

フィン形熱交換器の熱貫流率の解析

Over-all Coefficient of Heat Transfer in Fin-Type Heat Exchanger

松村 帝男* 埋橋 英夫*
Kimio Matsumura Hideo Uzuhashi

内 容 梗 概

小形空調機として近年生産が増加しているものの一つにルームクーラがある。これに使用されている凝縮器は空気冷却によるフィン付パイプの多管式熱交換器である。本報告は熱交換器の性能に影響を及ぼす種々の因子について熱貫流率の見地から検討を加えたものである。

1. 緒 言

フィン形熱交換器というのは、2種類の流体をパイプ壁をはさんで熱交換を行なわせる際に、流体と壁との熱伝達をよくするためパイプにフィン（ひれ）を設けて伝熱面積を増す目的で設計されている。したがって用途によりその形状も異なってくるが、多くの場合パイプの外面にフィンをつけたものが用いられている。本報告で述べるフィン形放熱器は主としてルームクーラの凝縮器として使用されているものであり、直径9~16mmのパイプ内部の冷媒と、パイプ外部に取り付けたフィンの間を流れる空気との間に熱交換を行なわせ、内部の冷媒ガスを冷却して凝縮させる作用を行なうものである。

この種の熱交換器を設計する場合、冷媒と空気との間に熱の移動を阻害する種々の因子が存在する。すなわち

- (1) 空気とフィンとの熱伝達
- (2) フィン内部の熱伝導
- (3) パイプとフィンとの接触熱抵抗
- (4) パイプと冷媒との熱伝達

などである。すでに報告した「ルームクーラ用フィン形熱交換器⁽¹⁾」においては、空気とフィンとの熱伝達に関する実験結果からその最良仕様を決定する方法について述べた。ここでは前にも述べたように、熱交換器の性能を熱貫流率の見地から検討するためにそれに及ぼす種々の要素について実験解析したものである。

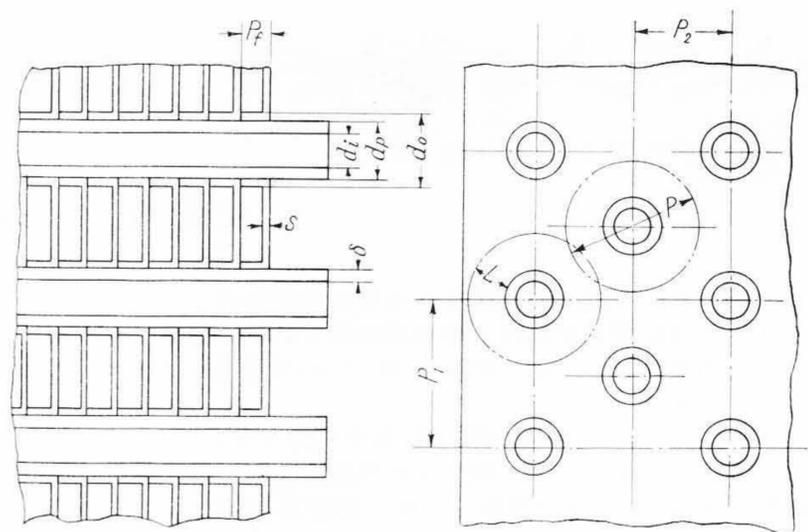
2. 構 造

ルームクーラに用いられるフィン形放熱器は圧縮機から送られた高温、高圧の冷媒ガスを空気で冷却し液化させる凝縮器としての作用を有しており、第1図に示すような薄い金属板(フィン)を一定間

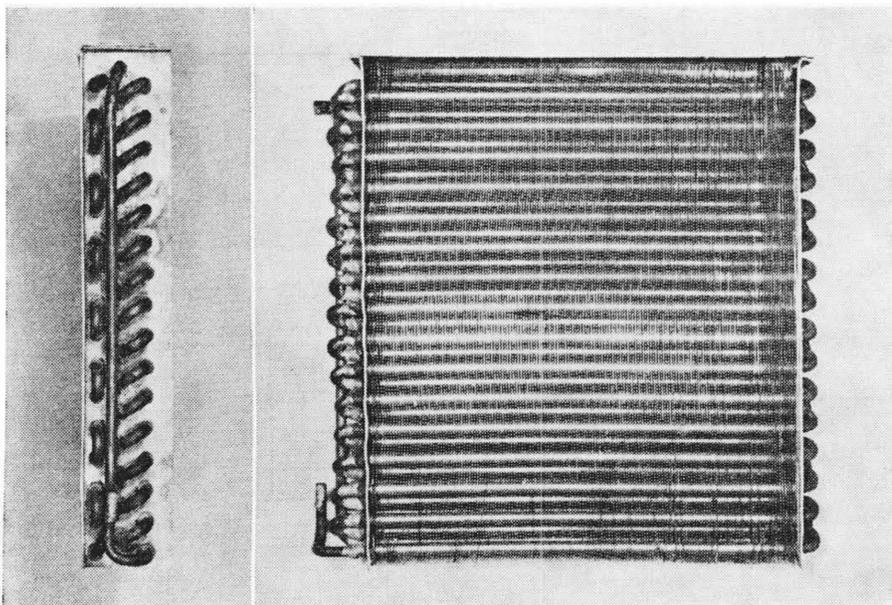
隔でパイプにそう入した構造をしている。第2図はパイプに平行な断面図であり、工作上フィンのピッチが一定となるようにパイプそう入穴部にフィンピッチ相当の長さの立ち上がり（リブ）を設け、かつその面とパイプ表面とがよく接触するように、フィンを圧入するかまたはフィンそう入後パイプを内部から押し広げている。空気側の熱伝達率が冷媒側のそれに比較して小さいので、パイプの内面積に対しフィンの伝熱面積はその10~20倍の大きさをもつのが普通である。第1表は使用される放熱器の寸法範囲である。

