モデルコンデンサによる 凝縮熱伝達特性実験 (冷却管材質の影響)*

古川 守**・杉田英昭**

Experimental Study of Heat Transfer on Condensation of Steam
in the Model Condenser
(Effects of the Cooling Tube Materials)

By Mamoru Furukawa, Hideaki Sugita

In this paper, the condensation heat transfer performance on a horizontal bundle of three tubes in a vertical row is investigated experimentally.

In these tube banks with a downward steam flow, the inside of the each tube is cooled by the city water. The condenser tubes of 16.0 mm O.D. and of 1000 mm heat transferring length used here are titanium tubes of 15.4 mm I.D., Albrac tubes of 13.6 mm I.D., sea water resistance stainless steel tubes of 14.4 mm I.D., and composite tubes of 11.8 mm I.D. The composite tube consists of Albrac tube fixed into a stainless steel tube.

For each kind of these tubes, the Reynolds number of cooling water is varied in the range from 1.1×10^4 to 6.0×10^4 , with the Reynolds number of steam being 496.0, 610.4 and 689.7, respectively. And, the mean air content in the steam is less than 1.62×10^{-2} kgf/kgf.

The values for the mass flow rate of condensates, the overall heat transfer coefficients in the model condenser, and the mean heat transfer coefficients on the steam side and on the cooling water side, are compared for each tube bank.

The mean value for the titanium tubes is 7.6% higher, and the mean values for the stainless steel tubes and for the composite tubes are 11.8%, 16.1% lower respectively than the mean value for the Albrac tubes, with respect to the overall heat transfer coefficients within the limits of this experiment.

Now, the overall heat transfer coefficients calculated by the heat flux and the logarithmic mean temperature difference agree well with those calculated by the heat conductivities of the tube materials and the heat transfer coefficients on the steam side and on the cooling water side.

1. ま え が き

船用主機としての蒸気タービンは、昭和48年に端を発した石油危機による燃料油価格の高騰によってその地位をディーゼル機関に譲るようになった。しかし、クリーンエネルギー転換のためにLNG船の需要が増大し、また石油代替エネルギーとして石炭だき船が出現しており、これらの船種に対しては主機として蒸気タービンが好適である。また、ディーゼル船においても省エネルギーのために開発された排ガス利用の排エコターボ発電ならびに推進加勢システムに蒸気タービンが広く採用されている。これらの蒸気タービンはほとんどが復水式であり、した

がって復水器の性能向上をはかることはプラントの省エネルギー化に対して極めて重要である。これまで、凝縮熱伝達に関する研究は数多くなされてきており、実際の復水器にもそれらの研究成果が適用されてきた。一般に設計の基礎として広く用いられているHEI¹⁾のデータを採用せずに独自のコンピュータ解析によって復水器を設計製作したメーカーの出現などはその好例であろう。

一方、復水器の冷却管としてはアルブラック管や10%キュプロニッケル管で代表される銅合金管が大勢を占めていたが近年、海水に対する耐食性の面からチタン管や耐海水性ステンレス管の開発が急速に進み、これらの冷却管も採用されてきている。そこで、筆者らはすでに発表した水平単管及び3列管群における凝縮実験^{2,3)}に用いたモデルコンデンサに、アルブラック管、チタン薄肉管、アルブラック二重管及び耐海水性ステンレス管の4

* 原稿受付 昭和61年2月7日

昭和59年秋季学術講演(昭和59年10月24日)

