

## 冷媒R134aの千鳥配列フィン付き管群内凝縮

本田, 博司  
九州大学機能物質科学研究所

高田, 信夫  
九州大学機能物質科学研究所

高松, 洋  
九州大学機能物質科学研究所

金, 正植  
九州大学大学院総合理工学研究科

他

<https://doi.org/10.15017/7914>

---

出版情報 : 九州大学機能物質科学研究所報告. 14 (1), pp.1-6, 2000-07-01. 九州大学機能物質科学研究所  
バージョン :  
権利関係 :

# 冷媒 R134a の千鳥配列フィン付き管群内凝縮

本田 博司・高田 信夫・高松 洋  
金 正植\*・宇佐見 啓一郎\*

## Condensation of R134a in a Staggered Bundle of Horizontal Finned Tubes

Hiroshi HONDA, Nobuo TAKATA, Hiroshi TAKAMATSU  
Jeongsik KIM and Keiichiro USAMI

Experimental results are presented that show the effect of fin geometry on the condensation of refrigerant R134a in a staggered bundle of horizontal finned tubes. Two types of conventional low-fin tubes and three types of three-dimensional fin tubes were tested. The refrigerant mass velocity ranged from 8 to 23 kg/m<sup>2</sup>s and the condensation temperature difference from 1.5 to 12 K. In most cases, the highest performance was obtained by one of the three-dimensional fin tubes. In the case of high mass velocity and high film Reynolds number, however, the highest performance was obtained by one of the low-fin tubes. The results were compared with previous experimental results for bundles of smooth tubes and low-fin tubes.

### 1. 緒言

最近、成層圏オゾン層の破壊に関与しない R134a を作動流体とする遠心式冷凍機が開発され、市場に導入されている。この種の冷凍機にはシェルチューブ凝縮器が広く使用されており、シェル側における凝縮熱伝達を促進する手段として様々なフィン形状を有するフィン付き管が開発され、実用化されてきた。しかし、水平フィン付き管群における R134a の凝縮に関する公表された実験データは少ない。本田ら<sup>1)</sup>はフィンピッチ  $p$  が 0.96 mm の従来形ローフィン付き管の 3 行 15 列の千鳥管群を用いて実験を行い、熱伝達におよぼす冷媒質量流量と凝縮温度差の影響を調べた。Kulis<sup>2)</sup>は  $p = 1.31$  mm のローフィン管と Y 形フィン付き管の千鳥管群の 7 列目までの熱伝達係数を求めた。Belghazi<sup>3)</sup>は  $p = 0.97, 1.31, 2.31$  mm の 3 種類のローフィン管の千鳥管群を用いて 13 列目までの熱伝達係数を求め、 $p = 1.31$  mm の管が最高の伝熱性能を示すことを報告している。これらの実験結果によると、凝縮液インダーション効果は一般的に小さい。

本研究は、水平フィン付き管の千鳥管群における R134a の凝縮に及ぼすフィン形状の影響を明らかにする事を目

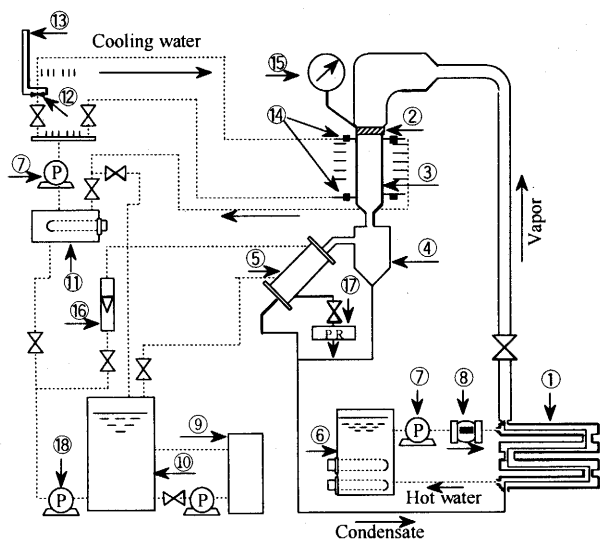
的としている。2 種類のローフィン管と 3 種類の三次元フィン管を用いて実験を行い、その結果を平滑管<sup>4)</sup>とローフィン管<sup>5,6)</sup>の管群における冷媒の凝縮に関する以前の結果と比較する。