第1表 使用寸法範囲

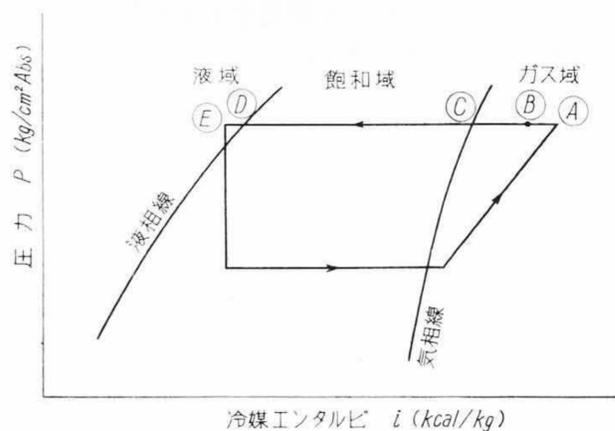
名 称	記 号	単 位	寸 法, 仕 様
フィン材質			銅, アルミ, その他
パイプ材質			銅, アルミ, その他
フィンピッチ	p_f	mm	1 ~ 5
フィン板厚	s	mm	0.2 ~ 1.0
パイプ直径	d_p	mm	9 ~ 16
パイプピッチ	p_1	mm	20 ~ 30
パイプ厚さ	δ	mm	0.8 ~ 2.0
パイプ列ピッチ	p_2	mm	10 ~ 50
パイプ列数	n		1 ~ 4
パイプ配列			水平管, 千鳥形, 基盤目形



第2図 寸法記号図



第1図 フィン形放熱器



第3図 冷媒モリエル線図

* 日立製作所栃木工場

3. 放熱特性

一般に冷媒を圧縮機で循環させる冷凍サイクルは第3図に示すような冷媒モリエル線図によって示される。圧縮機から出た高温高压のガス①は過熱状態の②において凝縮器にはいり急激に冷却されて③で飽和温度となる。気液混合の飽和状態が終了する④までは0.5~1.0°C程度のわずかな温度降下を示すのみであり、完全に液化する④から凝縮器を出る点⑤までは過冷却される。

この間において凝縮器からの総放熱量は次式のように表わすことができる。

$$Q = Q_g + Q_s + Q_L \dots\dots\dots(1)$$

- ここに Q : 総放熱量 (kcal/h)
- Q_g : ガス域放熱量 (kcal/h)
- Q_s : 飽和域放熱量 (kcal/h)
- Q_L : 液域放熱量 (kcal/h)

それぞれの放熱量は次式で与えられる。

$$Q_g = k_g A_g \theta_g \dots\dots\dots(2)$$

$$Q_s = k_s A_s \theta_s \dots\dots\dots(3)$$

$$Q_L = k_L A_L \theta_L \dots\dots\dots(4)$$

- ここに k : 各領域の熱貫流率 (kcal/m²h°C)
- A : 各領域の伝熱面積 (kcal/m²h°C)
- θ : 各領域の冷媒と空気との平均温度差 (°C)

添字 g, s, L : それぞれガス, 飽和, 液域を示す。

熱貫流率 k は、熱交換器を設計する場合伝熱面積 A をどのくらいにするかの目安とするものであるが、伝熱管の内面を伝熱面積に考えるか、空気側を考えるかにより数値が異なってくる。普通は熱伝達率 α の小さいほうの面を基準にとることが多く⁽²⁾、各領域において次のように表わすことができる。

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_a} + R_1 + R_2 + \frac{A}{A_i} \frac{\delta}{\lambda_p} + \frac{A}{A_i} \frac{1}{\alpha_R} \dots\dots\dots(5)$$

- ここに α_a : 空気側相当熱伝達率 (kcal/m²h°C)
- R_1 : フィン表面のダストの熱抵抗 (m²h°C/kcal)
- R_2 : フィンとパイプとの接触熱抵抗 (m²h°C/kcal)
- δ : パイプの肉厚 (m)
- λ_p : パイプ材料の熱伝導率 (kcal/m²h°C)
- α_R : 各領域の冷媒熱伝達率 (kcal/m²h°C)
- A : 空気側全伝熱面積 (m²)
- A_i : パイプ内面伝熱面積 (m²)