** 正会員 神戸商船大学(神戸市東灘区深江南町5-1-1)

種類の管をそれぞれ3列管群として取り付けて伝熱性能実験を行ったのでその結果について報告する。

記 号

c_p : 冷却水の定圧比熱 (kcal/(kgf・℃))
 d_o, d_i : 冷却管の外径及び内径 (m)
 d' : 二重管内管の外径 (m)
 G_c : 全復水量(実測値) (kgf/h)
 G'_c : (5)式から算出した全復水量 (kgf/h)
 G_w : 冷却水流量 (kgf/h)
 K : (6)式から算出した熱通過率 (kcal/(m²・h・℃))
 K_0 : (10)式から算出した熱通過率 (kcal/(m²・h・℃))
 l : 冷却管の有効長さ (m)
 n : 管列数
 $(Nu)_s$: (16)式で定義される蒸気側のヌッセルト数
 $(Nu)'_s$: (17)式で定義される蒸気側のヌッセルト数
 $(Nu)''_s$: (18)式で定義される蒸気側のヌッセルト数
 $(Nu)_w$: (11)式で定義される冷却水側のヌッセルト数
 $(Nu)'_w$: (12)式で定義される冷却水側のヌッセルト数
 $(Pr)_w$: 冷却水のプラントル数
 q : 管外表面積基準の熱流束 (kcal/(m²・h))
 r : 蒸発潜熱 (kcal/kgf)
 $(Re)_s$: 蒸気レイノルズ数
 $(Re)_w$: 冷却水レイノルズ数
 t_1, t_2 : 冷却水入口及び出口温度 (℃)
 t_m : 冷却水平均温度 (℃)
 t_s : 蒸気飽和温度 (℃)
 t_{wi} : 管壁内表面温度 (℃)
 t_{wo} : 管壁外表面温度 (℃)
 t_{wm} : 管壁平均温度 (℃)
 Δt_w : 管壁内外表面の温度差 (℃)

Δt_m : 対数平均温度差 (℃)
 w : 冷却水流速 (m/s)
 α_s : (9)式から算出した蒸気側熱伝達率 (kcal/(m²・h・℃))
 α'_s : (14)式から算出した蒸気側熱伝達率 (kcal/(m²・h・℃))
 α''_s : (15)式から算出した蒸気側熱伝達率 (kcal/(m²・h・℃))
 α_w : (8)式から算出した冷却水側熱伝達率 (kcal/(m²・h・℃))
 α''_w : (13)式から算出した冷却水側熱伝達率 (kcal/(m²・h・℃))
 γ_c : 復水の比重 (kgf/m³)
 η_c : 復水の粘性係数 (kgf・h/m²)
 λ : 冷却管の熱伝導率 (kcal/(m・h・℃))
 λ_1, λ_2 : 二重管の外管及び内管の熱伝導率 (kcal/(m・h・℃))
 λ_c : 復水の熱伝導率 (kcal/(m・h・℃))
 λ_w : 冷却水の熱伝導率 (kcal/(m・h・℃))

2. 実験装置及び実験方法

実験装置の概略図を図1に示す。ボイラで発生した湿り飽和蒸気はまずオリフィスを通してリザーブタンクに入り、そこで圧力変動が押えられ、水滴を分離してモデルコンデンサに流入する。そして、コンデンサ内の蒸気内管の頂部上向き1列に設けられた蒸気孔より上向きに吹き出され反転した後、多孔整流板を通して均一に流下する。一方、冷却水は容量100m³の冷却水槽から冷却水ポンプによって均等な流れを得るために設けられたヘッダに導き、3本の管に分かれて各ロタメータを通り冷却管に流入する。

3本の水平冷却管によって凝縮された復水は、復水受を経てホットウェルに導かれる。また、コンデンサ内の

図1 実験装置の概略図

図2 モデルコンデンサの詳細図

図3 熱電対取付位置

真空は蒸気やドレンを吸入しても十分な性能が得られる水封式真空ポンプによって維持される。

図2はモデルコンデンサの詳細図である。本体はステンレス(SUS-27)でできており、凝縮状態の観察及び写真撮影が可能なようにガラス窓をコンデンサ両側壁の冷却管位置に設けてある。コンデンサ内部は管軸方向に6分割されており、各セクションにおける復水量、復水温度、管壁温度及び器内圧力の測定ができるようになっている。コンデンサの蒸気流路の寸法は1000mm×50mm、蒸気内管の蒸気孔の寸法はφ5mmで個数は66である。この蒸気内管のドレンは均圧管を有するドレンタンクに導かれる。水平冷却管は垂直方向に3本まで配置することができ、管の両端はOリングとフェルールで管板に取り付けられ、気密を保つとともに管の交換を容易にしている。本実験に使用した冷却管の要目を表1に示す。なお、アルブラック二重管は、肉厚1.1mmの耐海水性ステンレス管の内側に同じく肉厚1.1mmのアルブラック管を圧入したものである。

