

日本船舶振興会昭和42年度補助事業
“巨大船に関する調査研究”

研究資料No. 79

第 102 研 究 部 会

タンカのタンクヒーティングに関する研究 報 告 書

昭 和 4 3 年 3 月

社 団 法 人
日 本 造 船 研 究 協 会

はしがき

本報告書は日本船舶振興会の昭和42年度補助事業「巨大船に関する調査研究」の一部として日本造船研究協会が第102研究部会においてとりまとめたものである。

第102研究部会委員名簿（五十音順、敬称略）

部会長	栖原二郎（九州大学）		
幹事	下川寛人（日立造船）	栖原寿郎（九州大学）	
	宮本新平（三菱重工業）		
委員	赤木新介（三菱重工業）	伊藤哲（佐世保重工業）	
	伊藤剛平（日本造船工業会）	今井正明（石川島播磨重工業）	
	入江徹（石川島播磨重工業）	恵美洋彦（日本海事協会）	
	小野正（川崎重工業）	加藤洋治（東京大学）	
	金井一十三（昭和海運）	川瀬好郎（東京タンカー）	
	小山永敏（横浜国立大学）	阪田正信（三井造船）	
	真田良（日本船主協会）	嶋田光明（日本船主協会）	
	瀬尾正雄（船舶技術研究所）	塚本周吉（函館ドック）	
	土井進一（大阪商船三井船舶）	藤昇（吳造船所）	
	西牧興（日立造船）	平松登志郎（大阪造船所）	
	藤田実（川崎重工業）	古川修（日本郵船）	
	丸谷治彦（大阪商船三井船舶）	山田敏郎（日本钢管）	
	横田富（浦賀重工業）	吉川雄三（日立造船）	

委員以外の討議参加者名簿（五十音順、敬称略）

秋山秀夫（三井造船）	天方博昭（日立造船）
荒巻誠吾（三菱重工業）	有田克彦（吳造船所）
泉国男（北辰電機）	井上司（東京産業）
岡種比古（三菱重工業）	岡部利正（三菱重工業）
加藤茂（日本郵船）	河合敏雄（川崎重工業）
川村尚史（横河電機）	菊井清久（佐世保重工業）
北川徹三（横浜国立大学）	栗原至道（日立造船）
桜田春雄（北辰電機）	笛井裕史（三菱重工業）
塩沢晃（三井造船）	重永照幸（佐世保重工業）
篠田和彦（日立造船）	柴田克彦（三菱重工業）
関口睦（東京タンカー）	高橋恭郎（三菱重工業）
太代修弘（太陽社）	時田雄次（三菱重工業）
奈村久彌（佐世保重工業）	西本綱徳（日立造船）
橋本泰明（浦賀重工業）	八田守江（日本郵船）
肥山央（九州大学）	福井武夫（石川島播磨重工業）
前川長亮（日立造船）	松永弘輝（大阪造船所）

満 石 克 彦 (浦賀重工業)
吉 村 英 輔 (北辰電機)
渡 辺 稔 浩 (日本鋼管)

森 一 (北辰電機)
涌 坂 伸 明 (船舶技術研究所)

目 次

	頁
1. 緒 言	1
2. 加熱された荷油の熱損失	3
2. 1. 船体の熱貫流率の理論	3
2. 2. 形状影響	8
3. ヒーティングコイルの研究	14
4. 小型模型による対流様式の観察	20
5. 大型模型試験	26
6. 実験用計器	62
6. 1. 安 全 性	62
6. 2. ヒートフローメーター	67
6. 3. 記 錄 計	73
7. 原油の性状	74
8. 結 言	88

1. 緒 言

タンクヒーティング装置はタンカの荷役時間短縮およびポンピング性能向上を目的として装備される。しかし装置設計に必要な伝熱に関する知識は、その対象が原油あるいは重油と高粘度の特殊流体であるため、最近の伝熱工学の著しい発展にもかゝらず、現場技術者が直ちに応用できる実際的なものが少ない。特に船体からの熱の逃げに関しては経験にもとづかなく過大な値を用いて設計している実情にある。

しかるに最近の国際的なタンカ建造競争場裡において優位を保つためには、一層経済性の高いタンカ建造に努力を集中することが必要となつた。

その一環として、総長1万メートルを越えるヒーティングコイル、毎時数十トンに達する加熱用蒸気量を始め、タンクヒーティング装置計画の見直しを行なうことが必要となり、現在の基礎伝熱工学の知識に諸実験を加えつゝ再検討し、より合理的、より実際的な設計法を確立すべく、本研究が実施されるに至つた。

タンクヒーティング装置設計のフアクタとしては

- (1) 船体より外部へ逃げる熱量の算定
- (2) コイルよりタンク内へ入る熱量の算定

に大別されるが、特に大きな問題点を含んでいるのが、船体より外部へ逃げる熱量である。従来船体より外部への熱貫流率については、次のような値が使われてきた。

油 - 船底 - 海水	2.5 Kcal/m ² ·h·°C
油 - 側外板 - 海水	2.5 タ
油 - 側外板 - 外気	8 タ
油 - 甲板 - 外気	8 タ
油 - 隔壁 - 艣内空気	5 タ

これらの値が過大であることは以前から云々されている。最近の伝熱工学にもとづく解析、および、オランダ、イギリスにおける実験結果からも、特に油-海水間の熱貫流率 $2.5 \text{ Kcal}/\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot {}^\circ\text{C}$ は過大数値なることがほど確実となつた。

これら過大数値は一方において、装備するコイル長さの过大、また他方においては、蒸気量の过大見込による过大ボイラの装備につながり、タンカ建造コストに少なからぬ影響を及ぼすことになる。

他方コイルよりタンク内へ入る熱量については幾分研究データもあり、また基礎的研究も行なわれている。

しかし、装備コイルを最も効率的に使用するための、1系統 有効長さ決定方式は、コイル内の 2 層流の問題と関連して非常に複雑であり、未解決の問題として残されている。

そこで昭和42年度にはまず、船体より外部へ逃げる熱量の追求を主とし、その他の諸問題についてもデータ収集、理論的研究等できるかぎりの追求を行なうこととして、以下のごとく研究を行なえば、ほど所期の目的は達成されるとの見通しを得たので、1日も早く合理的設計法を確立すべく鋭意研究を続行することとし、こゝに昭和42年度の成果を報告する次第である。

本報告に使用する記号は下記のとおりである。

1. 主記号

(工学単位)

記号	単位	説明	備考または決定事項
θ	°C	温度	
λ	K cal/m·h°C	熱伝導率	
α	K cal/m ² ·h°C	熱伝達率	
h	m	板厚	
a	m ² /h	温度伝導率	
Nu	($\alpha b/\lambda$)	ヌセルト数	
Re	($U b/\nu$)	レイノルズ数	
Gr	($g \beta \ell^3 (t_0 - t)/\nu^2$)	グラスホフ数	
Pr	(ν/a)	プラントル数	
St	($\frac{Nu}{Re \cdot Pr} = \frac{\alpha}{C_p \gamma U}$)	スタントン数	
Pe	Re Pr	ペクレ数	
K	K cal/m ² ·h°C	熱貫流率	
t	h	時間	
c	K cal/Kg°C	比熱	
c _p	K cal/Kg°C	定圧比熱	
γ	Kg/m ³	比重	
ν	m ² /h	動粘性係数	
η	Kgh/m ²	粘性係数	
ρ	Kgh ² /m ⁴	密度 = γg	
p	Kg/m ³	圧力	
β	1/°C	流体の膨脹係数	
g	m/h ²	重力の加速度	1.27×10^8
J	Kg·m/K cal	熱の仕事当量	426.9
U	m/h	流体の速度(管内を除く)	
T	°K	絶対温度	
r	K cal/Kg	蒸発熱	
σ	Kg/m ²	表面張力	
V	m ³	物体の容積	
S	m ²	伝熱面の表面積	
q	K cal/m ² ·h	単位時間単位面積あたりの伝熱量	
Q	K cal/h	単位時間あたりの伝熱量	
d	m	管の径	
w	m/h	管内平均流速	
g	Kg/m ² h	単位時間単位断面積あたりの重量流量	
M	Kg/m ²	単位時間単位面積あたりの質量流量	
		量 $M = g/d = \rho w$	

記号	単位	説明	備考または決定事項
i	Kcal/kg	エンタルピ	
A	m ²	断面積	
A	-	マサツ抵抗係数	
ε		フイン効率	
ψ		フイン効果実効係数	

2. サフィックス

サフィックスは一様には決められず、Case by case で処理すべきであるが一応次のように決める。

x, y, z : 距離の関数になつてゐる場合

l : ある距離 l における

a : atmosphere

s : Steam

w : Water

f : fluid (oilの場合)

h : hull plate

o : t = 0 の場合

t : t = t の場合

(奇数) 入口

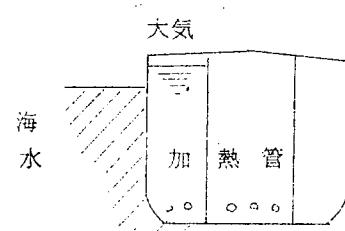
(偶数) 出口

2. 加熱された荷油の熱損失

2.1 船体の熱貫流率の理論

通常のタンカの貨物油加熱装置において、タンクから外部への熱損失の過程には、次のようなものがある。

- (1) 油 → 船側外板 → 海水
- (2) 油 → 船底外板 → 海水
- (3) 油 → 館内空気 → 上甲板 → 大気
- (4) 油 → 隔壁鋼板 → 船内空気
- (5) 油 → 隔壁鋼板 → 油
- (6) 油 → 船側外板 → 大気



これら各々の伝熱の過程を明らかにし、貫流熱量(熱貫流率)を知ることが我々の目的である。

そのために現在までに発表された諸文献を参考とし、妥当と思われる算定式を求めるものである。

しかしながらこれは最終的には後述する模型実験および実船実験によつて確認、修正されるべきものである。

2.1.1 油→船側外板→海水

この間の伝熱過程は油→外板は、外板冷却による油の自然対流熱伝達であり、外板内は熱伝導であり、外板→海水は強制対流熱伝達である。したがつて、油→海水の熱貫流率は

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{h_h}{\lambda_h} + \frac{1}{\alpha_2} \quad \dots \dots \dots \quad (2.1.1)$$

添字 1 は 油→外板
2 は 外板→海水
h は 外板

を示す。

ただし、hは板厚

で与えられる。

ところで外板の熱抵抗 h/λ は、通常 h は 0.02 ~ 0.03 m 程度であり、 λ は 40 ~ 50 Kcal/mh°C 程度であるから $\frac{h}{\lambda}$ は $4 \sim 7.5 \times 10^{-4} \text{ m}^2\text{hC/Kcal}$ 程度となる。

また外板→海水の熱伝達率について、強制対流熱伝達の Colburn の式

$$Nu = 0.036 Pr^{1/4} Re^{4/5} \quad \dots \dots \dots \quad (2.1.2)$$

を使用して概算すると $\alpha_2 = 3 \times 10^3 \text{ Kcal/m}^2\text{h°C}$ 程度となるので熱抵抗 $\frac{1}{\alpha_2} = 3 \times 10^{-4} \text{ m}^2\text{hC/Kcal}$ 程度となる。

一方、油→外板の熱伝達率は $10 \text{ Kcal/m}^2\text{h°C}$ のオーダーであるから $\frac{1}{\alpha_1} = 10^{-1} \text{ m}^2\text{hC/Kcal}$ 程度となる。

したがつて油→海水の熱貫流率はほとんど α_1 によって支配され、 $K = \alpha_1$ としてよい。

さて、垂直平板の自然対流熱伝達に関する McAdams (参考文献 9) は層流域に対して

$$\begin{aligned} Nu &= 0.59 (Gr \cdot Pr)^{1/4} \quad 10^4 < Gr \cdot Pr < 10^9 \\ Nu &= \frac{\alpha \ell}{\lambda m} \\ Gr &= \frac{\ell^3 g \beta m (\theta_f - \theta_h)}{\nu_m^2} \\ Pr &= \left(\frac{\nu_f C_p}{\lambda_f} \right)_m \end{aligned} \quad \dots \dots \dots \quad (2.1.3)$$

添字 m は θ_m における値を示す

$$\theta_m = \frac{1}{2} (\theta_f + \theta_h)$$

ただし、Nu は板全体の平均である。

を推奨式として掲げている。

これに対し赤木は

$$\begin{aligned} Nu &= 0.662 (Gr_{rf} Pr_{rf})^{1/4} \quad 10^8 < Pr < 10^4 \\ Nu &= \frac{\alpha \ell}{\lambda} \\ Gr_{rf} &= \frac{\rho g \beta_f (\theta_f - \theta_h)}{\nu^2} \\ Pr_{rf} &= \frac{\nu_f \gamma_f C_{pf}}{\lambda_f} \end{aligned} \quad \dots \dots \dots \quad (2.1.4)$$

を求めている。 (文献 3)

しかしながら我々が取扱う原油のような高粘度油では粘度は温度によって非常に大きく変化するので、この影響は無視できないと思われる。この問題を赤木は理論的に解析して

$$N_u = 0.662 (G_r \cdot P_r)^{0.25} (\nu_f/\nu_h)^{0.21}$$

$$N_u = \frac{\alpha \ell}{\lambda_m}$$

$$G_r = \frac{\ell^3 g \beta_m (\theta_f - \theta_h)}{\nu_f^3}$$

$$P_r = \frac{\nu_f r_m C_{pm}}{\lambda_m}$$

$$\theta_m = \frac{1}{2} (\theta_f + \theta_h)$$

(2.1.5)



代表長 ℓ はタンクの深さでなくスチフナ間隔を取る。

を求めている。(文献3、4)

これより熱伝達率は

$$\alpha = 0.662 (\lambda_m^3 g \beta_m r_m C_{pm})^{0.25} \left(\frac{\theta_f - \theta_h}{\ell} \right)^{0.25} \nu_f^{-0.04} \nu_h^{-0.21} \quad \dots \dots \dots \quad (2.1.6)$$

となる。

そして赤木は、この式を用いて計算した値とT.N.O.(文献8)の実船実測結果とを比較しているが、よく一致している。(文献4)

ところで、油→外板の熱伝達には、外板冷却による自然対流の他に、加熱管加熱による流動の影響があると思われるが、T.N.O.の実測結果によると、加熱中と自然冷却中とで、外板側の熱貫流率は不变と報告されている。したがつて、この影響はあるにしても無視しうる程度であると思われる。(文献8)

また、上記の式のスセルト数は板全高にわたつての平均値であるから、 θ_f をどの高さの温度とするかという問題がある。山県、川野は、流体温度が高さ方向に直線的に変化する場合、全高の0.2～0.35の高さの温度を有効流体温度として使用するとよいことを示している。また、温度変化が直線的でない場合も、上記の有効流体温度では十分であるといつている。(文献6)

2.1.2 油→船底外板→海水

T.N.O.の実船実測結果によると、加熱管の下にほとんど動かない冷油層ができることが報告されている。(文献8)また、2.1節と同様に船底外板熱抵抗、外板→海水の熱抵抗は油側の熱抵抗に較べ無視でき、油→海水の熱貫流率はほとんど静止冷油層の熱伝導に支配されるので

$$K = \frac{\lambda}{\delta} \quad \dots \dots \dots \quad (2.1.7)$$

λ : 油の熱伝導率

δ : 加熱管下の静止冷油層の厚さ

としてよい。

2.1.3 油→艤内空気→上甲板→大気

この場合の熱貫流率は空気層の熱伝達率(対流+輻射)、油の自由表面の熱伝達率、外気側熱伝達率から決まるが、現在知られているのは平行二面間の熱伝達率($6 \sim 7 \text{ K cal/m}^2 \text{ h}^\circ\text{C}$)くらいのもので、他はまだあまり知られていない。したがつて現時点では実験値を基に推定するしか方法がない。

赤木は T.N.O. の実測値を基に補強材の影響を考慮して、 $6 \text{ Kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$ 程度と推定している。(文献4)

2.1.4 油→隔壁鋼板→船内空気

この場合の熱貫流率は鋼板熱伝導の熱抵抗は無視しうるので

$$\left. \begin{aligned} \frac{1}{K} &= \frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} \\ \alpha_2 &= \alpha_{2c} + \alpha_{2r} \end{aligned} \right\} \quad (2.1.8)$$

ただし、添字 1 は 油 → 外板
2 は 外板 → 空気 } を示す。

α_{2c} : 空気側自然対流熱伝達率

α_{2r} : 輻射熱伝達率

で与えられる。

α_1 は 2.1.1 項と同様にして求められる。

α_{2c} は空気に対する自然対流熱伝達の式 (文献 11)

$$N_u = 0.56 (G_r \cdot P_r)^{0.25}$$

$$\left. \begin{aligned} N_u &= \frac{\alpha_{2c} \ell}{\lambda_m} \\ G_r &= \frac{\ell^3 g \beta_m (\theta_h - \theta_a)}{\nu_m^2} \\ P_r &= \frac{\nu_m \gamma_m C_p m}{\lambda_m} \end{aligned} \right\} \quad (2.1.9)$$

ただし、添字 m は $\theta_m = \frac{1}{2} (\theta_h + \theta_a)$ に於ける値を示す。

より

$$\alpha_{2c} = 0.56 \left(\frac{\lambda_m^3 g \beta_m \gamma_m C_p m}{\nu_m} \right)^{0.25} \left(\frac{\theta_h - \theta_a}{\ell} \right)^{0.25} \quad (2.1.10)$$

で与えられ、 α_{2r} は輻射熱伝達の式より (文献 10)

$$\alpha_{2r} = \frac{4.88 \epsilon h [(T_h/100)^4 - (T_a/100)^4]}{T_h - T_a} \quad (2.1.11)$$

ただし ϵ は輻射率

で与えられる。

2.1.5 油→隔壁鋼板→油

この場合の熱貫流率は鋼板熱伝導の熱抵抗は無視できるので

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} \quad (2.1.12)$$

α_1, α_2 : それぞれの油側の熱伝達率

で与えられる。

α_1, α_2 は 2.1.1 項と同様にして求められる。

2.1.6 油→船側外板→大気

この場合の熱貫流率は鋼板熱伝導の熱抵抗は無視できるので

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} \quad \left. \begin{array}{l} \\ \alpha_2 = \alpha_{2c} + \alpha_{2r} \end{array} \right\} \dots (2.1.13)$$

ただし、添字 1 は 油→外板
2 は 外板→空気 } を示す。

α_{2c} : 空気側強制対流熱伝達率

α_{2r} : ノ 輻射熱伝達率

α_1 は 2.1.1 項とまた α_{2r} は 2.1.4 項と同様にして求められる。

α_{2c} は空気に対する強制対流熱伝達の式 (文献 1.1)

$$Nu = 0.037 (Re)^{0.8} (Pr)^{1/3} \quad \left. \begin{array}{l} \\ Nu = \frac{\alpha_{2c} l}{\lambda_m} \quad Re = \frac{U_a l}{\nu_m} \quad Pr = \frac{\nu_m \gamma_m c_{pm}}{\lambda_m} \end{array} \right\} \dots (2.1.14)$$

ただし、添字 m は $\theta_m = \frac{1}{2} (\theta_u + \theta_h)$ のときの値を示す。

$$\text{より} \quad \alpha_{2c} = 0.037 \left(\frac{U_a^{0.8}}{\nu_m^{1/45} \beta^2} \right) (l_m^2 \gamma_m c_{pm})^{1/3} \dots (2.1.15)$$

で与えられる。

参考文献

- (1) 西島、島 「油槽船の貨物油加熱に関する熱量計算についての一考察」
昭和 33 年 開西造船協会秋季講演会記録
- (2) 古関、近藤、増木、赤木 「油槽船のタンクヒーティングについて」
昭和 37 年 開西造船協会秋季講演会記録
- (3) 赤木新介 「高粘度油中における自然対流熱伝達」
日本機械学会論文集 30 卷 213 号
- (4) 赤木新介 「タンク加熱に関する伝熱の諸問題」
日本船舶機関学会誌 第 1 卷 第 1 号
- (5) 山県 清 「垂直面における自由対流の一計算」
日本機械学会論文集 24 卷 114 号
- (6) 山県、川嶋 「自由対流熱伝達における有効流体温度」
日本機械学会論文集 24 卷 114 号
- (7) R.G.S. Skipper, J.S.C. Heit, O.A. Saunders
"Natural Convection in Viscous Oil"
- (8) VAN DER HEEDEN, L.L. MULDER
"HEAT-TRANSFER IN CARGOTANKS OF A 50,000DWT TANKER"
Publication of the Netherlands Research Centre T.N.O. for
Shipbuilding and Navigation.

(9) WILLIAM H. MCADAMS

"HEAT TRANSMISSION"

(10) ギート 「基礎伝熱工学」

(11) 「機械工学便覧、熱及び熱力学」

日本機械学会編

2.2 形状影響

フレーム・スチフナ等の船体補強部材が船殻外板の伝熱面積を増加させるいわゆるフイン効果を生ずることは周知の事実である。本節ではフレーム内の温度分布よりフイン効率を求め、さらに等角写像法を応用してフレームスペースを考慮した伝熱面積修正係数、すなわち形状影響修正係数を導いた。

2.2.1 矩形断面の直立なフインのフイン効率

図2.2.1に示すようなモデル化したフインを考える。

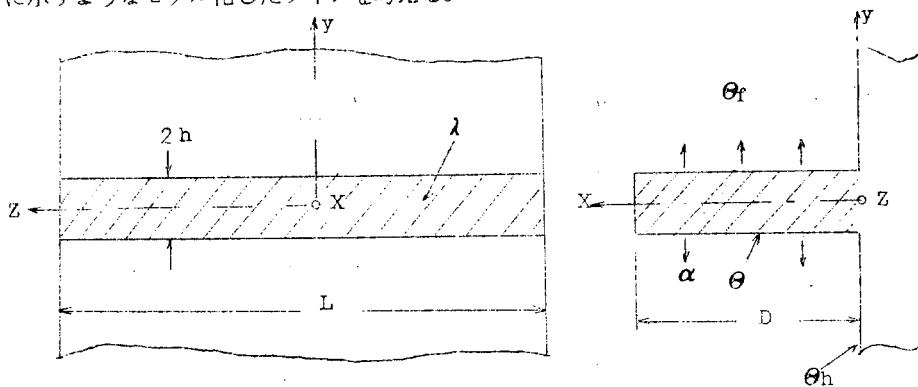


図2.2.1

フインの厚さは深さに比べて非常に薄く、厚さ方向の温度分布は一様とする。

熱平衡式

$$\frac{d^2\theta}{dx^2} - N^2(\theta - \theta_f) = 0 \quad (2.2.1)$$

境界条件

$$x=0 \text{ で } \theta = \theta_h \quad (2.2.2)$$

$$x=D \text{ で } -\lambda \left(\frac{d\theta}{dx} \right)_{x=D} = \alpha (\theta_{x=D} - \theta_f) \quad (2.2.3)$$

$$\text{ここで, } N = \sqrt{\alpha/\lambda h} \quad \text{である。} \quad (2.2.4)$$

これを解くと温度分布が次のとおり求まる。

$$\frac{\theta - \theta_f}{\theta_h - \theta_f} = \frac{\exp(Nx) - A \exp(-Nx + 2ND)}{1 - A \exp(2ND)} \quad (2.2.5)$$

$$\text{ここで } A = \frac{\alpha + \lambda N}{\alpha - \lambda N} = \frac{(h/D) \cdot ND + 1}{(h/D) \cdot ND - 1}$$

したがつて、フイン表面での伝热量はZ方向の単位長さ当り

$$Q = \int_0^D 2\alpha (\theta - \theta_f) dx \quad (2.2.6)$$

一方、フイン全体が一様に付け根の温度 θ_h に等しいとしたときの伝热量は、同様にしてZ方向の単位長さ当り

$$Q^* = 2\alpha (\theta_h - \theta_f) D \quad (2.2.7)$$

となる。いま、等価フイン深さを δ_F フイン深さの修正係数、すなわちフイン効率を ζ とし、それぞれ次のように定義する。

$$\delta_F = \frac{1}{2\alpha(\theta_h - \theta_f)} \int_0^D 2\alpha(\theta - \theta_f) dx \quad \dots \dots \dots \quad (2.2.8)$$

$$\zeta = \delta_F / D \quad \dots \dots \dots \quad (2.2.9)$$

(2.2.8) 式を定義するため、フインの先端における伝熱量を無視しているが、一般にフインの表面積に比べ、フイン先端の伝熱面積は非常に小さく、しかも先端での伝熱量は少ないので、この処置は近似的に正しいと考えられる。また D としては、フランジ幅をフレーム深さに加えた値を取るべきである。

(2.2.5) ~ (2.2.9) 式より

$$\zeta = -\frac{\delta_F}{D} = -\frac{Q}{Q^*} = \frac{1}{D} \int_0^D \frac{\theta - \theta_f}{\theta_h - \theta_f} dx$$

$$= \frac{(1+A) \exp(ND) - \{1 + A \exp(2ND)\}}{ND \{1 - A \exp(2ND)\}} \quad \dots \dots \dots \quad (2.2.10)$$

(2.2.10) 式の計算結果を図 2.2.2 に示す。図中のパラメータ δ_F/D はフイン厚さの影響を表わしている。

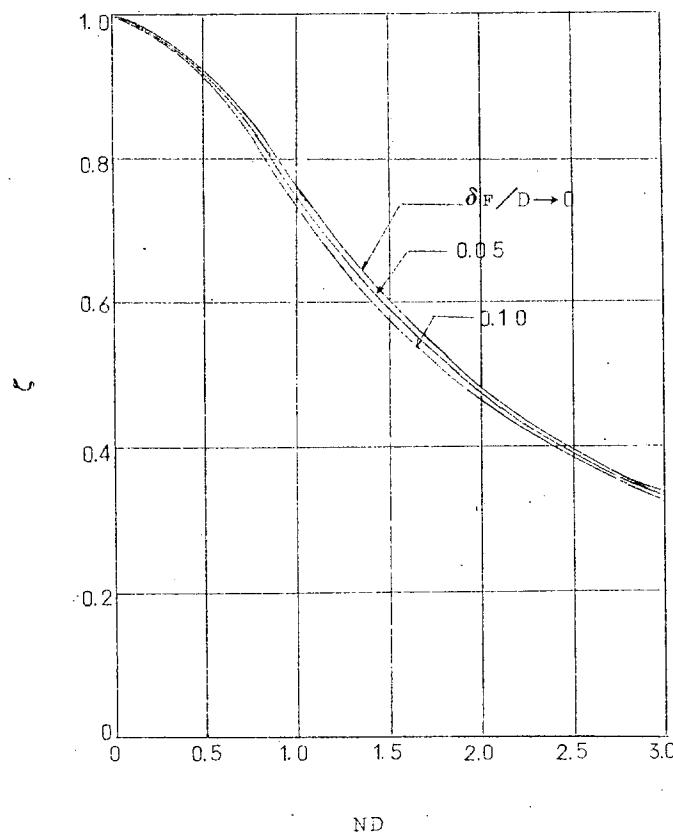


図 2.2.2 フイン効率

なお、 $ND > 3$ の範囲は、誤差範囲 1% 以下で次式により近似される。

$$\zeta = \frac{1}{ND} \quad \dots \dots \dots \quad (2.2.11)$$

2.2.2 フレーム影響の修正法

前項述べたフイン効率により、フレーム深さ D は等価フレーム深さ δ_{FR} に置き換えるが、この δ_{FR} に対して

フレームスペースを考慮し最終的な伝熱面積の修正係数、すなわちフレーム影響の修正係数を求める。このために等角写像法を応用した。

(1) 等角写像および修正係数

図2.2.3のようにフレーム付き平板をZ-平面上に考える。平板を実軸に、フレームを虚軸にとり、フレームの深さを単位長さにとり、頂部を(0, i)に対応させる。

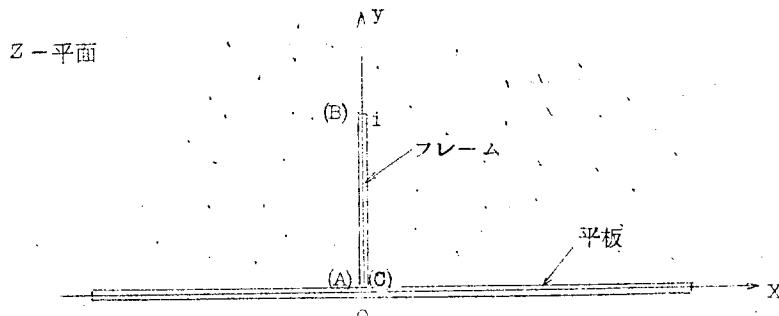


図 2.2.3

図 2.2.3 の图形を図 2.2.4 のようにW-平面に写像する。

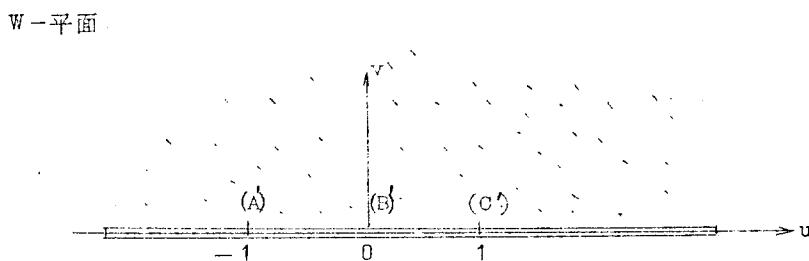


図 2.2.4

図 2.2.3 と図 2.2.4との対応関係は次のようにする。

図 2.2.3

$$\begin{array}{lll} x = -\infty & \cdots u = -\infty \\ (A) : (0, 0) \text{ フレームの付根 } 0^- \text{側} & \cdots (A) : (-1, 0) \\ (B) : (0, i) \text{ フレームの頂部} & \cdots (B) : (0, 0) \\ (O) : (0, 0) \text{ フレームの付根 } 0^+ \text{側} & \cdots (O) : (1, 0) \end{array}$$

図 2.2.4

$$\begin{array}{lll} x = +\infty & \cdots u = +\infty \\ \cdots & \cdots \end{array}$$

Z-平面からW-平面への写像関数は Schwarz-Christoffel の変換により次のように求まる。

$$W = \sqrt{Z^2 + 1} \quad \dots \dots \dots \quad (2.2.12)$$

今、W-平面内でv軸に平行な一様な強さの熱の流れを考える。この熱流の強さはW-平面内での温度勾配 $d\theta/dW$ に比例する。これを便宜上単位強さに考える。同様に、Z-平面内の熱流の強さは、 $d\theta/dZ$ で表わされるから、一様な強さの熱流のあるW-平面上の点に対応するZ-平面上の点における熱流の強さは

$$\frac{d\theta/dZ}{d\theta/dW} = \frac{dW}{dZ} \quad \dots \dots \dots \quad (2.2.13)$$

で表わされる。(2.2.12)式より結局

$$\frac{dW}{dZ} = \frac{Z}{\sqrt{Z^2 + 1}} \quad \dots \dots \dots \quad (2.2.14)$$

ゆえに、 Z -平面上で任意の2点間を通過する熱流量は次式で与えられる。

$$q = \left| \int_{Z_1}^{Z_2} \left(\frac{dW}{dZ} \right) dZ \right| = \left| \int_{Z_1}^{Z_2} \frac{Z d\eta}{\sqrt{Z^2 + 1}} \right| \\ = \left| \sqrt{Z_2^2 + 1} - \sqrt{Z_1^2 + 1} \right| \quad \dots \dots \dots \quad (2.2.15)$$

ここに、 Z_1 、 Z_2 は Z -平面上の点、また、 $| \cdot |$ は絶対値を表わす。

したがつて、フレームの頂点から、平板上の任意の点の間を通過する熱量は、 $Z_1 = (0, i)$ 、 $Z_2 = (x, 0)$ とすれば

$$q = \left| \sqrt{(x + i \cdot 0)^2 + 1} - \sqrt{(0 + i)^2 + 1} \right| \\ = \sqrt{1 + x^2} \quad \dots \dots \dots \quad (2.2.15')$$

ここに、 x はフレーム深さを単位とした平板上の距離を表わす。

一方、平板上にフレームが存在しない場合、熱の流れは一様な単位強さの流れとなり、熱流量は伝熱面積すなわち x に比例する。

したがつて、フレームによる伝熱面積の修正係数 ξ は熱流量の比として次のように与えられる。

$$\xi = \frac{1 + x^2}{1 + x} = \sqrt{1 + (1/x)^2} \quad \dots \dots \dots \quad (2.2.16)$$

(2.2.16) 式における x を、フレーム深さおよびフレームスペース L を用いて書き換える。図形の対称性を考慮すれば、

$$x = \frac{L/2}{\delta_{FR}} \quad \dots \dots \dots \quad (2.2.17)$$

ここで、 δ_{FR} は 2.2.2 項で修正された等価フレーム深さを用いる。

(2.2.17) 式を (2.2.16) 式へ代入すれば、

$$\xi = \sqrt{1 + 4 \left(\frac{\delta_{FR}}{L} \right)^2} \quad \dots \dots \dots \quad (2.2.18)$$

