

BỘ GIÁO DỤC VÀ ĐÀO TẠO BỘ GIAO THÔNG VẬN TẢI
TRƯỜNG ĐẠI HỌC HÀNG HẢI

HỒ XUÂN PHƯƠNG

**NGHIÊN CỨU TÍNH TOÁN
KHẢ NĂNG TẬN DỤNG NHIỆT THẢI
CHO ĐỘNG CƠ DIESEL
NHỎ VÀ VỪA**

**LUẬN ÁN
THẠC SỸ KHOA HỌC**

CHUYÊN NGÀNH: THIẾT BỊ NĂNG LƯỢNG TÀU THỦY

PHÂN HIỆU ĐẠI HỌC HÀNG HẢI
THƯ VIỆN

1565

Thành Phố Hồ Chí Minh

- Năm 2000 -

THƯ VIỆN PHÂN HIỆU ĐẠI HỌC HÀNG HẢI
SÁCH PHÒNG ĐỌC
Số: TÀ-S TB-02

MỤC LỤC

Nội dung	Trang
CHƯƠNG 1: GIỚI THIỆU TỔNG QUAN	
<u>I. GIỚI THIỆU TỔNG QUAN :</u>	1
1.1. Tính thời sự của đề tài:	1
1.2. Tình hình nghiên cứu hiện tại :	2
1.3. Nhận xét và đặt nhiệm vụ nghiên cứu :	3
1.3.1. Nhận xét	3
1.3.2. Nội dung nghiên cứu của đề tài	4
CHƯƠNG 2: CƠ SỞ LÝ THUYẾT TÍNH TOÁN	
<u>II. CƠ SỞ LÝ THUYẾT TÍNH TOÁN :</u>	5
2.1. Cân bằng nhiệt động cơ diesel tàu thủy :	5
2.1.1. Lý thuyết về cân bằng nhiệt động cơ :	5
2.1.2. Tổn thất do khí xả mang ra khỏi động cơ diesel :	10
2.1.3. Tổn thất nhiệt do môi trường làm mát :	14
2.1.4. Khả năng tận dụng nhiệt thải của động cơ :	14
2.2. Các phương án sử dụng nhiệt thải :	16
2.2.1. Đề xuất một số phương án sử dụng nhiệt thải :	16
2.2.2. Phân tích lựa chọn phương án :	19
2.3. Các công thức cần để tính toán :	22
2.3.1. Tính lượng nhiệt thải :	22
2.3.2. Tính các thiết bị truyền nhiệt trong hệ thống :	24

CHƯƠNG 3: TÍNH CHO MỘT HỆ THỐNG CỤ THỂ

(ĐỘNG CƠ SKODA 6L350 PN)

3.1. Các thông số kinh tế – kỹ thuật của động cơ SKODA

6L 350 PN33

3.2. Tính toán nhiệt khí thải của động cơ SKODA 6L 350 PN 34

3.3. Tính toán các thiết bị của hệ thống : 36

3.3.1. Tính bộ hâm nước tận dụng nhiệt khí xả thải : 36

3.3.2. Tính bầu hâm nhiên liệu tận dụng nhiệt khí xả. 39

3.3.3. Bầu hâm ở két lắng dùng nước nóng từ bầu hâm tận dụng 41

3.3.4. Tính bầu hâm điện ở két nhiên liệu nặng 43

3.3.5. Tính bầu hâm điện bơm cao áp 45

3.3.6. Tính cách nhiệt cho các thiết bị của hệ thống 46

3.4. Hiệu quả kinh tế của hệ thống 53

CHƯƠNG 4: KẾT LUẬN CHUNG

TÀI LIỆU THAM KHẢO

**CÔNG TRÌNH ĐƯỢC HOÀN THÀNH TẠI TRƯỜNG ĐẠI HỌC HÀNG HẢI
(PHÂN HIỆU ĐẠI HỌC HÀNG HẢI)**

**NGƯỜI HƯỚNG DẪN KHOA HỌC
TS. LÊ VIỆT LƯỢNG**

PHẢN BIỆN 1 :

PHẢN BIỆN 1 :

**LUẬN ÁN NÀY SẼ ĐƯỢC BẢO VỆ TẠI HỘI ĐỒNG CHẤM LUẬN ÁN
CAO HỌC CHUYÊN NGÀNH THIẾT BỊ NĂNG LƯỢNG TÀU THỦY
TRƯỜNG ĐẠI HỌC HÀNG HẢI**

VÀO HỒI GIỜ NGÀY 06 THÁNG 08 NĂM 2000

**LUẬN ÁN NÀY ĐƯỢC LƯU GIỮ TẠI PHÒNG ĐỌC KHOA ĐÀO TẠO
SAU ĐẠI HỌC VÀ THƯ VIỆN TRƯỜNG ĐẠI HỌC HÀNG HẢI**

CHƯƠNG 1 :

GIỚI THIỆU TỔNG QUAN

I. GIỚI THIỆU TỔNG QUAN :

1.1. Tính thời sự của đề tài:

Trên thế giới cũng như ở nước ta, các hãng đóng tàu, các nhà khai thác tàu, các viện nghiên cứu – thiết kế luôn luôn nghiên cứu ứng dụng những tiến bộ của khoa học kỹ thuật, cải tiến thiết bị hiện có để giảm chi phí khai thác tàu, từ đó giảm giá thành vận tải, tăng khả năng cạnh tranh thương mại.

Trên các tàu biển hiện nay, hầu hết được trang bị hệ thống động lực diesel. Trong quá trình hoạt động, nhiệt lượng do cháy nhiên liệu trong động cơ diesel biến thành công có ích chỉ khoảng 45%. Nhiệt lượng còn lại bị mất đi chủ yếu qua khí thải và nước làm mát.

Để tận dụng nhiệt thái của động cơ diesel, có 2 cách giải quyết:

1. Hoàn thiện kết cấu động cơ, hoàn thiện các quá trình công tác, đặc biệt là quá trình cháy, để nâng cao hiệu suất có ích. Nhưng thực tế cho thấy, dù có áp dụng những tiến bộ khoa học về vật liệu, nhiên liệu, các hệ thống kiểm soát, điều chỉnh và điều khiển các quá trình... để cải thiện các chỉ tiêu kinh tế kỹ thuật của động cơ, nhưng hiệu suất có ích tăng không đáng kể.
2. Hoàn thiện hệ động lực diesel bằng cách tận dụng triệt để nhiệt thải của động cơ. Theo thành phần và mức độ tổn thất, nhiệt lượng tổn thất của động cơ diesel được sử dụng lại chủ yếu theo hai hướng : Một là dùng nhiệt lượng nước làm mát mang ra khỏi động cơ cho nhu cầu sinh hoạt, chưng cất nước ngọt...; Hai là, tận dụng nhiệt khí thải bằng cách dùng tuabin khí xả, nồi hơi khí xả hoặc các bộ hâm tận dụng khí xả.

về vấn đề tận dụng nhiệt khí xả động cơ và giải pháp tăng hiệu suất nhiệt động cơ khí làm mát động cơ có nhiệt độ cao.

Công trình “Nghiên cứu khả năng sử dụng nhiên liệu nặng của các động cơ trung tốc thuộc họ máy Đức 6NVD26-A2” của tác giả NGUYỄN TRÍ MINH đã đề cập đến vấn đề hoán cải động cơ để sử dụng nhiên liệu hỗn hợp để tăng tính kinh tế vận chuyển.

Công trình “Nghiên cứu tận dụng nhiệt khí xả, để hâm sấy nhiên liệu nặng” của tác giả NGUYỄN VĂN HẢI đã đi sâu nghiên cứu sử dụng năng lượng khí xả để hâm sấy nhiên liệu hỗn hợp phục vụ cho các động cơ có công suất nhỏ trên đội tàu sông. Công trình này có một số ưu nhược điểm sau :

- Đã đưa ra các phương án tận dụng nhiệt khí xả để hâm sấy nhiên liệu nặng nhằm nâng cao hiệu quả hệ động lực.
- Chưa đưa ra được phương án tối ưu để hâm sấy nhiên liệu.
- Sơ đồ hệ thống chưa hợp lý.
- Chưa đánh giá được hiệu quả kinh tế của phương án đề ra.

1.3. Nhận xét và đặt ra nhiệm vụ nghiên cứu :

Từ các công trình nghiên cứu trong và ngoài nước liên quan đến đề tài, tôi nhận thấy : Vấn đề nghiên cứu tận dụng toàn bộ lượng nhiệt thải của động cơ có công suất vừa và nhỏ là chưa đầy đủ và triệt để. Nếu tận dụng được một phần lượng nhiệt này cũng mang lại hiệu quả kinh tế không nhỏ. Vì thế xác định được toàn bộ nhiệt thải động cơ, nghiên cứu phương án và tính toán các thiết bị để tận dụng là vấn đề có ý nghĩa khoa học và thực tế.

1.3.1. Nhận xét :

Phân tích các công trình nghiên cứu và xem xét các thiết bị năng lượng tàu thủy hiện có, tôi có một số nhận xét sau :

1. Vấn đề tận dụng nhiệt thải mang lại hiệu quả to lớn (khoảng 55% tổng nhiệt lượng không được dùng để sinh công có ích) đã được ứng dụng rộng rãi trên đội tàu biển đang khai thác ở nước ngoài cũng như ở trong nước.

2. Ở Việt Nam, hầu như tất cả các thiết bị năng lượng tàu sông và một số lớn động cơ tàu biển có công suất vừa và nhỏ chưa được tận dụng nhiệt thải.

3. Nếu như tận dụng được nhiệt thải của thiết bị năng lượng của đội tàu có thể tăng được hiệu suất hệ động lực lên khoảng 10 – 12%.

4. Các động cơ có công suất khoảng 150 mã lực trở lên có thể tận dụng nhiệt thải có hiệu quả.

5. Có thể sử dụng các phương án khác nhau để tận dụng nhiệt thải động cơ.

1.3.2. Nội dung nghiên cứu của đề tài :

Để thực hiện mục tiêu đề ra là tận dụng có hiệu quả nhiệt thải động cơ có công suất vừa và nhỏ cần phải giải quyết một số vấn đề sau :

1. Nghiên cứu cơ sở lý thuyết tính toán nhiệt thải động cơ.
2. Đề xuất và lựa chọn một số phương án tận dụng nhiệt thải.
3. Lựa chọn các công thức cần thiết phục vụ tính toán.
4. Tính toán tận dụng nhiệt thải cho một thiết bị năng lượng cụ thể.
5. Phân tích kết quả tính toán và đánh giá sơ bộ hiệu quả kinh tế.

Kết luận chung.

CHƯƠNG 2 :

CƠ SỞ LÝ THUYẾT TÍNH TOÁN

II. CƠ SỞ LÝ THUYẾT TÍNH TOÁN :

2.1. Cân bằng nhiệt động cơ diesel tàu thủy :

2.1.1. Lý thuyết về cân bằng nhiệt động cơ :

Động cơ diesel có hiệu suất nhiệt cao nhất so với các động cơ nhiệt khác. Tuy vậy, cũng chỉ có từ 40 ÷ 45% năng lượng nhiệt khi đốt nhiên liệu trong động cơ sinh công có ích. Còn lại là các tổn thất khác :
[5]

- Truyền cho môi trường làm mát : 25%
- Tổn thất do khí xả mang đi khỏi động cơ : 25 ÷ 30%
- Các tổn thất khác : 5 ÷ 10%

Để xác định phần nhiệt mất mát, trên cơ sở đó tìm các biện pháp giảm tổn thất, nâng cao hiệu suất chung của thiết bị động lực thì phải xác lập cân bằng nhiệt của động cơ.

Dựa vào phương trình cân bằng nhiệt này ta xác định được các giá trị các phần nhiệt tổn thất, từ đó đưa ra các biện pháp giảm tổn thất bằng cách sử dụng lại một phần các tổn thất này.

Phương trình cân bằng nhiệt của động cơ diesel có dạng : [1]

$$Q_t = Q_l + Q_{lm} + Q_x + Q_{cl} \text{ (KJ/h)}$$

Trong đó :

- Q_t : Nhiệt lượng tỏa ra khi đốt cháy B_h kg nhiên liệu trong 1 giờ, KJ/h.
- Q_l : Nhiệt lượng tương đương với công có ích của động cơ KJ/h.
- Q_{lm} : Nhiệt lượng tỏa ra cho môi trường làm mát, KJ/h.

Q_x : Nhiệt lượng do khí xả mang ra ngoài, KJ/h.

Q_{cl} : Nhiệt lượng do các tổn thất khác, KJ/h.

– Nhiệt lượng toàn bộ sinh ra trong động cơ trong một giờ.

$$Q_t = B_h \cdot Q_H \quad \text{KJ/h.}$$

Trong đó :

B_h : Lượng nhiên liệu tiêu thụ cho động cơ trong 1 giờ, kg/giờ.

Q_H : Nhiệt trị thấp của nhiên liệu, KJ/kg

– Nhiệt lượng tương đương với công có ích trong một giờ.

$$Q_e = B_e \cdot Q_H \quad \text{KJ/h}$$

– Nhiệt lượng tổn thất cho môi trường làm mát.

$$Q_{lm} = (G_{lm}/3600) \cdot C (t_r - t_v)$$

Trong đó :

Q_{lm} : Lưu lượng công chất làm mát, Kg/h

G_{lm} : Tỷ nhiệt của chất làm mát, KJ/kg °K.

T_v : Nhiệt độ công chất làm mát vào hệ thống, °K

T_r : Nhiệt độ công chất làm mát ra khỏi hệ thống, °K

Tổn thất nhiệt do khí xả thải ra ngoài được tính bằng hiệu nhiệt độ của khí ra khỏi tua bin tăng áp và không khí vào máy nén.

$$Q_x = \frac{B_h}{3600} (M_{21} \varphi_a C_p^{kx} T_{21} - L \varphi_a C_p^{kk} T_o)$$

M_{21} : Khối lượng khí xả, Kmol

T_{21} : Nhiệt độ khí xả sau tua bin, °K

Hoặc :

$$Q_x = (\alpha_1 L_o + 1) C_P^{KX} \cdot T_{KX} - \alpha_1 L_o C_P^{KK} T_{KK}$$

Trong đó :

α_1 : Hệ số dư lượng không khí.

