Marine Products and Systems*. Rolls-Royce plc. MPS 10/05/17, 2017.
- [3] Damen Shipyards Group. *Portfolio*. DAMEN, DAM505. The Netherlands, 11-2014.
- [4] Siemens Group. *Reference List Offshore Vessels (Low Voltage Propulsion)*. Siemens Group - Sector Industry Marine and Shipbuilding. Norway, 2013.
- [5] Websites: American Bureau of Shipping, Bureau Veritas Register of Ships, DNV GL Vessel Register, China Classification Society.

NGHIÊN CỨU GIẢI PHÁP ĐỊNH VỊ CONTAINER TRONG CẢNG ỨNG DỤNG CÔNG NGHỆ RTK-GPS

STUDY SOLUTION TO LOCATE CONTAINER IN THE PORT USING RTK-GPS TECHNOLOGY

PGS.TS. Trần Hồng Hà, ThS. Nguyễn Kim Anh, TS. Hồ Thị Hương Thơm

Trường Đại học Hàng hải Việt Nam

ThS. Lê Ngọc Tuấn

Công ty Cổ phần Đầu tư và Phát triển Cảng Đình Vũ

Tóm tắt:

Việc xác định vị trí container tại các kho bãi là một hoạt động vô cùng quan trọng và cần thiết trong lưu thông hàng hóa qua cảng, đòi hỏi độ chính xác cao và tốc độ nhanh. Hiện tại, đa phần các cảng đều đang và đã chú trọng đầu tư, nâng cấp về công nghệ, phần mềm quản lý để đảm bảo việc này. Nội dung bài báo đề xuất giải pháp xác định vị trí container trong cảng sử dụng công nghệ định vị thời gian thực RTK-GPS (Real-time Kinematic Global Positioning System) kết hợp với các tín hiệu cảm biến thu được từ các thiết bị gắn trên xe gập container để tính ra tọa độ, sau đó ánh xạ tọa độ này với cơ sở dữ liệu kho bãi để xác định vị trí dãy-hàng-tầng (bay-row-tier) của container. Mô hình của giải pháp đã được lắp đặt và kiểm nghiệm thực tế tại cảng, vị trí của container thực tế trùng khớp so với vị trí tính toán trên phần mềm.

Từ khóa: RTK-GPS, container, cảng

Abstract

Locating containers at the ports is an extremely important and necessary activity in the management of containers through ports, requiring high accuracy and fast speed. Presently, most ports are investing and upgrading technology and management software to do this works. The content of the article proposes solutions to locate containers in the port using RTK-GPS (Real-time Kinematic Global Positioning System) real-time positioning technology combined with signals obtained from sensors that installed on the reach stackers to calculate position of the container, then map this position to the post database to determine the container's bay-row-tier location. The model of the solution was installed and tested at the port, the position of the container actually matches the calculated position in the software.

Key words: RTK-GPS, container, port

1. Đặt vấn đề

Trên thực tế, hàng hóa lưu thông qua cảng được chứa trong các container. Mỗi khi tàu cập cảng, các container hàng được xếp vào kho bãi và mỗi khi cần chuyển đi, các container này được bốc dỡ.

Thông thường các hoạt động bốc và xếp container tại cảng được thực hiện bằng xe nâng hoặc xe gắp container, người lái xe vì thế cần phải biết chính xác vị trí container ở đâu để có thể điều chỉnh chính xác cần nâng. Ngoài ra, khi container được bốc hoặc xếp, vị trí của nó cũng cần được cập nhật lại vào kho lưu trữ dữ liệu để phục vụ việc theo dõi và quản lý. Hoạt động này thường được nhân viên lái xe kiêm nhiệm và thực hiện thủ công bằng tay qua ghi phiếu, do đó họ buộc phải thuộc lòng hàng nghìn vị trí của container trong cảng. Không những thế, để bốc dỡ được 01 container, nhiều khi họ không chỉ phải thao tác với 01 container đó mà còn phải di chuyển và cập nhật lại vị trí của những container khác bị dịch chuyển để bốc dỡ được container cần lấy, nghĩa là nhân viên phải thao tác rất nhiều lượt. Việc này làm mất thời gian và công sức, nhiều khi gây ra những sai sót trong việc cập nhật và quản lý dữ liệu. Các cảng thực sự cần một hệ thống định vị giúp xác định và cập nhật vị trí các container trong kho bãi một cách tự động, nhanh chóng và chính xác.

Với sự ra đời của các hệ thống vệ tinh định vị toàn cầu, hiện nay công nghệ định vị đang được phát triển mạnh mẽ và triển khai nhiều ứng dụng rất hiệu quả trong định vị và dẫn đường, quản lý giao thông [1]. Trong số các công nghệ định vị gần đây được áp dụng, RTK-GPS được xem như là một trong các kỹ thuật tốt nhất và có thể giúp hệ thống định vị đạt độ chính xác cao đến cấp độ centimet [3]. Trong phạm vi bài báo, nhóm tác giả trình bày những nghiên cứu về việc ứng dụng RTK-GPS trong bài toán định vị container được xếp dỡ bằng các xe nâng tại cảng Đình Vũ, Hải Phòng.

2. Cơ sở lý thuyết về GPS và công nghệ đo động theo thời gian thực RTK-GPS

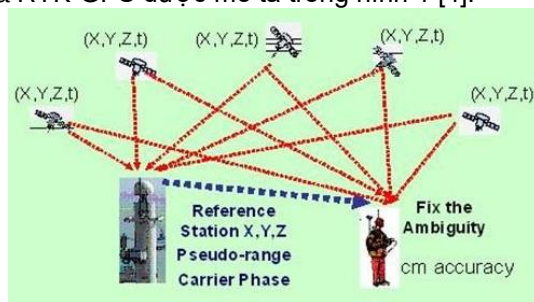
2.1. GPS và vấn đề sai số trong định vị

Có thể nói hiện nay hệ thống định vị toàn cầu GPS chiếm một vai trò quan trọng trong nhiều lĩnh vực của đời sống kinh tế, xã hội bởi những ứng dụng đa dạng của nó [1]. Đây là hệ thống xác định vị trí dựa trên vị trí của các vệ tinh nhân tạo quay quanh trái đất do Bộ Quốc phòng Mỹ thiết kế, xây dựng, vận hành và quản lý. Khi các vệ tinh quay quanh trái đất, chúng quay theo một quỹ đạo xác định và phát tín hiệu có các thông tin về tọa độ và thời gian phát xuống trái đất. Các máy thu GPS nhận thông tin này và bằng các phép tính lượng giác tính được chính xác vị trí của người dùng. GPS ban đầu được phát triển cho mục đích quân sự nhưng hiện nay được sự cho phép của chính phủ Mỹ, mọi người trên thế giới đều có thể sử dụng một số chức năng của GPS miễn phí.

GPS tuy tính toán vị trí rất chính xác nhưng vẫn luôn có sai số và sai số này có thể là vài mét hoặc vài trăm mét [1]. Nguyên nhân của những sai số đó có thể là do điều kiện của tầng điện ly khiến tín hiệu bị chậm đi khi đi qua khí quyển, ảnh hưởng của bão từ, chất lượng của máy thu hay số vệ tinh quan sát được, thậm chí do sự cố ý giảm chất lượng tín hiệu vệ tinh của Bộ quốc phòng Mỹ để chống lại việc các đối thủ quân sự dùng tín hiệu GPS dẫn đường cho hệ thống vũ khí của họ [2]. Để chỉnh sai số về mức khả dụng và tăng độ chính xác trong định vị, một số kỹ thuật GPS nâng cao đã được đề xuất như DGPS (Differential GPS), PPP (Precise Point Positioning), Post Processing, RTK GPS. Trong số đó, RTK-GPS được cho là một trong những kỹ thuật tốt nhất và có thể giúp cho hệ thống định vị đạt độ chính xác đến cấp độ centimet [3].

2.2. Mô hình và nguyên lý hoạt động của RTK-GPS

Mô hình hoạt động của RTK-GPS được mô tả trong hình 1 [4]:



h)

Hình 1: Mô hình hoạt động của RTK-GPS

Theo đó, một hệ thống RTK-GPS gồm: 01 trạm tĩnh (trạm Base) đặt tại một điểm gốc đã được xác định chính xác tọa độ, một hoặc nhiều trạm động (trạm Rover) đặt tại các điểm cần xác định tọa độ. Cả hai loại trạm này đồng thời thu tín hiệu từ vệ tinh, riêng trạm tĩnh có thêm hệ thống phát phát ra tín hiệu cải chính tính toán sự sai lệch giữa tọa độ gốc của nó và tọa độ vệ tinh tính được, các

trạm động sẽ thu tín hiệu cải chính này để cải chính tọa độ của điểm cần xác định. Nguyên lý này có thể hình dung như sau [5]:

- Tọa độ trả về từ thiết bị thu GPS của 1 điểm gồm vĩ độ (X), kinh độ (Y) và cao độ (Z) của điểm đo trong hệ tọa độ WGS84.
- Giả sử trạm Base được cố định tại một điểm A có tọa độ đã được xác định rõ (X_A, Y_A, Z_A). Giả sử máy thu GPS tại A xác định tọa độ của A là (X_{SA}, Y_{SA}, Z_{SA}), khi đó tín hiệu cải chính phát ra từ A sẽ chứa các thông số $X=X_A-X_{SA}, Y=Y_A-Y_{SA}, Z=Z_A-Z_{SA}$.
- Nếu máy thu GPS tại trạm động B trả về tọa độ (X_{SB}, Y_{SB}, Z_{SB}) thì tọa độ cải chính cho điểm B là $X_B=X_{SB}+X, Y_B=Y_{SB}+Y, Z_B=Z_{SB}+Z$.

Sai số của kỹ thuật này trên lý thuyết có thể đạt được là 10mm + 1ppm Rms sai số về vị trí điểm, 20mm + 1ppm Rms về cao độ [4], do đó độ chính xác khi định vị có thể đạt đến cấp độ centimet hoặc decimet phụ thuộc vào số giá cải chính của trạm tĩnh.

3. Giải pháp định vị container trong cảng

3.1. Xác định bài toán và giải pháp

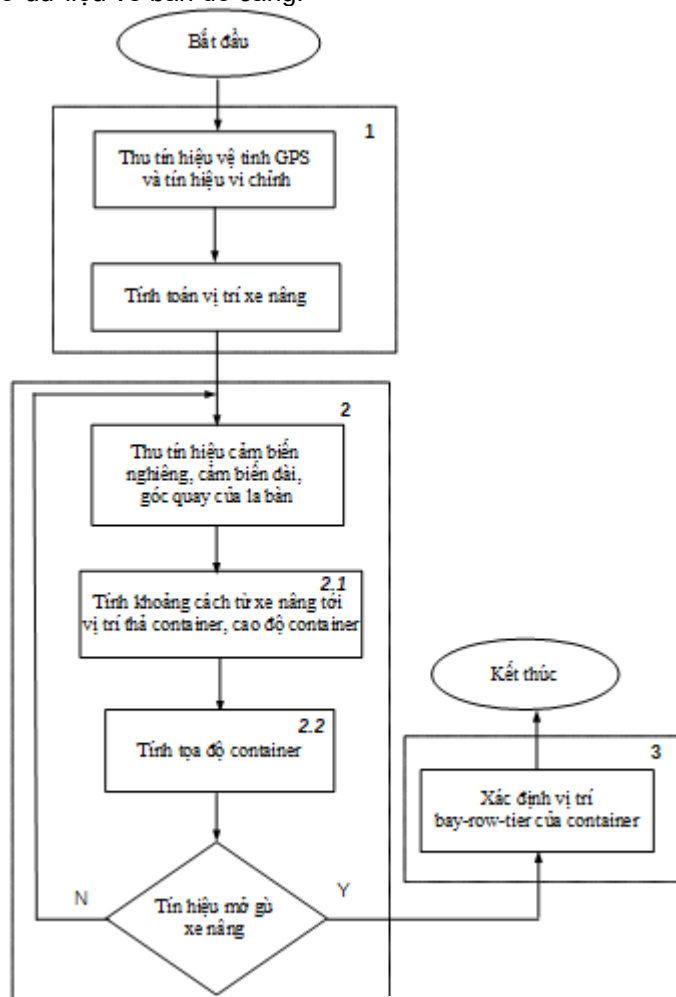
Mục tiêu của hệ thống định vị container tại cảng là có thể biết được chính xác vị trí container ở đâu theo các thông số bay-row-tier ngay khi container được xếp hạ và cập nhật một cách tự động vào phần mềm quản lý. Về mặt lý thuyết, hệ thống hoàn toàn có thể thực hiện được nhờ áp dụng công nghệ RTK-GPS với một trạm tĩnh được cố định vị trí và trạm động là các container cần định vị; sau khi có được tọa độ của container ta chỉ cần ánh xạ tọa độ này với một mã bay-row-tier tương ứng đã được xác định trước và lưu trữ trong cơ sở dữ liệu về bản đồ cảng.

Tuy nhiên, trên thực tế số lượng container tại kho bãi của cảng rất nhiều, nhiều container được xếp chồng lên nhau nên việc gắn thiết bị thu GPS trên tất cả các container là không khả thi, thay vào đó các anten thu phát GPS sẽ được gắn trên các xe gắp container. Để tránh khả năng bị nhiễu do đặt quá gần các chồng container, các anten thu phát sẽ được đặt trên nóc xe và khi đó tọa độ mà hệ thống RTK-GPS tính được mới chỉ là tọa độ của xe gắp container. Để xác định vị trí thực đặt container thì cần biết thêm khoảng cách từ tọa độ của xe đến vị trí thả container, góc nghiêng và hướng quay của tay cần gắp container. Trên xe gắp container có thể sử dụng thêm 02 loại cảm biến (cảm biến đo góc nghiêng, cảm biến đo chiều dài) và 01 la bàn để có được các số liệu trên.

3.2. Mô hình tính toán của bài toán

Mô hình tính toán để xác định vị trí container khi xếp hạ trong cảng gồm 3 bước như mô tả dưới đây (hình 2):

- **Bước 1:** xác định tọa độ xe gắp container từ thiết bị GPS gắn trên xe và tín hiệu vi chỉnh từ trạm tĩnh.
- **Bước 2:** xác định tọa độ container từ tọa độ xe gắp container và các tín hiệu cảm biến dài, cảm biến nghiêng, góc quay của la bàn.
- **Bước 3:** ánh xạ tọa độ container với vị trí bay-row-tier tương ứng trong cơ sở dữ liệu sơ đồ kho bãi để tìm ra vị trí của nó.



Hình 2: Lưu đồ thuật toán xác định vị trí container

3.2.1. Xác định tọa độ xe gắp container bằng công nghệ RTK-GPS

Tọa độ xe gắp container được xác định dựa vào các thiết bị RTK-GPS gắn trên xe. Hình 3 minh họa các thiết bị này gồm: anten thu GPS, anten thu tín hiệu radio và bộ xử lý tín hiệu RTK-GPS. Khi các anten thu tín hiệu và gửi tới bộ xử lý qua hệ thống cáp nối, chương trình cài đặt sẵn trên thiết bị sẽ tự động tính toán và trả về chính xác tọa độ của điểm đo gồm vĩ độ, kinh độ và cao độ.

3.2.2. Xác định tọa độ container

Đây là bước thứ hai trong mô hình tính toán. Đầu vào của bước này là tọa độ của xe gắp container, các tín hiệu đo góc nghiêng, đo chiều dài tay cần gắp container và góc xoay của la bàn. Đầu ra của bước xử lý là tọa độ, cao độ của container. Quy trình tính toán có thể chia làm 2 bước con 2.1 và 2.2 như hình 2.

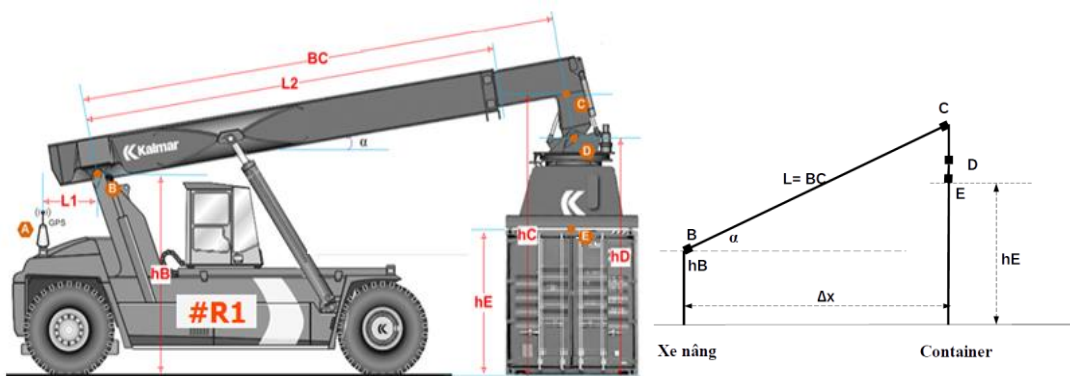


Hình 3: Anten thu tín hiệu và bộ xử lý RTK-GPS

• Bước 2.1: Tính khoảng cách từ xe

gắp tới vị trí thả container và cao độ của container so với mặt đất

ại bước này, biết được chiều dài và góc nghiêng của tay cần cùng các tham số cố định của xe gắp container ta hoàn toàn tính được khoảng cách từ xe tới vị trí thả container và cao độ của container so với mặt đất. Hình 4 mô phỏng việc tính toán trên loại xe R1 và tương tự cho các loại xe gắp container khác, theo đó khoảng cách và cao độ của container được tính lần lượt theo công thức (1) và (2).



Hình 4: Mô tả hình học phép tính khoảng cách từ xe gắp tới vị trí thả container và cao độ của container

$$\Delta x = L \cdot \cos(\alpha) \quad (1)$$

$$h_E = h_C - CE$$

$$h_E = (L \cdot \sin(\alpha) + h_B) - (CD + ED) \quad (2)$$

Trong đó:

- + Δx và h_E là khoảng cách và cao độ cần tính (E mép trên container).
- + $L=BC(\text{cm})$ là chiều dài tay cần xe gắp với B, C lần lượt là điểm đầu (vị trí gắn thiết bị thu GPS) và điểm cuối của cần nâng (điểm cao nhất của tay cần). Từ thiết bị thu GPS đặt tại B ta thu được tọa độ và cao độ h_B của điểm B, từ đó tính được h_C (cao độ của điểm C so với mặt đất).
- + α là góc nghiêng của tay cần so với phương ngang.
- + D là điểm đầu gầu chụp container. Mỗi loại xe có độ dài CD và ED cố định.

• Bước 2.2: Tính tọa độ vị trí thả container

Tọa độ vị trí thả container được xác định từ tọa độ GPS của xe gắp container, khoảng cách từ xe tới vị trí thả và góc quay của la bàn cảm biến gắn trên xe. Hình 5 mô tả cách xác định này [6]:

Giả sử $A(N_A, E_A)$ là tọa độ xe gắp container, $B(N_B, E_B)$ là tọa độ vị trí thả container. Giả sử góc quay của la bàn là α_{AB} (góc phương vị của đoạn thẳng AB), khoảng cách từ A đến B là S_{AB} đã biết.

Theo hình vẽ ta có:

$$\Delta X_{AB} = S_{AB} \cdot \cos \alpha_{AB} \quad (3)$$

$$\Delta Y_{AB} = S_{AB} \cdot \sin \alpha_{AB} \quad (4)$$

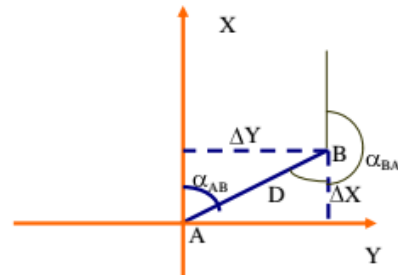
Tọa độ điểm B sẽ được xác định theo công thức:

$$X_B = X_A + \Delta X_{AB} \quad (5)$$

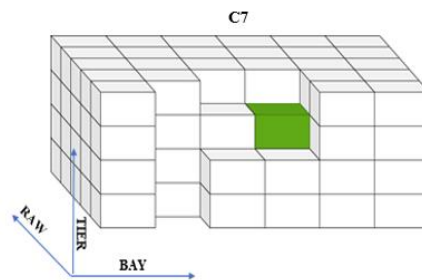
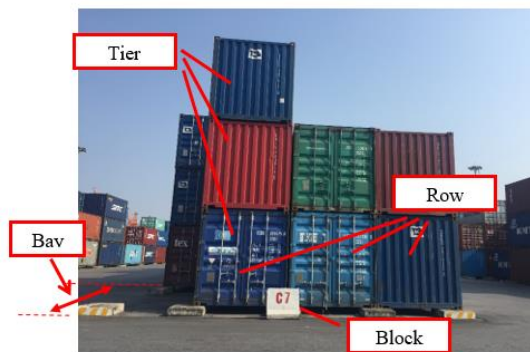
$$Y_B = Y_A + \Delta Y_{AB} \quad (6)$$

3.2.3. Tìm vị trí bay-row-tier của container

Kho bãi chứa container tại cảng được chia thành các khối (block), mỗi khối gồm nhiều dãy (bay), mỗi dãy gồm nhiều hàng (row) và mỗi hàng gồm nhiều tầng (tier). Khi container được xếp vào bãi, container sẽ nằm ở một ô tương ứng với một địa chỉ bay-row-tier cụ thể. Việc xác định vị trí container được quy về việc tìm đúng địa chỉ bay-row-tier của container. Hình 6 mô tả cách xếp container tại cảng và sơ đồ bay-row-tier tương ứng.



Hình 5: Cách xác định tọa độ GPS của một điểm



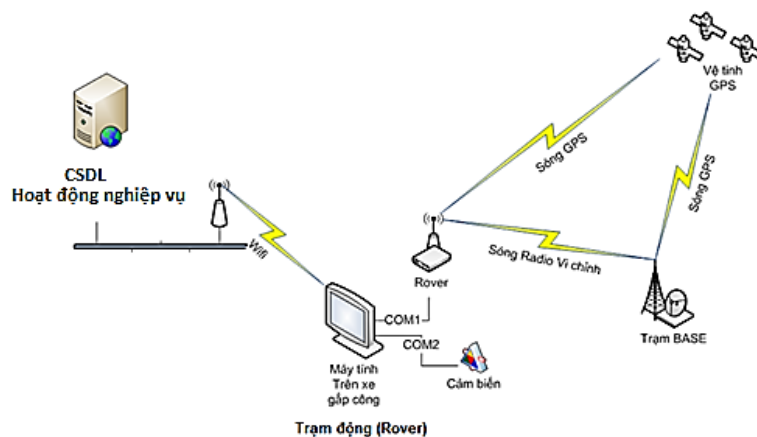
Hình 6: Cách xếp container tại bãi cảng

Các bay được đánh số theo thứ tự 1, 3, 5, 7... với loại container 20' và 2, 6, 10, 14... với loại container 40'. Các row và tier trong mỗi bay được đánh số theo thứ tự 1, 2, 3, 4, 5. Trong hình, block C7 gồm các container 20', ô màu xanh có vị trí bay-row-tier là C7-7-2-3 tương ứng với tọa độ định vị giả định là 20°50'33.513N, 106°46'07.9412E, 7.78m (chiều cao container 2.591m*3).

Giả sử cơ sở dữ liệu bản đồ cảng đã được xây dựng và lưu trữ dưới dạng file trong đó chứa tọa độ, cao độ các ô vị trí xếp container và mã bay-row-tier tương ứng. Phần mềm tính toán chỉ cần thực hiện các truy vấn dữ liệu để từ tọa độ, cao độ xác định ở bước trên tìm ra vị trí bay-row-tier của container.

4. Mô hình thử nghiệm và kết quả thực tế

4.1. Mô hình thử nghiệm

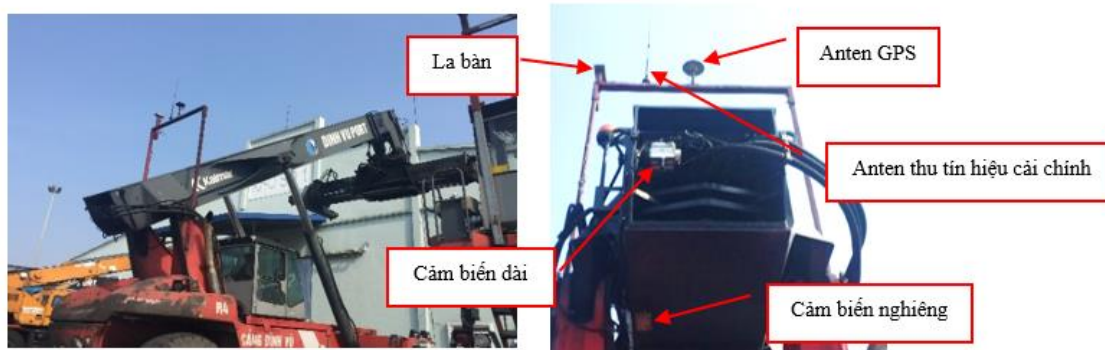


Hình 7: Mô hình hệ thống RTK-GPS thử nghiệm

Mô hình hệ thống thử nghiệm được mô tả như hình 7, gồm 01 trạm Base và các trạm Rover là các xe gắp container.

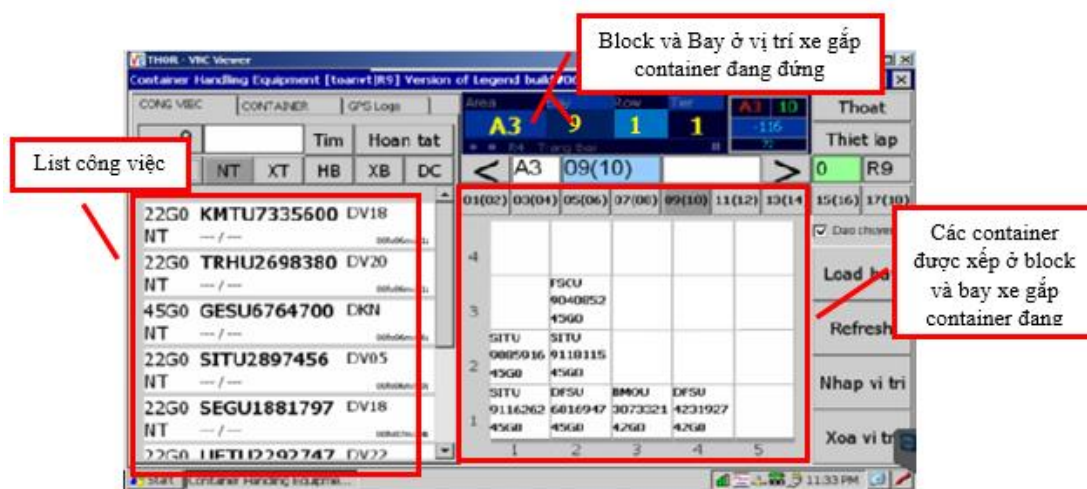
Trạm Base: đặt ở vị trí xác định (trung tâm cảng), gồm 01 anten thu GPS, 01 bộ xử lý và 01 cáp nối từ anten thu tới bộ xử lý; 01 bộ phát sóng radio công suất lớn, 01 anten phát và 01 cáp nối từ bộ phát radio tới anten phát.

Trạm Rover: đặt trên nóc xe gồm 01 anten thu GPS, 01 anten thu tín hiệu cải chính, 01 cảm biến dài, 01 cảm biến nghiêng và 01 la bàn 360° (hình 8). Ngoài ra trên xe còn có 01 bộ xử lý tín hiệu, các cáp nối từ các anten thu tín hiệu đến bộ xử lý, từ bộ xử lý tới máy tính công nghiệp gắn trên xe và 01 phần mềm RTK-GPS có khả năng giao tiếp với người lái, tính toán và hiển thị vị trí container, sau đó gửi dữ liệu về máy chủ nghiệp vụ để cập nhật vào cơ sở dữ liệu quản lý kho bãi. Kết nối giữa máy tính trên xe gắp container và máy chủ nghiệp vụ được thực hiện thông qua tín hiệu Wifi thiết lập trong cảng.



Hình 8: Xe gắp container và các thiết bị gắn trên nóc xe

Hình 9 minh họa giao diện phần mềm RTK-GPS trên xe gắp container. Cách thức hoạt động của phần mềm và quy trình bốc xếp container tại cảng được mô tả trong phần 4.2.



Hình 9: Giao diện phần mềm RTK-GPS

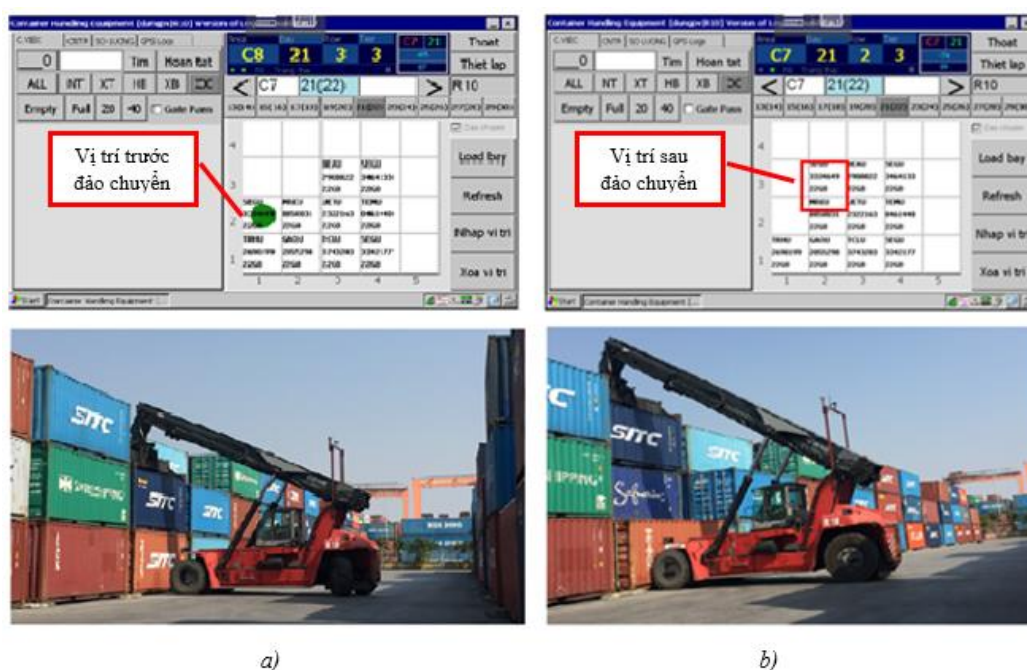
4.2. Thử nghiệm hệ thống xác định vị trí container tại cảng

Khi tàu cập cảng, các container được nhân viên giao nhận tại cầu tàu cập nhật số container, số chĩ vào hệ thống quản lý thông qua các máy handheld cầm tay, bộ phận điều độ khai thác căn cứ vào list container này để gửi lệnh phân bổ xếp container tới các máy tính trên các xe gắp container đang làm nhiệm vụ trên bãi. Khi container được vận chuyển từ cầu tàu vào khu vực xếp, người lái xe chỉ việc chọn container trong list công việc có sẵn rồi thực hiện việc gắp thả container vào bãi, hệ thống phần mềm sẽ tự động tính toán và cập nhật vị trí bay-row-tier của container. Thử nghiệm quá trình trên với hệ thống RTK-GPS đã cài đặt tại cảng Đình Vũ, Hải Phòng, ta có kết quả như hình 10: vị trí bay-row-tier tính được và hiển thị trên màn hình máy tính xe gắp container và vị trí bay-row-tier thực tế hoàn toàn trùng khớp.



Hình 10: Vị trí bay-row-tier thực tế và trên phần mềm RTK-GPS

Ngoài ra, thực nghiệm hệ thống RTK-GPS với quá trình đảo chuyển container cũng cho kết quả tương tự. Vị trí container thực tế trên bãi và vị trí bay-row-tier hiển thị trên phần mềm trước và sau khi đảo chuyển hoàn toàn trùng khớp (hình 11).



Hình 11: Vị trí container trước (a) và sau khi đảo chuyển (b) thực tế và trên phần mềm

Kết luận

Nội dung bài báo đã trình bày về giải pháp định vị container sử dụng công nghệ RTK-GPS và những kết quả thực nghiệm tại cảng Đình Vũ Hải Phòng. Về cơ bản, đây là giải pháp dựa vào tọa độ GPS của xe gắp container và các tham số đo được từ các cảm biến để tính ra chính xác tọa độ của container, tra cứu tọa độ đó trong dữ liệu bản đồ cảng cho trước để trả về vị trí bay-row-tier tương ứng. Kết quả thực nghiệm cho thấy hệ thống định vị hoạt động chính xác, thời gian định vị nhanh chóng, kết quả trả về tức thời (ngay sau khi hoàn tất việc gắp thả container) khiến cho hoạt động giải phóng container khỏi kho bãi diễn ra nhanh chóng. Ngoài ra, do biết trước số container và hệ thống tự động tính toán, cập nhật vị trí nên người lái xe không phải nhập số container và vị trí bằng tay, nhờ đó rút ngắn được thời gian và nâng cao được năng suất làm việc tại cảng.

Tài liệu tham khảo

1. Nguyễn Văn Căn, Dương Phú Thuận "**Hệ thống định vị toàn cầu và ứng dụng**", Khoa CNTT, Trường ĐH KT – HC CAND
2. http://vi.wikipedia.org/wiki/Hệ_thống_Định_vị_Toàn_cầu

3. Nguyễn Chánh Nghiệm, Trần Nhật Thanh, Nguyễn Chí Ngôn, “**Khảo sát một số kỹ thuật định vị trong việc nâng cao độ chính xác của thiết bị thu GPS giá rẻ**”, Khoa Công nghệ, Trường Đại học Cần Thơ
4. <http://topovn.com/cong-nghe/cong-nghe-rtk.html>
5. <http://rtk.com.vn/do-gps-dong-va-do-gps-chi-tiet-trong-thuc-te.htm>
6. Lê Kiều, Đỗ Đình Đức, Trịnh Quang Vinh, Ngô Văn Hoi, Nguyễn Văn Minh, “**Những kiến thức cơ bản về công tác đo đạc trong xây dựng**”, Nhóm xây dựng quy chuẩn công nghệ nhà cao tầng

NGHIÊN CỨU TÍNH TOÁN THIẾT KẾ HỆ THỐNG KHÍ NÉN THAY THẾ HỆ THỐNG ĐIỆN-ĐIỆN TỬ ĐỂ ĐIỀU KHIỂN TỪ XA BƯỚC CHÂN VỊT TÀU THỦY

RESEARCH ON CALCULATION TO DESIGN THE PNEUMATIC SYSTEM TO REPLY ELECTRIC-ELECTROLIC SYSTEM FOR REMOTE CONTROL OF SHIP'S PROPELLER PITCH

Phạm Hữu Tân*, Vũ Anh Tuấn

Khoa Máy tàu biển, Trường Đại học Hàng hải Việt Nam

*Email: phamhuutan@vimaru.edu.vn

Tóm tắt

Bài báo đi nghiên cứu tính toán thiết kế hệ thống khí nén thay thế hệ thống điện-điện tử để điều khiển từ xa bước chân vịt tàu thủy. Hệ thống khí nén thay thế cho hệ thống điện-điện tử phải đảm bảo đầy đủ tính năng điều khiển, chỉ báo bước chân vịt như hệ thống điều khiển từ xa bước chân vịt bằng điện-điện tử. Hệ thống khí nén thay thế đã khắc phục được những nhược điểm của các hệ thống điện - điện tử đang được áp dụng hiện nay trên tàu thủy. Nhược điểm của các hệ thống điều khiển từ xa bước chân vịt bằng điện-điện tử là hoạt động kém chính xác trong các môi trường có nhiệt độ, độ ẩm cao, môi trường rung lắc mạnh trên tàu thủy. Hệ thống khí nén có ưu điểm là hoạt động an toàn, tin cậy, độ bền cao với giá thành lắp đặt hệ thống thấp. Hệ thống có thể hoạt động được trong mọi điều kiện môi trường, thời tiết, khí hậu khắc nghiệt trên tàu thủy.

Từ khóa: Chân vịt biển bước, điều khiển từ xa, Khí nén, bước chân vịt.

Abstract

The paper goes to research on calculation to design the pneumatic system to reply electric-electrolitic system for remote control of ship's propeller pitch. The pneumatic system that replaces the electric-electronic system must ensure full control feature and pitch propeller indicator as the remote control system of propeller pitch by using electric-electrolitic system. The alternative pneumatic system has overcome the disadvantages of electric-electronic systems being applied on ships. The disadvantage of the remote control system of propeller pitch by using electric-electrolitic system is that the operation is less accurate in environments with high temperature, humidity, strong vibration environment on ships. The pneumatic system has the advantages of being safe, reliable and durable, with low installation cost. The system can operate in all environmental conditions and bad weather on ship.

Keywords: Variable pitch propeller, remote control, pneumatic power, propeller pitch..

1. Đặt vấn đề

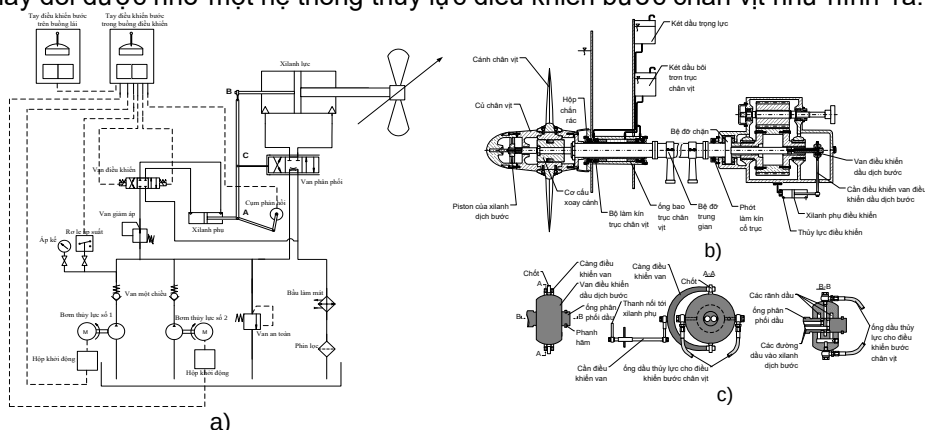
Tàu thủy trang bị chân vịt biển bước làm tăng tính cơ động của tàu thủy. Để thay đổi chiều chuyển động hay tốc độ chuyển động của tàu thủy thì chỉ cần thay đổi bước chân vịt theo chiều tiến hay lùi mà không cần thay đổi chiều quay hay tốc độ quay của máy chính. Chính vì vậy mà máy chính của tàu thủy ít phải làm việc ở chế độ khởi động, sẽ giảm được mài mòn các chi tiết, tăng tuổi thọ máy chính của tàu thủy. Thậm chí trong quá trình thay đổi tốc độ tàu thì máy chính vẫn được duy trì ở một tốc độ quay định mức nên có thể phát huy tốt công suất của máy chính.

Tàu thủy trang bị chân vịt biển bước đều được điều khiển từ xa bước chân vịt từ buồng lái và buồng máy của tàu. Điều này giúp thuyền viên chủ động hơn trong quá trình điều động tàu. Hệ thống điều khiển từ xa bước chân vịt trên tàu thủy hiện nay đều là hệ thống điều khiển bằng điện - điện tử. Hệ thống này có nhược điểm là làm việc kém ổn định trong môi trường nhiệt độ, độ ẩm cao và điều kiện sóng gió của tàu thủy. Điều này đang gây khó khăn cho người vận hành, khai thác trên tàu thủy. Hệ thống phức tạp đòi hỏi thuyền viên phải có trình độ về điện - điện tử.

Hiện nay các hệ thống khí nén đang được áp dụng nhiều để điều khiển từ xa máy chính, nhưng chưa áp dụng để điều khiển từ xa bước chân vịt tàu thủy. Hệ thống điều khiển từ xa tốc độ máy chính hoạt động theo nguyên lý tương tự hệ thống điều khiển từ xa bước chân vịt. Tay điều khiển tốc độ đặt trong buồng máy khi thay đổi sẽ làm cho áp suất khí nén tác động vào bộ điều tốc thay đổi, tín hiệu vào bộ điều tốc thay đổi, bộ điều tốc sẽ điều chỉnh tốc độ động cơ thay đổi. Với điều khiển từ xa bước chân vịt thì tay điều khiển bước chân vịt thay đổi sẽ có tín hiệu tới mở van điều khiển cấp dầu vào xilanh phụ, piston của xilanh phụ dịch chuyển mở van phân phối dầu vào xilanh dịch bước. Hệ thống thủy lực khi này cũng làm nhiệm vụ điều khiển bước chân vịt. Như vậy tín hiệu điều khiển từ xa bước chân vịt cũng chỉ là điều khiển mở van phân phối dầu vào xilanh dịch bước và cũng chỉ là thay đổi tín hiệu vào cho hệ thống thủy lực điều khiển bước chân vịt. Theo các tác giả được biết thì cũng chưa có công trình khoa học nào đề cập tới vấn đề này. Chính vì vậy mà việc nghiên cứu tính toán thiết kế một hệ thống điều khiển từ xa bước chân vịt tàu thủy bằng khí nén thay thế cho các hệ thống điều khiển bằng điện-điện tử là cần thiết. Các hệ thống này dùng cho điều khiển từ xa tốc độ máy chính đã chứng minh được tính ưu việt của nó như làm việc ổn định, tin cậy, an toàn với độ bền cao. Hệ thống làm việc được cả trong môi trường có nhiệt độ và độ ẩm rất cao, cả trong điều kiện rung lắc lớn của tàu thủy. Trước tiên bài báo đi giới thiệu qua nguyên lý điều khiển chân vịt biến bước tàu thủy.

2. Nguyên lý điều khiển chân vịt biến bước tàu thủy

Chân vịt biến bước tàu thủy là loại chân vịt có thể thay đổi được bước của nó như hình 1b. Để thay đổi được bước chân vịt thì trong thân chân vịt có bố trí cơ cấu thay đổi bước chân vịt. Cơ cấu này được nối với piston của xilanh dịch bước bởi một trục nhỏ (trục dịch bước) đặt trong thân của trục chân vịt. Trong trục này có bố trí các đường dẫn dầu tới hai khoang của xilanh dịch bước bố trí ở phía đầu của thân chân vịt. Trục dịch bước nhô ra tại phía đầu tự do của trục bánh răng bị động đặt trong hộp giảm tốc máy chính. Tại đây bố trí van phân phối dầu thủy lực như hình 1c. Bước chân vịt thay đổi được nhờ một hệ thống thủy lực điều khiển bước chân vịt như hình 1a.