本装置の蒸気流路にはφ9.8mmの臨界圧力比以上のオリフィスを使用した。したがって、オリフィス前の圧力を一定にしておけばコンデンサ内の圧力が変動しても一定の臨界蒸気流量が流れることになり、蒸気流量の制御が容易である。

本実験ではオリフィス前の圧力を変えることによって蒸気流量を3段階に変化させて実験を行った。ボイラ給水量から求めた蒸気流量の実測値は、臨界流量である理論値よりいずれの場合も約60%少なかったが、これはオリフィスにおける縮流の影響で、この値は空気に対する

ものではあるが浜口⁴⁾の場合と非常によく一致している。

蒸気流量の実験範囲は62.1、78.8及び91.5kgf/h { 1.73×10^{-2} 、 2.19×10^{-2} 及び 2.54×10^{-2} kg/s}で、代表寸法に冷却管外径をとって求めた近寄り流れの蒸気レイノルズ数はそれぞれ496.0、610.4及び689.7である。なお、コンデンサ内の圧力変動による蒸気レイノルズ数の偏差は最大±2.7%であった。

一方、冷却水管内平均流速は0.6～5.2m/sの範囲で変化させた。これを冷却水レイノルズ数で表すと $1.1 \times 10^4 \sim 6.0 \times 10^4$ の範囲となる。

冷却管の管壁温度の測定は、管の長手方向に等間隔で3カ所、円周方向に図3に示す黒丸の位置(上管に対しては頂部及び前後両側面、中管と下管に対しては前後両側面のみ)、計21カ所の管壁厚み中心に埋められたφ0.3mmの銅-コンスタンタン熱電対によった。すなわち、管壁内表面温度 t_{wi} 及び管壁外表面温度 t_{wo} はそれぞれ次式から求めた。

$$t_{wi} = t_{wm} - \Delta t_w / 2 \quad (1)$$

$$t_{wo} = t_{wm} + \Delta t_w / 2 \quad (2)$$

ここで、

$$\left. \begin{aligned} \Delta t_w &= \frac{q \cdot d_0}{2 \lambda} \cdot \ln \left(\frac{d_0}{d_i} \right) \\ &= \frac{q \cdot d_0}{2} \left\{ \frac{\ln(d_0/d')}{\lambda_1} + \frac{\ln(d'/d_i)}{\lambda_2} \right\} \text{(二重管)} \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

$$q = \frac{G_w \cdot c_p (t_2 - t_1)}{\pi \cdot d_0 \cdot l} \quad (4)$$

式中の t_{wm} は各管の前後両側面の管壁厚み中心温度の平均値で、この位置における温度がほぼ管壁の平均温度を示していることが知られている^{5,6)}。また、アルブラック管、チタン薄肉管及び耐海水性ステンレス管の熱伝導率 λ はそれぞれ101.0、15.0及び14.0 kcal/(m・h・℃) {117.5、17.4及び16.3 W/(m・K)}とした。

温度の計測に当たっては、十分な精度を得るために多点デジタルデータ収録装置を用い、1回のデータの採

表1 供試管の要目

種 類	外 径	肉 厚	有効長さ
アルブラック管	16mm	1.2mm	1000mm
チタン薄肉管	16mm	0.3mm	1000mm
アルブラック二重管	16mm	2.2mm	1000mm
耐海水性ステンレス管	16mm	0.8mm	1000mm