### 記号

$A$	: ダクトの断面積 (m <sup>2</sup> )
$d$	: フィン先端の管直径 (mm)
$d_i$	: 管内径 (mm)
$G$	: 冷媒の質量速度 (kg/m <sup>2</sup> s)
$g$	: 重力加速度 (m/s <sup>2</sup> )
$h$	: フィン高さ (mm)
$h_l$	: 液の比エンタルピー (kJ/kg)
$h_{lg}$	: 凝縮潜熱 (kJ/kg)
$h_v$	: 蒸気の比エンタルピー (kJ/kg)
$l$	: 有効フィン管長さ (mm)
$Nu^*$	: 凝縮数 = $\alpha(v_l^2/g)^{1/3}/\lambda_l$
$p$	: フィンピッチ (mm)
$Q$	: 各管列の伝熱量 (W)
$Q_l$	: 各管列の熱損失 (W)
$q$	: 各管列の平均熱流束 (W/m <sup>2</sup> )
$Re_f$	: 重力流れモデルによる膜レイノルズ数
$Re_{fs}$	: 一様分散流モデルによる膜レイノルズ数

受理日 2000 年 5 月 8 日

\*九州大学大学院総合理工学研究科



- 1. Heat exchanger
- 2. Calming section
- 3. Test section
- 4. Drain separator
- 5. Dump condenser
- 6. Hot water tank
- 7. Feed pump
- 8. Flow meter
- 9. Chilling unit
- 10. Cooling water tank
- 11. Circulation tank
- 12. Orifice
- 13. Inverse U-tube manometer
- 14. Mixing chamber
- 15. Pressure gauge
- 16. Rotameter
- 17. Vacuum pump
- 18. Feed pump

Fig.1 Experimental apparatus

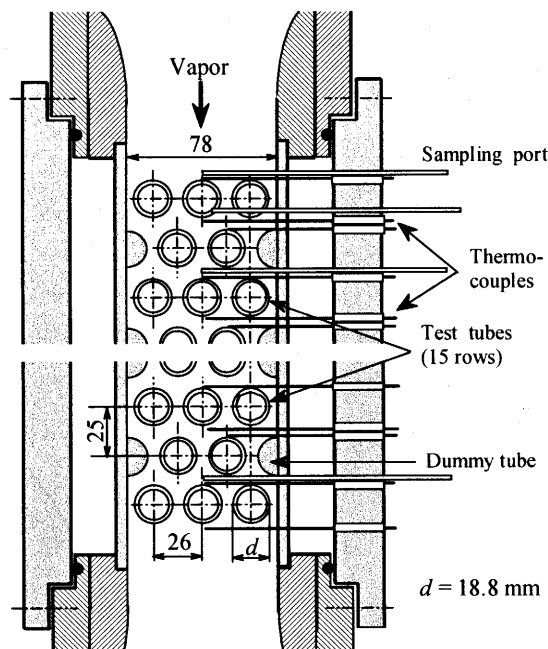


Fig.2 Cross-sectional view of test section

- $Re_v$  : 蒸気レイノルズ数  $= u_v d / \nu_v$
- $s$  : フィン先端のフィン間隔 (mm)
- $T_v$  : 蒸気温度 (K)
- $T_w$  : 垂直壁面平均温度 (K)
- $\Delta T$  : 凝縮温度差 (K)
- $t$  : 平均フィン厚さ (mm)
- $u_v$  : 最小断面積基準蒸気速度 (m/s)
- $x$  : クオリティ
- $\alpha$  : 各管列の平均熱伝達係数 ( $kW/m^2K$ )
- $\theta$  : フィンの半頂角 (rad)
- $\lambda_l$  : 液の熱伝導率 (W/mK)
- $\nu_v$  : 蒸気の動粘性係数 ( $m^2/s$ )
- $\nu_l$  : 液の動粘性係数 ( $m^2/s$ )
- $\rho_l$  : 液の密度 ( $kg/m^3$ )
- $\rho_v$  : 蒸気の密度 ( $kg/m^3$ )
- $\sigma$  : 表面張力 (N/m)
- $\phi_f$  : 液充満角度 (rad)