L_o : Lượng không khí lý thuyết để đốt cháy hoàn toàn 1kg nhiên liệu, Kmol/kg

C_P^{KX} : Tỷ nhiệt trung bình khí xả, KJ/kg °K

T_{KX} : Nhiệt độ khí xả, °K

C_P^{KK} : Tỷ nhiệt trung bình không khí, KJ/kg °K

T_{KK} : Nhiệt độ không khí vào động cơ, °K

Phần nhiệt tương đương với tổn thất cơ giới không được tính trong cân bằng nhiệt. Lượng nhiệt đưa ra do ma sát giữa piston và xilanh chủ yếu được truyền cho nước làm mát xilanh. Lượng ma sát của các ổ đỡ truyền cho dầu bôi trơn tuần hoàn. Như vậy Q_M tính đến cả lượng nhiệt do khí truyền qua vách các chi tiết và một phần nhiệt do ma sát. Một phần nhỏ nhiệt ma sát được tính trong thành phần Q_{cl} . Q_{cl} tính đến các thành phần tổn thất nhiệt do cháy không hoàn toàn, do tốc độ lưu động của khí xả, do bức xạ ra môi trường xung quanh, do đó không chính xác và các tổn thất này được tính : [1]

$$Q_{cl} = Q_t - (Q_c + Q_{lm} + Q_m)$$

Các thành phần trong phương trình cân bằng nhiệt có thể tính theo phần trăm toàn bộ lượng nhiệt cấp vào động cơ, có thể viết :

$$q_e = q_{lm} + q_x + q_{cl} = 100\%$$

Ở chế độ định mức thành phần phần trăm cân bằng nhiệt nằm trong giới hạn sau :

$$q_1 = 35 \div 51;$$

$$q_{lm} = 15 \div 28$$

$$q_x = 25 \div 42;$$

$$q_{cl} = 1 \div 8$$

Các thành phần cân bằng nhiệt của một số động cơ chính tàu thủy của một số hàng như sau :

CÁC THÀNH PHẦN CÂN BẰNG NHIỆT CỦA MỘT SỐ ĐỘNG CƠ CHÍNH TÀU THỦY

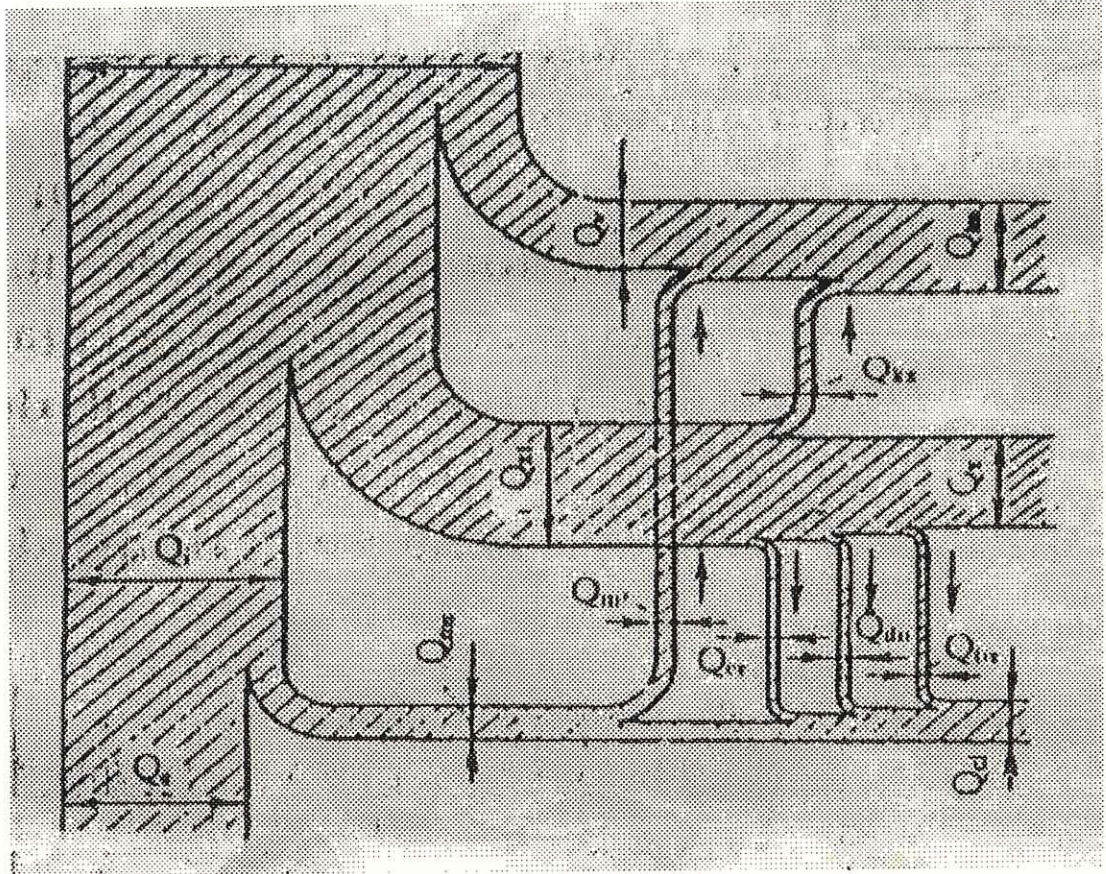
Hãng, loại động cơ	Ne kW	n v/ph	g _e g/(kW.h)	Các thành phần cân bằng nhiệt					
				q _e	q _x	Q _{lm}	q _{lmk}	q _{bt}	q _{cl}
SUNZER									
9DKPH 76/155	13200	150	206	0,409	0,33	0,16	–	1,10	0,01
6DKPH 90/190	17650	102	187	0,45	0,29	0,11	0,14	0,01	–
6DKPH 58/170	8460	105	175	0,481	0,264	0,083	1,164	0,008	–
MAN – “BURMEISTER & VAIN”									
8DKPH 74/160	10075	120	211	0,4	0,372	0,124	–	0,04	0,06
8DKPH 84/180	15400	110	210	0,402	0,365	0,11	0,04	–	0,08
6DKPH 67/140	8000	140	211	0,4	0,32	0,107	0,10	0,042	0,031
6DKPH 67/170	8750	119	190	0,444	0,262	0,094	0,153	0,035	0,002
6DKPH 60/190	8000	111	174	0,485	0,260	0,074	1,173	0,008	–
14YH 52/55	10300	430	196	0,43	0,28	0,081	1,147	0,053	0,01
MTTSUBSIII									
DKP 58/108			211	0,399	0,325	0,088	0,153	0,032	0,04
DKPH 60/150	13900	140	192	0,44	0,28	0,102	0,12	0,038	0,02
SEMT-PILTIC									
12YH 40/46	5740	520	209	0,403	0,337	0,157	0,08	0,035	0,01

q_e, q_x, Q_{lm}, q_{lmk}, q_{bt}, q_{cl} : Nhiệt lượng tương ứng với công có ích, khí xả mang đi, truyền cho môi trường làm mát, làm mát không khí tăng áp, làm mát dầu bôi trơn và phần còn lại tính bằng %.

Các thành phần trong phương trình cân bằng nhiệt có thể tính theo phần trăm toàn bộ lượng nhiệt cấp vào động cơ :

$$q_e = (Q_e/Q_T) 100\%; \quad q_{lm} = (Q_{lm}/Q_T) 100\%$$

SƠ ĐỒ CÂN BẰNG NHIỆT ĐỘNG CƠ



- Q_T : Nhiệt lượng toàn bộ
- Q_i : Nhiệt lượng tương đương công chỉ thị
- Q_e : Nhiệt lượng tương đương công có ích
- Q_{lm} : Nhiệt lượng tỏa ra môi trường làm mát
- Q_x : Nhiệt lượng do khí xả xả ra ngoài
- Q_{cl} : Phần nhiệt lượng ứng với các tổn thất khác
- Q_{ms} : Nhiệt lượng tương đương công tiêu hao cho ma sát và lai các cơ cấu phụ.
- Q_{xl} : Nhiệt lượng ứng với toàn bộ năng lượng khí xả ra khỏi xu páp xả.
- Q_v : Tổn thất nhiệt trao cho vách.
- Q_m : Nhiệt lượng ứng với ma sát truyền cho môi trường làm mát.

- Q_{cl} : Nhiệt lượng mất mát do cháy không hoàn toàn;
- Q_{kx} : Nhiệt truyền từ khí xả ra môi trường làm mát
- Q_{du} : Nhiệt lượng ứng với động năng dòng khí xả
- Q_{bx} : Nhiệt lượng mất mát do bức xạ.

2.1.2. Tổn thất do khí xả mang ra khỏi động cơ diesel :

Tổn thất nhiệt do khí xả mang ra khỏi động cơ chiếm khoảng 25 ÷ 30% tổng nhiệt cấp cho động cơ khi đốt cháy nhiên liệu; nó là thành phần tổn thất lớn nhất trong các tổn thất nhiệt của động cơ. Vì vậy, nếu lượng nhiệt này không được sử dụng sẽ gây lãng phí lớn. Nhưng năng lượng khí xả được tận dụng như thế nào còn phụ thuộc vào loại động cơ và cấu tạo của thiết bị tận dụng. Chúng ta cần phân tích những yếu tố làm thay đổi thành phần tổn thất nhiệt khí xả và quy luật thay đổi của nó khi điều kiện khai thác động cơ thay đổi.

Khi nhiệt khí xả càng cao, lượng nhiệt khí xả càng nhiều thì việc tận dụng càng có hiệu quả. Nếu thiếu một trong hai yếu tố đó thì khả năng tận dụng nhiệt khí xả sẽ rất thấp.

Nhiệt độ khí xả ra khỏi động cơ ở những chế độ phụ tải khác nhau sẽ khác nhau. Ở chế độ định mức, nhiệt độ khí xả của các loại động cơ như sau : [5]

— Động cơ 4 kỳ không tăng áp	:	360 ÷ 410°C
Động cơ 4 kỳ tăng áp	:	380 ÷ 450°C
Động cơ 2 kỳ quét thẳng	:	360 ÷ 380°C
Động cơ 2 kỳ quét vòng	:	270 ÷ 310°C

Ngoài ra nhiệt độ khí xả còn phụ thuộc vào hệ số dư lượng không khí α .

Hệ số dư lượng không khí α ở động cơ 4 kỳ khoảng từ 2 ÷ 2,7, ở động cơ 2 kỳ khoảng từ 3 ÷ 3,5.

Ta cần xác định lượng nhiệt do khí xả mang đi và quy luật phân bố theo các chế độ làm việc của chúng đối với từng loại động cơ khác nhau.

Lượng nhiệt do khí xả mang ra khỏi động cơ : [1]

$$Q = (\alpha_1 L_o + 1) C_p^{kx} \cdot T_{kx} - \alpha_1 L_o \cdot C_p^{kk} T_{kk}$$

Tổn thất nhiệt khí xả tính theo % :

$$q_{kx} = \frac{Q_{kx}}{Q_T} = \frac{\alpha (L_o + 1) C_p^{kx} - \alpha L_o C_p^{kk} T_{kk}}{Q_T} \quad \%$$

Động cơ làm việc ở đặc tính chân vịt (động cơ lai chân vịt) thì tổn thất nhiệt khí xả phụ thuộc vào vòng quay động cơ, vì nhiệt do khí xả và hệ số dư lượng không khí phụ thuộc vào vòng quay động cơ.

$$Q_{kx} = f(t_{kx}, \alpha); \quad \alpha = f(n); \quad t_{kx} = f(n)$$

$$q_{kx} = f(n)$$

Kết quả của các công trình nghiên cứu [1] cho ta các công thức sau :

$$T_{KX} = t_{KX}^H \left(\frac{n}{n_H} \right)^{m_1}$$

$$\alpha = \alpha_H \left(\frac{n}{n_H} \right)^{m_2}$$

Trong đó :

- T_{KX} và T_{KX}^H là nhiệt độ khí xả ở vòng quay khai thác và vòng quay định mức (n_H).
- α và α_H là hệ số dư lượng không khí ở vòng quay khai thác và vòng quay định mức.
- m_1 và m_2 là các hệ số thực nghiệm phụ thuộc vào loại động cơ :

Động cơ 4 kỳ không tăng áp : $m_1 = 2,05$ $m_2 = -2,3$

Động cơ 4 kỳ tăng áp : $m_1 = 1,8$ $m_2 = -1,2$

Động cơ 2 kỳ tăng áp : $m_1 = 1,4$ $m_2 = -1$

Khi động cơ làm việc ở chế độ phụ tải (động cơ lai máy phát điện) thì tổn thất nhiệt phụ thuộc vào phụ tải của động cơ vì ở chế độ phụ tải, nhiệt độ khí xả và hệ số dư lượng không khí phụ thuộc vào tải của động cơ theo mối quan hệ sau : [1]

$$t_{\text{KX}} = a + b \cdot \left(\frac{N_e}{N_{eH}} \right) \cdot t_{\text{KX}}^H$$

$$\alpha = \alpha_H \cdot \left(\frac{N_e}{N_{eH}} \right)^m$$

Trong đó :

a, b, m là các hệ số thực nghiệm .

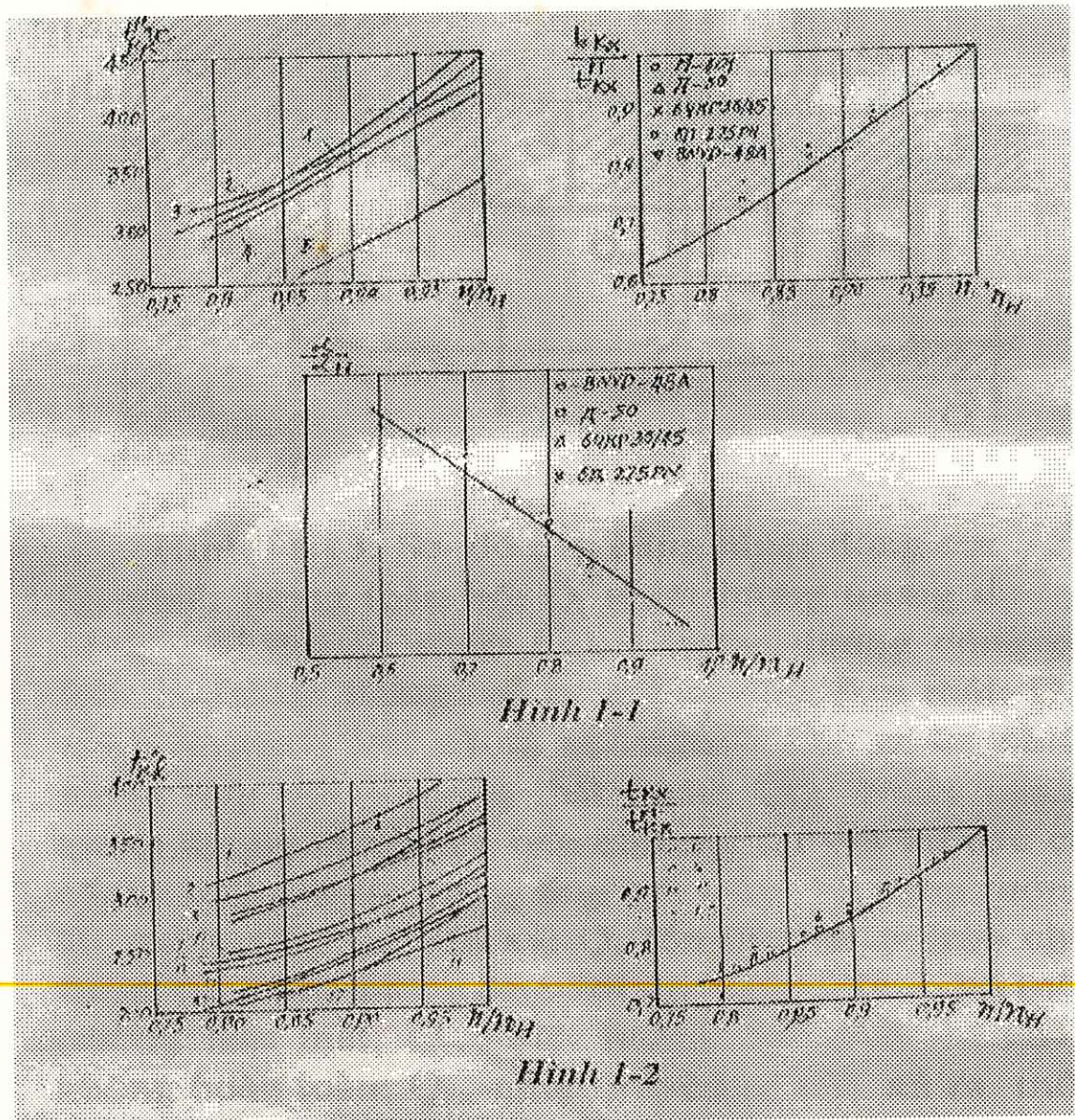
– Đối với động cơ có tăng áp :

$$a = 0,07 \quad b = 0,93 \quad m = -0,68$$

– Đối với động cơ không tăng áp :

$$a = 0,12 \quad b = 0,87 \quad m = -0,95$$

Trên hình vẽ là những kết quả thực nghiệm trên các loại động cơ cụ thể về sự phụ thuộc của nhiệt độ khí xả và hệ số dư lượng không khí vào số vòng quay của động cơ [1]



Hình 1-1

Hình 1-2

Đối với động cơ tăng áp, phần nhiệt lượng thải ra bởi khí xả phụ thuộc phụ tải và hệ số dư lượng không khí. Nếu giữ nguyên bề mặt trao đổi nhiệt của động cơ, mật độ dòng nhiệt lớn sẽ kéo theo nhiệt lượng thải ra khỏi động cơ lớn hơn. Như vậy tổn thất nhiệt khí xả ở động cơ tăng áp lớn hơn ở động cơ không tăng áp, mặc dù một phần năng lượng khí xả của động cơ tăng áp được sử dụng trong tuabin.