(2.2.18) 式の計算結果を図 2.2.5 に示す。横軸には便宜上 L/δ_{FR} を取つている。

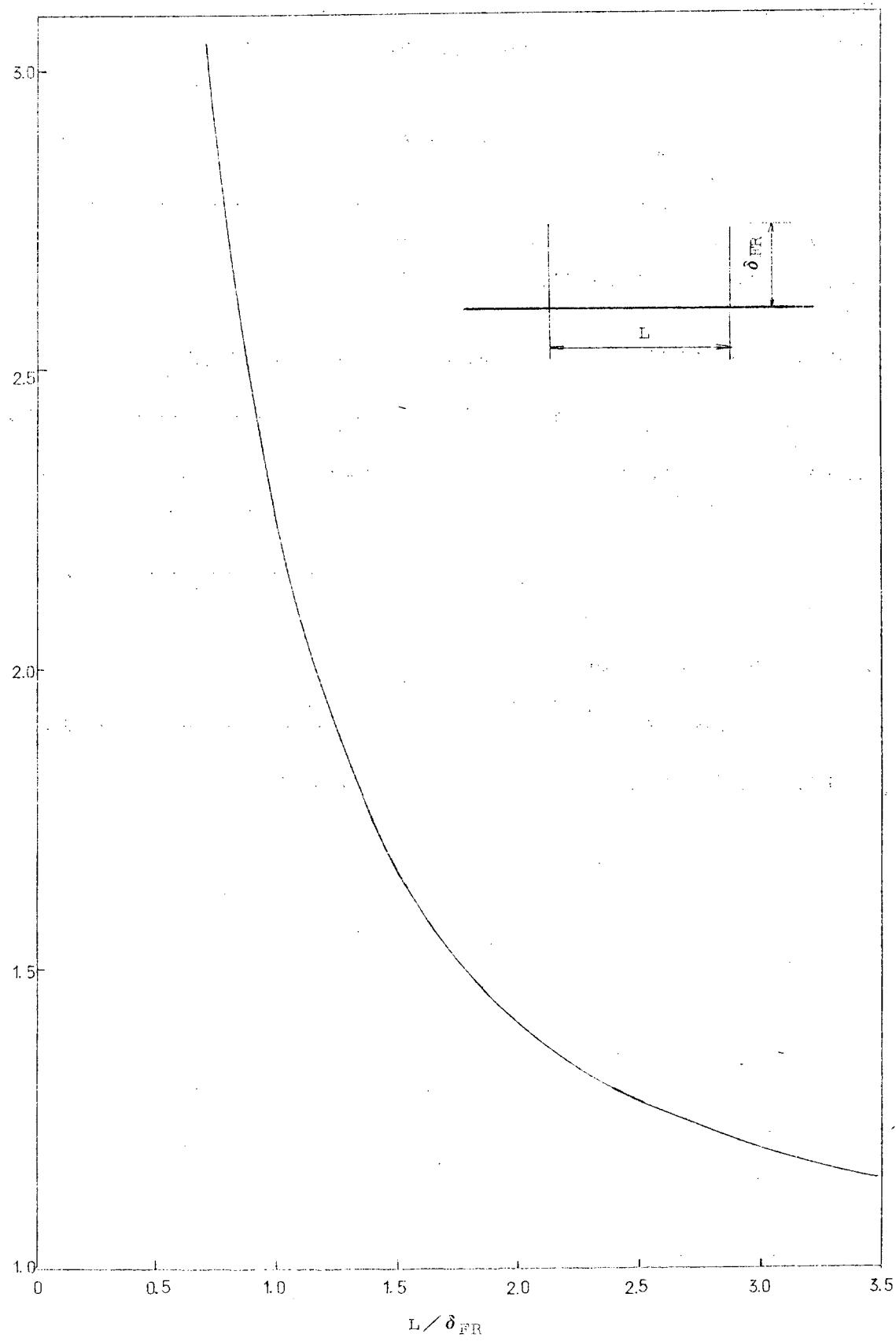


図 2.2.5

2.2.3 伝熱面積の修正計算例

前節までの結果を用いて、伝熱面積の修正計算ができる。その手順は次の通りである。

- (1) D (フレーム深さにフランジ幅を加える)
 - h (フレーム厚さの $\frac{1}{2}$)
 - L (フレームスペース)
- } を読む。
- (2) α および λ を適当に定める。
 - (3) ND を計算する (2.2.4) 式
 - (4) 図 2.2.2 または (2.2.11) 式より ζ を求める。
 - (5) (2.2.10) 式により等価フレーム深さ δ_{FR} を計算する。
 - (6) L/δ_{FR} を計算する。
 - (7) 図 2.2.5 または (2.2.18) 式より ξ を求める。
 - (8) フレームを除いた伝熱面積に ξ を乗する。これが求める伝熱面積である。

大型模型を例にとって計算をする。(第1回模型実験の場合)

(1)(a) 側外板

$$D = 0.720 + 0.150 = 0.870(m)$$

$$h = 0.012 / 2 = 0.006(m)^*$$

$$L = 0.800(m)$$

(b) 底外板

$$D = 1.000 + 0.150 = 1.150(m)$$

$$h = 0.012 / 2 = 0.006(m)^*$$

$$L = 1.000(m)$$

* フランジの板厚は媒体との接触面積に大きな影響を与えないものでフレームの板厚に等置した。

(2)(a) 側外板

$$\alpha = 5 \text{ Kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C} \text{ (対流速度は非常に小さいとみて)}$$

$$\lambda = 4.6 \text{ Kcal/m}^\circ\text{C}$$

(b) 底外板

$$\alpha = 2 \text{ Kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C} \text{ (対流はほとんどないとみて)}$$

$$\lambda = 4.6 \text{ Kcal/m}^\circ\text{C}$$

(3) 以下表示

	D (m)	h (m)	L (m)	$\frac{ND}{\sqrt{\frac{\alpha}{\lambda}} h D}$	ζ	$\delta_{FR} = \zeta D$ (m)	L/δ_{FR}	ξ
側外板	0.870	0.006	0.800	3.70	0.270	0.235	3.40	1.16
底外板	1.150	0.006	1.000	3.10	0.323	0.371	3.10	1.19

2.2.4 縦強材の格子配置に対する修正

上記フレーム影響の修正係数は、フレームが一方向に平行に並んでいる場合に適用されるが、実際の船體ではフレームに直交して縦強材が通つているので、これに対しても同様の修正が必要になる。

いま、横方向の修正係数を ξ_T 、縦方向の修正係数を ξ_L 、两者を含めた修正系数を ξ_0 で表わせば

$$\xi_0 \equiv \xi_T \cdot \xi_L \quad \dots \dots \dots \dots \dots \dots \dots \dots \dots \quad (2.2.19)$$

で定義する ξ_0 を全体の修正係数として考えるべきであろう。

この論理に従えば船底に対する修正係数は $(1.19)^2 = 1.42$ で、フレーム、縦通材等の形状影響は伝熱面積を 4.0% 余り増加させる程度であることが推定される。

3. ヒーティング・コイルの研究

3.1 ヒーティング・コイルの熱貫流率

ヒーティング・コイル内蒸気から油への熱伝達の研究は理論的にある程度解明されている。これに関する実験も相当数行なわれているが、その実験結果にかなりのばらつきが見られ、実験の困難さおよび複雑さを示している。ここではこの点を理論的に考察してみるにとどめる。

ヒーティング・コイルの熱貫流率を K 、単位時間、単位面積あたりの伝熱量を q 、蒸気の温度を θ_s 、油の温度を θ_t とすると (3.1.1) 式が成立する。

$$q = K (\theta_s - \theta_t) \quad \dots \dots \dots \dots \dots \dots \dots \dots \dots \quad (3.1.1)$$

この場合ヒーティング・コイルの形状を薄肉円管とし、 α_1 、 α_2 をそれぞれ蒸気から円管および円管から油への熱伝達率、 δ を管の肉厚、 λ_p を管の熱伝導率とすると (3.1.2) 式が成立する。

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda_p} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{1}{f} \quad \dots \dots \dots \dots \dots \dots \dots \dots \quad (3.1.2)$$

ただしここで $1/f$ は汚れ係数とし、一般には $10^{-3} \text{ m}^2 \text{ h}^\circ \text{ C}/\text{K cal}$ をとする。

(3.1.2) 式右辺の第 1、2、3 項のそれぞれについて以下考察する。

3.1.1 蒸気からヒーティング・コイルへの熱伝達率 α_1

実際の活塞内におけるヒーティング・コイルには過熱蒸気を使用せず、飽和蒸気を使用する場合がほとんどであり、ヒーティング・コイル内における蒸気からの熱伝達はいわゆる凝縮熱伝達である。したがつてその値は数千 K cal/m² h°C となる。ゆえに熱抵抗 $1/\alpha_1$ は $1/\alpha_2$ に比べて無視しうる程の大きさである。問題は凝縮後のドレンの挙動が現在のところはつきり解明されていないことであり、その挙動によつては管内熱伝達率が小さくなり、K に影響を及ぼすことが考えられる。すなわち文献(1)C でも述べられているようにヒーティング・コイルの一部に凝縮水がたまるとその部分では凝縮熱伝達が起らないため、極端に熱伝達が低下する。もちろん完全凝縮点に到るまでのこのような諸点は間接的につなげてヒーティング・コイル全体にわたつて点在し熱伝達を妨害しているものと思われる。蒸気主管に防熱が施工されている場合は、その部分における圧力の減少に比較して熱の逃げが少ないため、過熱蒸気になるとも考えられるが、ヒーティング・コイル入口から数メートルで飽和蒸気に戻り、この部分の局所熱伝達率の低下は問題にならない。

3.1.2 ヒーティング・コイル壁の熱抵抗 δ/λ_p

δ として考えられる最大のものとして、JIS SCH.8 0-2" の鋼管をとつてみると 5.5 mm である。 λ_p は鋼管で $4.0 \sim 5.0 \text{ K cal/m}^2 \text{ h}^\circ \text{ C}$ をとつて計算すると、 δ/λ_p も 10^{-4} のオーダとなりこれも無視しうる。

3.1.3 ヒーティング・コイル壁から油への熱伝達率 α_2

上記3.1.1および3.1.2の検討により α_2 はほぼ α_2^* によつて定まるといえる。したがつて α_2 をいかに正確に求めうるかが問題となる。 N_{uf} 数および G_f 数の代表長さ L に管の外径 d_o を用いると高粘度油中では次の(3.1.3)式が成立する。

$$N_{uf} = 0.515 (G_{rf} \cdot P_{rf})^{0.25} \left(\frac{\nu_f}{\nu_{fp}} \right)^{0.21} \quad \dots \dots \dots \quad (3.1.3)$$

ただし、 d_o ：管の外径、 ν_f ： θ_f に対する油の動粘性係数

ν_{fp} ： θ_p に対する油の動粘性係数

設計の標準として3000 SSU at 100°F のC重油で計算すると管壁温度170°Cとして $\alpha_2 = 120$ となる。管壁温度が低いと熱伝達率も小さくなり $\theta_p = 110^\circ\text{C}$ では $\alpha_2 = 80$ となる。油の温度自体による α_2 への影響はきわめて小さいので $\theta_f = 30^\circ\text{C}$ として(3.1.3)式を図3.1.1に示す。(文献2)

以上の考察によりヒーティング・コイルの熱貫流率の計算には(3.1.3)式および(3.1.2)式を書きなおした。

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{\alpha_2} + \frac{1}{f} \quad \dots \dots \dots \quad (3.1.4)$$

を用いることができる。

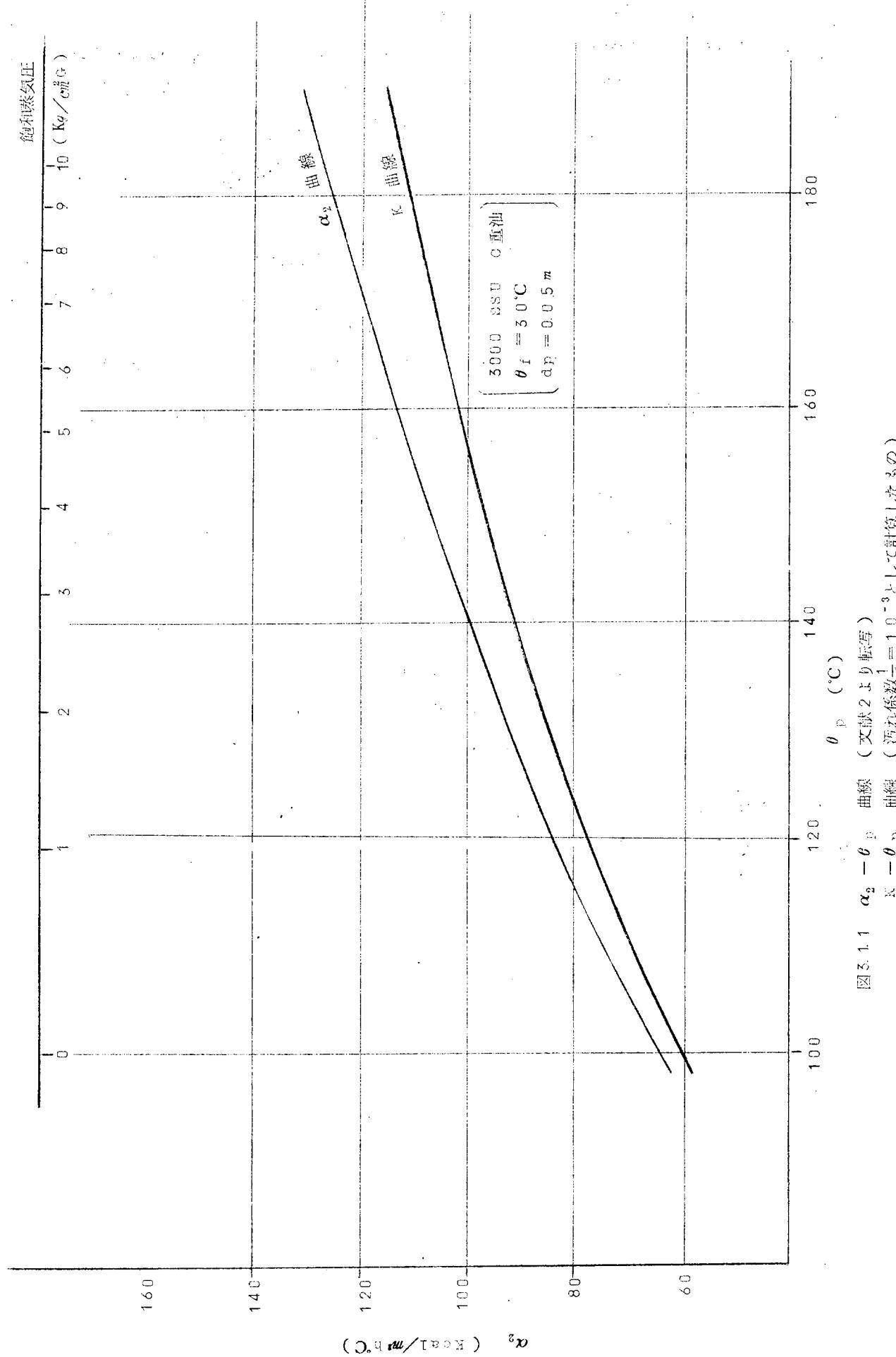
大方の場合は図3.1.1を用いて α_2 を求めてよい。

たとえば8.5 Kg/cm²飽和蒸気を用いる場合 $\theta_p \approx \theta_s$ と考えて177°Cをとると図3.1.1から $\alpha_2 = 123$ となるから $f = 10^3$ として

$$K = 110 \text{ Kcal/mhC}$$

が求まる。(3.1.4)式から $f = 10^3$ として求めた K 曲線も図3.1.1に示す。

次に α_2 を算出する際の(3.1.3)式は無限の高粘度油中に水平に置かれた管からの自然対流熱伝達を求める式であるのに反し、実船においては周囲のフレーム板材および他のヒーティングコイル等の影響を考慮しなくてはならないがこれも文献(3)による実験ではほとんど影響のないことが判明している。これはたとえヒーティングコイルが上下に接近して設置されても同様に相互影響のないことが判明しており、その理由としては自然対流速度の遅さとヒーティングコイル周囲の温度境界層が非常に薄いことがあげられる。



3.2 ヒーティングコイルの熱貫流率に影響するその他の問題点

この項では原油加熱における沸騰現象の影響、管内2相流および完全凝縮等について論じている。

大気圧下の原油の沸点は比重0.8～0.9の範囲で約130°C～370°Cであり、比重の大きいものほど沸点は高くなる。この値は大気圧下であるからタンク底部に設置される加熱管のまわりではこれより若干高い温度を必要とするであろうが、原油の成分は種々雑多であるからヒーティングコイルまわりで核沸騰ないしは膜沸騰が生じていないとはいえない。ただ高粘度高比重の原油の場合は上記沸点の値から見ても沸騰が起こりにくいことはたしかであり、一般にはあまり問題とはならないであろう。沸騰熱伝達は最近の原子力工学の発達によりかなり解明されてきたが、常温の水でも約10⁴ Kcal/m²h°Cのオーダーの熱伝達率を持つことが報告されており、今まで求めた自然対流熱伝達率の10²倍のオーダーであるから実際には3.1節で求めた数値は安全側にあり、沸騰は問題にならない。むしろ、沸騰現象により原油内の貴重な揮発部分が空中に拡散しタンクから漏出することの方が、また別の意味での問題となる。この点の研究が進めば将来沸騰の高熱伝達率を利用した小型の加熱器の開発も夢ではないと思われる。

管内2相流に関しては3.1節でも多少ふれたが現在判明している範囲では次のような状態が想像できる。すなわち管内のドレンは管の底部を走り、ドレンのたまりやすい部分に徐々にたまり（たとえば加熱管が船底の縦通材を越えるために立上がるような点）その部分の蒸気の圧力が、ドレンをおしあげ移動させうるに十分な程度になると、瞬間的にドレンの移動が起きる。しかし管内の蒸気が凝縮しうる場所（すなわち管内に蒸気がまだ存在する部分）では凝縮熱伝達率が約5.000～10.000 Kcal/m²h°Cであることと管材の熱伝導率の高いことから管外面の温度はほぼ一様でその部分の圧力における飽和蒸気温度にほぼ等しいと考えられる。このような状態のためタンク内の蒸気は常に脈動しており非常に不規則な運動を繰り返しているのであるが管外周の温度が一様であることを認めるならばこの脈動の熱伝達率に与える影響は無視しうる。

完全凝縮が起つたのちは管内の高温水の放出しうる熱量はきわめて少しだけ残つてないためと容積の減少によつて管内流速の低下することに起因する熱伝達率の低下、凝縮による高熱伝達がなくなることおよび管表面温度の低下等により管外へ移動する熱量は蒸気部と異なりきわめて減少すると同時に管内温度の低下率もふえると考えられる。

3.3 ヒーティングコイルの有効長さの算定

前節の終りに述べたように、完全凝縮点までの熱貫流量とそれ以後の熱貫流量は著しく異なるため完全凝縮点までのヒーティングコイルの持つ価値とそれ以後の管の価値とは、きわめて異なつてくる。したがつて完全凝縮点がどれほどの所にあるかを算定することが必要となる。

一般にボイラ出口圧力をP_B、タンクの加熱管入口圧力をP_I、タンクのヒーティングコイル出口圧力をP₂、コンデンサ入口圧力をP_Cとする時蒸気管および校管内の圧力降下量P_B-P_I、およびヒーティングコイル終了点からドレン、トラップを経てコンデンサまでの圧力降下量P₂-P_Cは蒸気量が定まれば求めうる。加熱管の長さおよび径としては圧力P_Iの蒸気が圧力降下してP₂となつた時同時に凝縮を完了し終るよう設計することが最も望ましい。ここではその凝縮完了するヒーティングコイルの長さLの求め方について考える。

ヒーティング・コイルの入口においては蒸気主管に防熱があれば蒸気はその圧力降下に比して温度降下が小さくなるので過熱蒸気の状態にあることが推定される。しかしここでは簡単のため、ヒーティング・コイル入口にて飽和蒸気になつているとする。

ヒーティング・コイル内部では蒸気と凝縮した飽和水とが共存しているいわゆる2相流が考えられるが、これまで2相流について扱われたものはきわめて少なく、これを理論的に扱うことはなかなか困難である。したがつていくつかの仮定を設け簡単化することを考えねばならない。

- (1) 2相流の蒸気と水とは混合して流れるものとし計算上の取り扱いは単相流とする。
- (2) 2相流の蒸気は飽和蒸気と考える。

- (3) 管内の摩擦損失係数は混合流体として一定とする。
 (4) 热貫流率は長さ L にわたつて一定として考える。
 (5) 管壁の温度は入口、出口の P_1 、 P_2 に対応する飽和蒸気温度の算術平均値をとる。

以上の仮定に従つてヒーティング・コイルの有効長さを求める。(文献(4))

管内圧力降下を示す式は

$$dp + d\left(\frac{w^2}{2g}\right)\gamma + \frac{\lambda_m}{D} \frac{w^2}{2g} \gamma d\ell = 0 \quad \dots \dots \dots \quad (3.3.1)$$

または

$$\frac{dp}{d\ell} + \frac{1}{g} \left(\frac{G}{A}\right)^2 \frac{dv_m}{d\ell} + \frac{1}{2g} \frac{\lambda_m}{D} \left(\frac{G}{A}\right)^2 v_m = 0 \quad \dots \dots \dots \quad (3.3.2)$$

ここで D : 管内径

凝縮完了点までの長さを L とし管内は一様凝縮と仮定すると

$$v_m = v' + \frac{\ell}{L} (v' - v'') \quad \dots \dots \dots \quad (3.3.3)$$

ここで v'' : 蒸気の比体積、 v' : 凝縮水の比体積

v' は v'' に比して無視しうる程度に小さいとすると

$$v_m \approx \frac{L-\ell}{L} v'' \quad \dots \dots \dots \quad (3.3.4)$$

$Pv'' \approx \text{const}$ と近似すると

$$Pv' = P_1 v'' \quad (1 \text{ は入口を示す}) \quad \dots \dots \dots \quad (3.3.5)$$

これらより

$$\frac{dp}{d\ell} = \frac{\frac{1}{g} \left(\frac{G}{A}\right)^2 \frac{1}{L} \frac{P_1 v''}{P} \left\{ 1 - \frac{\lambda_m}{2D} (L - \ell) \right\}}{1 - \frac{1}{g} \left(\frac{G}{A}\right)^2 \frac{P_1 v''}{P^2} \left(\frac{L - \ell}{L} \right)} \quad \dots \dots \dots \quad (3.3.6)$$

分母の第2項は小さいから省略すると $\ell = L$ の点の圧力 P_2 は

$$\begin{aligned} \frac{P_2^2}{2} - \frac{P_1^2}{2} &= \frac{1}{g} \left(\frac{G}{A}\right)^2 P_1 v'' \left(1 - \frac{\lambda_m L}{4D} \right) \\ &\approx -\frac{1}{g} \left(\frac{G}{A}\right)^2 P_1 v'' \left(\frac{\lambda_m L}{4D} \right) \end{aligned} \quad \dots \dots \dots \quad (3.3.7)$$

となる。一方 L は凝縮完了点なるゆえ熱量平衡より

$$G A i = K (\pi d_o L) A \theta_m \quad \dots \dots \dots \quad (3.3.8)$$

ただし d_o : 管外径

したがつて

$$L = \frac{D}{2} \left[\left\{ 1 - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^2 \right\} \frac{g A i P_1 D^2}{(K d_o A \theta_m)^2 v'' \lambda_m} \right]^{\frac{1}{3}} \quad \dots \dots \dots \quad (3.3.9)$$

となる。ここで次の基準数値をもととして計算を行なう。

○配管材 JIS SCH 50-2 PIPE

$$d_0 = 0.0605 \text{ m}$$

$$D = 0.0495 \text{ m}$$

$$\circ \text{蒸気入口圧力 } P_1 = 8.5 \text{ kg/cm}^2 \text{ G} \Rightarrow 8.5 \times 1.0 \text{ kg/m}^2 \text{ abs}$$

$$\circ \text{ドレン出口圧力 } P_2 = 2.0 \text{ kg/cm}^2 \text{ G} \Rightarrow 2.0 \times 1.0 \text{ kg/m}^2 \text{ abs}$$

$$\circ \text{エンタルピ差 } \Delta h = (8.5 \text{ kg/cm}^2 \text{ G 蒸気のエンタルピ})$$

$$- (2.0 \text{ kg/cm}^2 \text{ G ドレンのエンタルピ})$$

$$= 530 \text{ Kcal/kg}$$

$$\circ \text{熱貫流率 } K = \{ (8.5 \text{ kg/cm}^2 \text{ G の時の } K) + (2.0 \text{ kg/cm}^2 \text{ G の時の } K) \} / 2$$

$$= 9.8 \text{ Kcal/mhC}$$

$$\circ \text{比 体 積 } V'' = 0.2065 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$\circ \text{摩擦係数 } \lambda_m = 0.05$$

$$\circ \text{重力の加速度 } g = 1.27 \times 10^5 \text{ m/h}^2$$

$$\circ \text{パラメータ } \Delta \theta_m$$

上記の数値および $P_2 = 4.0 \text{ kg/cm}^2 \text{ G}$ の 2 とおりの場合を計算して図 3.3.1 を示す。この図で見られるとおり $\Delta \theta_m$ によって有効長さは変化する。すなわち加熱当初はタンク内温度が低く $\Delta \theta_m$ が大きいため有効長さは短かいがタンク内温度が上昇すると有効長さは長くなるてくる。したがつて有効長さは一率には定まらず、その時々のタンク加熱条件からの温度差の時の有効長さを抑えるかを別途検討する必要がある。

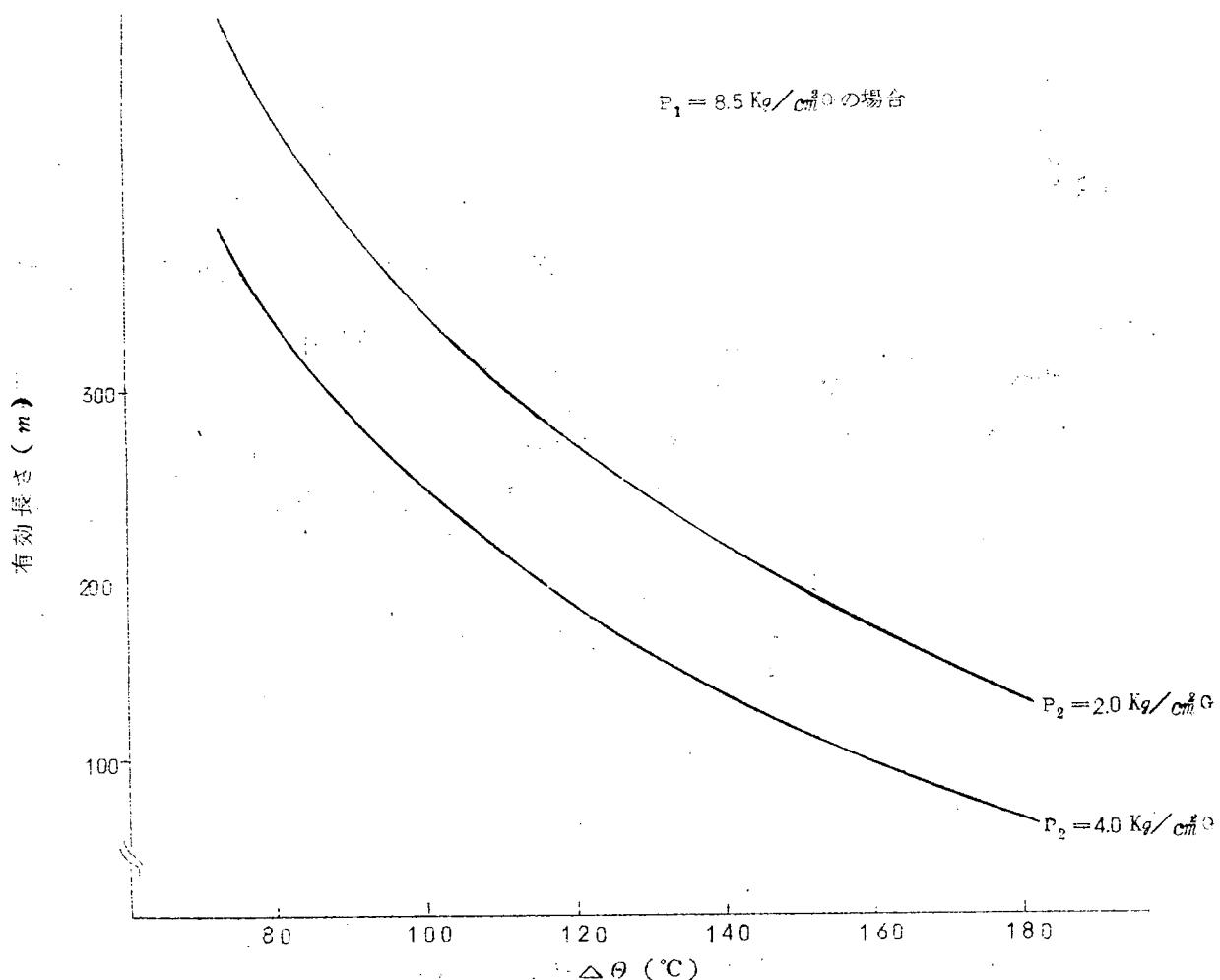


図 3.3.1 有効長さ算定図

3.4 ヒーティング・コイルの研究のまとめ

本章では以上のようにヒーティング・コイルの熱貫流率および有効長さに関して考察を行なつたが、問題が複雑であり、取扱いが困難な関係上、種々の仮定や簡単化をほどこさざるを得ない。したがつてこの理論的考察を実験的に検討することが必要であり、そのための実験を計画中である。

現在の段階では図3.1.1および図3.3.1を用いてヒーティング・コイルの熱貫流率および有効長を簡単に求めることができる。

参考文献

- (1) 石谷他 貨物油タンクの加熱における伝熱上の諸問題
(関西造船協会誌 第91号 昭和33年10月)
- (2) 赤木 船舶のタンク加熱管における伝熱
(雑誌「配管」昭和42年10月号)
- (3) 赤木 高粘度油の自然対流の実験
(三菱資料)
- (4) 赤木 タンク加熱に関する伝熱の諸問題
(日本船用機械学会誌 第1巻 第1号)

4. 小型模型による対流様式の観察

タンク内の原油を加熱する場合、タンク壁からの熱損失は原油の流動様式と密接に関係していることは想像に難くない。この熱損失、換言すれば、タンク壁の熱貫流率を理論的に検討するには、壁面付近での流体の流動様式を適確に把握しておかなければならない。

船底付近の加熱管で加熱された油が、内面に突起物があり、しかも一部の壁面が強制冷却を受ける複雑な条件のもとでどのように運動するかを理論的に推論することはきわめて困難である。そこで、熱貫流率の理論展開の一助として、小型模型によつて、加熱時の油の流動様式を観察することにした。

伝熱現象を対象とする模型実験では、模型と実物タンクとの間に厳密な意味での相似則を成立させるためには、種々の無次元数、たとえば、ヌセルト数、レイノルズ数、プラントル数、グラスホフ数などを目的に応じて合致させなければならない。しかし現実問題として、すべての無次元数を合わせることは不可能であるから、観察の対象を限定して、合わせるべき無次元数を少なくすることが必要になる。

われわれが小型模型実験によつて知りたいことは、船底、あるいは側外板付近で加熱された油がどのような運動をしているかということである。この流動様式を定性的に知るだけでも伝熱様式の差異を確認するには十分である。そこで、模型は実物の形状に合わせることとし、幾何学的に相似なものとすることとした。

4.1 実験装置

装置の概略を図4.1.1に示す。

4.1.1 模型タンク

7 6.0 0 DWT タンクのウイングタンクの1/30 相似模型である。タンクの前後に透明アクリル板を使用し、内部が観察できるようにした。センタタンク側の側壁には防熱を施し、海水側壁、および船底は、外部から流水により冷却し、実際の周囲条件を再現した。

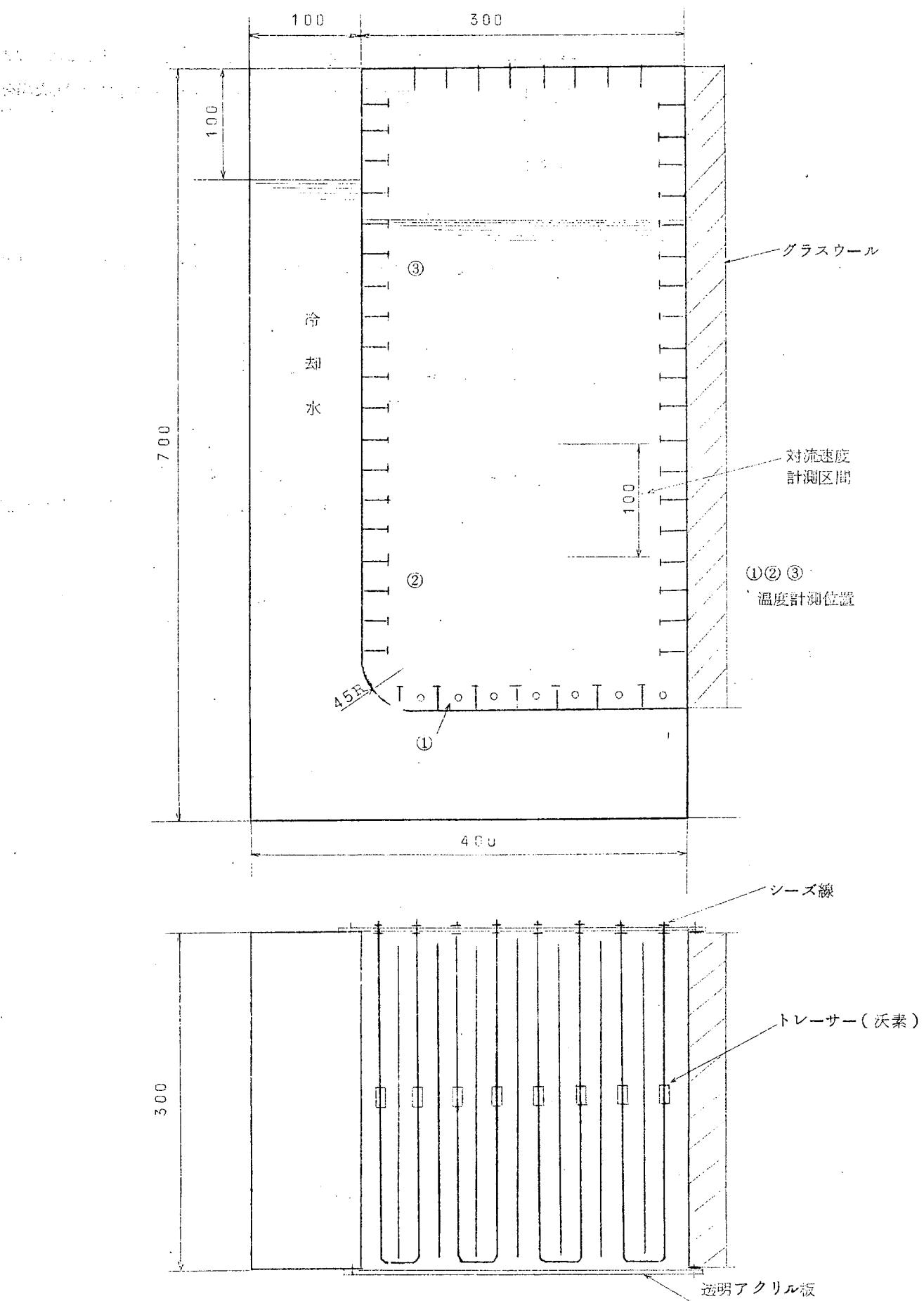


図4.1.1 模型タンク

4.1.2 加熱管

フレキシブルなシーズ線を用い電気的に加熱した。シーズ線は相似比を考慮し、外径 2.5 φの市販品を使用した。加熱管の配置は実船にならつたが、位置の差による油の流動様式の差異の有無を見るため船底縦通材よりも上に配置した場合を一例えた。

シーズ線の発热量は 100V 320Wである。

4.1.3 被加熱流体

物性値が原油に近く、透明である条件を満すものとして、シエルオンジナオイル33（商品名）を使用した。参考までに物性値を示すとつきのとおりである。

比重	引火点	流動点	粘度 (SSU)
0.885	222°C	-25°C	345 (100°F), 52 (210°F)

4.1.4 トレーサ

対流の動きを追跡し易くするため、沃素をトレーサとして使用した。図 4.1.2 に示すように沃素の結晶を布にくるんでシーズ線に巻きつける。シーズ線を加熱すると沃素が融解し、油中に融出して、赤紫色を呈しながら対流の動きを追跡する。

4.2 実験方法

油の対流の定性的観察を主眼に表 4.2.1 に示す 4 種の実験を実施した。

表 4.2.1 実験の種類

実験番号	I	II	III	IV
加熱管配置	実船と相似	実船と相似	船底縦通材上	実船と相似
加熱熱量 (W)	160	320	320	320
	加熱量の影響	—	—	—
比較観察事項	—	加熱管配置の影響	—	—
	加熱初期より定常状態に至るまでの過渡期の対流状況		定常状態での対流状況	
トレーサのセット	全加熱管		半数の加熱管	

実験 III は主として船底縦通材付近の対流状態の差異を観察する。

実験 IV は油の初期温度が相当高く、最初からある程度の対流が存在する状態で加熱した場合の油の動きを観察する。このため、加熱管の半分に沃素トレーサをセットし、初めトレーサをセットしない加熱管で加熱し、油温が一定 (40°C) 以上になつてから沃素つきの加熱管を使用し沃素融出による対流追跡を行なう。