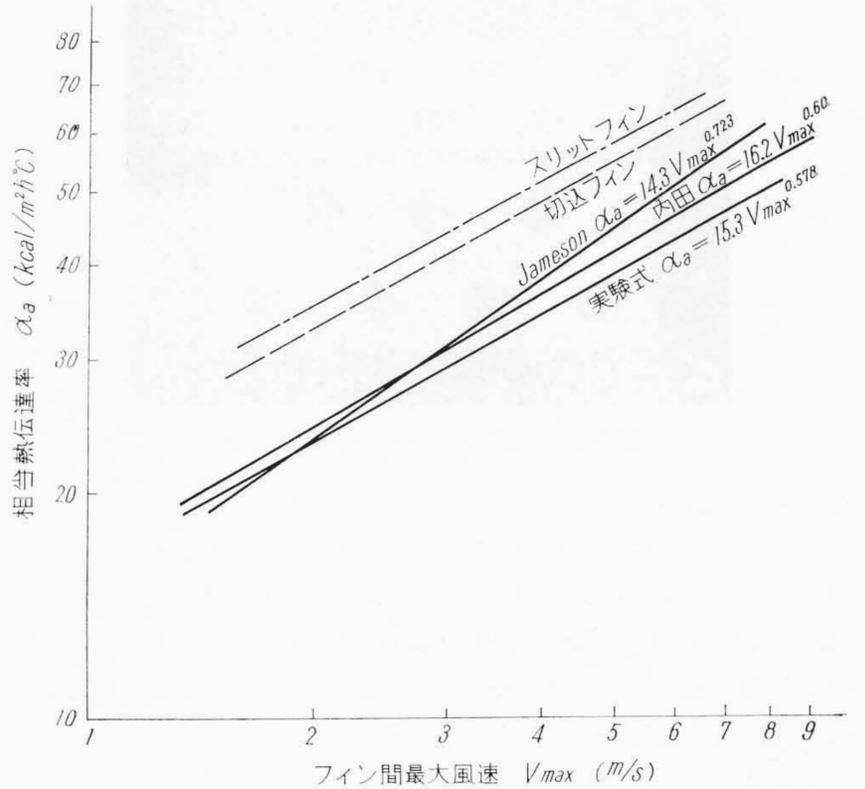
3.1 空気側伝達率

フィンと流通空気との間の熱伝達は空気の粘性によってフィンの表面に生ずる境界層の大小に左右される。この層を薄くしたり乱したりして熱伝達率を増すために、風速を大にしたり、フィンに角度をつけたり、凹凸あるいは切欠を設けたりする。現在市場に出ている第1図のようなストレートフィンにおいては風速を大きくして熱伝達率を高める方法がとられている。普通文献に見られるこの種の熱交換器の熱伝達率は次の式で示されるようにフィン全面がフィン根本と同じ温度で分布しているとしたときの相当熱伝達率 α_a が使用されている^{(3)~(7)}。

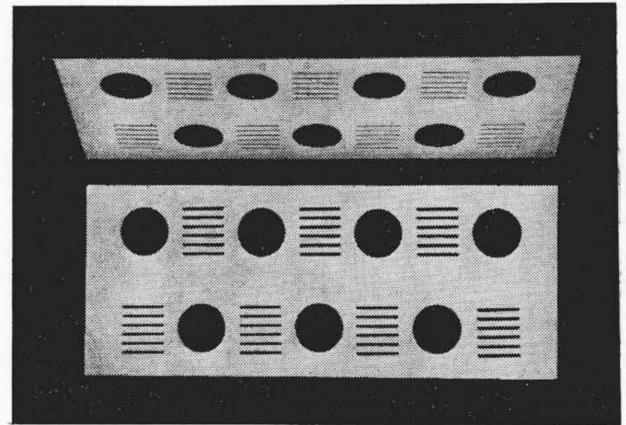
$$Q = \alpha_a A \theta_0 \dots\dots\dots(6)$$

- ここに α_a : 相当熱伝達率 (kcal/m²h°C)
- A : 空気側伝熱面積 (m²)
- θ_0 : フィン根本と空気との平均温度差 (°C)

この相当熱伝達率はフィンの厚さ、材質、パイプ径、パイプピッチなどによりすべて変化するものであり、任意の寸法をもつ熱交換器の大きさを決定しようとする場合にその寸法と同一の熱交換器の熱伝達率を知らなければならない不便がある。筆者らは適当な近似



第4図 相当熱伝達率の比較



第5図 スリットフィン

を行なって、風速のみの関係としての値を用いて次のような実験式を得ている⁽¹⁾。

$$\alpha_a = \frac{15.5 V_{max}^{0.578}}{1 + \frac{2L^2}{3\lambda_f s} \sqrt{\frac{p}{d}} 15.5 V_{max}^{0.578}} \dots\dots\dots(7)$$

ここに V_{max} : フィン間最大風速 (m/s)