Hình 1. Hệ thống điều khiển bước chân vịt bằng điện - thủy lực [2]

a) Hệ thống điều khiển bước chân vịt bằng điện - thủy lực.

b) Chân vịt biến bước tàu thủy.

c) Van phân phối dầu vào xilanh dịch bước.

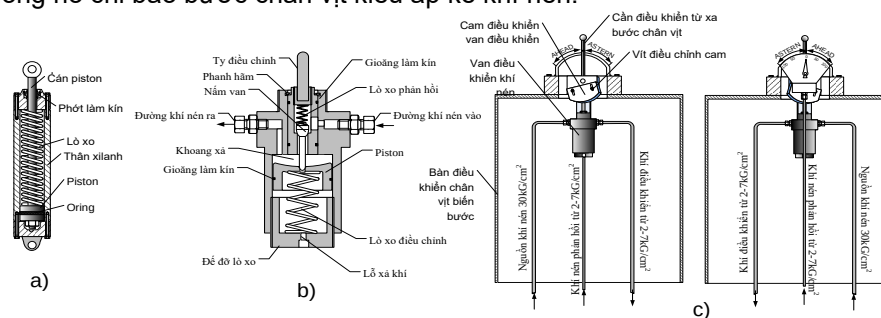
Nguyên lý điều khiển bước chân vịt như sau: Khi có tín hiệu điều khiển từ buồng lái hay trong buồng máy, tín hiệu sẽ đưa đến một trong hai phía của van điều khiển bằng điện (loại van phân phối 4/3). Giả thiết tín hiệu điều khiển tăng bước chân vịt theo chiều tiến, khi này cuộn hút bên trái có điện đẩy van điều khiển sang làm việc ở vị trí bên trái. Dầu điều khiển được cấp tới khoang bên trái của xilanh phụ, còn dầu ở khoang bên phải của xilanh phụ sẽ được hồi về thấp áp. Piston của xilanh phụ được đẩy sang phải, cần ACB sẽ xoay quanh điểm B sang phải đẩy van phân phối sang làm việc ở vị trí bên trái. Dầu thủy lực từ một trong hai bơm thủy lực có áp lực cao sẽ được cấp tới khoang bên phải của xilanh dịch bước, còn dầu ở khoang bên trái của xilanh dịch bước sẽ được hồi về thấp áp. Piston của xilanh dịch bước dịch sang trái và cần ACB xoay quanh điểm C. Khi bước chân vịt thay đổi đúng theo yêu cầu điều khiển thì cụm phản hồi đưa tín hiệu tới bộ điều khiển để xử lý và cuộn hút của van điều khiển mất điện, van trở về vị trí giữa, các đường dầu vào xilanh phụ được khóa lại. Khi này cần ACB lại xoay quanh điểm A đẩy van phân phối về làm việc ở vị trí giữa, khóa các đường dầu tới xilanh dịch bước, piston của xilanh dịch bước dừng lại ở vị trí mới và bước chân vịt mới được xác lập.

Quá trình điều khiển bước chân vịt theo chiều lùi được thực hiện tương tự như điều khiển bước chân vịt theo chiều tiến nhưng trình tự thực hiện thì ngược lại.

3. Thiết kế hệ thống điều khiển từ xa bước chân vịt bằng khí nén

Các phần tử khí nén được sử dụng để thiết kế hệ thống điều khiển từ xa bước chân vịt đã được sử dụng rất nhiều trên tàu thủy trong các hệ thống điều khiển từ xa tốc độ máy chính. Qua kiểm nghiệm thực tế đối với hệ thống điều khiển từ xa tốc độ máy chính thì các phần tử này hoạt động rất ổn định, chính xác và tin cậy. Các phần tử này có thể hoạt động ổn định trong cả môi trường khắc nghiệt trên tàu thủy như môi trường có nhiệt độ và độ ẩm cao, thậm chí cả trong môi trường nước, môi trường rung lắc mạnh của tàu thủy.

Để thiết kế hệ thống điều khiển từ xa bước chân vịt bằng khí nén thay cho điều khiển từ xa bằng điện-điện tử như hình 1a thì hệ thống phải có những thay đổi như sau: Thay xilanh phụ loại thủy lực tác động hai phía bằng xilanh khí nén tác động một phía như hình 2a và bỏ hệ thống dầu thủy lực điều khiển. Như vậy hệ thống thủy lực điều khiển bước chân vịt chỉ còn giữ lại hệ thống thủy lực chính. Thay cụm phản hồi và chỉ báo bằng điện thành cụm chỉ báo bằng khí nén kiểu van điều chỉnh áp lực khí nén như hình 2b. Cụm phản hồi bây giờ chỉ có chức năng chỉ báo bước chân vịt, còn chức năng phản hồi bây giờ do xilanh phụ khí nén đảm nhiệm. Cụm điều khiển từ xa bằng điện trong buồng máy hay trên buồng lái thay bằng cụm điều khiển từ xa bằng khí nén như hình 2c. Cụm này bao gồm một van điều khiển áp suất khí nén như hình 2b, một cần điều khiển mà bên dưới có bố trí cam thay đổi lực tỷ vào van điều khiển để thay đổi áp suất cửa ra của van. Trên cụm điều khiển còn có đồng hồ chỉ báo bước chân vịt kiểu áp kế khí nén.

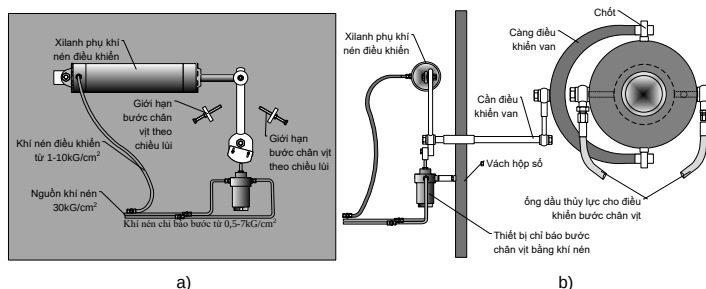


Hình 2. Các phần tử cụm điều khiển từ xa bước chân vịt bằng khí nén

- Xilanh phụ khí nén tác động một phía [3];
- Van điều khiển khí nén [3];
- Cụm điều khiển từ xa bằng khí nén

Cách bố trí xilanh phụ khí nén điều khiển van phân phối dầu vào xilanh dịch bước và cụm chỉ báo bước chân vịt được thể hiện như trên Hình 3.

Sơ đồ hệ thống điều khiển từ xa bước chân vịt bằng khí nén được thiết kế như trên Hình 4. Trong đó phần hệ thống thủy lực điều khiển bước chân vịt vẫn giữ nguyên, chỉ thay đổi phần điều khiển từ xa bằng khí nén thay cho điện - điện tử.



Hình 3. Cách bố trí xilanh phụ khí nén điều khiển bước chân vịt và bố trí cụm chỉ báo bước chân vịt bằng khí nén

- Cách bố trí cụm chỉ báo bước chân vịt bằng khí nén và các vít giới hạn bước chân vịt theo chiều tiến và lùi;
- Cách kết nối xilanh phụ khí nén với van phân phối dầu vào xilanh dịch bước.

Từ sơ đồ hình 5a và theo tài liệu [4, 5, 6], mômen ma sát của cụm cần điều khiển và van cấp dầu vào xilanh dịch bước được xác định theo công thức sau:

$$M_{ms} = 2.0,153.\pi.d_1.L_1^2.\frac{\mu.\omega.R_1^2}{h_1^2} + 2.0,153.\pi.d_1.L_3^2.\frac{\mu.\omega.R_1^2}{h_1^2} + \frac{\pi d_2^2.L_5}{2}.\frac{\mu.\omega}{d_2} \quad (1)$$

Hay
$$M_{ms} = \pi.\mu.\omega \left[0,306(L_1^2 + L_3^2) \frac{d_1.R_1^2}{h_1^2} + L_5 \cdot \frac{d_2^3}{4h_2} \right] \quad (2)$$

Lực để xoay cần điều khiển van phân phối F_x được xác định theo công thức sau:

$$F_x = \frac{M_{xoay}}{R} = \frac{M_{ms}}{R} \quad (3)$$

Từ hình 5b và theo tài liệu [4,5,6] thì sức căng lò xo ban đầu (F_{0lx}) khi lò xo đẩy piston của xilanh phụ sang trái ứng với bước chân vịt ở vị trí lùi tối đa được xác định theo công thức:

$$F_{0lx} = C_0.x_0 \quad (4)$$

Lực lò xo ban đầu phải lớn hơn lực xoay cần điều khiển van phân phối dầu vào xilanh dịch bước. Như vậy để lò xo có thể đẩy dứt khoát piston của xilanh dịch bước ta có thể lấy $F_{0lx} = 4 F_x$ [6].

Từ đó:

$$C_0 = 4 \frac{M_{ms}}{R.x_0} \quad (5)$$

Áp suất khí nén ban đầu p_{min} tạo ra lực cân bằng với lực lò xo ban đầu tức là $F_{min} = F_{0lx}$, từ đây ta có thể xác định được áp suất khí nén điều khiển ban đầu p_{min} là:

$$p_{min} = 16 \frac{M_{ms}}{R.\pi D_1^2} \quad (6)$$

Lực lò xo khi bị nén tối đa F_{lxmax} tương đương với vị trí piston của xilanh dịch bước bị đẩy sang phải tối đa. Vị trí này là vị trí mà bước chân vịt tiến tối đa ứng với khoảng dịch chuyển tối đa S_{max} của piston dịch bước chân vịt.

$$F_{lxmax} = C_0 \cdot \left(x_0 + \frac{S_{max}.R}{R_1} \right) \quad (7)$$

Áp suất khí nén điều khiển cực đại cấp vào xilanh phụ khí nén p_{max} được xác định như sau:

$$p_{max} = \frac{4}{\pi D_1^2} C_0 \cdot \left(x_0 + \frac{S_{max}.R}{R_1} \right) \quad (8)$$

Chiều dài tổng của lò xo được xác định theo công thức sau [6]:

$$L_{lx} = \left(x_0 + \frac{S_{max}.R}{R_1} \right) \left(1 + \frac{d_{lx}}{t_{lx}} \right) \quad (9)$$

Trong đó:

d_1 - đường kính cổ trục van phân phối dầu vào xilanh dịch bước (m);

d_2 - đường kính trục cần điều khiển tại vị trí ổ đỡ (m);

h_1 - khe hở giữa trục và vỏ van phân phối dầu (m);

h_2 - khe hở giữa trục và vỏ ổ đỡ cần điều khiển (m);

μ - độ nhớt động lực học của dầu thủy lực (Pa.s, N.s/m²);

L_1, L_3 - chiều dài cổ trục của van phân phối tại vị trí tiếp xúc (m);

L_5 - là chiều dài bề mặt tiếp xúc của ổ đỡ trục cần điều khiển (m);

ω - tốc độ góc xoay trục điều khiển van phân phối (rad/s);

M_{xoay} - Mômen xoay cần điều khiển van phân phối dầu vào xilanh dịch bước (Nm);

R - Cánh tay đòn tính từ tâm trục điều khiển van phân phối đến vị trí kết nối với xilanh phụ khí nén;

R_1 - Cánh tay đòn tính từ tâm van phân phối đến tâm trục điều khiển van phân phối;

S_{max} là hành trình cực đại của piston trong xilanh dịch bước chân vịt (m);

d_{lx} - đường kính dây lò xo (m);

t_{lx} - bước lò xo.

5. Kết quả tính toán

Xét cụ thể cho một nhóm tàu có công suất định mức của máy chính là 5000kW, vòng quay định mức của chân vịt là 185 v/p. Các thông số kết cấu của cụm điều khiển van phân phối dầu vào xilanh dịch bước được cho trong Bảng 1.

Bảng 1. Các thông số kết cấu hệ thống điều khiển từ xa bước chân vịt bằng khí nén

d_1 (m)	d_2 (m)	R (m)	R_1 (m)	L_1 (m)	L_3 (m)	L_5 (m)	x_0 (m)	h_1 (m)	h_2 (m)	S_{max} (m)
0,1	0,03	0,3	0,3	0,03	0,02	0,04	0,05	$0,1 \cdot 10^{-3}$	$0,15 \cdot 10^{-3}$	0,24

Đối với hệ thống khí nén điều khiển từ xa bước chân vịt thì việc tính toán thiết kế các thiết bị quan trọng nhất là tính toán thiết kế xilanh khí nén, áp suất khí điều khiển tối thiểu p_{min} và áp suất khí điều khiển tối đa p_{max} . Các thiết bị khác như van điều chỉnh áp lực, áp kế chỉ báo bước sẽ được chọn theo áp suất p_{min} và p_{max} . Các thiết bị sau khi đã được tính chọn sẽ order của các hãng cung cấp thiết bị có uy tín trên thế giới để cung cấp các thiết bị khí nén.

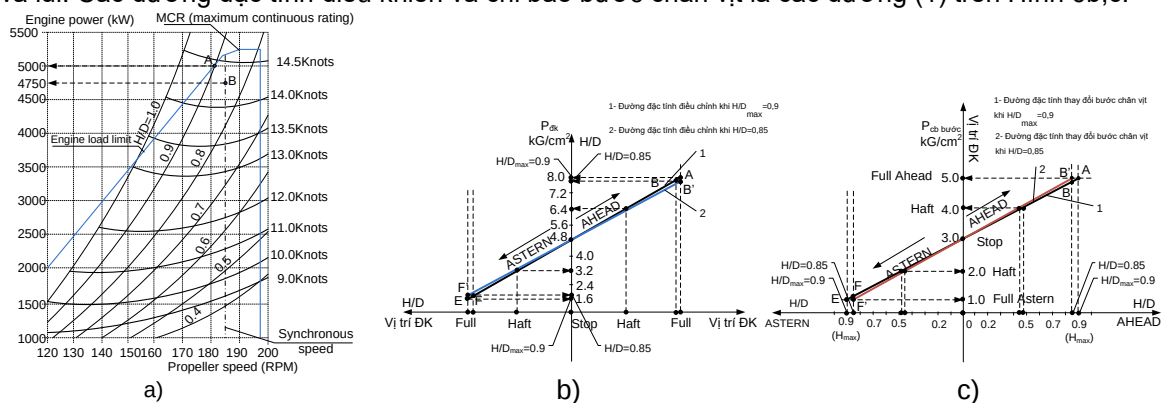
Trên cơ sở các công thức trên, tác giả đã sử dụng phần mềm Visual basic để tính toán các thông số thiết kế hệ thống khí nén điều khiển từ xa bước chân vịt. Kết quả tính toán được thể hiện trong Bảng 2.

Bảng 2. Các thông số tính toán thiết kế hệ thống điều khiển từ xa bước chân vịt bằng khí nén

M_{ms} (Nm)	C_0 (N/m)	p_{min} (N/m ²)	p_{max} (N/m ²)	L_x (m)	D_1 (m)	D_2 (m)	b (m)	L_{xl} (m)	$L_{cán}$ (m)
135	36000	$1,6 \cdot 10^5$	$8,0 \cdot 10^5$	0,3	0,12	0,01	0,04	0,28	0,38

6. Hiệu chỉnh bước chân vịt tàu thủy

Ta xét cho nhóm tàu có công suất máy chính như tính toán ở trên. Từ Bảng 2 ta xác định được các thông số áp suất p_{min} và p_{max} tương ứng với bước chân vịt cực đại (H_{max}) theo chiều tiến và lùi. Các đường đặc tính điều khiển và chỉ báo bước chân vịt là các đường (1) trên Hình 6b,c.



Hình 6. Đặc tính động cơ lai chân vịt biến bước và các đặc tính điều khiển bước

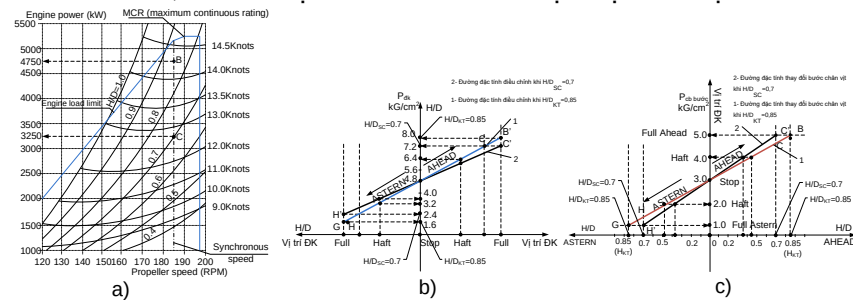
- Đặc tính động cơ lai chân vịt biến bước của tàu có công suất máy chính 5000 kW [1];
- Đặc tính điều khiển bước chân vịt bằng khí nén [2,3];
- Đặc tính chỉ báo bước chân vịt bằng khí nén [2,3].

Tuy nhiên với bước chân vịt giãn hết cỡ (H_{max}) theo cả hai chiều này thì máy chính sẽ bị quá tải công suất. Trong thực tế thì bước chân vịt ($H < H_{max}$) để tránh cho máy chính làm việc bị quá tải. Từ đồ thị đặc tính công tác của máy chính lai chân vịt Hình 6a, điểm công tác hợp lý trong khai thác của máy chính là điểm B trên đồ thị [1]. Điểm B có thông số công tác của động cơ là: $N_{eKT} = 4750kW$, vòng quay chân vịt $n_{cv} = 185$ v/p, tốc độ tàu đạt $v_{tàu} = 14,25$ knots, với tỷ số $H/D = 0,85$.

Việc hiệu chỉnh đặc tính điều khiển từ xa bước chân vịt được thực hiện như sau: Trước tiên bước chân vịt theo chiều tiến và lùi phải được cố định bởi các vít giới hạn bước chân vịt như hình 3a. Khởi động bơm thủy lực điều khiển bước chân vịt và chuyển van chuyển đổi sang điều khiển tại buồng lái hoặc buồng máy. Sau đó căn cứ vào sơ đồ đặc tính điều khiển Hình 6b, tay điều khiển được đẩy về vị trí "FULL ASTERN". Nới các vít hãm cam điều khiển dưới tay điều khiển, hiệu chỉnh phía bên phải của cam cho tỳ vào van điều khiển khí nén sao cho piston của xilanh phụ được đẩy về vị trí lùi hết của bước chân vịt, tức là cần nối với cán piston của xilanh phụ khí nén tỳ vào đầu vít giới hạn bước theo chiều lùi. Tiếp tục đẩy tay điều khiển từ xa bước chân vịt về vị trí hết tiến "FULL AHEAD", hiệu chỉnh phía bên trái của cam cho tỳ vào van điều khiển sao cho piston của xilanh phụ khí nén được đẩy về vị trí hết tiến của bước chân vịt, tức là cần nối với cán piston của xilanh phụ khí nén tỳ vào đầu vít giới hạn bước theo chiều tiến. Sau đó đưa tay điều khiển từ xa về vị trí "stop" là vị trí bước chân vịt bằng "0". Đường đặc tính điều khiển trong trường hợp này sẽ làm việc theo đường (2) trên Hình 6b.

Chỉnh định chỉ báo bước chân vịt được thực hiện như sau: Van chuyển đổi vị trí điều khiển được chuyển sang vị trí điều khiển từ buồng máy. Tay điều khiển được đẩy sang vị trí “FULL ASTERN”. Nới các vít hãm cam điều khiển dưới tay điều khiển, hiệu chỉnh phía bên trái của cam cho tỳ vào van điều khiển khí nén sao cho kim chỉ báo bước chân vịt về vị trí “FULL ASTERN” thì dừng lại. Tay điều khiển tiếp tục được đẩy sang vị trí “FULL AHEAD”, hiệu chỉnh phía bên phải của cam cho tỳ vào van điều khiển sao cho kim chỉ báo bước chân vịt dịch chuyển đến vị trí “FULL AHEAD” thì dừng lại. Sau tay điều khiển được đưa về vị trí “stop” và kim chỉ báo bước chân vịt chỉ “0” là được. Khóa chặt tất cả các vít hãm của cam điều khiển và cam chỉ báo bước chân vịt. Đặc tính chỉ báo bước chân vịt bây giờ làm việc theo đường (2) trên đồ thị hình 6c.

Khi máy chính bị suy giảm công suất, bước chân vịt trong trường hợp này cần phải được điều chỉnh giảm để máy chính hoạt động an toàn. Quá trình hiệu chỉnh bước chân vịt cũng được tiến hành theo các bước trên. Quá trình hiệu chỉnh bước chân vịt được thể hiện như trên Hình 7.



Hình 7. Đặc tính động cơ lai chân vịt biển bước và các đặc tính điều khiển bước khi cần giảm công suất khai thác của máy chính

- Đặc tính động cơ lai chân vịt biển bước khi giảm công suất máy chính [1]
- Sơ đồ điều chỉnh lại đặc tính điều khiển bước chân vịt bằng khí nén [2,3];
- Sơ đồ điều chỉnh lại đặc tính chỉ báo bước chân vịt bằng khí nén [2,3].

7. Kết luận

Hệ thống điều khiển từ xa bước chân vịt tàu thủy bằng khí nén đã được tính toán thiết kế một cách hoàn chỉnh và đã tính toán cho một nhóm tàu cụ thể. Các thiết bị sử dụng trong hệ thống đã được kiểm nghiệm thông qua các hệ thống điều khiển từ xa tốc độ máy chính nên đã chứng tỏ được khả năng hoạt động ổn định và tin cậy của hệ thống. Hệ thống đã khắc phục được những nhược điểm của hệ thống điều khiển từ xa bước chân vịt bằng điện - điện tử là có thể làm việc được trong môi trường có nhiệt độ và độ ẩm cao, môi trường có rung động mạnh và các môi trường hoạt động khắc nghiệt khác của tàu thủy.

Hệ thống điều khiển từ xa bước chân vịt bằng khí nén có kết cấu đơn giản, gọn nhẹ với độ bền cao. Hệ thống bảo dưỡng đơn giản vì các phần tử trong hệ thống đều là các phần tử khí nén có vật liệu chế tạo với độ bền cao. Điều này đã được kiểm nghiệm thông qua các hệ thống điều khiển từ xa tốc độ máy chính.

Nếu hệ thống điều khiển từ xa bước chân vịt tàu thủy bằng khí nén được chế tạo và được thử nghiệm đầy đủ các thông số kỹ thuật của hệ thống và tính năng về môi trường, khi được đăng kiểm chấp nhận thì hệ thống có thể được áp dụng lên tàu thủy thì sẽ tăng cường nội địa hóa được các trạng thiết bị cho ngành đóng tàu.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] Lương Công Nhỏ, Đặng Văn Tuấn. “*Khai thác hệ động lực tàu thủy*”, NXB Giao thông vận tải, Hà Nội 1995.
- [2] TS. Phạm Hưu Tân “*Máy phụ tàu thủy tập 2*”, NXB Giao thông vận tải, Hà Nội 2012.
- [3] TS. Phạm Hưu Tân “*Máy phụ tàu thủy tập 1*”, NXB Giao thông vận tải, Hà Nội 2012.
- [4] Vương Thành Tiên “*Cơ kỹ thuật*”. NXB Đại học Nông Lâm TP. Hồ Chí Minh, TP. Hồ Chí Minh 2013.
- [5] PGS.TS. Trần Doãn Ý “*Ma sát - Mài mòn - Bôi trơn*”, NXB Xây dựng, Hà Nội 2005.
- [6] TCVN 2020-77÷TCVN 2030-77.

EVALUATE BASIC TECHNICAL PARAMETERS OF THE ELECTRO-HYDRAULIC CONTROL SYSTEM OF THE SHIP STEERING GEAR

Assoc.Prof. Le Van Hoc¹, MSc. Nguyen Ngoc Dam²,

¹Vietnam Maritime University

²Sao Do University

Abstract:

Time of putting the ship's rudder over from limited position on one side to limited position on other side is one of the most important parameters of the electro-hydraulic steering system of the ship. With each system, it depends primarily on hydraulic oil's operating pressure in the power cylinder driving ship's steering rudder and is specified by the standards of the Vietnam Register and International Convention SOLAS (Safety of Life at Sea).

This article introduces the method of determining these technical parameters of the ship steering system W-130 Japanese-built with the electro-hydraulic control system, equipped on a group of Vietnam's medium - capacity ship from 6,000 tons to 12,000 tons by simulation method on Automation studio software (AS). The method introduced in this article can be applied to all type of electro-hydraulic steering gear. The results obtained allow evaluating the technical state of the system at any time, as the basis for correcting and repairing them, meeting the requirements of safe and effective ship exploitation.

Keywords: Ship steering gear, Electro-hydraulic control system, Time of putting rudder over, steering time, Operating pressure.

1. Introduction

The steering system plays a very important role on the ship. It directly affects the safety of the ship. The safe and effective exploitation of the steering system is an inevitable requirement for all the marine officers. Nowadays, ships use electro-hydraulic steering system is widely used on the ship because of its outstanding features such as reliable operation, compact size, large capacity, easy to integrate with the automatic control system. During the operation of the steering system, the steering time and pressure in the steering cylinder determine the accuracy of the trajectory of the ship. In this article, authors introduce the method of determining these technical parameters of the ship steering systems W-130 Japanese-built with the electro-hydraulic control system, equipped on a group of Vietnam's medium - capacity ship from 6,000 tons to 12,000 tons by simulation method on Automation studio software. The method introduced in this article can be applied to all type of electro-hydraulic steering gear. The results obtained allow evaluating the technical state of the system at any time, as the basis for correcting and repairing them, meeting the requirements of safe and effective ship exploitation.

2. The electro-hydraulic control system of the ship steering gear

2.1. Technical request (by Vietnam Register and SOLAS)

Unless expressly provided otherwise, every ship must be provided with a main steering gear and an auxiliary steering gear. The main gear and the auxiliary steering gear shall be arranged that failure of one of them will not render the other one inoperative. The main steering gear and rudder stock shall be [3]:

- of adequate strength and capable of steering the ship at maximum ahead service speed which shall be demonstrated;

- capable of putting the rudder over from 35° on one side to 35° on other side with the ship at its deepest seagoing draught and running ahead at maximum ahead service speed and under the same conditions, from 35° on either side to 30° on the other side in not more than 28s.

2.2. The ship steering system W-130 Japanese-built

This is the electro-hydraulic steering gear equipped on medium - capacity ship with driving moment to 13Tm. In 2001, the Bach Dang shipyard imported the steering system W-130 to build the 6300T Vinh Thuan ship, firstly built in Vietnam under Japanese design and registration. After

that, steering system W-130 continued to be imported and equipped for the 6300 - 6500T ships that are built up to now. The steering gear W-130's hydraulic principle diagram is shown in figure 1.

The W130 uses two-way cylinders with self-aligning sprockets at the cylinder head and piston head.

The W-130 has a mains supply and backup power. The basic technical parameters of the steering system W-130 are shown in table 1.

Table 1. The basic technical parameters of the steering gear W-130

Steering moment	$M = 13 \text{ Tm}$
Operating pressure	$p_{lv \text{ max}} = 180 \text{ kg/cm}^2$
Safety valve opening pressure	$p_{at} = 225 \text{ kg/cm}^2$
Cylinder diameter	$D = 125 \text{ mm}$
Piston rod diameter	$d = 70 \text{ mm}$
Steering sector radius	$R = 470 \text{ mm}$
Piston stroke	$H/70^\circ = 540 \text{ mm}$
Maximum turn steering angle	$\alpha = \pm 35^\circ$
Steering turn time	$t/70^\circ = 23 \text{ s}$
Emergency steering time	$t/30^\circ = 60 \text{ s}$
Power motor	$N = 5,5 \text{ kW}$
Motor's operation rotation	$n = 1430 \text{ rpm}$
Oil pump's type	GFFP-AOS22AR-AO

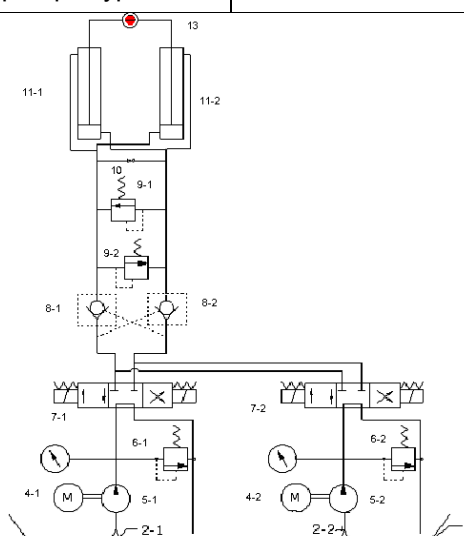


Fig. 1. The steering system W-130's hydraulic system.

- | | |
|------------------------------|------------------------------------|
| 1 – Oil tank | (8-1), (8-2) - One-way valve |
| (2-1), (2-2) – Filter | (9-1), (9-2) - Safety valves |
| (4-1), (4-2) - Motors | (10) - Hydraulic key |
| (5-1), (5-2) - Pumps | (11-1),(11-2) – Steering cylinders |
| (6-1), (6-2) - Safety valves | 13 – Steering sector |
| (7-1), (7-2) - Pilot valves | |

3. Simulate steering gear W-130 on AS

3.1. Build simulation

3.1.1. Hydraulic circuit

Using the hydraulic module of AS as the figure 2, the steering system W-130's hydraulic circuit is built as the figure 3.

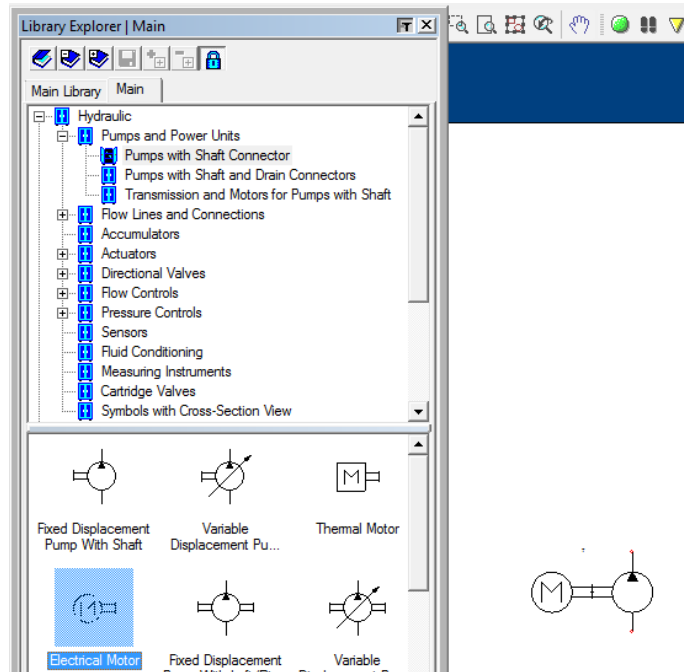


Fig. 2. Hydraulic module of AS [1]

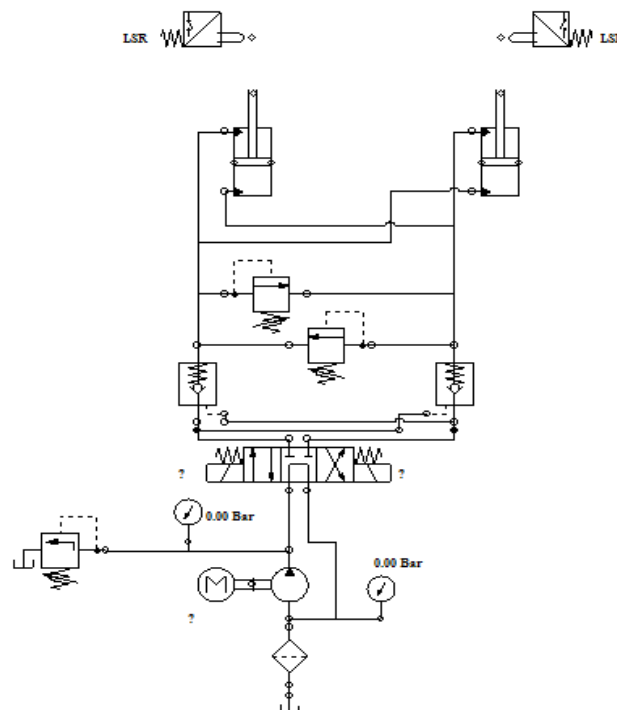


Fig. 3. Hydraulic circuit [4]

3.1.2. Electric control circuit

Using the Electronic Control (JIC standard) module of AS, authors establish electric control circuit shown in figure 4.

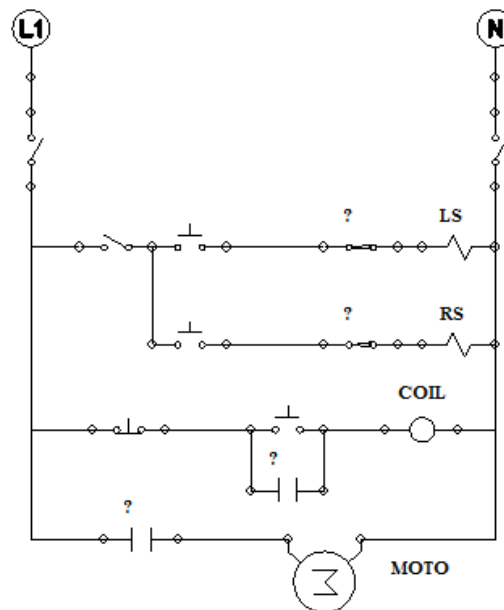


Fig. 4. Electric control circuit [4]

3.1.3. Setting simulation for steering gear W-130

The steering gear W-130's basis technical parameters are introduced in table 2.

Table 2. The steering gear W-130's basis technical parameters

No	Equipment	Technical parameter		
1	Oil pump	$P_{\max}$	250	kG/cm ²
		Q	27	litre/min
		$n_{\max}$	1500	rpm
2	Hydrolic cylinder	D	100	mm
		d	40	mm
		L	400	mm
3	Hydrolic pipe	d_t	8	mm
4	Stop valve	P_{lv}	1,5	kG/cm ²
5	Safety valve	$P_{\max}$	350	kG/cm ²
6	Motor	N	3	kW
		$N_{\max}$	2900	rpm
7	Oil tank	V	74,25	litre

After putting up the device's technical parameters on the hydraulic circuit (Figure 3) and the electric control circuit (Figure 4), simulation interfaces of steering gear W-130 are established as at the figure 5, figure 6.

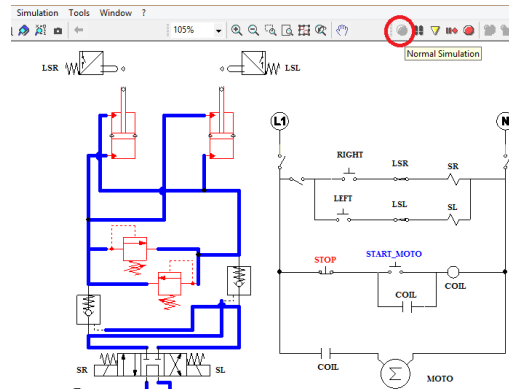


Fig. 5. Simulation interface of steering gear W-130

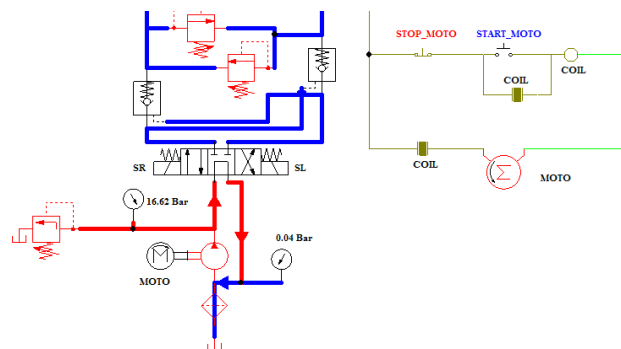


Fig. 6. Simulation interfaces of steering gear W-130 with pump and motor

3.2. Determining steering time and oil pressure in power cylinder

3.2.1. The case of non load

Start simulation (figure 5, figure 6) by using command "Plotter" (figure 7) to determine time of putting the rudder over from 35° on one side to 35° on other side.

Time of putting the rudder over from 35° on one side to 35° on other side and hydraulic oil's operating pressure in the power cylinder. The simulation results are displayed on the graphics 8, 9, 10.

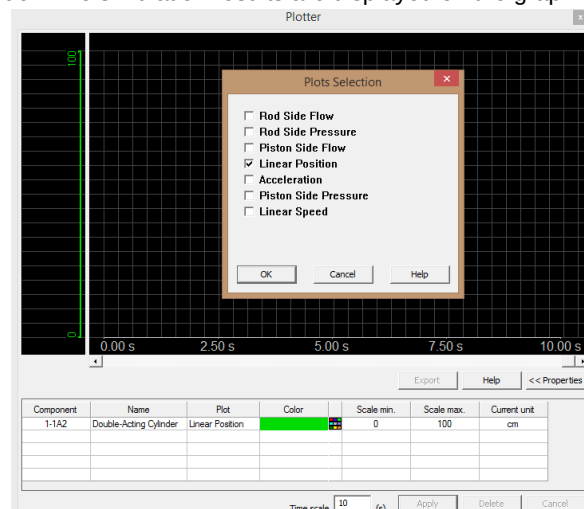


Fig. 7. Graphic interface on AS
Pistons's change position is shown in figure 8



Fig. 8. Pistons's change position

From the graph, operating pressure's real value can be exported into text file using in the calculation by the "Export" command (Figure 9).

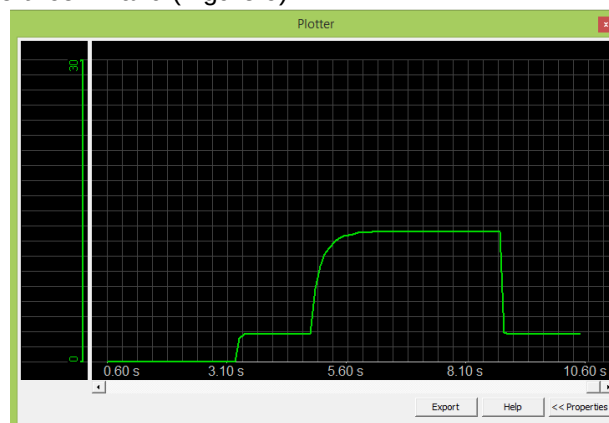


Fig. 9. Pressure's change in the power cylinder

Received result shows that when the pump periodically operates, pressure is 2.8bar. The maximum pressure when turning the rudder is 12.96bar. The pressure difference between the two sides of the piston is about 1 bar (5.1bar at the side of piston's top, 6.1bar at the side of piston's pod).

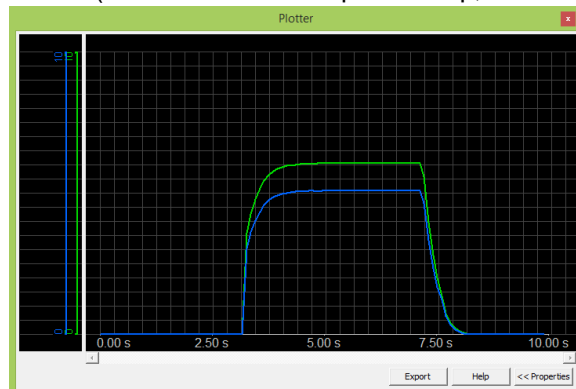


Fig. 10. Differential pressure between two sides of the cylinder

The above diagrams show that the necessary time that piston moves from the middle position to the upper and lower position of the two cylinders is different. However, in fact the two xy lanh are connected by the steering sector, so this difference is disabled.

Thus, the rudder's rotation time from the middle position to the one of limited positions can be approximated (obtained from the graph) as follows:

$t = (6.7 + 4.5) / 2 = 5.6$ seconds. It means that time of putting the rudder over from 35° on one side to 35° on other side is 11.2s.

3.2.2. The case of full load

In fact, load moment impacted on the rudder changes depending on the rudder' position for the manual upload to the rudder or the rotation rudder of the change in the rudder corner. During simulating on the AS software, the authors performed test with the maximum load of 1.0 Tm.

So the maximum force impacted on the cylinder head [2]:

$$F = \frac{10^4}{R \cdot \cos 35^\circ \cdot \eta} = \frac{10^4}{0,3 \cdot \cos 35^\circ \cdot 0,9} = 4521,39(N)$$

After that, load is placed on power cylinders as figure 11.

Simulation results in the case of full load are shown in the figures 12, 13, 14.

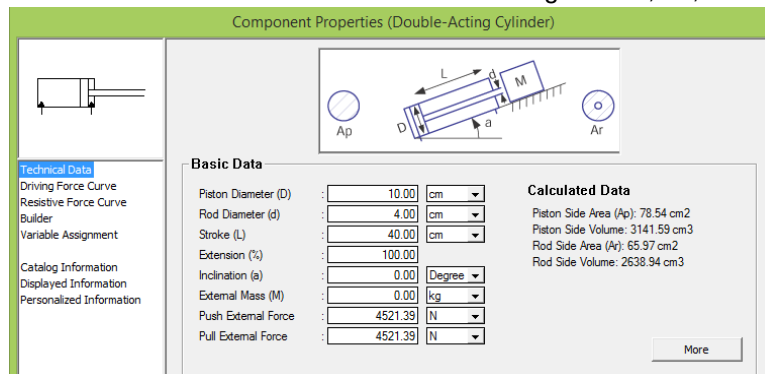


Fig. 11. Putting up load on power cylinders

Graphic (figure 12) shows that time of putting the rudder over from 35° on one side to 35° on other side:

$$t = (9.8 + 14.8) / 2 = 12.3s$$

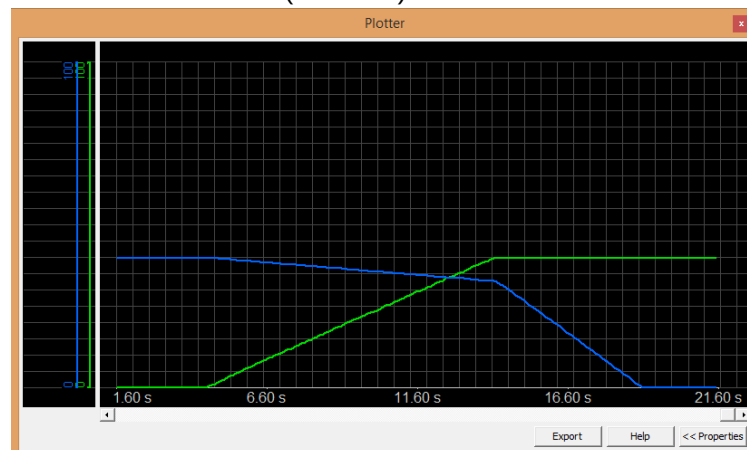


Fig. 12. Steering time with the case of full load.

Maximum pressure in power cylinder when one of pistons arrived to limited position is 28bar.

