XÂY DỰNG PHƯƠNG PHÁP TÍNH TOÁN LƯU LƯỢNG DẦU BÔI TRƠN XY LANH CHO ĐỘNG CƠ HAI KỲ THẤP TỐC HÃNG MAN & BW

DESIGNING CALCULATION OF CYLINDER LINER LUBRICANT QUANTITY FOR LOW SPEED ENGINES BY MAN&BW

PGS.TS. NGUYỄN ĐẠI AN

Khoa Máy tàu biển, Trường ĐHHH

Tóm tắt

Bài báo xây dựng lý thuyết toán tính lưu lượng dầu bôi trơn sơ my xy lanh cho động cơ hai kỳ thấp tốc trang bị trên tàu biển. Trên cơ sở đó, lập chương trình tính toán cho động cơ hãng Man & B W lắp đặt trên tàu NSS DYNAMIC của Công ty vận tải thép Nhật Bản (Nippon Steel Shipping Co. Ltd.)

Abstract

This paper studies a algorithm to calculate lubricating oil quantity using for cylinder liner of the low speed diesel engines. Based on this study, authors established a calculating program for Man & BW diesel engine that installed on the vessel NSS Dynamic of Nippon Steel Shipping Company.

1. Đặt vấn đề

Giả thiết rằng bề mặt sơ mi xy lanh là hình trụ tròn đều theo thiết diện ngang của sơ mi xy lanh, độ phù hợp bề mặt làm việc giữa các xéc măng với sơ mi xy lanh là rất cao, độ bóng bề mặt sơ mi và xéc măng cũng tương đối hoàn hảo. Ta sẽ tính toán lượng dầu bôi trơn cần thiết cấp cho từng sơ mi ở chế độ làm việc tiếp tục với tải lớn nhất (Maximum Continuos Rating - MCO).

2. Nội dung

2.1. Cơ sở lý thuyết tính toán lưu lượng cấp dầu bôi trơn xy lanh

Để tính được lượng dầu cần thiết phải cấp, ta phải biết được bề dày màng dầu bôi trơn trên sơ mi xy lanh trong toàn bộ hành trình của piston. Với sơ mi xy lanh, dầu bôi trơn sơ mi được phun từ các đầu phun ở vị trí giữa thân sơ mi trực tiếp vào bề mặt các xéc măng rồi nhờ sự chuyển động và tác dụng bơm dầu của chính các xéc măng này mà dầu bôi trơn được rải lên mặt sơ mi. Ta coi như bề dày màng dầu tại vị trí chính giữa sơ mi xy lanh là lớn nhất và càng gần các vị trí ĐCT và ĐCD thì bề dày màng dầu càng giảm dần. Thực tế để tính toán chính xác bề dày màng dầu bôi trơn đối với sơ mi xy lanh là rất khó khăn. Tại gần các vị trí ĐCT và ĐCD, tốc độ chuyển động của piston là rất nhỏ thậm chí tại vị trí điểm chết trên còn chịu ảnh hưởng của áp suất và nhiệt độ rất cao. Vì thế tình trạng chung của điều kiện bôi trơn ở gần ĐCT là điều kiện bôi trơn giới hạn (boundary lubrication). Các tính toán về độ dày màng dầu bôi trơn cuối cùng đều mang tính tương đối. Theo công thức tính xấp xỉ bề dày màng dầu bôi trơn sơ mi xy lanh động cơ đốt trong của Abu - Nada [5], ta có:

$$h = h_{\min} + (h_{\max} - h_{\min}) \times \left|\sin(\omega t)\right| \quad (1)$$

Trong đó:

h: là bề dày màng dầu (µm)

ω: là vận tốc góc của trục khuỷu động cơ (rad/giây)

t: thời gian (giây)

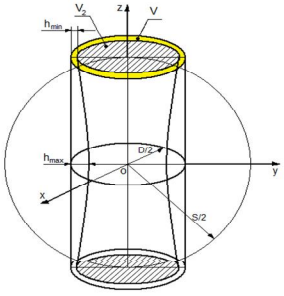
h_{min}: là bề dày màng dầu nhỏ nhất (µm)

h_{max}: là bề dày màng dầu lớn nhất (µm)

Như vậy nếu biết bề dày lớn nhất h_{max} và nhỏ nhất h_{min} của màng dầu bôi trơn trên sơ mi xy lanh tức là ta sẽ biết phân bố dầu bôi trơn trên sơ mi, từ đó ta sẽ tính được lượng dầu cần cấp cho mỗi xy lanh. Mặt khác theo thông số về bề dày màng dầu trên sơ mi xy lanh của các động cơ cỡ lớn thấp tốc mà hãng Man B&W đưa ra là: h_{min} = 0,09 µm và h_{max} = 0,13 µm [8].