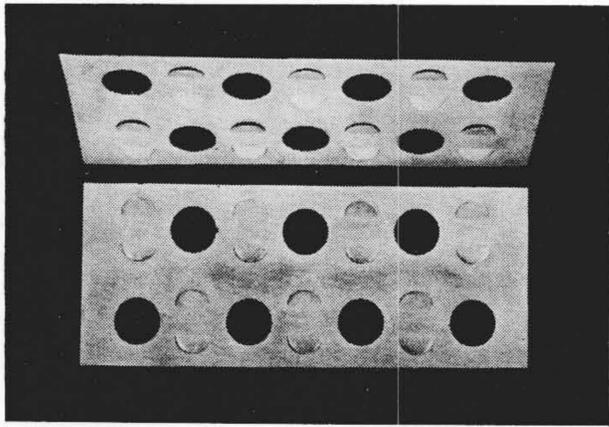
$$= \frac{p_f \cdot p_1}{(p_f - s)(p_1 - d_0)} V_f$$

- V_f : 熱交換器前面風速 (m/s)
- p_f : フィンピッチ (m)
- p_1 : パイプピッチ (m)
- s : フィン板厚 (m)
- d_0 : フィン根本外径 (m)
- p : 平均パイプピッチ = $(p_1 + p_2)/2$ (m)
- p_2 : パイプ列ピッチ (m)
- L : フィン高さ = $(p - d_p)/2$ (m)
- d_p : パイプ直径 (m)
- λ_f : フィン材料の熱伝導率 (kcal/mh°C)

この式を同一条件において Jameson⁽⁵⁾、内田⁽⁶⁾氏らの実験式と比較してみると第4図のようにほぼ同一の値を示している。図の中で鎖線で示してあるのは、第5図あるいは第6図のようなフィンにスリットまたは切り込みをつけて熱伝達率の増加をもくろんだものでそれによる効果はストレートフィンより13~15%高いものである。

3.2 通風抵抗

所定の風量、熱伝達率を得るために送風機を選択する場合熱交換



第6図 切込フィン

器の通風抵抗が問題となる。通風抵抗は熱伝達率と同じく風速が増すと高くなりその割合も個々の熱交換器によって異なる。この種の熱交換器の通風抵抗を算出する実験式はきわめて少なく Ganter & Shaw 氏⁽⁸⁾あるいは Kays & London 氏⁽⁴⁾らにより若干求められているが第1表に掲げた寸法範囲内で用いることができるものとして次の実験式を得ている⁽¹⁾。

千鳥形

$$\Delta p = 3.23 \times 10^{-4} n \frac{\left[\frac{2}{p_f} \left(p_2 - \frac{\pi d_0^2}{4 p_1} \right) + \frac{\pi d_0}{p_1} \right]^{1.30}}{p_2^{0.30}} \times \left[\frac{p_f \cdot p_1}{(p_f - s)(p_1 - d_0)} \right]^3 V_f^{1.70} \dots (8)$$

碁盤目形

$$\Delta p = 2.94 \times 10^{-4} n \frac{\left[\frac{2}{p_f} \left(p_2 - \frac{\pi d_0^2}{4 p_1} \right) + \frac{\pi d_0}{p_1} \right]^{1.30}}{p_2^{0.30}} \times \left[\frac{p_f \cdot p_1}{(p_f - s)(p_1 - d_0)} \right]^3 V_f^{1.70} \dots (9)$$

ここに Δp : 通風抵抗 (mmAq または kg/m²)
 n : 管列数

通風抵抗 Δp が熱伝達率 α_a と異なる点は、フィン間最大風速 V_{max} に対して後者がフィンピッチにほとんど無関係であるのに前者は非常に影響を受けることである。しかしこれをフィン寸法を加味した摩擦係数 f で整理するとレイノルズ数 Re に対してほぼ一定の関係を導くことができる。すなわち摩擦係数 f 、レイノルズ数 Re を次式のように表わすと(8)(9)式の実験式は第7図のようになる。

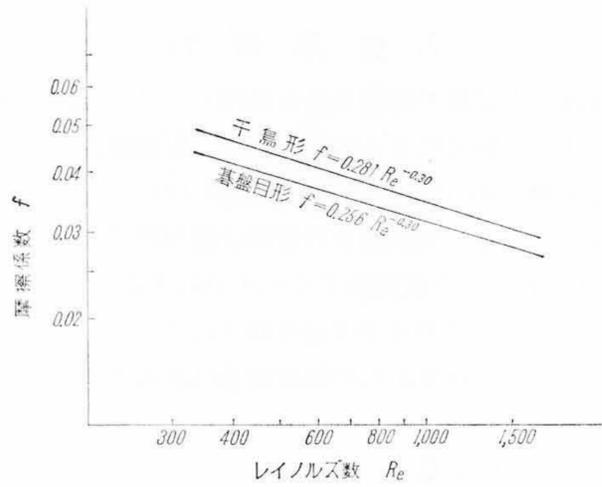
$$f = \frac{2g(p_f - s)(p_1 - d_0)}{\gamma \left\{ \frac{2}{p_f} \left(p_2 - \frac{\pi d_0^2}{4 p_1} \right) + \frac{\pi d_0}{p_1} \right\} p_f \cdot p_1} \cdot \frac{\Delta p}{V_{max}^2} \dots (10)$$

$$Re = \frac{4(p_f - s)(p_1 - d_0)}{\left\{ \frac{2}{p_f} \left(p_2 - \frac{\pi d_0^2}{4 p_1} \right) + \frac{\pi d_0}{p_1} \right\} p_f p_1} \cdot \frac{V_{max}}{\nu} \dots (11)$$