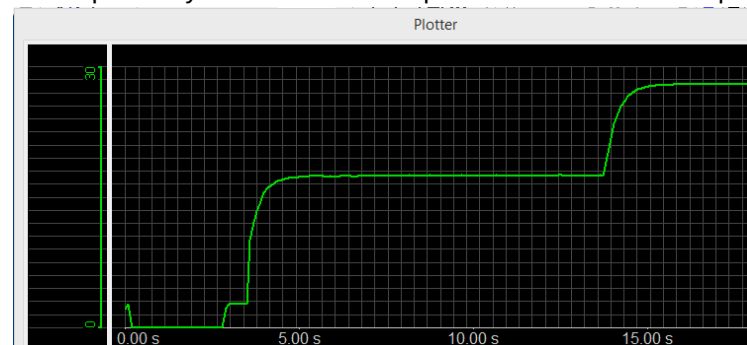


Fig.13. Oil pressure in power cylinder in the case of full load

The differential pressure between the two sides of the pistons is 3.3bar.

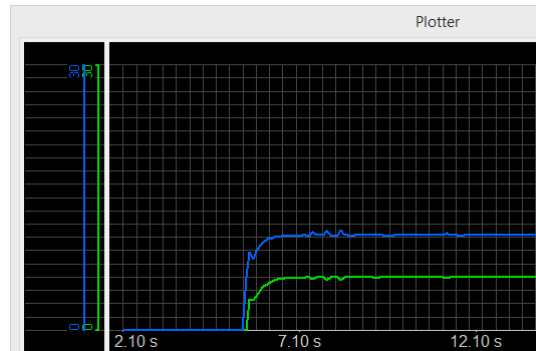


Fig. 14. The differential pressure between the two sides of the piston

4. Conclusion

The steering gear W-130's technical parameters are checked by the Automation Studio software. Time of putting the rudder over from 35^0 on one side to 35^0 on other side is 11.2s in the case of non load, 12.3s in the case of full load, meeting Vietnam Register and SOLAS [4].

The results (operation pressure in power cylinder, it's difference between two sides of power cylinder) obtained allow evaluating the technical state of the steering gear's equipments at any time and can be used as the basis for correcting and repairing them, meeting the requirements of safe and effective ship exploitation.

Reference

- [1] FAMIC®Technologies Inc. Automation Guide.
- [2] Phan Văn Hội. Sổ tay thiết bị tàu thủy, Tập 1, NXB KHKT, 1987.
- [3] TCVN 6259-3-1997.
- [4] Nguyễn Ngọc Đàm. Luận văn thạc sĩ: Nghiên cứu thiết kế hệ thống máy lái điện - thủy lực trên phần mềm Automation Studio. Trường Đại học Hàng hải Việt Nam, 2013.

FRL: FILTER, REGULATOR, AND LUBRICATOR

Nguyễn Tuấn Anh

VIMARU, Marine Engineering Faculty, Power Fluid & Automation Division

Email: anhnt.mtb@vimaru.edu.vn

Abstract

Filter, regulator, and lubricator (FRL) compressed air systems are used to deliver clean air, at a fixed pressure, and lubricated (if needed) to ensure proper pneumatic component operation and increase their operation lifetime. The air supplied by compressors is often times contaminated, over pressurized, and non-lubricated meaning that an FRL unit is required to prevent damage to equipment. Filters, regulators, and lubricators can be bought individually or as a package (as seen in Figure 1) depending on what is needed to ensure the proper air specifications are being met for downstream equipment. It is recommended to install these devices if you:

- *Use pneumatic tools and equipment;*
- *Are installing an HVAC system;*
- *Require clean air to be delivered to your facility or workplace;*
- *Require compliance to ISO, OSHA, ASHRA or other air quality standards;*
- *Want to improve the service life, safety and reliability of your air system.*

Keyword: Filter, regulator, lubricator (FRL)

What do FRL units do?

An FRL unit is comprised of a filter (F), regulator (R), and a lubricator (L). They are often used as one unit to ensure clean air in a pneumatic system but can also be used individually. Having a proper FRL unit installed in a pneumatic system provides higher reliability of the components downstream, reduced power waste due to over pressurization, and increased component lifetime. The three components work together to do the following:

- Filters remove water, dirt and other harmful debris from an air system. This is often the first step in improving the air quality.
- Regulators adjust and control the air pressure of a system to ensure that down-line components do not exceed their maximum operating pressures. This is the second step in the FRL system.
- Lubricators reduce the internal friction in tools or equipment by releasing a controlled mist of oil into the compressed air. This is often done last and/or right before the component needing lubrication.



Figure 1: FRL unit

What FRL components do you need?

Filters, regulators and lubricators can be purchased individually or as a combined filter-regulator (FR) or filter-regulator-lubricator (FRL) unit. It is recommended to install an FR unit if your equipment is self-lubricating and an FRL unit if your equipment requires lubrication. It is important to understand the air requirements of your system and components to know if and what components of an FRL unit are needed. The type of FRL components required is dependent on your system requirements, but it is recommended that every air system uses at least one filter and one pressure regulator. Most modern pneumatic tools use self-lubricating seals and as such, you often do not need to install a separate lubricator. If they aren't self-lubricating, a lubricator should also be installed in the system. As a general rule, a pneumatic system's order of installment is in this order: compressor, filter, regulator, and then a lubricator. Give careful consideration to the location of these devices because you may not need to treat your entire air system. To optimize the pneumatic system and reduce cost, only treat air where air needs to be treated.

Application specifications to know

Before selecting a device, it is important to know the pressure, flow rate, and air quality requirements of the tools using compressed air and if any air quality standards apply to your workplace before selecting a device. To ensure that your FRL unit, or component, meets the pressure ranges in and out the flow rate requirement (typically in liters per min) consult the datasheet for your specific unit. Also, the environment that the device will be installed in and exposed to should be considered. Housings come in different materials to accommodate different environmental conditions. We recommend a metal housing if the device will be installed outside, exposed to heat, salt water, salt air, or chemicals. Nylon or polycarbonate housing is acceptable for most general applications. It is recommended to consult our selection guide for material compatibility for each application.

Pneumatic filter selection



Figure 2: Pneumatic filter

Filters remove water, dirt and other harmful debris from an air system (Figure 2). The type and size of contaminants present in the system and the air requirements for components will ultimately affect what micron size and bowl material is needed for the filter. Common applications generally only require a filter rated between 5-40 microns. However, ISO 8157 goes down to 0.1 micron and for special applications, like medical or pharmaceutical the specifications can be as low as .001 micron. The rating means that it doesn't allow bigger particles through. For example, if you have a 20 micron filter it will allow particles smaller than 20 microns to pass through. It should be noted that filters experience a small pressure drop across the inlet and outlet ports because of the flow restriction. A 0.1 micron filter will create a larger pressure drop than a 40 micron filter and will require more regular maintenance due to the easy buildup of contaminants. Therefore, do not oversize your filter by selecting the finest possible micron size. It will lead to higher cost for the component, a larger pressure drop, and more maintenance time. Instead, select a filter that will remove only the smallest contaminant specific to your system.

The bowl material and drainage type are also important. The bowl comes into contact with the contaminants and houses the filtered particles. The pressure, temperature, and chemicals present affect the bowl material selection. Filters also require drainage, which can be either accomplished by the filter as an automatic, semi-automatic, or manual drainage system or a condensate drain can be attached to the outlet to remove the filtered contaminants.

- **Automatic:** An automatic drain is a 2/2-way valve that closes when the system is pressurized. It has a float system in it that rises when the system is de-pressurized or when liquid accumulates, and this rise in the float causes the drain to open. Advised when the equipment is in continual use, requires frequent drainage, or in a hard to reach location.
- **Semi-automatic:** A semi-automatic drain automatically drains the system upon de-pressurization. It can drain the system when pressurized, but only by a manual process. If the system is not always under pressure, it is recommended to have a semi-automatic drainage filter.
- **Manual:** The filter can be manually drained when the system is depressurized. Not advised for a hard to reach location, if it requires frequent drainage, and if the system isn't regularly depressurized.
- **Condensate Drain:** A condensate drain can be attached to the outlet of the filter to accomplish the drainage. However, proper timing of the open/closing needs to be set.

Pneumatic pressure regulator selection

Regulators, also called pressure reducing valves, adjust and control the air pressure of the system to ensure that down-line components do not exceed their maximum operating pressures (Figure 3). Two of the most important selection criteria are the pressure rating and if it is a relieving or non-relieving regulator. It is important to include a safety factor on the max input pressure so that the regulator can handle excess pressure. Typically, a regulator's manual will have a flow curve to allow a user to correctly size a regulator based on the system flow rate and desired outlet pressure. Regulators also provide a consistent and stable outlet pressure. If you need to regulate your pressure to 0.6 MPa, we recommend that you select a regulator having a maximum range of 1MPa instead of 0.7 MPa to ensure that you do not damage the regulator if your system becomes over pressurized. In addition, if the inlet pressure is too high for a single device, two pressure regulators in a row can be used to decrease the pressure in two stages. On common pressure regulators, it is a manual knob to set the output pressure.



Figure 3: Pneumatic pressure regulator

The second consideration is if the regulator is considered relieving or non-relieving. Relieving regulators have a built-in vent that lets excess pressure escape once it exceeds a certain threshold. Non-relieving regulators will not vent this excess pressure and rely on a secondary device to decrease pressure. For a non-toxic application, a relieving regulator is recommended to ensure that a buildup in pressure doesn't occur and cause damage. However, when the application consists of dangerous or expensive gases, you do not want to release them into the atmosphere.

Pneumatic lubricator selection



Figure 4: Pneumatic lubricator

Lubricators reduce the internal friction in tools or equipment by releasing a controlled mist of oil into the compressed air (Figure 4). Knowing the pneumatic component's need for lubrication will determine the oil type and drip rate. The drip rate is how much oil is released downstream. There are two types of lubricators: oil-fog and micro-fog.

- **Oil-fog** supplies 100% of the oil seen in the sight glass downstream as a large droplet. It is designed for short distances and typically just for one component requiring heavy lubrication.
- **Micro-fog** supplies roughly 10% of the oil seen in the sight glass downstream as a mist ($< 2 \mu\text{m}$). It is designed for long distances and multiple components.

Lubricators will require maintenance to re-fill the oil reservoir when it becomes low and can be monitored through the sight glass or a window located on the housing. Lubricators also require a pressure differential to make the oil drip, therefore, they create a pressure drop at the outlet. This needs to be taken into account to ensure the proper pressure reaches the end component. This means that air will not be lubricated if the system is off, which allows for no oil waste. It should be noted that many pneumatic components are self-lubricating and don't require any additional lubrication.

REFERENCE

[1] <https://www.smcworld.com/overseas/sguide/ja-jp/index.html>

[2] <https://www.festo.com/us/en/>

NHỮNG HƯ HỎNG THƯỜNG GẶP CỦA CLAPE TRONG MÁY NÉN LẠNH

FREQUENT FAILURE OF REED VALVES IN REFRIGERATION COMPRESSORS

ThS. Vũ Đức Anh

Bộ môn tự động thủy khí – Khoa Máy tàu biển

Tóm tắt

Bốn ví dụ về sự cố clape trong hệ thống lạnh được mô tả trong bài báo. Hư hỏng trong mỗi trường hợp là do gãy một hoặc nhiều phần trong các clape. Hầu hết các hư hỏng có thể được chẩn đoán là mỏi do tác động của tự nhiên. Sự mỏi bắt nguồn từ sự phá hủy bề mặt trên bề mặt tiếp xúc của clape do va chạm và xoắn. Hư hỏng còn có thể bắt nguồn từ các khuyết tật trong quá trình đúc bao gồm cả băng clape.

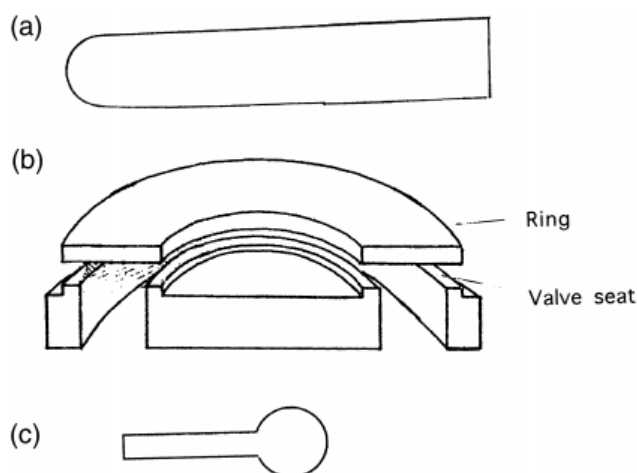
ABSTRACT

Four examples of reed valve failures in refrigeration systems are described. Failure in each case was by fracture of one or more reeds in the valves. Most of the failures could be diagnosed as impact fatigue in nature. The fatigue originated at surface damage on the reed-valve contact surface resulting from impact and reed twisting. One failure could be traced to defects in the casting containing the valve seats.

1. Đặt vấn đề

Clape là thiết bị đơn giản, chi phí thấp và hiệu quả được sử dụng trong các hệ thống lạnh thương mại. Chúng bao gồm một dải kim loại mỏng được sử dụng như một cái nắp để che lỗ điều khiển dòng khí vào và khí ra trong máy nén.

Hệ thống lạnh sử dụng máy nén khí tốc độ cao. Trong các máy nén này, tổn thất dòng chảy xảy ra trong thời gian cần thiết để mở van. Vì vậy, để hiệu quả, cần có van quán tính thấp. Clape là thiết kế van tổn thất thấp nhất vì quán tính thấp. Clape cung cấp tổn thất thể tích tối thiểu trong máy nén. Do tính linh hoạt của chúng, chúng bật kín tốt vì áp suất khí sẽ làm cho chúng tiếp xúc tốt với băng clape.



Hình 1. a) Kết cấu clape đơn giản; b) Kết cấu clape dạng vòng tròn;
c) Kết cấu clape dạng vợt tennis

Clape đơn giản nhất là một lá kim loại mỏng, hình chữ nhật được gắn chặt ở một đầu, đặt phẳng trên tấm van và che đường khí vào khoang công tác. Một số thiết kế clape được thể hiện trong hình 1. Clape đơn giản trong hình 1a hoạt động như lò xo của chính nó và mở ra, đóng lại khi bị tác động bởi áp suất khí. Một clape không phải là lò xo chịu tải nhưng có thể nổi tự do như van vòng như trong hình 1b. Thiết kế này đòi hỏi một tấm dừng phía trên để hạn chế sự dịch

chuyển của nó. Hình dạng vợt tennis được thể hiện trong hình 1c là một sự thay đổi của thiết kế lò xo lá với diện tích khu vực đóng van tăng lên.

Lá clape được làm bằng thép carbon hoặc thép không gỉ. Thép carbon thường chứa một vài thành phần điển hình như sau: C 0,37%, Si 0,39%, Mn 0,60%, Cr 13,5%, Mo 1,0%, P 0,02%, S 0,002%. Thép này được xử lý nhiệt tới điều kiện mactensit. Nó có độ bền mỏi cao hơn AISI 420 SS tiêu chuẩn.

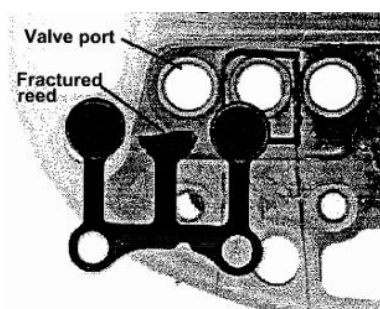
Mặc dù clape là khái niệm đơn giản, nhưng nó có một số vấn đề về đặc tính. Clape đơn giản (1a) sẽ có xu hướng vượt quá khi nó bật mở và sẽ dao động nhiều lần, thường xuyên chạm vào bảng van trong quá trình dao động. Trong các giai đoạn ban đầu của việc mở, khí đi qua giữa tấm và van sẽ khiến nó bị rung (hiệu ứng Bernoulli). Để chống lại hiệu ứng này, đế van có thể được làm như một vùng đất hẹp được nâng lên để giảm chiều dài đường rò lọt. Đế hẹp này làm cho van dễ bị rò rỉ từ các khuyết tật bề mặt làm kín. Vì lá van là một chùm uốn, nó có thể bị gãy mỏi. Lá van rất nhạy cảm ứng suất đột ngột. Van vòng có thể tiếp xúc với đế theo hướng nghiêng gây ra ứng suất tiếp xúc cao trong diện tích tiếp xúc nhỏ ban đầu. Điều này có thể gây ra mài mòn và làm nhám đế van. Clape đơn giản (1a) cũng có thể có vấn đề tác động. Nếu chu kỳ nén trong máy nén yêu cầu van đóng lại tại thời điểm van vượt quá biên độ mở bình thường, nó có thể đóng lại với tốc độ cao. Quá trình này có thể dần dần làm thô đế van và gây rò rỉ hoặc hư hỏng cho lá van.

Bài viết này mô tả bản chất của những hư hỏng gặp phải và các giải pháp cho các vấn đề đó.

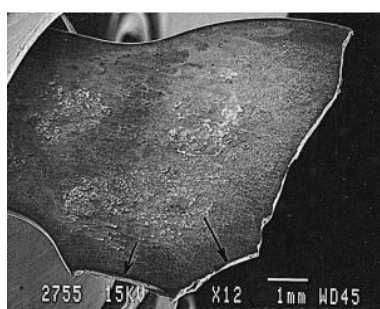
2. Những hư hỏng thường gặp

2.1. Clape bị gãy do mỏi

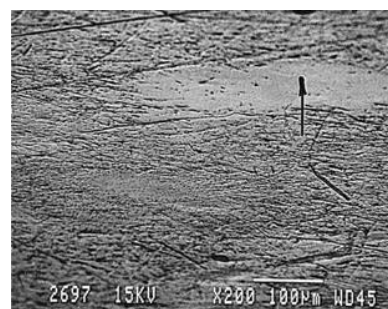
Lá van trong trường hợp này là thiết kế dạng vợt tennis. Hiện tượng gãy xảy ra ở phần lá van hình tròn che các lỗ thoát khí. Hình ảnh theo dõi thông qua kính hiển vi điện tử quét SEM.



Hình 2. Hình ảnh clape bị gãy và bảng clape



Hình 3. Hình ảnh SEM clape bị gãy



Hình 4. Sự biến dạng trên bề mặt clape

Hình dạng của khu vực gãy cho thấy nguồn gốc của vết nứt gãy được hiển thị bằng mũi tên (hình 2). Đây chính là vị trí tiếp xúc giữa lá van và bảng van trong quá trình hoạt động. Vết nứt gãy có hình dáng tương tự như gãy mỏi trong thép cứng.

Kiểm tra bề mặt tiếp xúc của một lá van cho thấy lá van chịu tác động nặng nề. Một ví dụ được hiển thị trong hình 3. Vùng được đánh dấu mũi tên đã bị dập cho đến khi các dấu trên lá van hoàn toàn biến mất.

Người ta kết luận rằng nguyên nhân của gãy clape là do tác động của ứng suất mỏi. Nhà chế tạo đã đề xuất rằng một lá van có độ bền mỏi cao hơn nên được thay thế cho lá van hiện tại. Phun bi làm bền bề mặt lá van cũng được khuyến khích.

2.2. Xuất hiện những vết “thép dẹt” trên bảng van



Hình 5. Hình ảnh clape bị rỗ



Hình 6. Những vết lõm "thép dẹt" trên bề mặt bảng clape



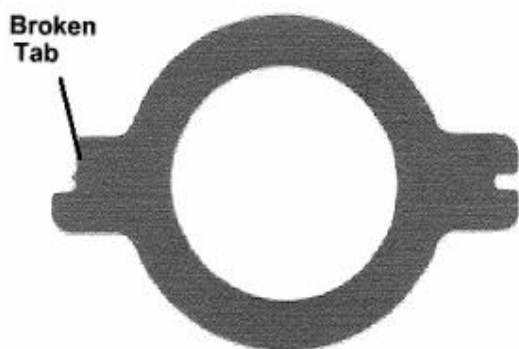
Hình 7. Vết nứt và lõm xuất hiện trên clape

Một máy nén lạnh đã gặp sự cố trong đó bề mặt tiếp xúc của các clape đang bị rỗ. Các clape là thép không gỉ và bảng clape là thép carbon cứng. Một ví dụ được chỉ ra trong hình 5. Vết mòn rộng khoảng 1 mm được tìm thấy trên bảng clape ở gần cửa thoát khí. Kiểm tra bằng kính hiển vi điện tử cho thấy các dấu hiệu lạ thể hiện trong Hình 6. Người ta cho rằng các dấu hình "thép dẹt" được tạo ra bởi một mảnh vụn phẳng dính vào clape. Nó dường như kéo dài trong hai đến bốn chu kỳ và sau đó rời ra. Có thể thấy rằng clape không tiếp xúc với bảng clape ở cùng một chỗ với mỗi chu kỳ.

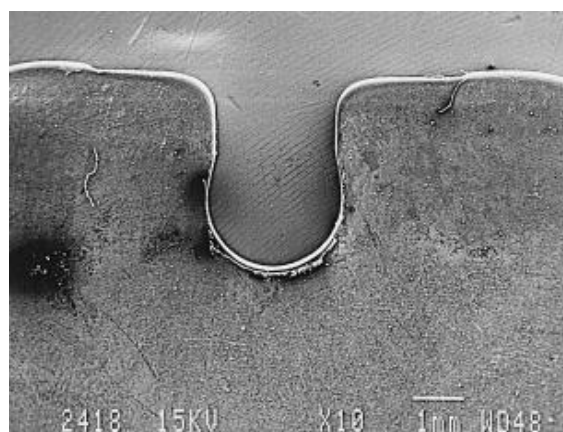
Kiểm tra thêm về bề mặt clape cho thấy vết nứt liên quan đến vết lõm. Điều này được thể hiện trong hình 7. Các mảnh vụn giống như vậy được tìm thấy trên clape bị gãy đã được phân tích trong SEM (EDX) và được tìm thấy có thành phần của bảng clape.

Gãy clape được coi là kết quả của các mảnh vụn bị kẹt giữa clape và bảng clape. Do hiện tượng rỗ xảy ra trên hai clape liền kề, người ta cho rằng nguồn gốc của các mảnh vụn là vật liệu bảng clape từ vùng lân cận của hai cửa khí liên quan. Khuyến cáo rằng quá trình làm sạch sau khi gia công các bảng clape và sau khi tháo lắp bảo dưỡng phải được nghiên cứu để đảm bảo rằng tất cả các mảnh vụn đã được loại bỏ.

2.3. Hư hỏng clape dạng nổi tự do



Hình 8. Clape dạng nổi tự do với một bên vấu bị vỡ



Hình 9. Hình ảnh sự biến dạng và đùn lên của rãnh dẫn hướng

Thiết kế clape có hình vòng như trong hình 8, mở và đóng clape được điều khiển bởi chênh lệch áp suất trên clape. Trong thiết kế đặc biệt này, clape được dẫn hướng bởi chốt cố định vào bảng clape. Clape sẽ mở ra khi chênh lệch áp suất trên nó đủ để nâng nó lên. Một tấm dừng phía

trên sẽ dừng chuyển động đi lên. Hình 8 cho thấy một phần của vấu dẫn hướng vỡ ra và clape sẽ mất kiểm soát.

Một số clape đã được tháo ra khỏi các máy nén thử nghiệm ở các giai đoạn khác nhau. Người ta nhận thấy rằng các vấu dẫn hướng bị mòn quá mức và va đập vào các chốt dẫn hướng gây ra biến dạng và vấu bị mở rộng hơn. Một ví dụ về vấu dẫn hướng bị đập được thể hiện trong hình 9. Lưu ý các cạnh bị cuộn hoặc ép đùn lên. Phân tích Fractographic của các vấu bị gãy chỉ ra vết gãy khá nhanh bắt nguồn từ vùng lân cận của vấu bị đập.

Các vấu dẫn hướng của clape cọ xát với các chốt dẫn hướng cứng hơn gây ra mài mòn với tốc độ không thể chấp nhận được. Khi khe hở tăng lên, sự kiểm soát của clape giảm dần và đập vào chốt gây ra biến dạng quá mức, đùn và nứt gãy. Khuyến cáo rằng vật liệu clape nên được làm bằng vật liệu cứng hơn và các bề mặt chốt được làm mịn hơn.

3. Kết luận

Clape là thiết bị hiệu quả, rẻ tiền, hữu ích cho các ứng dụng chênh lệch áp suất tương đối thấp như van máy nén lạnh. Phần mỏng không có trong thiết kế sậy khiến chúng dễ bị gãy. Clape phải không có khuyết tật bề mặt như vết lõm và vết trầy xước để giảm thiểu gãy do mỏi. Mặc dù clape có trọng lượng nhẹ, nhưng chúng có thể tác động lên bảng clape với lực đủ mạnh để gây ra hư hại bề mặt và gãy mỏi. Bề mặt gồ ghề của bảng clape gây ra bởi sự tiếp xúc cạnh với clape có thể tạo ra các vết lõm và nứt. Người ta phải quan tâm đến việc lựa chọn thép với độ bền mỏi cần thiết (nhà cung cấp vật liệu clape sẽ cung cấp dữ liệu về ứng suất mỏi). Khả năng chống ăn mòn cũng nên được xem xét. Thiết kế clape nên giảm các yếu tố thiệt hại như rung clape và chênh lệch áp suất quá mức trên các clape. Độ cứng lò xo của clape và khối lượng của nó có thể được điều chỉnh để loại bỏ cộng hưởng trong hoạt động của clape. Thử nghiệm các thiết kế clape khác nhau cũng được khuyến khích.

Thép đặc biệt có sẵn cho sản xuất clape. Có thể sử dụng thép carbon với các cấu trúc vi mô sạch sẽ và bề mặt nhẵn đã được thử nghiệm trong sản xuất mô phỏng clape. Clape nên được xử lý để giảm các cạnh sắc nhọn và phun bi để tăng sức bền mỏi. Lớp không gỉ được áp dụng để chống lại những yếu tố gây ăn mòn.

Tài liệu tham khảo

- [1]. PGS.TS. Đinh Văn Thuận, PGS.TS. Võ Chí Chính, *Hệ thống máy và thiết bị lạnh*, Nhà xuất bản Khoa học và Kỹ thuật (2005)
- [2]. M. Nystrom, P. Liu, S. Larsson, G. Svensk, Impact fatigue of compressor valve steel, Proceedings of the 1996 International Compressor Engineering Conference at Purdue, Vol. II, pp. 311-316.
- [3]. Sandvik Steel, Strip Steel for Compressor Valves, Catalogue.

ĐIỀU KHIỂN TRONG BƠM PISTON ROTO HƯỚNG TRỤC VARIABLE DISPLACEMENT PUMP CONTROLS – AXIAL PISTON PUMP

ThS. Vũ Anh Tuấn

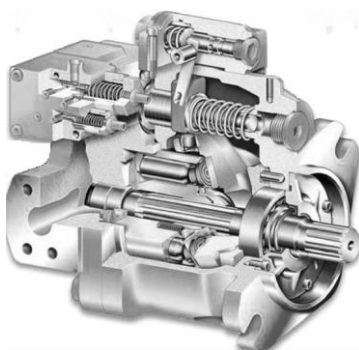
Bộ môn tự động thủy khí – Khoa Máy tàu biển

Tóm tắt

Bài báo liệt kê một số phương pháp điều khiển bơm piston roto hướng trục hiện nay. Từ đó, người đọc có thể hình dung được ưu nhược điểm của từng loại và ứng dụng cho phù hợp với điều kiện thực tế.

1. Bơm piston roto hướng kính trong mạch hở

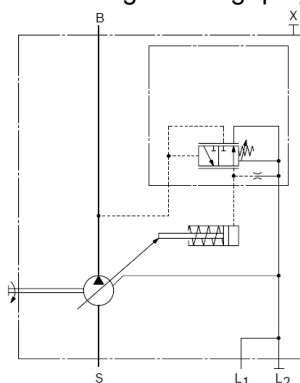
Hàng loạt phương pháp điều khiển bơm piston roto hướng trục dựa vào một trong các thông số như áp suất, lưu lượng, công suất hoặc kết hợp các thông số đó của bơm. Trong bơm piston roto hướng trục, thể tích công tác của bơm là thể tích bơm cấp đi trong một vòng quay, thể tích này phụ thuộc vào hành trình của piston trong roto. Trong bơm piston roto hướng trục, thể tích công tác này có thể thay đổi bằng cách thay đổi góc nghiêng của đĩa nghiêng trong bơm.



Hình 1. Bơm piston roto hướng trục

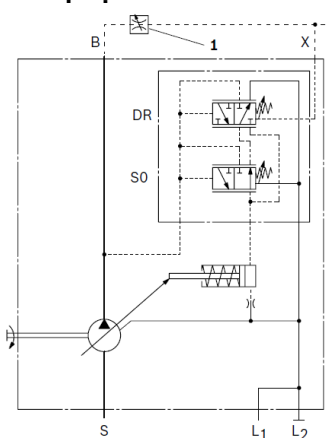
2. Phương pháp bù áp suất

Phương pháp điều khiển bù áp là phương pháp phổ biến đối với bơm pt. Đĩa nghiêng quay quanh các ổ đỡ của nó. Góc nghiêng của đĩa nghiêng trong bơm phụ thuộc vào mối tương quan giữa lực của lò xo đĩa nghiêng và piston điều khiển. Lò xo đĩa nghiêng luôn luôn có xu hướng tang góc nghiêng của đĩa, trong khi piston điều khiển thì tác động ngược lại. Khi động cơ lại bơm quay, bơm sẽ cấp lưu lượng lớn nhất. Áp suất cửa đẩy bơm được dẫn tới piston điều khiển đẩy lò xo đĩa nghiêng. Khi áp suất cửa đẩy tăng đủ lớn, so với áp suất đặt, dầu từ cửa đẩy sẽ được dẫn tới piston điều khiển đẩy đĩa nghiêng và nén lò xo lại, góc nghiêng của đĩa nghiêng giảm dần tương ứng giảm lưu lượng cấp của bơm. Khi phụ tải thay đổi, áp suất hệ thống thay đổi theo làm thay đổi góc nghiêng của đĩa nghiêng. Khi đó, bơm sẽ cấp một lưu lượng vừa đủ để duy trì áp suất đặt. Trong trường hợp này, lưu lượng của bơm chỉ có thể thay đổi khi áp suất cửa đẩy của bơm đã đạt được giá trị áp suất đặt ở góc nghiêng lớn nhất của đĩa nghiêng. Như vậy bơm phải phát ra được công suất lớn nhất ứng với áp suất lớn nhất ở góc nghiêng lớn nhất của đĩa nghiêng. Nếu động cơ lại bơm không đủ công suất thì có thể dẫn tới giảm vòng quay rồi dừng lại vì quá tải.



Hình 2. Sơ đồ mạch của bơm có bù áp.

3. Phương pháp điều khiển cảm biến phụ tải



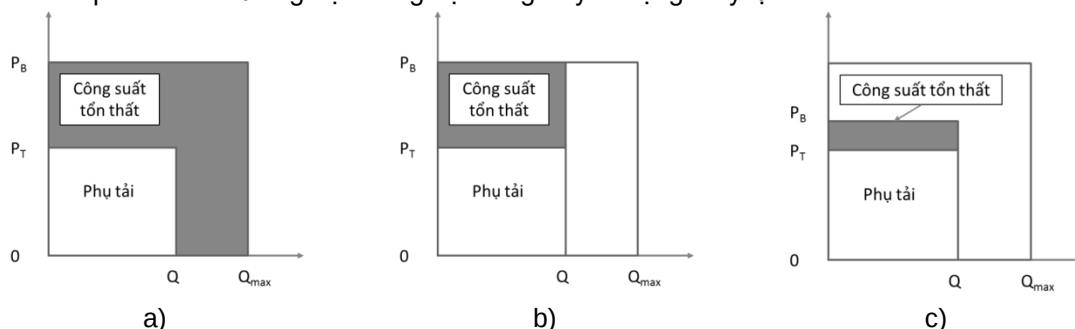
Hình 3. Sơ đồ mạch của bơm có cơ cấu cảm biến tải.

Phương pháp này, người ta dùng một van điều khiển cảm biến phụ tải để điều khiển góc nghiêng của đĩa nghiêng. Một đường tín hiệu áp suất từ hệ thống được dẫn vào van này. Khi động

cơ lai bơm quay, bơm bắt đầu hoạt động. Lúc này áp suất cửa đẩy bơm thấp, van bù áp chưa làm việc, góc nghiêng của đĩa nghiêng đạt giá trị lớn nhất. Khi chưa có tín hiệu điều khiển cơ cấu chấp hành trong hệ thống, áp suất hệ thống còn thấp, van cảm biến tải làm việc cấp dầu vào piston điều khiển để giảm góc nghiêng đĩa nghiêng và giảm lưu lượng bơm tới lưu lượng tối thiểu. Khi cần điều khiển cơ cấu chấp hành, áp suất hệ thống tăng dần gần với áp suất cửa đẩy. Nếu áp suất hệ thống tăng tới giá trị đặt trên van cảm biến tải thì van cảm biến tải ngắt dầu tới piston điều khiển. Phần dầu trong piston điều khiển bị lò xo phía đối diện đẩy ra ngoài qua van tiết lưu về thấp áp, góc nghiêng tăng dần và làm tăng lưu lượng bơm.

4. So sánh hiệu suất của một số phương pháp điều khiển bơm

Biểu đồ dưới đây mô tả mức độ sử dụng công suất của bơm đối với các trường hợp điều khiển bơm piston roto hướng trục trong hệ thống truyền động thủy lực.



Hình 4. So sánh biểu đồ công suất tương ứng với một số phương pháp điều khiển bơm khi cùng phụ tải.

a) Bơm có sản lượng và chiều cấp không đổi.

b) Bơm có sản lượng và chiều cấp thay đổi với bộ điều chỉnh lưu lượng theo áp suất.

c) Bơm có cơ cấu cảm biến phụ tải.

Hình 4a biểu thị công suất tiêu thụ (ứng với phụ tải nhất định) so với công suất bơm cấp ra. Trên hình này ta thấy, phần lưu lượng bơm cấp ra thừa ra sẽ qua van tràn về két chứa làm giảm đáng kể hiệu suất của hệ thống. Hơn thế, phần áp suất cao hơn mức cần thiết cũng ảnh hưởng tới thông số này. Trên đồ thị hình 4.b, lưu lượng đã phù hợp song áp suất luôn duy trì cao hơn mức phụ tải cần. Với cơ cấu cảm biến phụ tải như trên hình 4c ta thấy, cơ cấu này luôn duy trì áp suất bơm cao hơn áp suất yêu cầu một khoảng đủ lớn (giá trị đặt trên cơ cấu) giúp giảm đáng kể áp suất dư thừa nếu chỉ trông vào van bù áp như trường hợp hình 4b.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

1. Linde Hydraulic. "HPR-02 Self – regulating pump for open loop operation".
2. Peter J. Chapple. "Principles of hydraulic system design" first edition, Coxmoor publishing company (2003).

ĐÁNH GIÁ CHẤT LƯỢNG PHUN SƯƠNG, HÒA TRỘN HỖN HỢP VÀ CHÁY CỦA ĐỘNG CƠ DIESEL HANSHIN 6LU32 KHI THỬ NGHIỆM HỖN HỢP DẦU CỌ-DO LÀM NHIÊN LIỆU THAY THẾ

ASSESSMENT OF SPRAY, MIXED COMPRESSION AND FIRE OF DIESEL HANSHIN 6LU32 ENGINE WHEN TESTING COMBINATION OF THE MIXTURE FUEL OIL (DIESEL OIL AND PALM OIL) AS AN ALTERNATIVE ONE

NGUYỄN ĐỨC HẠNH¹, ĐẶNG VĂN UY², NGUYỄN ĐẠI AN³
^{1,2,3} Trường Đại học Hàng hải Việt Nam

Tóm tắt:

Bài báo giới thiệu kết quả nghiên cứu thực nghiệm với các thông số quá trình phun, hòa trộn, cháy trong buồng đốt động cơ diesel thủy Hanshin 6LU32 khi sử dụng nhiên liệu hỗn hợp dầu cọ thô chưa este hóa và dầu diesel trong phòng thí nghiệm. Kết quả nghiên cứu thực nghiệm nhằm đánh giá khả năng sử dụng loại nhiên liệu mới trên thay thế cho nhiên liệu truyền thống.

Từ khóa: Nhiên liệu hỗn hợp; quá trình phun, hòa trộn - cháy; động cơ diesel tàu thủy 6LU32.

Abstract:

The paper introduces the results of experimental research with spraying, mixing, burning parameters in the Hanshin 6LU32 marine diesel engine combustion chamber when using the fuel of un-esterified crude palm oil and diesel in the laboratory. Empirical research results to evaluate the possibility of using the new fuel instead of traditional fuel.

Keywords: Mixed fuel; spray, mixing - fire processing, marine diesel engine 6LU32.

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Hiện tại, xu hướng nghiên cứu sử dụng nhiên liệu thay thế cho động cơ diesel nói chung và động cơ diesel thủy là rất phổ biến trên toàn thế giới. Bởi vì, các loại nhiên liệu thay thế bao gồm nhiên liệu hỗn hợp và nhiên liệu nhũ tương có khả năng tái tạo và giảm sự phụ thuộc vào nhiên liệu hóa thạch trong tương lai [1, 2, 6].

Tuy nhiên, khi nhiên liệu hỗn hợp được sử dụng để thay thế nhiên liệu thông thường cho động cơ diesel có thể ảnh hưởng đến quá trình hòa trộn-cháy hỗn hợp nhiên liệu-không khí trong buồng đốt động cơ, sau đó là ảnh hưởng đến hiệu suất của động cơ, do các đặc tính lý hóa của nhiên liệu hỗn hợp thay đổi [7, 8, 9].

Vì vậy, khi nghiên cứu sử dụng nhiên liệu hỗn hợp (dầu cọ thô chưa este hóa và dầu diesel) cho động cơ diesel thủy thì việc nghiên cứu thực nghiệm trong phòng thí nghiệm là rất quan trọng. Đây vẫn còn là một vấn đề còn khá mới mẻ trong các nghiên cứu ở Việt Nam (biodiesel mới được tập trung nghiên cứu nhiều) cũng như còn nhiều bàn luận trên thế giới. Do đó trong bài báo này, tác giả sẽ đánh giá các kết quả nghiên cứu thực nghiệm với các thông số quá trình phun, hòa trộn, cháy trong buồng đốt động cơ diesel thủy Hanshin 6LU32 khi sử dụng nhiên liệu hỗn hợp dầu cọ thô chưa este hóa và dầu diesel thay cho nhiên liệu truyền thống là dầu diesel.

2. NỘI DUNG

2.1. Điều kiện thử nghiệm

2.1.1. Mục đích, chế độ, điều kiện và đối tượng thực nghiệm

Thu thập đầy đủ các kết quả về quá trình cấp nhiên liệu cho động cơ liên quan đến thời điểm bắt đầu phun nhiên liệu, áp suất phun nhiên liệu cao nhất... trong buồng đốt của động cơ diesel ở chế độ tải nhất định nhằm đánh giá sự ảnh hưởng đến thời điểm phun, lưu lượng và áp suất của hệ thống phun nhiên liệu [7].

Thực tế cho thấy, nếu chế độ thực nghiệm càng nhiều, sẽ càng khẳng định mức độ chính xác và tin cậy của kết quả thử nghiệm. Ở chương trình nghiên cứu này, các kết quả thực nghiệm được tiến hành lấy ở chế độ tải 60% của động cơ diesel như thể hiện trên Bảng 4.1. Thử nghiệm được tiến hành trong PTN ở điều kiện nhiệt độ môi trường là 24°C, áp suất môi trường $p_0 = 1$ bar, độ ẩm tương đối là 75% [3, 4, 5].

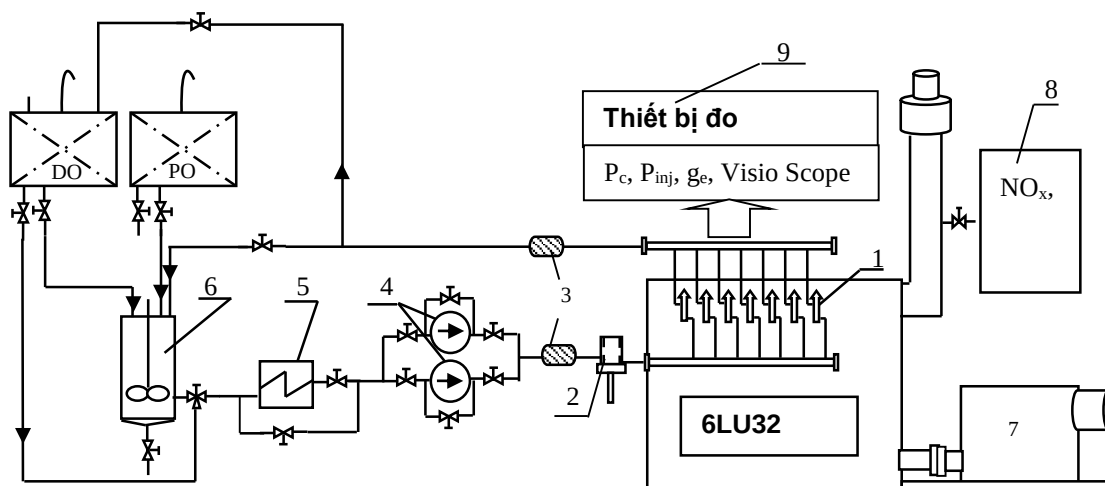
Bảng 1. Các chế độ thử nghiệm [7]

Chế độ tải của động cơ	Tốc độ (v/p)
60% (600 kW)	273

Động cơ diesel tàu thủy HANSHIN 6UL32 lai phanh thủy lực Omega 1500 và HTPNL cho động cơ được lắp đặt tại Trung tâm nghiên cứu hệ động lực, Trường Đại học Hàng hải Việt Nam.

2.1.2. Trang thiết bị phục vụ nghiên cứu thực nghiệm

1. Mô hình thực nghiệm (Hình 1)



1 – Bơm cao áp; 2 – Phin lọc tinh; 3 – Lưu lượng kế; 4 – Bơm cấp nhiên liệu hỗn hợp; 5 – Bầu hâm; 6 – Bộ khuấy trộn nhiên liệu hỗn hợp; 7 – Phanh thủy lực; 8 – Bộ phân tích khí xả; 9- Các thiết bị đo.