4.2.1 観察、計測事項

表 4.2.1 に示した事項の外、参考としてつきの諸項目について計測した。

- (1) タンク内油温 : 図 4.1.1 に示す 3 点。
- (2) 対流速度 : 図 4.1.1 に示す区間の通過時間を計測。

(3) 加熱熱量：電流計および電圧計より読取る。

4.3 実験結果

4種の実験結果はおおむね類似の現象を示し、特徴的な差異は見られなかつた。以下実験Ⅱの結果を中心に述べる。

4.3.1 実験Ⅰ

加熱力が弱いため、対流の動きはきわめて緩慢である。上昇対流の速度は非常に遅いが、液面まで昇り、液面に沿つて拡散する。下降は部分的な流れとしては顕われず、全体的に一様に行なわれ、その速度は停止していると感じられるほど遅い。これだけが実験Ⅱと多少異なる点である。

船側縦通材あるいは船底縦通材付近の局部的対流現象は、実験Ⅱと全く同じであつた。

4.3.2 実験Ⅱ

すべての点で代表的な実験結果を得た。

(1) 全体対流

対流は上昇流、下降流とも明瞭に顕われたが、加熱時間の経過とともに、図4.3.1に示すような変化が見られた。

- トレーサは最初各々の加熱管面より独立に直ぐ昇りはじめる。上昇した対流は液面で拡散し、ついで下降し始める。
- 下降流のため上昇流が乱され、図に示すように数本の加熱管からの上昇流が合流し、さらに下降流も数条の流れに分割して対流のグループを形成する。
- 加熱がさらに進むと対流は集約化され、中心付近に上昇流、両側面に沿つて下降流というパターンになる。この状態に達するのは加熱開始後約10分で、その後流れのパターンが変化することはない。

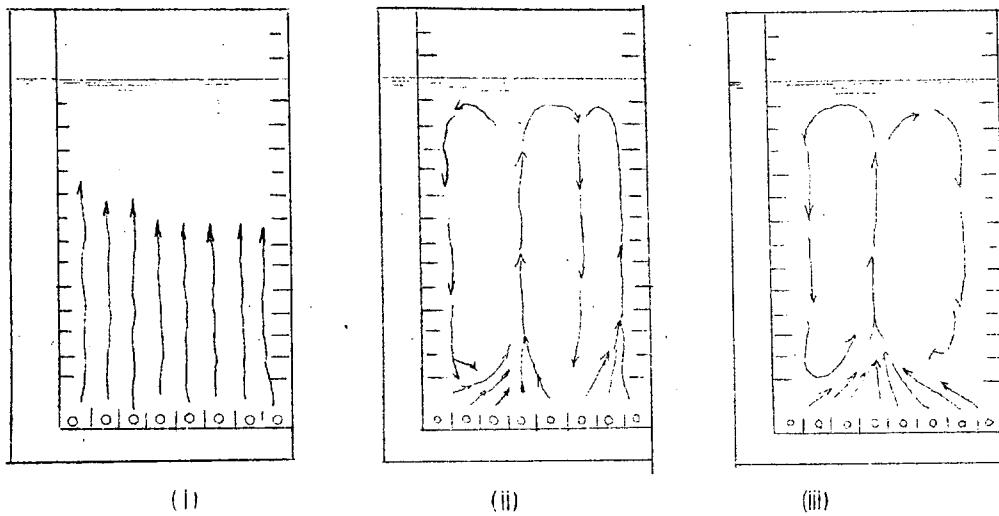


図4.3.1

(2) 船側縦通材部の局部流れ

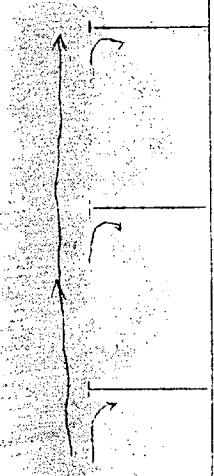
センタタンク側と海水側とでは様相が著しく異なる。

まずセンタタンク側では、図4.3.1の(I)(II)の状態で上昇流が縦通材に当たり、渦ないし分流の形でわずかに流入する。また、(III)の下降流の場合も同じ現象を呈するが、いずれの場合も縦通材間へのトレーサの拡散はきわめて緩慢であり、油の動きはほとんど見られない。

これに対して海水側では、壁面および縦通材面に沃素の流入しない薄い膜面を形成する。この現象はセンタタンク側では見られなかつた。また、この膜面に沿つて下降する流動層が見られる。これは壁面に沿つて縦通材間に流入流出する流れを形成するが、速度は非常に遅い。しかし、外部の対流と結びついており、縦通材間に局部的な対流を形成する

ことはない。

上述の差異を図4.3.2に示す。



センタタンク側



海水側

図4.3.2

(3) 船底縦通材部

加熱管より下面にある油はほとんど動かない。沃素は、船底縦通材面に沿つて拡散する点で船側縦通材における沃素の拡散様式と明瞭に区別される。ただし拡散速度はさらに遅い。この様子を図4.3.3に示す。

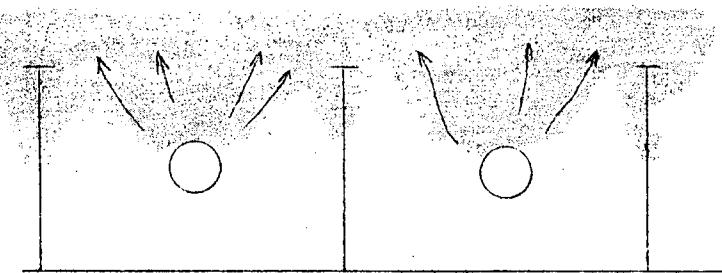


図4.3.3

また、この縦通材間の温度上昇は他に比べて著しく低く、対流よりも伝導の形で熱が伝えられることが上述の現象からも明確に証明された。

4.3.3 実験 III

加熱管が船底縦通材の外に出たため、ボトムへの沃素の拡散はさらに悪くなり、温度の上昇程度も低い。しかし、対流様式に本質的な差異は認められなかつた。

4.3.4 実験 IV

初期油温が高いため対流速度が大きく滑らかな流れを呈するが、対流様式に本質的な差異は認められない。

4.3.5 タンク内の油温

実験IIにおける油温の経時変化を図4.3.4に示す。船底縦通材間の油温が他に比べ著しく低いことが分る。

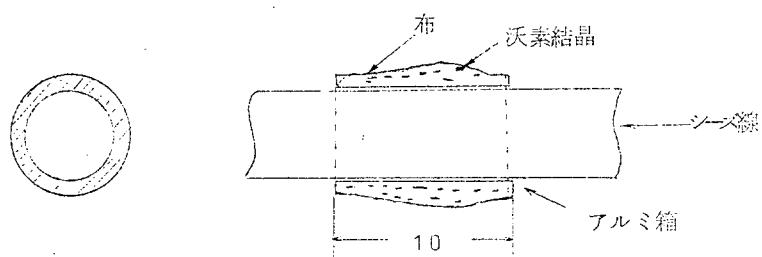


図 4.1.2 トレー サの取付け状況

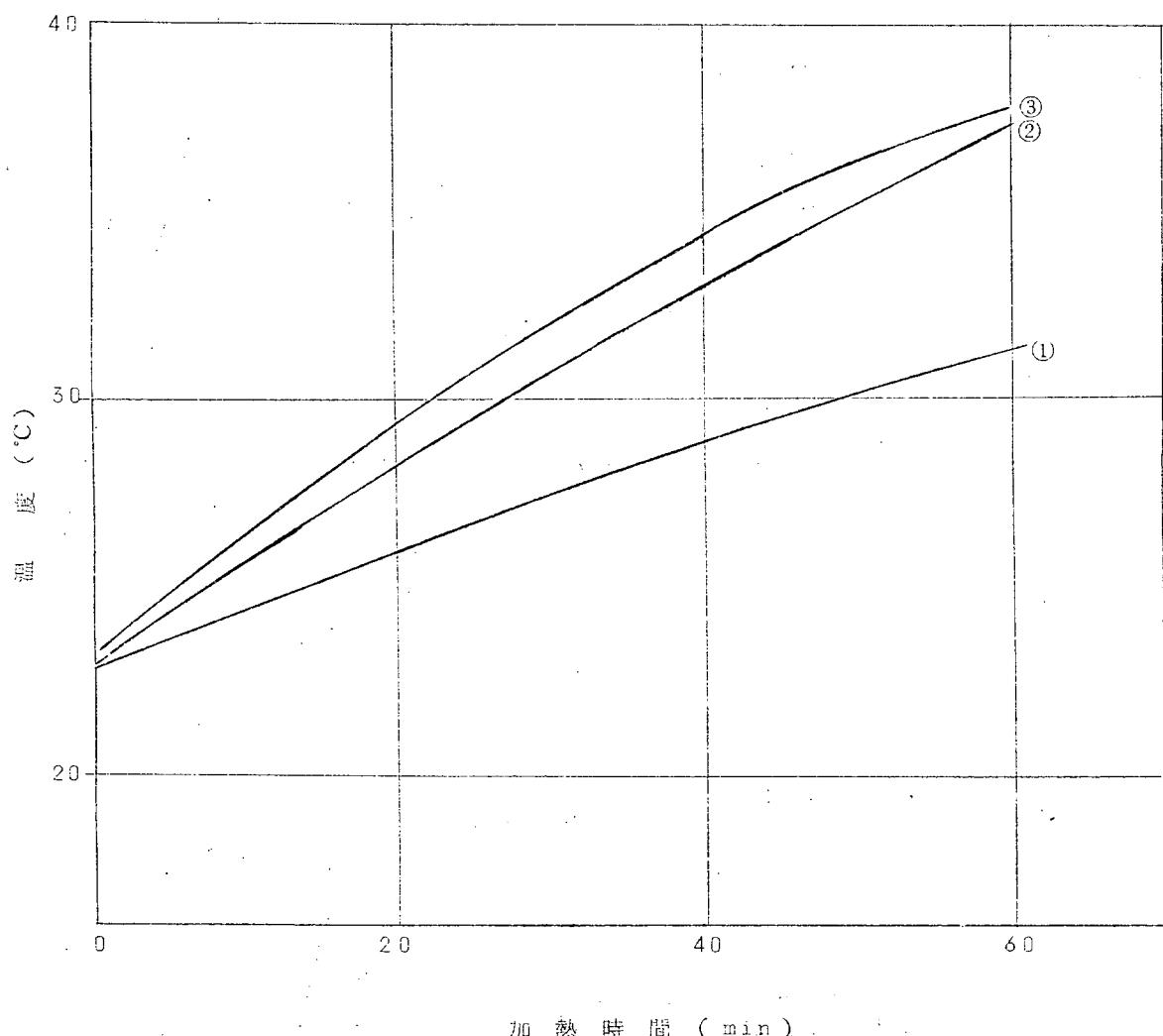


図 4.3.4 油温変化

4.3.6 対流速度

油温に比例して速くなる。油温 25°C で 30 cm/sec , 35°C で 80 cm/sec , 45°C で 120 cm/sec 程度であつた。

4.3.7 加熱熱量

加熱期間中の変動はきわめて小さく、ほぼ一様に加熱できた。平均値は実験I-154W, II-320W, III-322W, IV-318Wであつた。

4.4 考 察

4回にわたる実験を比較検討した結果、つぎのような事柄が明らかになつた。

- (1) 船側と船底では伝熱様式が明らかに異なり、前者では対流、後者では伝導が支配的である。
- (2) 海水で冷却される側外板面には、壁面に沿う対流が形成されるが、これはタンク内対流と関連しておりランジ間に独立な局部的対流を形成することはない。
- (3) 海水で冷却される面には油の薄膜層が明瞭に見られる。これは、温度および速度の境界層であろう。防熱を施したセンタタンク側の壁面では境界層が厚くなるためか、明瞭な層としては見えない。
- (4) 縦通材にはフェースプレートがついているが、これによつて対流が大きく攪乱されることはなかつた。
- (5) タンク内の対流は加熱が進むにつれ合流により集約化される。この対流のパターンは加熱管の位置によつて左右されることはない。
- (6) タンク内の温度分布は対流によりほとんど均一化される。船底縦通材間では、熱伝導によるため温度上昇は遅くしかもタンク内部より低い。
- (7) 防熱された壁面の縦通材間の温度上昇は、熱伝導の他対流が縦通材に当つて生ずる渦ないし、分割流によつて加熱油が流入することにより達成される。しかしいずれか支配的であるかは明瞭でない。

5. 大型模型実験

本実験は、実船における油タンクからの熱の放出を実験的に推定するとともに、引続いて実施する予定の実船実験の予備実験の性格を有するものである。

本実験の目的を列挙すると

- (1) 実船における諸設計値すなわち側外板、船底外板、甲板および隔壁における熱貫流率と、フレーム等のフイン効果を推定するに必要なデータを得る。
- (2) 計測器類（温度、熱流束の検出端とその記録計等）の性能または仕様の確認と実船実験への適用の可否、問題点の抽出およびその対策の検討。
- (3) 実船実験の問題点を明らかにしてその対策と効果的な実船実験計画のデータを備える。
- (4) これらデータをもとに自然対流熱伝達に関する理論的検討を行う。

5.1 相似則の検討

流体内の熱移動の方程式、すなわち(1)伝熱の方程式 (2)運動の方程式 (3)連続の方程式の次元解析を行なつた結果、高粘性流体自然対流の模型実験では厳密な意味の相似則は成立しない。すなわちレイノルズ数、グラスホフ数、プラントル数等必要な相似定数全てを同時に満足させることは不可能であり、また近似的に単純な幾何学的相似定数を満足させたとしても、グラスホフ数、プラントル数を同時に満足させる流体が存在しないため、何ら意味をなさないことが判明した。

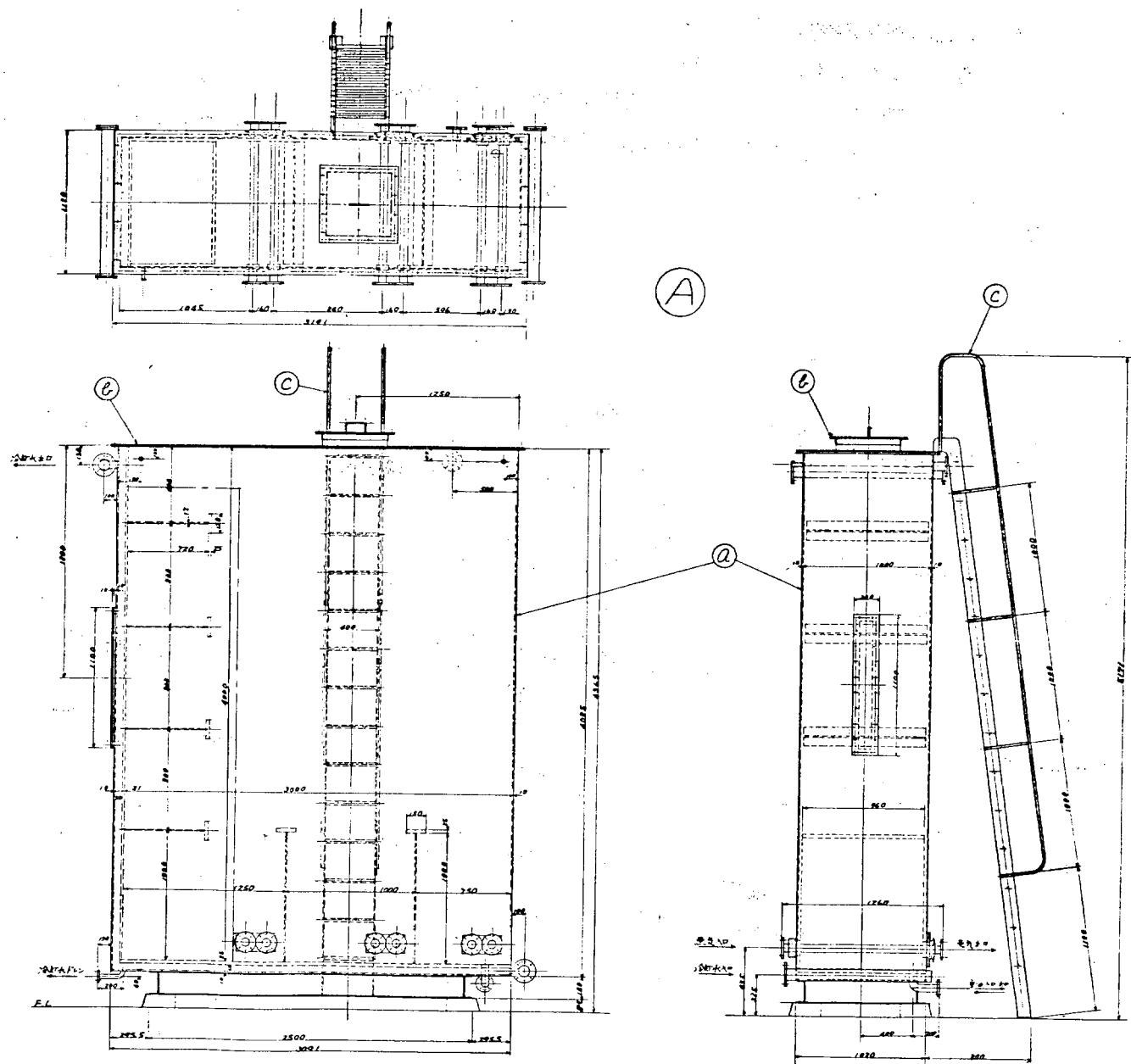
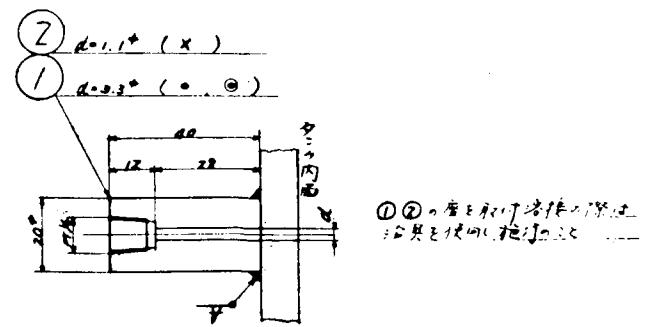
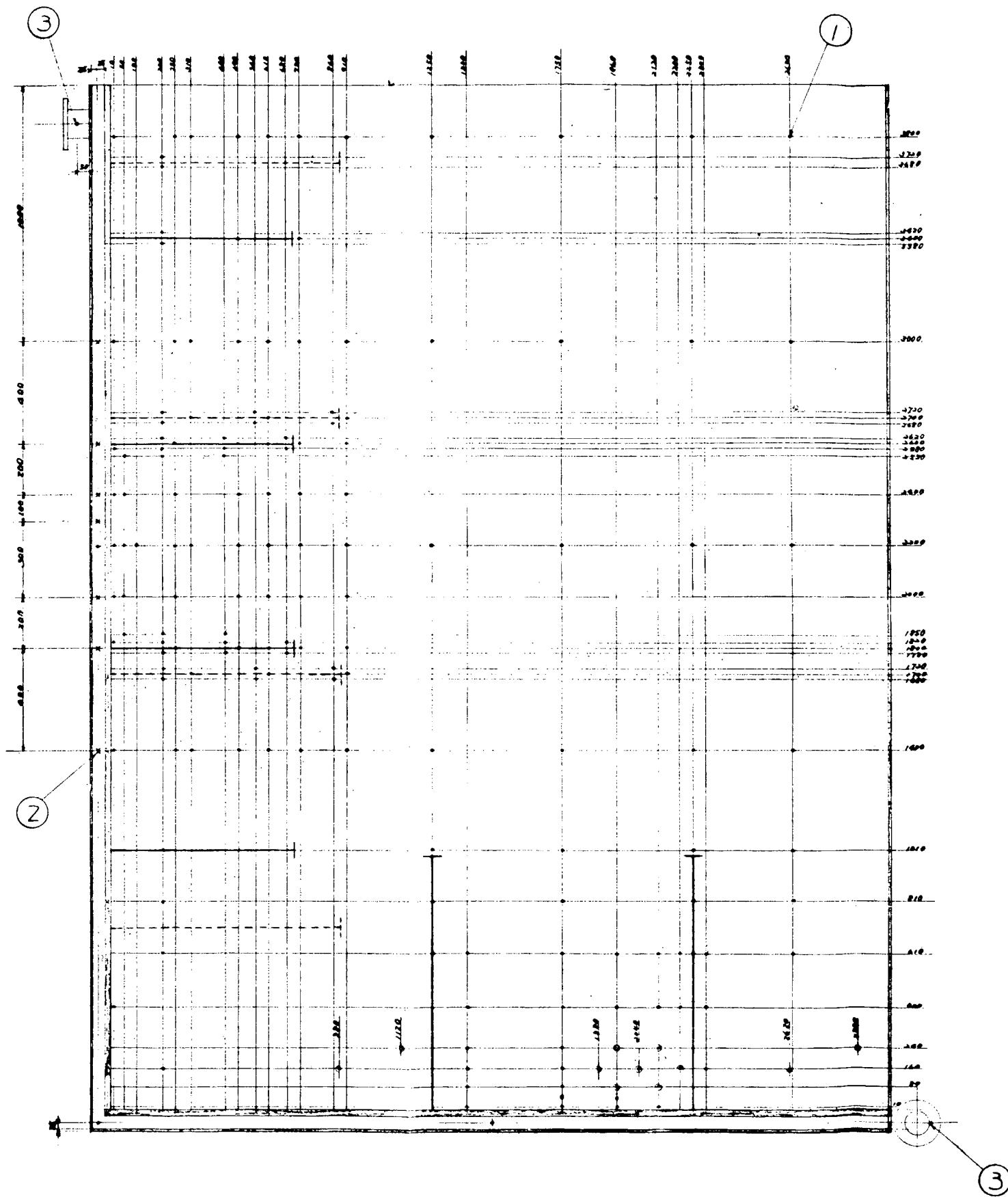
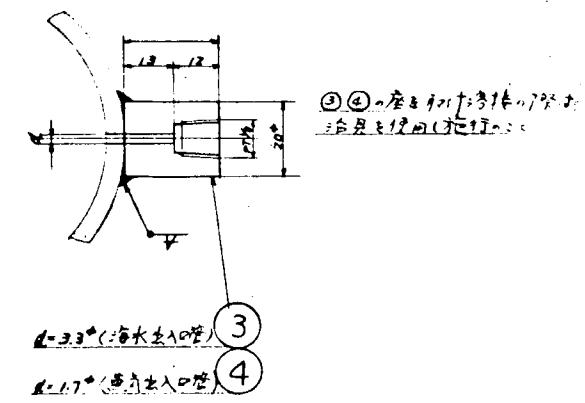


図 5.1



油水海水温度测定装置尺寸図



ヒーティング・コイルのタンクへの取付は、コイルから側壁への直接の熱流をしや断するためフランジ構造とし石綿パッキンを押入して取付けた。

蒸気はボイラ ($1 \text{ ton/h } 16 \text{ kg/cm}^2$) から減圧弁を経て、 9 kg/cm^2 に減圧されヒーティング・コイルに入る。コイルから出たドレンは流量換算のオリフィスを経て排水される。

タンク本体にはこの他、温度測定用熱電対押入取付座、油出入口等が設けられている。(図 5.2.1, 5.2.2 参照)

注2) 藤井 哲：垂直平板による自由対流熱伝達の実験

5.2.2 計測器類(検出端および記録計)

(1) 溫度検出端

温度の検出にはすべてシーズタイプのクロメル、アルメル (C A) 热電対 (酸化マグネシウム絶縁保護管付) を用いた。

温度検出端としては、熱電対、測温抵抗体、棒状温度計等が挙げられるが以後の実船実験をも考慮して以下の点検討の上選定したものである。

温度検出端の必要条件。

- ① 短絡、断線の恐れが少なく、検出端の過大電流、電圧等が火花発生の原因にならない程度に低レベルであること。(実船実験時の原油に対する対策)
- ② 長期間腐食、湿気、振動、衝撃に耐え、温度や圧力の急変により脆弱化しない。
- ③ 温度変化に対する追従性が高く、時定数が小さく、精度が良い。
- ④ リニアな出力特性を持ち経年変化が少ない。
- ⑤ 検出端出力の遠距離伝達が可能。
- ⑥ 測定範囲が広く、温域により精度が変化しない。
- ⑦ 検出端部が小さく、取付配線が容易でスペースを取らないこと。
- ⑧ 値格が適当であること。

これら諸条件を検討の結果、測温抵抗体は③項において最も優れているが、最も大きな難点として脆弱性が挙げられる。特にやり直しのきかない実船実験には不向きであり、価格も他2者に比しかなり高価となる。

③項を除けば、熱電対が最も適当であり、実船実験での安全、確実性のために、強度と絶縁性に特に優れたシーズタイプ熱電対を用いることとした。

ただし、模型実験または実船実験で測定点よりタンク出口までシーズ熱電対とした場合非常に高価になるため、シーズ線長さは 1 m 程度とし、油中に十分な電気絶縁性を保つ接点を設け、補償導線にて導出した。

熱電対の熱起電力は、0 ~ 40°C では鉄コンスタンタン (I C) 線が、また 40 ~ 70°C では銅コンスタンタン (C C) が最も大きく上記⑤項に優れているが、コンスタンタン線の加工上の問題で、この両者では小径シーズ線が得られない。伝熱面自然対流を乱さないとの見地からは極力小径シーズ線の使用が望ましく、C A シーズ熱電対を使用することとした。

ただし本件、実船実験の場合はある程度強度を要求されるので、シーズ線径を大きくする必要があるため C C または I C も再検討の余地がある。

本模型実験では、油温測定には、3.2 φ シーズ線、壁温、ロンジフレーム温度等構造物表面温度は 1.0 φ シーズ線、その他は 1.6 φ シーズ線を使用した。

メーカーは、山里産業株、岡崎製作所の 2 社である。

(2) 蒸気およびドレン流量

蒸気流量 …… オリフィス、ノズル

ドレン流量……円筒ノズル

による差圧検出方式とし、差圧は温度補償ペローズの変位として感知し、磁気的に変換する差圧変換器によつて電気信号(2~10 mA)に変換、自記記録計にて記録した。ドレン流量は別途計量タンクによつても測定した。

(3) 液面計

熱貫流率、その他の決定において最も重要なファクタとなるタンク内平均温度の取り方にはいろいろの考え方があるが、タンク内温度分が定かでない現在、その決定的なものはない。オランダの実船実験では、タンク本体の膨脹をそのレベル変化にて計測し、平均温度を出す方式を取つている。タンク本体の膨脹等本方式にはいろいろ問題もあるが一応確認のため本実験においては液面も計測することとした。

液面計はフロート電気変換方式とし、2~10 mAの直流信号として取出した。

(4) 海水流量

三角せきによる計測を行なつた。

(5) 热流量

熱貫流率の算出を行なうためにはまづ各部の熱流束を計測することが必要である。

本研究部会では特に小流量の熱流量計測のためのヒートフローメータを独自に開発し今回の実験に使用した。

詳細は6.2ヒートフローメータの節にて述べる。

(6) 記録計

精度や計測後のデータ処理方法を検討することデータロガ(デジタル)方式が望ましいが、価格、納期、後の実船実験への適用を考える際の本質安全防爆型の可能性、等から現段階では使用不可能との結論に達し、自動平衡打点記録(アナログ)方式を採用した。

温度記録	型式	E 36 A (12)		
	入力信号	0~4.1 mV DC	表示	0~100°C
		0~8.1 mV DC	表示	0~200°C
	精度	±0.5%		
液面、水面	型式	E L R 36 A(6)		
記録計	入力信号	2~10 mA DC	表示	0~100%
	精度	±0.5%		
熱流速記録計	型式	E 536 A (12)		
	入力信号	0~2 mV DC	表示	0~2 mV
	精度	±0.5%		

5.3 実験

5.3.1 実験条件および要領

実験は内部フレーム構造の寸法すなわち、フレームスペースおよび深さ、種類および組合せを種々変えつつ行なつた。

これらは実船のタンクにおける寸法をほぼカバーするものである。

全組合せを表5.3.1に示す。

計測は加熱程度、準定常状態および冷却過程の各々の状態にて行なつた。ただし、ここでいう準定常状態とは加熱後蒸気を停止した直後の状態をいう。

また、ヒーティング・コイル位置の影響を見るためにヒーティング・コイル位置の変更、空タンクとの隔壁の熱伝達率を推定するために、海水流路から冷却水を抜いてしまつた状態での計測を適宜組合せて行なつた。

詳細は表5.3.1 加熱方法の欄に示してある。

表5.3.1 実験条件一覧表

実験番号	※ テストパネル	寸 法				加熱方法	
		サイドロジン		ボットムロジン			
		間隔	深さ	間隔	深さ		
予備テスト	A-a-a'	800	720	1000	1000	加熱、準定常 $\sim 70^{\circ}\text{C}$ 加熱、準定常 冷却	
1-1							
1-2							
2-1	A-b-a'	800	480	1000	1000	$\sim 40^{\circ}\text{C}$ $\sim 50^{\circ}\text{C}$ } 加熱、準定常	
2-2							
3-1	A-b-b'	800	480	1000	600	$\sim 40^{\circ}\text{C}$ $\sim 50^{\circ}\text{C}$ } 加熱、準定常	
3-2							
4-1	A-c-c'	800	480	1000	600	$\sim 40^{\circ}\text{C}$ $\sim 50^{\circ}\text{C}$ } 加熱、準定常 冷却	
4-2							
4-3							
4-4						加熱(ヒーティング・コイル配置変更)	
5-1	A-a-c'	1000	900	1000	600	$\sim 40^{\circ}\text{C}$ $\sim 50^{\circ}\text{C}$ } 加熱、準定常	
5-2							
6-1	B-a-c'	1000	900	1000	600	$\sim 40^{\circ}\text{C}$ $\sim 50^{\circ}\text{C}$ } 加熱、準定常	
6-2							
7-1	B-b-c'	1000	600	1000	600	$\sim 40^{\circ}\text{C}$ $\sim 50^{\circ}\text{C}$ } 加熱、準定常	
7-2							
8-1	B-c-c'	1000	3000 ※※	1000	600	$\sim 50^{\circ}\text{C}$ 加熱、準定常 冷却	
8-2							
8-3						ヒーティング・コイル配置変更	
8-4						冷却水を抜いて加熱	

※ テストパネルの種類

1) 側外板 パネル A $\ell = 800$ サイドロジン間隔 ヶ B $= 1000$ 　　深さ { a $h/\ell = 0.9$
　　{ b $= 0.6$
　　{ c $= 0.3$

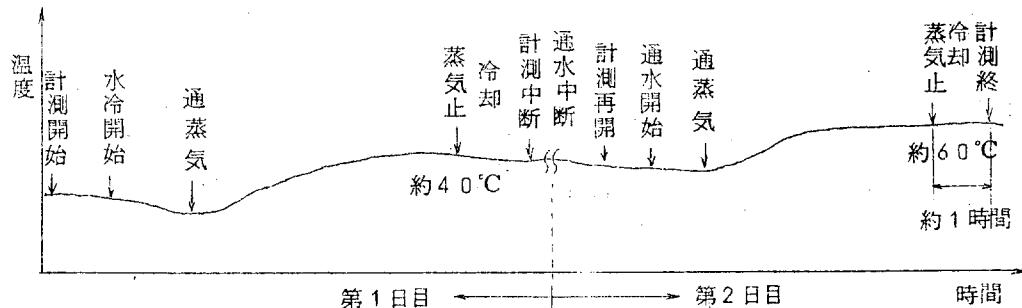
2) 船底板

ボットムロジン間隔 $\ell' = 1000$ 　　深さ { a' $h/\ell' = 1$
　　{ b' $= 0.8$
　　{ c' $= 0.6$

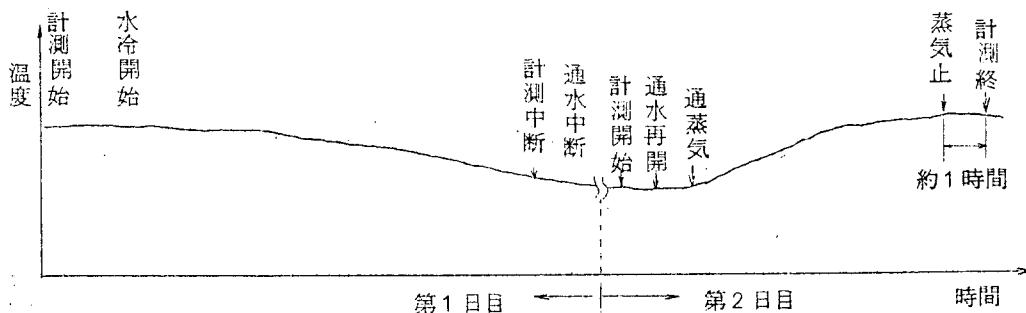
※ ロジンのフイン効果については十分データが得られたので深さ 600 のままで実験No.8 を実施。

各ケースにおける実験計測要領は以下のとおりである。

(1) 加熱、準定常状態実験



(2) 冷却過程実験



なお、○冷却海水通水量は通常約5.0 ton/h

○加熱過程における蒸気条件は圧力9 kg/cm²、蒸気量約5.0 kg/h

○ヒーティング・コイルは通常3本を使用した。

○計測開始時には冷却水通水前に油温等を測定した。

5.3.2 計測要領

(1) 油温度

タンク内油温の位置および時間による分布状態を知るために図5.2.2に示す位置で温度測定を行なつた。

本計測結果から

- (a) タンク内代表温度
- (b) ヒーティング・コイル近傍の温度分布状況
- (c) 縦フレーム間の局部対流(タンク主部とは別の)の存在、および温度分布状況
- (d) 側外板近傍の温度境界層の厚さ
- (e) 底板近傍の冷油層の厚さ