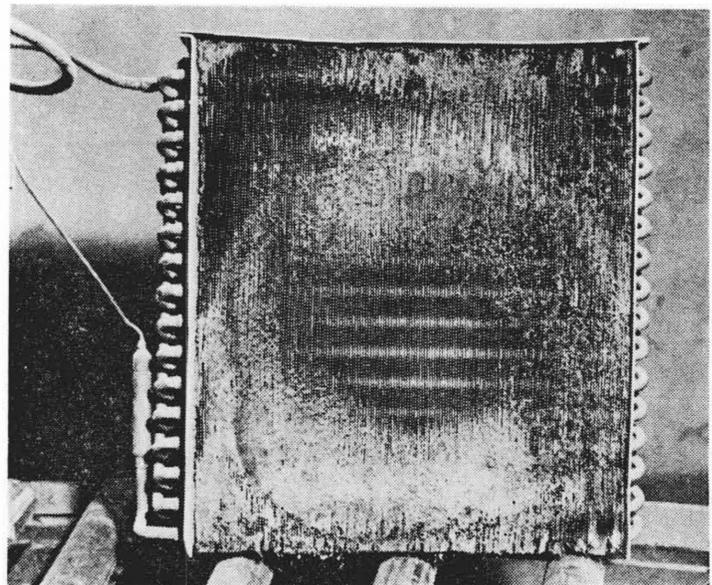
ここに g : 重力加速度 (9.8 m/s²)
 γ : 空気比重量 (kg/m³)
 ν : 空気動粘性係数 (m²/s)

3.3 ダストによる性能の低下

強制対流熱交換器、特に室外空気をそのままフィルタを通さないで送り込むルームクーラの凝縮器では、空気中に混じっているダストがフィンの表面に付着する。その結果フィン端面についた場合はその抵抗により風量が減少し、フィン表面についた場合はその熱抵抗により全体としての熱交換性能は急激に減少する。これらの性能低下はダストの種類、付着度によって異なるが第8図に示すようにダスト付着過負荷試験を行なったものの性能低下は、ルームクーラの凝縮器側プロペラファン(標準風量 9.7 m³/min)を用いたとき付着なしの状態に対し風量低下 43%、性能低下 35% であった。この



第7図 摩擦係数 f



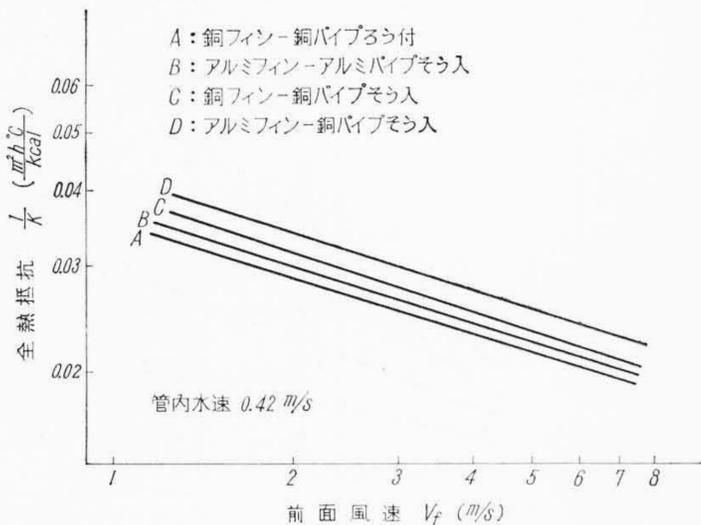
第8図 ダスト付着状態

場合は風量の減少による影響が大きいわけであったが、フィン表面にのみ付着したダストによる性能低下度は6ヶ月間カークーラ用として使用した凝縮器において10%の熱貫流率の低下を示した例がある。

3.4 フィンとパイプとの接触熱抵抗

(5)式の第4項はパイプの壁を通過するときの熱抵抗を示すものであるが、パイプの厚さ δ が極端に大きくならないかぎり、熱貫流率 k に対してはほとんど無視できるほどの値である。たとえば冷媒側熱伝達率 $\alpha_R = 1,000 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$ 、空気側相当熱伝達率 $\alpha_a = 40 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$ 、冷媒側と空気側との面積比 $A_i/A = 1/15$ のとき、パイプの板厚が 1 mm から 5 mm に、またパイプの材料熱伝導率が $320 \text{ kcal/mh}^\circ\text{C}$ (銅) から $150 \text{ kcal/mh}^\circ\text{C}$ (アルミ) になっても k に及ぼす影響はわずか 1.2% である。