Hình 1. Sơ đồ hệ thống và các thiết bị thí nghiệm [7]:

2. Thông số động cơ 6LU32 (Bảng 2) :

Bảng 2. Các thông số kĩ thuật của động cơ diesel Hanshin 6LU32 [7]

STT	Thông số kĩ thuật	Đơn vị	Giá trị
1.	Số xy lanh	Cái	6
2.	Công suất định mức	kW	970
3.	Vòng quay định mức	v/p	340
4.	Đường kính xy lanh	mm	320
5.	Áp suất nâng kim phun	bar	280
6.	GPS	Độ GQTK	11 ⁰ trước ĐCT
7.	Suất tiêu hao nhiên liệu định mức	g/kW.h	200
8.	Áp suất cháy lớn nhất	bar	90

3. Đặc điểm kỹ thuật của các thiết bị đo [7]:

- Thiết bị camera nghiên cứu quá trình công tác động cơ bằng hình ảnh Visio Scope có khả năng chụp ảnh và quay phim quá trình phun, hòa trộn - cháy của nhiên liệu trong buồng đốt của động cơ diesel ở mỗi GQTK. Thiết bị bao gồm 01 cảm biến quang, camera cao tốc, ống nội soi và các thiết bị biến đổi tín hiệu, xử lý dữ liệu:

- + Chụp hình ảnh trong buồng đốt với tốc độ cao, độ phân giải động 12bit, tốc độ chớp 10μm đến 10ms;

- + Ống nội soi có làm mát với các góc nhìn 0, 30, 70 độ;

- Thiết bị đo áp suất quá trình cháy p_z , kiểu loại 2516A của hãng Kistler.

- Hệ thống thu thập số liệu từ động cơ của hãng AVL, Cộng hòa Áo:

- + Gồm 16 kênh tương tự, 05 kênh áp suất, 06 kênh nhiệt độ, 01 kênh GQTK, 01 kênh mô men, 03 kênh cho các tín hiệu khác;
- + Sai số các cảm biến trong dải công tác không quá 2%;
- + Các thiết bị cảm biến đảm bảo làm việc được trong điều kiện nhiệt độ môi trường đến 800°C: 04 bộ cảm biến, biến đổi áp suất 100mbar–40 bar; 01 bộ cảm biến áp suất khí quyển 800–1200 mbar; 06 bộ cảm biến nhiệt độ đến 650°C; 01 bộ cảm biến GQTK.
- Thiết bị giám sát áp suất quá trình cháy Indi Modul 621 (đo áp suất công tác, vẽ đồ thị) đảm bảo đo đặc 06 kênh áp suất cháy, 01 kênh áp suất phun với độ chính xác cao, phần mềm xử lý, tính toán và hiển thị số liệu dạng số và dạng đồ thị, bao gồm:

- + Bộ cảm biến và xử lý tín hiệu áp suất cháy tốc độ cao với 06 cảm biến Piezo thạch anh, sai số < 0,01%;
- + 01 cảm biến áp suất phun nhiên liệu cao áp (đến 200MPa);
- + Mô đun xử lý dữ liệu sau đo (Data Post Processing Concerto) kèm phần mềm lập công thức tính toán, xử lý đồ họa.

4. Nhiên liệu thí nghiệm (bảng 3)

Bảng 3. Chỉ tiêu cơ bản của nhiên liệu hỗn hợp dầu cọ - dầu diesel phục vụ nghiên cứu [7]:

STT	Tên chỉ tiêu	Loại nhiên liệu			
		DO	PO10	PO20	PO30
1	Khối lượng riêng ở 15°C, (kg/m ³)	850,0	853,8	859,9	866,8
2	Độ nhớt động học ở 40°C, (cSt)	2,60	3,42	5,31	6,45
3	Trị số Cetan, (CN)	42,89	50,13	50,91	52,11
4	Nhiệt độ chớp cháy cốc kín, (°C)	72	73	75	77
5	Nhiệt trị, (MJ/kg)	43,4	39,72	39,55	38,69
6	Sức căng bề mặt ở 40°C, (mN/m)	20	21,4	22,8	24,2
7	Áp suất hơi bão hòa ở 25°C, (MPa)	0,0477	0,0456	0,0432	0,0407

5. Quy trình đo và xử lý số liệu thực nghiệm:

- Mỗi loại nhiên liệu đều được thử nghiệm ở mỗi chế độ tải, như vậy tổng cộng sẽ cần thực hiện 4 lần thí nghiệm. Mỗi lần thí nghiệm cần thực hiện khoảng từ 3-5 giờ. Trung bình động cơ diesel 6LU32 tiêu thụ từ 70kg đến 90kg nhiên liệu/giờ.

- Lượng tiêu hao nhiên liệu được đo theo chi phí nhiên liệu giờ (kg/h) để tính toán suất tiêu hao nhiên liệu có ích của động cơ (g/kW.h).

- Đo áp suất cháy, thời điểm phun nhiên liệu và thời điểm bốc cháy.

- Bố trí thiết bị camera chụp ảnh và quay phim Visio Scope được gắn vào nắp xy lanh.

- Các thiết bị đo được hiệu chỉnh về điều kiện chuẩn trước khi đo thực nghiệm, số liệu thu được cho một lần đo là trung bình của các giá trị có tần suất xuất hiện nhiều nhất trong thời gian ghi nhận.

2.2. Kết quả và thảo luận

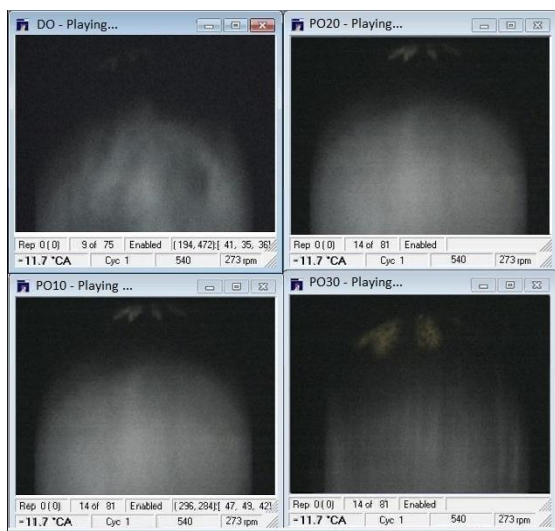
Trong quá trình thí nghiệm, lần lượt 4 loại nhiên liệu được sử dụng và thiết bị Visio Scope được áp dụng để ghi lại hình ảnh quá trình diễn biến của thời điểm bắt đầu cấp nhiên liệu vào buồng đốt động cơ, thời điểm bắt đầu cháy và diễn biến quá trình cháy cho các hình ảnh khá rõ nét:

Tại Hình 2 cho thấy thời điểm nhiên liệu bắt đầu được phun vào buồng đốt của xy lanh số 1 động cơ diesel thủy 6LU32 ở vòng quay 273 v/p tương đương 600kW (60% tải).

Xét tại thời điểm -11,7°GQTK trước ĐCT ở Hình 2, tia phun của nhiên liệu DO là rất mờ nhạt, còn tia phun của nhiên liệu PO10, PO20 là khá; còn hình ảnh tia phun của PO30 là rõ hơn cả. Tiếp theo tại thời điểm -7°GQTK trước ĐCT ở Hình 3 cũng cho thấy hình ảnh tương tự nhưng lúc này hình ảnh phun đã rõ nét hơn.

Như vậy cũng có thể thấy rõ nhiên liệu hỗn hợp được phun sớm hơn so với nhiên liệu DO dù cho động cơ diesel đều làm việc ở điều kiện tương đương nhau.

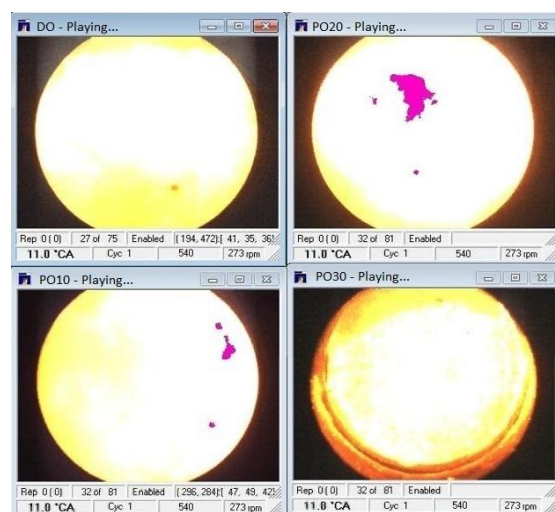
Hình 4 xét ứng với thời điểm -3°GQTK trước ĐCT là hình ảnh chụp được bắt đầu quá trình cháy với các tia màu vàng (ngọn lửa cháy), nhiên liệu PO30 cháy rõ ràng nhất, sau đó là PO20, PO10 và cuối cùng mới là DO. Hình ảnh nhiên liệu bắt đầu cháy cũng cho thấy nhiên liệu hỗn hợp PO được phun vào buồng đốt động cơ sớm hơn, thời gian cháy trễ ngắn hơn và bắt đầu cháy xảy ra sớm hơn so với nhiên liệu DO điều này có thể do PO có trị số Cetan lớn hơn.



Hình 2. Hình ảnh nhiên liệu bắt đầu phun ở -11,7 độ GQTK trước ĐCT, 273 v/p



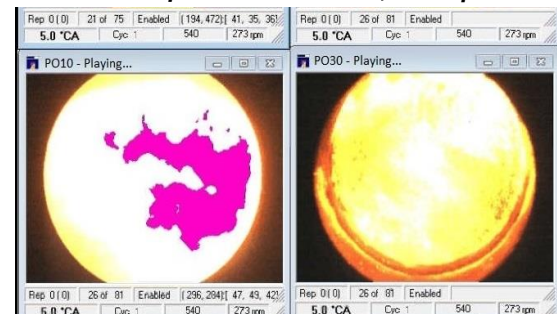
Hình 4. Hình ảnh nhiên liệu cháy ở -3 độ GQTK trước ĐCT, 273 v/p



Hình 6. Hình ảnh nhiên liệu cháy ở 11 độ GQTK sau ĐCT, 273 v/p



Hình 3. Hình ảnh nhiên liệu hòa trộn, cháy ở -7 độ GQTK trước ĐCT, 273 v/p



Hình 5. Hình ảnh nhiên liệu cháy ở 5 độ GQTK sau ĐCT, 273 v/p



Hình 7. Hình ảnh nhiên liệu cháy ở 22 độ GQTK sau ĐCT, 273 v/p

Ngoài ra, quan sát trực quan các kết quả hình ảnh cũng có thể đánh giá về sự hòa trộn của nhiên liệu và không khí nén trong buồng đốt. Hình ảnh hòa trộn của nhiên liệu DO và PO10 có độ mịn rất cao, điều này đồng nghĩa với kích thước hạt nhiên liệu là khá nhỏ; còn đối với PO20 độ mịn có giảm đi, tuy nhiên đối với nhiên liệu hỗn hợp PO30 độ mịn kém hơn và tạo nhiều vệt đậm đi từ trên xuống. Các vệt đậm này có thể là những “tia nhỏ” nhiên liệu có kích thước hạt lớn hơn và xâm nhập vào không gian buồng đốt sâu hơn. Hình ảnh nhiên liệu cháy của 4 loại nhiên liệu trong buồng đốt động cơ diesel 6LU32 tiếp tục được trích xuất ở thời điểm sau ĐCT 5^oGQTK, 11^oGQTK và 22^oGQTK thể hiện từ Hình 5 đến Hình 7.

Ở Hình 5 thể hiện hình ảnh tại thời điểm 5^oGQTK hỗn hợp nhiên liệu-không khí cháy rất rõ ràng và đến 11^oGQTK cháy rất mạnh - Hình 6, khi quan sát màu cháy có thể rút ra một số kết luận:

- Nhiên liệu DO có màu cháy sáng nhất, nhiên liệu PO10 và PO20 có những điểm màu sẫm, tuy nhiên PO20 có nhiều hơn đôi chút. Nhiên liệu PO30 có màu cháy vàng sẫm;
- Với màu sắc cháy khác nhau như vậy có thể nhận định rằng, nhiệt độ cháy của các loại nhiên liệu khác nhau và DO có nhiệt độ cháy cao nhất, còn PO30 có nhiệt độ cháy thấp nhất. Màu sắc cháy của nhiên liệu PO30 cho thấy chất lượng cháy với nhiều khói muội;
- Thông qua nhiệt độ cháy của từng loại nhiên liệu và theo quan điểm kinh nghiệm khai thác động cơ, đây có thể là một nguyên nhân làm cho quá trình cháy của nhiên liệu hỗn hợp sẽ tạo NO_x ít hơn so với DO vì nhiệt độ cháy thấp hơn DO;

Còn ở thời điểm 22^oGQTK (Hình 7), hầu như nhiên liệu đang ở thời kì cuối quá trình cháy (cháy tàn):

- Với nhiên liệu DO, màu cháy sáng chuyển sang màu cháy tối với nhiều khói, tuy nhiên nhiên liệu PO30 vẫn còn cháy tương đối mạnh (do nhiên liệu này có nhiều thành phần ô xy hơn).

3. KẾT LUẬN

Chất lượng phun sương và hòa trộn - cháy được camera VisioScope chụp hình và quay phim lại cho thấy sự khác nhau về mặt hình ảnh đối với 4 loại nhiên liệu tác giả chọn lựa để nghiên cứu thực nghiệm.

Trong đó loại PO20 là loại nhiên liệu hỗn hợp có tỷ lệ dầu cọ nguyên chất cao đến 20 % trong hỗn hợp với dầu DO vẫn cho hình ảnh về chất lượng phun sương và hòa trộn - cháy khá tốt tuy có kém hơn DO và PO10, tốt hơn so với PO. Điều này là một yếu tố quan trọng trong việc có thể chọn lựa loại PO20 này làm nhiên liệu thay thế cho động cơ diesel tàu thủy.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] Bộ Khoa học và Công nghệ (2001), *TCVN 2625:2007, ISO 5555:2001, Dầu mỡ động vật và thực vật - lấy mẫu*.
- [2] Besson, M., et al., (2000) *Experimental analysis of combustions flows developing over a plane symmetric expansion*. Journal of Thermophysics and Heat Transfer, 14(1), 59-67.
- [3] John B.Lheywood (1988) ; *Internal Combustion Engine Fundamentals* by McGraw-Hill;
- [4] Nguyễn Trí Minh (2010), *Động cơ diesel tàu thủy*, NXB Hàng hải, Hải Phòng.
- [5] Trần Thế Nam (2016), *Nghiên cứu giải pháp công nghệ chế tạo thiết bị chuyển đổi động cơ diesel tàu thủy cỡ vừa và nhỏ sang sử dụng nhiên liệu sinh học*, Luận án Tiến sĩ kỹ thuật, Đại học Hàng hải Việt Nam, Hải Phòng.
- [6] Nguyễn Thạch (2011), *Nghiên cứu thiết kế, chế tạo cụm thiết bị chuyển đổi sử dụng trực tiếp dầu thực vật (Straight Vegetable Oil –SVO) làm nhiên liệu cho động cơ diesel*, Đề tài độc lập cấp Nhà nước, Trường Đại học Công nghiệp TP. Hồ Chí Minh, TP. Hồ Chí Minh.
- [7] Đặng Văn Uy (2014), *Nghiên cứu giải pháp công nghệ và chế tạo thử nghiệm hệ thống thiết bị chuyển đổi động cơ diesel tàu thủy cỡ vừa và nhỏ sang sử dụng hỗn hợp dầu thực vật-dầu diesel, mã số ĐT.04.11/NLSH (thuộc Đề án phát triển nhiên liệu sinh học đến năm 2015, tầm nhìn đến năm 2025)*, Đại học Hàng hải Việt Nam, Hải Phòng.
- [8] Dang Van Uy & Research Team (2014); *Research and develop a technology solution in order to convert marine diesel engines of small and medium scale to use blended straight vegetable oils as alternative fuel*, No.04.11/NLSH, Haiphong;
- [9] Dang Van Uy & Research Team (2014); *To Build up Technical and Management Solutions in Order to Decrease Fuel Expenditures for Vietnam National Ocean Fleet*; Ministry of Transportation, Hanoi;

Tóm tắt

Bài báo này trình bày một phương pháp tinh chỉnh online thông số của bộ điều khiển PI (Proportional–Integral controller), với khoảng tinh chỉnh đủ rộng xung quanh giá trị đạt được từ phương pháp thực nghiệm Ziegler-Nichols, bằng kỹ thuật logic mờ. Cấu trúc điều khiển lai bao gồm một bộ điều khiển PI và một bộ điều khiển mờ được thiết lập. Trong đó, bộ điều khiển PI giữ vai trò là bộ điều khiển chính, tạo tín hiệu điều khiển đối tượng và bộ điều khiển mờ giữ vai trò là bộ quan sát, cung cấp thông số phù hợp cho bộ điều khiển PI theo thời gian thực.

Từ khóa: Bộ điều khiển PI, Bộ điều khiển mờ, Ziegler-Nichols, Điều khiển quá trình

Abstract

The article presents an online fuzzy tuning technique for a PI controller (proportional–integral controller) with wide enough tuning ranges around parameters obtained from Ziegler-Nichols tuning method. A hybrid control structure combining a PI controller and a fuzzy controller is established, where the PI controller plays a role of main controller to generate control signal and the fuzzy controller acts as a supervisor for real-time providing parameters of the PI controller.

Keyword: PI controller, Fuzzy controller, Ziegler-Nichols, Process Control.

1. Đặt vấn đề

Ngày nay bộ điều khiển tích phân tỉ lệ, gọi tắt là bộ điều khiển PI (Proportional–Integral controller) được ứng dụng rất phổ biến trong điều khiển các quá trình công nghiệp, do khả năng điều khiển hiệu quả, cấu trúc đơn giản và phạm vi ứng dụng rộng (Salami, M. and G. Cain, 1995; Kanagaraj, N., P. Sivashanmugam, and S. Paramasivam, 2008). Trong lý thuyết điều khiển, có rất nhiều phương pháp để hiệu chỉnh thông số của bộ điều khiển PI, phổ biến nhất là phương pháp Ziegler-Nichols (Kwok, D.P. & P. Wang, 1992). Tuy nhiên, đối với một số hệ thống, việc hiệu chỉnh bộ điều khiển PI bằng phương pháp này đòi hỏi một quá trình thực nghiệm khá mất thời gian (Jones A.H. & P.B.M. Oliveira, 1995). Thông thường, các thông số của bộ điều khiển được xác lập bằng phương pháp Ziegler-Nichols dựa trên kết quả đo đặc được từ đáp ứng của hệ thống. Tuy nhiên, do ảnh hưởng của nhiễu và sai số của phép đo, dẫn đến việc hiệu chỉnh thông số của bộ điều khiển PI khó đạt được giá trị tốt. Vì vậy, một quá trình tinh chỉnh được thực hiện trước khi áp dụng bộ điều khiển vào hệ thống (Kwok, D.P. & P. Wang, 1992).

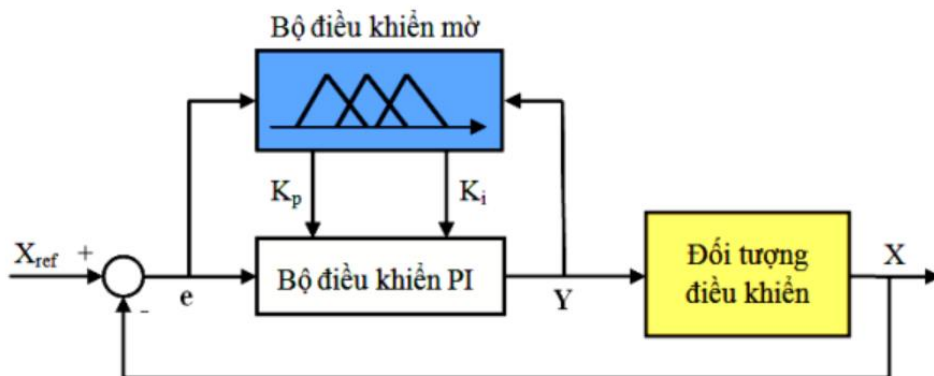
Về nguyên tắc, có hai kiểu tinh chỉnh bộ điều khiển PI đã được nghiên cứu và triển khai ứng dụng. Đó là, tinh chỉnh ngay trong quá trình hoạt động của hệ thống (gọi tắt là tinh chỉnh *online*) và tinh chỉnh trong lúc tắt hệ thống hoặc chỉ cho hệ thống vận hành một thời gian nhất định (gọi tắt là tinh chỉnh *off-line*). Trong đó, áp dụng giải thuật di truyền được xem là một phương pháp hiệu quả để tinh chỉnh *off-line* bộ điều khiển (Salami *et al.*, 1995; Kwok *et al.*, 1992). Tuy nhiên, việc tìm kiếm trực tiếp các giá trị tối ưu của các thông số bộ điều khiển trong miền xác định của chúng đòi hỏi rất nhiều thời gian, cũng như có thể phải cần đến mô hình toán của đối tượng (Nguyễn Chí Ngôn, 2008; Mitsukura *et al.*, 1997). Trong khuynh hướng phát triển công nghiệp ngày nay, các quá trình thiết bị đòi hỏi việc tự động điều chỉnh một cách hiệu quả, trong phạm vi hoạt động rộng, cùng với việc thiết kế và thi công bộ điều khiển đơn giản. Tinh chỉnh *online* bộ điều khiển PI bằng các giải thuật thông minh được xem là một trong nhiều cách thức để đạt được yêu cầu này (Kanagaraj *et al.*, 2008). Trong số các kỹ thuật điều khiển thông minh, logic mờ nổi lên như là một phương pháp thể hiện khả năng suy diễn của bộ óc con người và nó đã được ứng dụng thành công trong nhiều lĩnh vực với vai trò của một bộ quan sát (Er, M.J. and Y.L. Sun, 2001). Cơ chế suy diễn mờ được xem là một phương pháp đơn giản và hữu hiệu để tinh chỉnh các bộ điều khiển kinh điển (Kanagaraj *et al.*, 2008). Bài báo mô tả phương pháp tinh chỉnh *online* thông số của bộ điều khiển PI xung quanh giá trị kinh điển đạt được từ phương pháp Ziegler-Nichols, bằng kỹ thuật logic mờ. Thông số của bộ điều khiển PI được quyết định bởi bộ điều khiển mờ, dựa trên điều kiện hoạt động hiện tại của đối tượng. Ở đây, cấu trúc hệ thống bao gồm hai bộ điều khiển, còn được gọi là cấu trúc điều khiển lai. Bộ điều khiển PI giữ vai trò là bộ điều khiển chính, tạo tín hiệu điều khiển đối tượng và bộ điều khiển

mờ giữ vai trò là bộ quan sát, cung cấp thông số phù hợp cho bộ điều khiển PI theo thời gian thực. Vì thế, để đơn giản hai bộ điều khiển này được gọi là bộ điều khiển PI mờ.

2. Phương tiện và phương pháp

2.1. Phương tiện nghiên cứu

Cấu trúc điều khiển được thiết lập như hình 1. Trong đó, X là đáp ứng thực tế của đối tượng; X_{ref} là tín hiệu tham khảo; e là sai biệt giữa đáp ứng thực tế và tín hiệu tham khảo và Y là tín hiệu điều khiển được xác lập bởi bộ điều khiển PI mờ. Bộ điều khiển PI mờ trong nghiên cứu này được xây dựng trên phần mềm MATLAB/Simulink, phiên bản sinh viên 2009b và công cụ logic mờ (The MathWorks, Inc., 2009).



Hình 1: Mô hình tổng quát của hệ thống điều khiển

2.2. Bộ điều khiển PI

Bộ điều khiển PI được thực hiện bởi (Johnson M. A. & M. H. Moradi, 2005):

$$Y(t) = K_p e(t) + K_i \int_0^1 e(t) dt$$

$$e(t) = X_{ref}(t) - X(t)$$

(1)

Trong đó, K_p và K_i lần lượt là độ lợi tỉ lệ và độ lợi tích phân của bộ điều khiển. Nhiệm vụ của người thiết kế bộ điều khiển PI, là chọn lựa bộ giá trị $\{K_p, K_i\}$ thỏa mãn các yêu cầu về chất lượng điều khiển. Các thông số độ lợi K_p và K_i ảnh hưởng đến thời gian tăng (rise time), độ vọt lố (overshoot) và thời gian xác lập (settling time) của đáp ứng được cho trong bảng 1 (Kanagaraj et. al., 2008). Các thông tin này được xem là cơ sở tri thức để xác định luật chỉnh định mờ bộ điều khiển PI.

Bảng 1: Ảnh hưởng của việc tăng các thông số độ lợi của bộ điều khiển PI

Độ lợi	Thời gian tăng	Độ vọt lố	Thời gian xác lập	Sai số xác lập
K_p	Giảm	Tăng	Thay đổi ít	Giảm
K_i	Giảm	Tăng	Tăng	Triệt tiêu

2.3. Xác định thông số bộ điều khiển PI theo phương pháp Ziegler-Nichols

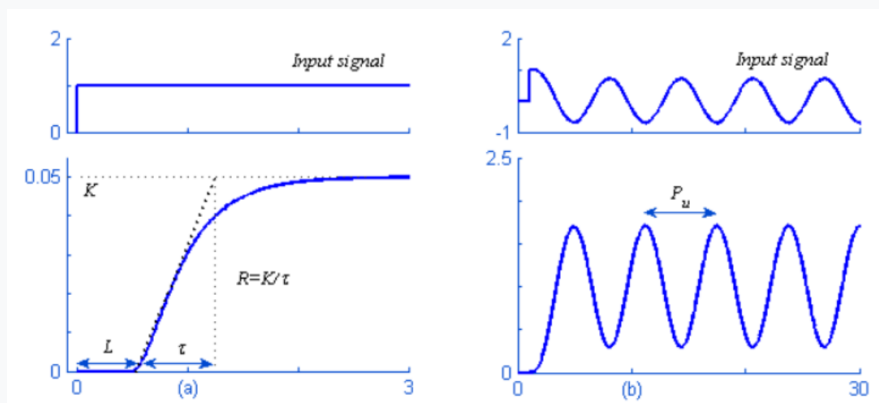
Ziegler và Nichols đã đề xuất hai phương pháp thực nghiệm dùng để xác định các thông số $\{K_p, K_i\}$ của bộ điều khiển PI (Åström, K.J. & T. Hägglund, 1988).

2.3.1. Phương pháp Ziegler-Nichols dựa trên đáp ứng vòng hở

Phương pháp này áp dụng cho các hệ ổn định vòng hở, với thủ tục như sau:

- Áp một hàm nấc đơn vị tại ngõ vào của hệ thống và xác định thời gian trễ L và độ dốc cực đại R của đường cong đáp ứng (Hình 2a);
- Thông số bộ điều khiển PI được xác định như (2):

$$K_{p_{zn}} = \frac{0.9}{RL}; K_{i_{zn}} = \frac{0.27}{RL^2} \quad (2)$$



Hình 2: Các thông số đo đặc từ phương pháp Ziegler-Nichols

2.3.2. Phương pháp Ziegler-Nichols dựa trên đáp ứng vòng kín

Một phương pháp khác để xác định bộ điều khiển PI có thủ tục như sau:

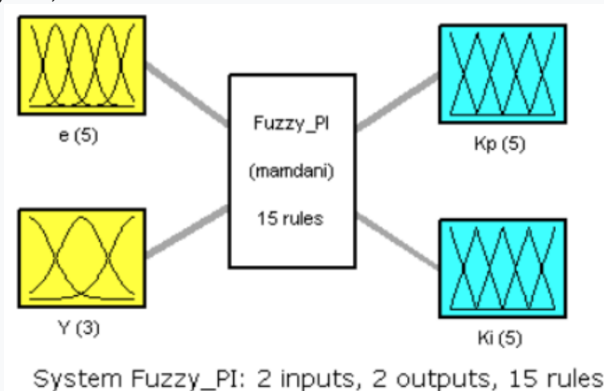
- Thiết lập vòng hồi tiếp âm đơn vị, với bộ điều khiển tỉ lệ có độ lợi K_p ;
- Tăng độ lợi K_p đến giá trị K_u mà ở đó đáp ứng bắt đầu dao động và đo chu kỳ dao động P_u của đáp ứng (Hình 2b);
- Thông số bộ điều khiển PI được xác định như (3):

$$K_{p_zn} = 0.5K_u; K_{i_zn} = 0.54 \frac{K_u}{P_u} \quad (3)$$

Các giá trị $\{K_{p_zn}, K_{i_zn}\}$ đạt được từ phương pháp Ziegler-Nichols cần được tinh chỉnh lại bằng thực nghiệm, mất khá nhiều thời gian, trước khi áp dụng (Jones A.H. & P.B.M. Oliveira, 1995). Mục tiêu của bài báo này nhằm hỗ trợ quá trình tinh chỉnh *online* các thông số trên bằng kỹ thuật logic mờ.

3. Tinh chỉnh mờ bộ điều khiển PI

Bộ điều khiển mờ được đưa vào cấu trúc điều khiển Hình 1, nhằm mục tiêu cung cấp cặp giá trị $\{K_p, K_i\}$ cho bộ điều khiển PI, dựa theo điều kiện hiện tại của $\{e, Y\}$. Nghĩa là bộ điều khiển mờ sẽ có 2 ngõ vào và 2 ngõ ra, như Hình 3.



Hình 3: Cấu trúc bộ điều khiển mờ

Ở cấu trúc Hình 3, ngõ vào thứ nhất của bộ điều khiển mờ là e , được mờ hoá bởi 5 tập $\{NB, NS, ZE, PS, PB\}$ và ngõ vào thứ hai là Y , được mờ hoá bởi 3 tập $\{LOW, MED, HIG\}$ (Hình 4a và 4b). Các tập mờ ngõ vào được ký hiệu như sau: NB là Negative Big, NS là Negative Small, ZE là Zero, PS là Positive Small, PB là Positive Big, LOW là Low, MED là Medium và HIG là High. Hàm liên thuộc của các tập mờ ngõ vào được sử dụng là hàm Gauss, xác định bởi (4):

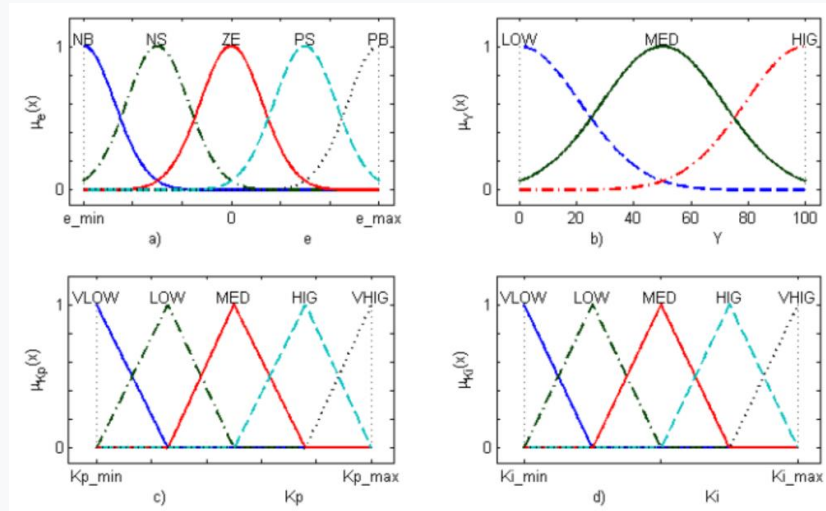
$$\mu_{A_i}(x) = \exp\left(-\frac{(c_i - x)^2}{2\sigma_i^2}\right) \quad (4)$$

Trong đó, c_i và δ_i hoành độ tâm và độ rộng của tập mờ A^i tương ứng. Miền xác định của các biến ngõ vào của bộ điều khiển mờ, được xác định tùy thuộc vào từng đối tượng cụ thể.

Hai ngõ ra của bộ điều khiển mờ lần lượt là K_p và K_i , đều được mờ hoá bằng 5 tập $\{VLOW, LOW, MED, HIG, VHIG\}$ (Hình 4c và 4d). Các tập mờ ngõ ra được ký hiệu như sau: VLOW là Very Low, LOW là Low, MED là Medium, HIG là High và VHIG là Very High. Hàm liên thuộc của các tập mờ ngõ ra được sử dụng dạng tam giác, xác định bởi (5):

$$\mu_{A^i}(x) = \begin{cases} 0 & x < a \\ \frac{x-a}{b-a} & a < x < b \\ \frac{b-x}{b-c} & b < x < c \\ 0 & x > c \end{cases} \quad (5)$$

với a, b, c là hoành độ 3 đỉnh của tập mờ tam giác A^i tương ứng.



Hình 4: Hàm liên thuộc ngõ vào và ngõ ra của bộ điều khiển mờ

Miền xác định của các biến ngõ ra $\{K_p, K_i\}$ của bộ điều khiển mờ được xác định xung quanh giá trị $\{K_{p_ZN}, K_{i_ZN}\}$ đặt được từ phương pháp Ziegler-Nichols, cho bởi (6):

$$\begin{aligned} \alpha K_{p_ZN} &\leq K_p \leq \beta K_{p_ZN} \\ \alpha K_{i_ZN} &\leq K_i \leq \beta K_{i_ZN} \end{aligned} \quad (6)$$

trong đó, (α, β) là các hệ số được xác định tùy thuộc vào từng đối tượng điều khiển, và được chọn sao cho khoảng tinh chỉnh đủ rộng để tìm được giá trị tối ưu cho $\{K_p, K_i\}$ xung quanh giá trị $\{K_{p_ZN}, K_{i_ZN}\}$.

Từ cơ sở tri thức về bộ điều khiển PI ở Bảng 1, luật điều khiển của bộ điều khiển mờ được thiết kế thông qua thực nghiệm và cho trên Bảng 2. Nguyên tắc xây dựng bộ luật điều khiển được mô tả như sau: nếu thời gian tăng của đáp ứng lớn, tức đáp ứng của hệ thống chậm ($E=NB$), thì $K_{p,i}$ được hiệu chỉnh tăng bởi $\{HIG, VHIG\}$ và ngược lại bởi $\{MED, LOW\}$; nếu đáp ứng bị vọt lố ($E=PS, PB$) thì $K_{p,i}$ được giảm xuống bởi $\{LOW, VLOW\}$,... Một luật điều khiển cụ thể được phát biểu như (7), bộ luật điều khiển được áp dụng để tạo ra tín hiệu điều khiển tại mỗi thời điểm lấy mẫu, ở đây sử dụng thời gian lấy mẫu $T_s=0.5$ giây:

$$\text{If } e = NS \text{ and } Y = MED \text{ then } K_p = MED \text{ and } K_i = LOW \quad (7)$$

Cơ chế suy diễn mờ được chọn là MAX-MIN và giải mờ theo nguyên lý trung bình của phương pháp cực đại, xác định bởi (8):

$$\{K_p, K_i\} = \frac{\sum_{i=1}^R b_i \mu_i}{\sum_{i=1}^R \mu_i} \quad (8)$$

với $\{K_p, K_i\}$ là thông số bộ điều khiển PI sẽ đạt được; b_i và μ_i lần lượt là hoành độ điểm trung bình và giá trị của hàm liên thuộc ngõ ra xác định bởi luật thứ i trong R luật tác động tại thời điểm xem xét.

Bảng 2: Luật điều khiển

K_p/K_i		Y		
		LOW	MED	HIG
e	NB	VHIG/HIG	HIG/MED	MED/MED
	NS	HIG/MED	MED/LOW	LOW/VLOW
	ZE	MED/LOW	LOW/LOW	LOW/VLOW
	PS	MED/VLOW	MED/MED	HIG/HIG
	PB	MED/VLOW	HIG/VLOW	HIG/MED

4. Kết luận

Bài báo mô tả phương pháp tự động tinh chỉnh *online* thông số của bộ điều khiển PI bằng logic mờ. Ưu điểm của phương pháp này là thiết kế và thực hiện bộ quan sát mờ rất đơn giản mà không cần quan tâm đến cấu trúc bên trong của đối tượng điều khiển. Khoảng tinh chỉnh các thông số của bộ điều khiển PI được thiết lập đủ rộng xung quanh giá trị đạt được từ phương pháp thực nghiệm Ziegler-ichols.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] P. Kopacek, Advanced "low-cost" automation for small sized industries, I FAC 11 th. Triennial Wo rld. Congress, Tallinn, Estonia, USSR, 1990 Åström, K.J. and T. Hägglund, 1988. Automatic Tuning of PID Controllers. Instrument Society of America, Research Triangle Park, NC.
- [2] Er, M.J. and Y.L. Sun, 2001. Hybrid fuzzy proportional-integral plus conventional derivative control of linear and nonlinear systems. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, vol.48, no. 6, pp. 1109-1117.
- [3] Johnson M.A. and M.H. Moradi, 2005. Chapter 8, in: PID Control - New Identification and Design Methods, pp. 297-337. Springer-Verlag London Limited. ISBN-10: 1-85233-702-8.
- [4] Jones A.H. and P.B.M. Oliveira, 1995. Genetic Auto-tuning of PID Controllers. IEEE Conf. Publ. No. 414, 12-14 Sep 1995, pp. 141-145.
- [5] Kanagaraj, N., P. Sivashanmugam, and S.Paramasivam, 2008. Fuzzy coordinated PI controller: application to the real-time pressure control process. *Journal Advances in Fuzzy Systems*, Vol.8, pp.1-9.
- [6] Kwok, D.P. and P. Wang, 1992. Fine-tuning of classical PID Controllers based on Genetic Algorithms. IEEE Inter. Workshop on Emerging Technologies and Factory Automation, pp. 37-43.
- [7] Mitsukura Y., T. Yamamoto and M. Kaneda.1997. A Genetic Tuning Algorithm of PID Parameters, Proc. IEEE Confer. Syst, Man and Cyber., Orlando, Oct. 1997, pp. 923-928.
- [8] Salami, M. and G. Cain, 1995. An adaptive PID controller based on genetic algorithm processor. IEEE Conf. Publ. No. 414, 12-14 Sep 1995, pp. 88-93.

NÂNG CAO KHẢ NĂNG CHỐNG NHIỄU CHO HỆ THỐNG KHÓA DỊCH HỖN LOẠN VI SAI CÓ MỘT ANTEN PHÁT VÀ NHIỀU ANTEN THU BẰNG MÁY THU HOẠT ĐỘNG THEO NGUYÊN LÝ PHÂN TÍCH THÀNH PHẦN ĐỘC LẬP

ICA-BASE RECEIVER FOR IMPROVING ANTI-JAMMING PERFORMANCE OF A SIMO DCSK SYSTEM

LÊ ĐĂNG KHÁNH

VIMARU, Marine Engineering Faculty, Power Fluid & Automation Division

Email: ledangkhanh@vimaru.edu.vn

Tóm tắt

Bài báo này xem xét hệ thống khóa hỗn loạn vi sai không nhất quán trong môi trường nhiễu đơn âm có băng tần hẹp. Nhóm tác giả một mô hình máy thu mới dựa trên thuật toán phân tích thành phần độc lập (ICA) để tăng cường khả năng chống nhiễu cho hệ thống. Mô hình máy thu được đề xuất trong nghiên cứu này trước tiên sẽ phân tách tín hiệu nhiễu và tín hiệu cần lấy, tiếp theo tín hiệu cần lấy sẽ được nhận dạng và chọn ra dựa trên giá trị độ nhọn (kurtosis) của nó, cuối cùng tín hiệu được chọn ra được gửi tới bộ tương quan và bộ phát hiện ngưỡng để thu được các bit thông tin. Các kết quả mô phỏng chứng minh rằng máy thu được đề xuất trong nghiên cứu này có các đặc tính tốt hơn nhiều so với các máy thu trước đó.

Từ khóa: Khóa dịch hỗn loạn vi sai, Nhiễu đơn âm, BER, Phân tích thành phần độc lập, SIMO.

Abstract

This paper considers a non-coherent differential chaotic shift keying (DCSK) system under the narrowband single-tone jamming environment. We propose a novel receiver based on the independent component analysis (ICA) technique to improve the system anti-jamming performance. The proposed receiver first separates desired and jamming signals, then the desired signal is identified and selected based on its kurtosis value, finally the selected signal is passed through a correlator and a threshold detector to obtain transmitted bits. The simulation results show that proposed receiver gives a much better performance than that provided by conventional counterparts.

Keywords: Differential chaotic shift keying, single-tone jamming, BER, independent component analysis, SIMO.

1. Introduction

Chaotic communications (CC) has recently been considered as a promising alternative to the conventional direct sequence spread-spectrum (DS-SS) systems. The basic idea of CC is to replace pseudo-noise sequences by chaotic sequences, which can be directly generated by chaotic maps. Among various chaotic maps, logistic has been extensively exploited due to its simplicity and good performance [1]. Chaotic systems are generally categorized as coherent and non-coherent chaotic systems, among which non-coherent chaotic systems have got a lot of interest from research community due to their simplicity [2]. The fundamental and the most studied noncoherent modulation scheme is differential chaos shift keying (DCSK) [3]. The performance of a single input - single output (SISO) DCSK system over the adaptive white Gaussian noise (AWGN) is investigated in [4] and [5]. In addition, the author of [6] analyze the performance of a single input - multiple output (SIMO) DCSK system. Moreover, in [7], the effect of the single-tone jamming (STJ) on a SISO DCSK system is studied. Although the performance of DCSK systems under jamming environments have been adequately considered, there have not yet been any efforts to propose jamming mitigation schemes for those systems. In addition, among various blind source separation techniques, the independent component analysis (ICA) is the most popular candidate due to its convergence speed [8]. Motivated by the aforementioned facts, in this work, we consider a SIMO DCSK system under the STJ environment and propose a novel ICA-based receiver to improve the system anti-jamming performance. We show that our proposed receiver can provide a much better BER performance than that given by conventional filter-based receivers.

The remainder of this paper is organized as follows. The system model is presented in Section II. An ICAbased receiver for the considered SIMO DCSK system is presented in the Section III. Simulations are carried out in Section IV to show advantages of our receiver. Finally, our conclusion is given in Section V.

2. System and jamming models

The considered system is graphically illustrated in the Fig. 1. Particularly, we have a single-antenna source communicates with a two-antenna destination under the attack of a single-tone

jammer. Following several recent works on chaotic communications, i.e. [1] and [3], we use the logistic map for generating the chaotic sequence. The mathematical representation of the map is given as follows

$$x_{n+1} = 1 - 2x_n^2 \quad (1)$$

In addition, for the modulation process, each bit duration

T_b is divided into two equal time slots. The first time slot is allocated for transmitting the reference chaotic sequence length β . In addition, in the second time slot, if the bit information b_l is 1, the reference sequence will be again transmitted, otherwise the inverted version of the reference sequence will be transmitted. As a result the transmitted signal can be expressed as follows

$$S_k = \begin{cases} x_k \\ b_l x_k \end{cases} \quad \begin{cases} \text{for } k = 2\beta(l-1) + 1, \dots, (2l-1)\beta \\ \text{for } k = (2l-1)\beta + 1, \dots, 2l\beta \end{cases} \quad (2)$$

The transmitted signal S_k goes through the block Rayleigh fading channels which keep constant during each block of transmission. In addition, the reception of the destination is disrupted by the narrow band sinusoidal jamming signal which can be expressed as follows

$$j(t) = \sqrt{2P_{jam}} \sin(2\pi f_{jam}t + \theta) \quad (3)$$

where P_{jam} and f_{jam} denote the jamming power and frequency and $\theta \in [-\pi, \pi]$ is an arbitrary phase angle.