等を推定し確認する。

なお、断熱を施した壁が熱伝達の測定に影響を及ぼしていないことを確認するため、計測壁の縦方向温度分布を数点計測した。

(2) 側外板および底板温度

- (a) 油側熱伝達率の算出
- (b) 外板の一様温度分布チェック

のために熱流束測定部を中心に壁温を測定した。

詳細配置を図5.3.1に示す。

(3) 縦フレーム温度分布

船側および船底縦フレームのフィン効果を温度分布より算出するために、フレームの温度分布を測定した。

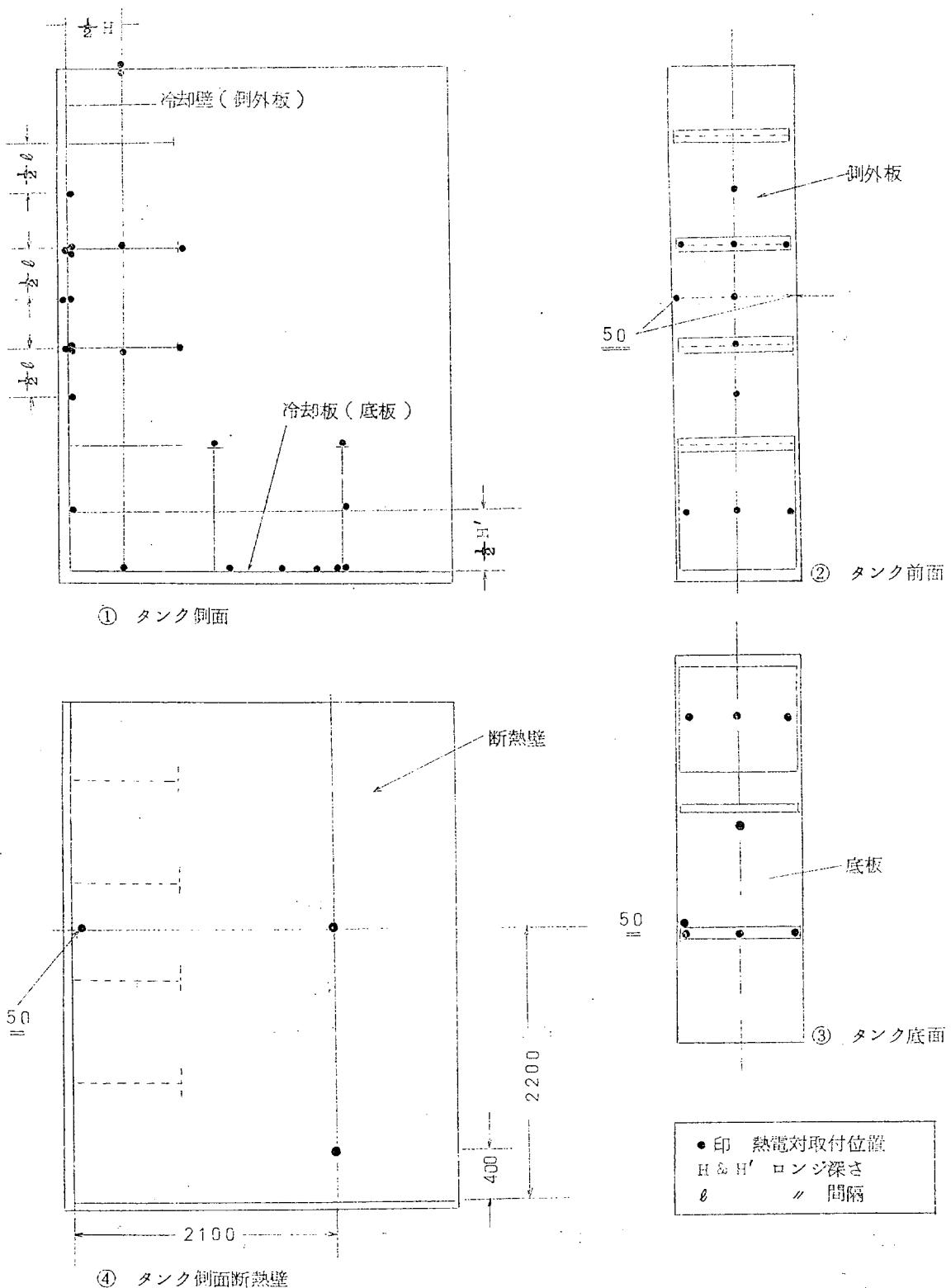


図 5.3.1 側外板、底板およびフレーム温度測定位置

詳細配置は図 5.3.1 に示す。船側縦材で 2 フレーム、船底横材で 1 フレームについて計測点を配置した。

なお、ここでも(1)項同様の理由により縦方向の分布をも計測した。

(4) その他の温度

上蓋板、ヒーティング・コイル管壁、断熱壁、蒸気出入口、海水および大気温度を適宜計測した。

(5) 热流束

ヒートフローメータは主として冷却壁中央の縦フレーム間に貼付け計測した。

ただし、垂直方向、水平方向の熱伝達率分布状況を確認するため適宜必要に応じて計測点を加えた。

なお、精度は期待できないが、フイン効果算出の参考として縦フレーム深さ方向の熱流束分布をも計測した。

上記温度、熱流束、および蒸気ドレン流量、液面は自動記録計にて 1.5 分間隔で打点記録を行なつた。記録チャートには後の解析の正確を期するために 3 時間ごとに時刻を記入した。

計量タンクによるドレン流量の計測は 1 時間ごと、海水流量は 2 時間ごとに計測を行なつた。

テストパネル組合せ条件変更とともに模型タンク内改造時には油の入換を行なうのでその都度、比重および粘度を測定し、その結果にもとづいて比熱の算出を行なつた。

計算式については後述する。

5.4 実験結果および検討

5.4.1 油温分布

タンク内各部油温の分布状態計測結果の 1 例を図 5.4.1 ~ 5.4.1.2 に示す。

計測は表 5.3.1 に記す各ケースにて行なつたが、いづれの場合も下記の結果が得られた。

- (1) タンク内の温度分布はほぼ一様であり、温度の乱れは、各伝熱面すなわちヒーティング・コイル、側外板近傍、底板近傍、縦フレーム近傍および油の自由表面に限られている。
- (2) 油自由表面下 50 mm 以内の温度はタンク内平均温度よりやや高い。
- (3) 縦フレーム近傍 10 mm の範囲の上面では約 7 ~ 10 °C、下で約 3 °C 平均温度より低い。
- (4) 側外板近傍、特に縦フレーム間上端より中央附近までは側外板より 10 mm 程度では温度境界層を示す明確な温度差は検出されなかつたが、それ以下では低い温度が検出された。
- (5) ヒーティング・コイル近傍の温度分布は伝熱面よりわずか数 mm 離れた位置ですでにタンク平均温度に等しい。
- (6) ヒーティング・コイル下方底板間の油温はほぼ直線的に降下しており、この分布はコイル直下と、それ以外の位置でほとんど差違が認められない。
- (7) タンク中心の油温と断熱壁近傍のそれは全く差違が認められない。

これらの結果から

- (1) タンク内は予想どおり完全に発達した乱流領域にある。
- (2) 側外板近傍の境界層は、縦通材間中央附近までは非常に薄く 10 mm 以下であるがそれ以下では、ある程度発達しており 10 mm 以上になつてゐる。
- (3) ヒーティング・コイル近傍の温度境界層は、数 mm 以下の非常に薄いものである。
- (4) タンク内平均温度は底板近傍を除いた各境界面から約 50 mm 離れた位置の油温を取つてさしつかえないことがわかる。

5.4.2 壁温

側外板については垂直方向に 6 点、底板についてはフレーム巾方向に 3 点、また、縦方向にもそれぞれ 2 点または 1 点の計測点を図 5.3.1 のごく配置し計測を行なつたが、どの位置の温度もほぼ 1 様でいづれも海水温度との差は 2 °C 以内

であつた。

熱流束計換出端表面温度は、油温 50°C に対し、鋼材表面温度より約 3°C 高い。この値は熱流速と基材および、接着剤の熱抵抗を考慮した場合妥当な値である。(注3)

ここで Colburn の式

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{1/4} \quad \dots \dots \dots \quad (5.4.1)$$

を用いて海水側熱伝達率を算出すると

実験中冷却水量は $23 \text{ ton} \sim 50 \text{ ton/h}$ であるから

流速は $0.13 \sim 0.28 \text{ m/s}$

熱伝達率 α は $520 \sim 1000 \text{ Kcal/m}^2\text{h}^{\circ}\text{C}$ となる。

側外板の熱流束は最大 $1000 \text{ Kcal/m}^2\text{h}$ 程度であるから壁温と海水温度の差は $1 \sim 2^{\circ}\text{C}$ の差が生じることが計算される。底板においては海水温度と壁温との差異はほとんど生じなかつた。

これは熱流束がたかだか $50 \text{ Kcal/m}^2\text{h}$ であることからも妥当な結果といえる。

なお断熱壁々温はヒーティング・コイル取付部分近傍および冷却壁近傍に多少分布が認められるが、内外面より断熱を施していること、温度境界層の厚さが非常に薄く、タンク内流束もきわめて遅いことから、タンク中央部における計測には何ら影響はないと考えられる。

5.4.3 热流束、热伝達率および热貫流率

計測熱流束より計算した油側熱伝達率の1例を図5.4.2～5.4.1.3に熱貫流率の1例を図5.4.3～5.4.1.4に示す。

各ケースについて計測の結果下記が判明した。

- (1) 側外板熱流束は $200 \sim 1000 \text{ Kcal/m}^2\text{h}$ 、底板で $10 \sim 50 \text{ Kcal/m}^2\text{h}$ 程度であり、この値は実験中を通じて、ほとんど変らなかつた。
- (2) 側外板部の熱伝達率は油温の上昇とともに大きくなり、縦通材間垂直方向に大きな分布があることが認められる。水平方向にはほとんど差はない。
- (3) 縦フレームで区切られた各側外板区画ごとの熱伝達率にはほとんど差は認められない。
(図5.4.1.3中④⑥⑦を参照のこと)
- (4) 底板における熱伝達率は $1 \text{ Kcal/m}^2\text{h}^{\circ}\text{C}$ 前後でヒーティング・コイルの位置には無関係である。
ただし加熱開始時に過渡的に大きく変動することがある。この時油温もヒーティング・コイル近傍にて変動している。
(図5.4.1～5.4.2 参照のこと)
- (5) 上蓋板の熱貫流率は、タンク内空気温度と外気温度との差に対しては約 $4 \text{ Kcal/m}^2\text{h}^{\circ}\text{C}$ 、タンク内油温と外気温度との差に対しては約 $2 \text{ Kcal/m}^2\text{h}^{\circ}\text{C}$ 以下である。
これらの結果から以下のことが推論または確認される。
 - (1) 側外板熱伝達率の垂直方向分布状態を図示すると図5.4.1.5のごとくである。幾分ばらつきはあるが、ほぼ $(\theta - x)^{1/4}$ の分布をしていることが分る。
 - (2) 側外板、縦フレームで区切られた外板の下端はレイリ数 ($Gr \times Pr$) から判断して、渦列流領域に達していると考えられるが、熱伝達率には大きな変化は見られない。
したがつて一応全面層流領域として処理して差支えないものと考えられる。

注3) 热流束計基材および、接着剤の熱抵抗は、約 $0.0045 (\text{Kcal/m}^2\text{h})^{-1}$ と接着剤の厚さ平均 0.3 mm 、熱伝導率 $0.1 \text{ Kcal/m h}^{\circ}\text{C}$ として)。熱流束は $450 \sim 480 \text{ Kcal/m}^2\text{h}$ であるから温度差は $2 \sim 3.8^{\circ}\text{C}$ と計算される。

(3) 垂直平板自然対流に関する局所熱伝達の理論式（注4）

$$Nu_x = 0.497 (Gr \cdot Pr)^{1/4} (\nu_f/\nu_h)^{0.21} \quad \dots \dots \dots \quad (5.4.2)$$

と、側外板熱伝達率計測結果の関係も図5.4.1.5に示してある。

縦フレーム間隔800mmの場合はほぼ一致する。1000mmの場合にはかなりばらつきが出ている。

(4) 加熱、冷却いづれの過程においても、またヒーティング・コイルの配置変更によつても、側外板熱伝達率にはほとんど変化が認められない。したがつてタンク主部の対流は側外板熱伝達率に影響ないと考えてさしつかえない。

ただし加熱面積比0.25程度になると対流速度の影響が多少現れてくるようであるが定量的なことは不明である。実際問題としては加熱面積比は0.1以下であり上記考え方にてさしつかえないであろう。

(5) 上蓋における熱貫流率は実験を室内で行なつたため、実船の場合と条件が異なるので、甲板熱貫流率の参考値程度にとどめおくべきであろう。

5.4.4 縦フレームのフィン効率と熱貫流率の修正

縦フレームの温度分布の計測結果の1例を図5.4.1.6～5.4.1.7に示す。

温度分布はこれより明らかのように、指数函数的分布となつている。

縦フレーム表面の熱伝達率は計測結果によれば油温と表面温度の差が小さいために精度的にあまり期待できず、得られたデータにもかなりばらつきがあるが、結果を図5.4.1.9に示す。従来の文献では縦通材面の油側熱伝達率すなわち水平々板自然対流熱伝達率に関してはあまりデータはなく、特にプラントル数が非常に大きい流体に関しては全く見当らない。たまたまFishendenとSaundersの空気中平板の実験式があるがこれでは過大に評価する恐れがある。（注5）縦フレームをストレート型フィンと考え実験で得られた温度分布から次式を使つて縦通材面における熱伝達率を逆算してみる。

$$\int_0^D (\theta_f - \theta_F) dx / (\theta_f - \theta_h) D = \frac{\tan mD}{mD} \quad \dots \dots \dots \quad (5.4.3)$$

ここに $m = \sqrt{\frac{2\alpha_F}{h_F \lambda}}$

α_F は縦通材面の熱伝達率
 h_F は縦フレームの板厚
 λ は縦フレーム熱伝導率

$D = 240 \sim 900 \text{ mm}$ に対して、 $\alpha_F = 8 \sim 2 \text{ K cal/m}^2 \text{ h}^\circ\text{C}$ なる値が得られる。

縦フレームのフィン効率については、2.2節で詳述したようにフレームスペースを考慮した伝熱面積修正係数による修正方式と、従来から使用されているフィン温度分布、熱伝達率等より外板の熱貫流率を修正、伝熱面積としては外表面積を取る方法（注6）

すなわち $\zeta = \frac{\int_0^D (\theta_f - \theta_F) dx}{(\theta_f - \theta_h) D} \quad \dots \dots \dots \quad (5.4.4)$

による修正方法がある。

注4) 赤木新介「高粘度油中における自然対流熱伝達」による。

注5) $Gr \times Pr$ が $10^5 \sim 10^{10}$ 、空气中正方形平板に対する実験式

上面に対して $Nu = 0.25 (Gr \times Pr)^{0.25}$

下面 $\sim Nu = 0.54 (Gr \times Pr)^{0.25}$

ここで物性値は平均境膜温度を取る。

縦通材面の熱伝達率を一定とし、実験で得られた温度分布から(5.4.4)式によりフイン効率を算出すると図5.4.1-8のようになる。

前者の計算例の結果と比較すると幾分(5.4.4)式の方が大き目にフイン効率を推定するようである。

精度の高い修正を行なおうとする場合、フイン効果に及ぼすフレーム間隔の影響を考慮に入れた前者の方方が幾分正確であろう。しかし今回の計測では、温度および熱伝達率の計測精度および計測値のばらつき、さらには最終的使用目的を考えた場合には、いわば簡易修正方式ともいえる後者の方でも十分であると考えられる。一応簡単のためここでは後者の方にて検討を行なう。

従フレーム表面の熱伝達率の実験値 α_F にかなりばらつきはあるが、この値を使って縦フレームの実質的なフイン効果を下記に算出する。

側外板からの放熱量は縦通材を含む一区画当り

$$\left. \begin{aligned} Q &= \alpha_h S_h (\theta_f - \theta_h) + 2 \alpha_F S_T \zeta (\theta_f - \theta_h) \\ &= \alpha_h S_h \left(1 + \frac{\alpha_F}{\alpha_h} - \frac{2 S_T}{S_h} \zeta \right) (\theta_f - \theta_h) \end{aligned} \right\} \quad (5.4.5)$$

である。(注6)ここで $\zeta = 1 + \frac{\alpha_F}{\alpha_h} - \frac{2 S_T}{S_h}$ を縦通材フイン効率に関する実効係数(注7)とすると、縦フレーム間隔800~1000mm、深さ240~900mm、油温40~50°Cの範囲で図5.4.1-9に示すようになる。

底板の縦フレームフイン効果についても側外板と同様に温度分布から効率を計算するとフレーム深さ600~1000mm、油温40~50°Cの範囲で約20%の値となる。(図5.4.1-8参照)

縦フレーム表面の熱伝達率は側外板の場合とは逆に5~10倍の大きさであるため(5.4.5)式により実効係数を計算すると約4前後となり、見かけの熱貫流率は約4 Kcal/m²h°Cとなる。この値は油温、海水温度等の条件変化に対してはほぼ無関係と考えてよい。

側外板の見かけの熱貫流率は油の物性、海水温度、フレーム等の影響が多分に入つてくる。

側外板における局所熱伝達率は5.4.3項でも述べたように理論式

$$Nu_x = 0.497 (Gr Pr)^{0.25} (\nu_f / \nu_h)^{0.21}$$

とほぼ一致する。したがつて側外板熱伝達率は縦フレーム間隔に対する平均値としては $Nu = \frac{1}{3} Nu_0$ で算出するのが適当と考えられ、平均の熱貫流率は

$$K \approx \alpha = 0.662 \frac{\lambda}{\ell} (Gr Pr)^{0.25} \frac{\nu_f}{\nu_h}^{0.21} \quad (5.4.6)$$

となる。ただしこの場合海水側および外板の熱抵抗は油側熱伝達率 α に比し十分小さいとして無視している。

船側縦フレームの実質的効果はフレーム間隔800~1000mm、深さ240~900mmの範囲にて10~20% (実効係数1.1~1.2) である。

今代表的な値として

フレーム間隔	800mm	深さ	650mm
油 温	45°C	海水温度	5°C

の場合の縦通材フイン効果を含めた見かけの熱貫流率 K_e を計算すると

注6) 赤木新介 「タンク加熱に関する伝熱の諸問題」

注7) 全上 においてはStiffner Factorと定義している。

油粘度	15.00 SSU	100°F相当にて	$K_0 = 1.6.2 \text{ Kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$
	3000	〃	$K_0 = 1.2.7 \text{ 〃}$
	5000	〃	$K_0 = 1.0.4 \text{ 〃}$

となる。

荷油にあつてはさらに、流動点の影響で側壁にそつて凝固層ができることが考えられ、 K_0 はさらに小さくなることが予想されるが、これらについては後の実船実験の結果を見る必要がある。

上記を考慮し、タンクヒーティング装置の設計基準としては

$$K = 1.5 \text{ Kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$$

を取つておけばよいといえる。

5.4.5 モデルタンクにおける蒸気消費量と油温の変化

以上実験的に得られた熱貫流率を使用し、油温の変化に対する蒸気消費量（熱量）を実際に消費された蒸気量（熱量）と比較すると図5.4.20～5.4.21のごとくである。ヒーティング・コイルが短い等の影響で誤差は大きいと考えられるが、計算式は

$$(Wc_p)_f \frac{d\theta_f}{dt} = W_s \Delta i - K_h S_h (\theta_f - \theta_c) - K_a S_a (\theta_f - \theta_a) - K_b S_b (\theta_f - \theta_c) \dots \dots \quad (5.4.7)$$

である。ここに $(Wc_p)_f$: タンク内油と断熱壁の熱容量

W_s : 蒸気量

K_h, K_a, K_b : 側外板、上板および底板の熱貫流率

S_h, S_a, S_b : 〃 〃 〃 〃 伝熱面積

Δi : ヒーティング・コイル出入口のエンタルピ差

θ_a : 大気温度

5.4.6 実験油の物性値

実験油はいづれもC重油(1～2号 1500 SSU 100°F相当)である。テストパネル改造とともに油入換えの都度計測した比重、粘度、およびそれらをもとに計算した比熱を図5.4.22～5.4.23に示す。

比熱の計算はASTMを参考に

$$c_p = \frac{0.415}{\sqrt{\gamma}} + 0.0009(\theta - 15) \text{ Kcal/kg}^\circ\text{C} \dots \dots \quad (5.4.8)$$

にて計算した。

また熱伝導率もASTMより $\lambda = 0.104 \text{ Kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$ なる値を用いた。

なお図5.4.23には数種の油の粘度を参考に書き加えた。

5.5 結論

(1) タンク全体の対流は完全に発達した乱流領域であり、油温はほぼ均一に分布している。温度変化はヒーティング・コイル伝熱面、側外板、底板、冷却面および油の自由表面近傍に限られる。

したがつてタンク内油の代表温度としては底板近傍を除いた各境界面から約5.0mm離れた位置の油温を取ればよい。

(2) 側外板における熱伝達率は無限流体中に置かれた垂直平板における自然対流熱伝達として扱うことができ、縦フレーム間側外板の局所熱伝達率は理論式 $N_{ux} = 0.497 (Gr Pr)^{0.25} (\nu_f / \nu_h)^{0.21}$ にほぼ一致する。また縦フレーム間の平均熱伝達率は $N_u = \frac{4}{3} N_{ue}$ で算出するのが適当である。海水側熱抵抗を無視すると側外板局所熱貫流率は

$$K \approx \alpha = 0.662 \frac{\lambda}{\ell} (Gr Pr)^{0.25} \left(\frac{\nu_f}{\nu_n} \right)^{0.21}$$

となる。

(3) 船側縦通材のフイン効果は縦フレーム間隔800～1000mm、深さ240～900mmの範囲で実効10～20%である。

(4) 加熱および冷却過程において側外板における熱伝達率には差異はない。またヒーティング・コイルの水平面配置を多少変えても影響はない。

加熱面積比が0.25m²/m程度になると幾分対流の影響が出てくるようであるが、従来実船に採用されている0.03m²/m程度であれば全く影響なく、熱伝達率は油温および海水温度の函数とみなしてよい。

(5) 縦通材深さの変化は側外板熱伝達率には直接影響しない。フイン効果として見かけの熱貫流率の増加をもたらすのみである。

(6) 底板においては熱伝導のみが支配的で熱貫流率($K_b \approx \alpha_b$)は約1Kcal/m²h°Cである。

(7) 底板縦フレームのフイン効果は、縦フレーム面の熱伝達率(垂直平板自然対流熱伝達)が底板のそれに比し5～10倍の値となるので、実効係数は4程度となる。

(8) これらの結果から、タンクヒーティング装置設計に際して側外板および船底板の熱貫流率の標準値として

側外板 15 Kcal/m²h°C

船底板 4 Kcal/m²h°C

を取つておけば十分である。

(9) 流動点の高い原油の場合、側外板に凝固層ができ、これが熱貫流率を小さくすると考えられるが、これらについては後の実船実験結果を見た上で再度検討する必要がある。