Mô tả bằng hình học phần màng dầu bôi trơn xy lanh bằng thể tích V như hình1.

Để tính V, ta tính thông qua hai thể tích V_1 và V_2. Trong đó V_1 là thể tích trụ tròn có đường kính bằng đường kính trong của sơ mi xy lanh D và chiều cao trụ



Hình 1. Mô tả màng dầu bôi trơn sơ mi xy lanh theo hệ tọa độ Oxyz.

chính là hành trình piston *S,* còn V_2 là thể tích vật thể tròn xoay có đường sinh chính là đường biểu diễn bề dày màng dầu bôi trơn theo trục oz của hệ trục Oxyz.

Thể tích hình trụ V_1 được tính như sau [5]:

$$V_1 = \pi \times \frac{D^2}{4} \times S \ , \text{mm}^3 \quad (2)$$

Thế tích V_2 được tính bằng công thức sau:

$$V_2 = \int_{-S/2}^{S/2} f(x, y) \times dz \quad (3)$$

Trong đó: $f(x, y) = \pi \times y_z^2$ (4)

$$y_z = \frac{D}{2} - h = \frac{D}{2} - \left[(h_{\min} + (h_{\max} - h_{\min}) \times \left|\sin(\omega t)\right|\right] \quad (5)$$

Mặt khác: $z = \frac{S}{2} \times \cos(\omega t)$ (6)

Hay: $\omega t = ar\cos\frac{z \times 2}{S}$ (7)

Thay các giá trị của (7) và (5) vào (4) ta được:

$$f(x, y) = \pi \times \left[\frac{D}{2} - \left[(h_{\min} + (h_{\max} - h_{\min}) \times \left|\sin(ar\cos\frac{z \times 2}{S})\right|\right]\right]^2 \quad (8)$$

Lại thay thế vào biểu thức (3) ta có:

$$V_2 = \int_{-S/2}^{S/2} \pi \times \left[\frac{D}{2} - \left[(h_{\min} + (h_{\max} - h_{\min}) \times \left|\sin(ar\cos\frac{z \times 2}{S})\right|\right]\right]^2 \times dz \quad (9)$$

Như vậy lượng dầu cần thiết cấp cho một xy lanh sẽ là:

$$V = V_2 - V_1 \quad (10)$$

Trên cơ sở lượng dầu cần thiết tính được, ta có thể chọn được loại thiết bị bôi trơn phù hợp. Việc chọn thiết bị bôi trơn chính là xác định loại có đường kính piston d, hành trình l và số piston bơm dầu bôi trơn của thiết bị bôi trơn. Lượng dầu có thể cấp cho mỗi xy lanh của thiết bị bôi trơn được tính như sau [5]:

$$V = \pi \times \frac{d^2}{4} \times l \times k \times \eta \quad (11)$$

Trong đó: *d*: đường kính piston của thiết bị bôi trơn, mm

l: hành trình piston của thiết bị bôi trơn, mm

k: số piston của thiết bị bôi trơn, mm

η: hiệu suất bơm dầu của thiết bị bôi trơn, η phụ thuộc độ nhớt dầu bôi trơn, tốc độ quay và áp lực ở cửa ra. Ở điều kiện bình thường thì hiệu suất η = 0.9 hoặc hơn khi dùng dầu có độ nhớt 220 cst (SAE 50 ở 40^0 C) và $n \le 130$ vòng/phút. Trong tính toán, để đơn giản ta thường lấy η = 0.9.