The sinusoidal jammer is used in this paper because it is one of the most common signals to use and is easy to generate. The equivalent discrete baseband model of the above jammer can be written as [7]

$$j_k = \sqrt{2P_{jam}} \sin\left(2\pi k \frac{F}{2\beta} + \theta\right) = \sqrt{2P_{jam}} \sin\left(\pi k \frac{F}{\beta} + \theta\right) \quad (4)$$

where $F = 2P_{jam}T_b$ is the normalized jamming frequency.

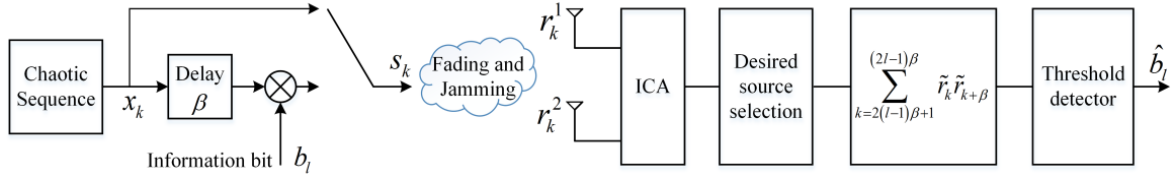


Figure 1. Block diagram of a DCSK system with our proposed receiver under jamming environment

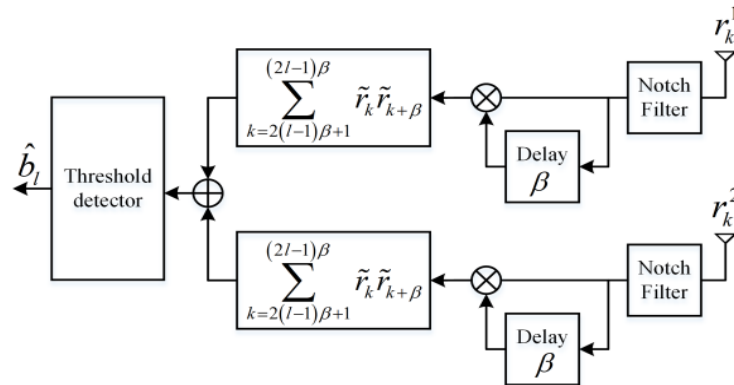


Figure 2. Notch filter-based receiver for a MISO DCSK system [6], [10]

At the destination, the received signals at the two receiving antenna are denoted as r_1^k and r_2^k and expressed as follows

$$r_1^k = h_{s1}s(k) + h_{j1}j(k); \quad (5)$$

$$r_2^k = h_{s2}s(k) + h_{j2}j(k); \quad (6)$$

where h_{s1} and h_{s2} denote the channel gains from the source to the destination and h_{j1} and h_{j2} are the channel gains from the jammer to the destination. Here, we ignore the effect of the additive white Gaussian noise (AWGN) at the receiver side since the AWGN can be readily dominated by the intentional jamming signals. These received signals are fed into the ICA block for the separation of the desired and jamming signals. Then, an estimated version of the desired signal, $\tilde{r}_k$, will be selected based on its 'kurtosis' value. The detail of the ICA block and how to select the desired signal will be presented in the next section. Finally, $\tilde{r}_k$ is passed through the correlator and the threshold detector to recover the transmitted bits.

3. Conventional and ICA-based receivers

3.1 Conventional Receiver

Before going into detail about our proposed ICAbased receiver, we will present a conventional filterbased receiver to highlight the differences between the conventional and our proposed ICA-based receivers. The conventional receiver is illustrated in the Fig. 2, where infinite impulse response (IIR) Notch filters are integrated into the equal gain combining receiver given in [6]. Each received signal is first passed through an IIR Notch filter to excise the components that are jammed. Then, the outputs of the Notch filters are fed into correlators and the outcomes are summed up and used as an input of the threshold detector for deciding the transmitted bits. To further enhance the system anti-jamming performance, one can deploy clippers in front of the Notch filters to reduce the power of the high power received signals.

3.2 ICA-based Receivers

Independent component analysis is a technique used for separation of independent source signals from their mixed observations (mixtures). In our considered system, the original sources are the desired and the jamming signals. The received signals at the destination for each block of Transmission, or the mixtures of the original sources, can be expressed as follows

$$R = \begin{bmatrix} r_k^1 \\ r_k^2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} h_{s1} & h_{j1} \\ h_{s2} & h_{j2} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} s_k \\ j_k \end{bmatrix} = AS. \quad (7)$$

A here is called mixing matrix. Under the assumptions of independent sources, ICA is performed on the mixtures by finding the inverse linear transformation that maximizes the statistical independent between the mixtures. Inverse linear transformation matrix B , which is the inverse of A , is then used for the estimation of the source signals

$$\begin{bmatrix} \tilde{s}_k \\ \tilde{j}_k \end{bmatrix} = BR. \quad (8)$$

The ICA algorithm for sources separation can be briefly presented as follows

Although the ICA technique can separate the sources, it does not tell us which one is the desired information and which one is the jamming signal. To differentiate the two signals, we use the concept of kurtosis which is defined as follows [9]

$$K_{urt}(x) = \frac{E[(x - \mu_x)^4]}{\sigma_x^4}, \quad (9)$$

where μ_x and σ_x are the mean and the standard deviation of x . It is important to note that kurtosis of a sinusoidal signal is exactly 1.5. By using this fact, we can identify our desired signal as follows.

By using the Algorithm 1 and 2, we can obtain the jamming-free desired chaotic signal. Passing this signal through the correlator and the threshold detector will give us the transmitted bits.

Algorithm 1: ICA For Source Separation

- 1: Input R
- 2: $\mu = E[R]$
- 3: $R_c = R - \mu$
- 4: $cov = \text{Covariance of } R_c$
- 5: $[U; S; \sim] = \text{SVD Decomposition of } R$
- 6: White matrix $T = US^{-1}U'$
- 7: $R_{cw} = TR_c$
- 8: $r = \text{number of sources}$
- 9: Generate a $r \times r$ zero matrix B
- 10: **for** $i = 1:r$ **do**
- 11: Defining convergence conditions

```

12:   Generate a 2 x 1 normalized column vector  $b$ 
13:   while not converged do
14:        $b_{old} = b$ 
15:        $t = R'_{cw}b$ 
16:        $g = te^{\frac{-t^2}{2}}$ 
17:        $dg = (1-t^2)e^{\frac{-t^2}{2}}$ 
18:        $b = \frac{R_{cw}g}{length(R_{cw})} - E[dg]b$ 
19:        $b = b - BB'b$ 
20:       Normalize  $b$ 
21:   end while
22: end for

```

23: Estimated sources $\tilde{S} = BR$

Algorithm 2 Identifying desired signal

```

1: Input  $\tilde{S}$ 
2: Kur1 = Kurtosis ( $\tilde{S}(1; :)$ )
3: Kur2 = Kurtosis ( $\tilde{S}(2; :)$ )
4: if Abs(Kur1-1.5) > Abs(Kur2-1.5) then
5:     Desired signal  $\tilde{r}_k = (\tilde{S}(1; :))$ 
6: else
7:     Desired signal  $\tilde{r}_k = (\tilde{S}(2; :))$ 
8: end if

```

4. Simulation results

The simulation setting follows the system model given in the Section II. In Fig. 4, we provide a comparison among the system BER provided by a naive receiver (without jamming rejection), a Notch filter-based receiver, and our ICA-based receiver. It is first show that among the three receivers, our proposed ICA-based receiver provides the best performance, especially the performance given by our receiver does not depend on the jamming level.

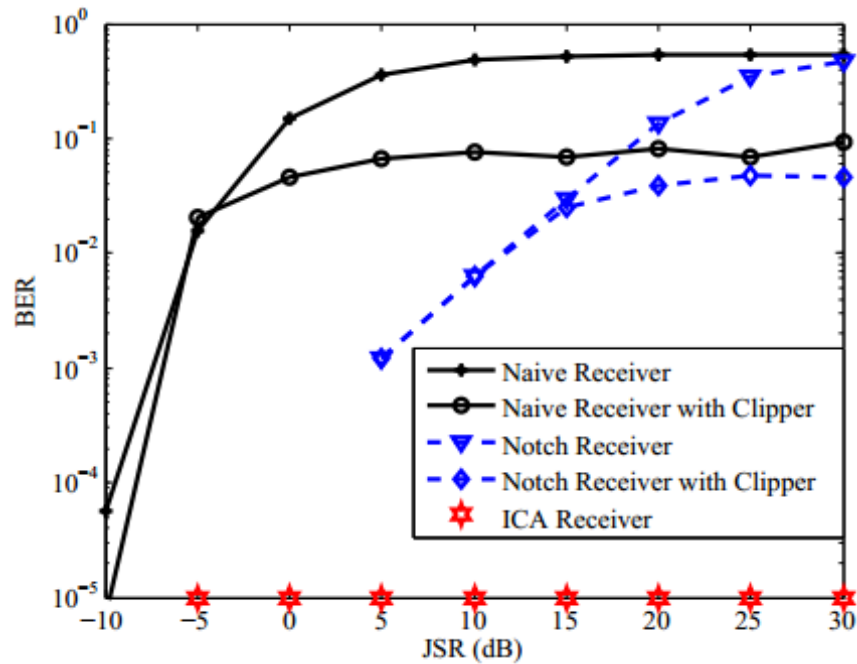


Figure 3. BER comparison between our ICA-based receiver and the conventional one

In addition, it is observed that the naive receiver gives the worst performance, as expected. Moreover, we can see that employing clippers also greatly improves the performance given by the naive and the Notch filter-based receivers.

5. Conclusion

In this work, we considered a SIMO-DCSK system under the single-tone jamming environment. We proposed a robust ICA-based receiver to improve the system antijamming performance. We showed that our proposed receiver can provide a much better BER than that given by the conventional counterparts. In addition, we showed that the performance of our receiver does not depend on the jamming level. □

REFERENCES

- [1] H. Yang, G.-P. Jiang, and J. Duan, "Phase-Separated DCSK: A Simple Delay-Component-Free Solution for Chaotic Communications", IEEE Trans. Circuits Syst., vol. 61, no. 12, pp. 967-971, Dec. 2014.
- [2] G. Kaddoum, "Wireless Chaos-Based Communications Systems: A Comprehensive Survey", IEEE Access, vol. 4, May 2016.
- [3] G. Kaddoum, E. Soujeri, C. Arcila, and K. Eshteiwi, "I-DCSK: An Improved Noncoherent Communication System Architecture", IEEE Trans. Circuits Syst. II, vol. 62, no. 9, pp. 901-905, Sep. 2015.
- [4] M. Sushchik, L. S. Tsimring, and A. R. Volkovskii, "Performance Analysis of Correlation-Based Communication Schemes Utilizing Chaos", IEEE Trans. Circuits Syst. I, Fundam. Theory Appl., vol. 47, no. 12, pp. 1684-1691, Dec. 2000.
- [5] G. Kaddoum, P. Charg_e, and D. Roviras, "A Generalized Methodology for Bit-Error-Rate Prediction in Correlation-Based Communication Schemes Using Chaos", IEEE Commun. Lett., vol. 13, no. 8, pp. 567-569, Aug. 2009.

BÔI TRƠN XILANH TRÊN ĐỘNG CƠ DIESEL CỠ LỚN CYLINDER LUBRRICATION ON LARGE BORE DIESEL ENGINE

ThS. MTr. Nguyễn Ngọc Hoàng

TS. MTr. Nguyễn Trí Minh

Khoa Máy tàu biển, Trường đại học Hàng Hải Việt Nam

Tóm tắt:

Bôi trơn xilanh động cơ diesel là rất quan trọng, nhằm duy trì một màng dầu bôi trơn và làm kín tối ưu, với một lượng dầu cháy nhỏ nhất, và có thể thực hiện việc truyền tải áp suất từ piston đến xilanh. Để đảm bảo bề mặt các xecmăng và vách xilanh luôn không bị tách rời khỏi màng dầu trong suốt chu trình. Do đó cần thiết phải đảm bảo một lượng cấp phù hợp theo tải và giờ hoạt động của piston-xilanh, Đồng thời cần quan tâm ảnh hưởng của lưu huỳnh trong nhiên liệu, nó có thể gây ăn mòn vách xilanh do ngưng tụ nước và tạo ra axit sulphuric. Bài báo giới thiệu toàn bộ việc bôi trơn xilanh, từ nguyên lý bôi trơn, điều chỉnh dầu trong chạy rà, chọn loại dầu bôi trơn phù hợp với hàm lượng lưu huỳnh trong nhiên liệu...

Từ khóa: Bôi trơn xilanh động cơ diesel tàu thủy

Abstract:

Diesel cylinder lubrication is very important, to maintain a lubricant oil film, an optimal sealing with minimal of oil burning and may realize a good head transfer from the piston to the cylinder. To keep the surfaces of the piston ring and the cylinder wall are not separated by a continuous oil film throughout the entire cycle. Thus, need monitoring the appropriate lube oil feed rate at specific load and piston ring - cylinder running hour. Simultaneously, have to care influence of sulphur in the fuel, which may cause corrosive wear by formation and condensation of water and sulphuric acid on the cylinder wall. Article introduces all cylinder lubricant, from lubricating principle, control lube oil in running in, chooesen suitable oil for fuel sulphur content...

Key words: Cylinder lubrication of Marine Diesel engine

1. Đặt vấn đề

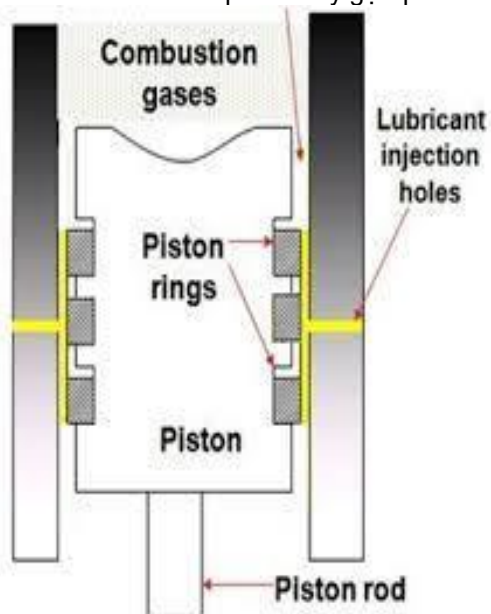
Bôi trơn xilanh trên các động cơ cỡ lớn, hành trình dài đang có những tiến bộ không ngừng theo thời gian. Việc vẫn đảm bảo màng dầu bôi trơn giữa xéc măng và xilanh khi thân nhiệt của máy tăng, cho phép chúng ta nâng cao nhiệt độ nước làm mát ra khỏi xilanh xấp xỉ 100°C , do đó giảm mất mát nhiệt đáng kể cho nước làm mát, điều đó hoàn toàn phù hợp với xu thế và yêu cầu phát triển khoa học kỹ thuật, nâng cao hiệu suất hệ động lực tàu thủy để giảm phát thải toàn cầu, trên cơ sở của nghị định thư Kyoto về hướng dẫn thực hiện các quy định bắt buộc về hiệu quả năng lượng tàu thủy theo MARPOL annex VI, trong đó có chỉ tiêu kế hoạch quản lý hiệu quả năng lượng tàu thủy SEEMP (ship energy efficiency management plan) là sự đánh giá hiệu quả hoạt động khai thác, thúc đẩy chủ tàu và người khai thác nâng cao hiệu suất sử dụng nhiên liệu trong quá trình hoạt động tàu.

Như vậy việc nghiên cứu nâng cao chất lượng bôi trơn xilanh trong quá trình thiết kế và khai thác động cơ diesel tàu thủy sẽ giúp giảm chi phí khai thác tàu, đồng thời cũng góp phần thỏa mãn các yêu cầu ngày càng khắt khe của tổ chức hàng hải thế giới theo chỉ tiêu yêu cầu về năng lượng như đã giới thiệu ở trên.

2. Nội dung

2.1. Bôi trơn xéc măng – xilanh

Bôi trơn xi lanh trong các máy diesel hiện nay chủ yếu là bôi trơn cưỡng bức bằng các đầu phun áp lực, diesel thấp tốc hành trình lớn, dầu bôi trơn xi lanh được đưa vào thời điểm đầu hành trình nén, khoảng 100° trước điểm chết trên, qua các đầu phun dầu bố trí trên chu vi xi lanh. Dầu xi lanh được bơm dầu lại trên đầu trục cam hoặc hiện nay chủ yếu được cấp từ bình áp lực qua van điện từ và van một chiều bố trí trong các đầu phun, thời điểm cấp là khi xéc măng thứ hai từ trên xuống che kín lỗ phun và rãnh ngậm dầu, như vậy sẽ làm cho dầu bôi trơn không bị văng té lên piston và phân tán tốt ra các hướng, nạp đầy vào rãnh ngậm dầu (hình 1.1), chiều dày màng dầu giữa xecmăng và xilanh được duy trì nhỏ nhất và được gọi là vòng dầu điều chỉnh, lớp dầu này nằm dưới các xecmăng nên lượng dư sẽ được trực tiếp gạt xuống khoang gió quét. Màng dầu còn lại trên vách xilanh do lớp dầu này gạt qua sẽ là dầu bôi trơn cho xecmăng tiếp theo.

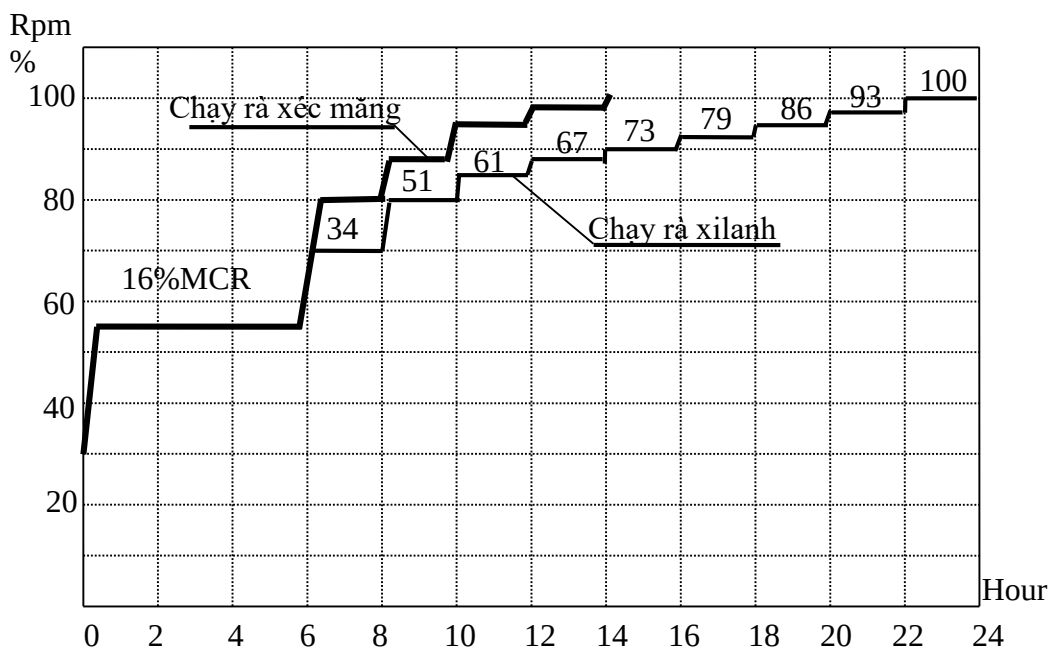


Hình 1. Sơ đồ thời điểm bôi trơn và ảnh chụp rãnh ngậm dầu trên bề mặt xilanh

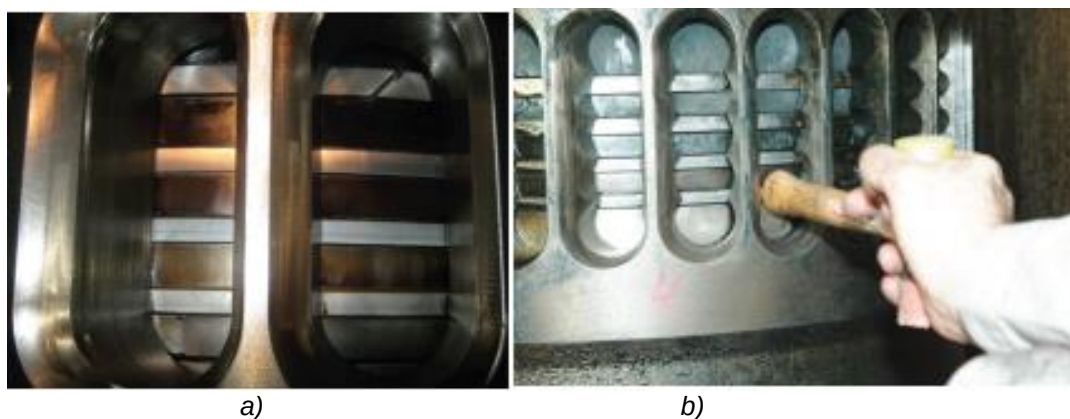
2.2. Chạy rà xéc măng – xilanh

Trong khai thác chúng ta muốn có sự tương thích tốt giữa xéc măng và xilanh để màng dầu giữa chúng luôn luôn không bị phá hoại để tăng tuổi thọ của xilanh, xecmăng và sự làm việc với chu kỳ lặp là rất tốt cho công việc này. Khi còn mới, hoặc sửa chữa đúng định kỳ, các kích thước và lực giữa chúng còn gần với thiết kế, nếu chúng ta chạy rà đúng quy trình thì chất lượng làm việc và do

đó tuổi thọ của xecmăng-xilanh sẽ nằm trong tầm kiểm soát. Vì rằng, xec măng trong quá trình làm việc chịu tác dụng của nhiều lực có hướng và biên độ thay đổi và thường xuyên có xoay tương đối so với piston, với chuyển động chính là trượt tương đối trên bề mặt xilanh, **do đó cần duy trì màng dầu bôi trơn giữa xec măng và xilanh**, với lượng dầu bôi trơn cấp nhiều hay ít là tùy thuộc theo tải và loại dầu đốt được sử dụng, thực tế đo đạc kiểm tra người ta thấy khi điều chỉnh được lượng cấp dầu bôi trơn tối ưu sẽ hình thành màng dầu, nhưng tăng lưu lượng cấp thì chiều dày màng cũng không tăng, cho nên chỉ tăng lượng dầu bôi trơn vào xilanh khi cần trung hòa axit sunphuric (được hình thành do hàm lượng lưu huỳnh trong dầu đốt) hoặc khi chạy trong vùng biển có độ ẩm quá cao.



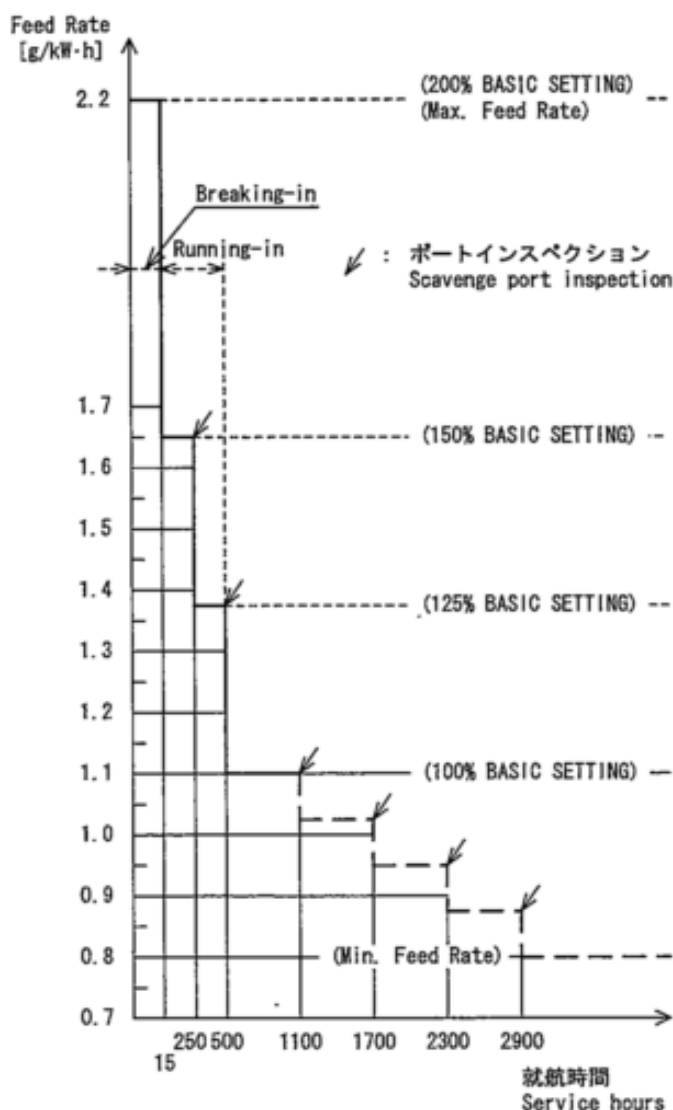
Hình 2. Chạy rà xecmăng – xilanh động cơ 6S70MC



Hình 3. Kiểm tra xilanh và xec măng

Xec măng khi còn mới sau nhiệt luyện định dạng, hay sau khi mạ crôm thì bề mặt làm việc hơi thô ráp gồ ghề, có gờ tròn, sau khi chạy ổn định, kiểm tra thấy bề mặt xec măng mòn mịn có gờ sắc như hình 3.a, xec măng di chuyển dễ dàng trong rãnh, còn bề mặt xilanh thì đồng nhất, chỉ có xước nhẹ trên vân bề mặt, nhất là phía dưới gần cửa gió quét, trong khi đó nếu bề mặt xec măng khô, có hiện tượng bám bẩn từ trên xuống (hình 3.b) là hiện tượng mất màng dầu, điều đó sẽ dẫn đến hiện tượng kẹt xec măng trong rãnh, triệu chứng của rò khí cháy, như vậy thì dễ dẫn đến xec măng sẽ gãy khúc, và bề mặt xi lanh sẽ bị mòn xước.

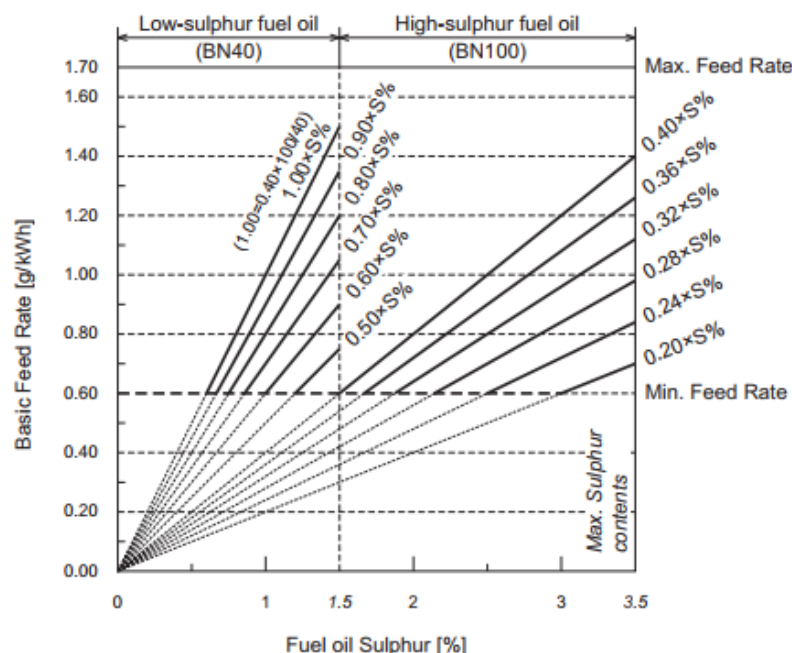
Hình 2 là biểu đồ điều chỉnh vòng quay máy theo thời gian trong quá trình chạy rà xéc măng của động cơ 6S70MC, hãng Man B&W—đường nét đậm, và đường nét nhạt là quá trình chạy rà cho xilanh.



Hình 4. Điều chỉnh dầu bôi trơn xi lanh trong chạy rà

Trong quá trình chạy rà cần điều chỉnh tăng lượng dầu bôi trơn xilanh, hình 4 là biểu đồ điều chỉnh dầu bôi trơn xilanh khi chạy rà xéc măng và xilanh cho máy 6S70MC của hãng Mitsui - Man B&W. Khi chạy rà cho xilanh, trong 15 giờ đầu lượng dầu nhờn bôi trơn xilanh có thể được điều chỉnh tăng lên (200-220)% so với định mức(chạy rà cho chỉ xéc măng có thể chỉ cần 150%), sau khi khẳng định tình trạng xéc măng và xilanh(qua kiểm tra bằng mắt thường qua các cửa gió quét là tốt nhất), trong 250 giờ tiếp theo dầu nhờn bôi trơn xilanh được điều chỉnh giảm xuống mức 150% định mức và sau 500 giờ làm việc không có bất thường trong mài mòn xilanh thì mức dầu bôi trơn xilanh mới được điều chỉnh về 100% định mức. Nếu xilanh có mòn bất thường (do thiếu dầu bôi trơn, do chạy rà sai qui trình và đặc biệt hay gặp là mòn nhiều do ô van do giãn thời gian định kỳ thay thế xilanh và xéc măng) sẽ phá hoại xéc măng và xilanh rất nhanh, trong quá trình chạy rà xilanh cần kiểm tra tình trạng thực tế của xilanh và xéc măng bất kỳ khi nào có cơ hội, vì rằng, các biểu hiện và thông số khai thác không cho ta biết gì tình trạng của xéc măng và xilanh.

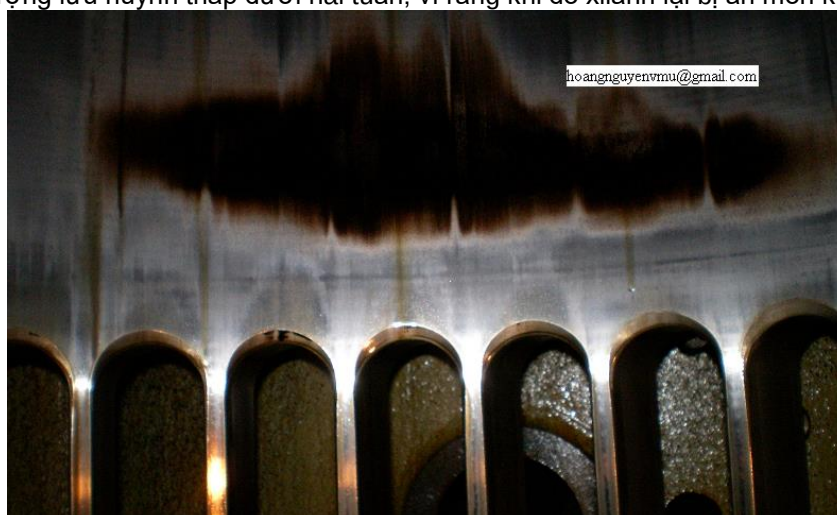
2.3. Chọn dầu và điều chỉnh lượng dầu bôi trơn xilanh



Hình 5. Điều chỉnh dầu bôi trơn xilanh theo hàm lượng lưu huỳnh trong nhiên liệu cho dầu có chỉ số kiểm cơ sở (BN)40 và BN100.

Cần lưu ý tuân thủ hướng dẫn sử dụng của nhà chế tạo kết hợp với quan sát thực tế tình hình bôi trơn xilanh để có những điều chỉnh thích hợp, vì mòn xilanh chủ yếu là do ăn mòn axit, được tạo ra do quá trình cháy nhiên liệu có lưu huỳnh, cho nên cần điều chỉnh lượng dầu bôi trơn xilanh theo hàm lượng lưu huỳnh trong nhiên liệu (hình 5), dầu đốt có hàm lượng lưu huỳnh thấp thì dùng dầu bôi trơn xilanh có độ kiềm thấp, ngược lại dầu bôi trơn xilanh có độ kiềm cao thì dùng cho loại nhiên liệu có hàm lượng lưu huỳnh cao. Dầu bôi trơn xilanh động cơ diesel tàu thủy hiện hành có chỉ số cơ sở TBN (total base number) 70, thích hợp cho nhiên liệu có hàm lượng lưu huỳnh từ 1,5 - 3,5%. **Kiểm trung hòa axit ngăn ăn mòn xilanh, nhưng nếu độ kiềm cao sẽ gây ra ăn mòn kiềm nghiêm trọng, nhất là ở nhiệt độ cao, cho nên khi chạy rà bề mặt xilanh và xéc măng còn chưa tương thích thì nên sử dụng dầu đốt có hàm lượng lưu huỳnh thấp, tương ứng cho dầu bôi trơn xilanh có độ kiềm thấp để giảm ăn mòn kiềm.**

Trong khai thác không dùng dầu bôi trơn xilanh có độ kiềm thấp cho dầu đốt đưa vào buồng đốt động cơ có hàm lượng lưu huỳnh cao và chỉ cho phép dùng dầu bôi trơn có độ kiềm cao cho dầu đốt có hàm lượng lưu huỳnh thấp dưới hai tuần, vì rằng khi đó xilanh lại bị ăn mòn kiềm.



Hình 6. Bôi trơn xi lanh kém trong chạy rà

Hình 6 ảnh chụp tình trạng sơ mi xilanh sau khi chạy rà kém bôi trơn do điều chỉnh thiếu dầu nhẹ, bề mặt sơ mi hơi khô và bị cháy ở khu vực gần cửa gió quét, hình chụp nhìn từ hộp khí quét, theo hướng của dòng khí quét nên cũng cho chúng ta thấy có thể tàu đang hoạt động trong vùng nhiệt đới có độ ẩm cao làm cho hàm lượng nước cuốn theo trong khí nạp cao, bắn vào vách xilanh phía đối diện làm phá màng dầu bôi trơn và làm xilanh bị ăn mòn axit và bị cháy. Khi bảo dưỡng xilanh này sau 10.000 giờ làm việc, xilanh bị mòn chỗ lớn nhất 0,5mm, bình thường 10.000 giờ xilanh chỉ mòn không quá 0,3mm. Còn các xéc măng của xilanh này mòn trung bình từ 1,5-1,7mm có chỗ đến 2,0mm, trong khi nếu chạy rà đúng, thì độ mài mòn xéc măng trung bình của máy này chỉ 0,5-0,7mm sau 10.000 giờ làm việc (cho xéc măng nhiệt luyện định dạng loại thường không mạ crom).

Cần lưu ý rằng thiếu dầu bôi trơn xilanh là rất nghiêm trọng, tuy nhiên việc tăng thừa dầu bôi trơn có thể làm ngập xéc măng trong rãnh, sẽ khiến xéc măng không xoay được trong quá trình làm việc và có thể gây hiện tượng 'hydraulic lock', đặc biệt lượng cấp dầu bôi trơn dư thừa sẽ gây ra hiện tượng đánh bóng hóa học 'chemical bore polish', như vậy về lâu dài sẽ khó duy trì màng dầu bôi trơn.

3. Kết luận

Như vậy trong quá trình chạy rà piston-xilanh cần thiết phải quan tâm giảm tốc độ chuyển động của piston, tăng lượng dầu bôi trơn theo đúng hướng dẫn của nhà chế tạo, sử dụng dầu đốt có hàm lượng lưu huỳnh thấp trong quá trình chạy rà, tương ứng nếu có thể thì sử dụng dầu bôi trơn xilanh có độ kiềm thấp để giảm ăn mòn và mài mòn khi sự tương thích giữa chúng còn chưa được thật tốt, vì vậy giảm vòng quay khai thác máy và tăng lượng dầu bôi trơn xilanh trong quá trình chạy rà một cách đúng mực sẽ tăng được tuổi thọ của xéc măng và xilanh (tuổi đời hay mài mòn cho phép của xilanh hãng Mitsui - Man B&W là (0,004 – 0,008)D, D-đường kính xilanh).

TÀI LIỆU THAM KHẢO:

- [1]. *Chief Engineer Mohit Sanguri – Cylinder liner lubrication of Marine two stroke crosshead diesel engines – Lamar Stonecypher – 9/2010*
- [2]. *M. V. SWIFTNESS- Machinery finish plan- 8/2015*
- [3]. *NSU ENDEAVOR- Machinery finish plans-2004*

HỆ THỐNG XỬ LÝ KHÍ THẢI NO_x (NOR) SỬ DỤNG CÔNG NGHỆ KHỬ CÓ XÚC TÁC CHỌN LỌC (SCR) CỦA HÃNG WÄRTSILÄ WARTSILA NO_x REDUCER (NOR) SYSTEM USING SELECTIVE CATALYTIC REDUCTION (SCR)

KS. Nguyễn Thị Nhân
Bộ môn Máy tàu thủy, Khoa Máy tàu biển

Tóm tắt

Bài viết giới thiệu hệ thống xử lý khí thải NO_x (NOR) sử dụng công nghệ khử có xúc tác chọn lọc (SCR) của hãng Wärtsilä, được lắp đặt trên các tàu hiện đại nhằm giảm lượng phát thải nitro dioxide (NO_x) ra môi trường. Tổng quan hệ thống xử lý khí thải NO_x và hệ thống công nghệ SCR của hãng Wärtsilä được trình bày. Phản ứng khử NO_x diễn ra trong lò phản ứng cũng như kết cấu của hệ thống SCR được giới thiệu.

Abstract

The paper introduces a Wärtsilä NO_x Reducer system (NOR) using Selective Catalytic Reduction (SCR), which is installed in modern ships to reduce nitrogen dioxide (NO_x) emissions exhausted to the environment. An overview of the NOR system and the SCR system are discussed. A NO_x reduction reacting process and an SCR system structure are discussed.

Key words: NO_x Reducer system (NOR), Selective Catalytic Reduction system (SCR), catalyst layer, NO_x reduction reaction.

1. Đặt vấn đề

Quá trình cháy trong động cơ diesel tạo ra các sản phẩm thứ cấp là các oxit nitơ. Ở nhiệt độ cao, nitơ (N_2), thường trơ, phản ứng với oxy (O_2) tạo thành oxit nitric (NO) và oxit nitơ (NO_2), thường được nhóm lại với nhau dưới dạng phát thải NO_x . Lượng NO_x sinh ra liên quan chặt chẽ đến nhiệt độ đốt cháy. NO cũng có thể được hình thành thông qua quá trình oxy hóa N_2 trong nhiên liệu và thông qua các phản ứng hóa học với các gốc nhiên liệu. NO trong dòng khí thải là trong môi trường nhiệt độ cao và nồng độ oxy cao, do đó oxy hóa nhanh chóng thành NO_2 . Lượng phát thải NO_2 xấp xỉ 5% tổng lượng phát thải NO_x . Do đó, việc xử lý khí thải NO_x sinh ra trong quá trình vận hành của động cơ là vấn đề cấp bách của các ngành công nghiệp nói chung và công nghiệp vận tải biển nói riêng. Nhất là đối với các khu vực biển có kiểm soát việc phát thải khí thải ra môi trường (SECAs, NECAs). Điều này không chỉ có ý nghĩa quan trọng về bảo vệ môi trường mà còn có vai trò quan trọng trong việc thúc đẩy sáng tạo, ứng dụng công nghệ mới hiện đại. Nhằm đáp ứng yêu cầu tiêu chuẩn về việc phát thải NO_x cấp 3 của IMO, hãng Wärtsilä đã phân tích và ứng dụng công nghệ SCR cho hệ thống xử lý khí thải NO_x , đảm bảo khử lượng NO_x trước khi thải ra môi trường.

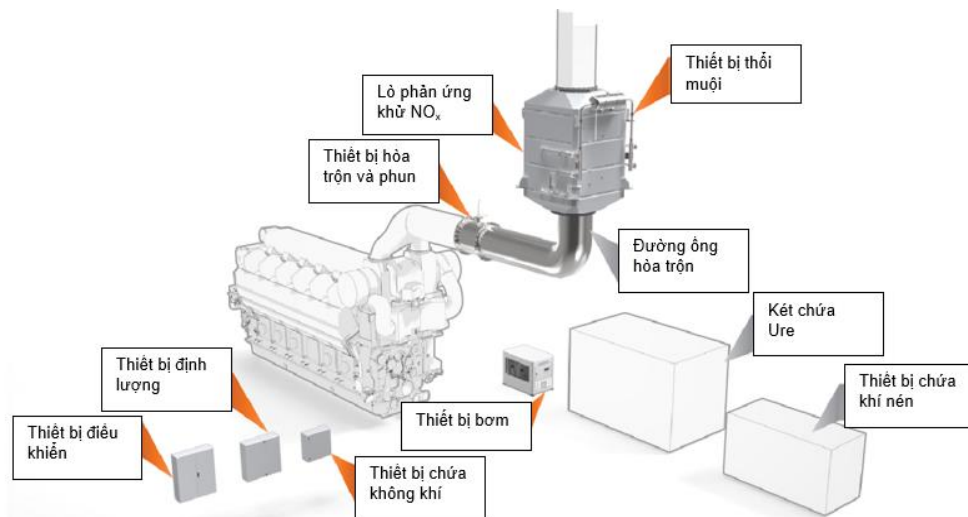
Sử dụng hệ thống khử có xúc tác chọn lọc (SCR) là cách hiệu quả để động cơ diesel đạt được mức giảm NO_x cần thiết theo tiêu chuẩn IMO Cấp 3. Nó làm giảm lượng hạt bụi (PM) và NO_x xuống mức gần bằng không nhờ các phản ứng hóa học chuyển oxi nitơ thành nitơ, nước sau đó thải ra môi trường.

2. Tổng quan

2.1. Hệ thống xử lý khí thải NO_x của hãng Wärtsilä (NO_x Reducer – NOR)

Hệ thống NOR của hãng Wärtsilä hoạt động dựa trên công nghệ khử có xúc tác chọn lọc – SCR để khử NO_x sinh ra trong quá trình vận hành của động cơ. NOR là một hệ thống xử lý sau phát thải, nó giải quyết các yêu cầu về giảm phát thải khí NO_x , như yêu cầu của IMO cấp 3. Hệ thống này cũng có thể được sử dụng cho hoạt động gây quỹ giảm phát thải NO_x của Naui hay đáp ứng các giới hạn phát thải NO_x theo yêu cầu của từng khách hàng.