Table 1 Dimensions of test tubes

	A	B	C	D	E	F	G
$p$ (mm)	0.96	1.3	0.71	0.7	0.96	0.96	0.5
$h$ (mm)	1.38	1.29	0.87	0.95	1.11	1.43	1.41
$t$ (mm)	0.45	0.48	-	-	-	0.33	0.17
$\theta$ (rad)	0.104	0.065	-	-	-	0.082	0
$d$ (mm)	18.8	18.7	18.7	18.5	18.5	15.6	15.6
$d_c$ (mm)	14.3	14.6	15.4	15.5	14.3	11.2	11.4

## 2. 実験装置および実験方法

実験装置は図1に示す冷媒 R134a の自然循環式ループと冷却水の強制循環ループからなっている。テストセクションは図2に示す銅製フィン付き管の3行15列の千鳥配列管群であり、奇数列は3本の供試管、偶数列は2本の供試管とその両隣の半割のダミー管で構成されている。水平方向および垂直方向管ピッチはそれぞれ25mmと26mmである。

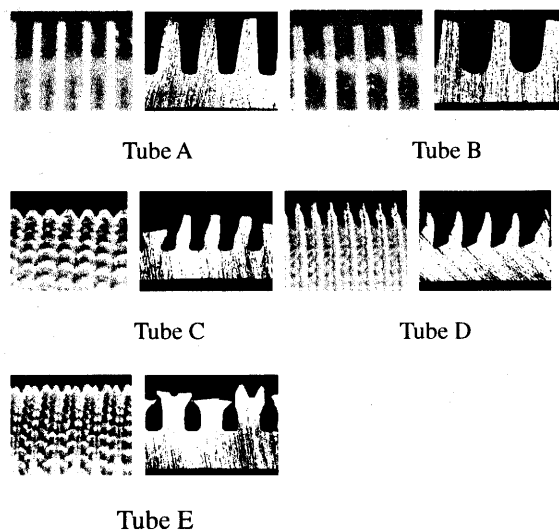


Fig.3 Close-up and cross-section of test tubes

実験はフィン形状の異なる 5 種類のフィン管を用いて行った。供試管のフィン先端直径  $d$  は約 19 mm である。供試管の各部寸法は表 1 に、また外観およびフィン断面を図 3 に示す。管 A と B はローフィン管（環状フィン付き管）であり、管 C-E は三次元フィン付き管である。管 C はピラミッド型の、管 D は鋸歯形の、また管 E はローフィンの先端を二次加工した三次元構造を有する。管 B, C, D, E はそれぞれ第 7 と第 10 管列、第 9 と第 12 管列、第 11 と第 14 管列、第 8 と第 13 管列に設置し、その他の管列には管 A を設置した。なお、全ての管列を管 A で構成した管群に関する実験も行った。

管群入口の蒸気圧力はブルドン管式精密圧力計で測定した。各管列の蒸気および凝縮液温度は管群の上流および下流に挿入したシース熱電対で測定した。なお、蒸気温度測定用の熱電対には傘が、また凝縮液温度測定用の熱電対には液溜り取り付けてある。各管列の入口および出口の冷却水温度は混合室に挿入した二対直列の熱電堆によって測定した。供試管の壁温は電気抵抗法により測定した。すべての供試管と  $1\text{m}\Omega$  の標準抵抗を  $50\text{A}$  の直流電源に直列に接続し、それぞれの電圧降下を測定した。各熱電対と熱電堆の起電力の測定はそれぞれ分解能  $1\mu\text{V}$ ,  $0.1\mu\text{V}$  のデータ収録装置によって連続的に 10 回行い、その平均値を実験値とした。各管列の冷却水流量はオリフィスと逆 U 字管マノメータで測定した。