これに対して第3項のフィンとパイプの接触熱抵抗 R_2 は k に与える影響が少なくない。すなわちパイプとフィンがろう付あるいは一体の場合は接触熱抵抗は零であるが、第2図に示すようなフィンとパイプが単にそう入圧接されている場合には、その間げきの大小、または正味接触面積の大小により熱の通過度は大きく変化する。この理由はパイプとフィンとの間げきに存在する空気の熱伝導率が金属の約 1/5,000 も低いからであり、この接触熱抵抗については Dart⁽⁹⁾、Gardner氏⁽¹⁰⁾らの実験によると k に及ぼす影響は40%にも達している。著者らがパイプ径 9.5 ϕ 、フィン厚さ 0.3 mm、平均パイプピッチ 25 mm、フィンピッチ 2 mm の寸法のもとに、パイプ、フィンが銅とアルミを組み合わせたモデル放熱器を用いて比較試験を行なった結果、第9図のような差異を示した。各放熱器ともパイプ拡大度は 5% (9 \rightarrow 9.5 ϕ) であるが図に見られるように、銅パイプ-アルミフィンそう入のものはフィンとパイプをろう付したものより約 20% も高い熱抵抗を示している。また材質熱伝導率の2倍も



第9図 接触熱抵抗

高い銅パイプ—銅フィンそう入より、アルミパイプ—アルミフィンそう入のほうが全熱抵抗が低いのは、圧着時のフィンとパイプとのなじみが軟質のアルミ同士のほうがよいためと推定される。

3.5 冷媒側熱伝達率

ルームクーラに使用されている冷媒は主としてR-12, R-22である。圧縮機からはいったガス冷媒が凝縮されて液化するまでのパイプ内の状況は判然としないが、第3図において気相線までの過熱部⑧-⑨は完全ガスのままで冷却されていき、飽和域にはいった所からパイプ内は未凝縮ガスと液化冷媒とに別れ水平管内を流れて行く。この場合各段の水平パイプ内には、液化冷媒の粘性に対し液の自重とガス冷媒の流れに見合っただけの凝縮液が底にたまっていると考えられ、最後にパイプ内全体が完全液で満たされて流れ、膨張弁には行って行く。パイプ全長をガス域、飽和域、液域の各領域が占める割合は大体15~25%, 70~80%, 5~10%程度である。

冷媒がガス状、または液状の完全流体の場合は、冷媒とパイプ内壁との熱伝達率 α_a は次に示すような一般によく知られた実験式が求められている⁽¹¹⁾。

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \dots \dots \dots (12)$$

$$Nu = \frac{\alpha_R \cdot d_i}{\lambda_R} \dots \dots \dots (13)$$

$$Re = \frac{V_R \cdot d_i}{\nu_R} \dots \dots \dots (14)$$

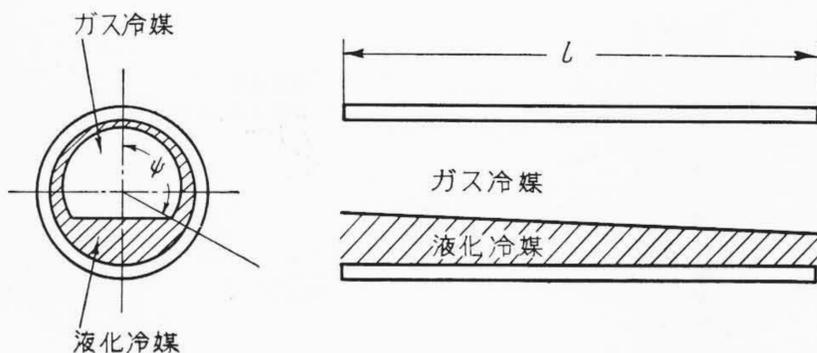
$$Pr = \frac{c_p \mu_R}{\lambda_R} \dots \dots \dots (15)$$

- ここに V_R : 冷媒の平均流速 (m/h)
- d_i : パイプ内径 (m)
- ν_R : 冷媒動粘性係数 (m²/h)
- α_R : 冷媒熱伝達率 (kcal/m²h°C)
- λ_R : 冷媒熱伝導率 (kcal/m²h°C)
- μ_R : 冷媒粘性係数 (kg/mh)
- c_p : 冷媒比熱 (kcal/°Ckg)

著者らは長さ1m, 内径7mmの冷媒を流す内管と、同じく16mmの冷却水を流す外管からなる冷媒熱伝達測定用二重管を用いてガス域と液域の熱伝達率を測定した。

冷却水の温度上昇から求めた熱量から算出した実験値に対して、冷媒流量測定用オリフィス(オリフィス係数0.60, 差圧増幅は必ず増幅器使用)を用いて求めた冷媒流量を、(13)~(15)式に代入して得た α_R は多少のばらつきはあるがほぼ一致した。

ガスがパイプ内で凝縮液化する場合(飽和域)の熱伝達は液体または気体の場合に比べて非常に大きい、これはガスが低温の境界面に触れて凝縮するときに発生する凝縮潜熱が多量に出るため、そ



第10図 水平管内凝冷媒状態

第2表 β の値

ϕ°	0	20	40	60	80	100	120	140	160	180
β	—	0.9017	0.8962	0.8869	0.8738	0.8566	0.8350	0.8083	0.7750	0.7279