Như vậy với việc sử dụng các công thức (2), (7), (8) và (9) ta có thể chọn được thiết bị bôi trơn phù hợp với động cơ mà ta cần lắp đặt. Giả sử ta đã chọn được loại có đường kính phù hợp (kích cỡ piston chuẩn là từ 2.5mm đến 7.0mm với mỗi cỡ chênh nhau 0.5mm) thì ta sẽ có ngay biểu thức xác định chiều dài hành trình của thiết bị bôi trơn như sau [5]:

$$l = \frac{4 \times V}{\pi \times d^2 \times k \times \eta} \ , \text{mm} \quad (12)$$

Tuy nhiên lưu ý rằng lượng dầu cần thiết cấp *V* đã tính được ở trên là lượng dầu ước tính cho động cơ hoạt động ở chế độ toàn tải bình thường tương ứng với mức đặt cơ bản (100% lưu lượng cơ bản) của thiết bị bôi trơn. Thông thường các thiết bị bôi trơn phải có khả năng cấp được lượng dầu bôi trơn lên tới trên 200% mức đặt cơ bản của chính chúng. Vì vậy ta sẽ tìm loại thiết bị bôi trơn có thể đáp ứng được lượng dầu bôi trơn là từ *2V* trở lên tức là ta sẽ tìm loại có hành trình từ *2l* trở lên.

Với các động cơ đã trang bị thiết bị bôi trơn mà tài liệu hướng dẫn không đầy đủ để cho phép ta biết được hành trình cần thiết phải điều chỉnh của thiết bị bôi trơn, ta có thể sử dụng công

thức (12) để tìm được hành trình *l* giúp cho việc điều chỉnh cho động cơ làm việc tốt. Khi ấy, các thông số *d, k* được tra ngay trên nhãn hiệu gắn trực tiếp ở thiết bị bôi trơn.

2.2. Tốc độ cấp dầu xy lanh của thiết bị bôi trơn sơ mi kiểu cơ khí

Dầu cung cấp tương ứng với hành trình đặt tại thiết bị bôi trơn và vòng quay của trục cam. Ta có lượng dầu bôi trơn động cơ [l/ngày/xy lanh] được tính như sau [5]:

$$Q_{cyl.} = l \times \frac{\pi \times d^2}{4} \times n \times k \times \eta \times \mu \times 60 \times 24 \times 10^{-6} \quad (13)$$

Trong đó:

$Q_{cyl.}$: lượng dầu bôi trơn sơ mi xy lanh , l/xylanh/ngày

l: hành trình piston bơm của thiết bị bôi trơn, mm

d: đường kính piston bơm của thiết bị bôi trơn , mm

n: tốc độ quay của động cơ (vòng/phút)

k: tổng số piston của thiết bị bôi trơn

η: hiệu suất bơm dầu của thiết bị bôi trơn, η = 0.9

μ: hệ số hiệu chỉnh nhiệt độ dầu bôi trơn

Nếu mức đặt lượng tiêu thụ cho các xy lanh là như nhau thì lượng dầu tiêu thụ tính ra lít/ngày cho toàn động cơ (với "*i*" là số xy lanh của động cơ) như sau:

$$Q = \frac{\pi}{4} \times d^2 \times l \times n \times k \times i \times \eta \times \mu \times 60 \times 24 \times 10^{-6} \text{ , l/ngày} \quad (14)$$

$$Q \approx 1.02 \times 10^{-3} \times d^2 \times l \times n \times k \times i \times \mu \text{ , l/ngày} \quad (15)$$

Như vậy lượng tiêu thụ tính theo đơn vị g/mã lực.giờ sẽ là:

$$q = \frac{Q \times \rho_{xl}}{24 \times N} = \frac{945 \times Q}{24 \times N} \quad (16)$$

Trong đó: ρ_{xl} - trọng lượng riêng của dầu bôi trơn là 945 g/l

q - suất tiêu hao dầu bôi trơn sơ mi xy lanh , g/mã lực.giờ

Dựa trên kinh nghiệm phục vụ và xem xét tiêu chuẩn thiết kế riêng của các động cơ MC, MC-C (như áp suất có ích bình quân Pmax, diện tích sơ mi xy lanh được bôi trơn) cũng như chất lượng nhiên liệu và điều kiện khai thác tiêu chuẩn. Với các động cơ S-MC, S-MC-C tốc độ cấp dầu xy lanh ở chế độ khai thác lớn nhất về công suất hay vòng quay MCR (Maximum Continuous Rating) là: 0.7 ~ 1.2 [g/mã lực.giờ].