Đối với động cơ không tăng áp, khi vòng quay động cơ giảm, nhiệt lượng tổn thất ứng với một đơn vị công suất sẽ tăng lên. Còn ở động cơ có tăng áp thì tình hình ngược lại. Vì đối với động cơ không tăng áp lượng không khí nạp hầu như không thay đổi khi thay đổi vòng quay.

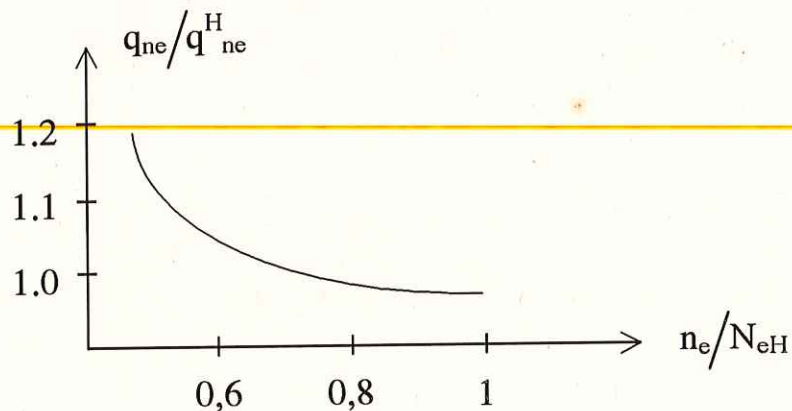
Có động cơ có tăng áp thì khi giảm vòng quay động cơ sẽ kéo theo sự giảm vòng quay của tuabin – máy nén, làm giảm lượng không khí nạp vào động cơ.

2.1.3. *Tổn thất nhiệt do môi trường làm mát :*

Tổn thất nhiệt cho môi trường làm mát chỉ sau tổn thất nhiệt do khí xả thải ra khỏi động cơ. Tổn thất nhiệt cho làm mát phụ thuộc vào kiểu, kết cấu và chế độ khai thác của động cơ, công chất làm mát, nhiệt độ của công chất làm mát và nhiều yếu tố khác.

Trong thực tế, các chi tiết như sơ mi xilanh, vòi phun, piston... được làm mát bởi các mạch làm mát riêng với công chất và các vòng tuần hoàn khác nhau. Do đó, nhiệt độ công chất vào và ra khỏi các chi tiết của động cơ cũng khác nhau. Tổn thất nhiệt cho làm mát không giống nhau ở các động cơ khác nhau. Thực tế cho thấy tổn thất nhiệt cho môi trường làm mát ở động cơ 4 kỳ lớn hơn so với động cơ 2 kỳ.

Sự thay đổi giá trị tương đối tổn thất nhiệt cho nước làm mát phụ thuộc vào chế độ tải, ở trong vùng công suất từ 60 ÷ 100% công suất định mức, mối quan hệ này được biểu diễn như sau : [3]



Ở chế độ tải nhỏ, giá trị tương đối tổn thất nhiệt làm mát sẽ tăng. Ngoài ra nó còn ảnh hưởng đến tình trạng kỹ thuật của động cơ.

2.1.4. *Khả năng tận dụng nhiệt thải của động cơ :*

Như đã phân tích trên, lượng nhiệt thải theo nước làm mát và khí xả xả ra ngoài là đáng kể. Sử dụng hợp lý phần nhiệt tổn thất này

làm giảm suất tiêu hao nhiên liệu, tăng tính kinh tế của hệ thống động lực.

Đối với các động cơ diesel tàu thủy hiện đại đều sử dụng rộng rãi sơ đồ tận dụng nhiệt khí xả và nhiệt của nước ngọt làm mát động cơ. Theo tài liệu khai thác, nhiệt độ khí trong đường ống xả động cơ diesel 2 kỳ thấp tốc độ khoảng $350 \div 400^{\circ}\text{C}$, đối với động cơ 4 kỳ trung tốc khoảng

$400 \div 500^{\circ}\text{C}$. Phần nhiệt phân bố trong khí xả được sử dụng trong các tuabin tăng áp. Khi dẫn nở trong tuabin, nhiệt độ khí xả giảm $70 \div 120^{\circ}\text{C}$. Sau đó phần nhiệt còn lại của khí xả được sử dụng trong nồi hơi tận dụng.

Trong các thiết bị động lực hiện đại còn sử dụng rộng rãi sơ đồ tận dụng nhiệt nước làm mát. Nước làm mát ra khỏi động cơ có nhiệt độ $65 \div 75^{\circ}\text{C}$ được dùng để chưng cất nước ngọt.

Đối với các tàu nhỏ, sử dụng hệ thống làm mát trực tiếp bằng nước biển, do trong nước biển có nhiều thành phần muối và các tạp chất nên để tránh tình trạng đóng cặn, nhiệt độ nước biển làm mát ra khỏi động cơ thấp. Độ chênh nhiệt độ giữa khí cháy và nước làm mát cao dẫn đến tổn thất nhiệt lớn. Mặc dù vậy lượng nhiệt này hầu như không sử dụng được do nhiệt độ nước làm mát thấp.

Hiện nay, hầu hết các tàu đều sử dụng hệ thống nước làm mát gián tiếp với công chất làm mát vòng trong là nước ngọt. Do chất lượng nước làm mát đảm bảo nên cơ thể nâng cao nhiệt độ nước làm mát động cơ. Chênh lệch nhiệt độ nước làm mát và khí xả không cao nên tổn thất nhiệt cho nước làm mát giảm và nâng cao khả năng tận dụng nhiệt lượng do nước làm mát ra khỏi động cơ.

Việc tận dụng nhiệt thải của nước làm mát và khí xả mang ra khỏi động cơ rất phổ biến trên các tàu biển lớn. Nhưng đối với các tàu lắp động cơ có công suất nhỏ và vừa, thì việc tận dụng nhiệt thải nói trên gặp khó khăn, hệ số tận dụng nhiệt thấp. Vì vậy, phương án tốt nhất là sử dụng nhiệt thải cho các hệ thống không có yêu cầu tiêu thụ nhiều năng lượng như hâm nhiên liệu nặng (đối với các tàu có động cơ sử dụng được nhiên liệu nặng) hay cho một số nhu cầu về sinh hoạt. Ta cũng có thể dùng nhiệt thải để chưng cất nước ngọt bằng cách sử dụng hệ thống hỗn hợp tận dụng nhiệt nước biển làm mát và nhiệt khí xả. Từng phương án

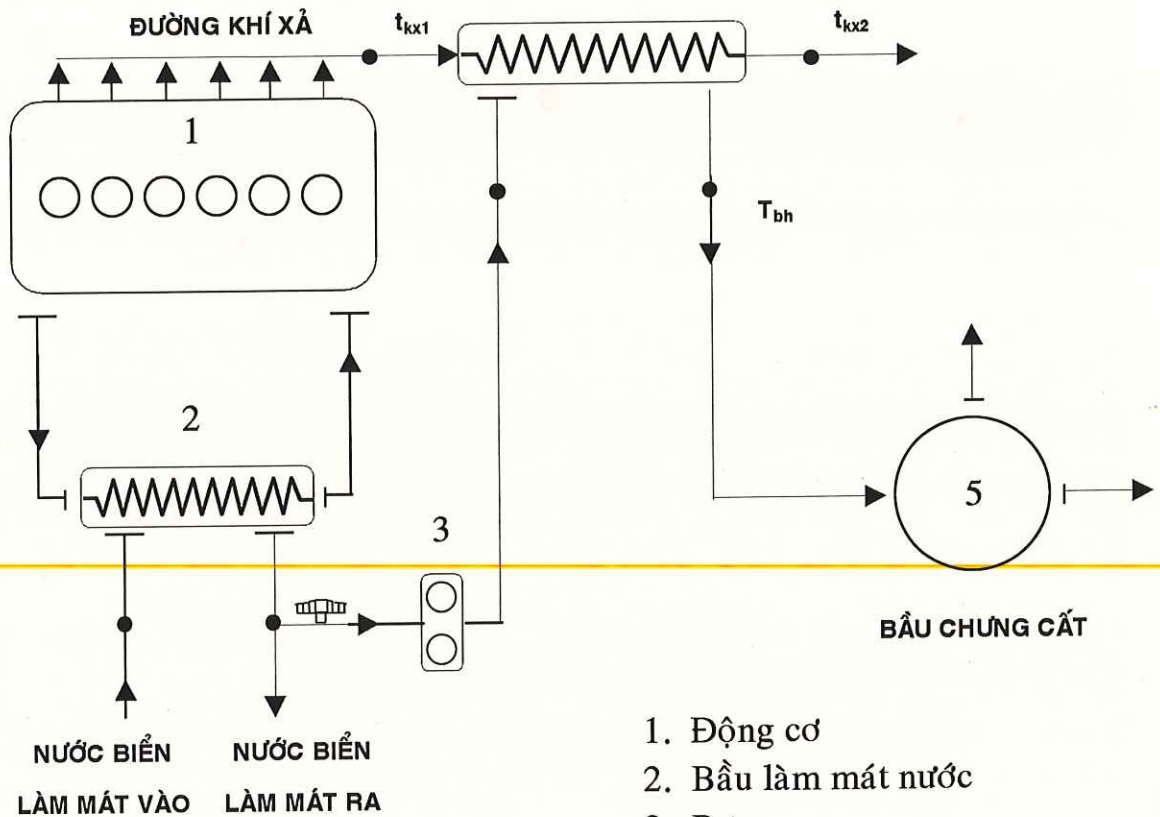
sử dụng nhiệt thải của động cơ nhỏ và vừa sẽ được làm cụ thể ở phần sau đây :

2.2. Các phương án sử dụng nhiệt thải :

2.2.1. Đề xuất một số phương án sử dụng nhiệt thải :

2.2.1.1. Tận dụng nhiệt thải để chưng cất nước ngọt :

Để chưng cất nước ngọt, ta có thể tận dụng nhiệt thải từ nước biển làm mát và nhiệt thải của khí xả như sơ đồ sau :



1. Động cơ
2. Bầu làm mát nước
3. Bơm
4. Bầu hâm tận dụng khí xả
5. Bầu chưng cất

Nguyên lý làm việc :

Một phần nước biển sau khi làm mát nước ngọt trong bầu làm mát sẽ được đưa đến bầu hâm tận dụng khí xả để hâm đến nhiệt độ bốc hơi cần thiết. Sau đó được đưa đến bầu chưng cất để chưng cất nước ngọt.

Lượng nhiệt khí xả tận dụng được trong bầu hâm :

$$Q = G_n \cdot C_{pn} (t_{2b} - t_{1b})$$

Trong đó :

G_n : Lưu lượng nước biển cần để chưng cất (kg/h)

C_{pn} : Tỷ nhiệt của nước biển.

t_{2b} : Nhiệt độ nước ra khỏi bầu hâm khí xả.

T_{1b} : Nhiệt độ nước biển trước khi vào làm mát nước ngọt.

Để phân tích hiệu quả của hệ thống, ta thấy ví dụ cụ thể cho một loại động cơ 6NVD26-A2. Đây là loại động cơ khá phổ biến ở nước ta.

Sơ bộ, có thể tính lượng nhiệt tận dụng từ khí thải như sau :

- Nhiệt độ trung bình khí thải sau tua bin khí thải 440°C.
- Nhiệt độ khí thải sau thiết bị tận dụng 300°C.
- Lưu lượng khí thải 1550kg/h.
- Nhiệt dung riêng của khí thải 1,2KJ/kg độ.

Khi đó lượng nhiệt khí thải có thể tận dụng được là 105,8KJ/s.

Tính lượng nhiệt tận dụng được từ nước biển làm mát, ta có :

- Nhiệt độ nước làm mát ra khỏi động cơ là 75°C.
- Nhiệt độ nước ra khỏi động cơ là 60°C.
- Nhiệt dung riêng của nước làm mát là 4,18KJ/kg độ.
- Lưu lượng nước làm mát : 2kg/s.

Khi đó lượng nhiệt có thể tận dụng được từ nước làm mát là 83,6KJ/s.

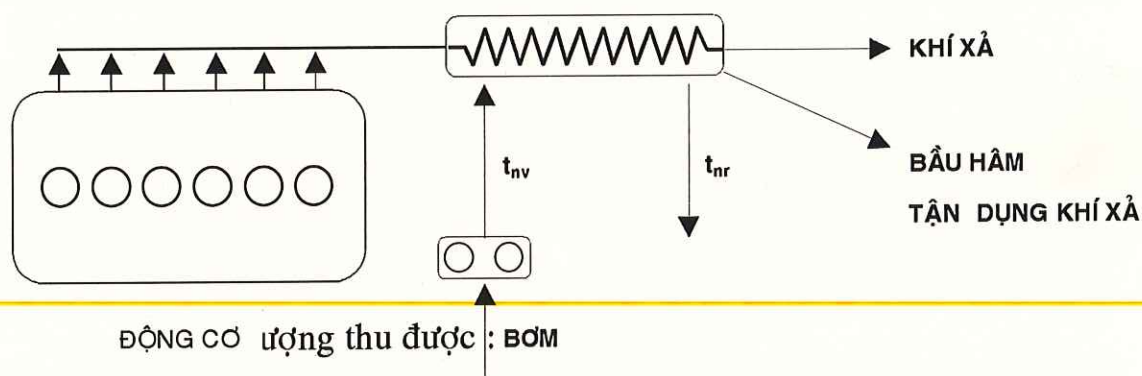
Giả thiết nhiệt độ nước chưng cất là 60°C thì để chưng cất 1kg nước ngọt cần 2358KJ. Giả thiết tận dụng nguồn nhiệt thải được 100KJ/s thì trong một ngày đêm có thể chưng cất được 3078kg nước ngọt.

Với các tàu vận tải có công suất máy chính nhỏ và vừa chủ yếu hoạt động ven biển, thời gian hành trình trên biển ngắn nên việc chưng cất nước ngọt không có giá trị thực tế lớn.

Với các tàu đánh bắt cá xa bờ thì việc tận dụng nhiệt thải để chưng cất nước ngọt có giá trị thực tế. Nhưng đội tàu đánh bắt xa bờ của nước ta hiện nay còn nhỏ bé và phần lớn lắp máy nhỏ – dưới 100ml nên việc sử dụng nhiệt thải không hiệu quả. Trong tương lai, với sự phát triển của đội tàu đánh bắt xa bờ, thì việc chưng cất nước ngọt sẽ có giá trị thực tế.

2.2.1.2. Tận dụng nhiệt thải để phục vụ sinh hoạt :

Năng lượng cần thiết cho sinh hoạt như nấu nướng, tắm giặt của thuyền viên trên tàu cũng khá lớn. Việc tận dụng nhiệt thải để hâm sấy nước ngọt cho sinh hoạt có hiệu quả kinh tế. Thiết bị để tận dụng nhiệt khí thải để hâm sấy nước ngọt đơn giản, dễ thực hiện.



$$Q = C_n \cdot G_n (t_{nr} - t_{nv})$$

Trong đó :

G_n : Lưu lượng nước ngọt cần cho sinh hoạt (kg/h)

C_n : Tỷ nhiệt của nước ngọt KJ/kg độ.

T_{nv}, t_{nr} : Nhiệt độ vào và ra bầu hâm.

2.2.1.3. Tận dụng nhiệt thải để hâm sấy nhiên liệu nặng :

Đối với các tàu có công suất lớn, việc tận dụng nhiệt khí thải của động cơ để hâm sấy nhiên liệu nặng thông qua nồi hơi khí xả đã trở thành phổ biến. Đối với các tàu có công suất vừa, người ta dùng nhiệt khí đốt (bộ thermal heater) hoặc dùng điện để hâm sấy nhiên liệu nặng.

Các thiết bị dùng nhiệt khí đốt hoặc dùng điện đất tiền và không kinh tế do phải sử dụng thêm nhiên liệu cho bộ hâm hoặc năng lượng điện từ máy phát điện trên tàu.