Wärtsilä NO_x Reducer là hệ thống tiêu chuẩn, có sẵn một số các kích thước và hình dạng khác nhau, sử dụng linh hoạt và có trong danh mục của động cơ 4 kỳ sử dụng MDF và HFO. Các thiết bị trong gói tiêu chuẩn là: Lò phản ứng, thiết bị thổi, thiết bị hòa trộn và phun, thiết bị định lượng urê, thiết bị điều khiển, thiết bị bơm, thiết bị chứa không khí. Ngoài ra, hệ thống có một số thiết bị tùy chọn theo nhu cầu của khách hàng: Đường ống hòa trộn, kết chứa Urê, thiết bị chứa khí nén.



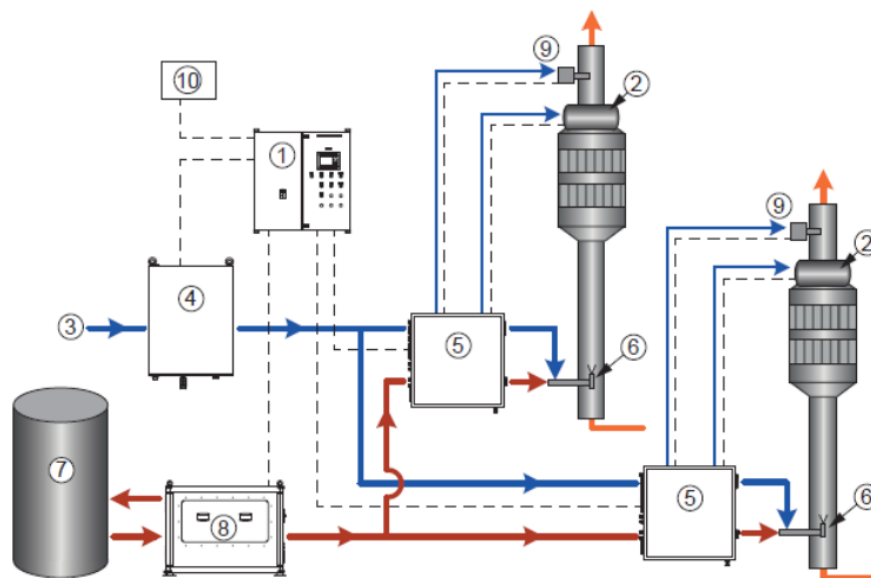
Hình 1: Tổng quan hệ thống NOR

2.2. Hệ thống công nghệ SCR của hệ thống xử lý khí thải NO_x

Các thành phần chính trong gói tiêu chuẩn là: Lò phản ứng, các chất xúc tác, thiết bị thổi, thiết bị hòa trộn và phun urê, thiết bị định lượng urê, bộ điều khiển và tự động hóa, thiết bị bơm urê, thiết bị chứa không khí, cảm biến độ ẩm.

- Ngoài thành phần trong gói tiêu chuẩn, có thể thêm các thiết bị sau: Máy phân tích NO_x , hệ thống cảm biến NO_x , ống hòa trộn, trạm nén khí (cấp khí nén để phun urê và hệ thống thổi muối).

- Các thành phần khác cần thiết cho hệ thống là: Kết chứa urê, thiết bị cách nhiệt, ống thổi có các mặt bích, thiết bị hỗ trợ ống dẫn và lò phản ứng, đường ống và van giữa các thiết bị của hệ thống NOR



Hình 2: Tổng quan hệ thống SCR

Thành phần hệ thống:

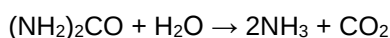
- | | |
|---------------------------|---------------------------------------|
| 1-Bảng điều khiển | 6-Vòi phun |
| 2-Thiết bị thổi | 7-Kết Urê |
| 3-Đường cấp khí nén | 8-Thiết bị bơm |
| 4-Thiết bị chứa không khí | 9-Cảm biến NO _x (tùy chọn) |
| 5-Thiết bị định lượng | 10-Cảm biến độ ẩm |

3. Hệ thống công nghệ SCR

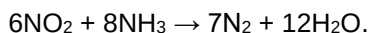
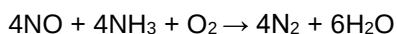
3.1. Cơ chế phản ứng khử NO_x

SCR là hệ thống công nghệ kiểm soát khí thải hoạt động tiên tiến, làm giảm mức NO_x trong khí thải từ động cơ bằng các loại chất xúc tác và chất khử. Khi quá trình xảy ra, một chất khử của dung dịch nước urê được thêm vào dòng khí thải. Nước trong dung dịch urê bị bay hơi khi dung dịch được phun vào khí thải nóng.

Nhiệt độ cao cũng gây ra sự phân hủy nhiệt của urê ((NH₂)₂CO) thành amoniac (NH₃) và carbon dioxide (CO₂):



Khí thải NO_x sau đó được chuyển thành nitơ phân tử (N₂) và nước (H₂O), khi chúng phản ứng với amoniac ở bề mặt xúc tác:



Các chất xúc tác được đặt bên trong lò phản ứng kết cấu kim loại nằm trong đường khí thải. Sản phẩm cuối cùng của phản ứng là N₂ thuần túy và H₂O, tức là thành phần chính của không khí xung quanh. Không có sản phẩm phụ lỏng hoặc rắn.

3.2. Kết cấu hệ thống SCR

3.2.1. Lò phản ứng SCR

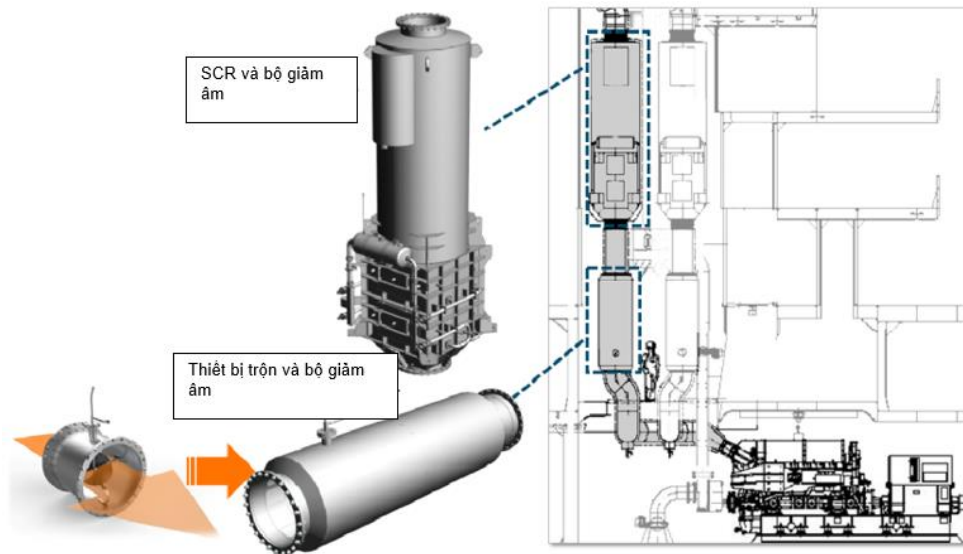
Một lò phản ứng SCR sẽ được lắp cho một động cơ và đường ống khí xả. Lò phản ứng vỏ thép có kết cấu một đầu vào và một đầu ra hình côn, các lớp xúc tác, một khung thép để giữ lớp xúc tác và một thiết bị thổi muối. Mỗi lớp xúc tác nối với đường khí nén để thổi muối. Lò phản ứng được trang bị một thiết bị đo chênh áp để theo dõi trạng thái của các chất xúc tác và thiết bị đo chênh nhiệt

đầu vào, đầu ra để theo dõi nhiệt độ khí thải. Ngoài ra, lò phản ứng cũng được trang bị một hoặc nhiều các lỗ quan sát kiểm tra ống dẫn, cửa bảo trì để thay thế các chất xúc tác.

Lò phản ứng tiêu chuẩn được thiết kế một cách linh hoạt tùy thuộc vào cấu trúc tàu, và có thể được lắp đặt theo chiều dọc hoặc chiều ngang trên tàu. Hình dạng lò phản ứng được tiêu chuẩn hóa khác nhau và nếu có bất kỳ hạn chế về không gian nào thì lò phản ứng SCR và ống hòa trộn có thể được thiết kế riêng. Lò phản ứng SCR cũng có thể được tích hợp với bộ giảm âm và được sử dụng cùng với hệ thống giảm âm của hãng Wärtsilä (Wärtsilä Compact Silencer System-CSS) để tối ưu hóa hơn nữa việc sử dụng không gian trên tàu. Để giảm tiếng ồn khí thải, hệ thống SCR của Wärtsilä có sẵn:

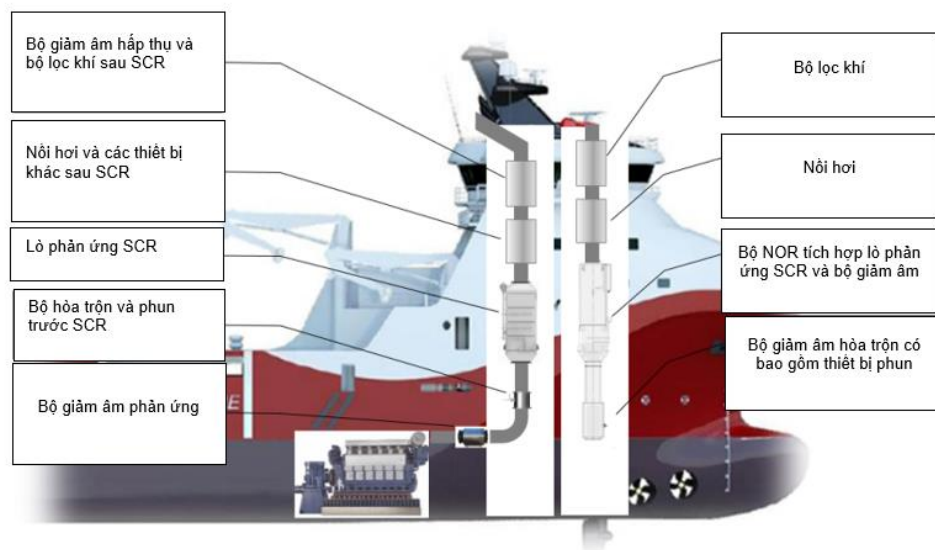
Hệ thống NOR tích hợp: Lò phản ứng SCR có bộ giảm âm tích hợp (loại hấp thụ)

Bộ giảm âm hòa trộn: Thiết bị hòa trộn và phun urê tích hợp với bộ giảm âm (loại phản ứng)



Hình 3: Hệ thống NOR tích hợp và bộ giảm âm ống hòa trộn

Có nhiều các yếu tố chính cần được xem xét khi kết hợp lò phản ứng SCR với các thiết bị khí thải khác trong đường ống khí thải. Hình minh họa cho thấy các tính năng giảm âm có thể được kết hợp như một phần của lò phản ứng SCR (bộ khử NOR tích hợp) và ống dẫn hòa trộn (bộ giảm âm hòa trộn bao gồm cả bộ phun urê) để tiết kiệm không gian.



Hình 4: Bố trí chung của hệ thống khử NO_x hãng Wärtsilä

Lò phản ứng tiêu chuẩn có kích thước đảm bảo mức giảm phát thải NO_x từ cấp 2 IMO đến cấp 3 của IMO và có thể được sử dụng cho cả MDF và HFO. Đối với việc sử dụng nhiên liệu có các yêu cầu về việc giảm NO_x khác, lò phản ứng SCR và ống dẫn hòa trộn có thể được thiết kế riêng theo yêu cầu.

3.2.1.1. Các chất xúc tác

Các chất xúc tác được đặt trên các khung bằng thép bên trong lò phản ứng, có hình viên gạch với cấu trúc hình tổ ong để tăng bề mặt tiếp xúc của chất xúc tác.

Vanadium pentoxide (V_2O_5) được sử dụng làm chất xúc tác. Mặc dù các chất xúc tác được làm sạch thường xuyên bằng cách thổi muối để tránh hình thành cặn gây tắc nghẽn nhưng hiệu suất của chất xúc tác sẽ bị giảm theo thời gian. Nguyên nhân chính là do tải nhiệt và một lượng nhỏ chất độc hại trong xúc tác. Các chất xúc tác phải được thay khi khả năng hoạt động giảm quá nhiều. Tuổi thọ thông thường từ 4-6 năm.

3.2.1.2. Thiết bị thổi muối

Mỗi lò phản ứng được trang bị một thiết bị thổi muối tự động. Hệ thống thổi muối có tác dụng loại bỏ cặn, bắn khỏi các chất xúc tác, để tránh làm tắc nghẽn các lớp xúc tác đặt bên trong.

Các chất xúc tác được làm sạch bằng cách thổi không khí vào lò phản ứng thông qua các van điện từ lớn, cảm ứng nhanh. Hệ thống thổi muối cũng bao gồm một bình áp lực, van xả và bộ truyền báo áp lực. Việc cấp khí luôn phải được đảm bảo khi động cơ đang chạy.

3.2.2. Hệ thống bơm urê

Hệ thống bơm có nhiệm vụ vận chuyển urê từ két sang hệ thống định lượng và duy trì đủ áp suất trong các dòng urê. Phải có bơm dự phòng để khi một bơm hỏng cũng không ảnh hưởng đến hoạt động của hệ thống SCR.

Các thành phần chính của hệ thống bơm là hai bơm trục vít chạy bằng điện được gắn trên một khung cùng với các phụ kiện cần thiết. Bộ lọc đầu hút bảo vệ các máy bơm và các thiết bị ở đầu ra của dòng chảy khỏi tạp chất. Các van một chiều ngăn dòng chảy ngược của urê được lắp đặt sau mỗi bơm. Để bảo vệ máy bơm, hệ thống cũng đảm bảo việc theo dõi nhiệt độ stator cũng như theo dõi áp suất hút, xả. Van tràn có nhiệm vụ bảo vệ bơm và các bộ phận khác của hệ thống khỏi quá áp. Urê dư hồi về két chứa thông qua đường tràn. Hệ thống bơm được kết nối với bộ điều khiển SCR thông qua hộp kết nối có các công tắc an toàn cho các bơm. Một hệ thống bơm có thể được sử dụng cho nhiều lò phản ứng SCR.

3.2.3. Thiết bị định lượng urê

Thiết bị định lượng xác định chính xác tỷ lệ lượng urê cần cho hệ thống phun. Lưu lượng urê được điều chỉnh phù hợp bằng van điều khiển tự động. Bộ phận định lượng cũng cung cấp không khí cho thiết bị thổi muối. Một lò phản ứng SCR cần lắp một thiết bị định lượng gần vị trí phun urê, ví dụ trong phòng máy.

3.2.4. Thiết bị chứa không khí

Thiết bị chứa không khí là nơi để cung cấp khí nén cho hệ thống SCR. Thiết bị này phân phối không khí cho các thiết bị định lượng. Nó bao gồm bộ phận lọc, các bộ điều chỉnh áp suất và bộ truyền áp suất đầu ra. Nó tích hợp tính năng dự phòng đảm bảo việc bảo dưỡng có thể được thực hiện trên thiết bị trong quá trình vận hành hệ thống SCR. Áp suất đặt trên thiết bị cấp khí sẽ xác định áp suất đầu vào của các thiết bị định lượng và áp suất của thiết bị thổi muối.

3.2.5. Thiết bị điều khiển

Bộ điều khiển SCR là bộ điều khiển chung cho toàn bộ hệ thống SCR. Mỗi mô-đun được kết nối với hệ thống điều khiển này thông qua các kết nối bus trường hoặc kết nối cứng. Trong hệ thống điều khiển, tất cả chức năng và việc điều khiển đều được tự động xử lý và thực hiện tùy thuộc vào trạng thái hoạt động của động cơ và hệ thống SCR. Báo động về các giá trị của quá trình và thông tin trạng thái hệ thống được gửi qua bus trường (Modbus TCP hoặc Modbus RTU) đến hệ thống tự động hóa tàu. Nếu hệ thống điều khiển SCR không được nối với các hệ thống tàu thông qua liên kết Modbus Ethernet hoặc nối tiếp thì bắt buộc phải có kết nối giữa các thiết bị báo động nhóm kỹ thuật số và chỉ báo trạng thái của SCR với hệ thống giám sát, báo động tàu.

Việc phun urê dựa trên hoạt động của động cơ. Bộ điều khiển nhận được tín hiệu tốc độ và tải của động cơ sau đó điều chỉnh liều lượng urê phù hợp. Khi tải động cơ tăng, lượng urê cũng tăng

lên để duy trì hiệu quả của việc khử NO_x . Lượng urê có thể được kiểm soát bằng tín hiệu phản hồi từ cảm biến NO_x tùy chọn, máy phân tích khí thải hoặc máy phân tích khí thải bên ngoài.

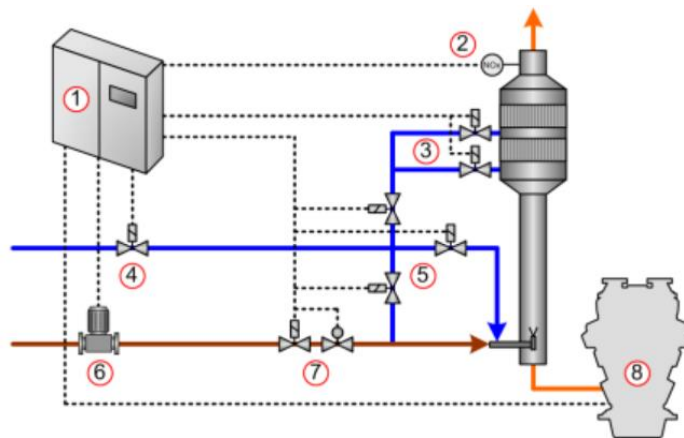
Các máy thổi muối được vận hành tự động trong khoảng thời gian định sẵn. Hệ thống điều khiển khởi động thổi muối bằng cách mở các van điện từ trong các đường khí nén. Trong quá trình thổi muối, các van thổi muối làm việc theo thứ tự để làm sạch một lớp xúc tác tại một thời điểm.

Một thiết bị đầu cuối với một màn hình và các phím được đặt trong bảng điều khiển phía trước của tủ điều khiển để theo dõi các giá trị của quá trình và để kiểm tra các báo động.

Nếu hệ thống ở chế độ chờ, việc bơm urê sẽ tự động được kích hoạt khi động cơ đã khởi động và đạt được nhiệt độ lò phản ứng tối thiểu. Tương tự, khi động cơ dừng lại, lượng urê bị cắt. Hệ thống phun được tự động làm sạch urê sau khi dừng. Hệ thống SCR sẽ tự động dừng phun urê khi bắt đầu rửa tuabin. Việc phun urê bị dừng theo chỉ số cảm biến nhiệt độ đầu vào SCR cho thấy nhiệt độ khí thải quá thấp. Đây là một tính năng an toàn để tránh phun urê vào khí thải quá lạnh. Vì quá trình rửa tuabin được điều khiển bằng tay nên kiểm tra để đảm bảo không có báo động nào liên quan đến lỗi cảm biến đầu vào SCR. Nếu xuất hiện lỗi cảm biến, cần phải dừng hệ thống SCR cưỡng bức để ngắt lượng urê và thay thế cảm biến bị lỗi.

Thành phần hệ thống:

- 1-Bộ điều khiển
- 2-Thiết bị cảm biến NO_x (tùy chọn)
- 3-Van thổi
- 4-Thiết bị không khí
- 5-Van điều khiển khí nén
- 6-Bơm
- 7-Van điều chỉnh lượng urê
- 8-Động cơ

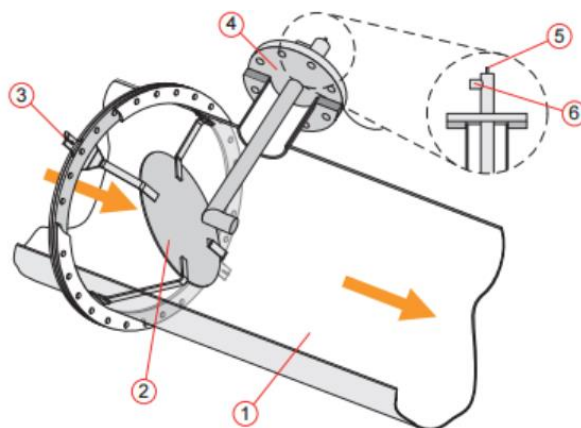


Hình 8: Bố trí hệ thống điều khiển

3.2.6. Thiết bị hòa trộn và phun urê

Chất khử được phun vào ống dẫn khí thải và được trộn với khí thải trước khi vào lò phản ứng. Việc phun urê được thực hiện nhờ khí nén. Thiết bị phun được gắn trên ống dẫn khí thải, và nó kéo dài đến giữa ống dẫn. Nó bao gồm hai ống đồng trục, ống bên trong được sử dụng cho dung dịch urê và ống ngoài cho khí nén. Urê và khí nén được trộn đều trong một vòi phun ở đầu ống làm cho dung dịch urê đi vào khí thải dưới dạng phun tốt.

Một tấm trộn được lắp bên trong ống dẫn khí thải ở trước vòi phun urê. Bộ trộn tĩnh đảm bảo rằng chất khử được trộn đều với khí thải. Sau khi phun chất khử, dòng khí thải đi qua một ống trộn trong đó urê chuyển thành amoniac và trộn đồng nhất trước khi đến lò phản ứng với các chất xúc tác.



Hình 9: Thiết bị hòa trộn và phun urê

Thành phần thiết bị:

1-Ống dẫn đến vòi phun

2-Tấm trộn

3-Thiết bị chỉ báo hướng tấm trộn

4-Mặt bích đầu phun

5-Đầu nối với Urê

6-Đầu nối với không khí

4. Kết luận

Hệ thống xử lý khí thải NO_x sử dụng công nghệ khử có xúc tác chọn lọc là hệ thống giảm phát thải NO_x ra môi trường hiệu quả cao, đáp ứng yêu cầu của Tổ chức hàng hải quốc tế và có kết cấu nhỏ gọn, đơn giản. Nhiều hãng sản xuất lớn, không chỉ Wärtsilä, đã nghiên cứu, phân tích và ứng dụng SCR cho hệ thống xử lý NO_x . Điều này chứng tỏ ưu thế và phạm vi ứng dụng phổ biến của hệ thống SCR trên tàu thủy khi yêu cầu xử lý khí thải trước khi thải ra môi trường ngày càng khắt khe.

Việc tìm hiểu, nghiên cứu để nắm vững cấu tạo, nguyên lý hoạt động và cơ chế phản ứng hóa học diễn ra trong hệ thống mang tính chất cập nhật cho giảng viên, sinh viên trong quá trình giảng dạy và học tập. Đồng thời, là nguồn tư liệu tham khảo cho các quy trình công nghệ lắp đặt hệ thống và vận hành hệ thống.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] Wärtsilä Environment Product Guide “*The NO_x Emissions Control*”, Wärtsilä Environment Product Guide, 2017
- [2] Wärtsilä Environment Product Guide “*International Maritime Organisation*”, Wärtsilä Environment Product Guide, 2017
- [3] Wärtsilä 38 Product Guide “*Nitrogen dioxide (NO_x)*”, Wärtsilä 38 Product Guide, 2017

TỰ ĐỘNG HÓA CHI PHÍ THẤP CHO CÁC DOANH NGHIỆP VỪA VÀ NHỎ Ở VIỆT NAM

TS. Ngô Ngọc Lân

Khoa máy tàu biển, trường Đại học Hàng hải Việt Nam

Email: lannn.mtb@vimaru.edu.vn

Tóm tắt

Tự động hóa là việc tạo ra và ứng dụng công nghệ để giám sát và kiểm soát việc sản xuất và phân phối các sản phẩm và dịch vụ. Trong thế giới ngày nay, bất kỳ ngành công nghiệp nào tồn tại trong thị trường cạnh tranh, đều phải tự động hóa. Tự động hóa đòi hỏi đầu tư vốn rất lớn dẫn đến phải sản xuất hàng loạt với số lượng lớn để thu hồi vốn nhanh. Do đó, các ngành công nghiệp quy mô lớn có thể đủ khả năng để lựa chọn tự động hóa, trong khi các ngành công nghiệp quy mô vừa và nhỏ rất khó triển khai tự động hóa. Tự động hóa chi phí thấp (TĐHCPT) là một giải pháp đặc biệt cho các ngành công nghiệp quy mô vừa và nhỏ. TĐHCPT sẽ thay thế hoặc hoán cải các máy thông thường bằng CNC, VMC, SPM, v.v., xử lý vật liệu thủ công bằng băng tải, AGV, và nhiều thứ khác. Trong bài báo các khái niệm cơ bản về TĐHCPT sẽ được giới thiệu cũng như khả năng áp dụng cho các doanh nghiệp vừa và nhỏ ở Việt nam

Từ khóa: Tự động hóa chi phí thấp, doanh nghiệp vừa và nhỏ,

Abstract

Automation is the creation and application of technologies to monitor and control the production and distribution of products and services. In today's world, any industry that exists in a competitive market, must be automated. Automation requires huge capital investment, resulting in mass production in order to recover capital quickly. Therefore, large-scale industries can afford to choose automation options, while small and medium-sized industries are difficult to apply automation. Low cost automation (LCA) is a special solution for small and medium-sized industries. The LCA will replace or convert conventional machines with CNC, VMC, SPM, etc., manually handling materials with conveyors, AGVs, and more. In the paper, basic concepts of CLC will be introduced as well as the applicability to small and medium-sized enterprises in Vietnam.

5. Đặt vấn đề

Tự động hóa là một tập hợp các công nghệ dẫn đến sự hoạt động của máy móc và hệ thống mà không cần sự can thiệp đáng kể của con người để đạt được năng suất và chất lượng vượt trội so với vận hành thủ công. Ưu điểm của tự động hóa là không phải bàn cãi nhưng các ngành công nghiệp quy mô vừa và nhỏ không thể áp dụng nó chủ yếu là do hạn chế về tiềm lực tài chính. Tự động hóa chi phí thấp (TĐHCPT) là một giải pháp cho các ngành công nghiệp quy mô vừa và nhỏ. Nhiều máy móc, đồ gá, đồ đặc, hệ thống xử lý vật liệu khác nhau có thể được thiết kế, hoán cải và phát triển mới bằng cách sử dụng khái niệm TĐHCPT. Tùy theo yêu cầu thiết kế, các phụ tùng từ các máy móc, thiết bị cũ sẽ được kiểm tra và tái sử dụng lại, đồng thời trang bị thêm các thiết bị mới. Điều này có thể giảm chi phí sản xuất xuống gần 50 -70%. Do đó, các ngành công nghiệp quy mô vừa và nhỏ cũng có thể đủ khả năng để tự động hóa trong tổ chức của họ với chi phí thấp.

6. Khái niệm về tự động hóa chi phí thấp

Tự động hóa chi phí thấp là một giải pháp công nghệ tạo ra một mức độ tự động hóa với các thiết bị, công cụ, phương pháp và con người hiện có, sử dụng hầu hết các thiết bị tiêu chuẩn có sẵn trên thị trường. Nó cho phép đầu tư thấp để thời gian hoàn vốn ngắn, thường là từ vài tuần đến dưới một năm.

6.1. Ưu điểm của tự động hóa chi phí thấp

- Việc áp dụng TĐHCPT không cần nhiều tiền đầu tư. Trong khi các thiết bị tự động hóa tiến tiến thường rất đắt tiền dẫn đến thời gian hoàn vốn dài, TĐHCPT được xây dựng xung quanh các tài nguyên hiện có (máy móc, con người). Do đó, các khoản đầu tư cần thiết thấp hơn và thời gian hoàn vốn ngắn
- Năng suất lao động cải thiện nhờ sử dụng TĐHCPT
- Tự động hóa hiện đại rất tốn kém nên cần doanh thu đủ lớn để có hiệu quả chi phí. Sản lượng và doanh thu nhỏ, điển hình của các doanh nghiệp quy mô vừa và nhỏ là một đặc trưng của các doanh nghiệp này, cũng có thể tự động hóa được nhờ TĐHCPT
- Giá nguyên liệu và nhân công đã tăng đều đặn; Điều này đòi hỏi phải sử dụng nguyên liệu và nhân công tiết kiệm hơn đồng thời giảm thiểu sản phẩm bị lỗi. TĐHCPT có thể giúp giảm bớt sự lãng phí này
- Những người hiện đang tham gia vào các hoạt động sản xuất của doanh nghiệp được khuyến khích tham gia phát triển hệ thống TĐHCPT, các kỹ năng bổ sung cần thiết cho hoạt động bảo trì và sửa chữa cũng được phát triển. Điều này làm giảm chi phí và thời gian dừng sản xuất. Do đó, tinh thần làm việc nhóm, sự hài lòng và lòng tự trọng của công nhân được cải thiện
- Khi thiết lập các hệ thống TĐHCPT liên quan đến cách tiếp cận từng bước, rủi ro của đầu tư rất thấp (gần như không có). Rủi ro cực lớn thường liên quan đến đầu tư lớn hoặc lựa chọn một công nghệ không phù hợp, hoặc dự đoán sai tiềm năng của thị trường
- Rất thân thiện với người sử dụng. Bản thân họ là những người đang sử dụng thiết bị, họ quen và nắm rõ được ưu nhược điểm của nó. Hơn thế nữa chính bản thân họ là những người phát triển TĐHCPT nên chi phí đào tạo rất thấp gần như bằng không.

6.2. Hạn chế của tự động hóa chi phí thấp

- Khi đầu tư một máy hay một hệ thống tự động hiện đại bán sẵn, thời gian cần để phát triển, khắc phục sự cố và hoán cải có thể được loại bỏ. Ngược lại, các hệ thống TĐHCPT được xây dựng đơn chiếc và cá biệt (thường có tính nội bộ) nên cần nhiều thời gian hơn để phát triển.
- Một số công nghệ như Computer Numerical Control (CNC) chẳng hạn cần rất ít thời gian khi muốn thay đổi từ bản vẽ, thiết kế này sang bản vẽ khác, vì các thao tác đó đã được xây dựng sẵn trong chương trình. TĐHCPT chủ yếu dung nguồn nhân lực sẵn có do đó mất nhiều thời gian hơn để tìm hiểu, đặc biệt là khi nhiều sự thay đổi kết hợp với nhau.

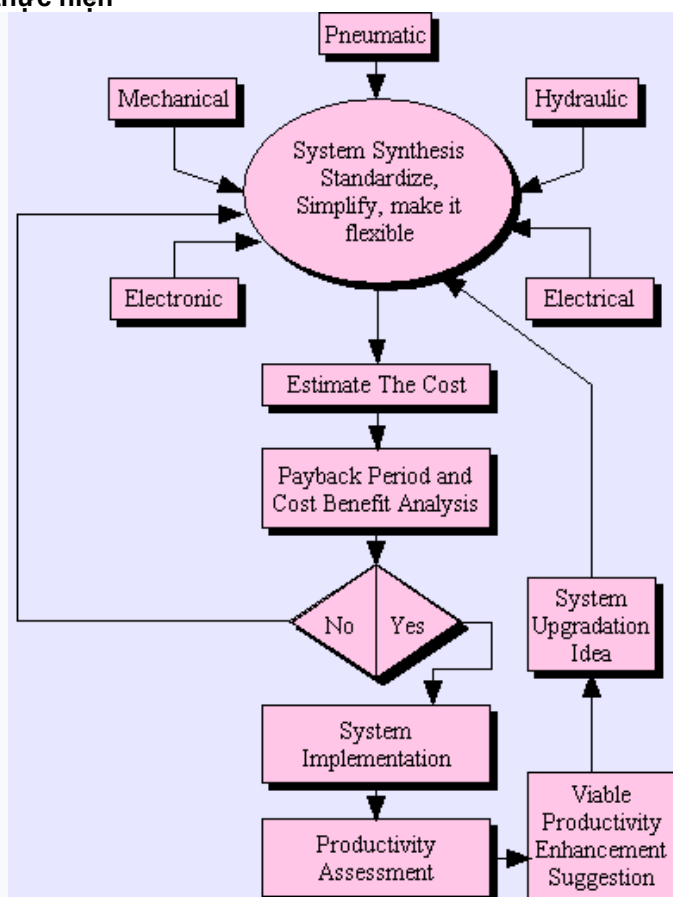
Tuy nhiên, theo những trải nghiệm của tác giả thì những ưu điểm của TĐHCPT vượt xa những hạn chế của nó.

7. Các lĩnh vực có thể áp dụng tự động hóa chi phí thấp

Bất kỳ một lĩnh vực sản xuất nào cũng đều có thể là một ứng cử viên tiềm năng cho TĐHCPT. Nó rất hữu ích trong các trường hợp mà các hoạt động liên quan đến sản xuất là các công đoạn, nguyên công rời rạc, không phân biệt sản phẩm là gì. Một trong vô vàn các lĩnh vực có thể kể ra ở đây là:

- Các quá trình rời rạc trong công nghiệp chế tạo máy như gá kẹp và cấp phôi, gia công, hàn, tạo hình, đo đạc, lắp ráp và đóng gói...
- Các ngành hóa chất, dầu mỏ, dược
- Các ngành in ấn, dán nhãn và logistics
- Ngành nông nghiệp có thể bao gồm các nguyên công làm đất, gieo hạt, thu hoạch, ngành chăn nuôi như cho ăn, vệ sinh chuồng trại, thu hoạch sản phẩm ...
- Các công đoạn của ngành chế biến thực phẩm cần được thực hiện trong điều kiện vệ sinh hoàn toàn cũng có thể được thực hiện dễ dàng thông qua các hệ thống TĐHCPT

8. Phương pháp thực hiện



Phương pháp tổng thể triển khai TĐHCPT

Trên hình vẽ cho thấy phương pháp tổng thể được sử dụng để phát triển hệ thống TĐHCPT. Tuy nhiên, điều quan trọng cần lưu ý là giai đoạn 1 và 2 (tổng hợp hệ thống và dự toán chi phí) của giao thức phát triển là rất quan trọng cho giai đoạn 3 (Triển khai hệ thống)

Trong cả ba giai đoạn phát triển, sự tương tác chặt chẽ giữa những người làm việc trong nhà máy được chọn để ứng dụng TĐHCPT và người thiết kế hệ thống TĐHCPT là rất cần thiết. Thật

vậy, thành công hay thất bại của LCA, trong quá trình thực hiện, bị ảnh hưởng rất nhiều bởi sự kỹ lưỡng trong việc chuẩn bị ba giai đoạn này. Theo kinh nghiệm của tác giả, người đã tham gia TĐHCPT trong gần hai mươi năm, để thực hiện thành công, chuyên gia TĐHCPT chọn lựa một giải pháp khả thi bằng cách sử dụng các công nghệ phù hợp, trong khi chú ý đến ý đến hai yếu tố ràng buộc: dễ bảo trì và tính kinh tế tổng thể của phương pháp này. Thông thường, các phương pháp phổ biến trong kỹ thuật công nghiệp như Lấy mẫu công việc (WS), Nghiên cứu chuyển động và thời gian xác định trước (PMTS), Phương pháp phát triển cải tiến (DBM), v.v., cùng với các nguyên tắc "Thiết kế để tự động hóa" (DA) có thể rất hữu ích trong thực hiện.

9. Kết luận

Nói về thời đại công nghiệp 4.0, rất nhiều các chính trị gia thường rao giảng những khái niệm rất cao siêu và trừu tượng. Xem ra những khái niệm đó còn quá xa lạ với đại đa số các doanh nghiệp để hiểu chứ chưa muốn nói đến áp dụng và theo đuổi chúng. Vậy một doanh nghiệp vừa và nhỏ cần gì? Câu trả lời đơn giản là họ cần có khách hàng, cần lợi nhuận với tiềm lực tài chính hạn hẹp trong khi phải cạnh tranh sòng phẳng với các doanh nghiệp lớn. Cuộc chiến đấu không cân sức này đã thấy rõ hồi kết theo một tư duy logic thông thường. Qua trải nghiệm của bản thân tôi cả trong và ngoài nước, các hệ thống TĐHCPT đã và đang được sử dụng rộng rãi ở nhiều nước, kể cả các nước phát triển, bao gồm Nhật Bản, Hàn Quốc và các nước Đông Nam Á khác như Thái Lan, Malaysia, Indonesia.... Nó đã được kiểm chứng là một giải pháp hấp dẫn nhất đối với các doanh nghiệp vừa và nhỏ. Không phải là viễn vông khi tôi hy vọng rằng với TĐHCPT sẽ giúp những doanh nghiệp vừa và nhỏ lấp đầy khoảng cách rất lớn về tiềm lực tài chính. Thực sự đây có thể là một thế võ hiểm của các doanh nghiệp nhỏ, trong cuộc chiến khốc liệt hiện nay.

Điều này đối với Việt nam càng quan trọng vì theo số liệu thống kê mới nhất năm 2017 số lượng doanh nghiệp vừa và nhỏ chiếm 98.41% [1] trải đều trên tất cả các vùng, miền và các lĩnh vực khác nhau của toàn bộ nền kinh tế. Nếu như chúng ta có giải pháp thúc đẩy được lực lượng sản xuất này phát triển thì đây mới thực sự là động lực mới của đất nước trong công cuộc hội nhập sâu và rộng hiện nay.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] <https://www.gso.gov.vn/Default.aspx?tabid=382&idmid=&ItemID=18945>
- [2] P. Kopacek, Advanced "low-cost" automation for small sized industries, I FAC 11 th. Triennial Wo rld. Congress, Tallinn, Estonia, USSR, 1990
- [3] http://www.ircc.iitb.ac.in/IRCC-Webpage/PDF/update/archives/sept_2002/focus-sharm.html
- [4] Sameer S. Gajmal, Sudhir.G Bhatwadekar, Low Cost Automation(LCA): A Case Study [4], International Journal of Advanced Engineering and Global Technology, Vol-2, Issue-12, December 2014,

CHÁY KHOANG GIÓ QUÉT ĐỘNG CƠ DIESEL HAI KỲ SCAVENGING FIRE OF TWO STROKE DIESEL ENGINE

ThS. Bùi Quốc Tú

Khoa Máy tàu biển – Trường Đại học Hàng hải

Tóm tắt

Việc khai thác động cơ chính an toàn, hiệu quả là nhiệm vụ quan trọng của sĩ quan máy tàu biển. Tuy vậy trong quá trình khai thác có thể gặp một số sự cố với động cơ chính và một trong các sự cố đó là cháy khoang gió quét của động cơ Diesel. Khi gặp sự cố này sĩ quan máy cần phải bình tĩnh và xử lý đúng cách

Abstract

Safety and effective operation of main propulsion engine is important duty of marine engineer. However, during operational process there may be troubles happening with it and one of these accidents is fire in scavenging box of two stroke Diesel engine. The engineer should be calm and tackle such situation properly

Để đám cháy xảy ra thì phải đảm bảo đủ 3 yếu tố là ô xy, nguồn nhiệt và nhiên liệu. Ô xy có rất nhiều trong khoang gió quét, nhiệt có thể từ sơ mi bị thổi hoặc cọ sát của hai bề mặt kim loại còn nhiên liệu có thể từ dầu đốt không cháy hết hoặc dầu nhớt. Khi có mặt đồng thời của 3 yếu tố trên thì đám cháy phát sinh.

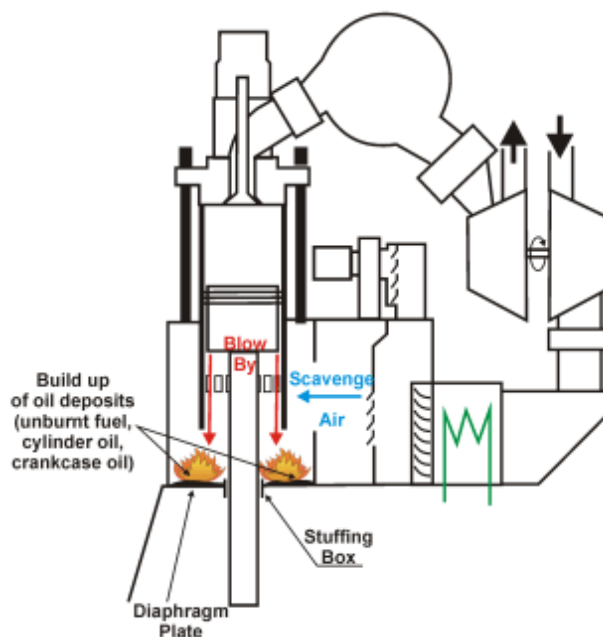
Nguyên nhân cháy khoang gió quét

1. Do khí cháy bị thổi từ trên buồng đốt xuống bên dưới xuất phát từ xéc măng bị gãy, quá mòn hoặc xéc măng bị kẹt trong rãnh hoặc sơ mi quá mài mòn hoặc bị ô van. Cũng có thể do trục trục ở việc bôi trơn sơ mi xi lanh như thiếu hoặc thừa dầu bôi trơn sơ mi xi lanh
2. Do piston bị quá nhiệt phát tán nhiệt xuống khu vực phía dưới, việc này gây ra do sự phun sương kém hoặc áp suất phun không đảm bảo, góc phun sớm không đúng có thể muộn quá, bị mất áp suất nén, động cơ bị quá tải, thiếu làm mát do nhiều nguyên nhân khác nhau.
3. Do phản áp của khí cháy. Thông thường áp suất của bên khoang gió quét luôn lớn hơn áp suất của ống góp khí xả khi cửa quét và cửa xả đều mở; nhưng nếu vì lí do nào đó làm áp suất của bầu góp khí xả lớn hơn áp suất khoang gió quét thì khí cháy bị đẩy ngược lại khoang gió quét gây ra cháy. Nguyên nhân này gây ra có thể do tắc bẩn trên đường ống xả, trên nôi hơi kinh tế, bẩn ở cửa xả hoặc tắc bẩn trên tua bin khí xả như bẩn cánh hướng, cánh tua bin. Hoặc cũng có thể do áp suất gió tăng áp thấp quá do tắc bẩn bên phía tăng áp
4. Dự có mặt của dầu đốt hoặc dầu nhờn bên trong khoang gió quét do khiếm khuyết ở vòi phun ví dụ như chiều dài chùm tia phun xa quá làm cho nhiên liệu dính trên thành sơ mi hoặc dầu nhờn đọng trong khoang gió quét quá nhiều do thừa dầu bôi trơn hoặc tắc đường xả dầu.