図4 管壁温度の測定例

(アルブラック管, $(Re)_s = 689.7$, $w = 4.0$ m/s)

取に8秒間隔で30回測定を行いその平均をとった。

図4に管壁温度の測定例を示す。このときの復水量は 50.5 kgf/h ($1.40 \times 10^{-2} \text{ kg/s}$) で、本実験では比較的多い復水量の場合である。復水の流下液滴の影響を最も強く受ける下管の場合で約 1°C の温度変動が見られるが、この温度偏差は $\pm 1.5\%$ 以下であった。

モデルコンデンサ内への空气の漏入量は、いわゆるビルドアップ法(放置法)によるリークテストの結果、蒸気レイノルズ数によって若干の変化はあるが、平均すると 1.005 kgf/h ($2.792 \times 10^{-4} \text{ kg/s}$) であった。本実験における最小流入蒸気量は 62.07 kgf/h ($1.724 \times 10^{-2} \text{ kg/s}$) であるから、この空气漏入量は本実験の流入蒸気量の 1.62% 以下である。

3. 実験結果及び考察

3.1 復水量 図5に冷却水流速 w と実測した全復水量 G_c との関係を示す。図中の記号の説明は表2に示すが、これらの記号は他の図に対しても統一して用いられている。いずれの蒸気レイノルズ数の場合も、復水量に及ぼす冷却管材質による影響が明白に表れている。いま、アルブラック管の復水量に対する各管の復水量の比をとると、平均してチタン薄肉管は 1.053 、耐海水性ステンレス管は 0.948 、アルブラック二重管は 0.894 となっている。

次に、コンデンサに供給される蒸気がかわき飽和蒸気であり、過冷却が無視できるとみなして、次式に示す冷却水の吸熱量とのヒートバランスから全復水量を算出する。

$$G'_c = G_w \cdot c_p (t_2 - t_1) / r \quad (5)$$

この(5)式から求めた全復水量 G'_c の一例を図6に、またこの G'_c と実測値 G_c との相関を図7に示す。いずれの冷却管も G'_c の方が G_c よりも約 10% 大きくなっている。このずれの原因としては、冷却水温度の測定誤差(温度上昇は最小で約 3°C であった)、コンデンサ側面の

図5 冷却水流速 w と実測全復水量 G_c との関係

表2 冷却管の記号の説明

記号	冷却管
○	チタン薄肉管
●	アルブラック管
▲	アルブラック二重管
△	耐海水性ステンレス管

図6 冷却水流速 w と(5)式による全復水量 G'_c との関係

外気温度の高いことによる復水の蒸発、上部管よりの落下液滴の飛散等が考えられる。

3.2 熱通過率、冷却水側熱伝達率及び蒸気側熱伝達率 まず、熱通過率 K は次式から求めた。

$$K = q / \Delta t_m \quad (6)$$

ここで、

$$\Delta t_m = (t_2 - t_1) / \ln \frac{t_s - t_1}{t_s - t_2} \quad (7)$$

図8に冷却水流速 w と熱通過率 K との関係を示す。全体の傾向は全復水量 G_c 及び G'_c に対する図5及び図6の

図7 G'_c と G_c との相関

図8 冷却水流速 w と熱通過率 K との関係

場合とはほぼ同じであるが、蒸気レイノルズ数 $(Re)_s$ による影響は G_c や G'_c よりも K の方が小さい。いま、アルブラック管の K の値に対する各管の K の値の比をとると、平均してチタン薄肉管は 1.076、耐海水性ステンレス管は 0.882、アルブラック二重管は 0.839 となっている。これらの比は G_c の場合の比とよく似た値を示している。