Động cơ 6S80MC-C trang bị trên tàu NSS DYNAMIC của công ty vận tải thép Nhật Bản (Nippon Steel Shipping Co. Ltd.) có thông số động cơ và thiết bị bôi trơn như sau: *i* = 6, *n* = 73; *k* = 8; *d* = 7 mm, *l* = 4.75mm; Nhiệt độ dầu bôi trơn là 55^{o}C nên ta có μ = 0.97295; Công suất máy chính ở thời điểm đo là 31652 (mã lực)[3]

Vậy lượng tiêu thụ dầu bôi trơn sơ mi xy lanh của động cơ là:

$$Q = 1.02 \times 10^{-3} \times 7^2 \times 4.75 \times 8 \times 6 \times 73 \times 0.97295 = 809.4 \text{ , l/ngày}$$

Như vậy suất tiêu hao dầu xy lanh của động cơ sẽ là:

$$q = \frac{Q \times \rho_{xl}}{24 \times N} = \frac{945 \times 809.4}{24 \times 29697} = 1.07 \text{ , g/mã lực.giờ} \quad (17)$$

2.3. Tốc độ cấp dầu xy lanh của thiết bị bôi trơn sơ my Alpha

Lượng tiêu thụ dầu hàng ngày từng xy lanh dựa trên số hành trình piston bơm của thiết bị bôi trơn. Số hành trình piston bơm được ghi lại trên giao diện HMI mỗi ngày hoặc ta có thể bấm thời gian bằng đồng hồ rồi dựa vào số lần phun được hiển thị trên giao diện HMI và nội suy để được số hành trình/giờ.

Ta có lượng dầu xy lanh cung cấp cho động cơ qua hệ thống bôi trơn Alpha được tính như sau:

$$Q_\alpha = M \times V_\alpha \times \mu \times 24 \times 10^{-3} \text{ , lít/ngày} \quad (18)$$

Trong đó: *M*: số hành trình piston bơm dầu của thiết bị bôi trơn, hành trình/giờ

V_α: thể tích mỗi hành trình piston của thiết bị bôi trơn, cm^3

μ: hệ số hiệu chỉnh nhiệt độ dầu bôi trơn.

Dựa trên thực tế kiểm tra qua các cửa quét khí của hàng loạt các động cơ thử nghiệm trong việc đáp ứng các tiêu chuẩn về chống ăn mòn và chống mài mòn của nhà chế tạo để lựa chọn tốc độ cấp dầu bôi trơn sơ mi xy lanh phù hợp. Với các động cơ S-MC, S-MC-C tốc độ cấp dầu xy lanh ở chế độ khai thác lớn nhất về công suất hay vòng quay MCR (Maximum Continuous Rating)

là: 0,6 ~ 1,0 [g/mã lực.giờ] cho loại động cơ có sử dụng vòng làm sạch đỉnh piston (PC ring) cùng với xéc măng cân bằng áp lực (CPR ring) và 0,6 ÷ 1,1 [g/mã lực.giờ] cho loại động cơ không sử dụng vòng làm sạch đỉnh piston (PC ring) cùng với xéc măng cân bằng áp lực (CPR ring).

Động cơ 6S80MC-C trang bị trên tàu NSS DYNAMIC của công ty vận tải thép Nhật Bản (Nippon Steel Shipping Co. Ltd.) có V_α = 2,165 (cm^3) và trong chuyến 44 (Voy.44 H/W) ở báo cáo về hiệu suất động cơ thực hiện ngày 17/10/2006 lại có: M = 11374 (hành trình/giờ), Nhiệt độ dầu bôi trơn là 45°C nên ta có μ = 0,97975 [3]. Vậy lượng tiêu thụ dầu xy lanh của hệ thống bôi trơn Alpha là:

$$Q_\alpha = 11374 \times 2.165 \times 0.97975 \times 24 \times 10^{-3} = 579, \text{ lít/ngày}$$

Công suất máy chính ở thời điểm đo là 27030, mã lực

Như vậy lượng tiêu thụ tính theo đơn vị g/mã lực.giờ sẽ là:

$$q = \frac{Q \times \rho_{xl}}{24 \times N} = \frac{945 \times 579}{24 \times 27030} = 0.84 \text{ , g/mã lực.giờ}$$