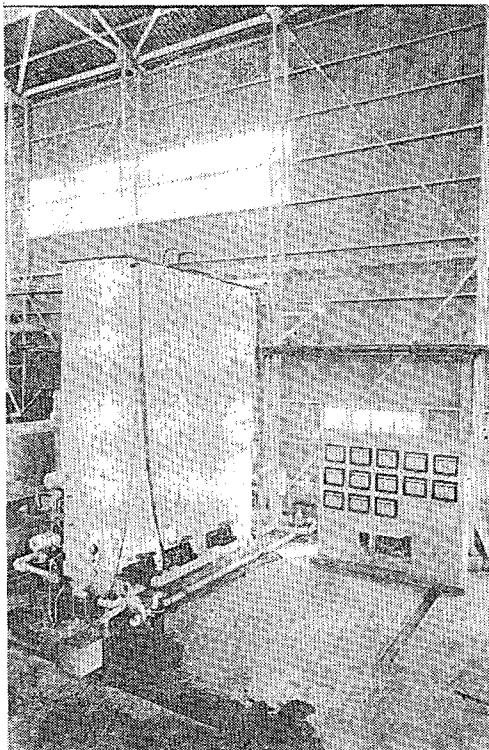


写真5.1 装置概観

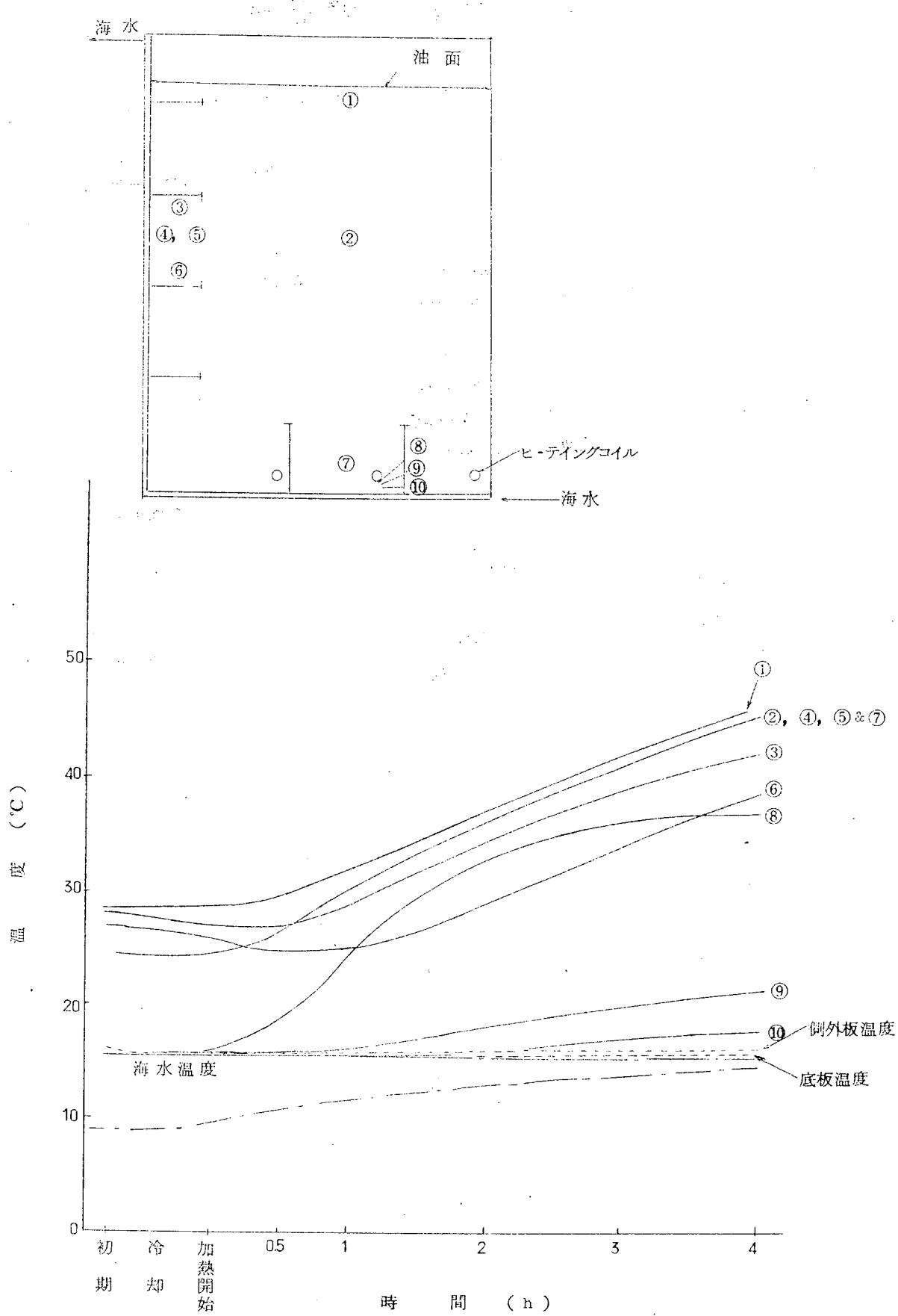


図 5.4.1 各部の温度変化

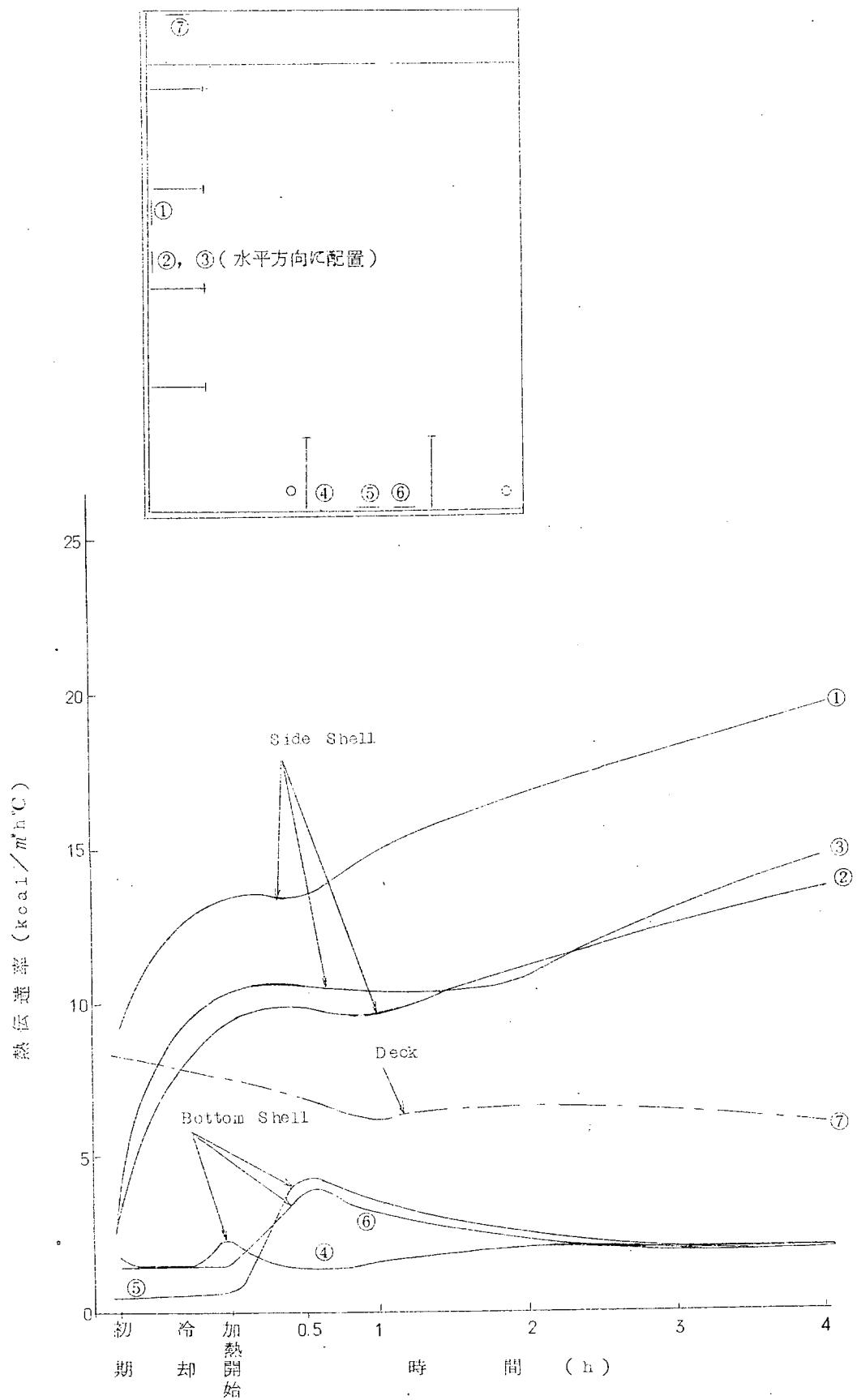


図5.4.2 各部の熱伝達率

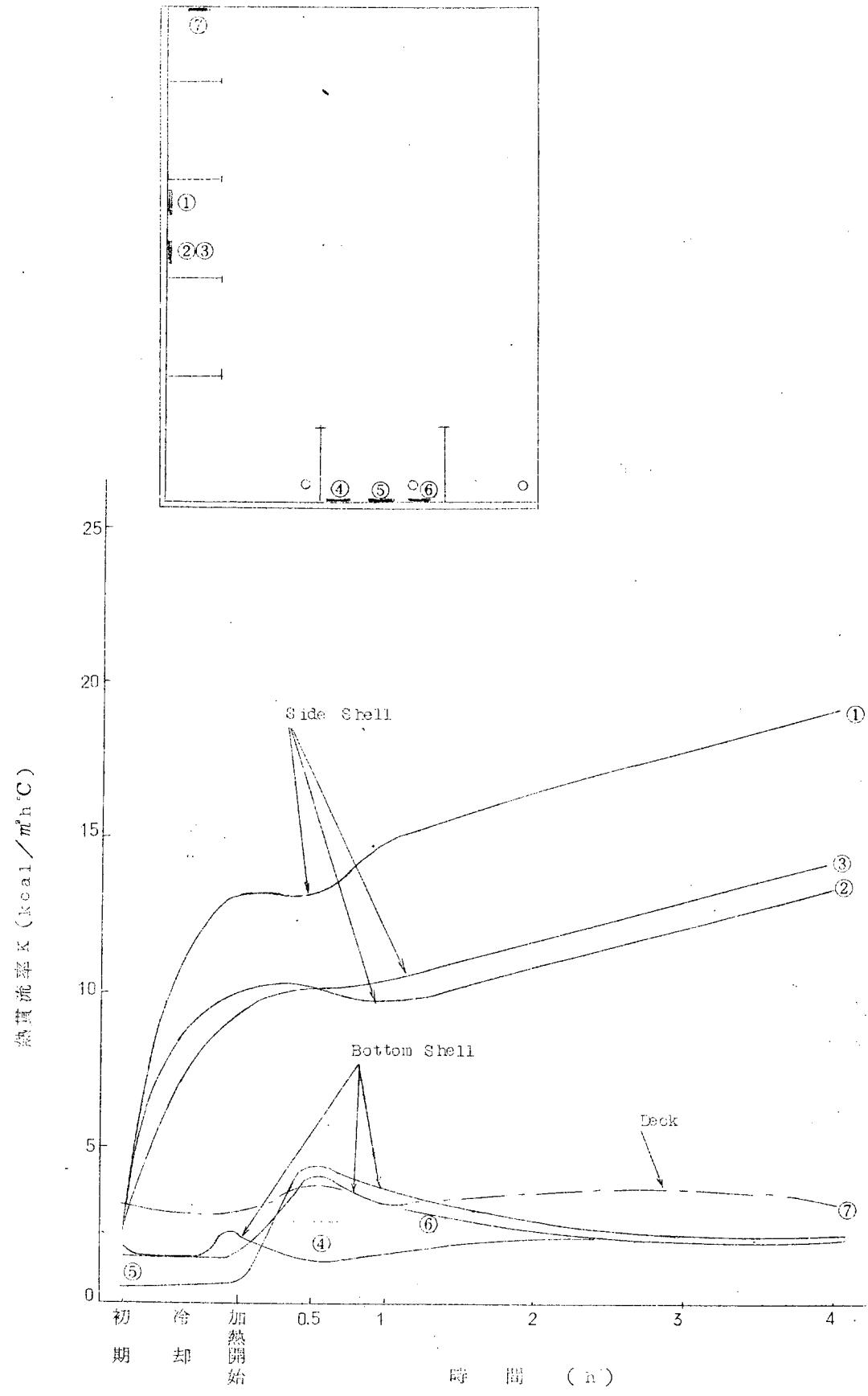


図5 各部の熱貫流率

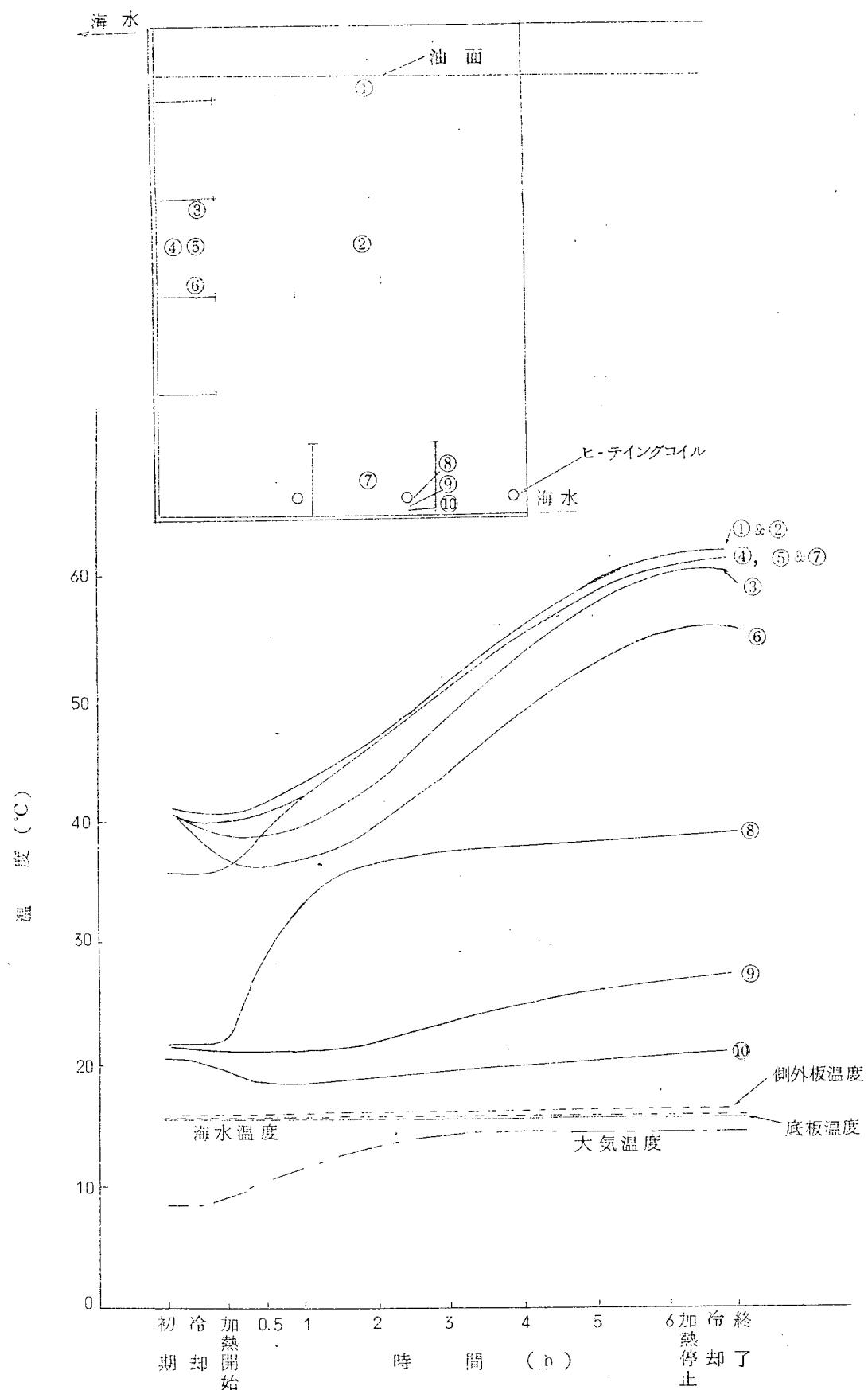


図5.4.4 各部の温度変化

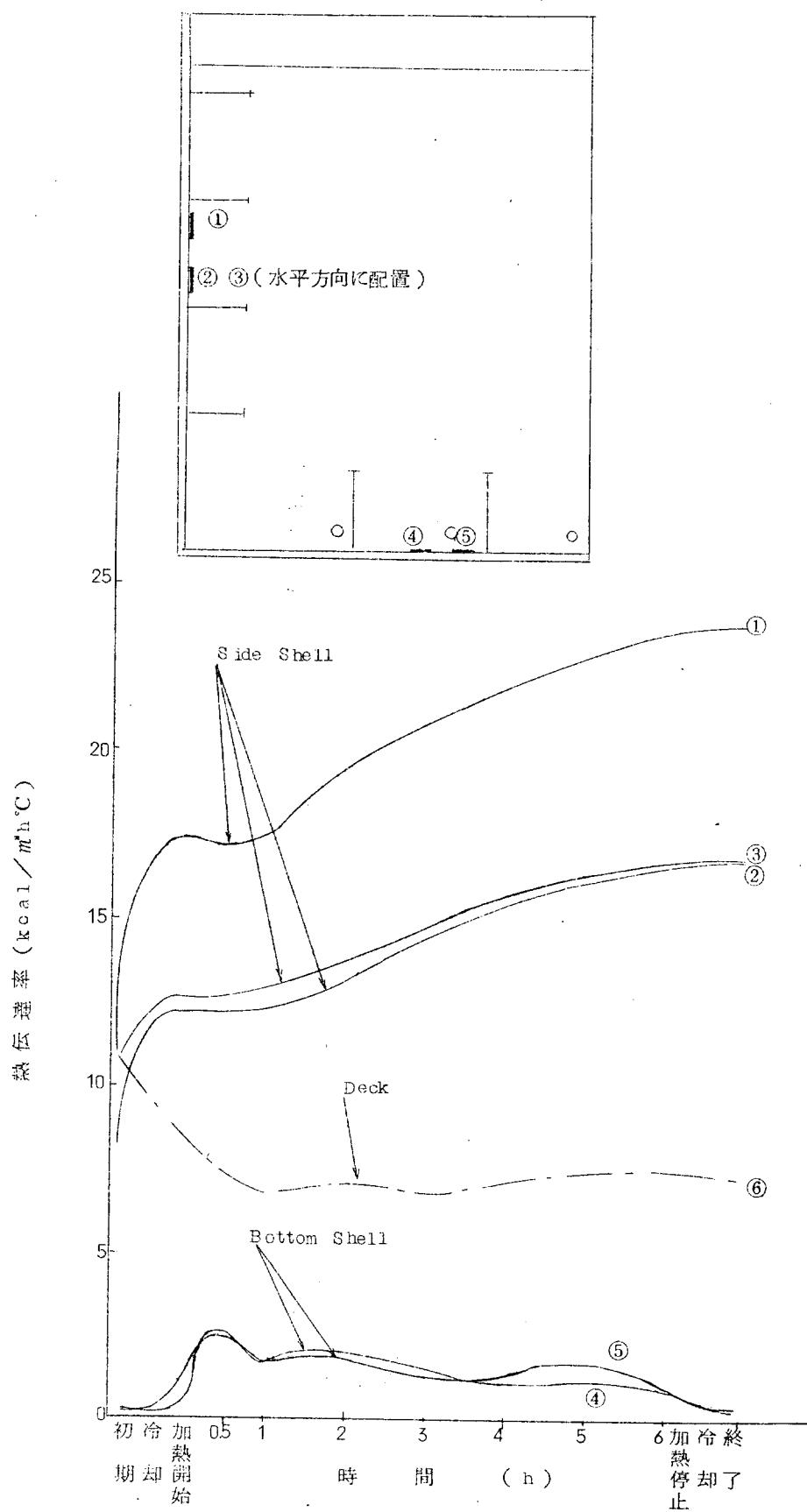


図 5.4.5 各部の熱伝達率

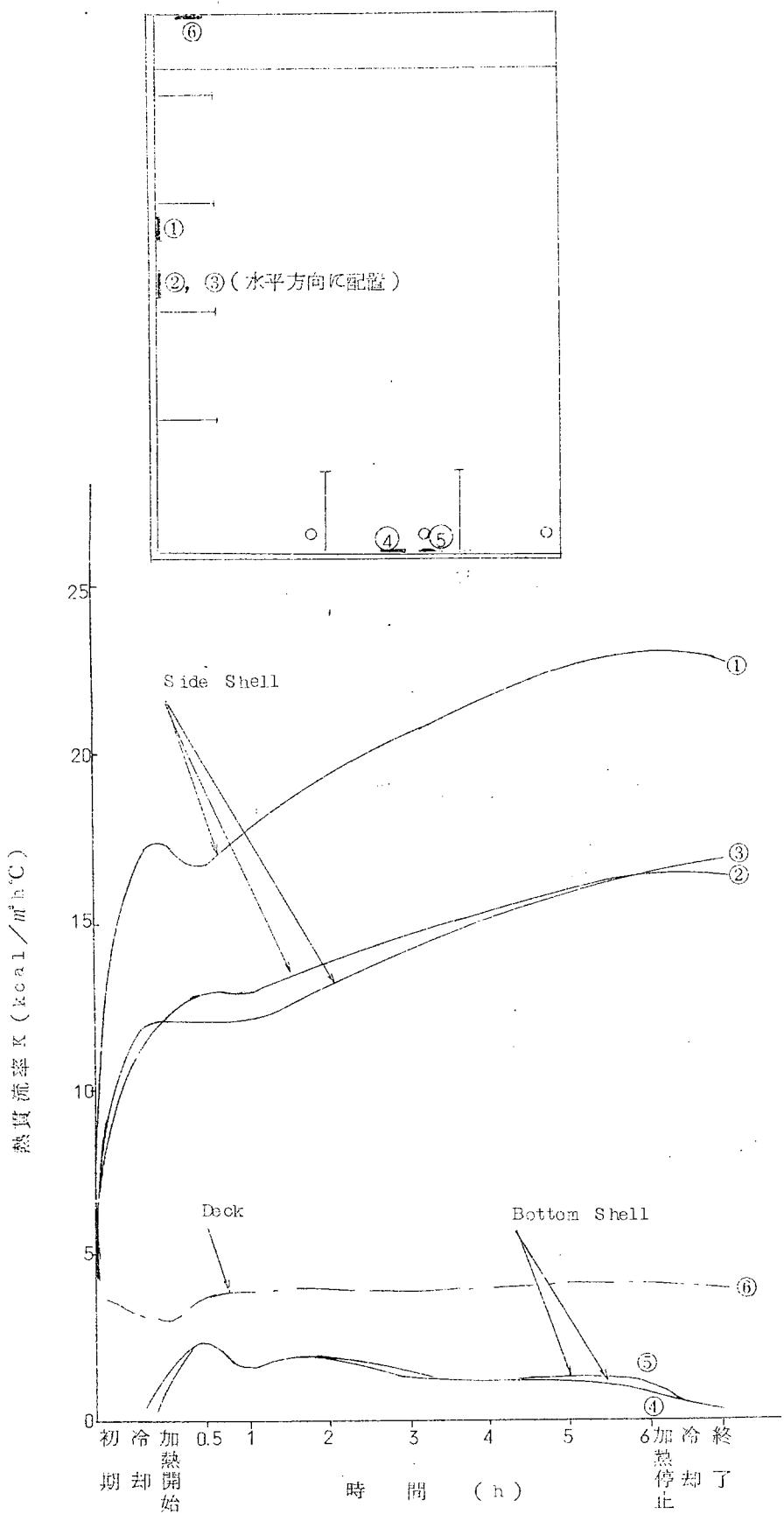


図 5.4.6 各部の熱貫流率

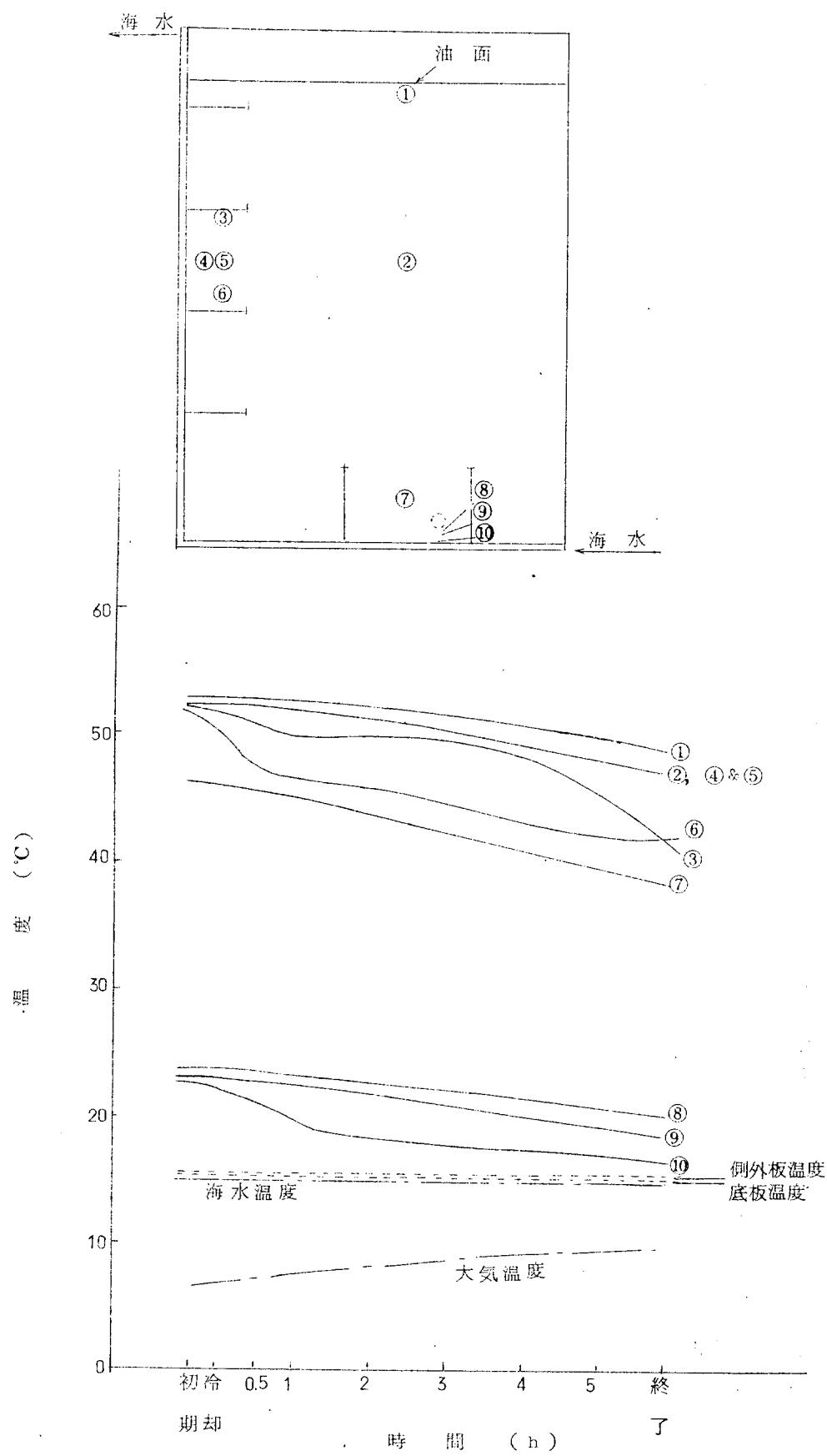


図5.4.7 各部の温度変化

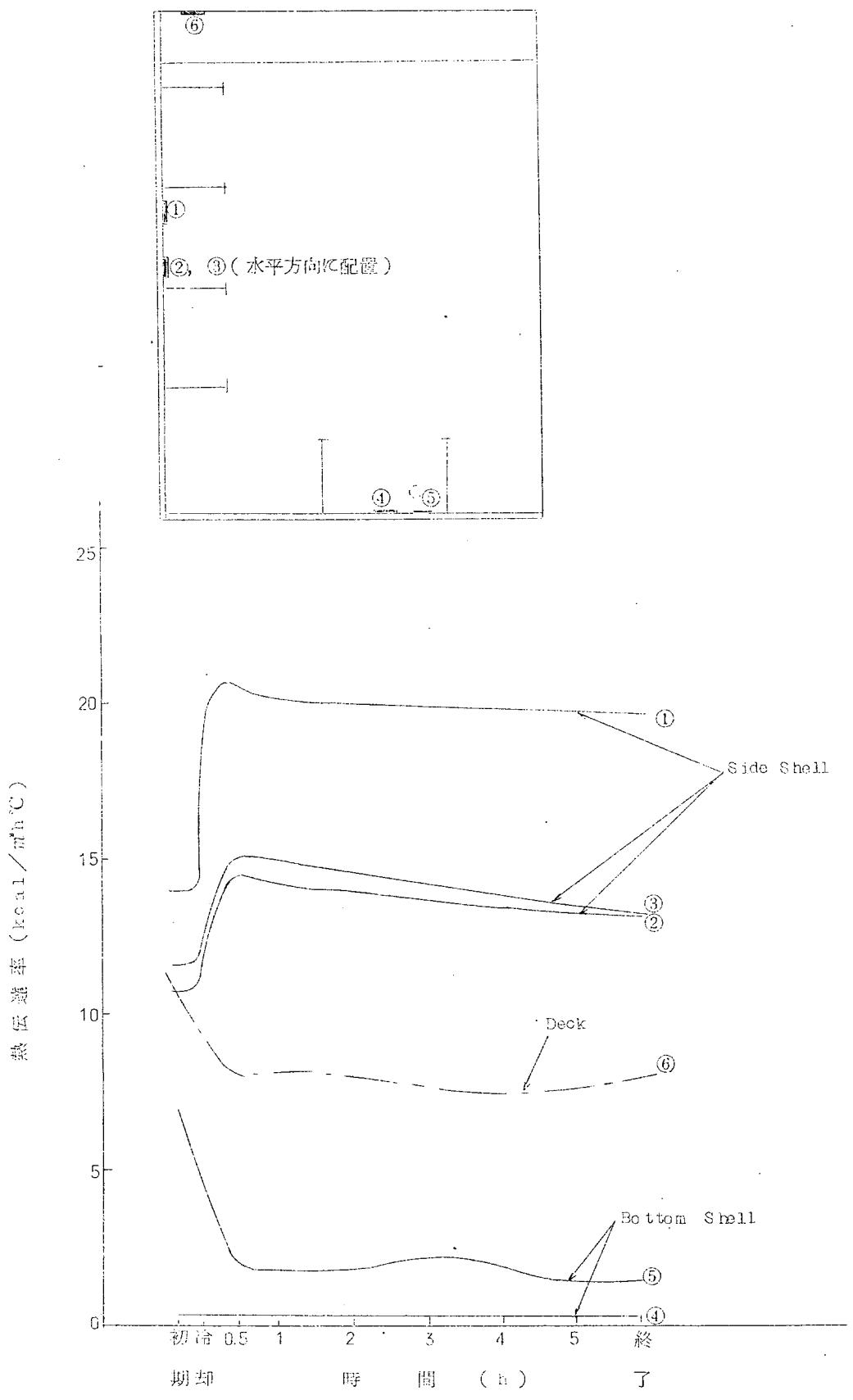


図 5.4.8 各部の熱伝達率

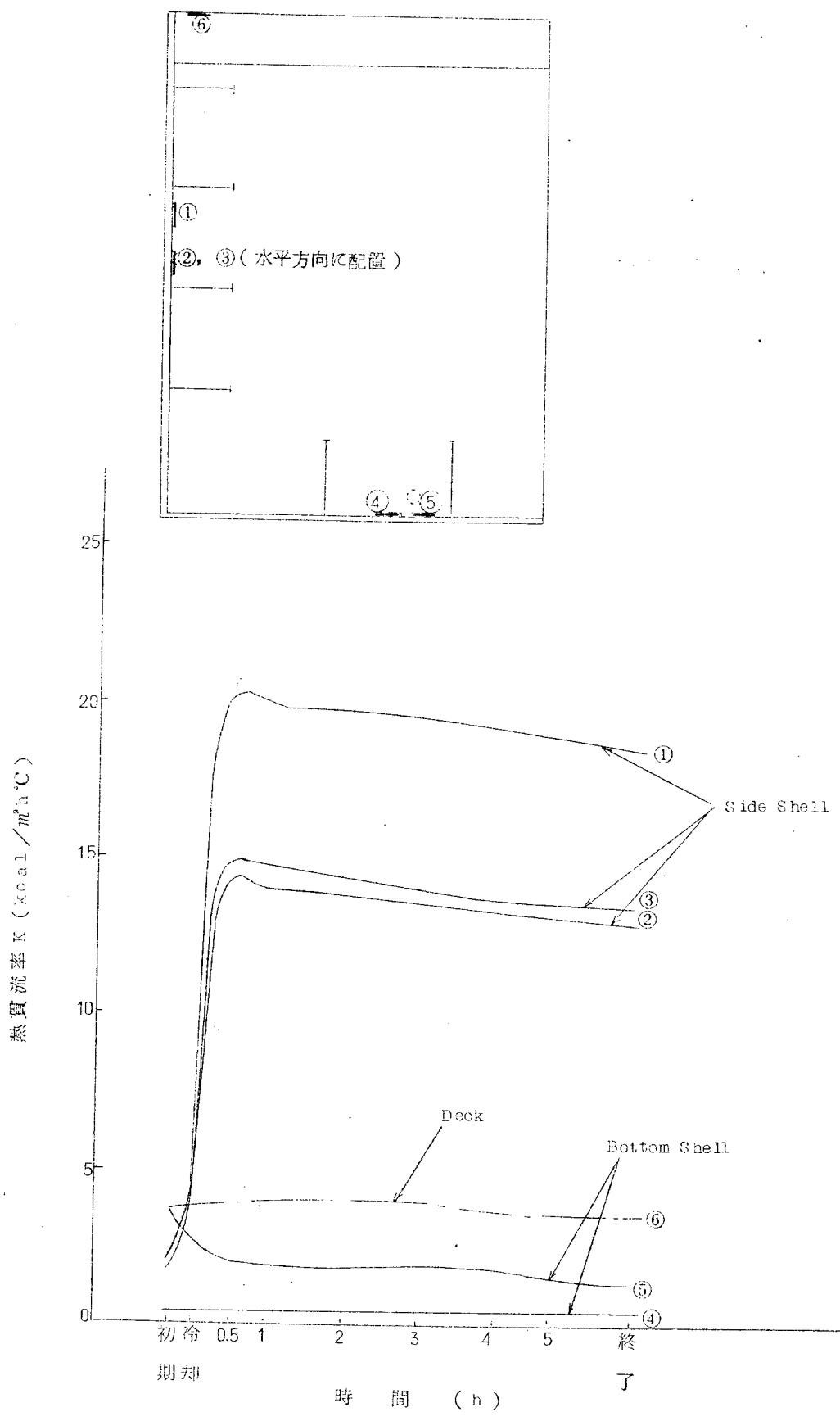


図 5.4.9 各部の熱貫流率

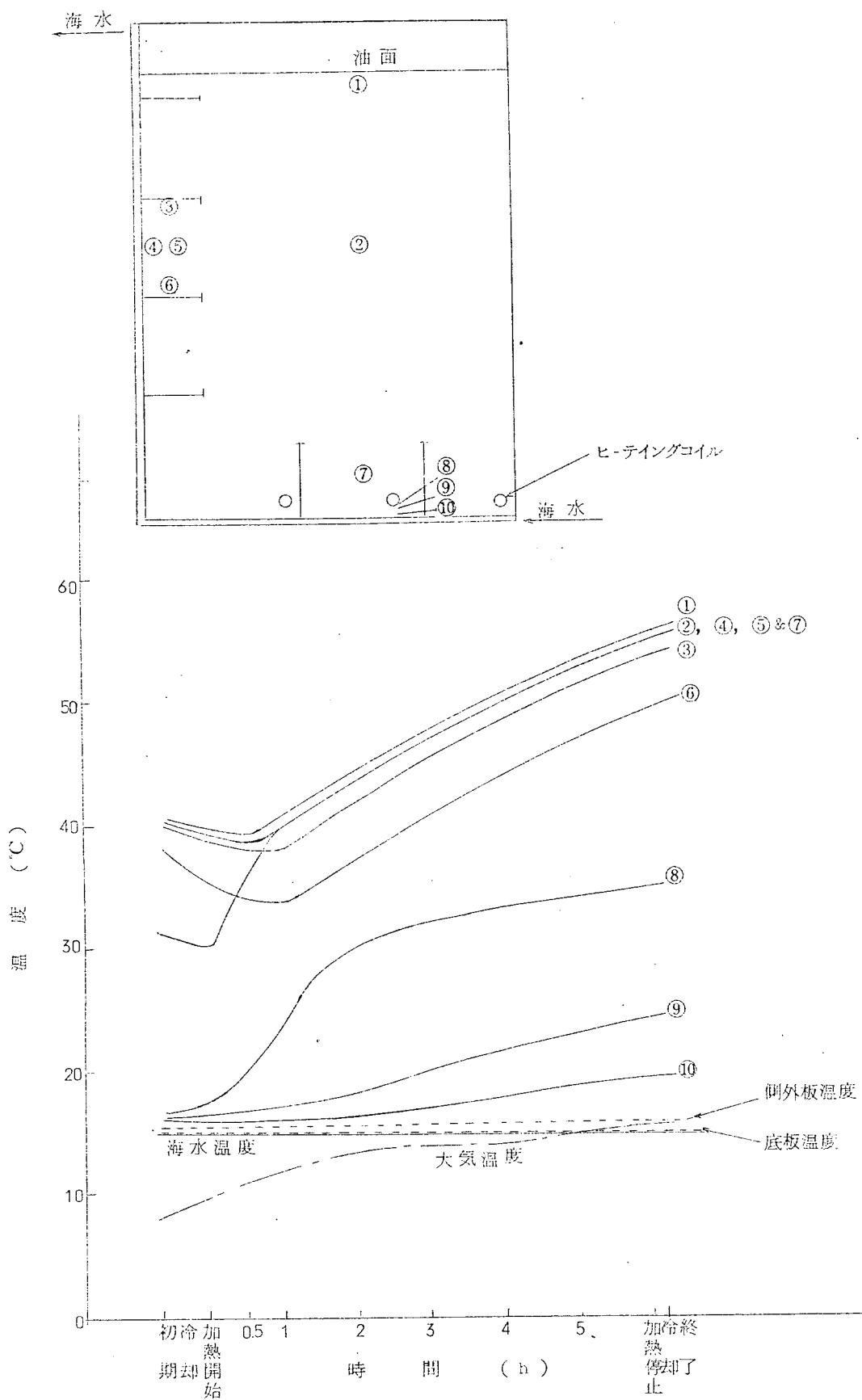


図5.4.10 各部の温度変化

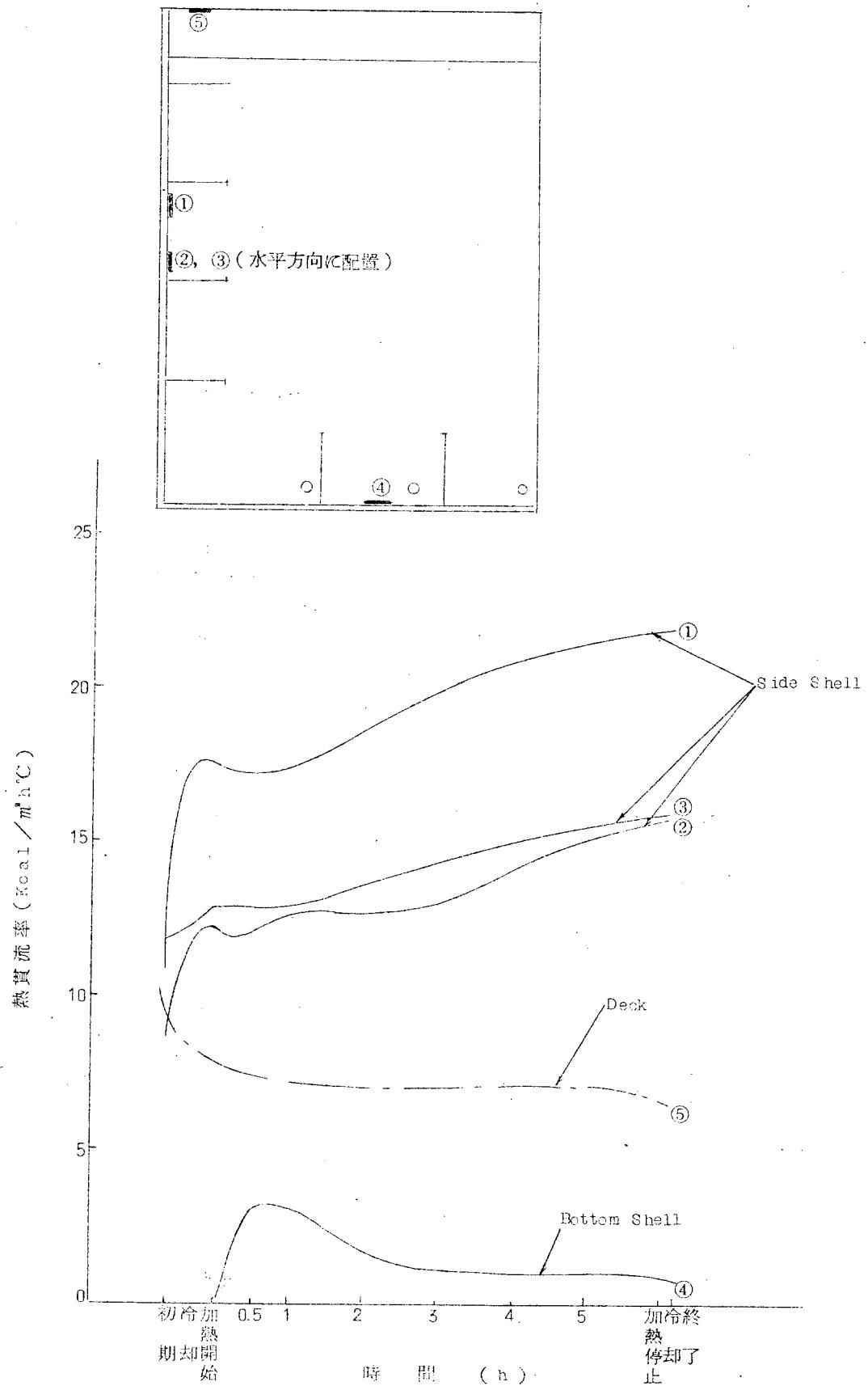


図 5.4.1.1 各部の熱貫流率

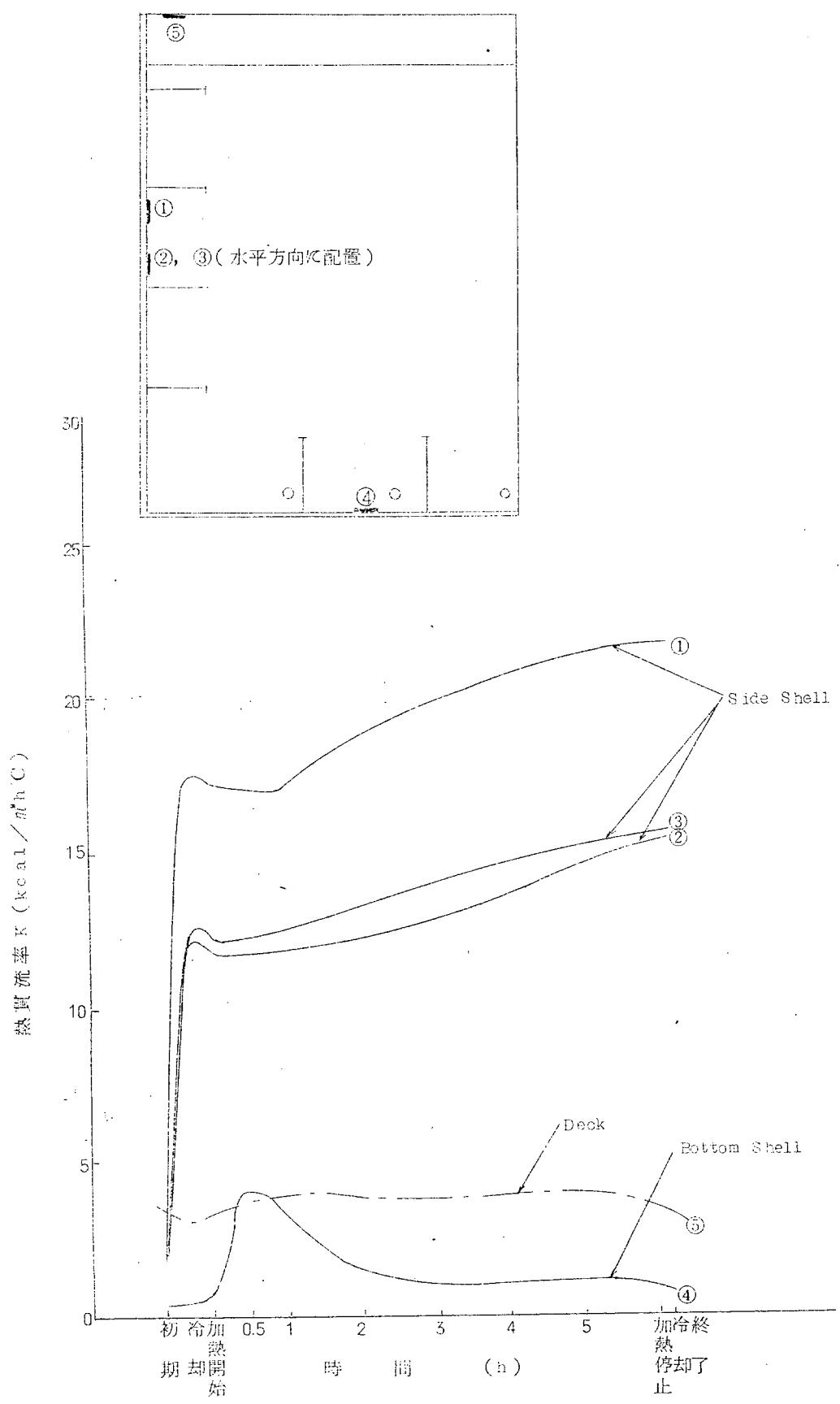


図 5.4.1.2 各部の熱貫流率

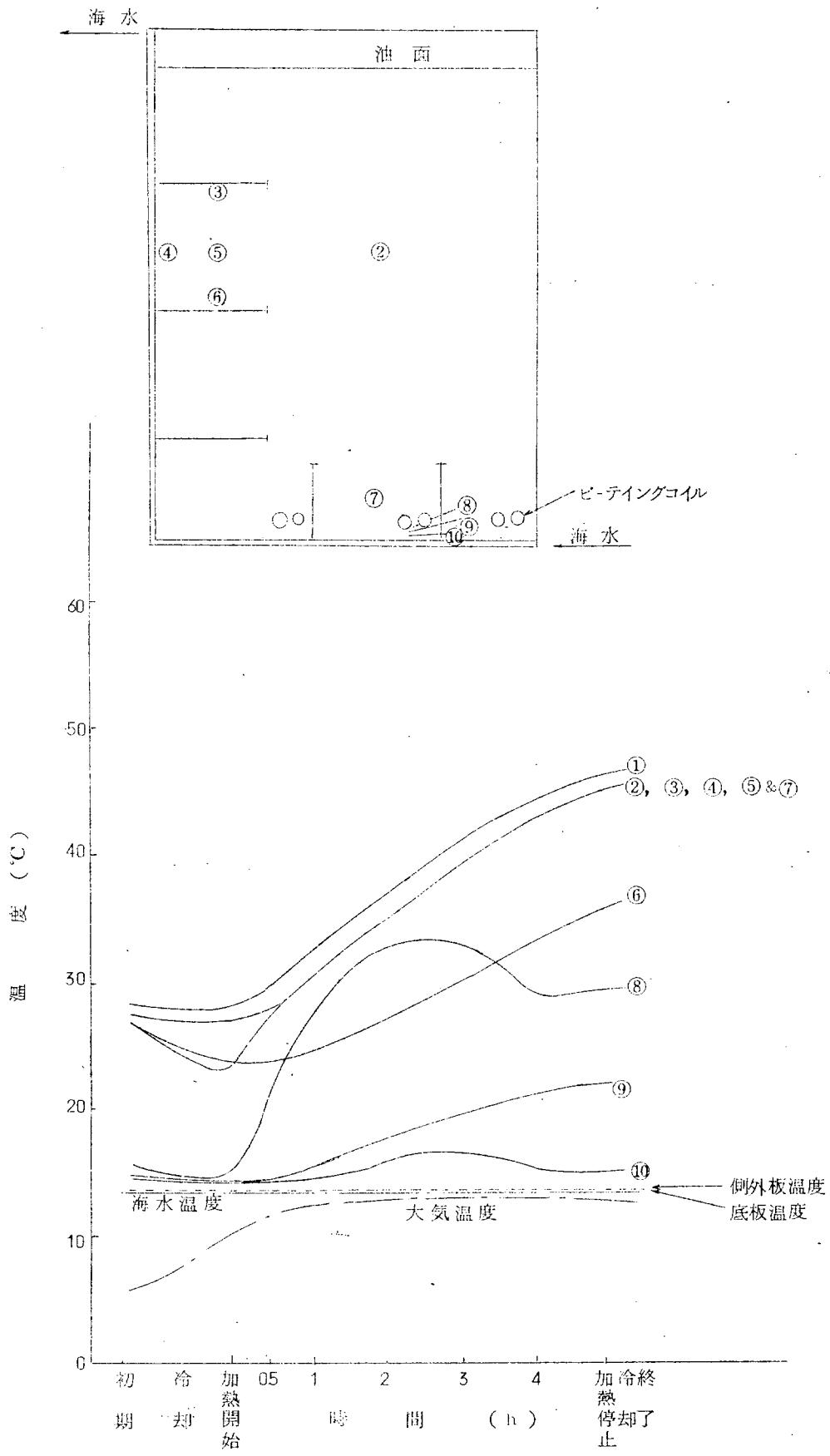


図 5.4.1.2 各部の温度変化

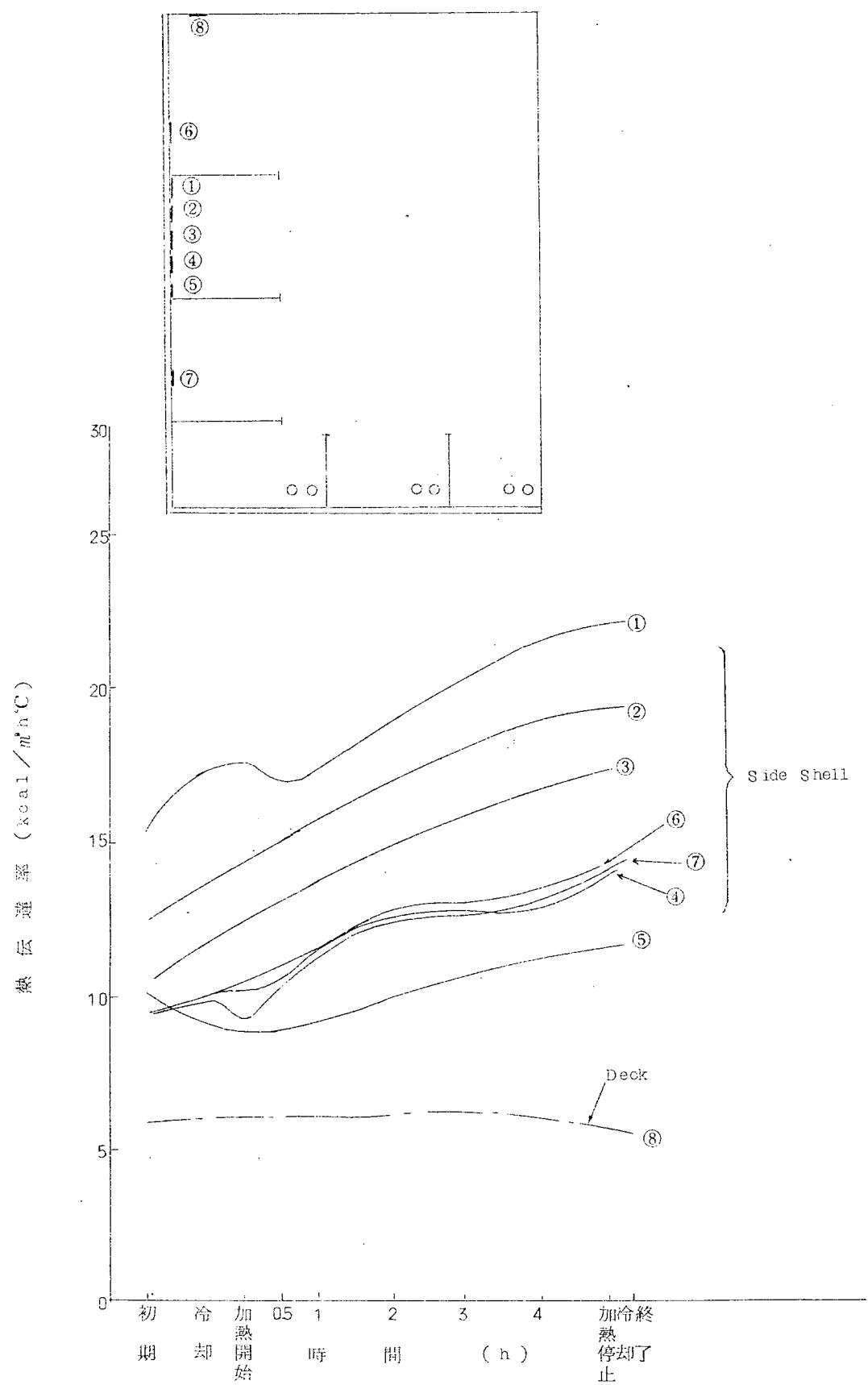


図 5.4.1.3 各部の熱伝達率

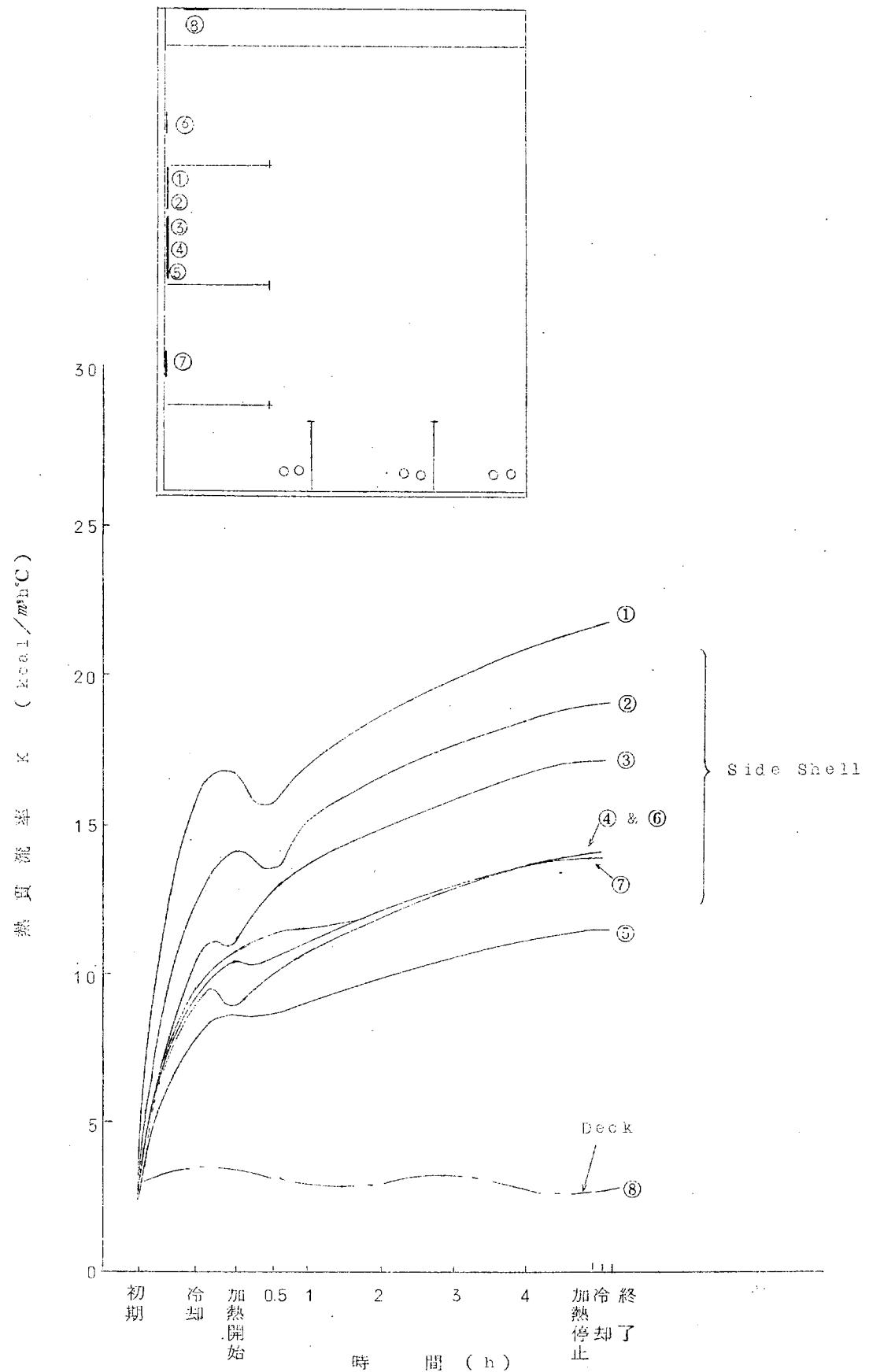
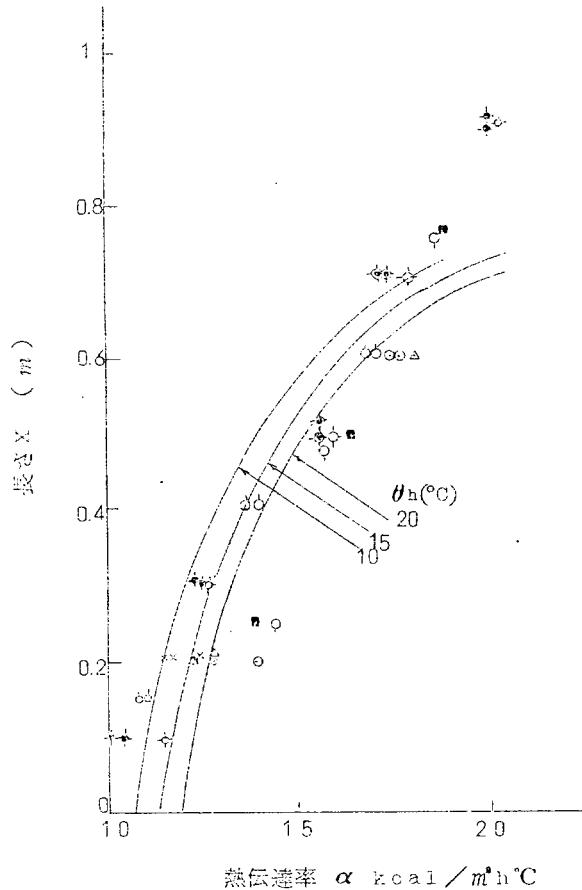
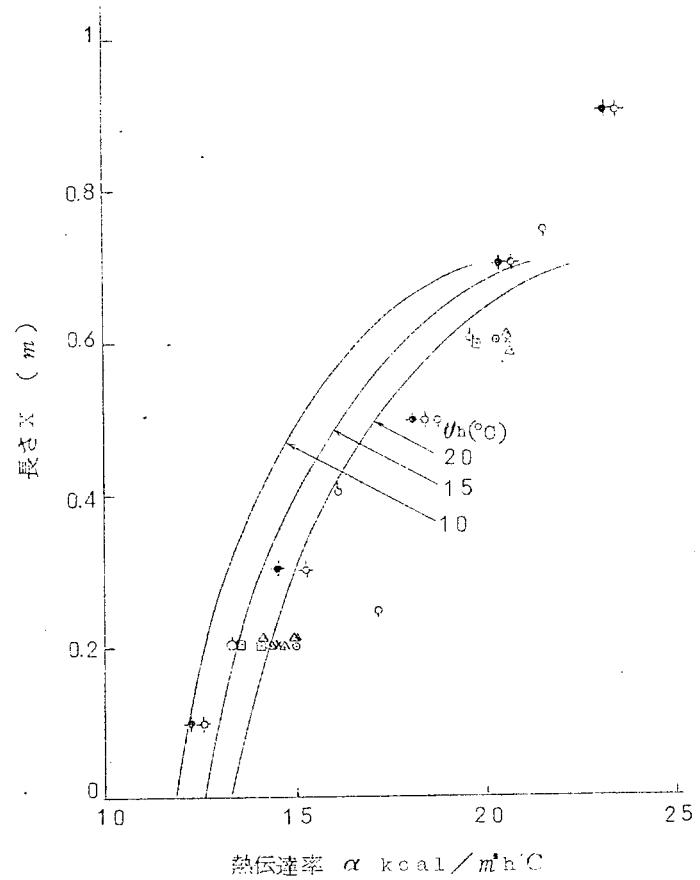