Biểu hiện của cháy khoang gió quét

Có một số dấu hiệu của cháy khoang gió quét mà người sĩ quan đi ca cần hết sức lưu ý đó là

1. Vòng quay của động cơ chính giảm;
2. Nhiệt độ khoang gió quét tăng lên;
3. Tua bin hoạt động không ổn định và có thể bị ho;
4. Nhiệt độ khí xả của xi lanh bị cháy tăng lên cao bất thường;
5. Nhiệt độ nước mát ra của xi lanh bị cháy tăng lên;
6. Có khói đi ra nếu mở van xả bên cạnh mỗi xi lanh; hoặc nhìn thấy ngọn lửa nếu cửa tròn bên hông khoang gió quét là loại vật liệu nhìn xuyên qua được
7. Trong trường hợp bị cháy to thì sơn bên ngoài khoang gió quét bị xém màu hoặc phồng rộp.



Hình 1.1 Minh họa cháy khoang gió quét

Phản ứng khi phát hiện cháy khoang gió quét

Khi đang đi ca mà cháy khoang gió quét xảy ra thì tùy theo đám cháy đó là nhỏ hay to mà người sĩ quan đi ca có phương án xử lí phù hợp.

Với đám cháy nhỏ

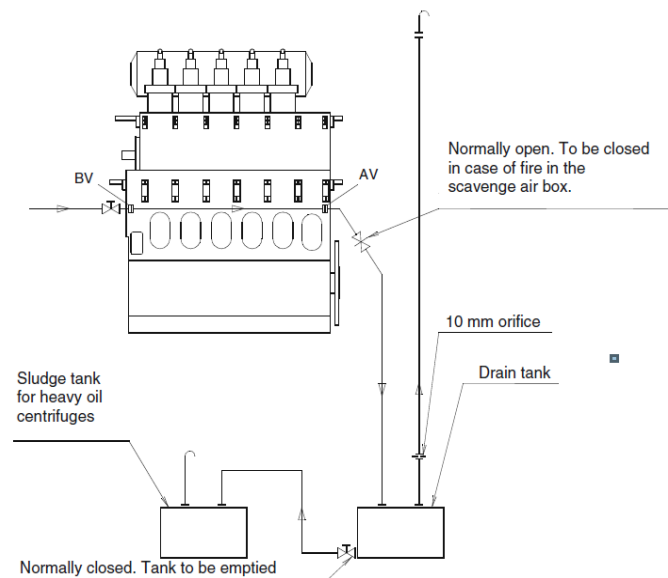
1. Thông báo cho buồng lái để giảm vòng quay động cơ;
2. Cắt nhiên liệu của xi lanh bị cháy;
3. Tăng dầu bôi trơn sơ mi của xi lanh bị cháy. Tuy nhiên nếu việc tăng dầu bôi trơn của xi lanh bị cháy lại làm cho đám cháy to lên thì không tăng nữa;

4. Duy trì làm mát cho xi lanh bị cháy;
5. Đóng tất cả các van xả dầu của xi lanh để đề phòng tia lửa (hình 1.2);
6. Không được đứng cạnh van an toàn khoang gió quét hoặc van an toàn các te để đề phòng nổ;
7. Theo dõi nhiệt độ khí quét và nhiệt độ khí xả để khẳng định đám cháy tự tắt. Sau khi đã xác nhận đám cháy đã tắt rồi thì từ từ tăng vòng quay động cơ và đề phòng sự cháy lại.

Với đám cháy lớn

Nếu đám cháy không tắt và lan ra toàn bộ khoang gió quét thì:

1. Thông báo cho buồng lái và dừng động cơ;
2. Tắt bơm cấp dầu đốt;
3. Mở biệt xả, vào máy via và via máy để đề phòng động cơ bị kẹt;
4. Bịt phin lọc gió của tua bin tăng áp không cho tiếp thêm không khí;
5. Dập cháy bằng hệ thống chữa cháy cố định như hệ thống dung CO₂ hoặc dùng hơi nước tùy theo bố trí sẵn của từng tàu;
6. Vẫn duy trì làm mát và bôi trơn động cơ để làm nguội động cơ;
7. Sau khi xác nhận đám cháy đã được dập tắt và khoang gió quét đã nguội thì đi tiến hành thông gió cẩn thận sau đó đi vào kiểm tra tình trạng bên trong của động cơ



Hình 1.2 Hệ thống xả dầu của khoang gió quét

Kiểm tra sau khi cháy khoang gió quét

1. Cháy lớn khoang gió quét có thể gây ra biến dạng và có thể làm mất đồng tâm của sơ mi, piston; do vậy để kiểm tra cần via máy và xem dấu vết chà xước hoặc kẹt giữa xéc măng và sơ mi, cán piston và bộ làm kín không; bộ dẫn hướng cán piston.
2. Kiểm tra van an toàn của khoang gió quét;
3. Kiểm tra hộp làm kín cán piston nên được kiểm tra vì nó có thể bị ảnh hưởng do bị quá nhiệt;
4. Kiểm tra xiết lại bu lông ăngke

Đề phòng cháy khoang gió quét

Phòng bao giờ cũng tốt hơn chống do vậy để đề phòng cháy khoang gió quét thì cần thực hiện một số công việc sau:

1. Thường xuyên vệ sinh khoang gió quét và đường xả của khoang gió quét; Hàng ngày sĩ quan đi ca phải kiểm tra đường xả dầu của khoang gió quét có bị tắc hay không bằng cách sờ tay vào ống. Nếu ống bị tắc thì phải nhanh chóng vệ sinh kể cả khi động cơ đang chạy.
2. Tránh dầu bôi trơn sơ mi thừa nhiều;
3. Tình trạng kĩ thuật của nhóm pít tông xi lanh là rất quan trọng do vậy định kì phải kiểm tra bảo dưỡng và thay mới xéc măng, sơ mi xi lanh nếu độ mài mòn quá giới hạn cho phép;
4. Tình trạng kĩ thuật của bộ làm kín cán pít tông phải tốt để tránh dầu nhờn xâm nhập vào khoang gió quét;
5. Định kì kiểm tra và bảo dưỡng vòi phun, bơm cao áp, kiểm tra góc phun sớm;

6. Giảm sức cản trên đường nạp và phản áp trên đường xả như vệ sinh phin lọc gió, sinh hàn gió, máy nén...; Về phía đường xả thì định kì vệ sinh tua bin khí xả, nồi hơi kinh tế như thổi muối hàng ngày.
7. Tránh khai thác quá tải động cơ trong thời gian dài.

Kết luận

Như vậy có rất nhiều nguyên nhân gây ra cháy khoang gió quét mà trong đó nguyên nhân chính do bảo dưỡng vận hành không đúng cách. Do đó sĩ quan máy trên mỗi tàu cần tuân thủ quy trình bảo dưỡng của nhà chế tạo và kế hoạch bảo quản bảo dưỡng của công ty, kịp thời báo cáo tình trạng kĩ thuật để công ty cùng phối hợp giải quyết. Tuy vậy nếu trong quá trình đi ca mà cháy khoang gió quét xảy ra thì cần phải bình tĩnh phán đoán và giải quyết tình huống như những hướng dẫn ở trên, tránh sự cố lớn xảy ra với con tàu và hệ động lực

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] Every thinks you ever wanted to know about fire in scavenging box – marine insight;
- [2] Scavenging fire and the effects of scavenging fire – marinediesel.inform;
- [3] Causes, effects, Prevention and Action of Scavenging Fire – Marineengineeringolne.com;
- [4] Service Letter SL2019-671/JAP, Man Energy Solution;
- [5] How to avoid scavenging fire – internal combustion engine. Machinery Spaces. com;
- [6] Operation of Man B&W two stroke Engine.

GIỚI THIỆU HỆ THỐNG LÀM SẠCH KHÍ XẢ CỦA ĐỘNG CƠ DIESEL TÀU THỦY INTRODUCE EXHAUST GAS CLEANING SYSTEM OF MARINE DIESEL (SCRUBBER)

Ths.MTr. Hoàng Văn Thủy

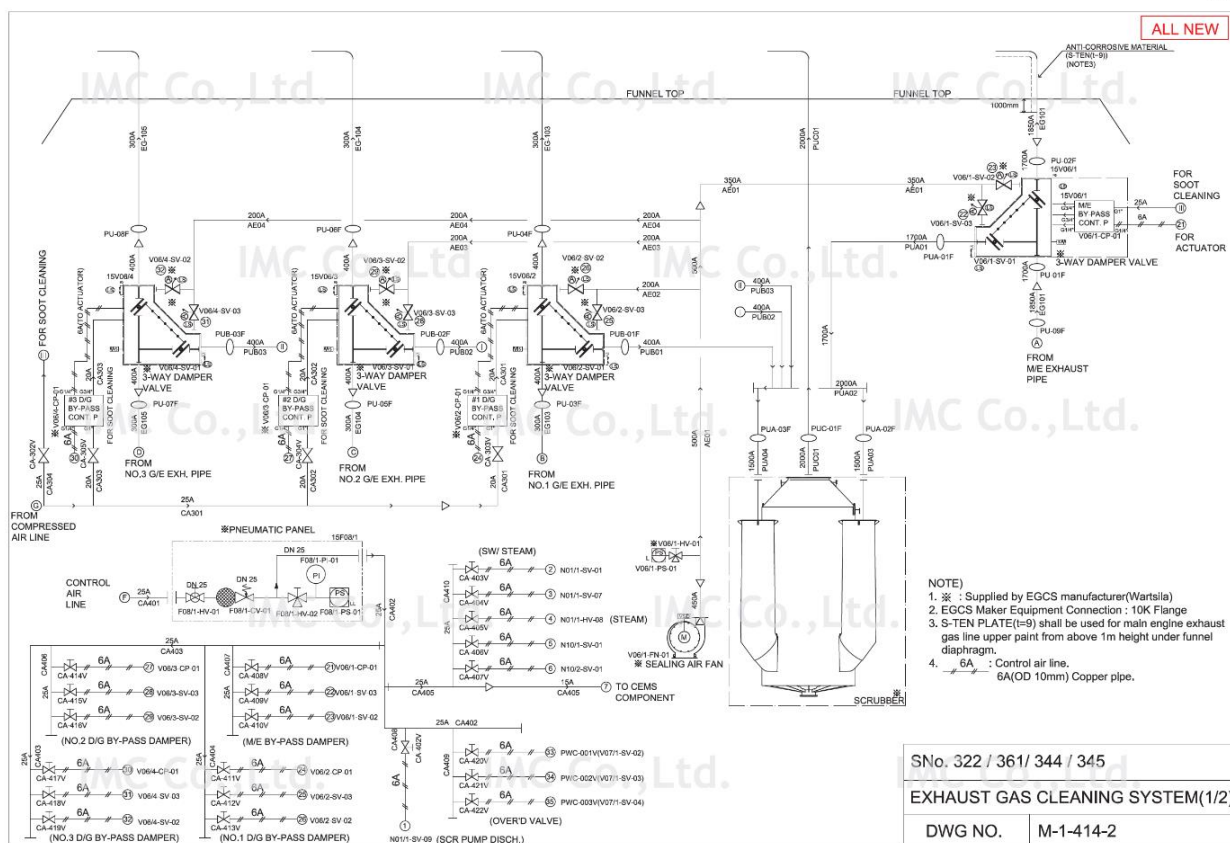
Bộ môn Khai thác máy tàu biển – Khoa Máy tàu biển – Đại học Hàng hải

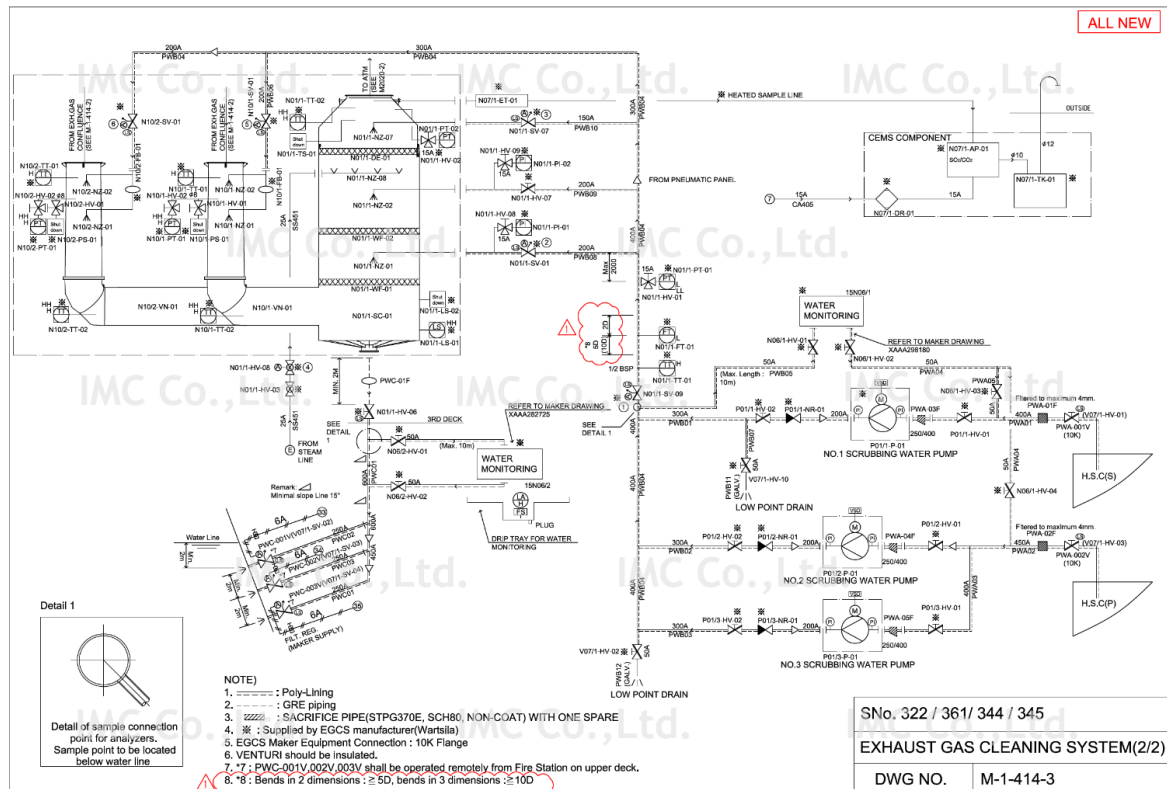
Tóm tắt: Bài báo giới thiệu về hệ thống làm sạch khí xả thải ra của các động cơ diesel dưới tàu thủy nhằm giảm thiểu nồng độ Sox trước khi xả ra môi trường

Abstract: The article introduces about exhaust gas cleaning system of main engine and generator engine to reducing percentage of Sox discharge out environment.

- I. Mục đích của việc trang bị hệ thống làm sạch khí xả.
 1. Như chúng ta biết, theo quy định của IMO, từ tháng 1 năm 2020 tất cả các tàu thủy trên thế giới bắt buộc phải chuyển sang sử dụng loại nhiên liệu mà nồng độ lưu huỳnh không được vượt quá 0.5% khi hoạt động trên các vùng biển không hạn chế và 0.1% lưu huỳnh trong các vùng hạn chế nhằm hạn chế tối đa lượng khí xả với nồng độ Sox ra môi trường. Do vậy với yêu cầu khắt khe này thì tất cả các tàu mà đang hoạt động chưa đáp ứng được các yêu cầu của IMO như trên sẽ phải chuyển sang sử dụng các loại nhiên liệu sao cho phù hợp, việc này sẽ ảnh hưởng trực tiếp đến kinh doanh của con tàu vì loại nhiên liệu có nồng độ lưu huỳnh thấp đắt đỏ hơn nhiều loại nhiên liệu có nồng độ cao đang sử dụng như trước đây.
 2. Vậy để đáp ứng được yêu cầu của IMO và vẫn sử dụng được nhiên liệu có nồng độ sulfur cao như cũ (nhỏ hơn 3.5%) nhằm giảm chi phí sử dụng nhiên liệu có nồng độ sulfur thấp bắt buộc các chủ tàu phải trang bị, hoán cải thiết bị sao cho lượng khí xả của các động cơ thải ra môi trường đảm bảo các yêu cầu của IMO và đăng kiểm. Một trong các thiết bị đó là thiết bị hay hệ thống làm sạch khí xả- Exhaust Gas Cleaning System- EGCS hay còn gọi là SCRUBBER.
- II. Nguyên lý làm việc của hệ thống làm sạch khí xả.
 1. Hệ thống được thiết kế hoạt động trong vùng SECA (Sulfur Emission Control Areas) theo quy định của phụ lục VI của MARPOL Protocol. Theo đó khi hoạt động trong vùng SECA phải đảm bảo yêu cầu khí xả SOx thải ra tương đương 0.1% Sulfur hay tỷ lệ $SO_2/CO_2 = 4.3$ theo MEPC.259(68). Còn khi hoạt động ngoài vùng SECA nồng độ khí xả Sox thải ra tương đương 0.5% sulfur hay tỷ lệ $SO_2/CO_2 = 21.7$

2. Thiết bị Scrubber này được thiết kế và chế tạo bởi hãng Wartsila, và lắp đặt trên tàu có trọng tải DW 26 vạn tấn, máy chính có công suất 21910 Kw, 3 máy đèn mỗi máy công suất 880 Kw tự động hoàn toàn khi ra vào tải.
3. Khi máy chính và các máy đèn hoạt động lượng khí xả phát ra sẽ được gom lại và đi qua hệ thống xử lý. Tại đây khí xả được xử lý bằng cách phun nước biển để giảm thiểu lượng Sox trước khi thải ra môi trường
4. Sơ đồ nguyên lý hoạt động của hệ thống như sơ đồ dưới đây.





III. Các thiết bị chính của hệ thống EGCS

1. Thiết bị làm sạch, xử lý khí xả, giảm Sox

Thiết bị này bao gồm ống góp khí xả từ máy chính và các máy đèn đi qua hai ống Venturi số 1 và số 2. Tại đây khí xả được phun nước biển xử lý lần một nhằm giảm nhiệt độ và áp suất rồi sau đó đi vào thiết bị làm sạch lần 2. Tại thiết bị này khí xả được đi qua 3 tầng phun nước biển sau đó thải ra ngoài thải ra môi trường. Khí thải ra môi trường thì nhiệt độ khí xả được giảm xuống gần như bằng nhiệt độ nước biển và nồng độ Sox hay tỷ lệ SO₂/CO₂ theo đúng yêu cầu.

2. Hệ thống bypass dampers- van 3 ngã cho khí xả vào hệ thiết bị Scrubber hay cho ra ngoài môi trường.

Các damper được lắp đặt trên đường ống xả của máy chính và các máy đèn có tác dụng như van 3 ngã và được điều khiển đóng mở bằng khí nén. Khi EGCS hoạt động ở chế độ tự động thì các van này tự động được chuyển đổi tự động.

3. Hệ thống bơm nước biển, đường ống, vòi phun

Hệ thống bơm nước biển được cung cấp bởi 3 bơm ly tâm, khi hoạt động thì thường có 2 bơm, còn 1 bơm để dự trữ. Lưu lượng các bơm này được tự động thay đổi bằng cách thay đổi vòng quay sao cho lượng nước phun vào Scrubber để nồng độ SOx thải ra ngoài nằm trong giới hạn cho phép. Tín hiệu để thay đổi vòng quay nhằm thay đổi lưu lượng được lấy từ cảm biến nồng độ SOx. Nồng độ Sox thì phụ thuộc vào năng lượng khí xả thoát ra, tức phụ thuộc vào tải của các động cơ.

4. Hệ thống cảm biến, xử lý nước biển - Water monitoring

Hệ thống này được lắp đặt trên đường ra của bơm nước biển trước khi vào hệ thống Scrubber và trên đường ra sau khi đi qua Scrubber để làm sạch cho khí xả trước khi xả ra biển. Hệ thống này bao gồm các phin lọc, thiết bị cảm biến nồng độ PH, PAHs, nhiệt độ nước biển, độ bẩn của nước biển (Turbidity). Các thông số này được các cảm biến đo đặc duy trì trong giới hạn cho phép, đặc biệt thông số PH, PAHs trước khi thải ra ngoài được kiểm soát rất nghiêm ngặt sao cho nước biển xả ra ngoài không mang tính axit có hại cho môi trường. Nếu một trong các thông số này nằm ngoài giới hạn thì hệ thống sẽ báo động và có thể dừng hệ thống.

- ## 5. Hệ thống gió điều khiển

Hệ thống gió điều khiển có nhiệm vụ để điều khiển đóng mở các damper và làm sạch các cấu kiện của khí xả bám quang các damper, giữ cho các damper hoạt động tốt không bị kẹt

6. Hệ thống quạt gió làm kín-Sealing Air
Hệ thống này bao gồm một quạt gió có công suất tương đối lớn luôn túc trực, cấp gió để làm kín cho phía khi không làm việc của các damper tránh hiện tượng khí xả dò lọt qua scrubber và thải trực tiếp ra môi trường.
7. Thiết bị cảm biến và xử lý khí xả.
Bao gồm các thiết bị cảm biến và xử lý nồng độ khí xả, áp suất nước phun, nhiệt độ khí xả vào ra...
8. Hệ thống hơi
Hệ thống này bao gồm ống phun hơi lấy hơi từ nồi hơi trên tàu, mục đích để vệ sinh, làm sạch scrubber khỏi đóng cấu kiện, duy trì trạng thái hoạt động tốt không bị tắc. hệ thống này hoạt động khi scrubber dừng.
9. Hệ thống định vị
Hệ thống này được nối trực tiếp với hệ thống định vị của tàu, nhằm luôn duy trì xác định sự hoạt động của tàu đang nằm trong vùng nào, trong vùng SECA hay ngoài vùng này.
10. Hệ thống ghi nhật ký.
Hệ thống này bao gồm một màn hình cảm biến được nối với hệ thống điều khiển chương trình, ghi lại thời gian, tọa độ, các thông số hoạt động của hệ thống. Các thông số này có thể được xuất ra dưới dạng đồ thị và file PDF qua USB để người khai thác theo dõi, xử lý.
11. Hệ thống điều khiển
Hệ thống này bao gồm hai màn hình cảm ứng nối với hệ thống điều khiển dùng để khởi động, dừng, kiểm tra các thông số hay thay đổi các thông số...hoạt động của hệ thống. Một màn hình được đặt trong buồng điều khiển buồng máy, một màn hình đặt ngoài buồng máy.
12. Thiết bị làm lạnh
Gồm một điều hòa nhằm làm mát cho các vi mạch bảng điện mà được lắp đặt bên trong khu vực scrubber.

IV. Khai thác, vận hành hệ thống.

1. Khởi động hệ thống: hệ thống được khởi động hoàn toàn từ màn hình điều khiển cảm ứng

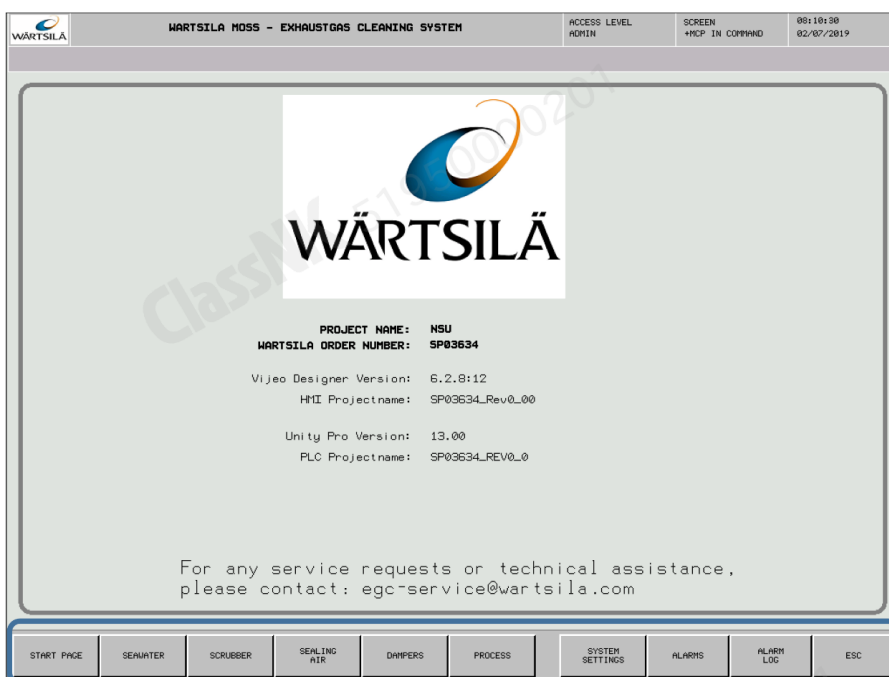


Figure 4-1: HMI Opening Screen

Dưới thanh Taskba của màn hình điều khiển bao gồm có 10 menu như hình 4.1. Mỗi menu mở ra sẽ có một màn hình thể hiện chức năng, thông số của chúng sẽ được trình bày dưới đây.

1) Menu START PAGE:

Tại menu này có 6 vùng như trên hình 4.5.

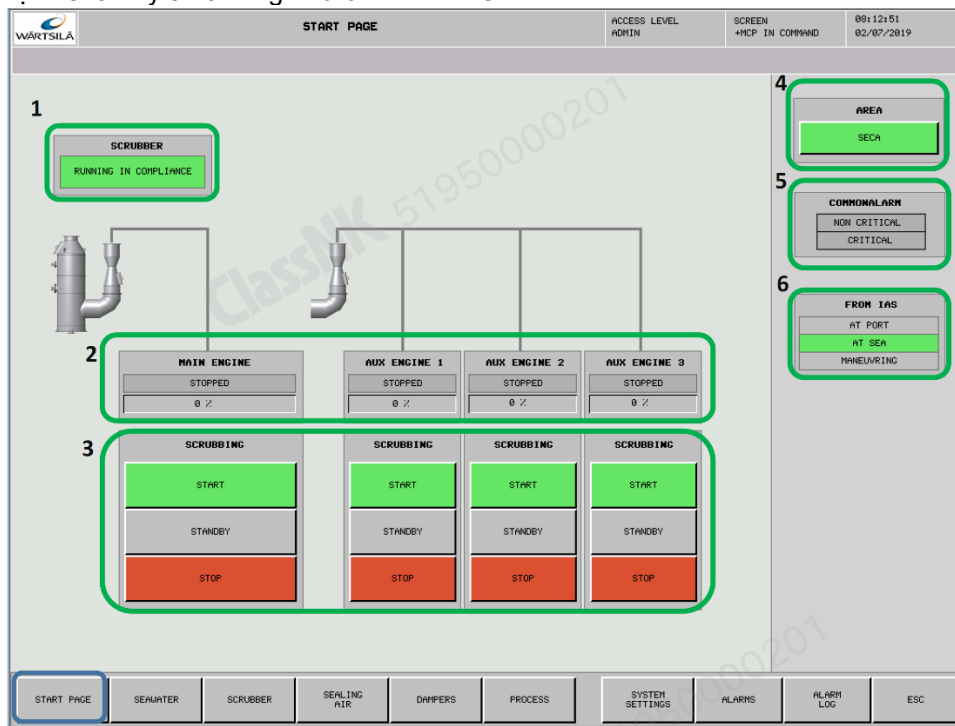


Figure 4-5: Start page

- Vùng 1: Chỉ báo scrubber hoạt động bình thường(Running in compliance) hoặc không bình thường(not in compliance) tức có một hay vài thông số nằm ngoài giá trị cho phép
- Vùng 2: Là vùng chỉ báo phụ tải đang khai thác của máy chính và các máy đèn
- Vùng 3: là vùng để khởi động hay dừng scrubber cho các động cơ diesel. Mỗi động cơ có 3 menu:
 - Start: để khởi động manual scrubber, tức khi chạm nút này, hệ thống sẽ EGCS sẽ khởi động các bơm chuyển damper về vị trí cho khí xả vào scrubber và đưa hệ thống vào hoạt động
 - Standby: khi chạm nút này để chuyển hệ thống scrubber sang chế độ tự động, tức là khi có tín hiệu khởi động động cơ diesel thì hệ thống sẽ tự động khởi động các bơm, cũng như các damper về vị trí cho khí xả vào scrubber và các thiết bị cảm biến vào hoạt động.
 - Stop: Khi chạm nút này sẽ dừng hệ thống scrubber của động cơ nào đó, đồng thời điều khiển damper về vị trí xả ra môi trường. Trong trường hợp để ở chế độ standby thì khi dừng động cơ, scrubber sẽ được đưa về chế độ tự động cho lần khởi động tiếp theo.
- Vùng 4: là vùng chỉ báo hệ thống đang hoạt động trong vùng SECA hay ngoài vùng SECA, tín hiệu chỉ báo được lấy từ GPS.
- Vùng 5: là vùng chỉ báo có các thông số báo động là Non Critical hay Critical. Khi có báo động sẽ hiển thị màu đỏ. Nếu báo Non- Critical có nghĩa là có vài thông số của hệ thống nằm ngoài giá trị cho phép nhưng hệ thống vẫn duy trì hoạt động được, nhưng không khẩn cấp. Còn nếu báo Critical thì có nghĩa là có các thông số nằm ngoài giới hạn nhưng nguy hiểm yêu cầu phải xử lý, giải quyết ngay, nếu không kịp thời hệ thống sẽ dừng sự cố.

- f) Vùng 6: là vùng chỉ thị hệ thống hay tàu đang hoạt động trong cảng, trên biển hay chạy luồng, tín hiệu này cũng lấy từ hệ thống IAS,
- 2) Menu : SEA WATER

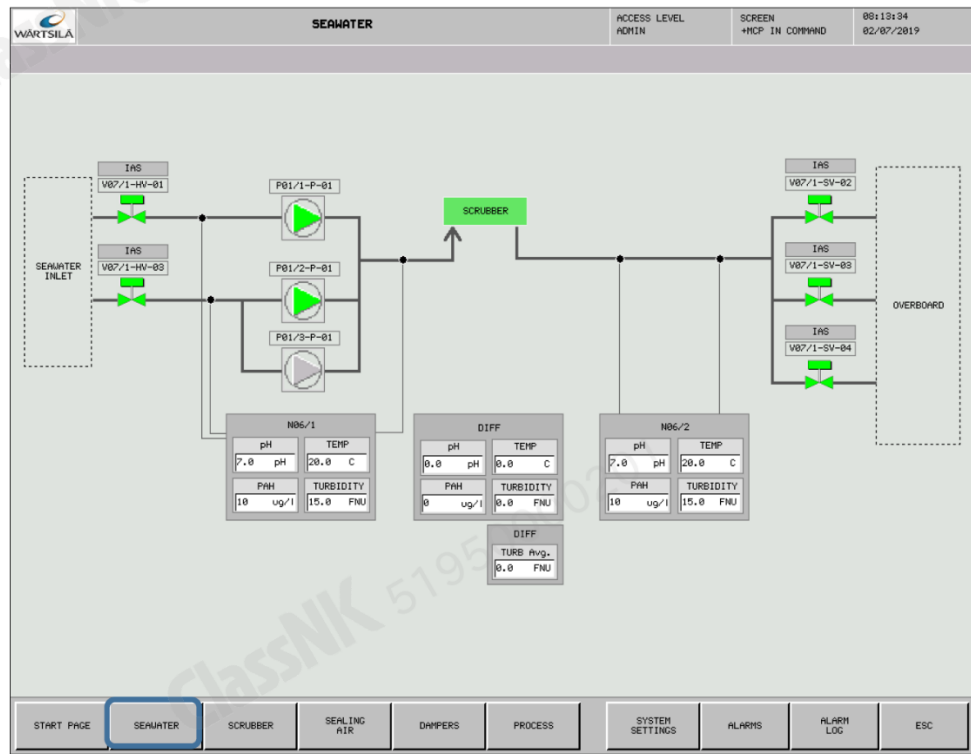


Figure 4-6: Sea water page

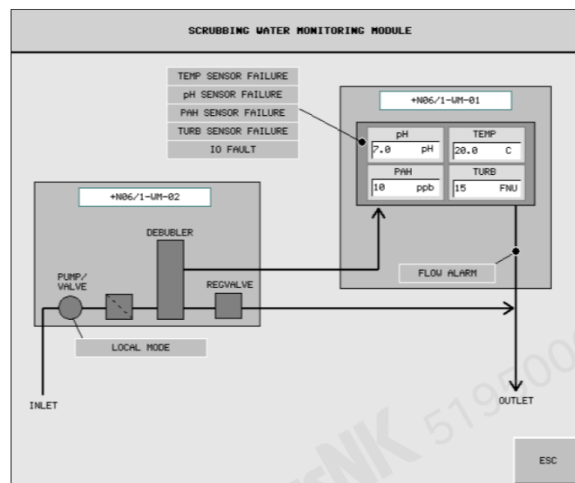


Figure 4-7: Secondary panel for scrubbing water monitoring unit

Menu này sẽ chỉ báo hoạt động của các bơm, scrubber và các van. Khi hệ thống hoạt động chúng sẽ chỉ thị màu xanh. Cũng trên menu này, sẽ hiển thị các thông số của water monitoring vào và ra khỏi scrubber và giá trị chênh lệch. Các thông số bao gồm: PH, PAH, TEMP, TURBIDITY. Nếu các thông số này vượt quá giá trị cho phép, hệ thống sẽ gửi báo động, khi đó cần phải xử lý, bảo dưỡng các phin lọc, hay các đầu cảm biến.

- 3) Menu: SCRUBBER, hình 4.8

Menu này hiển thị các thông số cơ bản của hệ thống và chỉ thị hoạt động của các động cơ. Các thông số bao gồm áp suất, nhiệt độ nước biển vào và lưu lượng của bơm, tỷ lệ SO₂/CO₂, áp suất, nhiệt độ khí xả ra khỏi scrubber, cũng như áp suất nhiệt độ khí xả từ động cơ trước khi vào và ra khỏi ống venturi 1 và 2.

Ngoài ra còn có menu SETTING để thay đổi giá trị các thông số khi cần hiệu chỉnh.

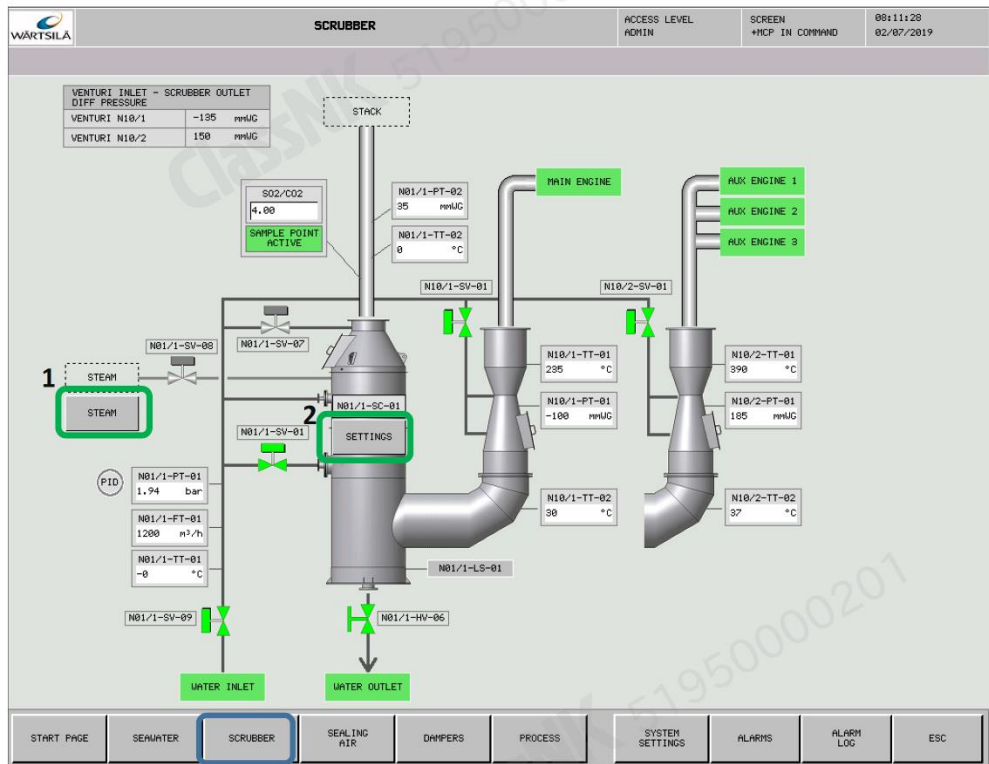


Figure 4-8: Scrubber page

SCRUBBER STOPSEQUENCE		
WASH TIME	45	s
STEAM TIME	45	s
FLUSH TIME SHORT	60	s
FLUSH TIME LONG	300	s
SW PUMP STOP TO SPRAY VALVE CLOSE DELAY	30	s
DRAIN TIME	5	s

VENTURI STOPSEQUENCE		
VENTURI 1 COOLDOWN TIME	45	s
VENTURI 2 COOLDOWN TIME	45	s

Figure 4-9 Secondary panel for scrubber settings

4) Menu SEALING AIR

Menu này chỉ báo hoạt động của quạt gió để cung cấp gió làm kín cho các damper. Ngoài ra còn có thêm menu SETTING để cài đặt, thay đổi thông số của quạt gió.

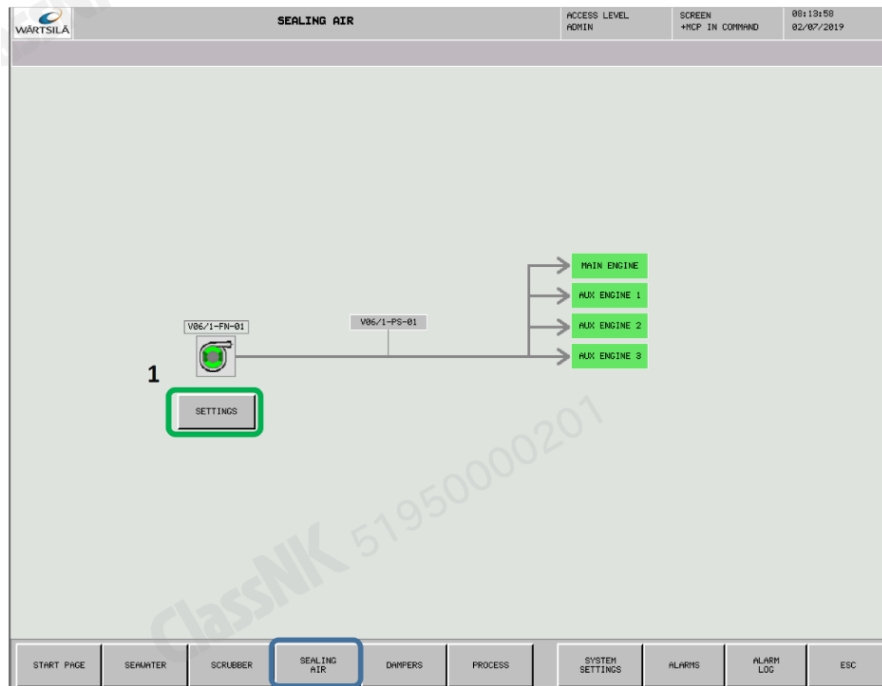


Figure 4-10: Sealing Air page

5) Menu: DAMPER

Menu này chỉ báo vị trí của các damper đang ở trạng thái cho khí xả đi vào scrubber hay xả thẳng ra môi trường., đồng thời chỉ báo vị trí các van gió cho sealing air. Ngoài ra còn có thêm các menu con Setting để thay đổi thông số và Clean để vệ sinh damper khi thay đổi trạng đóng hay mở vào scrubber.

6) Menu PROCESS.

Menu này hiện thị quá trình hoạt động của toàn hệ thống một cách tương đối đầy đủ. Tại đây còn có thêm nhiều menu con để kiểm tra , thay đổi các thông số, các trạng thái làm việc của các thiết bị. Khi khai thác thường hay để menu này để theo dõi.