次に、管壁温度を用いた下記の(8)、(9)式から管内表面積基準の冷却水側熱伝達率 α_w と管外表面積基準の蒸気側熱伝達率 α_s を求める。

$$\alpha_w = \frac{q}{t_{wi} - t_m} \cdot \frac{d_0}{d_i} \quad (8)$$

$$\alpha_s = q / (t_s - t_{wo}) \quad (9)$$

ここで、冷却水平均温度 t_m は冷却水入口温度と出口温度の算術平均である。本実験では、 $t_m = 17.1 \sim 29.5$ °C の範囲であった。また、蒸気飽和温度 t_s はコンデンサ内平均圧力に対する飽和温度である。

この α_w と α_s を用いて得られる下記の(10)式から熱通過率 K_0 を求め、(6)式の熱流速と対数平均温度差から求めた熱通過率 K の値と比較すると図9のようになる。

$$\left. \begin{aligned} \frac{1}{K_0} &= \frac{1}{\alpha_w} \cdot \frac{d_0}{d_i} + \frac{1}{\alpha_s} + \frac{d_0}{2\lambda} \cdot \ln \frac{d_0}{d_i} \\ &= \frac{1}{\alpha_w} \cdot \frac{d_0}{d_i} + \frac{1}{\alpha_s} + \left(\frac{d_0}{2\lambda_1} \cdot \ln \frac{d_0}{d_i'} \right. \\ &\quad \left. + \frac{d_0}{2\lambda_2} \cdot \ln \frac{d_i'}{d_i} \right) \text{ (二重管)} \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

この K と K_0 の値は $\pm 10\%$ の精度で一致している。

本実験では、(10)式の右辺第1項は $(0.58 \sim 2.59) \times 10^{-4}$ 、第2項は $(1.04 \sim 2.25) \times 10^{-4}$ 、そして第3項は $(1.29 \sim 9.83) \times 10^{-5}$ の範囲にあり、熱通過率 K_0 に対する影響は熱伝導率及び肉厚さによるものが最小であった。

図10は下記の(11)式による冷却水側のヌッセルト数 $(Nu)_w$ と、(12)式の滑らかな円管内の乱流熱伝達に対する Dittus-Boelter の式⁷⁾によるヌッセルト数 $(Nu)'_w$ との相関を示している。

$$(Nu)_w = \alpha_w \cdot d_i / \lambda_w \quad (11)$$

$$(Nu)'_w = 0.023 (Re)_w^{0.8} \cdot (Pr)_w^{0.4} \quad (12)$$

図9 (6)式による K と(10)式による K_0 との相関

図10 (11)式による $(Nu)_w$ と(12)式による (Nu'_w) との相関

この(12)の実験式は、実験値を±25%以内で予測することができるのがふつうである⁷⁾が、本実験ではアルブラック二重管と耐海水性ステンレス管に対して30~70% $(Nu)_w$ の方が大きい。

相変化のない単相流の場合の熱伝達率は管材質の影響をあまり受けないと考えられるので、次式による冷却水側熱伝達率 α'_w と(6)式による熱通過率 K を用いた(14)式から蒸気側熱伝達率 α'_s を求める。

$$\alpha'_w = \lambda_w \cdot (Nu'_w / d_i) \quad (13)$$

$$\left. \begin{aligned} \frac{1}{\alpha'_s} &= \frac{1}{K} - \frac{1}{\alpha'_w} \cdot \frac{d_0}{d_i} - \frac{d_0}{2\lambda} \cdot \ln \frac{d_0}{d_i} \\ &= \frac{1}{K} - \frac{1}{\alpha'_w} \cdot \frac{d_0}{d_i} - \left(\frac{d_0}{2\lambda_1} \cdot \ln \frac{d_0}{d'} \right. \\ &\quad \left. + \frac{d_0}{2\lambda_2} \cdot \ln \frac{d'}{d_i} \right) \text{ (二重管)} \end{aligned} \right\} \quad (14)$$

図11及び図12はそれぞれ、(9)式による α_s 及び(14)式による α'_s の値を示している。 α_s と α'_s との相関は+30~50%であった。この両図からは蒸気側熱伝達率に及ぼす管材質の影響はみられない。