図 5. 4. 1 4 各部の熱貫流率



油温 40 °C の場合



油温 50 °C の場合

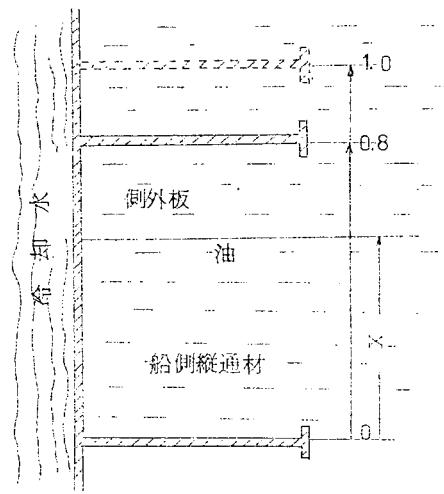
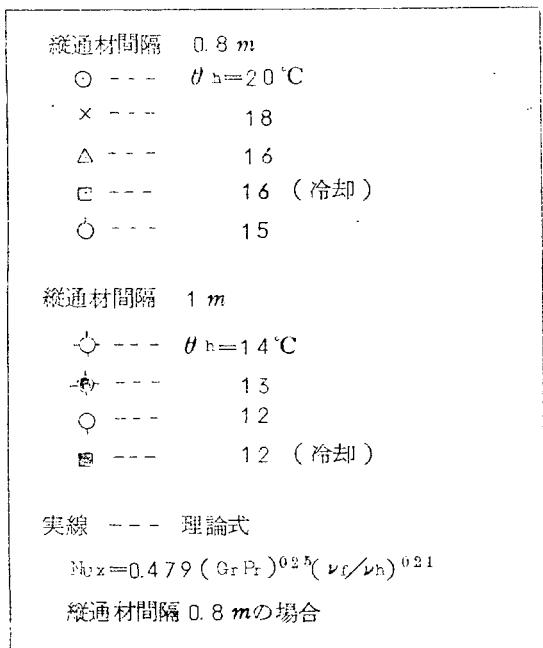


図 5.4.15 側外板における熱伝達率の分布

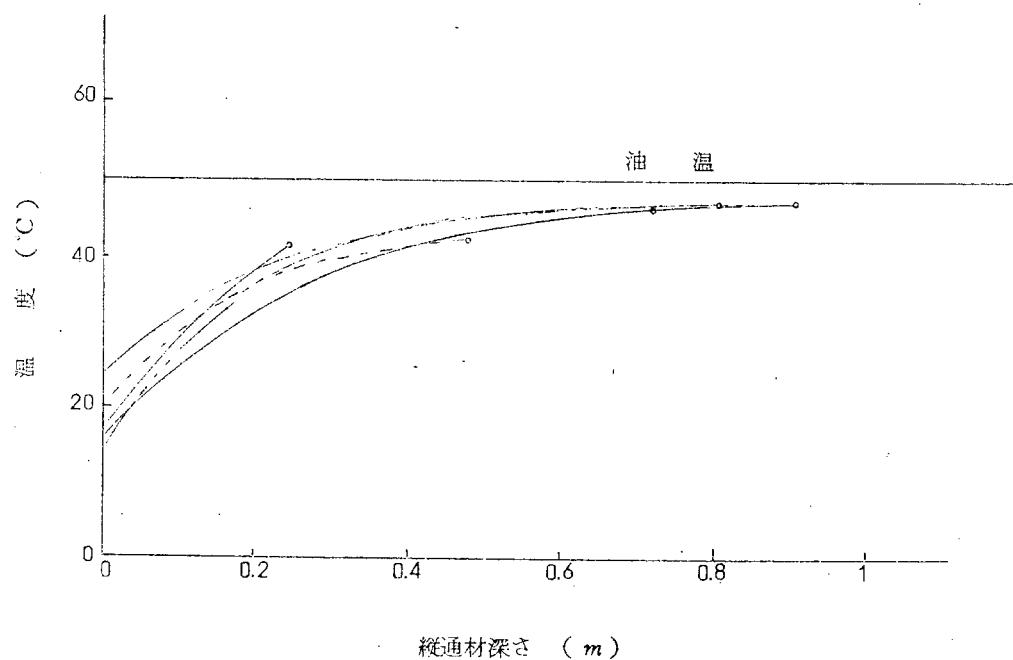


図 5.4.1.6 船側縦通材の温度分布

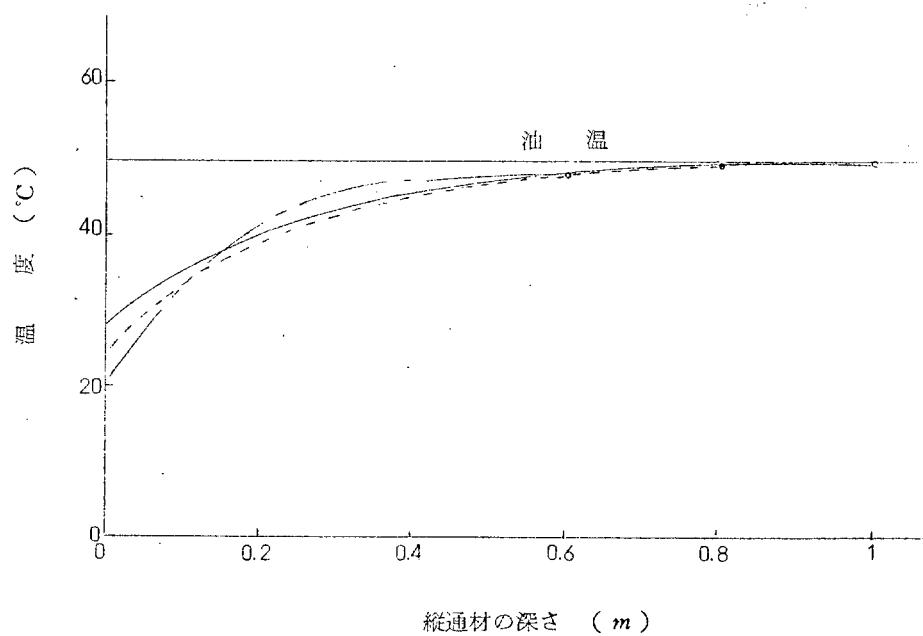


図 5.4.1.7 船底縦通材の温度分布

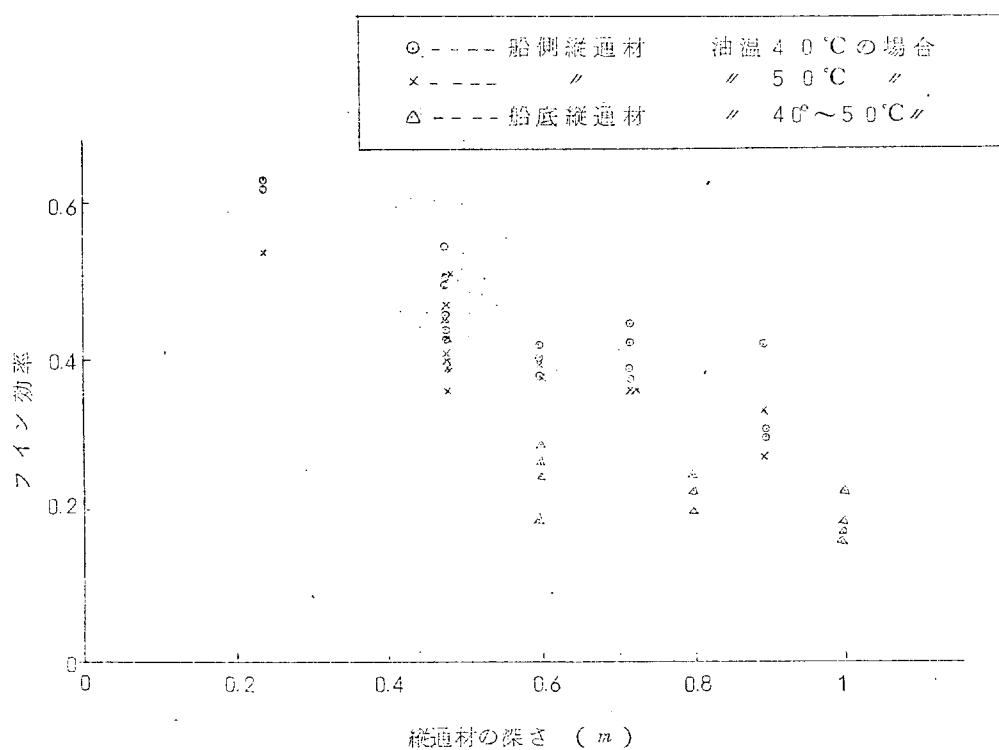


図 5.4.1-8 縦通材のFin効率

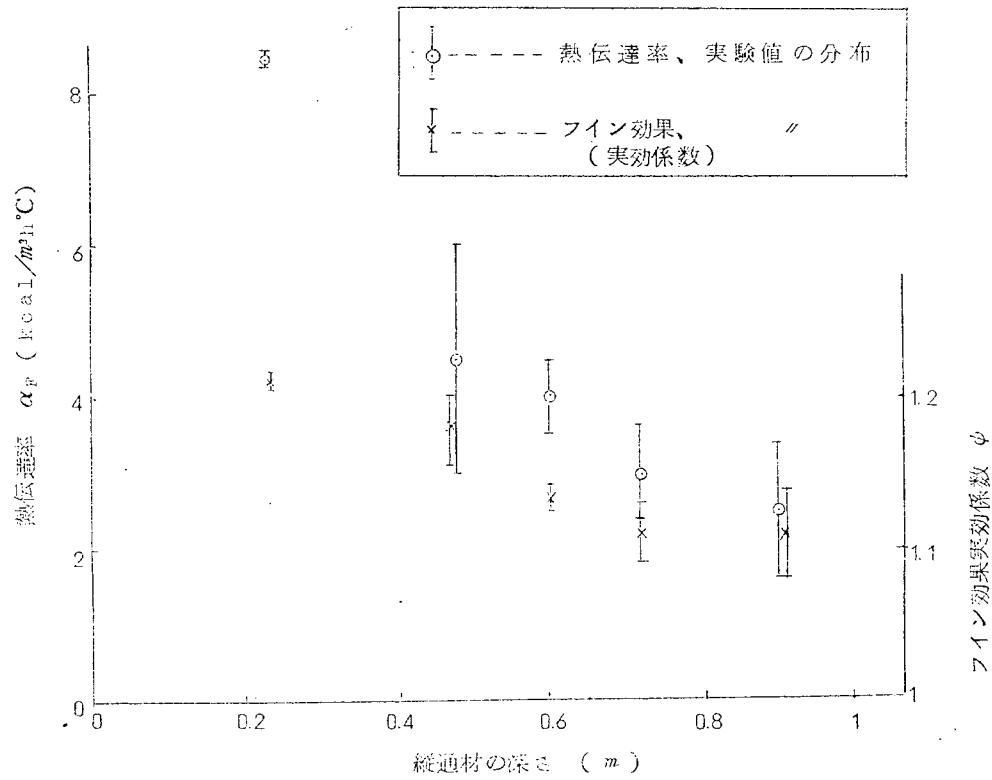


図 5.4.1-9 縦通材面の熱伝達率とFin効果実効係数

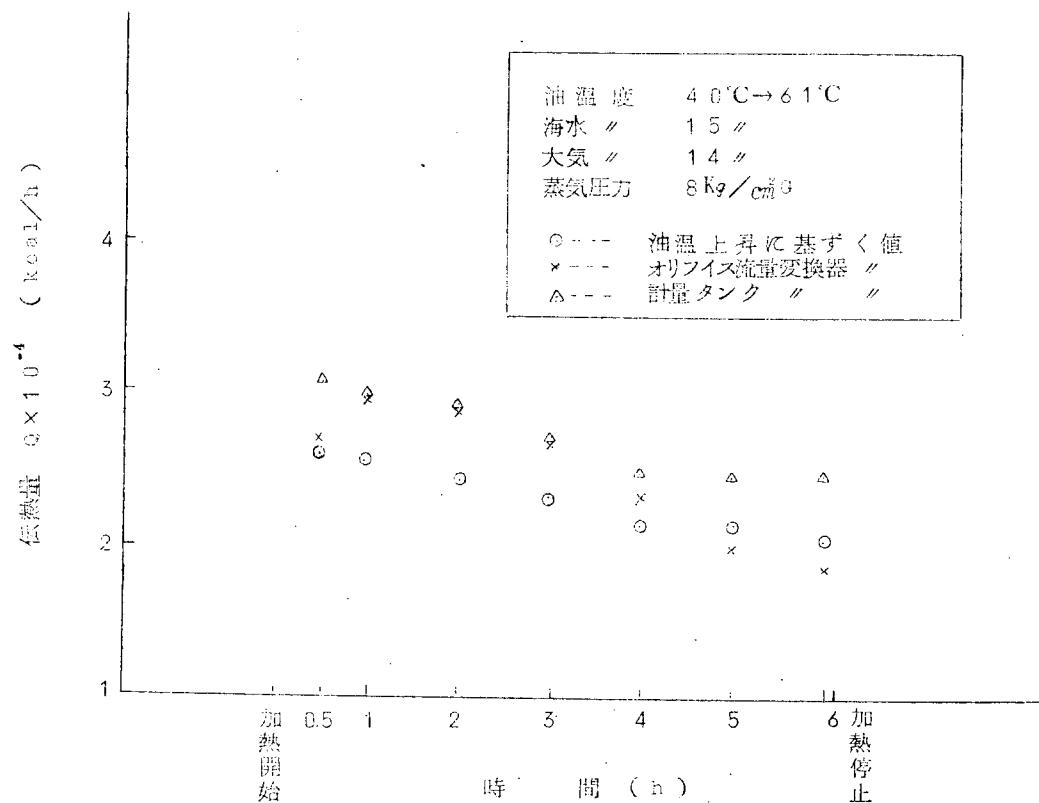


図 5.4.20 油温上昇と消費蒸気量—I

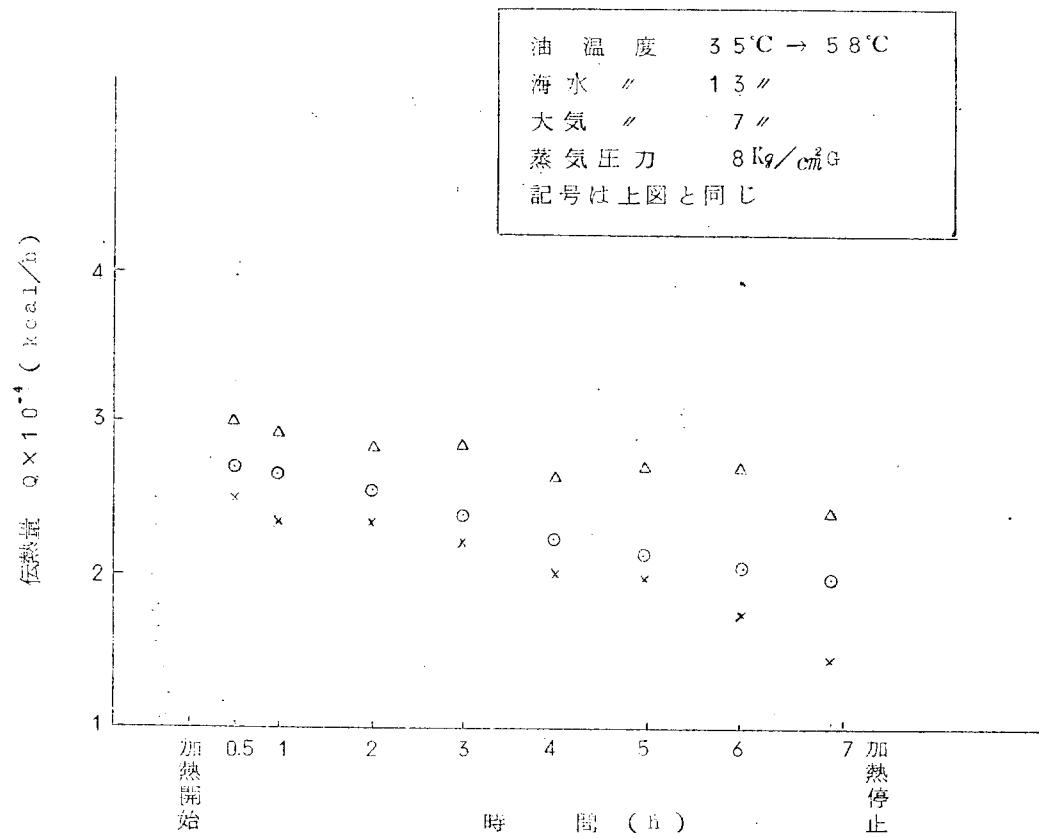


図 5.4.21 油温上昇と消費蒸気量—II

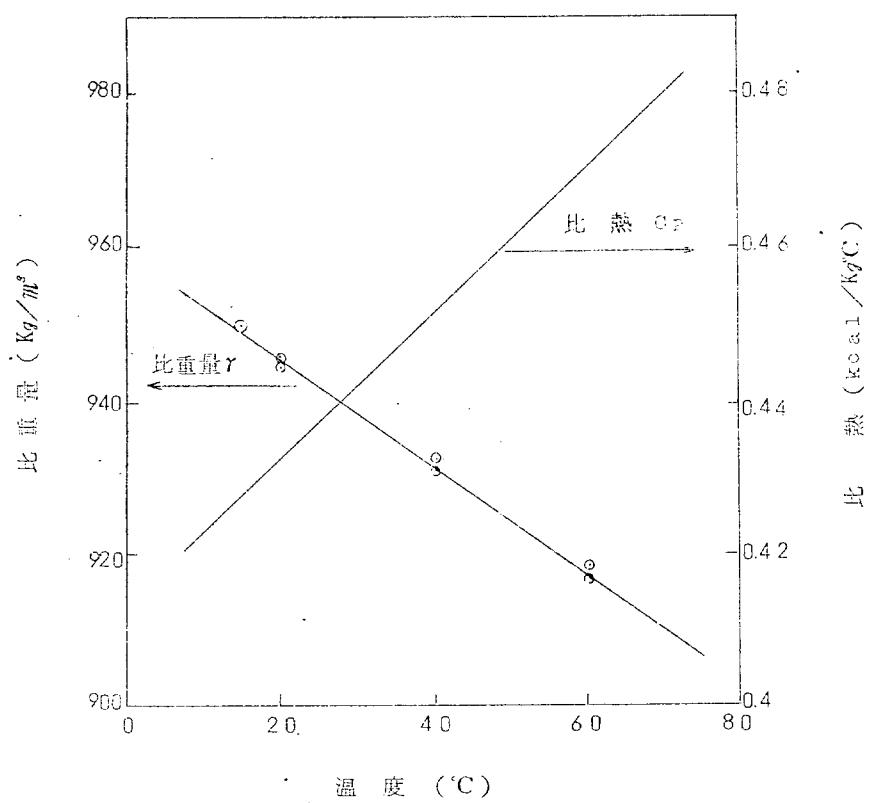


図 5.4.2.2 実験油の比重と比熱

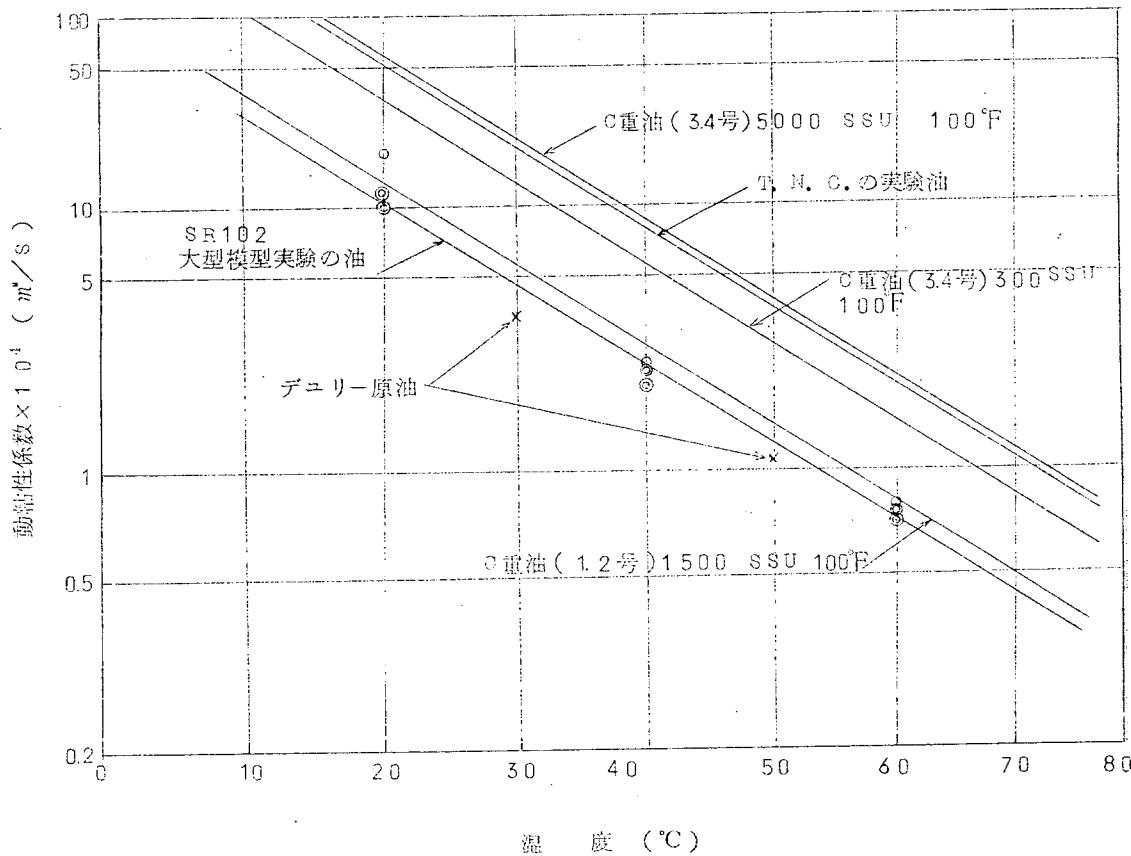


図 5.4.2.3 各種油の動粘性係数

6. 実験用計器

6.1 安全性

6.1.1 安全対策の必要性

実船実験においては、特殊な危険物である原油を積載する区画を対象として電気的計測を行なうので、十分な安全対策を講じなければならない。これは、計測器を含む実験装置全体の設計、取付けおよびその取扱い全般にわたる防爆対策であるといつてよい。

以下主として計測器類の防爆対策について検討を行なうが、その他の事項についても言及する。

6.1.2 使用計測器および実験環境

温度および熱流束検出端はそれぞれ銅コンスタンタン熱電対および熱電対式ヒートフローメーターで、受信記録計は電子式自動平衡型記録計とし、その間は銅線または補償導線で結ぶ。