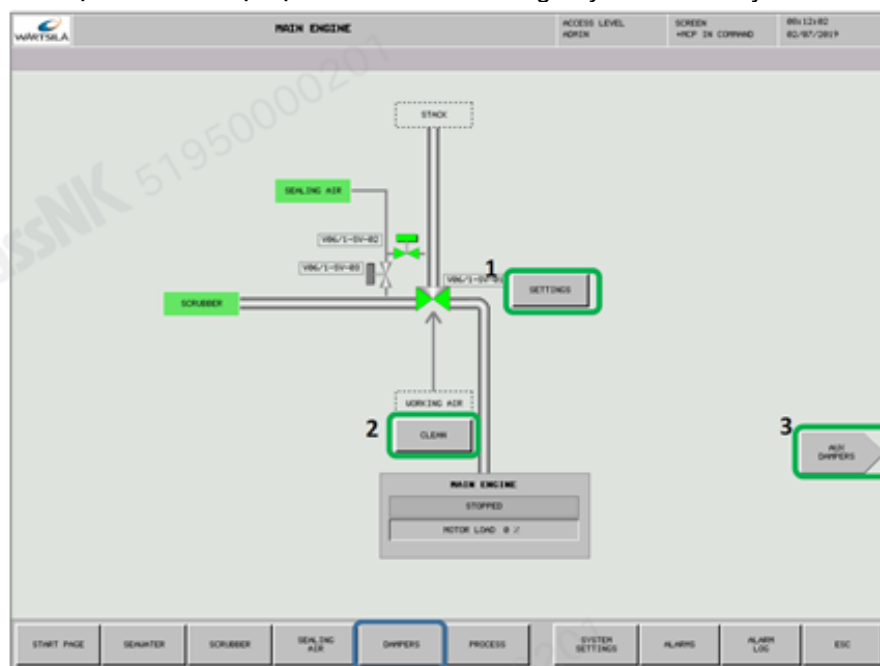


Figure 4-11: Main Engine damper page

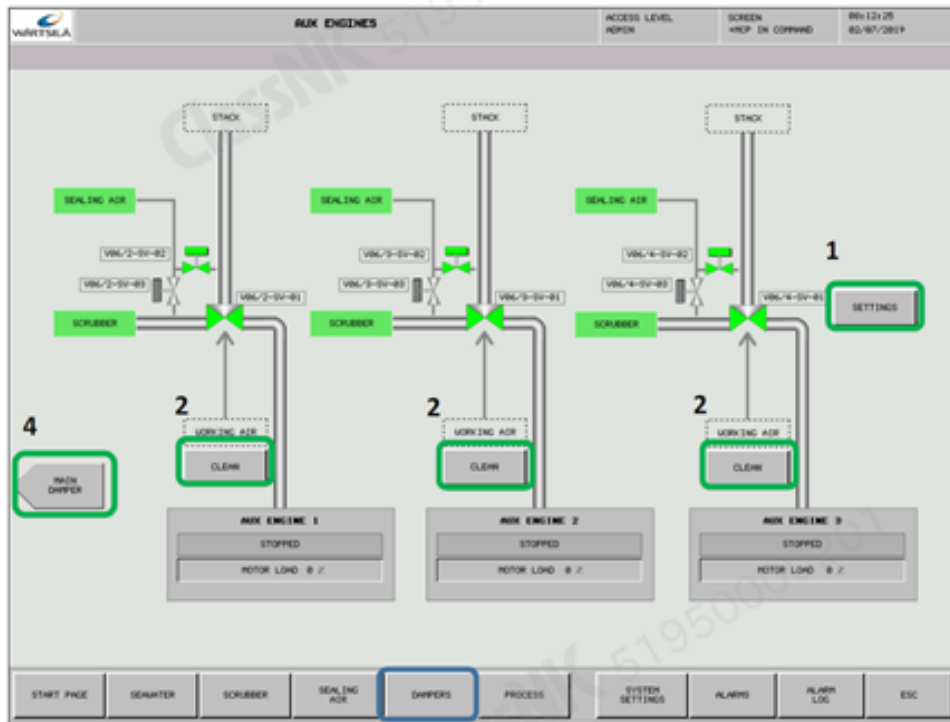
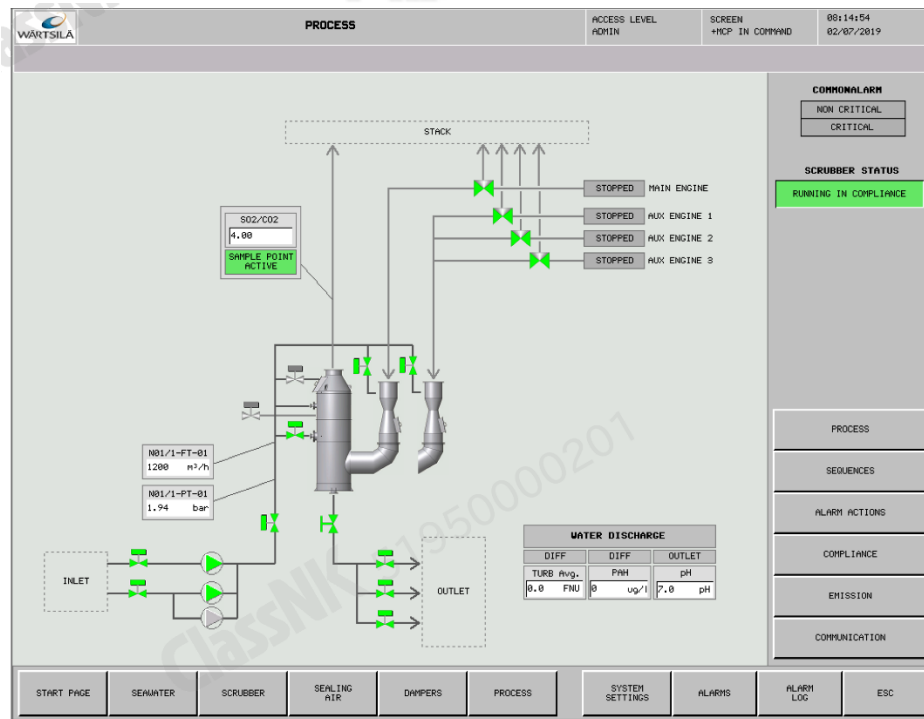


Figure 4-12: Auxiliary Engines damper page



7) Menu: SYSTEM SETTING.

Menu này sử dụng khi cần thay đổi các giá trị thông số hay quá trình, thứ tự hoạt động nào đó.

- Vùng 1: là menu con để cài đặt chọn điều khiển màn hình trong buồng điều khiển trung tâm hay ngoài buồng máy, cài đặt màn hình, và mức cho phép thay đổi.
- Vùng 2: là menu con để cài đặt, thay các thông số của bơm, quạt, các van...
- Vùng 3: là menu con để thay đổi thông số áp suất nước biển.

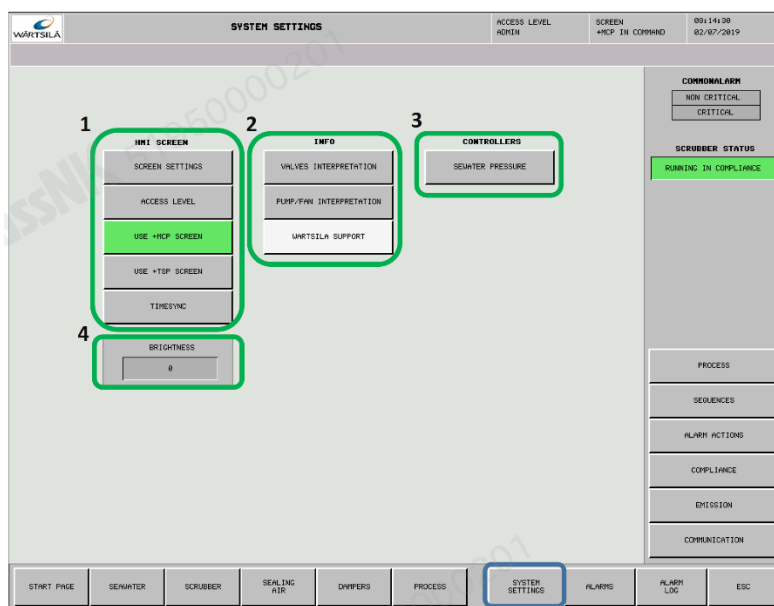


Figure 4-13: System settings page

8) Menu ALARM, ALARM LOG.

Các menu này sẽ hiển thị các thông số bị báo động, địa chỉ, thời gian, đồng thời ghi lại các hoạt động reset hay chưa xử lý được.

V. Kết luận.

Bài báo nhằm mục đích giới thiệu hệ thống xử lý khí xả được lắp đặt phổ biến trên các tàu hiện nay. Hy vọng sẽ làm tài liệu tham khảo cho các sỹ quan, sinh viên ngành máy khai thác tàu biển.

VI. TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1]. MITSUI MAN B&W ME & ME-GI ENGINES TRAINING COURSES
- [2]. MITSUI MAN B&W INSTRUCTION MANUAL.

ĐẶC ĐIỂM CỦA VIỆC LÀM MÁT ĐỈNH PÍTÔNG BẰNG NƯỚC NGỌT TRÊN ĐỘNG CƠ SULZER

THE FEATURE OF COOLING FOR PISTON CROWNS BY FRESH WATER ON SULZER ENGINE

ThS. Nguyễn Văn Ba

Khoa Máy tàu biển, Đại học Hàng hải Việt Nam

Tóm tắt:

Bài báo này tập trung giới thiệu kết cấu của hệ thống làm mát đỉnh pittông sử dụng nước ngọt, có trang bị bơm tuần hoàn của hãng Sulzer. Bên cạnh đó, những đặc điểm cơ bản và những lưu ý trong quá trình vận hành khai thác cũng được đề cập đối với kiểu loại làm mát này. Việc sử dụng nước ngọt tuần hoàn để làm mát đỉnh pittông là một trong những khác biệt cơ bản của hãng Sulzer so với các hãng chế tạo động cơ Diesel khác hiện nay trên thế giới.

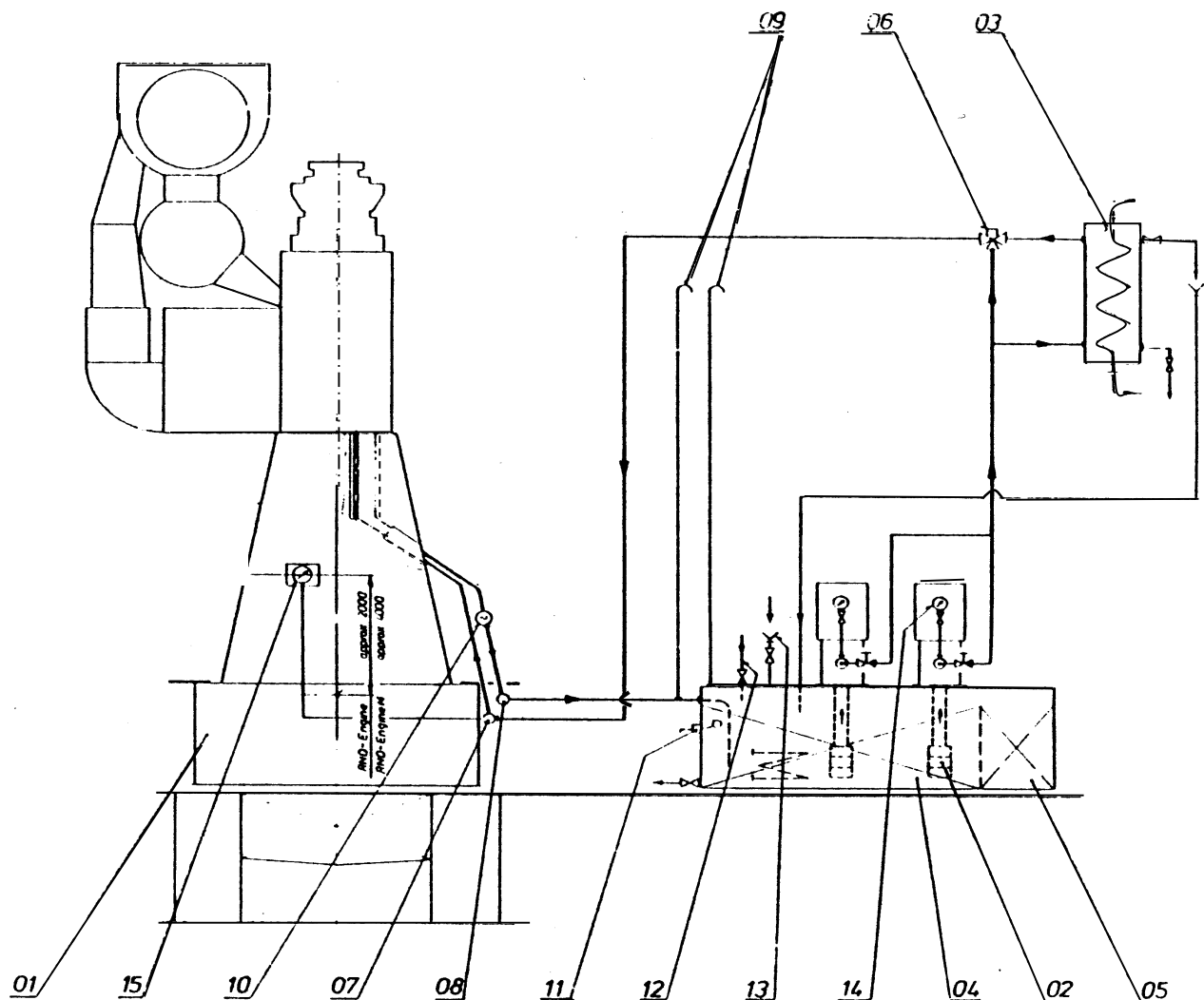
Từ khóa: Kết cấu, làm mát đỉnh pittông, bơm tuần hoàn, động cơ Diesel.

Abstract:

This article has mainly introduced about construction of fresh water cooling system of piston crowns, with installing the circulating pump separately of Sulzer maker. Beside that, it introduces the basic features and the notions in operating procedure about this cooling method. The using circulating fresh water to cool the main engine piston crowns is one of the basely differentiations of Sulzer maker with the other Diesel engine's maker in the world nowadays.

Key words: construction, cooling of piston crowns, circulating pump, Diesel engine.

1. Giới thiệu hệ thống làm mát đỉnh pittông bằng nước ngọt:



Hình vẽ 1: Sơ đồ hệ thống làm mát pittông bằng nước cho động cơ Sulzer RND.

- | | |
|------------------------------------|-------------------------------|
| 01 Máy chính | 09 Ống thông hơi |
| 02 Bơm nước làm mát pittông | 10 Kính nhìn |
| 03 Sinh hàn nước làm mát pittông | 11 Báo động mức nước thấp |
| 04 Két hồi nước làm mát pittông | 12 Ống nước bổ xung vào két |
| 05 Két nước rò rỉ | 13 Đường cấp hóa chất vào két |
| 06 Van tự động điều chỉnh nhiệt độ | 14 Áp kế bơm cấp nước làm mát |
| 07 Đường vào làm mát pittông | 15 Áp kế nước làm mát pittông |
| 08 Đường ra làm mát pittông | |

Đây là hệ thống làm mát đỉnh pittông của động cơ chính Sulzer RND sử dụng nước ngọt tuần hoàn đưa vào không gian bên trong đỉnh pittông bằng ống lồng, cũng giống như với dùng dầu bôi trơn hệ thống. Kiểu loại làm mát này được áp dụng rộng rãi cho các động cơ hãng Sulzer. Kết cấu của hệ thống bao gồm hai bơm nước ngọt tuần hoàn dạng pittông, két chứa nước ngọt, sinh hàn trao đổi nhiệt... giống như hệ thống nước ngọt làm mát somi và nắp xilanh động cơ. Mỗi bơm tuần hoàn có lưu lượng 66 m³ / giờ với công suất tiêu thụ định mức là 15 KW. Sinh hàn của hệ thống này cũng giống như sinh hàn dầu bôi trơn hay sinh hàn nước ngọt bình thường khác, nước ngọt trao nhiệt

cho nước biển ở hệ thống nước biển làm mát chung. Tại đây thiết bị trao đổi nhiệt có nhiệt lượng xấp xỉ 1285 kw/h, tương ứng với 3% tổng nhiệt lượng sinh ra của nhiên liệu, giúp nhiệt độ đầu vào từ 62°C xuống còn 45°C ở đầu ra sinh hàn.

*** Nguyên lý hoạt động của hệ thống:**

Nước ngọt từ két chứa được hút lên bởi bơm pittông (có một bơm hoạt động và một bơm dự phòng), nước được cấp tới sinh hàn trao đổi nhiệt với nước biển làm mát. Tại đầu ra nhiệt độ nước được điều chỉnh bằng van ba ngã tự động điều chỉnh để duy trì nhiệt độ nước ra khỏi sinh hàn khoảng 45 - 48°C. Sau đó nước được cấp vào đỉnh pittông thông qua một ống lồng. Ống lồng có dạng hình trụ gồm hai ống lồng vào nhau, ống ngoài gắn chặt với pittông và chuyển động tịnh tiến cùng pittông khi làm việc, ống trong có đường kính ngoài xấp xỉ bằng đường kính trong của ống ngoài được gắn cố định với thân động cơ và được nối với đường ống cấp công chất lỏng làm mát của hệ thống. Mỗi pittông động cơ có hai ống lồng như vậy: một ống cấp và một ống hồi của công chất lỏng làm mát. Nước sau khi làm mát được hồi về két chứa để thực hiện các chu trình làm mát tiếp theo.

2. Đặc điểm và lưu ý của kiểu loại làm mát đỉnh pittông bằng nước:

Một trong những ưu điểm lớn nhất của kiểu loại làm mát đỉnh pittông bằng nước ngọt trực tiếp là khả năng làm mát tốt hơn rất nhiều so với kiểu loại làm mát bằng dầu nhờn. Với lượng nhiệt lấy ra từ đỉnh pittông tương ứng với 3% tổng lượng nhiệt sinh ra trong quá trình đốt cháy nhiên liệu, so với 1,3-1,5% tổng lượng nhiệt đối với kiểu loại làm mát bằng dầu nhờn hệ thống như với các hãng Penstickle, Misubishi, Man B & W Khả năng trao đổi nhiệt của nước lớn hơn của dầu bôi trơn do nhiệt dung riêng của nước gấp đôi của dầu nhờn, nhiệt dung riêng của nước là 4 trong khi đó của dầu bôi trơn là 2. Điều này có nghĩa là với một lượng nước và dầu như nhau được lưu thông trong một thời gian nhất định thì lượng nhiệt nước hấp thụ được từ đỉnh pittông gấp hai lần của dầu nhờn ở cùng một điều kiện làm việc. Với khoảng gia tăng nhiệt độ $\Delta t = t_2 - t_1$ của nước làm mát lấy ở đỉnh pittông tương ứng với 14 - 18°C, trong khi đó đối với dầu nhờn sẽ chỉ ở 8-10°C với cùng một lượng công chất làm mát trên một động cơ cụ thể.

Gọi Q là lượng nhiệt lấy ra từ pittông ở một thời điểm đã cho bất kỳ.

W là khối lượng công chất lỏng làm mát sử dụng trong thời gian T. Ta có công thức chung tính nhiệt lượng trao đổi tương đối:

$$Q = T \times W \times (t_2 - t_1) \times R$$

(với R là nhiệt dung riêng)

Nếu cho tổng khối lượng nước $W_{\text{nước}}$ qua pittông trong thời gian T có hệ số là đơn vị: $W_{\text{nước}} = 1,0$

Thì tổng nhiệt lượng lấy ra từ đỉnh pittông của nước là:

$$Q_{\text{nước}} = T \times 1,0 \times (t_2 - t_1) \times R_{\text{nước}}$$

$$= T \times 14 \times 4 \quad (R_{\text{nước}} = 4)$$

Và tương tự, gọi tổng lượng dầu $W_{\text{dầu}}$ qua đỉnh pittông cùng thời gian T thì tổng lượng nhiệt lấy ra từ đỉnh pittông của dầu là:

$$Q_{\text{dầu}} = T \times W_{\text{dầu}} \times (t_2 - t_1) \times R_{\text{dầu}}$$

$$= T \times W_{\text{dầu}} \times 10 \times 2 \quad (R_{\text{dầu}} = 2)$$

Nếu nhiệt lượng cần lấy ra từ đỉnh pittông của dầu làm mát và nước làm mát là bằng nhau với cùng một thời gian T như nhau, tức là: $Q_{\text{nước}} = Q_{\text{dầu}}$

$$\text{Hay } T \times 14 \times 4 = T \times W_{\text{dầu}} \times 10 \times 2$$

Suy ra:

$$W_{\text{dầu}} = \frac{T \times 14 \times 4}{T \times 10 \times 2} = \frac{56}{20} = 2,8$$

Từ kết quả tính toán trên ta thấy rằng: với cùng một lượng nhiệt cần tải ra từ đỉnh pittông trong một thời gian nhất định, thì lượng dầu làm mát cần đưa vào tuần hoàn trong đỉnh pittông gấp 2,8 lần lượng nước cần đưa vào tuần hoàn làm mát. Bởi vậy, chỉ cần một lượng nước làm mát có cùng nhiệt độ đầu vào, cùng thời gian làm mát nhưng có lưu lượng chỉ xấp xỉ bằng 1/3 lượng dầu nhờn cũng có thể làm mát tương ứng với lượng nhiệt tải ra như thế. Điều này cho phép làm giảm khối lượng và kích thước các thiết bị cũng như là đường ống trong hệ thống nước cấp. Cũng tương ứng với việc làm giảm đi các chi phí chế tạo, lắp đặt và công suất tiêu thụ điện của hệ thống bơm cấp nước tuần hoàn so với việc sử dụng hệ thống dùng dầu nhờn tuần hoàn làm mát đỉnh pittông.

Tuy nhiên, cần phải lưu ý trong quá trình khai thác về sự dò lọt nước từ hệ thống nước cấp, đỉnh pittông khi động cơ áp dụng phương pháp làm mát này. Nếu bị dò lọt ở hệ thống, đặc biệt là ở

các ống lồng thì nước sẽ rơi xuống các te và kết dầu bôi trơn hệ thống. Hậu quả là sẽ gây hỏng dầu bôi trơn, ảnh hưởng nghiêm trọng tới chế độ làm việc của động cơ và tuổi thọ các chi tiết máy. Mặt khác, do đỉnh pittông phải chịu sự tác động nặng nề cả về cơ và nhiệt, các doăng làm kín khoang nước làm mát tại đỉnh pittông dễ bị hư hỏng, gây rò rỉ nước làm mát ra phía ngoài pittông. Nước rò rỉ ra ngoài sẽ bị đẩy ngược lên phía buồng đốt trong khi pittông chuyển động, nếu ít thì cũng phá vỡ màng dầu bôi trơn ở mặt gương xilanh gây hư hỏng cụm pittông - xilanh động cơ; còn nếu lượng rò rỉ nhiều sẽ bị gây hiện tượng thủy kích làm gãy vỡ các chi tiết buồng đốt, làm cong cán pittông và thanh truyền, hỏng bạc ổ đỡ chính và làm sai lệch độ đồng tâm của trục khuỷu động cơ. Do vậy, việc làm kín là một trong những khâu quan trọng nhất nhưng cũng là khâu yếu nhất của kiểu loại làm mát này.

Khi khai thác động cơ, người vận hành phải đặc biệt quan tâm đến tình trạng làm việc của các bơm, hệ thống đường ống cũng như thường xuyên kiểm tra mức nước trong két hồi. Nếu mức nước giảm nhanh so với bình thường đồng nghĩa với việc có sự rò rỉ nước trong hệ thống cấp nước hoặc tại đỉnh pittông do hỏng doăng làm kín.

Ngoài ra cũng giống như việc làm mát các chi tiết bằng nước nói chung, sau một thời gian sẽ sinh ra hiện tượng đóng cặn trên bề mặt tiếp xúc với nước làm mát. Bởi vậy, việc trao đổi nhiệt sẽ bị giảm dần đi theo thời gian (điều này không xảy ra khi làm mát đỉnh pittông dùng dầu bôi trơn hệ thống). Vì thế, người vận hành khai thác cần phải tuân thủ nghiêm chỉnh qui trình vận hành, bảo dưỡng, sửa chữa đề ra của nhà chế tạo đối với kiểu loại này: thường xuyên xử lý nước bằng hoá chất theo chỉ dẫn; khi rút cụm pittông để vệ sinh hoặc thay xéc măng cũng cần lưu ý đến việc tháo vệ sinh bên trong khoang làm mát đỉnh, kiểm tra độ kín của đỉnh, nếu cần thay doăng mới đúng chủng loại. Điều này rất quan trọng bởi nó làm giảm đi khả năng xảy ra sự cố rò rỉ nước làm mát đỉnh pittông khi động cơ đang hoạt động, đồng thời làm giảm đi thời gian cũng như chi phí sửa chữa cục bộ, giúp quá trình khai thác an toàn, tin cậy và đạt hiệu quả cao hơn.

3. Kết luận

Bằng việc áp dụng một hệ thống tuần hoàn nước ngọt riêng biệt để làm mát cho đỉnh pittông động cơ, hãng Sulzer đã tạo nên một sự khác biệt cơ bản trong việc thiết kế, chế tạo động cơ Diesel đối với các hãng khác. Điều này giúp cho các sỹ quan vận hành khai thác động cơ hiểu rõ những đặc điểm cơ bản và những công việc họ cần làm khi động cơ áp dụng kiểu loại làm mát này; giúp họ tránh được những sự cố nghiêm trọng có thể xảy ra trong quá trình khai thác.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] Low speed Marine Diesel - John B. Woodward, Marabar, Florida 1998
- [2] Marine Diesel Engine - David Burghardt, George D. Kingsley, New York 2004
- [3] Lamb's questions & answers on the Marine Diesel Engine - Stanley G. Christensen, London 2003

SỰ CỐ RỖ LỘT TRÊN VAN ĐIỀU KHIỂN CỦA ĐỘNG CƠ WARTSILA RT-FLEX RAIL VALVE LEAKAGE ON WARTSILA RT-FLEX 50 ENGINE.

ThS. Phạm Văn Linh

Bộ Khai thác máy tàu biển - Khoa Máy Tàu Biển

Tóm tắt.

Trong những năm gần đây, động cơ diesel điều khiển điện tử của hãng Wärtsilä dòng RT-flex ngày càng được sử dụng rộng rãi cho tàu biển. Nhằm mục đích nâng cao tính an toàn, hiệu quả hơn trong quá trình vận hành, bảo dưỡng và quản lý dòng động cơ trên, bài báo này sẽ phân tích nguyên nhân và đưa ra cách khắc phục sự cố rò rỉ ở các van điều khiển trên bộ điều khiển quá trình phun nhiên liệu (Injection Control Unit- ICU) và bộ điều khiển đóng mở xu-páp (Exhaust Valve Control Unit-EVCU) được trang bị trên động cơ RT-Flex của hãng Wärtsilä.

Abstract.

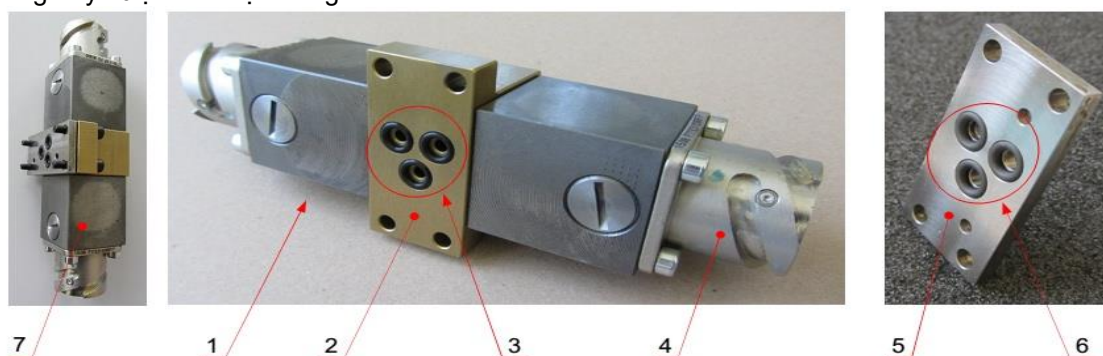
In recent years, Wärtsilä RT-flex series electronic control diesel engine are increasingly applied to the ship. Rail valves installed on the Injection Control Units (ICU) and the Exhaust Valve Control Units (EVCU) of Wärtsilä RT-flex engines. In order to make more safely and

effectively to use, maintenance and management of the diesel engine, This paper describes the causes and effects of O-rings that do not seal correctly on the rail valves. It also gives the recommended actions to identify and prevent the problems and solutions.

Keywords :RT – flex engine; Rail valve leakage; O-ring on Rail valve.

1. Giới thiệu.

Động cơ RT-Flex được phát triển từ động cơ diesel kiểu RTA của hãng Sulzer với nhiều bộ phận cơ khí bị loại bỏ và thay vào đó là các thiết bị điện tử và thủy lực. Điểm khác nhau căn bản giữa động cơ diesel thông thường và động cơ RT-Flex là trong động cơ kiểu mới trục cam không còn được sử dụng cho việc truyền động và định thời cho các cơ cấu phun nhiên liệu, đóng mở xu-páp và khởi động động cơ. Hay chúng ta có thể nói rằng trục cam không còn được sử dụng trong động cơ RT-Flex cho dù là vẫn còn tồn tại hình thức của cam nhưng là cho mục đích khác và hẹp hơn. Với sự phát triển của công nghệ vi mạch điện tử, các bộ giám sát và điều khiển ngày càng được áp dụng rộng rãi dưới tàu thủy. Bộ điều khiển quá trình phun nhiên liệu (ICU) và bộ điều khiển quá trình đóng mở xu-páp xả (EVCU) trên động cơ RT-Flex là hai thiết bị rất quan trọng, chúng được điều khiển bởi các van điều khiển dạng van hướng dòng 3/2 (3 cửa, 2 vị trí làm việc, kích hoạt bằng điện). Giữa ICU cũng như EVCU và các van điều khiển được lắp đặt các O-ring để làm kín, vị trí của các O-ring này được thể hiện trong hình 1.



Hình 1. Van điều khiển trên ICU và EVCU. 1-Valve assembly; 2-Valve body; 3-O-ring on valve body; 4-Connector; 5-Intermediate orifice plate; 6- O-ring on intermediate orifice plate; 7- Rail valve assembly with intermediate orifice plate, o-ring and screws.

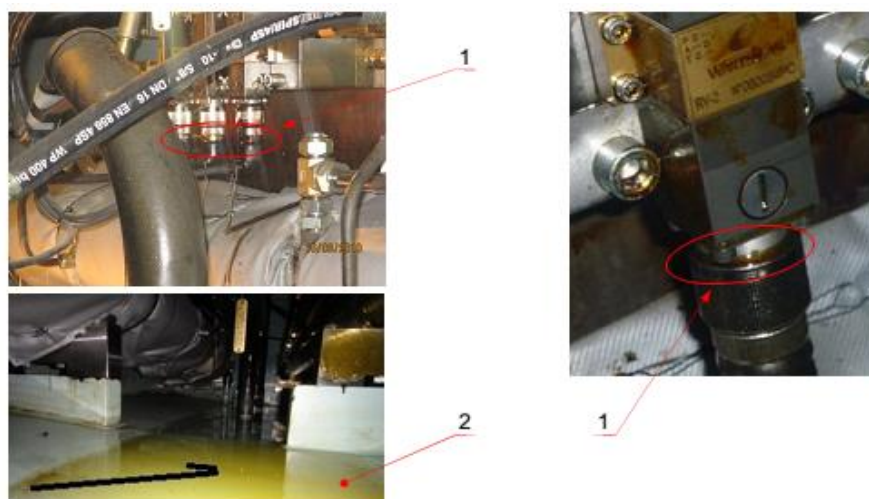
Nếu các O-ring làm kín bị hư hỏng hoặc lắp đặt không đúng sẽ gây ra rò rỉ dầu điều khiển, các phần tiếp theo của bài báo sẽ phân tích nguyên nhân, tác hại và đưa ra các cách khắc phục sự cố này.

2. Nguyên nhân.

Khi xảy ra rò rỉ trên các van điều khiển thì ta có thể quan sát thấy dầu xuất hiện trên giác cảm điện của van hoặc trên mặt sàn của Rail Unit như trong hình vẽ số 2.

Hiện tượng rò rỉ dầu điều khiển có thể do các nguyên nhân sau:

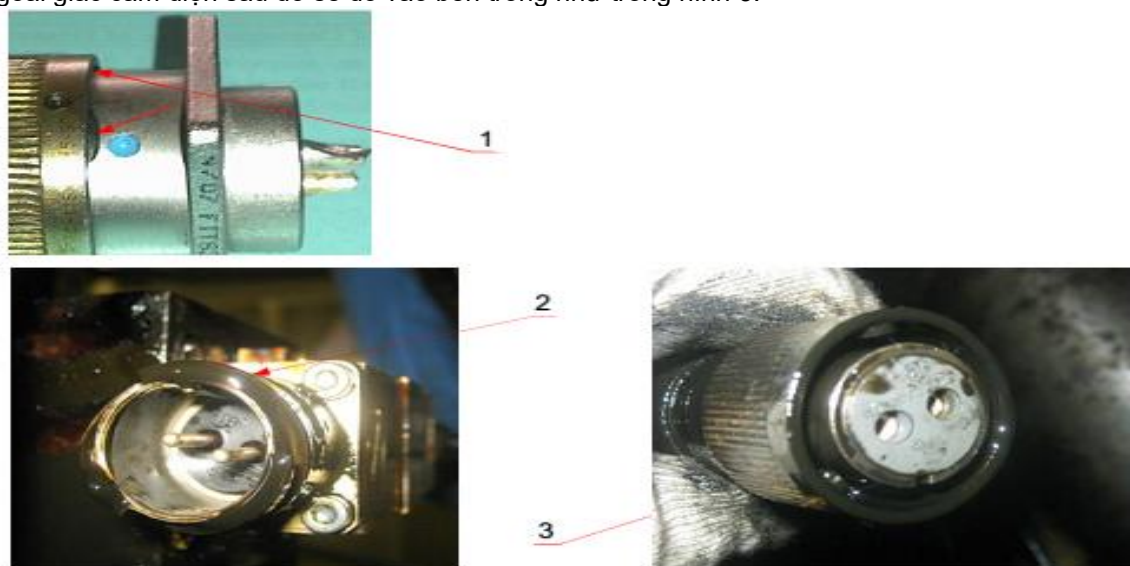
- Các o-ring làm kín không được lắp đầy đủ trong quá trình bảo dưỡng van điều khiển
- Các O-ring không nằm đúng vị trí của nó trong rãnh trên thân van do sơ suất trong quá trình bảo dưỡng van điều khiển.
- Các O-ring bị hư hỏng mất khả năng làm kín.
- Lực siết các bu-lông lắp ráp giữa van điều khiển và ICU cũng như EVCU không đủ hoặc không đều nhau.
- Sử dụng loại bu-lông lắp ráp giữa van điều khiển và ICU cũng như EVCU quá dài.



Hình 2. 1-dầu điều khiển rò rỉ xuất hiện trên giắc cắm của van điều khiển; 2-dầu điều khiển rò rỉ xuất hiện trên mặt sàn của Rail Unit.

3. Tác hại.

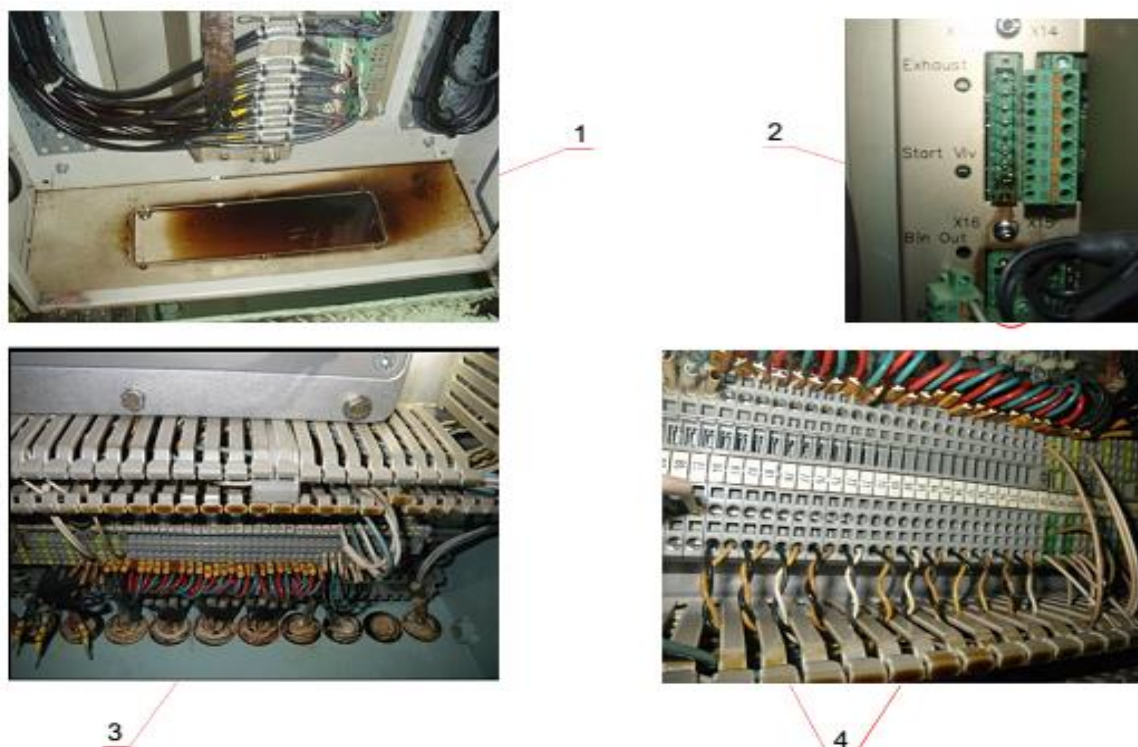
Do van điều khiển được đặt đứng nên khi xảy ra rò rỉ dầu sẽ tích tụ ngày càng nhiều bên ngoài giắc cắm điện sau đó sẽ dò vào bên trong như trong hình 3.



Hình 3. Dầu dò rỉ vào bên trong giắc cắm điện của van điều khiển.

Tiếp theo dầu trong giắc cắm sẽ chảy dọc theo đường dây điện để tới các đầu đấu nối trong hộp điện E95XX nơi có bo mạch điều khiển FCM -20 như trong hình 4 dưới đây.

Về mặt lý thuyết dầu điều khiển không có tính dẫn điện nên không gây ra hiện tượng ngắn mạch trong bo mạch điều khiển. Tuy nhiên dầu dò rỉ sẽ làm cho các đầu đấu nối điện bị bẩn làm cho điện trở tăng (giảm khả năng dẫn điện), điều này sẽ làm tăng nhiệt độ của các đầu đấu nối trong hộp điện E95XX dẫn đến giảm tuổi thọ của bo mạch điều khiển FCM-20. Trong trường hợp xấu nhất có thể làm cho bo mạch bị lỗi và ảnh hưởng tới quá trình làm việc của động cơ.

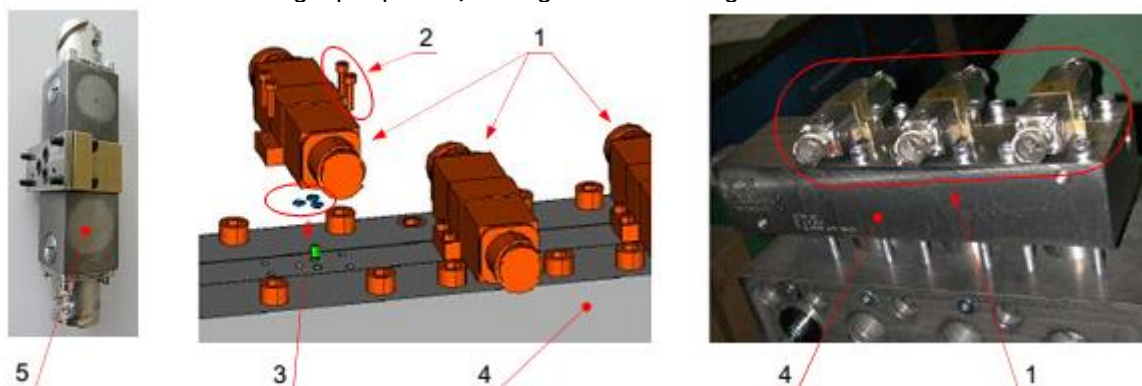


Hình 4. Dầu dò lọt vào trong bo mạch điều khiển FCM-20

4. Cách xử lý khi xảy ra dò lọt tại van điều khiển.

a. Khi vị trí dò lọt nằm ở giữa van điều khiển và ICU/EVCU.

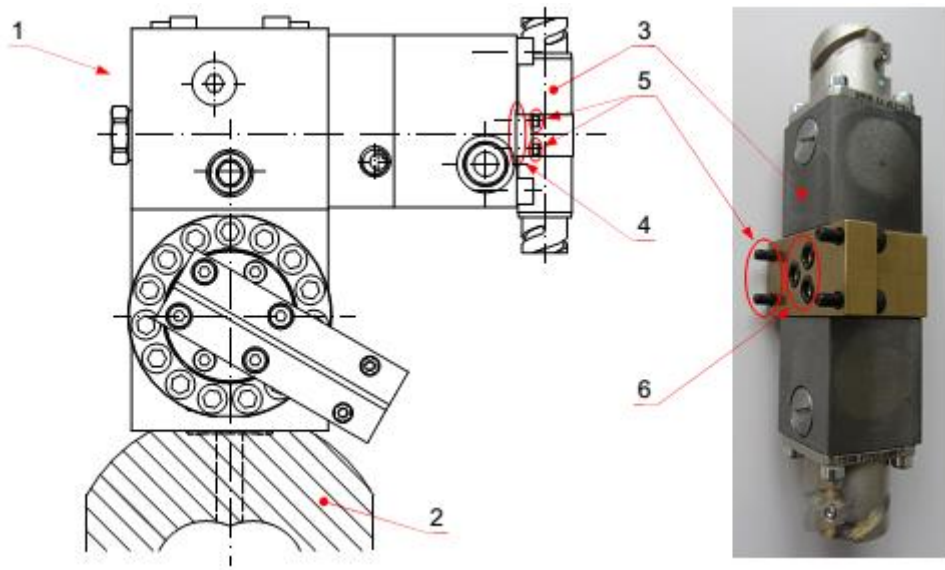
Nếu ta quan sát thấy dầu chỉ xuất hiện trên khe hở giữa van điều khiển và ICU/EVCU còn các phần khác của van hoàn toàn khô thì trong trường hợp này cần phải thay thế ba O-ring làm kín của van và siết các bu-lông lắp ráp với lực bằng 4Nm như trong hình 5.



Hình 5. 1&5- Van điều khiển; 2- Bu-lông; 3-O-ring; 4-ICU

b. Khi dò lọt bên trong van điều khiển.

Khi dầu điều khiển chảy ra từ cửa kiểm tra trên thân van, đồng thời dầu chỉ xuất hiện ở bề mặt của chân giắc cắm điện như trong hình 6, thì trong trường hợp này cần phải thay thế van điều khiển.



Hình 6. 1-ICU; 2- Ống nhiên liệu cao áp; 3-Van điều khiển; 4- Vị trí dò lọt; 5-Bu-lông, 6-O-ring.

c. Quy trình thay thế O-ring và van điều khiển.

- 1) Tắt bơm dầu điều khiển.
- 2) Ngắt nguồn điện điều khiển bằng cầu dao trong hộp điện cấp nguồn-E85.
- 3) Tháo giắc cắm điện trên van điều khiển.
- 4) Vệ sinh sạch toàn bộ các giắc cắm, các đầu đấu nối cũng như dây dẫn trong hộp điện E95XX, thay mới các chi tiết này nếu cần thiết.
- 5) Tháo 4 bu-lông lắp ráp (5-trong hình 6).
- 6) Tháo bỏ 3 O-ring làm kín (6).
- 7) Lau khô các bề mặt tiếp xúc bằng giấy khô.
- 8) Tra mỡ lên các O-ring mới.
- 9) Đặt các O-ring vào đúng vị trí các rãnh.
- 10) Đặt van điều khiển (3) vào đúng vị trí trên ICU/EVCU sau đó siết 4 bu-lông lắp ráp (5) đều nhau với lực siết **4Nm**.
- 11) Lắp lại các giắc cắm điện của van điều khiển.
- 12) Bật cầu dao cấp nguồn trong hộp điện E85.

3.Kết Luận.

Hiện tượng dò dầu trên van điều khiển của động cơ Wärtsilä RT-flex rất hay xảy ra và cách xử lý khá dễ dàng nếu được phát hiện sớm. Điều quan trọng là các sỹ quan khai thác vận hành động cơ phải thường xuyên kiểm tra trên các bộ điều khiển ICU/EVCU và trong hộp chứa bo mạch điều khiển FCM-20, nếu xuất hiện dầu dò lọt thì cần phải xử lý kịp thời sớm nhất có thể để không gây ảnh hưởng lớn tới quá trình làm việc của động cơ.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] Wärtsilä Technical Bulletin, RT-Flex engine, Issue 2 April 2015.
- [2] Wärtsilä Switzerland Ltd.Wärtsilä 6RT-flex50, Operating Manual [M] 2012 .
- [3] Wärtsilä Switzerland Ltd.Wärtsilä 6RT-flex50, Maintenance Manual [M] 2012