Ở nước ta, có khoảng 200 tàu mà máy chính được các hãng chế tạo cho phép dùng nhiên liệu nặng để sử dụng cho động cơ chính, nhưng hiện tại vẫn dùng nhiên liệu nhẹ để chạy do không có thiết bị hâm sấy nhiên liệu nặng hoặc có nhưng đã bị hư hỏng. Ngoài ra, còn nhiều động cơ trung tốc đã được nghiên cứu cải tiến để dùng nhiên liệu nặng hoặc nhiên liệu hỗn hợp. Vấn đề đặt ra là hâm sấy nhiên liệu nặng dùng cho các động cơ này như thế nào? Ta không thể dùng nồi hơi hoặc các thiết bị hâm sấy như của các động cơ lớn cho các động cơ có công suất nhỏ và vừa. Theo tôi, phương án tốt nhất là dùng nhiệt khí thải để hâm sấy nhiên liệu nặng thông qua bầu hâm nước hoặc hâm sấy trực tiếp. Vấn đề hâm sấy nhiên liệu nặng trực tiếp bằng khí xả đã được một số hãng sản xuất động cơ có công suất vừa như Yanmar, Hanshin... nghiên cứu nhưng chưa được sử dụng rộng rãi. Ở nước ta chưa có tàu nào sử dụng trực tiếp khí xả để hâm nhiên liệu.

2.2.1.4. Phương án hỗn hợp :

Nhiệt lượng dùng để hâm sấy nhiên liệu không lớn. Để tận dụng tối đa nhiệt thải ta có thể kết hợp các phương án trên, dùng nhiệt thải của động cơ cho các mục đích khác nhau vừa hâm nước sinh hoạt, vừa chưng cất nước ngọt hoặc hâm sấy nhiên liệu.

Tuy nhiên, việc tận dụng tối đa nhiệt khí thải sẽ ảnh hưởng đến sức cản trong đường ống khí thải, làm ảnh hưởng đến sự làm việc của động cơ. Do vậy, việc chọn phương án phải được cân nhắc, tính toán cụ thể.

2.2.2. Phân tích lựa chọn phương án :

Để tận dụng được nhiều nhiệt thải, đơn giản các thiết bị, duy trì được điều kiện làm việc ổn định của động cơ và căn cứ vào điều kiện thực tế của đội tàu nước ta, tôi chọn phương án tận dụng nhiệt thải để hâm nước và hâm nhiên liệu nặng thông qua bộ hâm hỗn hợp. Sau khi hâm nóng nước sẽ được sử dụng cho sinh hoạt và hâm nhiên liệu ở kết lắng. Nhiên liệu nặng trước khi vào bơm cao áp sẽ được hâm sấy trực tiếp bằng khí xả.

Để đảm bảo cho động cơ làm việc ở chế độ tải thấp hoặc không ổn định ta sử dụng thêm bầu hâm điện trước bơm cao áp.

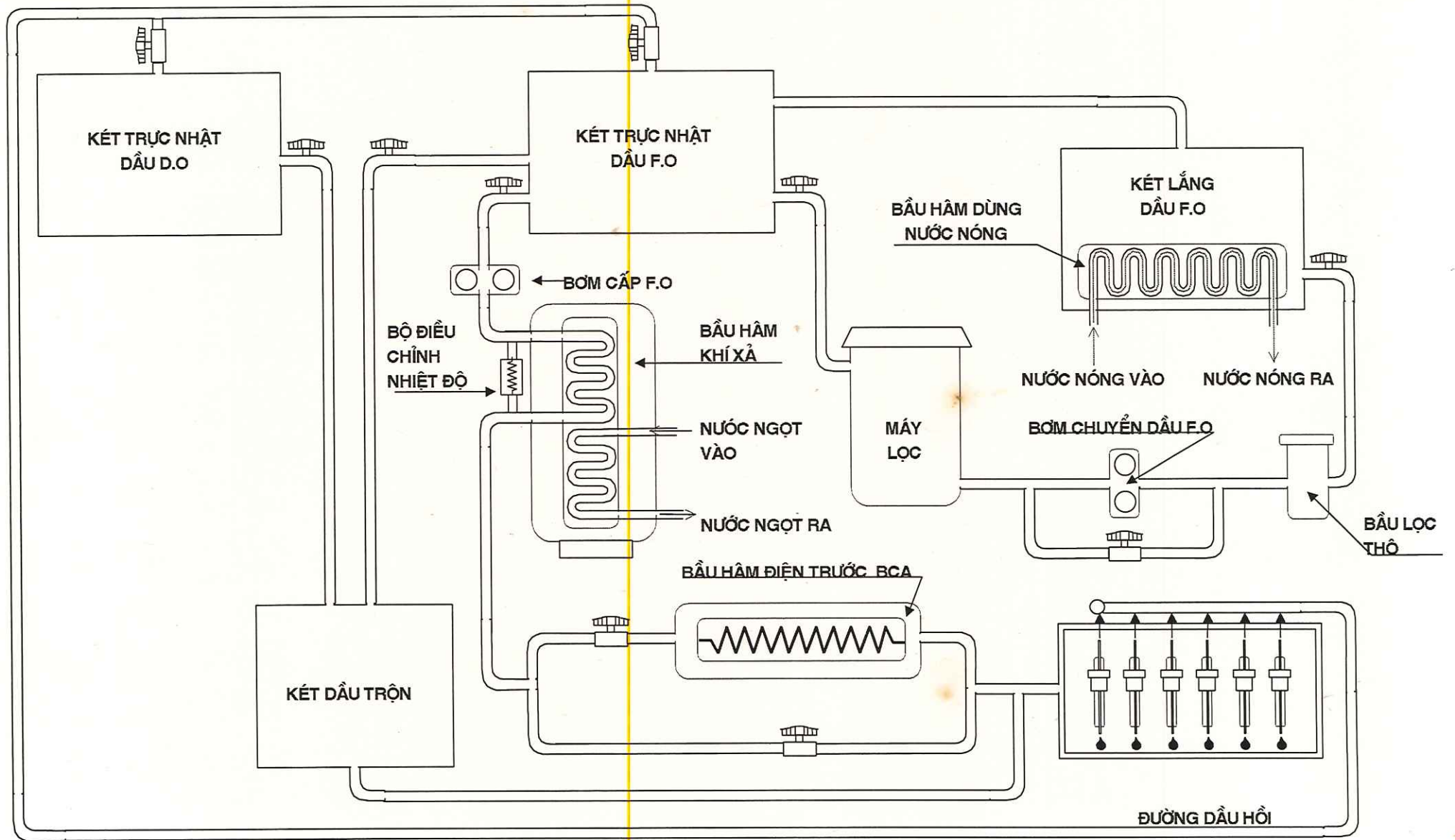
Để hâm nhiên liệu trước cho kết lắng và kết trực nhật trước khi tàu hoạt động, ta sử dụng thêm các bầu hâm điện.

Ngoài ra để đảm bảo nhiệt độ ổn định của nhiệt độ nhiên liệu nặng trước khi vào máy, ta sử dụng bộ điều chỉnh nhiệt độ tự động trên bầu hâm nhiên liệu.

Trong bầu hâm tận dụng khí xả bố trí ống phun nước để phòng cháy và để rửa sạch bụi bẩn bám trên các dàn ống.

Kết hòa trộn được bố trí để đảm bảo động cơ hoạt động an toàn trong thời gian chuyển đổi nhiên liệu và đảm bảo khả năng chuyển đổi giữa hai loại nhiên liệu nhanh chóng, thuận tiện.

Sơ đồ hệ thống được thể hiện trên hình vẽ sau : (xem trang sau)



Nhận xét :

Với hệ thống này, ta có thể tận dụng nhiệt khí xả thải ra của động cơ để thỏa mãn các nhu cầu sử dụng nhiệt trên tàu. Các bộ hâm dùng điện chỉ có giá trị dự phòng, trong thực tế sử dụng ít khi phải sử dụng nên không tốn thêm năng lượng cho chúng.

Hệ thống này hoàn toàn có khả năng thực hiện ở nước ta. Trừ máy lọc nhiên liệu, các bộ phận khác của hệ thống đã từng chế tạo trong nước với giá thành rẻ hơn nhiều so với nhập ngoại.

2.3. Các công thức cần để tính toán :

Để tính toán cho hệ thống, trước hết ta phải tính được lượng nhiệt thải có thể tận dụng được. Sau đó dựa vào sơ đồ hệ thống cụ thể ta sẽ tính toán các thiết bị của hệ thống : Tính toán các bộ truyền nhiệt, tính toán cách nhiệt cho các thiết bị. Sau cùng để biết hiệu quả kinh tế của hệ thống và tính khả thi của nó ta phải tính toán vốn đầu tư cho hệ thống và thời gian thu hồi vốn.

2.3.1. Tính lượng nhiệt thải :

2.3.1.1. Nhiệt lượng khí thải ra khỏi động cơ : KJ/h [1]

$$Q_1 = G(\alpha_1 \cdot L_o + 1) C_p^{kx} T_{kx} - G_{\alpha_1} L_o \cdot C_p^{kk} \cdot T_{kk}$$

Trong đó :

T_{kx} : Nhiệt độ khí xả ra khỏi động cơ , °K

T_{kk} : Nhiệt độ không khí vào động cơ , °K

C_p^{kx} : Tỷ nhiệt đẳng áp của khí xả, KJ/h °K

$$C_{kx} = (1,03 + 0,000126 t_{kx}),$$

C_p^{kk} : Tỷ nhiệt đẳng áp của không khí, KJ/kg °K

$$C_{kk} = (0,982 + 0,00093 t_{kk})$$

Hoặc gần đúng có thể lấy giá trị trung bình :

- Động cơ 4 kỳ :

$$C_p^{kx} = 1,088 \text{ KJ/kg độ.}$$

- Động cơ 2 kỳ :
 $C_p^{kx} = 1,046 \text{ KJ/kg độ.}$
 $C_p^{kk} = 0,963 \text{ KJ/kg độ.}$
- Động cơ 4 kỳ :
 $t_{kk} = 45 \div 60 \text{ }^\circ\text{C}$
- Động cơ 2 kỳ :
 $t_{kk} = 25 \div 40 \text{ }^\circ\text{C}$

2.3.1.2. Lượng nhiệt bầu hâm thu được từ khí xả : [1]

$$Q_2 = M_{kx} \cdot C_p^{kx} (t_1 - t_2)$$

Trong đó :

M_{kx} : Lượng khí xả do động cơ chính sản ra trong một giờ.

$$M_{kx} = G_e (\alpha_1 \cdot L_o + 1) \text{ kg, h} \quad [1]$$

α_1 : Hệ số dư lượng không khí

$$\alpha_1 = \varphi \cdot \alpha_0$$

Hệ số khí quét φ phụ thuộc vào loại động cơ .

Động cơ 4 kỳ không tăng áp : $\varphi = 1,03 \div 1,05$

Động cơ 4 kỳ có tăng áp : $\varphi = 1,1 \div 1,2$

L_o : Lượng không khí lý thuyết cần thiết để đốt cháy hoàn toàn 1kg nhiên liệu.

$$L_o = \frac{1}{0,23} \left(\frac{8C}{3} + 8H + S - O \right)$$

C, H, S, O là thành phần phần trăm theo khối lượng cacbon, hydro, lưu huỳnh, oxy có trong nhiên liệu.

Ngoài ra, lượng khí thải do động cơ sản ra có thể tích theo công thức :

$$M_{kx} = v_{kx} \cdot Ne_{kt} \text{ (m}^3\text{/h)}$$

v_{kx} : Lượng khí xả được sinh ra bởi một mã lực động cơ trong một giờ :

Động cơ 4 kỳ $v_{kx} = 4 \div 4,3 \text{ m}^3/\text{ml.h}$

Với t_{kx} khoảng 400°C

Động cơ 2 kỳ $v_{kx} = 7 \text{ m}^3/\text{ml.h}$

Với t_{kx} khoảng 295°C

G_e : Lượng tiêu hao nhiên liệu cho động cơ trong 1 giờ :

$$G = g_e \cdot N_{ekt} \text{ kg/h}$$

C_p^{kx} : Tỷ nhiệt bình quân của khí xả KJ/kg độ .

T_{kx} : Nhiệt độ khí xả ra khỏi động cơ, được tra theo lý lịch động cơ. Ở chế độ định mức, nhiệt độ khí xả của các loại động cơ như sau :

– Động cơ 4 kỳ không tăng áp $t_{kx} = 300 \div 410^\circ\text{C}$

– Động cơ 4 kỳ có tăng áp $t_{kx} = 380 \div 450^\circ\text{C}$

– Động cơ 2 kỳ quét thẳng $t_{kx} = 360 \div 380^\circ\text{C}$

– Động cơ 2 kỳ quét vòng $t_{kx} = 270 \div 310^\circ\text{C}$

t_o : Nhiệt độ không khí nạp vào động cơ.

– Hiệu suất nhiệt của bầu hâm tận dụng khí thải :

$$\eta_{BH} = \frac{Q_z}{Q_l} (\%)$$

2.3.2. Tính các thiết bị truyền nhiệt trong hệ thống :

2.3.2.1. Tính bầu hâm nhiệt :

Để xác định bề mặt truyền nhiệt, ta dựa vào 2 phương trình :

– Phương trình cân bằng nhiệt.

– Phương trình truyền nhiệt.

Từ phương trình truyền nhiệt :

$$Q = K \cdot F \cdot \Delta t \text{ (KJ/h)} \quad [2]$$

Ta có :

$$F = \frac{Q}{K \times \Delta t} \text{ (m}^2\text{)}$$

Trong đó :

K : Hệ số truyền nhiệt $W/m^2 \text{ } ^\circ K$

Δt : Độ chênh nhiệt độ trung bình giữa 2 môi chất, $^\circ K$

Nhiệt lượng truyền được xác định từ phương trình :

$$Q = G \cdot C (t_r - t_v) \quad [2]$$

Q : Lưu lượng môi chất qua bộ truyền nhiệt, (kg/h)

C_p : Tỷ nhiệt của môi chất, $KJ/kg \text{ } ^\circ K$

t_v, t_r : Nhiệt độ vào và ra khỏi bộ truyền nhiệt.

– Hệ số truyền nhiệt k :

Với các ống có chiều dày mỏng ($d_2/d_1 \leq 1,4$) quá trình truyền nhiệt qua ống có thể coi là truyền nhiệt qua vách và hệ số truyền nhiệt K được xác định theo công thức sau :

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}$$

Trong đó :

α_1, α_2 là hệ số tỏa nhiệt đối lưu, tổng quát phải kể đến ảnh hưởng của bức xạ và sự bám bẩn bề mặt ống :

δ : Chiều dày ống, $\delta = 0,5 (d_2 - d_1), m$

λ : Hệ số dẫn nhiệt của ống, $w/m \text{ } ^\circ K$

Khi trong thiết bị trao nhiệt có sự bám bẩn mà khi tính toán α_1, α_2 ta không tính thì hệ số truyền nhiệt được xác định như sau :

$$K = K_o \cdot \varphi$$

K_o : Hệ số truyền nhiệt khi không bám bẩn.

φ : Hệ số kể đến ảnh hưởng của bám bẩn đối với đa số thiết bị.

$$\varphi = 0,65 \div 0,85$$

Với thiết bị bám bẩn nhiều:

$$\varphi = 0,4 \div 0,5$$

Khi tính toán các hệ số tỏa nhiệt đối lưu α_1, α_2 nếu nhiệt độ khí $t_k \leq 400^\circ\text{C}$ thì ảnh hưởng của bức xạ khí nhỏ, có thể bỏ qua.

Hệ số tỏa nhiệt đối lưu xác định theo chế độ dòng chảy.

Ở chế độ dòng chảy tầng $Re \leq 2 \cdot 10^3$, ta có:

$$Nu_{uf} = 0,15 Re^{0,33} Pr^{0,43} (Gr \cdot Pr)^{0,1} A \cdot \varepsilon_l \cdot \varepsilon_R$$

Ở chế độ dòng chảy rối $Re \geq 1 \cdot 10^4$, ta có:

$$Nu_{uf} = 0,021 Re^{0,8} Pr^{0,43} A \cdot \varepsilon_l \cdot \varepsilon_R$$

Trong đó:

A : Hệ số kể đến ảnh hưởng của chiều dòng nhiệt. Khi coi nhiệt độ bề mặt ống coi như bằng nhiệt độ môi chất thì:
 $A = 1$.