温度および熱流束検出端の設置される貨物油槽内（液面の上および下）および温度検出端の設置される上甲板上は少しき危険場所であり、受信記録計の置かれる居住区内の計測器室は安全場所と考えてよい。

6.1.3 防爆構造について

危険場所で電気機器を使用する場合には電気火花の発生によつて、引火またはガス爆発を起す危険が多い。したがつて使用する電気機器および配線は、材料を選択し、入念な工事を行なわなければならない。しかし時には絶縁性の低下、断線または振動による接点のゆるみなどのために電気火花を発生することが避けられない。よつて一般の電気機器に対してつぎの5種の防爆構造が危険場所において使用されている。

(1) 耐圧防爆構造

全閉構造で、容器内部で爆発性ガスの爆発が起つても、その圧力に耐えかつ外部の爆発性ガスに引火する恐れのないもの。

(2) 油入防爆構造

火花、アークまたは点火源となりうる高温を発生する恐れのある部分を油中におさめ、油面上に存在する爆発性ガスに引火する恐れのない構造のもの。

(3) 内圧防爆構造

容器内部に保護気体、たとえば新鮮な空気または不活性ガスを圧入することにより爆発性ガスの侵入を防止した構造のもの。

(4) 安全増防爆構造

上記のごとき真の防爆構造ではなく、次善策として正常な運転中に過熱または電気火花を生じやすい部分の構造を一般の機器よりも絶縁、温度上昇などの点について特に安全度を増した構造のもの。

(5) 特殊防爆構造

上述の方式以外の方法によつて引火が確実に防止できることが試験の結果確認された構造のもの。

この特殊防爆構造のうち、常時運転中および事故時（短絡、地絡、切断など）に発生する火花、アークまたは過熱そのものが爆発性ガスに点火しないことか、別に定める公的機関において試験、その他によつて確認された構造のものは、特に本質安全防爆構造といいう。

従来の防爆構造では、故障時はもちろん正常な動作中でも電気機器から発生する火花はすべて爆発性ガスへの点火能力があるものとして、点火の防止方法を提供しているのに対して、本質安全防爆構造ではいかなる発生火花も点火能力がないように機器、回路に考慮を払つたものである。したがつて機器の構造や外観は普通のものと大差

なく、経済的にも有利なものである。

実船実験における装置は必要と考えられる範囲にこの本質安全防爆構造を適用するものとする。

6.1.4 本質安全防爆について

(1) 電気火花による爆発性ガスへの点火現象

一般に爆発現象が生ずるには、適当な濃度の可燃性ガスと、点火を生ずるに必要なだけガスにエネルギーを与える点火源との両者が存在しなければならない。

可燃性ガスと空気との混合した爆発性ガスは、ガスの種類ごとに決った一定範囲の濃度のものでなければ燃焼（爆発）を生じない。この範囲を爆発限界といいうが、この限界内のある濃度のところで点火エネルギーが最小になる。これを最小点火エネルギーといいつきのような値をもつ。

ガス名	最小点火エネルギー (mj)	ガス濃度 (vol%)
メタン	0.28	8.5
プロパン	0.25	5～5.5
エタン	0.25	6.5
ブタン	0.25	4.7
水素	0.02	2.8～3.0

ただし上記は高圧コンデンサの放電火花発生により求めたものである。

(2) 点火能力に関係する諸要素

電気火花のガスへの点火現象は非常に複雑で数多くの諸要素が関係することが知られている。その主なものをあげるとつきのとくである。

ガス（種類、濃度、圧力、温度、等）

火花発生部としての電極（形状、材質、開離速度、開離モード等）

電気回路の特性（電圧、電流、リアクタンス、周波数、波形等）

以上の諸要素がさまざまに影響するので、ある與えられた電気回路で発生する火花がガスに点火するか否かを机上で判断するのは困難である。したがつて現状では、本質安全性の有無の判定は原則として最終的に点火試験の結果によつている。

(3) 爆発に至る経路

発火点において火花発生に至る経過を考えれば概略つきのような場合が考えられる。

(a) 装置が正常な動作中、機械的ショックにより回路の切断、短絡、接地事故が起り火花がとぶ場合。

(b) 装置が故障または異常動作中に上記のことが起る場合。

この様な故障は、その内容および組合せによつて非常に多くの場合が考えられるが、その主な例をあげると、

(i) 電源ラインが点火レベル以上のエネルギーを供給しうるような仕方で発火点につながる場合。

(ii) 装置の内部電源が上記と同様に発火点につながる場合。

(iii) 装置の内部回路や電源ライン等が発火点につながる結果、発火点に通常存在するエネルギーが蓄積されるような場合。

(4) 本質安全防爆構造の一般方針

(a) 計測器本体は本質安全防爆回路と非本質安全防爆回路との組合せ機器として設計し、安全場所におく。

(b) 本質安全回路のエネルギーレベルを低下させる、すなわち危険場所にある熱電対またはその配線が断線、短

絡あるいは接地するがあつても爆発が生じないよう入力回路の電圧電流はある限界値以下に抑えられていなければならない。

- (c) 本質安全回路の L, C の蓄積エネルギーを減少させる。すなわちコイルやコンデンサに蓄積される電磁的エネルギーは、回路の開路時に火花エネルギーとして放出される危険が大きいので、なるべくコイルの L やコンデンサの C の大きさを小さく選ぶようにすべきである。また同時に全体として抵抗回路に近いものとする。
- (d) 安全場所にある受信計で何らかの故障が生じても入力回路の電圧および電流はある限界値以下に抑えられるようにする。
- (e) 構成部品や導線の事故は、個々に独立して発生するものと考え、そのおののの場合に本質安全防爆性が保持されていなければならない。しかし 1 個の事故が原因となつてつぎの事故が発生する場合は、これらを独立して発生するとせず重複させて 1 個の事故とみなす。また機器の正常な動作に影響のない事故も、それがただちに明示されない構造では、いつまでも放置され、つぎに起る独立した事故と重複して生ずるおそれがあるので、このような事故も想定しておく必要がある。
- (f) その他、入力回路を保護することができない故障あるいは誤操作は、それらが起りえないような保護処置をとる必要がある。

(5) 計器構造の具体例

(a) 本質安全回路の範囲

熱電対、補償導線、平衡機構、増幅機構の大部分、平衡電動機の制御巻線等。

(b) 非本質安全回路の範囲

電源トランジスの一次巻線、平衡電動機の励磁巻線、同期電動機、電源部等

(c) 混触防止のための保護処置

本質安全回路と非本質安全回路とが混触しないよう、構造上保護処置をとる。たとえば、

- (i) 入力端子と電源端子は分離した端子箱内に配置する。
- (ii) 本質安全回路と非本質安全回路の導線は相互にしゃへいされている場合をのぞき、束ねたり同一の多芯ケーブルを使用したりしない。
- (iii) 使用電線は絶縁電線で非本質安全回路、本質安全回路の絶縁耐力はそれぞれ A.C. 2,000 V, 800 V (1 分間) 以上とする。
- (iv) 沿面距離、絶縁空間距離は規定以上とする。
- (v) 電源トランジスの 1 次巻線と 2 次巻線との間には混触防止板を挿入し接地する。1 次巻線 ————— 防止板、2 次巻線 ————— 防止板間にそれぞれ A.C. 2,500 V および 1,500 V を印加し、1 分間耐えるものとする。
- (vi) 本質安全回路の導線の絶縁被覆はなるべく青色のものとし、非本質安全回路の導線と区別し、保守点検などの際に誤まりのないようにする。
- (vii) 誤操作をさけるよう必要な注意札を貼る。

(d) 本質安全回路の導線

- (i) 原則として素線直径は 0.3 mm 以上とする。なお安研により認められた時はこのかぎりではない。
- (ii) 耐地絶縁耐力は A.C. 500 V 以上を要する。
- (iii) 危険場所を含めて配線は非常に長くなるが、関係のない他の電気配線などから電磁的または静電気的誘導を受けた場合の安全性までは保証されてないし、またこれらとの混触は考慮されていない。よつてこのような恐れのないような導設を行なう。

(6) 本質安全防爆性の確認と保持

(a) 前述のごとく本質安全防爆構造の必要条件には数多くの要素が関係するので理論的検討のみでは確認することが困難である。現在のところ労働省産業安全研究所が試験その他によつてその本質安全性を確認することになつている。

また実船実験においては、これとあわせて船級協会の認定をうける必要がある。

(b) 本質安全防爆構造は使用環境および組合せ計器が決定された状態で安全かどうかを試験し認定することになつてゐるので、この計器は本質安全防爆回路用のものであるとしてどこにでも使用できるものではなく、ある定まつた使用条件に対してその安全性を保証されるものである。よつて認定をうけた後、機器の構成部品の仕様、配置、配線状況、接続等を勝手に変更してはならない。

組合せ機器の場合、非本質安全回路の部分が直接本質安全回路の安全性に影響することがないからといつて部品や配置の変更を勝手にしてはならない。すなわち本質安全防爆構造とは、本質安全回路と結合している非本質安全回路をも十分に検討して安全性を認めるものであるからである。

(c) 本質安全防爆試験の概要

(i) 図面審査

(ii) 点火試験

原油ガスは Class 2 C であるが、より点火し易い 2 e の水素と空気の混合ガスを使用する。このガスを試験器に封入し、本質安全回路を点火試験器に持続し断続火花試験を行なう。安全率 2 倍。火花発生回数 3,300 回。通常動作中および故障時について行なう。

(iii) 耐圧、絶縁試験

本質安全回路と非本質安全回路との結合トランジストについて行なう。

(iv) 構造検査

実物について図面どおりであるかチェックし、配線および構造が混触の恐れがないか検査する。

6.1.5 船舶における参考例

(1) 鉱石、油運搬船のタンク内温度指示計

三菱重工業長崎造船所建造の RAUNALA 号に設備されたもので、その使用目的からいつて本研究の場合と非常によく似ている。

ただし温度指示のみで自動記録は行なっていない。

(a) 計器 電子式自動平衡型 1台

メー カ 三菱電機

検出端 クロメルーアルメル (C A) 热電対

3、13、17 m の 3 種のものを甲板より挿入

指示方法 多点選択温度指示 0 ~ 100°C

(b) 機能

甲板より熱電対を各タンクに挿入し、ウイングタンク 24 個については深さ 3 m および 17 m の所の温度の平均値を、センタタンク 6 個については深さ 13 m の所の温度を検出し、1 台の指示計で遠隔選択指示させる。計 30 点

(c) 本質安全回路の特徴

C A 热電対は防水型で、シース材質 SUS27、シース外径 4.8 mm でタンク内では継目のないものとしている。

補償導線は通常の船用鉛被導線を用いた。

各熱電対と補償導線との結合部にはタンク上部の熱電対引出穴に端子箱をもうけ、耐波浪耐爆構造としている。

(d) 承認試験

22%水素-空気混合ガスを用いて安研で試験を行ない、B.S.規格に準拠した本質安全防爆であるとの認定をうけた。

(2) LPG船のタンク内温度記録計

日立造船因島造船所建造のLPG船に設備されたもので、自動記録式になつてている。

(a) 計器 トランジスタ式自動平衡ブリッジ型 2台

メーカー 北辰電機

検出端 測温抵抗体 16個

指示方法 打点記録方式 $-60^{\circ}\sim+40^{\circ}\text{C}$

(b) 機能

指示記録計は各タンクごとに1台設置。各タンクごと4箇所の測定入力は90 secごとに切換えられ記録される。

(c) 資格

N.K.の認定を取得した。

6.1.6 その他の安全対策

(1) 取付工事

タンク内、甲板上とも断線による事故が起きないよう、配線は十分に堅固に施工し、保護板等により保護する。接続部分は充填物をつめるなどしてはづれないように処置する。タンク内取付けはボルト等は落下しないよう考慮する。また他の電気回路の影響をうけないよう導設には注意を払う。

(2) 取はずし工事

実験終了後と最終復旧工事完了との間の期間に、残存せる実験設備にもとづく事故の可能性がないよう十分注意する。

(3) 実船計測の際の注意事項

安全責任者を指定して、総合的な安全管理を徹底する。

人体が帶電した状態で1次回路にふれることがないよう注意する。荷役前後における計測は念のため避けることとする。

6.1.7 参考文献

- (1) 労働省産業安全研究所技術指針 「工場電気設備防爆指針(ガス蒸気防爆-1965)」
- (2) JIS C 0903-1962 「電気機器の一般用防爆構造通則」
- (3) B.S. 1259:1958 「Intrinsically safe electrical apparatus and circuits for use in explosive atmospheres」
- (4) 「本質安全防爆構造のVDE規定」 富士時報 Vol.38 No.9 (1965)
- (5) 田中隆二 「本質安全防爆構造に関する指針と問題点」
オートメーション Vol.12 No.4
- (6) 田中隆二 「電気設備の本質安全防爆性」 安全工学 Vol.4 No.3 (1965)
- (7) 上田伸也・他 「本質安全防爆工業計器」 富士時報 Vol.40 No.5 (1967)

- (8) 上田伸也 「本質安全防爆形工業計器」 オートメーション Vol. 12 No. 4
- (9) 渡辺 宏・他 「本質安全防爆多点温度指示装置」 三菱電機技術報 Vol. 39 No. 5 (1965)
- (10) 森 一 「防爆型工業計器」 オートメーション Vol. 12 No. 4
- (11) 上月三郎 「改正された工場電気設備防爆指針概要」 オーム S 4 1 - 1
- (12) 田口 昇・他 「最近の防爆技術と防爆機器」 オーム S 4 1 - 1
- (13) 河野正二・他 「船用計器」 日本機械学会誌 Vol. 70 No. 580
- (14) 北川徹三 「安全工学」 日刊工業新聞社
- (15) 今井金矢 「タンクの火災とその対策」 成山堂
- (16) 「本質安全防爆形機器の実装上の問題点について」 N.K.検査旬報 42-21
- (17) 其他 S.R.10.2 委員会および作業部会へ各社より提出された資料および討論内容

6.2 ヒートフローメータ (HFM)

6.2.1 原理

熱が板材を貫流する場合、その両面の温度差と板材の熱伝導率が分かれれば、熱伝導におけるフーリエの法則によつて貫流する熱量を知ることができる。

6.2.2 HFMの具備すべき条件

- (1) 热抵抗が小さく熱の流れを乱さないこと。
- (2) 基板両表面間の微小温度差を正確に検出できること。
- (3) 基板の熱伝導率が既知ないし正確に測定できること。

• 热抵抗 R

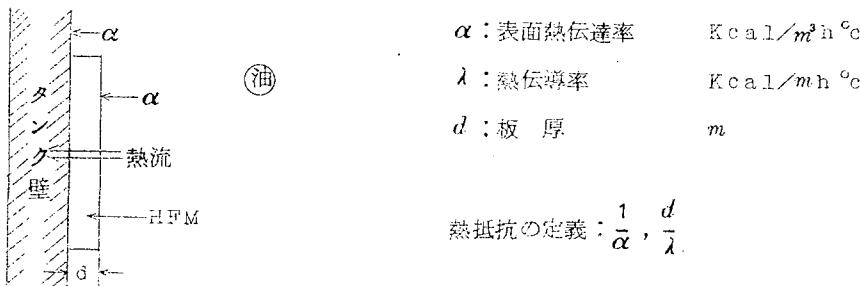


図 6.2.1

タンク壁を貫流する熱量を測定するために図 6.2.1 に示すように HFM を配置するものとする。この場合 HFM の熱抵抗 R_{HFM} と HFM が排除する油 (HFM と油が置き換つたと考える) の熱抵抗 R_{OIL} との比は次式のようになる。

$$\frac{R_{HFM}}{R_{OIL}} = \frac{d/\lambda_{HFM}}{d/\lambda_{OIL}} = \frac{\lambda_{OIL}}{\lambda_{HFM}} \quad (6.2.1)$$

したがつて $\lambda_{OIL}/\lambda_{HFM} \neq 1$ かつ d が境界層厚さに影響を与えない程度に十分薄ければ、HFM は定常状態における貫流熱流を乱さないと考えられる。

6.2.3 HFM 基板の材質の選定

上述のように λ が油のそれに近いこと、および電気の不良導体であることを条件にリストアップした候補を表

6.2.1に示す。

表 6.2.1

物質名	温度 °C	ρ kg/m^3	c $Kcal/kg°C$	λ $Kcal/mh°C$	$c\rho$ $Kcal/m^2°C$	$\lambda/c\rho$ m^2/h
原油 (オランダの実船実験で使用されたもの)	25	963.5	0.46	0.120	443.2	2.71
	50	945.9	"	"	435.1	2.76
	75	929.5	"	"	427.6	2.81
トランス油	20	866	0.452	0.107	391.4	2.73
	60	842	0.500	0.105	421.0	2.50
潤滑油	40	876	0.469	0.124	410.8	3.02
	80	852	0.509	0.119	433.7	2.75
フェノール (非充填)	1250	0.38	0.108	475	2.27	
	1300	0.42	0.216	546	3.96	
エポキシ (非充填)	1110	0.25	0.144	278		
	1400		0.180	350		5.14

HFMの製作に当つては、プリント配線用銅貼積層材がHFMの性能向上に有効(後述)かつ入手し易いといふことで次の商品名のものを使用した。

東芝テコライト銅貼積層材(両面貼)MEL-2(エポキシーガラス布)

板厚 0.5mm、1.0mm、1.6mm の3種

銅箔厚さ 0.035mm

6.2.4 基板両表面温度差の検出

熱電対は銅コンスタンタン(CO)とし、銅部は前述テコライト板の表面に貼りつけられている銅箔を利用する。コンスタンタンは巾2mm、厚さ0.05mmのものを特注し、銅箔と組み合せて箔熱電対を形成した。箔熱電対であることにより基板表面との接触が完全で、正確に表面温度を拾うことが期待できる。

また検出すべき温度差は、基板厚さが最小0.5mmときわめて薄いため非常に小さく、試算すると次のようになる。

テコライト板の λ : 0.54 Kcal/m²h (測定法後述)

流熱量(オランダのデータ) Q: 20~700 Kcal/m²h

検出すべき温度差: $\Delta\theta$

$$\Delta\theta = \frac{Q}{\lambda} \cdot \frac{d}{0.34} = \frac{(20 \sim 700) \times 0.5 \times 10^{-3}}{0.34} = 2.94 \times 10^{-2} \sim 1.03 (\text{°C})$$

このような微小温度差を正確に検出するために熱電対をシリーズにn組組合せ、いわゆる熱電堆として、n倍に拡大して記録する方法をとつた。すなわち図6.2.2に示すような配線とし、接点を表、裏面に交互に配置する

ことによつて両面の温度差を拡大記録する。

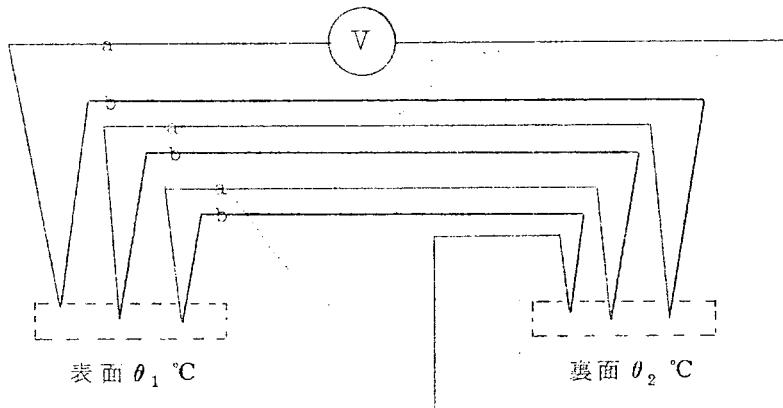


図 6.2.2

この場合の熱起電力 E は次式で表わされる。

$$E = \underbrace{\left\{ (a E_b)_{\theta_1} - (a E_b)_{\theta_2} \right\} + \dots + \left\{ (a E_b)_{\theta_1} - (a E_b)_{\theta_2} \right\}}_n = n \left\{ (a E_b)_{\theta_1} - (a E_b)_{\theta_2} \right\} \quad (6.2.2)$$

6.2.5 基板の熱伝導率の測定

基板の熱伝導率を正確に測ることは HFM の精度を高める意味において非常に重要である。上記テコライト板については λ の実測値がなく、またエポキシとガラス布の積層材になつてゐるため表 6.2.1 の λ の値を使うわけにはいかない。そこで、板厚の異なる 3 種のテコライト板より作製した HFM を用い、図 6.2.3 に示すような純銅との比較法によつて λ の値を求めた。

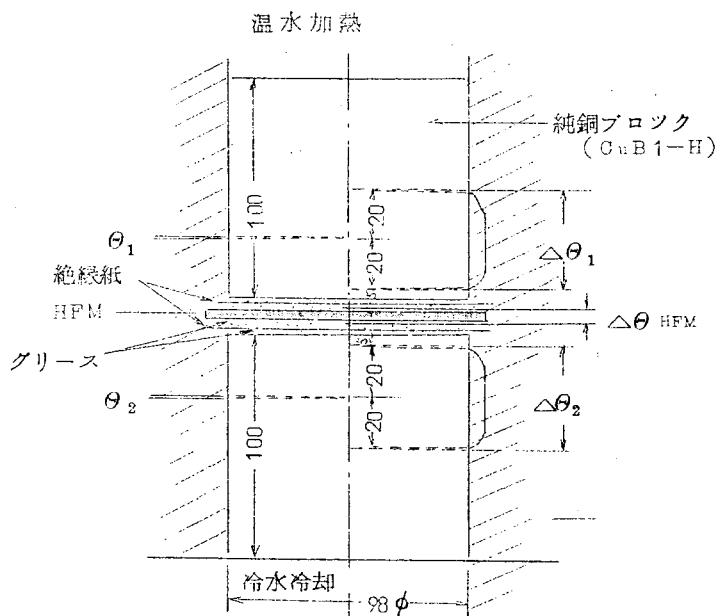


図 6.2.3

(1) 測定方法および計測事項

図6.2.3に示すように、2個の純銅ブロック間にHFMを挟み側面はポリウレタンにより防熱した。銅ブロックとHFMとの間には電気的絶縁を完全にするため絶縁紙を挿入し、また接触熱抵抗を軽減するためにグリースを塗布した。

計測事項は次のとおりである。

- 純銅ブロックの温度 θ_1 、 θ_2
- 純銅ブロック内の温度勾配(熱起電力) $\Delta\theta_1$ 、 $\Delta\theta_2$
- HFMの両面温度差(熱起電力) $\Delta\theta_{HFM}$

(2) 計測結果およびHFM基板の熱伝導率

計測結果を図6.2.4に示す。 λ の算出は次式により計算し、その結果を表6.2.2に示す。

$$\lambda_{HFM} = \lambda_{Cu} \frac{d_{HFM}}{d_{Cu}} \frac{\Delta\theta_{Cu}}{\Delta\theta_{HFM}} \quad (6.2.3)$$

計測範囲では温度と熱起電力とはほぼ直線関係にあると見なせるので $\Delta\theta_{Cu}/\Delta\theta_{HFM}$ は熱起電力の比に置き換える。

純銅の λ は $340 \text{ Kcal/mh}^{\circ}\text{C}$ とする。

表6.2.2

d_{HFM} (mm)		d_{Cu}	$\Delta\theta_{HFM}$	$\Delta\theta_{Cu}$	λ_{HFM}
公称	実測	(mm)	(μV)	(μV)	($\text{Kcal/mh}^{\circ}\text{C}$)
0.5	0.51	40	30	2.31 ± 0.13	0.334 ± 0.018
1.0	1.00	40	60	2.48 ± 0.11	0.351 ± 0.016
1.6	1.57	40	90	2.22 ± 0.12	0.329 ± 0.018

計測時の銅ブロックの温度は次のとおりであつた。

加熱側 $37 \sim 35^{\circ}\text{C}$

冷却側 $26 \sim 28^{\circ}\text{C}$

また計測はほとんど定常状態と見なせる状態、すなわち温度および温度差の変化が非常に緩やかで、かつ冷却および加熱ブロック内の温度勾配がほぼ等しい状態で実施した。

なお、上記3種の厚さのHFMを0.5、1.0、1.6の順に重ね3枚同時に検定したことを付記する。

表6.2.2に示すとおり板厚による λ の差はきわめて小さく、 λ は板厚によらず一率に

$$\lambda = 0.34 \text{ Kcal/mh}^{\circ}\text{C} \quad (\text{at } 30^{\circ}\text{C})$$

として大差ないと思われる。

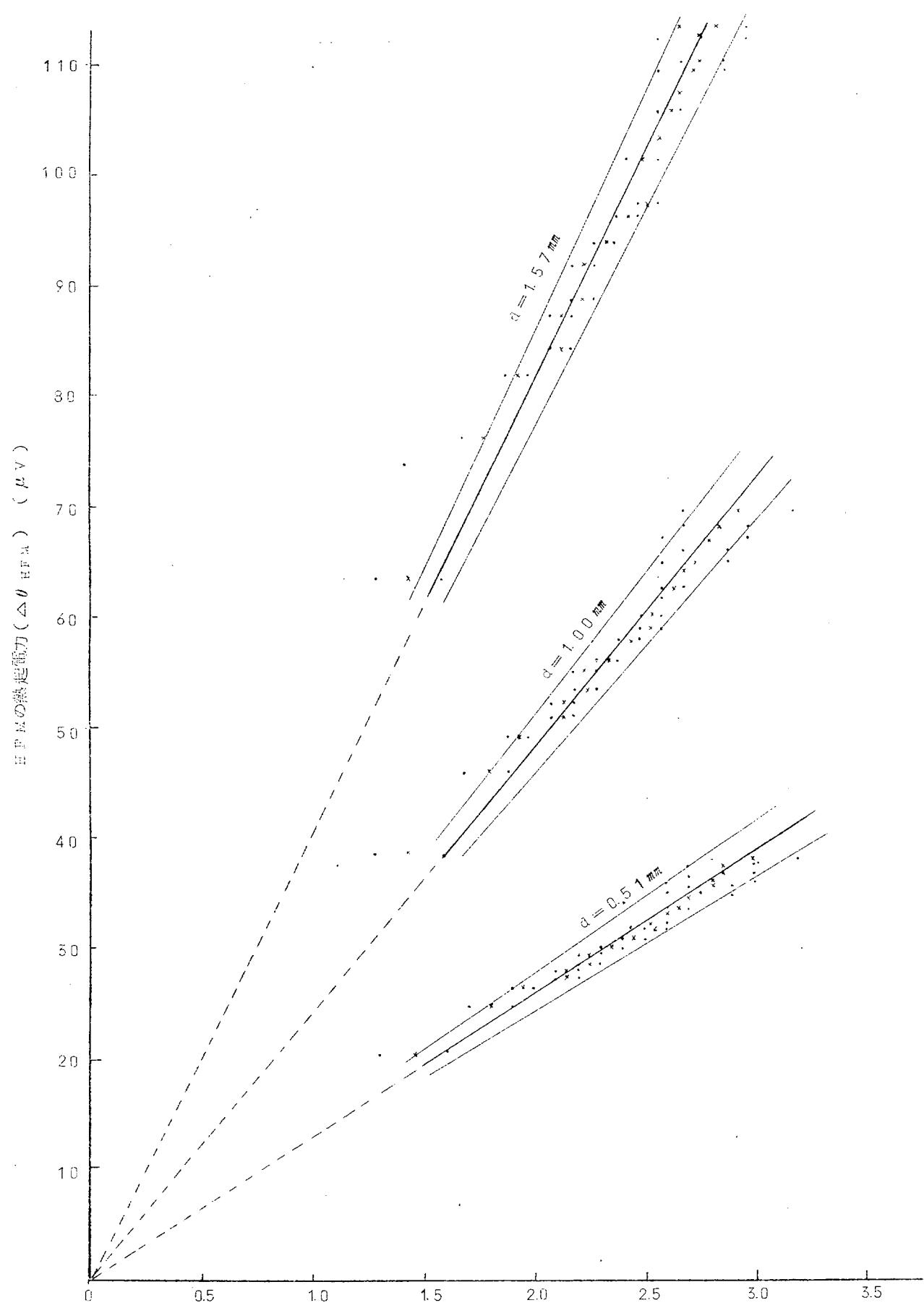
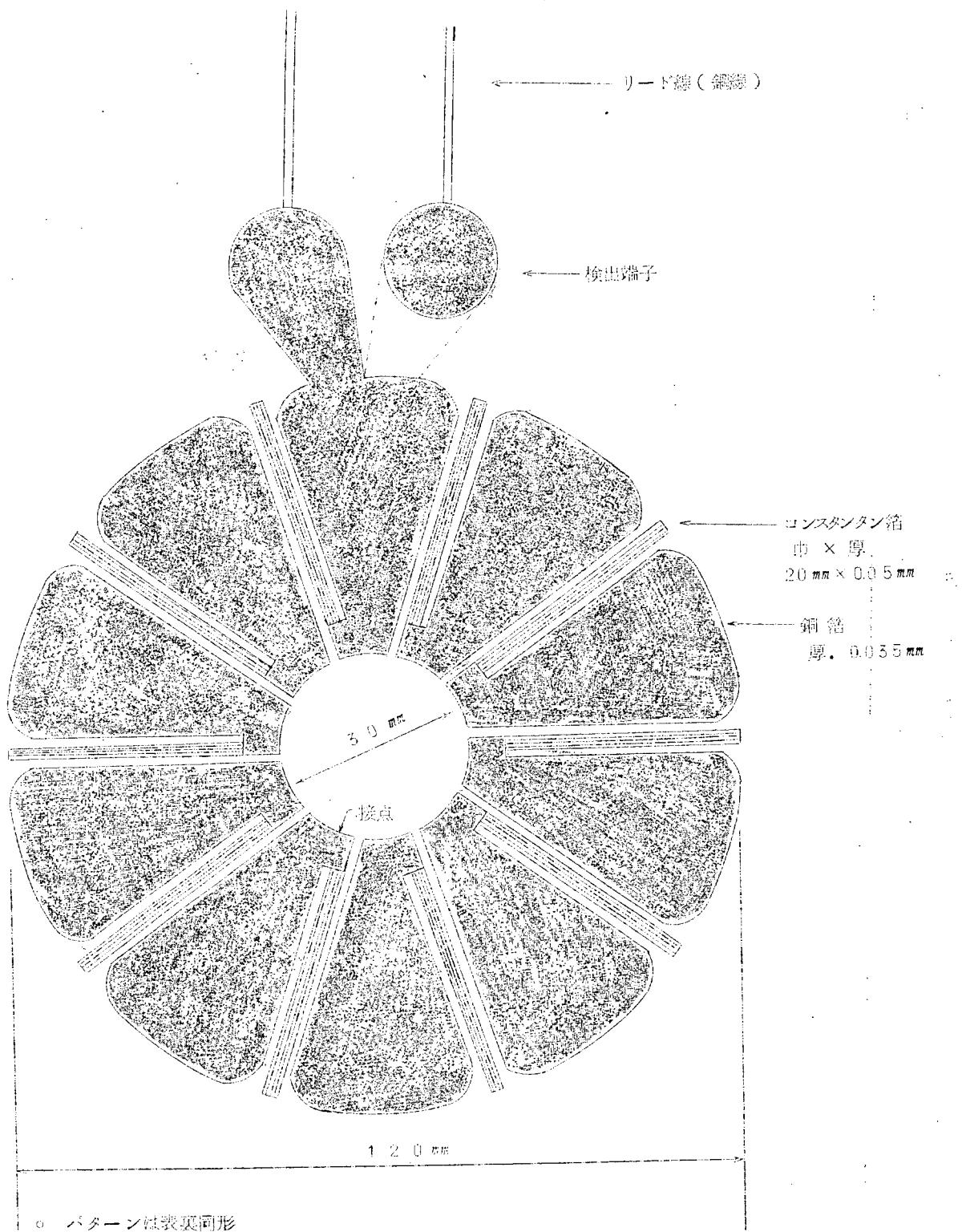


図 6.2.4 鋼ブロック側熱起電力 ($\triangle\theta_1$, $\triangle\theta_2$) (μV)



- パターンは表裏同形
- 銅部は銅線により表裏接続(検出端子取出し部を除く)
- コンスタンタンは、基板に穴をあけ表裏貫通
- 接点、および銅線の接続は抵抗溶接による。
- 全体として、60熱電対10組を直列結晶した形である。

図 6.2.5 RFP パターン(倍率10倍)

6.3 記録計

実船実験では、危険性の高い原油を対象とするので、記録計器類は 6.1 項でも述べたように、本質安全防爆構造のものとしなければならない。

今回の大型模型実験は、実船実験の予備実験として、計器の安全性を確かめる絶好の機会であり、本質安全機器による計測を目標に準備を進めてきた。しかし現状における本質安全計器はかなり限定された範囲のもので、大量のデータを記録解析する機器には及んでいない。

たとえばデータロガなどは、実験が皆無であることはもちろん本質安全化への見とおしもたてられないのが実情のようである。アナログ式の多点自動記録計器では 2、3 の実績があり、実船実験に使用できる可能性が高い。そこで、実船実験までの時間的制約を考慮し、電子管式自動平衡型多点記録器の本質安全化に目標をしぼることにした。

模型実験では時間的制約のため、本質安全機器の製作が間に合わないので、同じ型の標準品を使用せざるを得なかつた。ただし模型実験は危険ガスの心配のない重油を使用するので、標準品を使用しても安全上の不安はない。このことは使用実績により確認された。

使用計器の詳細は 5.2.4 項に記したとおりである。

7. 原油の性状

7.1 石油原油

原油とは、ASTM の定義によると「天然に得られる炭化水素の混合物で、少量の硫黄、窒素、酸素の誘導体を含み、液状で地中より得られるもの」となつてゐるが、採油の際混入する水および泥等を少量含むほか、ガス状炭化水素を溶解している。原油は、産地すなわち油田により性状が異なるのみならず、同一油井でも油層の深浅によつてその性状が異なることが多い。

7.1.1 原油の一般性状

原油は、これから得られる石油製品の種類および性状を判定し、その製造法を考えるために、次のような項目を試験する。

- (1) 色調、(2)臭気、(3)比重、(4)粘度、(5)膨脹係数、(6)比熱、(7)引火点、(8)水分および固形分、(9)パラフィン分、
(10)アスファルト分、(11)硫黄分、(12)分溜性状

その主な項目について以下解説する。

(1) 色調

径 $1\frac{1}{4}$ インチ、長 $5\frac{1}{2}$ インチの無色ガラス管に入れ、上方より透過光線により、(濃度の場合は横より見て)色相を検し、反射光線で螢光色を検す。多くの原油は透過光線で黄色ないし黒色で、反射光線で青色螢光を発する。これに対し精製油は、淡色透明で緑色螢光を呈するのが著しい相違である。

(2) 臭気

瓶を激しくふつて後栓を取り直ぐ嗅ぐか、または掌に一滴とつて激しくこすり嗅ぐとかなり鋭敏にわかる。ガソリン分の多いものはガソリン臭で、硫黄の少ないものは快よく、多いものは不快臭がする。

(3) 比重

ボーメ度が一般に用いられる。パラフィン系のものはボーメ度が高く、ナフテン、アスファルト系の順に低くなる傾向はあるが、低沸点成分の含有量によつて左右されるから一概にはいえない。