次に、上管、中管及び下管に対する α_s 及び α'_s の値を示すと図13のようになる。すべての種類の冷却管とも下管にいくほど α_s の値は小さくなっているが、これはよく知られているように復水の流下液滴によって液膜が厚くなり熱抵抗が増大するためである。

本実験のコンデンサ入口における平均蒸気流速は最大で1.9m/sである。ところで、静止蒸気に対するヌセルトの理論式⁸⁾は次式で与えられている。

$$\alpha''_s = 0.725 \left\{ \frac{r_c^2 \cdot \lambda_c^3 \cdot r}{n \cdot \eta_c \cdot d_0 (t_s - t_{w0})} \right\}^{1/4} \quad (15)$$

また、 α_s 、 α'_s 及び α''_s を用いた蒸気側のヌセルト数をそれぞれ次式で定義する。

$$(Nu)_s = \alpha_s \cdot d_0 / \lambda_c \quad (16)$$

図11 冷却水流速 w 及び蒸気レイノルズ数 $(Re)_s$ と(9)式による蒸気側熱伝達率 α_s との関係

図12 冷却水流速 w 及び蒸気レイノルズ数 $(Re)_s$ と(14)式による蒸気側熱伝達率 α'_s との関係

$$(Nu)_s = \alpha'_s \cdot d_0 / \lambda_c \quad (17)$$

$$(Nu)''_s = \alpha''_s \cdot d_0 / \lambda_c \quad (18)$$

いま、 $(Nu)_s$ と $(Nu)''_s$ との相関、及び $(Nu)_s$ と $(Nu)''_s$ との相関を求めると、それぞれ図14及び図15のようになる。いずれの場合も大部分のデータはヌセルトの理論値とほぼ±30%の範囲におさまっていることがわかる。図16は $(Nu)_s / (Nu)''_s$ と、蒸気飽和温度と管壁外表面温度との差 $(t_s - t_{w0})$ との関係を示している。 $(t_s -$

t_{w0})の値があまり小さいと測定誤差によるデータのばらつきが大きくなるために、藤井ら⁹⁾は4~5℃以上のデータを採用している。本実験における $(t_s - t_{w0})$ の値は15.7~35.6℃で、藤井らの提唱する値よりも十分大きい範囲にある。多数の研究者のデータを図16と同じよう

に整理した Borishanskii ら¹⁰⁾の報告によると、本実験と同じ $(t_s - t_{w0})$ の範囲ではすべて±30%以内におさまっている。

図13 各種冷却管に対する α_s 及び α'_s と $(Re)_s$ との関係

図14 (16)式による $(Nu)_s$ と(18)式による理論値 $(Nu)_s''$ との相関

図15 (17)式による $(Nu)'_s$ と(18)式による理論値 $(Nu)_s''$ との相関

図 16 $(Nu)_s / (Nu)_s''$ と $t_s - t_{w0}$ との関係

4. ま と め

管材質による凝縮性能の影響を調べるために、その性能を代表する復水量と熱通過率を測定した結果、平均して実測復水量 G_c に対して、アルブラック管を1とすればチタン薄肉管は1.05、耐海水性ステンレス管は0.95、アルブラック二重管は0.89、また冷却水温度上昇から求めた(6)式による熱通過率 K に対して、同様にアルブラック管を1とすればチタン薄肉管は1.08、耐海水性ステンレス管は0.86、アルブラック二重管は0.84という値が得られた。ともに冷却管による凝縮性能に差があることを示しており、その性能順位も同じである。これらの数値の有効性について言及すると、復水量に関しては実測値よりもヒートバランスから求めた(5)式による値の方がすべてほぼ10%大きい。したがって冷却管同士の比較においては本実験における計量の際の読み取り誤差を考慮して小数点以下2桁までを採用した。また熱通過率に関しては冷却水の温度測定誤差を考慮して、これも小数点以下2桁までを採用した。