の時凝縮してできている薄い膜を通して熱はパイプ内壁に達する。したがって理論的に凝縮熱伝達率は膜の厚さと膜の熱伝導率、比熱などの熱的物性値の関数として表わすことができる。Nusselt氏⁽¹²⁾は凝縮時の熱伝達がすべて伝導によるものとしてこの解を求めた。そしてChaddock氏⁽¹³⁾は管底にたまった液化冷媒の占める割合を考慮してNusseltの式を修正した計算法として次のような方法を示している。

すなわち第10図のような水平管内に流れる液化冷媒からの熱伝導は無視してガスが接触している面 $\phi \cdot d_i$ へのみ熱が伝達されるものと考えると平均熱伝達率 α_s は次のように表わされる。

$$\alpha_s = \frac{\phi}{\pi} \alpha_\phi \dots \dots \dots (16)$$

$$\alpha_\phi = \frac{\beta \Omega}{(D_i \cdot \theta_R)^{0.25}} \dots \dots \dots (17)$$

$$\Omega = [\lambda_R^3 \cdot \rho_R (\rho_R - \rho_v) g \cdot \gamma / \mu_R]^{0.25} \dots \dots \dots (18)$$

$$\phi = \pi - \left[0.47 J \frac{l (\theta_R)^{8/4}}{d_i^{2.75}} \right]^{0.142} \dots \dots \dots (19)$$

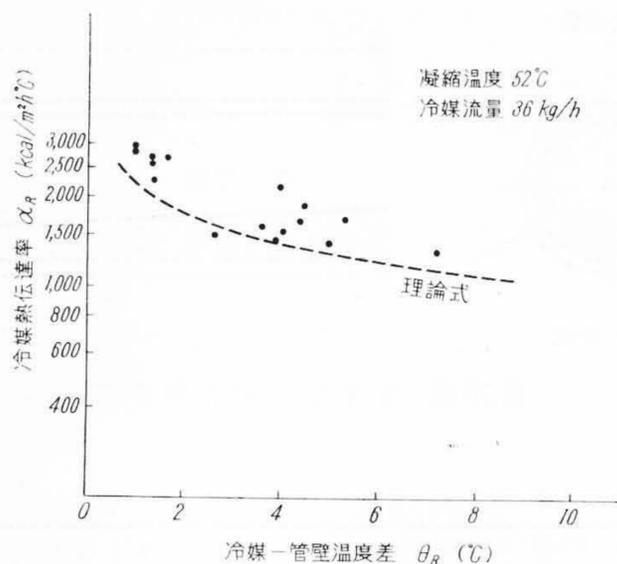
$$J = \left[\frac{\lambda_R^3 (\rho_R - \rho_v) g}{\mu_R \rho_R^3 \gamma^3} \right]^{0.25} \dots \dots \dots (20)$$

- ここに α_s : 平均凝縮熱伝達率 (B. T. U./ft²h°F)
- α_ϕ : 薄膜部の熱伝達率 (B. T. U./ft²h°F)
- β : 薄膜面積の関数
- λ_R : 液化冷媒の熱伝導率 (B. T. U./ft·h°F)
- ρ_R : 液化冷媒の比重量 (lb/ft³)
- ρ_v : ガス冷媒の比重量 (lb/ft³)
- g : 重力加速度 (4.16 × 10⁸ ft/h²)
- γ : 冷媒の蒸発熱 (B. T. U./lb)
- μ_R : 液化冷媒の絶対粘度 (lb/h·ft)
- ϕ : 薄膜角度 (rad)
- θ_R : 冷媒とパイプ内壁との温度差 (°F)
- l : パイプ長さ (ft)
- D_i : パイプ内径 (ft)
- d_i : パイプ内径 (in)

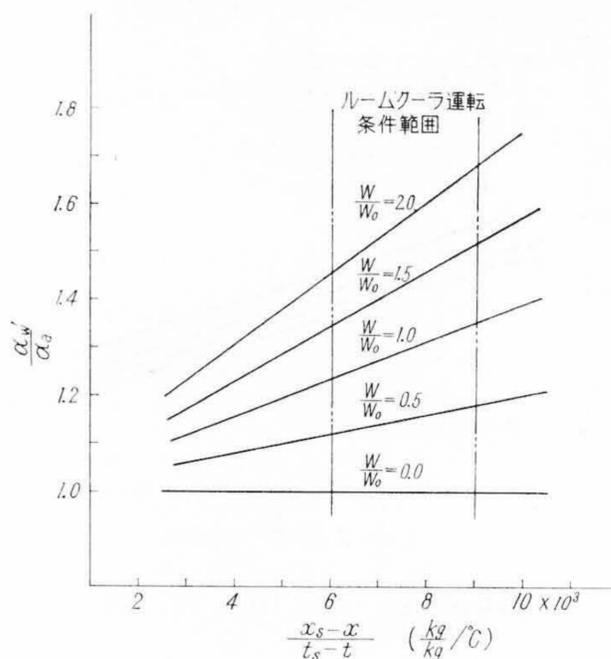
ϕ と β の関係は第2表によって与えられる。

実際には底部の液冷媒あるいはガス冷媒の対流による熱伝達もあろうし、特にルームクーラの凝縮器のように水平管が多段に直列に配管されている場合は各管に存在する冷媒の量も定かでないので理論的算出は困難であるが、さきに述べた二重管の装置での実験結果と計算値と比較してみると第11図のようになった。