実験は蒸気の入口温度  $T_{v,m}$  が約 313 K の条件で行った。冷媒質量速度  $G$  (ダクト断面積基準) は蒸発器の電気入力を 3 段階 (10, 20, 30 kW) に変化させるこより 8, 16, 23  $\text{kg}/\text{m}^2$  に設定した。凝縮温度差  $\Delta T = T_v - T_w$  は 5 段階 (1.5, 3, 5, 8, 12 K) に変化させた。ここに  $T_v$  は各管列の蒸気温度、 $T_w$  は各管列のフィン根元平均壁温である。なお、凝縮熱伝達に及ぼす凝縮液イナデンションの影響を調べるために、冷却水を流す上部の管列数を 2 列づつ段階的に減少させて実験を行った。

平均熱流速  $q$  および平均熱伝達係数  $\alpha$  は 公称面積基準でそれぞれ次式により定義される。

$$q = (Q + Q_l) / k\pi dl \quad (1)$$

$$\alpha = q / \Delta T \quad (2)$$

ここに  $Q$  は冷却水の温度上昇と流量から算出される各管列の伝熱量、 $Q_l$  は周囲への損失熱量、 $k$  は各列の供試管数 (2 または 3)、 $l$  は管の有効長である。 $Q_l/Q$  の比率は 4% 以下である。測定した  $Q$  および  $\Delta T$  の測定誤差は  $\Delta T \geq 3\text{K}$  で 5% 以下であった。また  $\alpha$  の誤差は  $\Delta T \geq 3\text{K}$  で 7% 以下と見積られる。

$n$  列目の管に関する熱収支は

$$GA[h_v x + h_l(1-x)]_n = (Q + Q_l)_n + GA[h_v x + h_l(1-x)]_{n+1} \quad (3)$$

ここに  $A$  はダクトの最大断面積、 $x$  はクオリティ、 $h_l$  と  $h_v$  はそれぞれ液と蒸気のエンタルピである。また、冷媒に対する添字  $n$  は  $n$  列目の直前の状態を表している。データ整理には日本冷凍協会物性値表<sup>7)</sup>を使用した。

### 3. 実験結果

図 4 は  $G = 8 \text{ kg}/\text{m}^2\text{s}$  の場合について、凝縮液イナデンションがない場合の管 A - E の熱伝達係数を比較したものである。図中にはフィン寸法が管 A とほぼ同一で、管外径  $d$  が 15.6 mm のローフィン管(管 F と名付ける)を用いた前報<sup>6)</sup>の実験結果も比較のために示している。管 F の各部寸法は表 1 に示されている。また、水平平滑管に関する Nusselt<sup>8)</sup> の式および平滑管群に関する相関式<sup>9)</sup>をそれぞれ実線と一点鎖線で表している。平滑管群の相関式は  $Nu^* = f(Re_f, Re_{fs}, Re_v, q/\rho_v u_v h_g)$  の形で表される。ここに  $Re_f$  は重力支配流れモデルに基づく膜レイノルズ数、 $Re_{fs}$  は一様分散モデルに基づくレイノルズ数、 $Re_v = u_v d / \nu_v$  は蒸気レイノルズ数、 $u_v$  は最小断面積基準の蒸気速度である。従って

$$Re_f = 2\pi d \sum_{k=1}^{n/2} q_{2k} / h_g \mu_l \quad n = 2, 4, 6, \dots$$

$$Re_f = 2\pi d \sum_{k=1}^{(n+1)/2} q_{2k-1} / h_g \mu_l \quad n = 1, 3, 5, \dots \quad (4)$$

$$Re_{fs} = \sum_{i=1}^{n-1} (Q + Q_l)_i d / 3\pi h_g \mu_l + 2\pi d q_n / h_g \mu_l \quad (5)$$