(4) パラフィン分、アスファルト分

いずれも 300°C 以上の蒸溜残油について測定される。

(5) 蒸溜性状

常圧蒸溜によつてガソリン、ケロシン、軽油分の分布を知り、残渣油を減圧蒸溜することにより、軽質、中質、重質潤滑油の分布、ろうおよびアスファルトの含有量を知る。

(6) 比熱、膨脹係数

油種によつて異なるが大差はなく、比熱 $0.4 \sim 0.6$ でパラフィン系は低く、膨脹係数は $7.5 \sim 8.6 \times 10^{-5}$ である。

7.1.2 石油系炭化水素

化学構造により次の4種に分類できる。

(1) パラフィン系炭化水素 $\text{C}_n \text{H}_{2n+2}$

$n=1$	メタン	CH_4
2	エタン	C_2H_6
3	プロパン	C_3H_8
4	ブタン	C_4H_{10}

ガス

5 ベンタン $C_5H_{12} \sim C_{16}H_{34}$ まで液体

$C - C - C - C \dots \dots$ のごとき鎖状の構造であり（ノルマルパラフィン）原油の主成分をなしている。

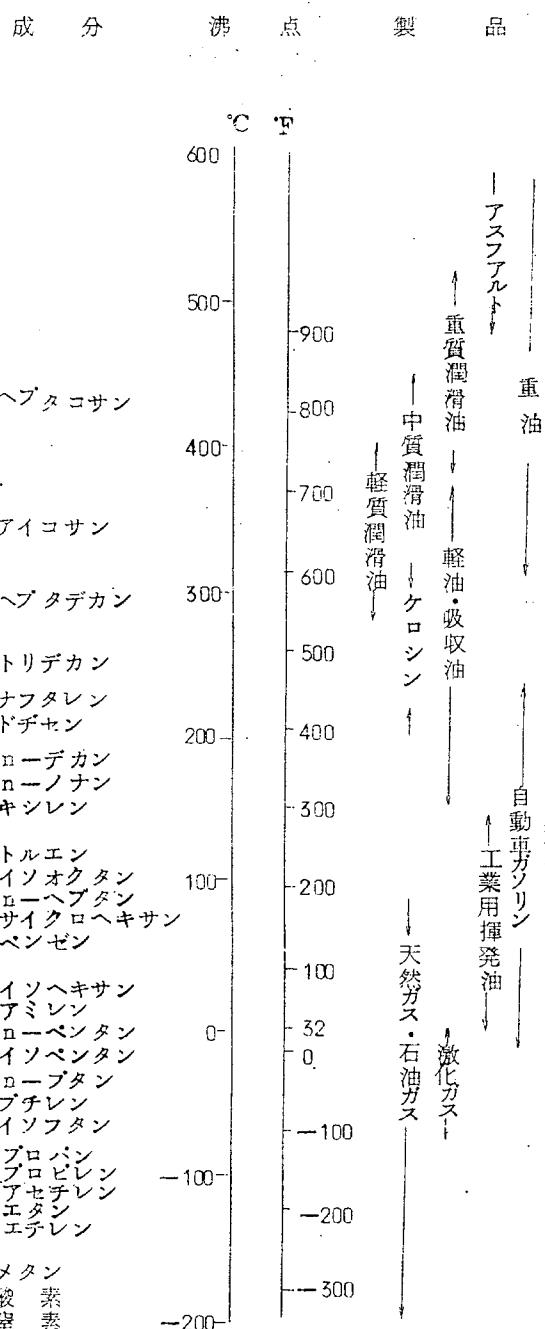


図 7.1.1 原油の成分と石油製品

(米国東岸のもの)

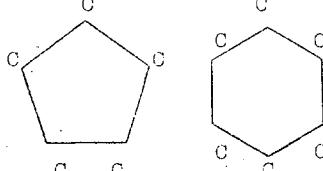
$n = 4$ 以上では $C - C - C - C \dots \dots$ 等の分枝状のイソパラフィンが存在する。 $n = 4$ ではこの異性体が 1 つ（イソベンタン）であるが n が多くなると極端に増加し、 $n = 40$ では 6.2×10^{12} であるといわれている。

イソはノルマルより沸点が低い。

パラフィン系炭化水素は無色、快臭があつて化学的に安定であるが、高分子のものは熱的に不安定である。

(2) ナフテン系炭化水素

シクロパラフィンとも称す。 C_nH_{2n} 等もある。



これらの誘導体……構造を有し、原油の主成分をなす。

(パリ-国産)

$n = 5$ シクロベンタン C_5H_{10}

$n = 6$ シクロヘキサン C_6H_{12}

$n = 4, 7, 8$ はあまりない。

無色、快香あり n の数が同じのノルマルパラフィンより沸点は高く比重も重い。

ポリナフテンもあるが複雑で十分に解明されていない。

(3) オレフィン系炭化水素

二重結合を有する。 C_nH_{2n}

$C - C = C - C = C$ の構造 原油中には含まれていない。

不安定のため

$n = 2$ C_2H_4 エチレン(エテン) \rightarrow ポリエチレン
(C_2H_4)_n

$n = 3$ C_3H_6 プロピレン(プロベン) \rightarrow ポリプロピレン

$n = 4$ C_4H_8 プチレン(ブテン) \rightarrow ブタジエン
(脱水素)

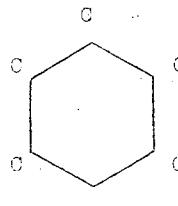
$n = 5$ C_5H_{10} ベンチレン(ベンテン)

を重質油の分解の際に生成する。

$C = C - C = C$ 2重結合 2個のジオレフィン(Diolephin)は重合し易くガムを生成し、悪臭の原因となる。

(4) 芳香族系炭化水素 (BTXということもある。)

$C_n H_{2n-6}$ ($n=6$) で表わされる。二重結合を有する芳香族環



原油の主成分ではないが、トルネオ、台湾原油には多い。

$n=7$ トルエン (T)

$n=8$ キシレン (X)

$n=6$ ベンゾール (B) とその誘導体

熱的には安定(熱処理したものの中に多い)、活性に富む。

原油は一般にガス状、液状の炭化水素、固体のろうおよびアスファルトを含み、その分子量はメタンの 16 より、高分子では 1,000 以上のものに及んでいる。

石油製品の沸点と原油中の位置との関係は図 7.1.1 のごとくなる。

7.1.3 石油中のその他の化合物

(1) 硫黄化合物

硫化水素、メルカブタン、硫化物、二硫化物等が 1~6 % 含有し、不快臭を有す。

硫黄分の多い燃料の廃ガス中に 0.1~0.3 % 含まれ、生成 SO_2 の 1~5 % は無水硫酸となり、水分により H_2SO_4 になり、金属を腐蝕する。その他 SO_2 により公害が重大問題化し、脱硫が重要工程となる。

(2) 酸素化合物

ナフテン酸、脂肪酸、フェノール類、アスファルト、樹脂質等が最高 2 % 含まれ洗浄工程でほとんど除かれる。

(3) 窒素化合物

ピリジン、キノリン等が 0.5~0.8 位含有し、色相安定性劣化の原因とされている。微量でも色の安定が悪い。

(4) 微量の無機物

N₁、V₂ 等が 0.01~0.05 % 存在し、灰分に残留する。

V₂ は金属の腐蝕、触媒へのカーボン沈着を促進する。

5 酸化バナジウム (V₂O₅) 管を腐蝕させる。

7.1.4 原油の分類 (主として低沸点における概略的な分類)

(1) パラフィン基原油

パラフィン系炭化水素を多く含む原油

ベンシルベニヤ原油 西山原油

スマトラ原油

アラビア原油

灯軽油馏分、潤滑油は良質で、ガソリンはオクタン値が低い。

パラフィンワックスが採取できる。

(2) ナフテン基原油

ナフテン系炭化水素を多く含む。

ガソリンのオクタン値は高いが、灯軽油はやや品質が劣り、アスファルトは良質で重くワックスが入つていないのである。

テキサス原油 新津原油

メキシコ原油 院内原油

ペネヌエラ原油

カリフォルニヤ原油

クーラモノ原油

(3) 混合基原油

(1)(2)の中間的性状を示す。

カナダ系原油

中東系原油 イラン、イラク、クエイト、八橋原油

7.2 石油原油の評価法

7.2.1 比重

石油製品の比重は、その成分の炭化水素の構造を推定するに役立ち、製油作業のよりどころとなり、使用に際しては重量および容量の計算に必要であるが、その性能とは直接関係はない。

比重は $15^{\circ}\text{C} / 4^{\circ}\text{C}$ または $60^{\circ}\text{F} / 60^{\circ}\text{F}$ のように 4°C の水と同容積の試料の 15°C における重量の比で表わされる。

欧洲においては、ボーメ度 (Baume) が用いられ、米国においては、A.P.I. 度 (A.P.I. Gravity) が用いられている。これは比重 1 を 10 とし、これより軽くなるに従い値を増すようにしたもので、比重が小数点以下の数値であるに対し、これは 10 ~ 60 の範囲で表示される。

$$\text{A.P.I. 度} = \frac{141.5}{\text{比重 } 60^{\circ}\text{F} / 60^{\circ}\text{F}} - 131.5$$

$$\text{比重 } 60^{\circ}\text{F} / 60^{\circ}\text{F} = \frac{141.5}{\text{A.P.I.} + 131.5}$$

ボーメ度の A.P.I. 度と異なる点は、「141.5」の代りに「140」としたもので、値としてはほとんど同じで、ただ重質油では 0.1 位、揮発油で 0.7 ~ 0.8 位小さくなる。ボーメ度は数字を記憶し易い長所はあるが比重はボーメ度に比して合理的であり、化学工学的計算にも必要であるから、これを採用すべきである。

比重の測定には、正確には比重瓶によるが一般には粘度の低いものでは浮秤(比重計)を、粘度の高い場合は比重天秤を用いる。測定した値は温度補正をする。すなわち、次表の 1°C 当りの温度補正值を、標準温度より高い場合は加え、低い時は減する。

揮発油	比重 0.740 以下	0.00048
	比重 0.740 以上	0.00044
ケロシン		0.00040
軽油		0.00035
重油、潤滑油		0.00034

密度には、空気の浮力による補正を必要とするわけであるが、石油製品では、その用途から考えてその必要はない。

石油製品の比重は、化学構造と深い関係があり、沸点範囲が同じの場合は、パラフィン系、ナフテン系、アロマチック系の順に比重は高くなり、したがつてボーメ度は低下する。また同一粘度のものでは、上の順に比重が高くなるので、これより構成成分を推定することができる。

比重と膨脹係数との関係

比重を異なる温度で、比重瓶で精確に測定すれば、つきの式によつて膨脹係数が求められる。

$$\beta = \frac{\gamma_1 - \gamma_2}{\gamma_2 (\theta_1 - \theta)} \quad (7.2.1)$$

γ_1 、 γ_2 は θ_1 および θ_2 における比重

L	P	G	0.5 ~ 0.6.
自動車用揮発油			0.72 ~ 0.76
ジェット燃料			0.74 ~ 0.84
灯油			0.78 ~ 0.82
軽油			0.80 ~ 0.85
重油			0.86 ~ 1.00
軽質潤滑油			0.82 ~ 0.91
重質潤滑油			0.88 ~ 0.95
アスファルト			1.02 ~ 1.06

7.2.2 引火点および発火点

石油製品は、すべてその温度に相当する蒸気圧を有するので、これをある温度まで熱すると、その蒸気と空気の混合物が、引火性または弱爆発性を有するようになる。この時、混合ガスに、他により焰火を近づけると、瞬間に閃光を発して引火して消える。これが引火点で、さらに温度を上げると蒸気の発生が一層激しく、これに焰で点火する時、燃焼が継続するようになる。これが発火点(燃焼点)である。

発火点はよく、自然発火温度と混同されるが、自然発火温度は焰を要せずに発火する最低温度で、全く異なるものである。

品名	引火点 (°C)	自然発火温度 (°C)
ガソリン	-20°	500 ~ 550
ケロシン	30 ~ 60	400 ~ 500
重油	55 ~ 100	300 ~ 450
潤滑油	120 ~ 350	250 ~ 350

引火点は、ガソリン、灯軽油、あるいは重油のごとき燃料では引火の危険性を示すために試験されるが、潤滑油や油脂では揮発性物質の混在や、製油工程の可否の判断のために試験される。したがつて、引火点は石油製品の性能とは直接関係なく、製油上の規準を示すに用いられることが多い。引火点は、必ず規定の試験器で測定する。引火点試験器には、密閉式と開放式とがあり、密閉式は合理的で、かつ正確な値が得られるが、開放式は、密閉式より約5°C高い値を示すが必ずしも一定していない。発火点は常に開放式で試験し、引火点を試験した後、さらに加熱を続けて行なう。発火点は引火点より20~30°C位高くなるのが普通であるが、これも一定した関係はない。次に高分子の場合は、同一分子量ならば、パラフィン系油が沸点が高いから、引火点は高くなる。

また同一粘度の場合は、パラフィン系油が分子量が大きいから、引火点も高くなる。2種の油を混合した場合の引火点は、簡単な算術平均では得難く、計算図表による。

7.2.3 蒸気圧

蒸気圧は石油製品の中で、揮発性の高いもの、すなわち液化ガスおよびガソリンについて規定されている。

測定装置としては、リードの試験器を用いる。十分乾燥し、冷却(5°C)した試料容器に試料をとり、圧力計

を取付けて数回転倒し、40°Cに保つた水槽に浸してさらに数回転倒し、後激しく振つた後、再び40°Cの水槽に浸し、5～10分後に圧力計の指針が一定した時の値を読む。

たとえば、ガソリンならば、日本規格では0.85 kg/cm²/40°Cと規定されている。米国では1 lb/in²/100°Fで示される。

真の蒸気圧は、リードの蒸気圧により、5～9(%)高いがその割合は一定していない。蒸気圧は、蒸溜損失運搬の安全性、発動機の蒸気閉塞傾向(Vapour lock)、およびガソリンタンクの形式決定、ガソリンの起動性等と深い関係がある。

LPGは、別にゲージ圧で測られ、14～15 kg/cm²である。

7.2.4 融点、流動点および凝固点

鉱油は各種炭化水素の混合物であるから、一定の融点は示さない。したがつて鉱油を冷却して行くと、鉱油中の融点の高い部分より次第に結晶して行き、まず液が不透明になり(融点)、ついで結晶が成長するとともに流動性が減じて、遂に流動しなくなる(凝固点)。

流動性を失う直前を流動点という。

これらの点は、鉱油の冷却速度、加熱履歴等によつて変化する外、結晶間の母液の粘度や、微少の不純物等によつて、大いに影響される。

したがつて一定の装置で、一定の方法で測定しないと、反覆性のある値が求めにくい。流動点は、油の性質によつて異なるが、一般に凝固点より3°C(5°F)位高いといわれる。

凝固点は鉱油のろう分の含有量とは直接関係ない。しかし、鉱油中のろう分が7%位まではほぼ凝固点と比例するが、7%以上になると含有量に関係なく一定となる。

さらに、凝固点および流動点は、鉱油の低温作動性(冷蔵起動、低温流動性)とも関係がない。低温作動性は低温粘度に関係し、一般に起動可能最低温度は、粘度によつて支配され、凝固点とは何ら関係ない。

	S A E	A P I	流動点 (°F)	SUS/ 210°F	SUS/ 100°F	SUS/ 0°F
A油	10	23	0	44	200	20,000
B油	10	22	0	62	700	300,000

たとえば、上例でA油、B油ともに流動点は0°Fであるが、0°Fにおける低温流動性は大差があり、B油は事实上使用できない。

したがつて、凝固点および流動点は測定の簡単なために行われる所以、鉱油取扱上の安全基準に過ぎないと考えるべきであろう。

7.2.5 比 热

比熱は温度によつて異なるが、普通15°Cにおける値、または平均値で示される。

比熱は温度の上昇とともに増加する。

$$C = 0.415 \bar{r} + 0.0009 (\theta - 15)$$

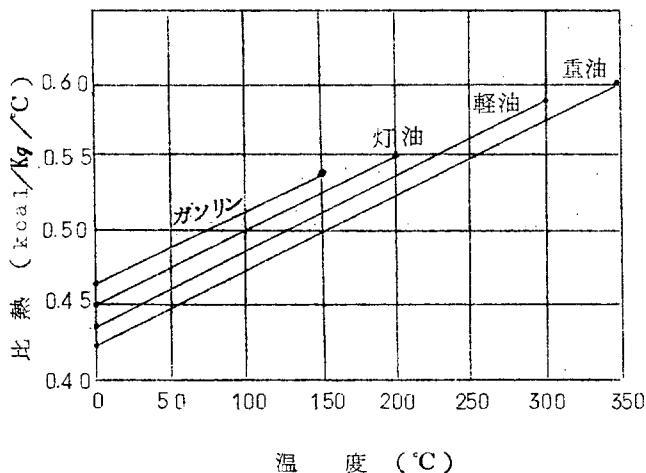
.....(7.2.2)

C.....比熱(kcal/kg/°C)

r.....比重(60/60°F)

θ.....温度(°F)

一般に石油製品の常温附近における比熱は0.4～0.5である。そして比重の高いもの程比熱は低く、その温度変化も小さい。



比重	1.000	0.800	0.600
比熱(0°C)	0.387	0.432	0.499
(100°C)	0.432	0.482	0.557

7.2.6 潜 热

(1) 融解潜熱

n-パラフィンでは、融点が常温以上のものはほとんど 50~54 kcal/kg である。イソパラフィンは約 20% これより低い。

(2) 蒸発潜熱

蒸発潜熱は、温度および圧力により大いに異なる。一般に温度が上るにしたがい蒸発潜熱は急減し、臨界温度に至つて 0 度となる。

石油製品の蒸発潜熱は、その比重と温度により概算できる。

蒸発潜熱 L (BTU/lb), 比重 γ (lb/ft³), 温度 θ (°F) とすれば、

$$L = \frac{1}{\gamma} (1.109 - 0.09\theta) \quad (7.2.3)$$

ガソリン馏分の場合は 70~80 kcal/kg である。

7.2.7 热伝導度

热伝導度は cal/h·cm²·(°C/cm) で与えられる。CGS 単位を BTU/h (ft²)·(°F/ft) に換算するには 24.19 を乗すればよい。ガスのように、理論的に求められないで、実験的数値のため、測定者により差がある。

石油製品については、Gragoe (U.S. Bureau of Standard Pub, 1927) によつて次の式が提出されている。

$$a = \frac{0.28}{\gamma} (1 - 0.00054\theta) \times 10^{-3} \quad (7.2.4)$$

γ 比重 (lb/ft³)
 θ 温度 (°C)
 a 热伝導度 (CGS)

固形パラフィンは融点で 0.00056 で、ワセリンは 15°C で 0.00042、ガソリン馏分は 0.00030~0.00033 で比重の上るにしたがい減少する。

比重	1.00	0.95	0.90	0.85	0.80	0.75
API	10.0	17.4	25.7	35.0	45.4	57.2
0°C	0.00028	0.00029	0.00031	0.00033	0.00035	0.00037
100°C	2.6	2.8	2.9	3.1	3.3	3.5
200°C	2.5	2.6	2.8	2.9	3.1	3.3
300°C	2.3	2.5	2.6	2.8	-	-
400°C	2.2	2.3	2.4	-	-	-

7.2.8 粘 度

液体の粘度とは、流体を流动させようとする時に表われる液体の内部抵抗である。理論的には、流体に流れを生じさせる外力(F)と、それによつて生じた流れの中に現われる流体の速度勾配($\frac{dv}{dz}$)との間に、比例関係のあることによつて現わされている。

$$F = \eta \frac{dv}{dz} \quad (7.2.5)$$

この際 η は比例常数で、粘性係数または粘度といわれ、外力(F)や速度勾配($\frac{dv}{dz}$)に無関係である。これをニュートン流体といふ。これに反し、この比例関係の成立しない液体を非ニュートン流体といい、グリースのような構造粘度を有するものは、粘度が外力や速度勾配の関数となる。絶対粘度(CGS単位)の単位をボアズ(Poise)という。

23.3°C(69.3°F)における水の粘度は $1/100$ ボアズ(1 Centipoise)である。比粘度(Relative Viscosity)は、その液体と水の23.3°Cにおける粘度の比であるから、比粘度は絶対粘度と数値的には同一である。

運動粘度はまたは動粘度(Kinematic Viscosity)は、絶対粘度を同温の比重で割つたもので、その単位をストークス(Stokes)といふ。

工業粘度はすべて動粘度である。

運動粘度に対し、絶対粘度を静粘度(Static Viscosity)といい、粘度の逆数を Fluidity といふこともある。

常温における石油製品の粘度は、大体次の程度のものである。(ボアズ単位)

品 名	粘度(ボアズ)
ヘキサン	0.003
ガソリン	0.006
水	0.01
軽油	0.02
軽質潤滑油	0.4
自動車潤滑油	1 ~ 10
シリンドラ油	40
アスファルト	100 以上

工業粘度は、理論的に相互換算はできないが、実験的に換算できる。ただし概算にすぎない。

7.2.9 低温粘度

ニュートン流体は、粘度が外力や速度勾配に無関係で、粘度の種々の現象が一応解釈できるのであるが、潤滑油のように高分子のものでは低温度（凝点以上）になるとこの関係が成立しなくなる。これを異状粘度、擬似粘度あるいは構造粘度といい、粘度-温度図表の相当粘度より著しく高粘度となる。

これは潤滑油が凝固する前に、ある液体構造を呈するためと思われる。この場合は、粘度が一定温度で一定数值とならず、外力や速度勾配または加熱履歴等によつて異なる値を取る。

さらに冷却されて、ろう分が微量でも析出し始めると（凝点）、さらに複雑となる。これは固体物が混入しているので、理論的な意味で流体の粘度ではないが、実際上低温粘度という場合は凝点以下で微量のろう分が含まれている場合が多い。したがつて凝点以下に粘度温度図線を延長しても誤差が多くなる。

粘度温度図表の延長による誤差は、温度範囲の選び方で異なり、セイボルト単位では 100°F と 210°F からでは $\pm 20\%$ 、 70°F と 130°F からでは $\pm 10\%$ となり、動粘度単位では前者が $\pm 10\%$ 、後者が $\pm 5\%$ になる。

低温粘度は、普通の粘度計では誤差が多く、加圧粘度計で測定する。圧力が増すに従い粘度の異常は少くなり相当な高圧下では常圧粘度の直線上にくる。

低温度で燃料や潤滑油をポンプ送油する際、その加圧流動性を Pumpability といい、凝固点や流動点と違い、試料の耐寒性を最もよく示すものであるが、よい試験方法はない。

一般にパラフィン系油はナフテン系油よりも Pumpability がよいといわれる。これはパラフィン系油が温度低下による粘度の上昇率が小さいためである。いわゆる流動点試験では、ろうの結晶が流動を妨げるのでその差がわからない。

次表でわかるように、流動点とポンプ作動性とは何等関係ないが、低温粘度とはよく一致する。ポンプ作動性は $200 \sim 500$ 秒が最もよいが、低温になるとポンプ圧力、流速、含ろう率等によつて著しく異なつてくる。

	S A E	A P I	流動点	S U S 210°F	" 100°F	" 0°F	0°F のポンプ作動性
パラフィン系油	30	29	10°F	69	550	60,000	可能
ナフテン系油	30	20	-10°F	57	590	250,000	不能

7.3 产地別原油性状一覧表

地 域		中 東 原 油							
原 油 名	アラビアライト	アラビア・メディワム	アラビアヘビイ	クエイト	ブルガン	ラタウイ	エオシン		
	(アラムコ)	(クルサニヤ)	(サフアニヤ)						
國 名	サウディアラビア	サウディアラビア	サウディアラビア	クエイト	クエイト	(中立地帯)	クエイト-サウディアラビア(中立地帯)		
積 出 港	ラス・タスラ	ラス・タスラ	ラス・タスラ	ミナ・アルアマディ	ミナ・アルアマディ	メナ・アルサド(メナ・アブドラ)	ミナ・アルサド		
比 重 (15/4°C)	0.852	0.875	0.889	0.868	0.915	0.907	0.956		
蒸気圧 (kPa@378°C)	0.24		0.46	0.57			0.13		
粘 度 (Cst @ 30°C)				11.9					
度 (@ 50°C)	5.5	6.9.3	6.6.0	7.9	24	3.9.9	2.1.7		
引 火 点 (°C)			-15	-15		0	-15		
流 動 点 (°C)	-25	-20	-60	-35~45	-20	-10	-27.5		
荷 油 温 度	積 荷 時 (°C)		FO(Fuel oil) 53				FO CD 54 70		
	航 海 時 (°C)		35				36 40		
	揚 荷 時 (°C)		50				55 50		
硫 黃 分 (wt%)	1.72	2.53	2.95	2.52	3.3	3.9	4.79		
パラフィン 分 (wt%)			1.9						
残 留 炭 素 (wt%)	3.70	5.52	8.5	4.3	0.1				
泥 水 分 (wt%)		0				0.06~0.1	4.6		
馏 出 残 油	ガソリン分	初溜～200°C %	20.6	26.0	12.0	24.0	14.0	21.0	9.8
	F.I.オクタン価 cleared		46.9	46	38	40.0	59	41	58.8
	TEL300 加鉛		65.4		66	65.0	76	60	69.3
	灯油分200～250°C %	11.3	8.0	7.0	9.0	9.0	7.0	5.2	
	軽油分250～300°C %	8.4	8.5	14.0	16.0	13.0	11.0	8.0	
油 漂	残 油	300°C 以上 %	50.6	58.0	58.0	51.0	65.0	55.0	71.6
	粘 度 Cst		100.5		61.3	15.9	54.6		4.300
	硫 黃 分 %		2.9	2.9	4.5	3.7	4.3		5.2
41年度輸入量 ML/Y			17.072		20.135		26.11		
41年度輸入量 %			16.9		20.0		2.5		

地 域		中 東 原 油						南方原油
原 油 名	カ フ ジ TSK(15~16%粗悪である がSharoに応じて割当てられる (中立地帯)	カ タ ー ル ダカン油田	ア ブ タ ピ イムシヤイフ ムルバン	ア ガ ジ ャ リ	カ ツ チ サ ラ ン カーネギー島 (バンダールマシュー)	ズ ベ ア (スパイル)	セ リ ア	
国 名		カ タ ー ル	ア ブ タ ピ	イ ラ ン	イ ラ ン	イ ラ ク	ブルネイ	
積 出 港	ラスアルカフジ	ウムサイト	エペルダナ ダス島	バンダール マシュー	カーネギー島 (バンダール マシュー)	ファオコール アレアーヤ	ルートン	
比 重 (15/4°C)	0.886	0.826	0.841	0.856	0.865	0.849	0.840	
蒸気圧 (kPa@37.8°C)	0.53	0.54		0.50	0.44	0.62		
粘 度 (Cst@30°C)	25	2.96		6.4	11	8.3	2.6	
度 (Cst@50°C)	12.5	2.2	3.27	4.2	6.6	5.2	2.2	
引 火 点 (°C)	-15	-40		-7.5	-15			
流 動 点 (°C)	-12.5	-27.5	-17.5	-9.0	-17.5	-15.0	10	
荷 油 温 度	積 荷 時 (°C)	33		-40 42		35		
	航 海 時 (°C)	30		50		30		
	揚 荷 時 (°C)	30		50		29		
硫 黄 分 (wt%)	2.92	1.07	1.44	1.54	1.55	2.0	0.07	
パ ラ フ イ ン 分 (wt%)							5.5	
残 留 炭 素 (wt%)	7.8				5.3		0.19	
泥 水 分 (vol%)			0.05		0.1		0.1	
潤 出	ガ ソ リ ン 分	初油~200℃ % FIオクタン値 closed	20.5 8.9.8	32.0 4.0	25.5 4.5	30.0 4.8	23.0 5.0	40.7 64.3
	TELL300加鉛		58.3	60	66	64	73	83.5
	灯油分200~250°C %		6.8	12.0	9.5	10.0	9.0	12.3
	軽油分250~300°C %		3.3	10.0	15.0	20.0	14.0	24.0
油 渣	残 油 %	300°C 以上 %	58.9	40.0	50.0	40.0	51.0	22.8
	粘 度 Cst		750	26	44.7			55
	硫 黄 分 %		4.1	2.0	2.5			0.1
41年度輸入量 ML/Y		12.763	694	826		31.872	5.231	120
41年度輸入量 %		12.7	0.7	0.8		31.6	5.2	0.1

地 域		南 方 原 油					南 北 米	
原 油 名		クラ モ ノ ニユーギニア	ミ ナ ス	ジ ュ リ ー	リ リ ツ ク	ス マ ト ラ	ブ ニ ュ ー	テ イ ア - ホ ア - ナ
國 名								マ ラ カ イ ポ
積 出 港		イ ン ド ネ シ ア	イ ン ド ネ シ ア	イ ン ド ネ シ ア	イ ン ド ネ シ ア	イ ン ド ネ シ ア	イ ン ド ネ シ ア カ リ マ ン タン	ベ ネ ズ エ ラ
比 重(15/4°C)		0.941	0.844	0.927	0.851		0.864	0.902
蒸 气 压 (鮑 @37.8°C)			0.18	0.06	0.13	0.65		0.24
粘 度 (Cst @ 30°C)	8.7	(82SUS100°F) 24	(1000~455SS1100) 1130~320	8.22	1.21~1.05			2.2
度 (Cst @ 50°C)	33.2	9.8	55~107	1.59	5.1			@37.0°C
引 火 点 (°C)	67		-30°C	38°C	5°C			
流 動 点 (°C)	15 以 下	35	7.5	4.0	5~ -2.5	17.5	-5.1	
荷 船 渡 渡	積 荷 時 (°C)		35	40~45	53			
	航 海 時 (°C)		35~50 以 下	35~40	55			
	揚 荷 時 (°C)		5.5~6.0 (65 揚 切)	5.0	6.5 (80~90 揚 切)			
硫 黃 分 (wt%)	0.97	0.09	0.26	0.05		0.08	1.59	
パ ラ フ ィ ン 分 (wt%)	0.7	17.7	7.7	2.0	9.1~0.7			
残 留 炭 素 (wt%)	5.0	2.64						
泥 水 分 (vol%)	0	0.1		0.4		0.04	9.35	
溶 油	ガ 初 油 ~ 200°C %	42.5	16.0	7.0	6.5		31.7	16.5
	F I オ ク タ ル 値 c l e a d	65.3	43	6.0			76.3	
	分 T E L 3 C C 加 鉛	78.2	68	7.9			9.0	
出	灯 油 分 200~250°C %	27.3	12.0	4.0	13.5		16.2	7.1
	軽 油 分 250~300°C %		13.0	12.0	24.1		17.0	9.4
油	残 300°C 以 上 %	13.9	58.0	7.7.0	5.5.1		34.2	6.3.5
	塗 粘 度 Cst	21.2	10.8				17.2	
	油 硫 黃 分 %	0.19	0.12	0.25	0.17		0.15	
	4.1 年 度 輸 入 量 M L/Y	102		4.7.2			320	331
	4.1 年 度 輸 入 量 %	0.1		4.9			0.3	0.4

地 域		南 北 米					
原 油 名	トフブトディ アオアナ	ボス カン	カビマス	バチヤケロ	マ ラ	コーリンガ	サンノーキン
		マラカイボ	マラカイボ湖	マラカイボ湖			
国 名	ペネズエラ	ペネズエラ	ペネゼラ	ペネゼラ	ペネゼラ	アメリカ	アメリカ
積 出 港	アミユエイ	バシヨグランデ	カビマス	バチヤケロ	ブンタカルドン	サンフランシスコ	サンルイス
比 重 (15/4°C)	0.947					0.964	0.964
蒸気圧 (kPa@37.8°C)							
粘度 (Cst@30°C)		a b 2.000	111	2.000			
度 (Cst@50°C)	913.8	1400SSL1140P a b 500	43	500		120	205
引 火 点 (°C)		30~40°C		45			
流 動 点 (°C)	-15		-20			-75	-12.5
荷 油 温 度	積 荷 時 (°C)		70		65	30	
	航 海 時 (°C)		70			30	
	揚 荷 時 (°C)		76			30	
硫 黄 分 (wt%)	2.36					0.75	0.95
パラフィン分 (wt%)							
残 留 炭 素 (wt%)							
泥 水 分 (vol%)	0.1					1.2	1.65
残 油 出	ガソリン 分	初油～200°C %	0.7				2.5
		F Iオクタン 値 cled					6.9
		TEL300C 加鉛					8.1
		灯油分 200～250°C %	4.6			6.0	9.0
油		軽油分 250～300°C %	6.2			26.0	8.0
	残 油	300°C 以上 %	88.5				
	渣	粘 度 Cst					
	硫 黄 分 %	2.59					
41年度輸入量 ML/Y	113					108	
41年度輸入量 %	0.1					0.1	

地 域		アフリカ	ソ 連		
原 油 名		リ ピ ア	ソコロボスカヤ	ムハノフスカヤ	
国 名	リ ピ ア	ソ 連 邦	ソ 連 邦		
積 出 港	エスシテール	黒海 海岸	黒海 海岸		
比 重(15/4°C)	0.832	0.838	0.828		
蒸気圧(760@37.8°C)		0.30	0.52		
粘 (Cst @ 30°C)					
度 (Cst @ 50°C)		3.19	2.87		
引 火 点 (°C)					
流 動 点 (°C)	5.0	-17.5	-15		
荷 油 温 度	積 荷 時 (°C)				
	航 海 時 (°C)				
	揚 荷 時 (°C)				
硫 黃 分 (wt%)	0.32	0.50	0.76		
パラフィン 分 (wt%)					
残 留 碳 素 (wt%)	1.80	2.18	2.23		
泥 水 分 (vol%)					
溜 出 油	ガ ソ リ ン 分	初油～200°C %	29.5	29	29
		FIオクタン 値 cled	48	54	57
		TEL300加鉛	69.5	75	73
	灯油分	200～250°C %	14.3	10	11
	軽油分	250～300°C %	6.8	19	16
残 油	渣	300°C 以上 %		42	44
		粘 度 Cst		87	98
	油	硫黄分 %		0.99	1.69
41年度輸入量	ML/Y		3.189		
41年度輸入量	%		3.2		

8. 結 言

タンクより逃げる熱量の追求を中心とした理論的実験的研究の結果

(1) 船体より外部への熱貫流率のうち

油-船底-海水は $4 \text{ Kcal}/m^2 h^\circ C$

油-船側外板-海水は $15 \text{ Kcal}/m^2 h^\circ C$

程度となり、従来の設計値 $25 \text{ Kcal}/m^2 h^\circ C$ は過大であつたことが確認された。これはさらに実船実験によつて確認を行なう予定である。

(2) 当初かなり大きいものと予想されたフレーム、ステイフナ等のフイン効果は、熱交換器等から予想される値よりも小さいことが判明した。

(3) 対流状態観察実験によつて、従来全く不明であつたタンク内の高粘性油対流状態の傾向が把握され、船底の冷油層、側外板の対流状態推定の根拠が得られた。

(4) 原油性状に関して、ほとんど世界各地の原油性状一覧表を含めたものとしてまとめておいたので、タンクヒーティング関係のみならず、今後他方面にも大いに利用できると考える。

(5) 船体より外部への熱の逃げを最終的に実船にて確認すべく、同時に検討を行なつてきたが、原油という非常に危険な流体での計測には、本質安全防爆計器を使えば十分可能であることが確信されるにいたつた。また非本質安全のものではあつたが、模型実験に使用した温度計測端、ヒートプローメータ、記録計等の性能も十分であることが確認され実船実験の計器面からの可能性は十分であることが判明した。