2.2. Ứng dụng Matlab để lập chương trình tính lượng dầu cần cấp cho mỗi xy lanh và hành trình cần điều chỉnh cho piston của thiết bị bôi trơn

Matlab là một phần mềm toán học của hãng Mathworks có tính trực quan rất cao. Matlab là viết tắt của Matrix Laboratory. Matlab dùng để giải quyết các bài toán về giải tích số, xử lý tín hiệu số, xử lý đồ họa… mà không phải lập trình cổ điển. Vì tính mạnh mẽ để trợ giúp giải nhanh các bài toán kỹ thuật và khả năng tạo giao diện đẹp, đơn giản và dễ sử dụng nên chúng tôi ứng dụng phần mềm này cho việc lập chương trình tính lượng dầu cần cấp cho mỗi xy lanh và hành trình cần điều chỉnh cho piston của thiết bị bôi trơn.

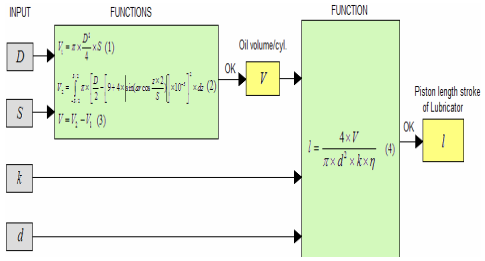
Bằng việc sử dụng các công thức (1), (2), (9), (10) và (12) dưới dạng ngôn ngữ lập trình trong Matlab, chúng tôi đã xây dựng nên chương trình tính lượng dầu xy lanh cần cấp cho các động cơ công suất lớn thấp tốc hãng Man B&W, chương trình cũng tính cả chiều dài hành trình piston của thiết bị bôi trơn tạo điều kiện thuận lợi cho khai thác và điều chỉnh thiết bị bôi trơn.

Với các thông số đầu vào đơn giản chỉ bao gồm:

- Đường kính sơ mi xy lanh D, mm;
- Chiều dài hành trình piston động cơ S ,mm ;
- Số piston bơm của thiết bị bôi trơn cấp cho mỗi xy lanh k;
- Đường kính piston bơm của thiết bị bôi trơn sơ mi xy lanh d, mm.

Thông số đầu ra hiển thị sau khi ấn các nút "OK" sẽ là:

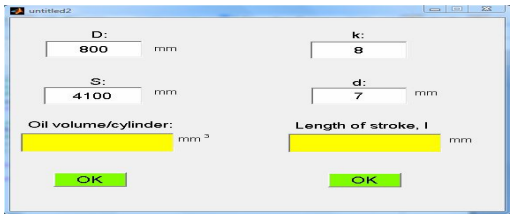
- Lượng dầu xy lanh cần cấp cho một xy lanh, mm^3.
- Chiều dài hành trình piston bơm của thiết bị bôi trơn, mm.



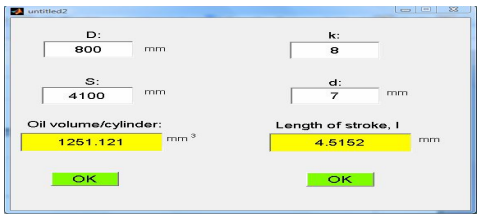
Hình 2. Sơ đồ khối chương trình tính toán hành trình thiết bị bôi trơn.

Tính lượng dầu cần cấp cho mỗi xy lanh của động cơ và chiều dài hành trình piston bơm của thiết bị bôi trơn cần thiết phải điều chỉnh đến. Với các thông số cho trước như sau [3]:

- Đường kính sơ mi xy lanh *D* = 800, mm;
- Chiều dài hành trình piston động cơ *S* = 4100, mm;
- Số piston bơm của thiết bị bôi trơn cấp cho mỗi xy lanh *k* = 8;
- Đường kính piston bơm của thiết bị bôi trơn sơ mi xy lanh *d* = 7, mm.



Hình 3. Giao diện chương trình với các thông số nhập vào.



Hình 4. Giao diện chương trình với các kết quả tính.

Trên giao diện chương trình, thông số đầu ra hiển thị sau khi ấn các nút "OK" ta được:

- Lượng dầu xy lanh cần cấp cho một xy lanh V=1251,121, mm^3
- Chiều dài hành trình piston bơm của thiết bị bôi trơn l = 4,5152, mm.