Pr : Tiêu chuẩn Prandtl – tra bảng.

ε_r : Hệ số kể đến ảnh hưởng của ống uốn cong, đối với các đoạn ống thẳng hoặc ống có đoạn cong nhỏ nhiều so với chiều dài thì coi $\varepsilon_r = 1$.

ε_l : Hệ số kể đến ảnh hưởng của chiều dài ống, khi $l \geq 50d_1$, coi $\varepsilon_l = 1$.

– Độ chênh nhiệt độ trung bình:

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}}$$

$\Delta t_1, \Delta t_2$: Hiệu nhiệt độ giữa 2 môi chất khí vào và ra bộ truyền nhiệt, °K

2.3.2.2. Tính các bầu hâm điện :

a. *Bầu hâm điện dùng trong các két .*

Công suất bầu hâm :

$$P = \frac{C_{nl} \cdot V_k \cdot \delta_{nl} \cdot \Delta t \cdot k_n}{3600 \text{ h}} \quad \text{KW}$$

Trong đó :

C_{nl} : Tỷ nhiệt của nhiên liệu, KJ/kg.độ

V_k : Dung tích két cần hâm, m³.

Δt : Chênh lệch nhiệt độ ban đầu và nhiệt độ cần đạt tới, °K.

γ_{nl} : Tỷ trọng của nhiên liệu, KJ/kg.độ.

k_n : Hệ số tổn thất nhiệt – chọn

h : Thời gian hâm, h – chọn.

b. *Bầu hâm trước bơm cao áp :*

$$P = \frac{K_n \cdot K_2 \cdot G_{nl} \cdot C_{nl} \cdot \Delta t}{3600} \quad \text{kw}$$

Trong đó :

K_n : Hệ số tổn thất nhiệt.

K_2 : Hệ số tính đến sự tuần hoàn của nhiên liệu.

G : Lưu lượng nhiên liệu qua bầu hâm, kg/h

Δt : Độ chênh nhiệt độ nhiên liệu vào ra bầu hâm, °K

2.3.2.3. Tính cách nhiệt cho các thiết bị của hệ thống :

a. *Các đại lượng cần thiết để tính cách nhiệt cho các bề mặt phẳng :*

– Nhiệt độ trung bình xác định ban đầu :

$$T_m = (t_{m2} + t_f) \cdot 0,5 + 273, \text{ °K}$$

Trong đó :

t_{m2} : Nhiệt độ phía trong lớp cách nhiệt.

t_f : Nhiệt độ ngoài không khí .

- Hệ số dẫn nhiệt của không khí ở nhiệt độ t_m :
 λ_m (W/m) - tra bảng.

- Số prandtl của không khí ở nhiệt độ t_m :
 P_{rm} - tra bảng.

- Độ nhớt động học của không khí ở nhiệt độ t_m :
 γ_m (m/s^2) - tra bảng.

- Hệ số dẫn nở nhiệt của không khí ở nhiệt độ t_m :
 $\beta = 1/t_m$ (1/độ).

- Số Gratgop :

$$G_{rm} = \frac{g \cdot \beta (T_{m2} - T_{w1}) (h + 2\delta)^3}{\gamma^2} \quad kw$$

Trong đó :

h : Chiều cao kết, m

δ : Chiều dày cách nhiệt, m

$T_{m2} - T_{w1}$: Nhiệt độ phía trong và phía ngoài lớp cách nhiệt

- Số Gratgop vớ prandtl.

$$(G_r \cdot P_r)_m = G_{rm} \cdot P_{rm}$$

- Hệ số Nutxen :

$$Num = C \cdot (G_r \cdot P_r)_m^n$$

Hệ số C và hệ số mũ n : tra bảng.

- Hệ số tỏa nhiệt đối lưu :

$$\alpha_{dl} = \frac{Num \cdot \lambda_m}{h + 2\delta} \quad W/m^2 \text{ độ}$$

- Mật độ dòng nhiệt đối lưu :

$$q_{dl} = \alpha (t_{w2} - t_f) \quad \text{W/m}^2$$

- Hệ số dẫn nhiệt của amiăng bột :

$$\lambda_{dn} = 0,0771 + 2,759 \cdot 10^{-3} \frac{t_{w1} + t_{w2}}{2}$$

- Mật độ dòng nhiệt qua lớp cách nhiệt :

$$q_{dn} = \frac{\lambda_{dn}}{\delta} (t_{w1} - t_{w2}), \quad \text{W/m}^2$$

- Phương trình cân bằng nhiệt : Mật độ dòng nhiệt đối lưu bằng mật độ dòng nhiệt truyền qua lớp cách điện.

$\Rightarrow q_{dl} = q_{dn}$, nên chiều dày lớp cách nhiệt :

$$\delta = \frac{\lambda_{dn} (t_{w1} - t_{w2})}{q_{dl}} \quad (\text{m})$$

b. Tính cách nhiệt cho ống : [7]

Các thông số phải tính toán :

- Nhiệt độ trung bình xác định ban đầu.

$$T_m = 0,5 (t_{w2} + t_f) + 273 \quad ^\circ\text{K}$$

- Hệ số dẫn nhiệt của không khí ở nhiệt độ t_m - tra bảng :

$$\lambda_m \quad (\text{W/m.độ})$$

- Hệ số prandtl của không khí :

$$P_r - \text{tra bảng.}$$

- Độ nhớt động học của không khí :

$$\gamma_m \quad (\text{m}^2/\text{s}^2) - \text{tra bảng.}$$

- Hệ số dẫn nở nhiệt của không khí :

$$\beta = 1/T_m \quad (1/\text{độ K})$$

- Số Gratiop :

$$G_{rm} = \frac{g \cdot \beta (T_{m2} - T_{wf}) (D + 2\delta)^3}{\gamma^2}$$

Trong đó :

$T_{m2} - T_{wf}$: Nhiệt độ phía trong và phía ngoài lớp cách nhiệt

D : Đường kính ngoài của ống, m

δ : Chiều dày cách nhiệt, m

- Tích số :

$$(G_r \cdot P_r)_m = G_{rm} \cdot P_{rm}$$

- Hệ số Nutxen :

$$\text{Num} = C \cdot (G_r \cdot P_r)_m^n$$

Hệ số C và n : tra bảng.

Hệ số tỏa nhiệt đối lưu :

$$\alpha_{dl} = \frac{\text{Num} \times \lambda_m}{D + 2\delta}$$

- Hệ số dẫn nhiệt của amiăng :

$$\lambda_{dn} = 0,0871 + 2,759 \cdot 10^{-3} \frac{t_{w1} + t_{w2}}{2}$$

- Mật độ dòng nhiệt qua lớp cách nhiệt :

$$q_{dn} = \Pi \cdot \frac{t_{w1} + t_{w2}}{\delta} \lambda_{dn} (D + 2\delta)$$

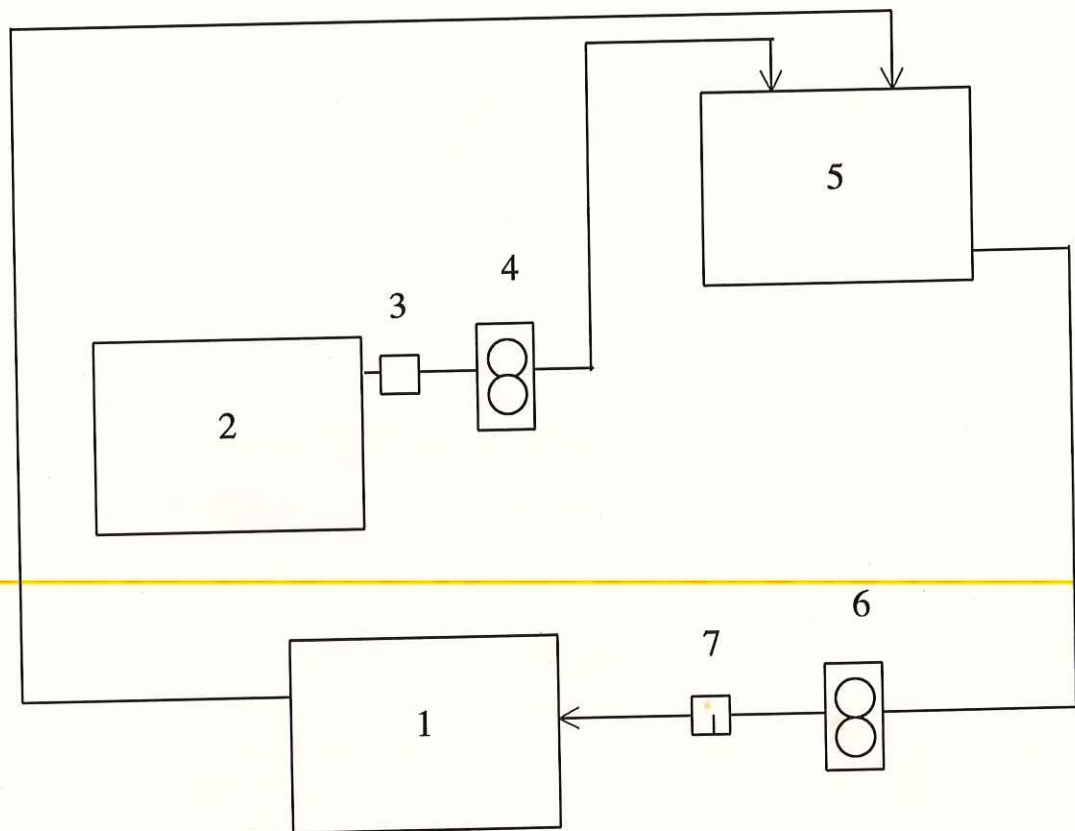
- Phương trình cân bằng nhiệt :

Nhiệt lượng đối lưu trên 1 mét ống dẫn bằng nhiệt lượng dẫn nhiệt :
 $\alpha [\Pi(D + 2\delta) \cdot 1] (t_{w2} - t_f) = q_{dn} \cdot 1$

$$\delta = \frac{1}{2} \left(\frac{q_{dn}}{\Pi (t_{w1} - t_{w2}) \times \alpha} - D \right) (m)$$

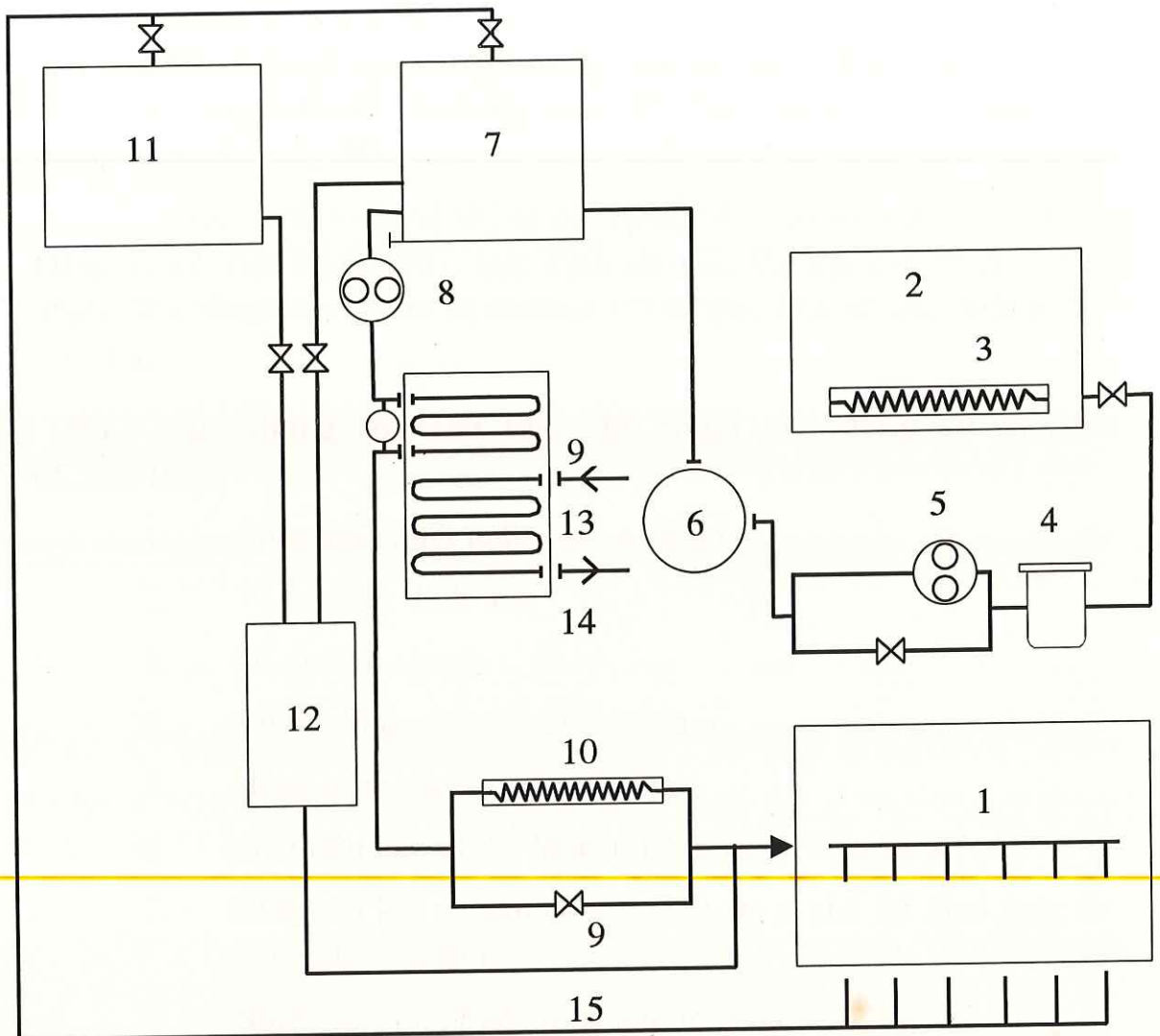
CHƯƠNG 3 : **TÍNH CHO MỘT HỆ THỐNG CỤ THỂ** **(ĐỘNG CƠ SKODA 6L350 PN)**

Sơ đồ hệ thống nhiên liệu nhẹ (D.O) của máy SKODA 6L 350PN:



1. Động cơ SKODA 6L 350 PN
2. Két lắng
3. Bầu lọc thô
4. Bơm chuyển nhiên liệu.
5. Két trực nhật.
6. Bơm cấp nhiên liệu.
7. Bầu lọc tinh.

Sơ đồ hệ thống tận dụng nhiệt khí thải để hâm sấy nước sinh hoạt và nhiên liệu nặng cho động cơ SKODA 6L 350 PN.



Động cơ 6L 350 PN

1. Két lắng

2. Bầu hâm két lắng

3. Bầu lọc thô

4. Bơm chuyển nhiên liệu.

5. Máy lọc F.O

6. Két trực nhật

7. Bơm cấp nhiên liệu

8. Bầu hâm hỗn hợp tận dụng khí xả

10. Bầu hâm điện trước BCA

11. Két trực nhật DO

12. Két hòa trộn

13. Đường nước ngọt vào bầu hâm

14. Đường nước nóng ra khỏi bầu hâm

15. Đường dầu hồi

Tính hệ thống hâm sấy nước và hâm sấy nhiên liệu dùng nhiệt khí thải cho các tàu lắp máy SKODA 6L350 PN. Đội tàu biển của nước ta đang dùng nhiều loại máy này. Đây là loại máy được nhà chế tạo thiết kế để sử dụng cả nhiên liệu nhẹ D.O và nhiên liệu nặng F.O. Ở nước ta, người ta chỉ sử dụng D.O cho loại máy này, trừ một vài tàu đã được hoán cải để sử dụng F.O mà hệ thống hâm sấy nhiên liệu F.O sử dụng năng lượng điện của máy đèn.

Việc tính toán hệ thống này dựa trên tiêu chuẩn của Đăng kiểm Việt Nam 1997, quy định choviệc lắp đặt các thiết bị hâm nhiên liệu bằng điện (phần D, chương 13) và quy định về các thiết bị trao đổi nhiệt.