管 A - E の平滑管群に対する伝熱促進率は 5.0-10.6 の範囲にある。図 4 によると、鋸歯型フィン管 D とローフ

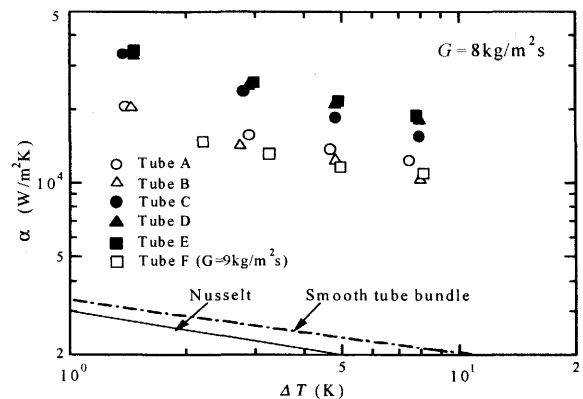


Fig. 4 Variation of  $\alpha$  with  $\Delta T$

インの先端を二次加工した管 E がほぼ同一の最高の伝熱性能を示している。ピラミッド型フィン管 C は  $\Delta T \cong 1.5 \text{ K}$  では管 D, E と同程度の伝熱性能を示すが、 $\Delta T$  の増加につれて  $\alpha$  の値が相対的に低下する。ローフィン管 A, B は管 D, E の 55~65% の  $\alpha$  の値を示す。なお、管 A ( $p = 0.96 \text{ mm}$ ) の方が管 B ( $p = 1.30 \text{ mm}$ ) よりも約 10% 高い。この結果は Belgazhi<sup>3)</sup>らの実験結果と異なる。  $p$  が同一で  $d$  が異なるローフィン管 A と F を比較すると、管 A の  $\alpha$  のほうが約 15% 高い。ローフィン管では、次式で与えられる液充滿角度(表面張力効果によってこれより下部のフィン間に凝縮液が保持される角度)  $\phi_f$  より上部の領域で主として凝縮が行われる<sup>9)</sup>。

$$s(1 - \sin \theta) / \cos \theta \leq 2h \quad \text{について}$$

$$\phi_f = \cos^{-1}(4\sigma \cos \theta / \rho_l g d s - 1) \quad (6)$$

ここで  $s$  はフィン先端のフィン間隔である。管 A と F の  $\phi_f$  の値はそれぞれ 2.54 と 2.52 rad であり、非常に近い。しかし、活発な凝縮が起こると考えられるフィン先端の幅は管 A と F についてそれぞれ 0.31 と 0.22mm であり、かなりの差がある。従って、このフィン先端幅の相違が両者の  $\alpha$  の相違の原因であると考えられる。

図 5 は  $G = 23 \text{ kg/m}^2\text{s}$  の場合について同様の比較を行ったものである。図 4 と 5 を比較すると、 $G$  の増加によって管 A と B の  $\alpha$  は 12~17% 増加するが、管 C-E ではほとんど変わらない。また、平滑管群では  $G$  の増加によって  $\alpha$  が顕著に増加する。従って、平滑管と比較したフィン付き管の伝熱促進率は  $G$  の増加につれて減少する。

図 6(a) - 6(e) はそれぞれ、 $G = 16 \text{ kg/m}^2\text{s}$  の場合について管 A - E の凝縮数  $Nu^*$  の膜レイノルズ数  $Re_f$  による変化を  $\Delta T$  をパラメータとして示している。一般に  $Nu^*$  は  $Re_f$  および  $\Delta T$  の増加につれて減少する。 $Re_f$  の影響はローフィン管 A, B では小さく、三次元フィン管 C - E では大きい。そして、ピラミッド型フィン管 C が