3. Kết luận

Bài báo đã thực hiện được một số nội dung cơ bản như sau:

- Xây dựng cơ sở lý thuyết tính toán về lượng cấp dầu bôi trơn cho mỗi sơ mi xy lanh cũng như cho toàn động cơ ở chế độ khai thác liên tục với tải lớn nhất (MCO).
- Trên cơ sở đó tính toán, lựa chọn thiết bị bôi trơn phù hợp với động cơ và tính toán hành trình piston bơm của thiết bị bôi trơn giúp cho người khai thác điều chỉnh một cách thuận tiện.
- Trên cơ sở các tính toán lý thuyết về dầu bôi trơn, lập chương trình tính bằng phần mềm Matlab cho động cơ hãng Man & BW lắp đặt trên tàu cụ thể, tạo nên tiện ích cho người sử dụng.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

[1] Nguyễn Văn Bình, Nguyễn Tất Tiến(1997), *Nguyên lý động cơ đốt trong*, NXB Đại học và Trung học chuyên nghiệp, Hà Nội.
[2] Lê Viết Lượng (2000), *Lý thuyết động cơ diesel*, NXB Giáo dục, Hà Nội.
[3] Hashino K., Konoeda S. (2006), "Main engine performance data", *Main engine performance report,* NSS DYNAMIC, Nippon Steel Shipping Co,. Ltd.
[4] Konoeda S., Hoàng Quang Anh (2008), "Wear rate of liner diagram", *Liner wear rate report*, NSS DYNAMIC, Nippon Steel Shipping Co,. Ltd.
[5] Diesel engine department - research group (2000), "Piston Ring and Cylinder Liner Condition", *Mitsui mini news*, Mitsui engineering & shipbuilding Co., Ltd., Tokyo, Japan.
[6] Diesel technical department (2003), "Cylinder oil reducing program for Alpha lubricator system", *MES techno news*, MES technoservice Co., Ltd., Okayama, Japan.
[7] MAN B&W Diesel A/S (2008), "MAN B&W Low Speed Large Bore Engines Now with Electronic Control", *Diesel sercice news*, Copenhagen, Denmark.
[8] Mitsui engineering & shipbuilding Co., Ltd.(2002), *Mitsui-Man B&W Instruction book,* Tokyo, Japan.

Người phản biện: TS. Nguyễn Huy Hào

HOÀN THIỆN QUI TRÌNH THỦ TỤC GIAO NHẬN HÀNG HOÁ TRONG VẬN TẢI ĐA PHƯƠNG THỨC (VTĐPT) Ở VIỆT NAM

THE COMPLETION OF FREIGHT FORWADING PROCEDURE FOR THE INTERNATIONAL MULTIMODAL TRANSPORT IN VIETNAM

TS. NGUYỄN HỒNG VÂN
Khoa Kinh tế Vận tải biển, Trường ĐHHH

Tóm tắt

VTĐPT ra đời mang lại lợi ích to lớn cho các bên tham gia quá trình vận tải (người chủ hàng, người giao nhận, người vận chuyển...). Việt Nam chưa có một qui định thống nhất cho qui trình giao nhận hàng hóa trong vận tải đa phương thức (VTĐPT). Các qui trình đã có chỉ đề cập đến hình thức vận tải bằng đường Bộ, đường Biển và Hàng không. Do đó cần phải đề xuất một qui trình, trong đó người giao nhận khai thác VTĐPT với tư cách là một người khai thác vận tải đa phương thức (MTO- Multimodal Tranport Operator), MTO là người khai thác dịch vụ VTĐPT từ "A tới Z", chủ hàng chỉ cần "gõ" một cửa, ký một hợp đồng VTĐPT với MTO là hàng hóa được vận chuyển từ nơi gửi hàng đến địa điểm nhận hàng.

Abstract

The establishment of the International Multimodal Transport has led to great advantages to parties concerned, such as the shipper, the freight forwader, the transporter ... when participating in this procedure. We haven't got a freight forwarding procedure for multimodal transport in Vietnam. The procedures we have had only mentioned the transport by road, sea or air. Therefore, it is necessary to establish a comprehensive