3.1. Các thông số kinh tế - kỹ thuật của động cơ SKODA 6L 350 PN :

1. Công suất định mức : $N_e = 980 \text{ m.l}$
2. Vòng quay định mức : $N_e = 375 \text{ v/p}$
3. Số xi lanh : $i = 6$
4. Đường kính piston : $D = 350 \text{ mm}$
5. Hành trình piston : $S = 500 \text{ mm}$
6. Suất tiêu hao nhiên liệu có ích : $g_e = 156 \text{ g/ml.h}$
7. Nhiệt độ khí xả sau tuabin tăng áp, ở chế độ khai thác dài hạn : $t_1 = 400^\circ\text{C}$
8. Nhiệt độ trong bình nước làm mát vào máy :
 $T_{nv} = 45^\circ\text{C}$
9. Nhiệt độ nước ra khỏi máy :
 $t_{nr} = 65 \div 70^\circ\text{C}$
10. Lưu lượng bơm làm mát do máy lai (2 bơm) :
 $G_n = 500 \text{ l/ph} = 30 \text{ m}^3/\text{h}$
11. Lưu lượng bơm cấp nhiên liệu :
 $G_{nl} = 12 \text{ l/p}$
12. Loại nhiên liệu nặng thích hợp cho máy là nhiên liệu nặng trung bình B₂ (theo tiêu chuẩn công nghiệp nhập bơm -

JIS), có các thông số $\gamma_{200^{\circ}\text{C}} = 0,92 \div 0,93 \text{ g/cm}^3$,
 $\gamma_{100^{\circ}\text{F}} = 90 \div 100 \text{ cst}$

3.2. Tính toán nhiệt khí thải của động cơ SKODA 6L 350 PN :

1. Nhiệt độ ra khỏi tuabin khí xả ở chế độ khai thác dài hạn : $t_1 = 400^{\circ}\text{C}$
2. Nhiệt độ ra khỏi bầu hâm : Để đảm bảo ống bầu hâm không bị ảnh hưởng của hiện tượng ăn mòn điểm sương và để sự trao đổi nhiệt có hiệu quả ta chọn $t_2 = 300^{\circ}\text{C}$.
3. Lượng khí xả do động cơ sản ra trong 1 giờ :

M_{kx} : Lượng khí xả do động cơ chính sản ra trong một giờ.

$$M_{kx} = G_e (\alpha_1 \cdot L_o + 1)$$

Trong đó :

$$G_e = g_e \cdot N_e = 0,156 \cdot 980 = 152,9 \text{ kg/h}$$

$$\alpha_1 = \varphi \cdot \alpha$$

Với động cơ 4 kỳ, ta chọn $\varphi = 1,1$, $\alpha = 2,3$

$$\text{Vậy } \alpha_1 = 1,1 \cdot 2,3 = 2,53.$$

– Lượng không khí lý thuyết cần để đốt cháy hết 1kg nhiên liệu.

$$L_o = \frac{1}{0,23} \left[\frac{8C}{3} + 8H + S - 0 \right]$$

Các thành phần C, H, S, O phụ thuộc vào loại nhiên liệu.

$$C = 0,85 \text{ kg}, H = 0,125 \text{ kg}, S = 0,015 \text{ kg}, O = 0,01 \text{ kg}.$$

$$L_o = \frac{1}{0,23} \left[\frac{8 \times 0,85}{3} + 8 \times 0,125 + 0,015 - 0,01 \right]$$

$$= 14,22 \text{ kg/kg nl}$$

Vậy lượng khí xả sản ra trong 1 giờ :

$$M_{kx} = 152,9 (2,53 \cdot 14,22 + 1) = 5653,7 \text{ kg/h}.$$

4. Năng lượng khí xả có thể tận dụng được của khí xả :

$$Q_2 = M_{kx} \cdot C_p^{kx} (t_2 - t_1)$$

Đối với động cơ 4 kỳ, tỷ nhiệt bình quân của khí xả:

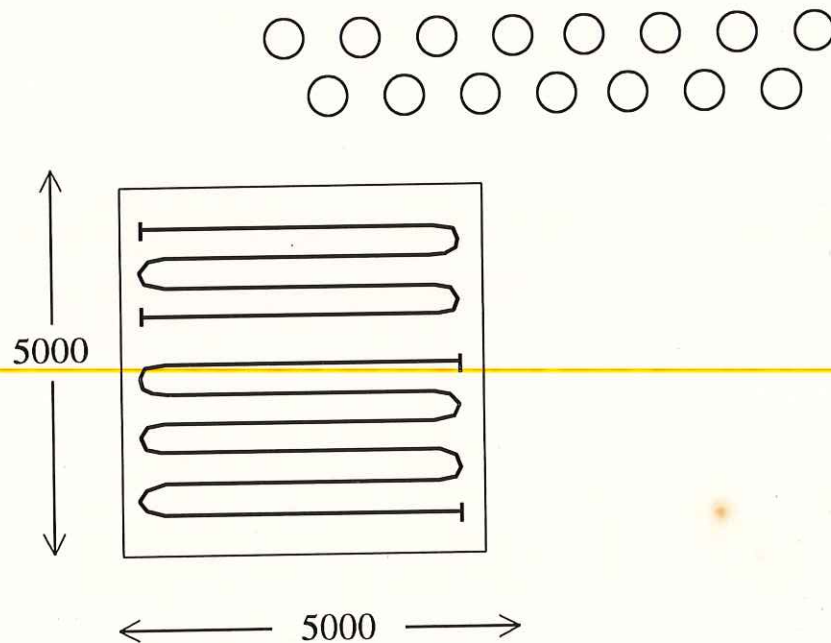
$$C_p^{kx} = 1,088$$

$$\Rightarrow Q_2 = 5653,7 \cdot 1,088 (400 - 250) = 922684 \text{KJ/h.}$$

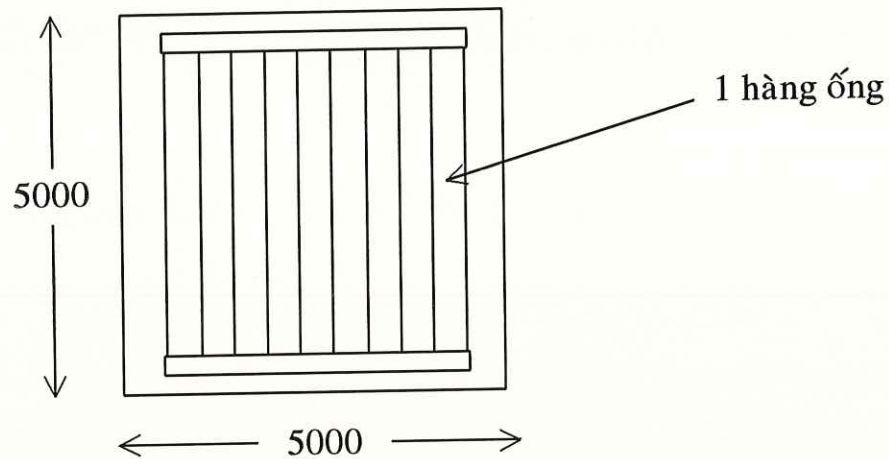
Bầu hâm hỗn hợp tận dụng nhiệt thải của khí xả động cơ :

Đối với ống hâm nhiên liệu nặng ta chọn ống có đường kính trong/đường kính ngoài :

$d_1/d_2 = 12/15\text{mm}$ và được uốn với bước ống $S_1 = S_2 = 15\text{mm}$ giữa các dàn ống bố trí so le.



Đối với ống nước nóng, ta chọn ống đường kính trong/đường kính ngoài $d_1/d_2 = 15/18\text{mm}$ mỗi dàn ống có 1 ống góp chung; bước ống $S_1 = 2d_2$; $S_2 = d_2$ giữa các dàn ống bố trí so le.



Các ống được bố trí trong bầu hâm có tiết diện ngang 500 x 500mm.

Ta sẽ tính toán để chọn tổng diện tích mặt hâm nhiệt, từ đó tính tổng số dàn ống cần có.

3.3. Tính toán các thiết bị của hệ thống :

3.3.1. Tính bộ hâm nước tận dụng nhiệt thải :

1. Nhiệt độ nước vào bộ hâm : Lấy $t_2' = 25^\circ\text{C}$
2. Nhiệt độ nước ra bộ hâm : Lấy $t_2'' = 100^\circ\text{C}$
3. Nhiệt độ khí xả vào bộ hâm : $t_1' = 400^\circ\text{C}$
4. Lưu lượng khí xả vào bộ hâm : đã tính $G_1 = 5655,7\text{kg/h}$
5. Tốc độ khí xả : $w = 12\text{m/s}$.
6. Đường kính nước trong bộ hâm : chọn $d_1/d_2 = 15/18^{\text{mm}}$
7. Bước ống : Chọn $S_1 = d_2$, $S_2 = 2d_2$.
8. Nhiệt độ trung bình của nước trong dàn ống
 $t_2 = 0,5 (t_2' + t_2'') = 62,5$

Ở nhiệt độ này, ta có các thông số của nước như sau :

$$\rho = 977,8\text{kg/m}^3, C_{p2} = 4,2\text{KJ/kg.độ}$$

$$\lambda_2 = 0,66 \text{ w/m}^\circ\text{K}, \nu_2 = 0,455 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}, P_r = 2,55.$$

9. Lưu lượng nước qua bầu hâm : chọn $G_2 = 1,5\text{m}^3/\text{h}$.

10. Lượng nhiệt nước nhận được :

$$Q_2 = G_2 \cdot C_{p2} (t_2'' - t_2') = 1500 \cdot 4,2 (100 - 25) \\ = 47,25 \cdot 10^4 \text{ KJ/h}$$

11. Tốc độ nước đi trong ống :

Số đoạn ống trong mỗi dàn $n = 10$

$$w_2 = \frac{4 G_2 \cdot 10^{-3}}{n \cdot \pi \cdot d_1^2 \cdot 3600} = 0,235 \text{ m/s}$$

12. Tiêu chuẩn Re của nước trong ống :

$$Re_f = \frac{w_2 \cdot d_1}{\nu_2} = 2,43 \cdot 10^4$$

Như vậy nước chảy rối trong ống và hệ số tỏa nhiệt α_2 được xác định theo công thức :

$$Nu_{uf} = 0,021 Re_f^{0,8} \cdot Pr_f^{0,43} \cdot A \cdot \epsilon_1 \cdot \epsilon_r$$

Hệ số tỏa nhiệt của nước lớn hơn của khối nhiều nên nhiệt độ của vách ống bên trong t_w coi như bằng nhiệt độ nước trong ống nên $A = 1$.

– Chiều dài ống chắc chắn $\geq 50 d_1$ nên $\epsilon_1 = 1$

– Các đoạn ống uốn nhỏ nhiều so với đoạn ống thẳng nên coi : $\epsilon_r = 1$

– Vậy $Nu_{uf} = 0,021 (2,43 \cdot 10^4)^{0,8} \cdot 2,55^{0,43} = 101,3$

13. Hệ số tỏa nhiệt α_2 :

$$\alpha = Nu_{uf} \cdot \frac{\lambda_2}{d_1} = 101,3 \cdot \frac{0,66}{0,015} = 4456,3 \text{ w/m}^2 \cdot \text{°K}$$

14. Nhiệt dung riêng của khí xả ở nhiệt độ 400°C :

$$C^{kx} = 1,15 \text{ KJ/kg} \cdot \text{độ}.$$

Khi đó nhiệt độ khí xả ra khỏi bầu hâm :

$$T_{1''} = t_{1'} - \frac{Q}{G_2 \cdot C_{pl}} = 400 - \frac{20,2 \cdot 10^4}{5653,7 \cdot 1,15} = 338^\circ\text{C}$$

15. Nhiệt độ trung bình của khí xả trong bộ hâm :

$$t_1 = 0,5 (t_{1'} + t_{1''}) = 0,5 (400 + 338) = 369^\circ\text{C}$$

Ở nhiệt độ này của khí xả, ta có các thông số của khí xả như sau :

$$C_{pl} = 1,14 \quad \rho_1 = 0,52 \text{ kg/m}^3 \quad \lambda_1 = 4,54 \cdot 10^{-2} \text{ w/m} \cdot ^\circ\text{K}$$

$$v_1 = 55,8 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s} \quad P_r = 0,664$$

16. Tiêu chuẩn R_e của nước trong ống :

$$R_{e1} = \frac{w_2 \cdot d_2}{v_1} = \frac{12 \cdot 0,028}{55,8 \cdot 10^{-6}} = 6021,5$$

Vì chưa biết số hàng ống nên hệ số tỏa nhiệt đối lưu của chùm ống coi bằng hệ số tỏa nhiệt của hàng ống thứ 3 và khi xếp ống so le ta có :

$$N_{\text{uffl}} = 0,41 \cdot 6021,5^{0,6} \cdot 0,645^{0,33} = 65,7$$

17. Hệ số tỏa nhiệt đối lưu của khối :

$$\alpha_{1'} = N_{\text{uffl}} \cdot \frac{\lambda_1}{d_1} = 65,7 \times \frac{4,54 \cdot 10^{-2}}{0,028} = 106,5 \text{ w/m}^2 \cdot ^\circ\text{K}$$

18. Hệ số truyền nhiệt khi $d_2/d_1 = 28/25$.

= 1,12 < 1,4 nên ta tính K theo công thức :

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_r}} = \frac{1}{\frac{1}{106,5} + \frac{0,015}{22} + \frac{1}{4456,3}} = 104 \text{ w/m}^2 \cdot ^\circ\text{K}$$

19. Độ chênh nhiệt độ :

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{(400 - 25) - (328 - 25)}{\ln \frac{400 - 25}{328 - 100}} = 295^\circ\text{C}$$

20. Tổng diện tích bề mặt của hấp nhiệt :

$$F = \frac{Q_2}{K \cdot \Delta t} = \frac{47,25 \cdot 10^4}{104 \cdot 295} = 15,4 \text{ m}^2$$

3.3.2. Tính bầu hâm nhiên liệu tận dụng khí xả.

Khí xả sau khi qua phần hâm nước sẽ đi qua phần hâm nhiên liệu – 2 bộ phận cùng được bố trí trong một bầu chung.