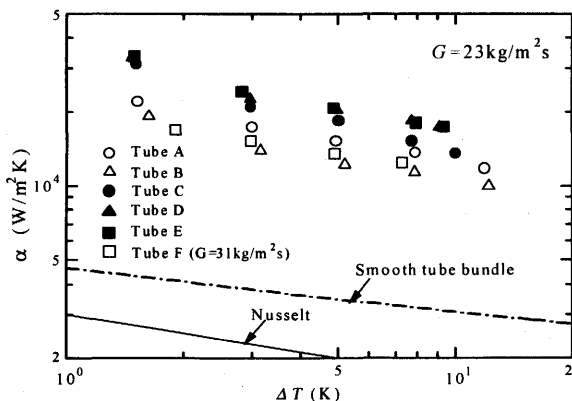


Fig. 5 Variation of  $\alpha$  with  $\Delta T$

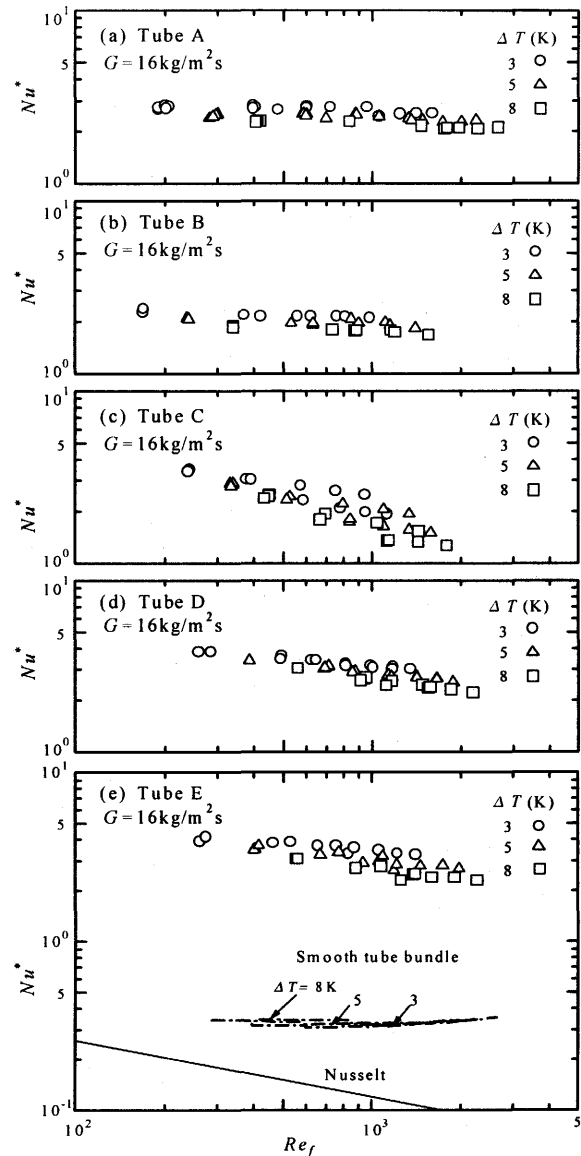


Fig. 6 Variation of  $Nu^*$  with  $Re_f$ ; effect of  $\Delta T$

最も顕著な  $Nu^*$  の低下を示す。図 6(e) 中には Nusselt<sup>7)</sup> の式および平滑管群に関する相関式<sup>9)</sup>をそれぞれ実線と一点鎖線で表している。平滑管群では  $Re_f = 300\text{--}3000$  の領域で  $Nu^*$  はほぼ一定であり、 $Re_f = 1000$  付近で弱い極小値を示す。従って平滑管群と比較したフィン付き管群の伝熱促進率は  $Re_f$  の増加につれて減少する。 $Re_f = 1000$  における各管の伝熱促進率は 4.5~11 の間にある。

図 7(a) - (e) はそれぞれ、 $\Delta T = 3 \text{ K}$  の場合について管 A - E の凝縮数  $Nu^*$  の  $Re_f$  による変化を  $G$  をパラメータとして示している。管 A では  $G$  が増加すると  $Nu^*$  もわずかに増加する。一方、管 C - E では  $G$  が増加すると  $Nu^*$  は幾分減少しており、この傾向は管 C が最も大きい。以上の結果から、ローフィン管では落下凝縮液は