次に、このような性能の差が何によって生じるかを検討するために、まずこの(6)式による K と、蒸気側及び冷却水側の熱伝達率及び冷却管の熱伝導率を用いた(10)式による熱通過率 K_0 とを比較すると±10%の相関があった。さらに(8)式による冷却水側熱伝達率 α_w を評価するために(12)式の Dittus-Boelter の式による $(Nu)_w$ の値とヌセルト数で比較すると+70%〜−20%の相関があり、また管材質による影響はみられなかった。次に(9)式による α_s と、単相流の場合である冷却水側の凝縮熱伝達率は管材質によって影響をあまり受けないと考えこの $(Nu)_w$ を用いて算出した(14)式による α'_s とを比較すると+30%〜−50%の相関があり、 α_s と α'_s に関する図11と図12からも管材質による凝縮性能に及ぼす影響はみられなかった。

したがって、次に冷却管の熱伝導率と肉厚さによる影響を調べるために、(10)式の右辺第3項に数値を代入

して熱通過率に及ぼす影響の大きさの順位をみると、アルブラック管、チタン薄肉管、耐海水性ステンレス管、アルブラック二重管という順になっており、比較的 G_c 及び K の値による順位に近い。

最後に本実験で得られた蒸気側熱伝達率 α_s 、 α'_s の値を評価するために(15)式によるヌセルトの理論値 α''_s との比較を行い、大部分のデータは±30%の範囲におさまっている。

これらのことから、わずか3本の冷却管群の凝縮実験に対して復水量及び熱通過率両方ともに冷却管の種類による影響があらわれていることが確かめられ、その原因は冷却管熱伝導率と肉厚さによるものであるといえる。本実験のデータからは蒸気側及び冷却水側熱伝達率に及ぼす管材質の影響はみられなかった。

5. あとがき

本研究は筆者らが入手することのできた4種類の復水器冷却管に対して、その伝熱性能の比較を主眼にしたものである。3列管群のモデルコンデンサを用いた実験であるために、本データが定量的にそのまま実機に適用できるものではないが、本研究結果が関係分野で少しでも役に立てれば大変幸いである。

本論文をまとめるに当たり、姫路工業大学の中西重康教授には大変貴重など意見をいただきました。深く感謝いたします。また、本研究は昭和56年度から4年間のデータの蓄積によるもので、その間本研究の遂行に対してご協力いただいた神戸商船大学小牟田廣己技官及び卒業研究として熱心に計測やデータ整理に協力していただいた当時神戸商船大学学生、勝井総一(現大阪商船三井船舶(株))、寺際賢治(現旭タンカー(株))、佐々木丈一(現川崎汽船(株))、渡部治郎(現雄洋海運(株))、児玉熱洋(現昭和海運(株))、関昌芳(現川崎汽船(株))、小林武(現菱電運輸(株))、渡辺誠(現(株) 笹倉機械製作所)の諸君に深く感謝いたします。

文 献

- 1) Heat Exchanger Institute, Standards for Surface Steam Condensers.
- 2) 古川・杉田, 神戸商船大学紀要, 24(昭51-10), 107.
- 3) 古川・杉田, 神戸商船大学紀要, 26(昭53-7), 101.
- 4) 浜口, 博士論文(大阪大学), (昭45-12).
- 5) 藤井・ほか3名, 機論, 37-294(昭46-2), 373.
- 6) 松宮, 修士論文(神戸大学), (昭52-2).
- 7) ホールマン(平田監訳), 伝熱工学(上), (昭60), 192, ブレイン図書.
- 8) Nusselt, W., VDI-Z, 60-27 (1916), 541.
- 9) 藤井・上原, 伝熱工学の進展 Vol. 1, (昭48), 48, 養賢堂.
- 10) Borishanskii, V. M. and Paleev, I. I., Israel Program for Scientific Translations, Jerusalem (1969), 19.