1. Lưu lượng nhiên liệu qua bầu hâm : $G_{nl} = 152,9 \text{ kg/h}$
2. Nhiệt độ nhiên liệu vào : $t_1 = 25^\circ\text{C}$
3. Nhiệt độ nhiên liệu ra : $t_2 = 95^\circ\text{C}$
4. Chọn ống thép có $d_2/d_1 = 18/15 \text{ mm}$
5. Tốc độ nhiên liệu trong ống :

$$\omega_2 = \frac{4 \cdot G}{\Pi \cdot d_2^2 \cdot \gamma_{nl}} = \frac{4 \cdot 152,9}{\Pi \times (0,012)^2 \cdot 3600 \cdot 9300} = 0,4 \text{ m/s}$$

6. Lượng nhiệt cần thiết để hâm nhiên liệu :

$$Q'_2 = G_{nl} \cdot C_{pnl} (t_2 - t_1) = 152,9(95-25)1,96 = 20978 \text{ KJ/h}$$

Nhiệt dung riêng của nhiên liệu :

$$C_p = 1,96 \text{ KJ/kg.độ} \quad (\text{Tra bảng})$$

7. Nhiệt độ trung bình của nhiên liệu trong bầu hâm :

$$t_2 = 0,5 (t_2 + t_1) = 60^\circ\text{C}$$

Ở nhiệt độ này ta có các thông số sau :

$$\begin{aligned} \rho &= 890 \text{ kg/m}^3 & C_p &= 1,96 \text{ KJ/kg}^\circ\text{C} \\ \lambda &= 0,107 \text{ W/m}^\circ\text{C} & \gamma &= 5,78 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s} & P_r &= 87,8 \end{aligned}$$

8. Tiêu chuẩn R_e :

$$R_{ef} = \frac{w_2 \cdot d_1}{\nu} = \frac{0,4 \cdot 0,012}{5,78 \cdot 10^{-6}} = 830$$

$$A = 1 \quad \varepsilon_1 = 1 \quad \text{và} \quad \varepsilon_R = 1$$

$$N_{uf} = 0,15 \cdot 830^{0,33} \cdot 87,8^{0,43} (153 \cdot 87,8)^{0,1} = 24,78$$

9. Hệ số tỏa nhiệt :

$$\alpha_2 = N_{uf} \times \frac{\lambda}{d_1} = 24,78 \times \frac{0,107}{0,012} = 221 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{K}$$

10. Nhiệt độ khí xả sau bầu hâm :

$$\begin{aligned} t_1'' &= t_1' - \frac{Q'_2}{G_{kx} \cdot C_p} \\ &= 328 - \frac{20978}{5654 \times 1,12} = 305^\circ\text{C} \end{aligned}$$

Ở nhiệt độ này ta có :

$$\begin{aligned} \rho &= 0,610 \text{ kg/m}^3 & C_p &= 1,12 \text{ KJ/kg}^\circ\text{độ} \\ \lambda_p &= 0,0484 \text{ W/m}^\circ\text{độ} & \gamma &= 45,8 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s} & P_r &= 0,65 \end{aligned}$$

11. Tiêu chuẩn R_e của khói :

$$R_e = \frac{W_1 \cdot d_2}{\nu_1} = \frac{12 \cdot 0,015}{45,8 \cdot 10^{-6}} = 3930$$

12. Hệ số tỏa nhiệt của khói :

$$\alpha_{1'} = N_{uf} \cdot \frac{\lambda_e}{d_2} = 58,8 \cdot \frac{0,0484}{0,015} = 189,7 \text{ w/m.độ}$$

13. Hệ số truyền nhiệt :

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{189,7} + \frac{0,0015}{221} + \frac{1}{141,6}} = 68,2 \text{ w/m}^2 \cdot \text{độ}$$

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{(350 - 95) - (305 - 25)}{\ln \frac{350 - 95}{305 - 25}} = 204^\circ\text{C}$$

14. Diện tích bề mặt hấp nhiệt :

$$F = \frac{20978}{68,2 \times 204} = 1,5 \text{ m}^2$$

3.3.3. Bầu hâm ở két lắng dùng nước nóng từ bầu hâm tận dụng khí thải :

1. Thể tích két lắng : Chọn thời gian lắng là : $T = 10\text{h}$.
 $V = g_e \cdot N_e \cdot k_1 \cdot 10^{-6} \text{ v}^{-1} \cdot T = 1,75 \text{ m}^3$
Trong đó : k_1 : hệ số dung tích : chọn $k_1 = 1,05$
2. Nhiệt độ hâm : Ta chọn nhiệt độ hâm là 55°C để đảm bảo độ nhớt đồng học cho cả máy lọc, không cần bố trí thêm bầu hâm trước máy lọc; độ chênh lệch độ $\Delta t = 35^\circ\text{C}$.
3. Lượng nhiệt cần thiết để hâm két lắng :
 $Q \cdot V \cdot v \cdot \Delta t \cdot k_2 \cdot C_p$
Trong đó k là hệ số tổn thất nhiệt, chọn $k_2 = 1,2$.
 $Q = 1,75 \cdot 930 \cdot 35 \cdot 1,2 \cdot 1,96 = 133000 \text{ KJ}$.

4. Chọn thời gian hâm kết là 2 giờ, lượng nhiệt cần thiết trong 1 giờ là :
 $Q' = Q/2 = 67000 \text{ KJ/h}$
5. Nhiệt độ nước nóng vào bầu hâm, tính cả tổn thất nhiệt trên đường ống.
 $t_{1'} = 95^{\circ}\text{C}$
6. Nhiệt độ nước nóng ra khỏi bầu hâm :
 Chọn $t_{1''} = 75^{\circ}\text{C}$
7. Nhiệt độ trung bình của nước nóng :
 $t_1 = 0,5 (t_{1''} + t_{1'}) = 0,5 (95 + 75) = 85$
 Ở nhiệt độ này các thông số của nước là :
 $\rho = 958,4 \text{ kg/m}^3$ $C_p = 4,220 \text{ KJ/kg.độ}$
 $\lambda = 68,3 \cdot 10^{-2} \text{ w/m}^{\circ}\text{C}$ $\nu = 2,295 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ $Pr_e = 1,75$
8. Lưu lượng nước nóng cần thiết để hâm nhiên liệu trong kết lắng :

$$G = \frac{Q}{C_p (t_{1'} - t_{1''})} = \frac{33494}{4,220 (110 - 75)} = 4227 \text{ kg/h}$$

9. Chọn ống nước có kích thước $d_2/d_1 = 23/20$:
10. Tốc độ nước nóng đi trong ống :

$$\omega = \frac{G}{\pi d_1^2 \rho \cdot 3600} = \frac{4227}{\pi (0,02)^2 \cdot 958,4 \times 3600} = 0,21 \text{ m/s}$$

$$Re_l = \frac{W_1 \cdot d_1}{\nu} = \frac{0,21 \cdot 0,02}{0,295 \cdot 10^{-6}} = 1,42 \times 10^4$$

Tương tự như đã nói ở phần trên, ta coi :

$$A = 1 \quad \varepsilon_l = 1 \quad \text{và} \quad \varepsilon_r = 1$$

$$Nu_l = 0,021 (1,42 \cdot 10^4)^{0,8} \cdot 1,75^{0,43} = 55,9$$

11. Hệ số tỏa nhiệt của nước nóng :

$$\alpha_1 = N_{ul} \cdot \frac{\lambda}{d_1} = 55,9 \cdot \frac{68,3 \cdot 10^{-2}}{0,020} = 1909 \text{ w/m}^2 \cdot \text{k}$$

12. Hệ số truyền nhiệt : Vì nhiên liệu trong két truyền nhiệt bằng đối lưu tự nhiên nên coi tốc độ nhiên liệu trong két bằng 0.

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda_+}} = \frac{1}{\frac{1}{1909} + \frac{0,0015}{22}} = 1689 \text{ w/m}^2 \cdot \text{°K}$$

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{(95 - 65) - (75 - 65)}{\ln \frac{95 - 65}{75 - 65}} = 27,3$$

13. Diện tích bề mặt truyền nhiệt của ống :

$$F = \frac{Q}{K \cdot \Delta t} = \frac{67000}{1689 \cdot 27,3} = 1,7 \text{ m}^2$$

3.3.4. Tính bầu hâm điện ở các két nhiên liệu nặng :

3.3.4.1. Bầu hâm điện cho két lắng :

Công suất tiêu thụ cần thiết

$$P = \frac{V \cdot \gamma \cdot \Delta t \cdot k \cdot C_{nl}}{T \cdot 3600} = 9,03 \text{ KW}$$

Chọn công suất bầu hâm điện : 9kw.

3.3.4.2. Bầu hâm điện dùng cho két trực nhật :

- Thể tích két :

$$V = 10^{-6} \cdot T \cdot \gamma l^{-1} \cdot k_1 \cdot k_2 \cdot k_3 \cdot g_e \cdot N_e = 1,6 \text{ m}^3$$

Trong đó :

- T : Thời gian giữa 2 lần cấp dầu : Chọn T = 8.
k₁ : Hệ số dự trữ : Chọn k₁ = 1,05
k₂ : Hệ số dung tích : Chọn k₂ = 1,05
k₃ : Hệ số sóng gió : Chọn k₃ = 1,05

– Nhiệt độ hâm : Từ 25 ÷ 80°C, độ chênh nhiệt độ Δt = 60

– Thời gian hâm nhanh : Chọn T = 4

– Hệ số tổn thất nhiệt : Chọn T = 1,2

Công suất tiêu thụ cần thiết :

$$\frac{V \cdot v_1 \cdot C \cdot \Delta t \cdot 10^{-3} \cdot k_2}{3600 \cdot T} = 16KW$$

3.3.5 Tính bầu hâm điện bơm cao áp.

Để hệ thống hoạt động bình thường khi vận hành máy ở chế độ tải thấp hoặc chế độ tải không ổn định bên cạnh bầu hâm tận dụng nhiệt thải ta nên bố trí thêm một bầu hâm dùng điện cho nhiên liệu nặng trước khi vào bơm cao áp.

Tính toán bầu hâm dùng điện trước bơm cao áp :

1. Lưu lượng nhiên liệu qua bầu hâm : $G_{nl} = 152,9 \text{ Kg/h}$
2. Nhiệt dung riêng của nhiên liệu : $C_p = 196 \text{ Kg/KJ.độ}$
3. Nhiệt độ hâm từ 60⁰ – 95⁰
4. Độ chênh lệch nhiệt độ : $\Delta t = 35^0\text{C}$
5. Khối lượng riêng của nhiên liệu $v = 930 \text{ Kg/m}^3$
6. Hệ số lưu lượng : [Chọn] $K = 1,5$
7. Hệ số tổn thất nhiệt : [Chọn] $K = 1,2$
8. Công suất tiêu thụ cần thiết :

$$P = k_1 k_2 G_{nl} \cdot v \cdot C_p \cdot \Delta t / 3600 = 4,2 \text{ Kw}$$

3.3.6. Tính cách nhiệt cho các thiết bị của hệ thống.

3.3.6.1. Tính cách nhiệt cho trực nhật nhiên liệu nặng :

1. Nhiệt độ dầu trong két : $t_d = 75^{\circ}\text{C}$
2. Chiều cao két : $h = 2\text{m}$
3. Nhiệt độ phía trong lớp cách nhiệt : $t_{w1} = t_d = 75^{\circ}\text{C}$
4. Nhiệt độ phía ngoài lớp cách nhiệt : $t_{w2} = 45^{\circ}\text{C}$ [Chọn]
5. Nhiệt độ ngoài không khí : $t_y = 25^{\circ}\text{C}$ [Chọn]

a. Tính nhiệt đối lưu giữa không khí và bề ngoài lớp cách nhiệt :

6. Nhiệt độ xác định : $T_m = 0,5 (t_{w2} + t_y) + 273 = 308^{\circ}\text{K}$
7. Hệ số dẫn nhiệt của không khí ở T_m
 $\lambda_m = 2,715 \cdot 10^{-2} \text{ w/m.độ}$ [Tra bảng]
8. Số prandtl của không khí ở t_m $P_{vm} = 0,7$ [Tra bảng]
9. Độ nhớt động học của không khí ở t_m $\nu_m = 16,345 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$
[Tra bảng]
10. Hệ số dẫn nở nhiệt của không khí ở T_m
 $\beta = 1/T_m = 3,247 \cdot 10^{-3} \text{ 1/độ}$

11. Số Gratzov :

$$G_{rm} = \frac{g\beta(t_{w1} - t_{wy})}{\nu^2} \cdot (h + 2\delta)^3 = 2,385 \cdot 10^9 \cdot (h + 2\delta)^3$$

12. Số Gratzov với prandtl :

$$(G_r P_r)_m = G_{rm} \cdot P_{rm} = 1,6692 \cdot 10^9 (h + 2\delta)^3$$

13. Hệ số $C = 0,135$ [Tra bảng]

14. Hệ số mũ $n = 1/3$ [Tra bảng]

15. Hệ số Nutxen $Num = C \cdot (G_r P_r)_m^n = 160,11 \cdot (h + 2\delta)$

16. Hệ số tỏa nhiệt đối lưu = 1/3 [Tra bảng]

$$\alpha = \frac{\text{Num} \times \lambda_m}{(h + 2\delta)} = 4,437 \text{ w/m}^2.\text{độ}$$

17. Mật độ dòng nhiệt đối lưu :

$$q_{dl} = \alpha \cdot (t_{w2} - t_y) = 86,9397 \text{ w/m}^2$$

b. Tính dẫn nhiệt qua lớp cách nhiệt :

18. Hệ số dẫn nhiệt của amiăng bột

$$\lambda_{dn} = 0,0781 + 2759 \cdot 10^{-3} \frac{t_{w1} + t_{w2}}{2} = 0,0984$$

19. Mật độ truyền nhiệt qua lớp cách nhiệt :

c. Lập phương trình cân bằng nhiệt :

$$q_{dn} = \frac{\lambda_{dn}}{\delta} (t_{w1} + t_{w2}) = \frac{3,042}{\delta}$$

Mật độ dòng nhiệt đối lưu = Mật độ dòng nhiệt truyền qua lớp cách nhiệt :

$$86,9397 = \frac{3,042}{\delta}$$

$$\Rightarrow \delta = 0,035\text{m}$$

Chiều dày lớp cách nhiệt $\delta = 35\text{mm}$.

– Với mặt trên của kết, q_{dl} tăng 30% nên : $\delta_t = \delta/1,3 = 27\text{mm}$

– Với mặt dưới của kết, q_{dl} giảm 30% nên: $\delta_t = \delta/0,7 = 50\text{mm}$

3.3.6.2. Tính cách nhiệt cho kết lửng nhiên liệu nặng :

1. Nhiệt độ dầu trong kết : $t_d = 55^\circ\text{C}$ (theo 3.3.3)
2. Chiều cao của kết : $h = 2\text{m}$ (chọn theo kết cấu).
3. Nhiệt độ phía trong lớp cách nhiệt : $t_{w1} = t_d = 55^\circ\text{C}$
4. Nhiệt độ phía ngoài lớp cách nhiệt : $t_{w2} = 40^\circ\text{C}$ (chọn)
5. Nhiệt độ không khí : $t_f = 25^\circ\text{C}$ (chọn)

a. Tính nhiệt đối lưu giữa không khí với lớp ngoài lớp cách nhiệt:

6. Nhiệt độ xác định : $T_m = 0,5(t_{w2} + t_f) + 273 = 305,5^\circ\text{K}$
7. Hệ số dẫn nhiệt của không khí ở nhiệt độ t_m .
 $\lambda_m = 2,6925 \cdot 10^{-2} \text{ w/m.độ}$ (tra bảng)
8. Số prandtl của không khí ở t_m .
 $P_r = 0,7005$ (tra bảng)
9. Độ nhớt động học của không khí ở t_m .
 $\nu_m = 16,177 \cdot 10^{-9} \text{ m}^2/\text{s}$ (tra bảng)
10. Hệ số dẫn nở nhiệt của không khí ở t_m .
 $\beta = 1/t_m = 3,273 \cdot 10^{-3} \text{ 1/độ}$.
11. Số gratgov :

$$G_{rm} = \frac{G \beta (t_{w2} - t_{nf})}{\gamma^2} (h + 2\delta)^3 = 1,298 \times 10^9 (h + 2\delta)^3$$

12. Hệ số $C = 0,135$ (tra bảng)
13. Hệ số mũ $n = 1/3$ (tra bảng)
14. Số Nutxen $N_{um} = C \cdot (G_r \cdot P_r)_m^n = 146,88 \cdot (h + 2\delta)$
15. Hệ số tỏa nhiệt đối lưu :

$$\alpha = \frac{N_{um} \cdot \lambda_m}{H + 2\delta} = 3,955$$

16. Mật độ dòng nhiệt đối lưu :

$$Q_{dl} = \alpha (t_{w2} - t_f) = 59,325$$

b. Tính dẫn nhiệt qua lớp cách nhiệt :

17. Hệ số dẫn nhiệt của amiăng bột :

$$\lambda_{dn} = 0,0871 + 2,759 \times 10^{-3} \frac{t_{w1} + t_{w2}}{2} = 0,0984$$

18. Mật độ truyền nhiệt qua lớp cách nhiệt :

$$q_{dn} = \frac{\lambda_{dn}}{\delta} (t_{w1} - t_{w2}) = \frac{1,476}{\delta}$$

c. Lập phương trình cân bằng nhiệt : $q_{dl} = q_{ln}$, ta có :

$$59,325 = \frac{1,476}{\delta}$$

$$\Rightarrow \delta = 0,025m$$

– Với mặt trên của kết, q_{dl} tăng 30% nên :

$$\delta_A = \delta/1,3 = 19mm$$

– Với mặt dưới của kết, q_{dl} giảm 30% nên :

$$\delta_d = \delta/0,7 = 36mm$$

3.3.6.3. Tính cách nhiệt cho ống từ kết lãg đến kết tự nhậ nhiên liệu nặng :

1. Nhiệt độ nhiên liệu trong ống : $t_d = 55^\circ C$
2. Đường kính ngoài của ống : $D = 30mm$ (chọn)
3. Nhiệt độ phía trong lớp cách nhiệt : $t_{w1} = t_d = 55^\circ C$
4. Nhiệt độ phía ngoài lớp cách nhiệt : $t_{w2} = t_d = 40^\circ C$ (chọn)
5. Nhiệt độ không khí : $t_f = 25^\circ C$ (chọn)

a. Tính nhiệt đối lưu giữa không khí với vỏ ngoài lớp cách nhiệt :