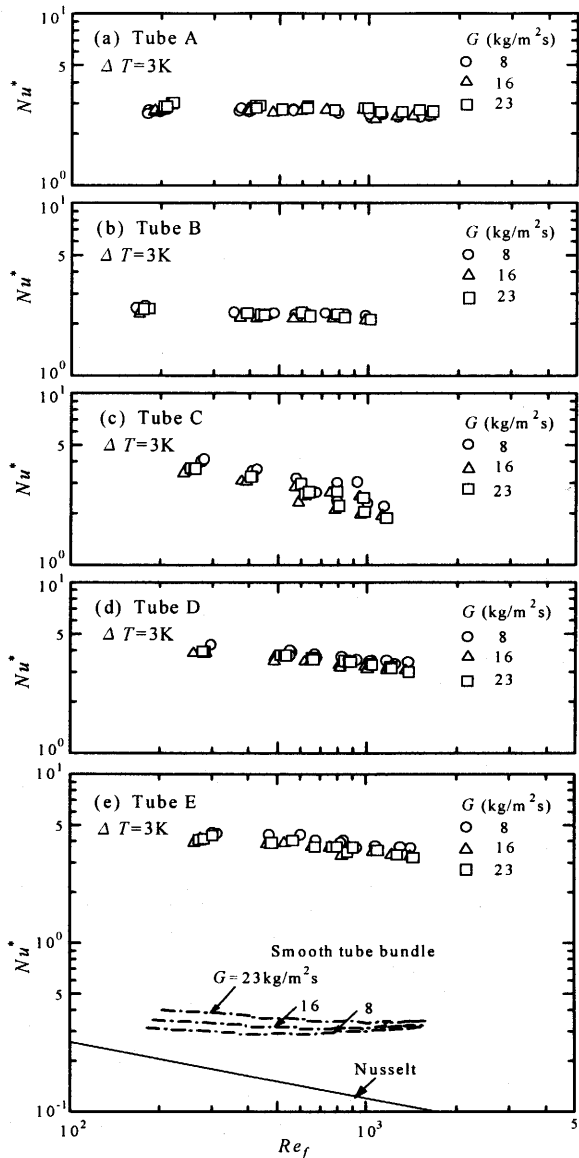


Fig. 7 Variation of  $Nu^*$  with  $Re_f$ ; effect of  $G$

フィン間溝部をスムーズに流下し、フィン先端部の凝縮液膜にはあまり影響を及ぼさないのに対して、三次元フィン管では  $Re_f$ ,  $G$  が増加すると落下凝縮液は溝部をスムーズに流下せず、フィン先端部の液膜に影響を及ぼすために  $Nu^*$  が低下したのと考えられる。

図8は  $G = 8 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ,  $\Delta T = 3 \text{ K}$  の場合の管 A - E の伝熱性能を比較したものである。最高の  $Nu^*$  は管 E によって得られている。図8中には Nusselt<sup>7)</sup> の式、平滑管群に関する相関式<sup>8)</sup> および前報<sup>9)</sup> の管 F と G に関する相関式を比較のために示している。管 G は前報<sup>9)</sup> の実験に使用した 4 種類のローフィン管中で最高の伝熱性能を示した。この管の  $h$  は管 A とほぼ等しく、 $p$  は  $1/2$ ,  $t$  は約  $1/3$  である。管 E と G を比較すると、 $Re_f < 1000$  では管 E の方が高い  $Nu^*$  の値を示し、 $Re_f > 1000$  では同