実測値のほうが計算値より高い値を示しているのは理論(16)式が自然循環の冷媒流れから導いていることと、対流による伝導を無視して導いているのに起因していると考えられる。



第11図 R-22 凝縮熱伝達率



第12図 スプラッシュ効果

3.6 スプラッシュ効果

現在市場に出ているルームクーラのほとんどすべては、室内側冷房用の蒸発器において空気から除湿した水 (drain) を凝縮器の下部に導き、プロペラファンの力で凝縮器の表面に吹きかけてこれを蒸発させ、drain 処理とともに凝縮器の放熱効果をさらに高める作用をしている (Splash effect)。

この場合、吹きかけられた水滴が空気中で蒸発する量と、フィン表面で蒸発する量との比によりその効果は異なるが、表面が均一にぬれているときの熱伝達率の式⁽¹⁴⁾

$$\alpha_w = \alpha_a \left(1 + 2,420 \frac{x_a - x_s}{t_a - t_s} \right) \dots\dots\dots (21)$$

- ここに α_w : フィン表面が一様にぬれているときの空気側相当熱伝達率 (kcal/m²hC)
- α_a : フィン表面が乾燥しているときの相当熱伝達率 (kcal/m²hC)
- x_a : 空気平均絶対湿度 (kg/kg)
- x_s : 管表面温度の飽和絶対湿度 (kg/kg)
- t_a : 空気平均温度 (C)
- t_s : 管表面温度 (C)

をもとに次の実験式を得ている。

$$\alpha_w' = \alpha_a \left(1 + 2,420 \eta \frac{x_s - x_a}{t_s - t_a} \right) \dots\dots\dots (22)$$

- ここに α_w' : ドレン量が W kg/h のときの熱伝達率 (kcal/m²hC)
- η : ぬれ面係数 = $f\left(\frac{W}{W_0}\right)$
- W: ドレン量 (kg/h)
- W₀: 標準ドレン量 (kg/h)

ぬれ面係数 η というのは総吹掛水量のうちフィン表面に有効に働く割合を示すもので次式の関係がある。

$$\eta = \frac{A' + A''}{A} \dots\dots\dots (23)$$

- ここに A: 空気側伝熱面積 (m²)
- A': フィン表面のぬれ面積 (m²)
- A'': 空中で蒸発する水滴の表面積 (m²)

また標準ドレン量 W₀ は室内空気条件が 27C, 65% R.H, 室外空気条件が 35C, 40% R.H のルームクーラ冷房運転の際得られる除湿水量である。

吹掛量 W と空気湿度条件により熱伝達率の増加度 α_w'/α_a は異なり第12図のようになる。たとえば室内条件が 27C, 50% R.H として計算すると約10%の α_a の増加を期待することができることになる。

4. 結 言

フィン形熱交換器の性能を示す熱貫流率に対し影響を及ぼす因子について種々検討を加えた。これを要約すると次のとおりである。

- (1) 空気側熱伝達率は熱貫流率に対し 65% 程度の影響を及ぼすものであるからこれを増加することを考えねばならない。フィンに切り込み、スリットをつけると 15% 程度の熱伝達率の増加を見た。
- (2) フィンにダストが付着すると風量が急激に減少し空気側熱伝達率が低下する。その度合は 10~35% にも及ぶことがある。
- (3) フィンがぬれている場合、熱伝達率は乾燥状態より増加し、ルームクーラ凝縮器としては、その割合はぬれ面係数によって変わる (第12図)。
- (4) フィンまたはパイプの材質による熱抵抗はほとんど無視することができるが、フィンとパイプとの接触熱抵抗は、その密着度により熱貫流率を 7% 減少させることがある。
- (5) ガスまたは液域の冷媒熱伝達率は飽和域の約 1/3 であり (12) 式で求められる。飽和域における冷媒熱伝達率は筆者らの実験では理論式 ((16) 式) より若干高い値を得た。

参 考 文 献

- (1) 松村, 埋橋, 太田: 日立評論 44, 1228 (昭37-8)
- (2) 栗野, 葛岡: 伝熱工学, 113 (1957)
- (3) D. Kern: Process Heat Transfer., 554 (1950)
- (4) Kays & London: Compact Heat Exchanger., 113 (1955)
- (5) S. Jameson: A. S. M. E. Trans., 67, 633 (1945)
- (6) 内田: 衛生工業協会誌, 34-7, 32 (1960)
- (7) 青木: 冷凍, 20-96, 558 (1954)
- (8) Ganter & Shaw: A. S. M. E. Trans., 67, 643 (1945)
- (9) D. Dart: A. S. H. R. A. E. Journal., 5, 67 (1959)
- (10) K. Gardner: A. S. M. E. Trans., 82, 276 (1960)
- (11) 日本機械学会: 伝熱工学資料, 29 (1959)
- (12) Musselt: V. D. I., 60, 541 (1916)
- (13) J. Chaddock: Refrig, Engng., 4, 36 (1957)
- (14) 内田: 空気調整の基本計画, 207 (1955)