6. Nhiệt độ xác định :

$$T_m = 0,5 (t_{w2} + t_f) + 273 = 305,5^\circ\text{K}$$

7. Hệ số dẫn nhiệt của không khí ở nhiệt độ t_m :

$$\lambda_m = 2,6925 \cdot 10^{-2} \quad (\text{tra bảng})$$

8. Hệ số Prandtl của không khí ở t_m :

$$P_r = 0,7005 \quad (\text{tra bảng})$$

9. Độ nhớt động học của không khí ở t_m :

$$\gamma = 16,1770 \cdot 10^{-6} \text{ m/s}^2 \quad (\text{tra bảng})$$

10. Hệ số dẫn nở nhiệt của không khí :

$$\beta = 1/T_m = 3,273 \cdot 10^{-3} \text{ 1/độ}$$

11. Số Gratzov :

$$G_{rm} = \frac{g \beta (t_{w2} - t_f)}{\nu^2} \cdot (D + 2\delta)^3 = 18.403 \cdot 10^8 (D + 2\delta)^3$$

12. Số Gratzov với Prandtl :

$$(G_r \cdot P_r)_m = G_{rm} \cdot P_{rm} = 12,891 \cdot 10^8 (D + 2\delta)^3$$

13. Hệ số $C = 0,54$ (tra bảng) :

14. Hệ số mũ $n = 1/4$ (tra bảng)

15. Số Nutxen :

$$N_{um} = C (G_r \cdot P_r)_m^n = 102,322 \cdot (D + 2\delta)^{1/4}$$

16. Hệ số tỏa nhiệt đối lưu :

$$\alpha = \frac{N_{um} \cdot \lambda_m}{D + 2\delta} = \frac{2,755}{(D + 2\delta)^{1/4}}$$

b. Tính truyền nhiệt qua lớp cách nhiệt :

17. Hệ số dẫn nhiệt của dây amiăng :

$$\lambda_{dn} = 0,0871 + 2,759 \cdot 10^{-3} \frac{t_{w1} + t_{w2}}{2} = 0,0984$$

18. Mật độ truyền nhiệt qua lớp cách nhiệt :

$$q_{dl} = \Pi \frac{t_{w1} - t_{w2}}{\delta} \cdot \lambda_{dn} (D + \delta) = 4.635 \cdot \frac{D + \delta}{\delta}$$

c. Lập phương trình cân bằng truyền nhiệt :

Nhiệt lượng đối lưu trên một mét ống = Nhiệt lượng dẫn nhiệt trên một mét ống :

$$\alpha [\Pi (D + 2\delta) \cdot 1] (t_{w2} - t_f) = q_{dn} \cdot 1$$

$$\Rightarrow \delta = 13 \text{ mm}$$

3.3.6.4. Tính cách nhiệt cho ống từ kết trực nhật nhiên liệu nặng đến bầu hâm :

1. Nhiệt độ dầu trong đường ống : $t_d = 75^\circ\text{C}$
2. Đường kính ngoài của ống : $D = 35\text{mm}$
3. Nhiệt độ phía trong lớp cách nhiệt : $t_{w1} = t_d = 75^\circ\text{C}$
4. Nhiệt độ phía ngoài lớp cách nhiệt : $t_{w2} = 50$ (chọn)
5. Nhiệt độ không khí : $t_f = 25^\circ\text{C}$ (chọn)

a. Tính nhiệt đối lưu giữa không khí và vỏ ngoài lớp cách nhiệt :

6. Nhiệt độ xác định $T_m = 0,5 (t_{w2} + t_f) + 273 = 310,5^\circ\text{K}$
7. Hệ số dẫn nhiệt của không khí ở t_m :
 $\lambda_m = 2,7375 \cdot 10^{-2} \text{ w/m độ}$ (tra bảng)
8. Hệ số Prandtl của không khí ở t_m :
 $P_{rm} = 0,6995$ (tra bảng)
9. Độ nhớt động học của không khí ở t_m :
 $\gamma = 16,5175 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}^2$ (tra bảng)

10. Hệ số dẫn nở nhiệt của không khí ở t_m :

$$\beta = 1/T_m = 3,273 \cdot 10^{-3} \text{ 1/độ}$$

11. Số Gratzov :

$$G_r = \frac{g \beta (t_{w2} - t_{wf})}{\nu^2} \cdot (D + 2\delta)^3 = 28,954 \cdot 10^8 (D + 2\delta)^3$$

12. Số Gratzov với Prandtl :

$$(G_r \cdot P_r)_m = G_{rm} \cdot P_{rm} = 20,253 \cdot 10^8 (D + 2\delta)^3$$

13. Hệ số $C = 0,54$ (tra bảng) :

14. Hệ số mũ $n = 1/4$ (tra bảng)

15. Số Nutxen :

$$N_{um} = C (G_r \cdot P_r)_m^n = 114,556 \cdot (D + 2\delta)^{1/4}$$

16. Hệ số tỏa nhiệt đối lưu :

$$\alpha = \frac{N_{um} \cdot \lambda_m}{D + 2\delta} = \frac{3,136}{(D + 2\delta)^{1/4}}$$

b. Tính dẫn nhiệt qua lớp cách nhiệt :

17. Hệ số dẫn nhiệt của dây amiăng :

$$\lambda_{dn} = 0,0871 + 2,759 \cdot 10^{-3} \frac{t_{w1} + t_{w2}}{2} = 0,102$$

18. Mật độ truyền nhiệt qua lớp cách nhiệt :

$$q_{dn} = \Pi \frac{t_{w1} - t_{w2}}{\delta} \cdot \lambda_{dn} (D + \delta) = 8,007 \cdot \frac{D + \delta}{\delta}$$

c. *Lập phương trình cân bằng truyền nhiệt :*

Nhiệt lượng đối lưu trên một mét ống = Nhiệt lượng dẫn nhiệt trên một mét ống :

$$\alpha [(D + 2\delta) \cdot 1] (t_{w2} - t_f) = q_{dn} \cdot 1$$

$$\Rightarrow \delta = 13 \text{ mm}$$

3.3.6.5. Tính cách nhiệt từ bầu hâm nhiên liệu nặng đến máy chính :

1. Nhiệt độ nhiên liệu trong ống : $t_d = 90^\circ\text{C}$
2. Đường kính ngoài của ống : $D = 38\text{mm}$
(theo máy)
3. Nhiệt độ phía trong lớp cách nhiệt : $t_{w1} = t_d = 90^\circ\text{C}$
4. Nhiệt độ phía ngoài lớp cách nhiệt : $t_{w2} = 50^\circ\text{C}$ (chọn)
5. Nhiệt độ không khí : $t_f = 25^\circ\text{C}$ (chọn)

a. *Tính nhiệt đối lưu giữa không khí với vỏ ngoài lớp cách nhiệt :*

6. Nhiệt độ xác định $T_M = 0,5 (t_{w2} + t_f) + 273 = 310,5^\circ\text{K}$
7. Hệ số dẫn nhiệt của không khí ở t_m :
 $\lambda_m = 2,7375 \cdot 10^{-2} \text{ w/m.độ}$ (tra bảng)
8. Hệ số Prandtl của không khí ở t_m :
 $P_r = 0,6995$ (tra bảng)
9. Độ nhớt động học của không khí ở t_m :
 $\gamma_m = 16,5175 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ (tra bảng)
10. Hệ số dẫn nở nhiệt :
 $\beta = 1/T_m = 3,273 \cdot 10^{-3} \text{ 1/độ}$
11. Số Gratzov :

$$G_{rm} = \frac{g \beta (t_{w2} - t_f) \cdot (D + 2\delta)^3}{\nu^2} = 28,954 \cdot 10^8 (D + 2\delta)^3$$

12. Số Gratzov với Prandtl :

$$(G_r \cdot P_r)_m = G_{rm} \cdot P_{rm} = 20,253 \cdot 10^8 (D + 2\delta)^3$$

13. Hệ số $C = 0,54$ (tra bảng) :

14. Hệ số mũ $n = 1/4$ (tra bảng)

15. Số Nutxen :

$$N_{um} = C (G_r \cdot P_r)_m^n = 114,556 \cdot (D + 2\delta)^{3/4}$$

16. Hệ số tỏa nhiệt đối lưu :

$$\alpha = \frac{N_{um} \cdot \lambda_m}{D + 2\delta} = \frac{3,136}{(D + 2\delta)^{1/4}}$$

b. Tính truyền nhiệt qua lớp cách nhiệt :

17. Hệ số truyền nhiệt của dây amiăng :

$$\lambda_{dn} = 0,0871 + 2,759 \cdot 10^{-3} \frac{t_{w1} + t_{w2}}{2} = 0,104$$

18. Mật độ truyền nhiệt qua lớp cách nhiệt :

$$q_{dn} = \Pi \frac{t_{w1} - t_{w2}}{\delta} \cdot \lambda_{dn} (D + \delta) = 13,0376 \cdot \frac{D + \delta}{\delta}$$

c. Lập phương trình cân bằng truyền nhiệt :

Nhiệt lượng đối lưu trên một mét ống = Nhiệt lượng dẫn nhiệt trên một mét ống :

$$\alpha [\Pi (D + 2\delta) \cdot 1] (t_{w2} - t_f) = q_{dn} \cdot 1$$

$$\Rightarrow \delta = 21 \text{ mm}$$

3.4. Hiệu quả kinh tế của hệ thống :

3.4.1. Chi phí cho việc lắp đặt thiết bị của hệ thống gồm có :

1. Làm mới kết lắng, kết trực nhật F.O, 35.000.000đ
kết trộn nhiên liệu :
2. Gia công bầu hâm hỗn hợp tận dụng nhiệt khí xả 25.000.000đ
3. Gia công bầu hâm dùng nước nóng cho kết lắng 10.000.000đ

4. Lắp đặt các bầu hâm điện trong két lắng, két trực nhật và trước bơm cao áp	18.000.000đ
5. Lắp đặt máy lọc và hệ thống lọc dầu	50.000.000đ
6. Lắp đặt bơm chuyển và cấp F.O	9.000.000đ
7. Lắp hệ thống ống và cách nhiệt các thiết bị	9.000.000đ
8. Các chi phí khác	10.000.000đ
TỔNG CỘNG :	297.000.000đ

Theo thống kê, đối với các tàu của Việt Nam có lắp động cơ 6L 350 PN, trung bình một năm tổng số giờ hoạt động máy chính khoảng 2000h và tiêu thụ lượng nhiên liệu khoảng 300.000 lít.

Với giá dầu hiện tại : DO là 3.800đ/lít và FO là 2000đ/lít, chênh lệch giá giữa dầu DO và FO là 1.800đ/lít.

Như vậy chỉ trong vòng một năm, chỉ riêng việc dùng FO thay cho DO đã tiết kiệm được $300.000 \text{ lít} \times 1.800\text{đ/lít} = 480.000.000\text{đ}$. Ngoài ra, còn tiết kiệm được lượng năng lượng dùng để đun nước nóng phục vụ cho các nhu cầu sinh hoạt và các nhu cầu khác.

Chi phí cho việc lắp đặt hệ thống sẽ được thu hồi sau từ 9 tháng đến 1 năm.

CHƯƠNG 4 : **KẾT LUẬN CHUNG**

Qua việc nghiên cứu sử dụng nhiệt thải để nâng cao hiệu suất hệ động lực tàu thủy đối với các tàu có gắn động cơ có công suất vừa và nhỏ ở nước ta, tôi nhận thấy nguồn năng lượng này là rất đáng kể và chúng ta hoàn toàn có khả năng tận dụng được nguồn nhiên liệu này.

Đối với tàu có động cơ chính sử dụng được nhiên liệu nặng và các động cơ đã được hoán cải để sử dụng nhiên liệu hỗn hợp thì việc sử dụng hệ thống tận dụng nhiệt thải mang lại hiệu quả kinh tế to lớn.

Đối với các tàu có công suất nhỏ, sử dụng nhiên liệu nhẹ, ta có thể tận dụng nguồn nhiệt thải để hâm sấy nước nóng phục vụ sưởi ấm, sinh hoạt, chưng cất nước ngọt. Trong tương lai gần, với sự phát triển của đội tàu cá đánh bắt xa bờ thì việc sử dụng nguồn nhiệt thải này có rất nhiều lợi ích.

Hệ thống khai thác nhiệt thải của động cơ áp dụng tốt cho các tàu có thời gian hành trình dài, máy chính thường xuyên làm việc ở chế độ định mức. Đối với đội tàu nước ta hệ thống này nên áp dụng cho các tàu có gắn động cơ chính từ 200 mã lực trở lên. Đối với các tàu động cơ có công suất nhỏ hơn thường không hoạt động trên tuyến hành trình dài và năng lượng của nhiệt thải không lớn, không phù hợp để lắp đặt hệ thống tận dụng nhiệt thải.

Kiến nghị : Do thời gian có hạn, đề tài này chỉ nhằm đưa ra một số cơ sở lý thuyết, một phương án để tận dụng nhiệt thải từ động cơ.

Để đề tài có thể áp dụng được, cần phải được nghiên cứu và tính toán chính xác các thiết bị của hệ thống. Đặc biệt là bộ hâm sấy nhiên liệu trực tiếp bằng khí xả. Thiết bị này tương đối mới đối với thế giới và chưa được thực hiện ở Việt Nam.

Trên đây là kết quả nghiên cứu của tôi về đề tài **NGHIÊN CỨU KHẢ NĂNG TẬN DỤNG NHIỆT THẢI CHO ĐỘNG CƠ DIESEL CÓ CÔNG SUẤT VỪA VÀ NHỎ CỦA ĐỘI TÀU VIỆT NAM**. Do thời gian và khả năng có hạn, các tài liệu tham khảo chưa đầy đủ nên kết quả chưa được toàn diện. Tôi mong đề tài nghiên cứu này sẽ đem lại thông tin bổ ích cho những người quan tâm áp dụng vào thực tế.

Để có được kết quả này, tôi xin chân thành cảm ơn sự hướng dẫn tận tình của Tiến sĩ **LÊ VIẾT LƯỢNG**, của các thầy của Trường Đại Học Hàng Hải, nhân đây tôi xin cảm ơn Ban Giám Hiệu Trường, Ban Chủ Nhiệm Khoa Đào Tạo sau đại học Trường Đại Học Hàng Hải và các bạn bè đồng nghiệp.

Thành Phố Hồ Chí Minh, ngày 15/06/2000

Người thực hiện

HỒ XUÂN PHƯƠNG

TÀI LIỆU THAM THẢO

1. Lý thuyết động cơ diesel –TS Lê Viết Lượng, nhà xuất bản giáo dục, 1999
2. Thiết bị trao đổi nhiệt –TS Bùi Hải, TS Dương Đức Hồng, TS Hà Mạnh Thủ, nhà xuất bản khoa học kỹ thuật, 1999
3. Động cơ đốt trong tàu thủy –VA Vansaidt, nhà xuất bản Đóng tàu Leningrat, 1977
4. Sử dụng nhiên liệu nặng trong động cơ diesel, tàu thủy, NXB Giao thông, Matxcova, 1975.
5. Khai thác hệ thống lực tàu thủy – ThS Lương Công Nhở, KS Đặng Văn Tuấn –Trường ĐHHH, 1995.
6. Xử lý nhiên liệu và dầu nhờn cho động cơ diesel tàu thủy và nồi hơi, NXB Giao Thông, 1968.
7. Bài tập nhiệt kỹ thuật–Phạm Lê Dân, Đặng Quốc Phú, NXB Đại học và giáo dục chuyên nghiệp, Hà Nội, 1992.
8. Thiết kế nồi hơi, TS Trần Thanh Kỳ, Trường ĐHBK Thành Phố Hồ Chí Minh, 1990.
9. Qui phạm đóng tàu biển vỏ thép, cục ĐKVN, 1997.
10. Tài liệu động cơ SKL, SKODA.