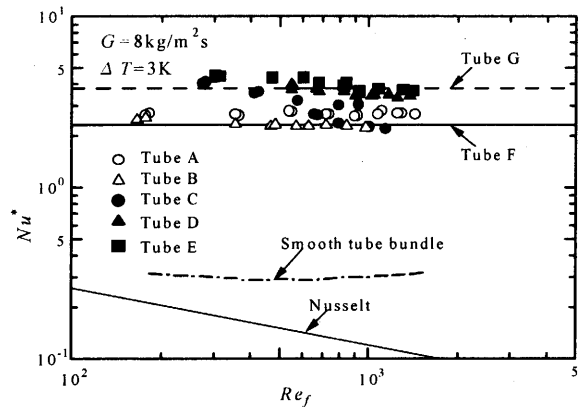


Fig. 8 Variation of  $Nu^*$  with  $Re_f$

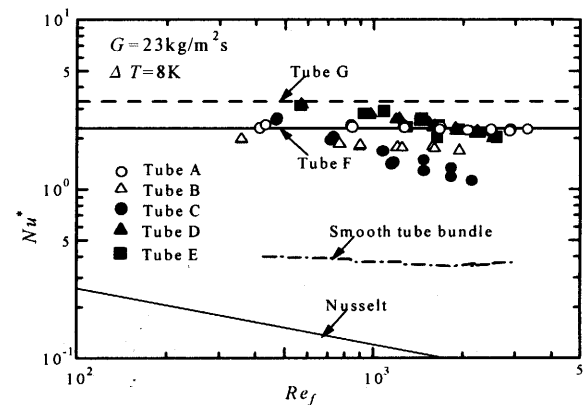


Fig. 9 Variation of  $Nu^*$  with  $Re_f$

程度である。

図9には  $G = 23 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ,  $\Delta T = 8 \text{ K}$  の場合について同様の比較を行ったものである。この場合、 $Re_f < 2000$  では管 D と E が管 A - C よりも高い同程度の  $Nu^*$  の値を示し、 $Re_f > 2000$  では管 A が最高  $Nu^*$  の値を示す。また、本報の管 A - E と前報<sup>5,6)</sup> の管 G を比較すると、全領域で管 G が最高の伝熱性能を示している。

図4-9の結果を総合すると、 $G$  と  $Re_f$  が比較的低い領域では三次元フィン管によってローフィン管よりも高い伝熱促進効果が期待できる。しかし、三次元フィン管は凝縮液イナnderションの影響を受けやすく、 $Re_f$  と  $G$  の増加にともなって  $\alpha$  が減少する。一方、ローフィン管は凝縮液イナnderションの影響が小さく、 $G$  の増加につれて  $\alpha$  も幾分増加する。

従って、中型や大型のシェルチューブ凝縮器に使用する伝熱管としては三次元フィン管よりもフィン寸法を最適したローフィン管の方が優れている。

#### 4. 結論

3 行 15 列の水平フィン付き管の千鳥管群を用いて

R134a の凝縮実験を行い、2 種類のローフィン管 A, B と 3 種類の三次元フィン管 C-E の伝熱性能を比較した。凝縮液イナnderションが少ない場合には三次元フィン管がローフィン管よりも優れており、管 E が最高の伝熱性能を示した。しかし三次元フィン管は凝縮液イナnderションの影響を受けやすく、 $Re_f$  と  $G$  の増加にともなって熱伝達係数が低下した。一方、ローフィン管は凝縮液イナnderションの影響が小さく、 $G$  の増加につれて熱伝達係数が幾分増加した。そのため、 $Re_f$  と  $G$  の高い領域ではローフィン管 A が最高の伝熱性能を示した。また、本報の管 A-E と前報<sup>9)</sup>の 4 本のローフィン管中で最高の伝熱性能を示した管 G を比較すると、 $Re_f$  と  $G$  の高い領域では管 G が最高の伝熱性能を示した。従って中・大型のシェルチューブ凝縮器には三次元フィン管よりもフィン寸法を最適化したローフィン管の方が優れている。フロン系冷媒は蒸気密度を除けば物性値の差が小さいので、この結論は他の冷媒にもあてはまると考えられる。

終わりに、供試管と冷媒を提供頂いたダイキン工業(株)に謝意を表す。

## 5. 引用文献

- 1) Honda, H., Takamatsu, H., Takata, N. and Yamasaki, T.: Proc. Eurotherm Seminar 47, Elsevier, 110 (1996).
- 2) Kulis, F., Compingt, A., Mercier, P. and Rivier, P.: Proc. Eurotherm Seminar 47, Elsevier, 116 (1996).
- 3) Belghazi, M., Signe, J. C., Bontemps, A. and Marvillet, Ch.: Proc. Eurotherm Seminar 62, Coquand, 466 (1998).
- 4) 本田博司, 内間文顕, 野津滋, 中田裕紀, 藤井哲: 日本機械学会論文集(B 編), 54(502), 1453(1988).
- 5) 本田博司, 高松洋, 高田信夫: 日本冷凍空調学会論文集, 15(2), 175(1998).
- 6) Honda, H., Takamatsu, H. and Takata, N.: Int. J. Refrigeration, 22(8), 615 (1999).
- 7) 日本冷凍協会・日本フロンガス協会編: 「代替フロン類の熱物性 HFC-134a, HCFC-123」, 日本冷凍協会 (1991).
- 8) Nusselt, W.: Zeit. Ver. deut. Ing., 60, 541, 565 (1916).
- 9) 本田博司, 野津滋, 光森清彦: 日本機械学会論文集(B 編), 49(445), 1937(1983).