

空調用熱交換技術

Heat Transfer Technology for Air-Conditioning

伊藤正昭*・千秋隆雄**

Masaaki Itoh

Takao Senshu

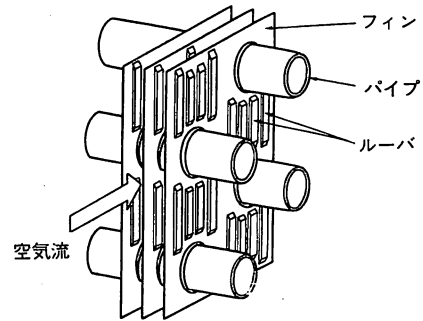
1. はじめに

我が国のルームエアコンおよびパッケージエアコンは、昭和40年代から急速に普及しはじめ、今年年間6,000億円に達する大きな市場に成長した。その間第1次、第2次石油ショックの影響を直接受け、官民一体となって省エネルギー、省資源に取り組んだ結果日本の空調機は世界のトップレベルに達した。石油ショック後のヒートポンプによる暖房は、外気温度が7℃以上であれば、灯油燃焼式暖房機より省エネルギー(1次エネルギー換算)となり、しかもクリーンである。

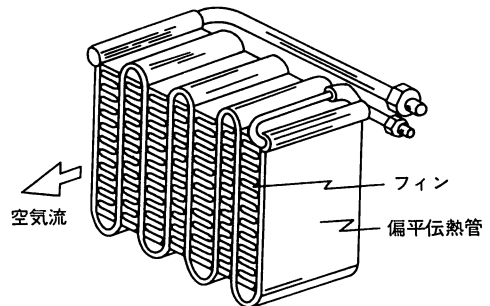
このような空調機の省エネルギー化が達成できた背景には、圧縮機の高効率化とともに、熱交換技術の向上があった。ここではルームエアコン、パッケージエアコンおよびカーエアコンに用いられている熱交換技術について述べる。熱交換技術としては、熱交換器そのもの(ハードとしての熱交換器)の他に、熱交換器を最適に設計する技術(ソフトとしての熱交換技術)が重要である。前半はフィンや伝熱管に関する最近の開発技術について、後半はこれらを組み合わせた設計手法について述べていきたい。範囲が筆者の関係した狭い範囲にとどまってしまうことをお許しいただきたい。

2. フィンの伝熱性能向上

空調用熱交換器の中で最も熱抵抗の大きい部分が、空気と熱交換するフィンである。従ってフィンは、伝熱面積をできるだけ多くとれるような構造になっている。図-1に空調用熱交換器の典型的な形状を示す。図-1(a)のクロスフィンチューブ形熱交換器は、細い円形パイプに多数の板状のフィンを通させた後、パイプを拡管して密着させたもので、ルームエアコン、パッ



(a) クロスフィンチューブ形熱交換器



(b) コルゲートフィン形熱交換器

図-1 空調用熱交換器の形状

ッケージエアコンに使用されている。図-1(b)のコルゲートフィン形熱交換器は、蛇行させた偏平伝熱管の間に細かく折りたたんだコルゲートフィン(図-7参照)をサンドイッチにし、ろう付けで接合したもので、主としてカーエアコンに用いられている。いずれの熱交換器もフィンの伝熱面積は、管内伝熱面積の5~20倍も大きくとれるが、それでもなお空気側の熱抵抗が全体の熱抵抗の中で支配的である。従って、フィンの熱伝達率向上は空調用熱交換器の性能向上にとって最も重要な研究課題である。フィンの性能にとってもう一つ大事な点は通風抵抗の低減である。通風抵抗が小さくなれば、ファンの動力は減り、騒音を小さくすることができる。しかし熱伝達率の向上と通風抵抗の低減は、相反する性質を有しており、両方を満足させることは

* ㈱日立製作所機械研究所第6部主任研究員

〒300 土浦市神立町502

** ㈱日立製作所清水工場内機械研究所

〒424 清水市村松390

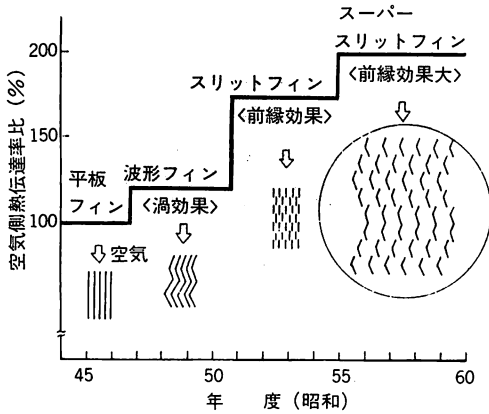


図-2 空調側熱伝達率の向上推移

非常に困難である。フィン全般に関しては、宝谷¹⁾の解説がある。

図-2は、昭和45年から現在までのフィンの空気側熱伝達率向上の推移を示したものである。昭和40年代に比べると、現在は約2倍の熱伝達率に達していることがわかる。この中から、ルームエアコン、パッケージエアコンに使われているスーパースリットフィンと、カーエアコン用蒸発器に用いられている傾斜ルーバコルゲートフィンについて解説する。

2.1 スーパースリットフィン

ルームエアコン、パッケージエアコン用熱交換器としては、図-1(a)に示すようなクロスフィンチューブ形熱交換器が使われている。約10年程前から、フィン表面に細かい切り起こし(ルーバと呼ぶ)を設けて、温度境界層をルーバ先端から新たに発達させ、全体としての温度境界層を薄くした結果、フィンの熱伝達率を大きく向上させることができた。このフィンを通りスリットフィンと呼び、その原理を図-3に示す。しかしながら、各ルーバが平らな場合、図-3のスリットフィンに示すように、上流側ルーバの境界層の中に下流側ルーバがすっかりはいつてしまうことが多く、熱伝達率向上のさまたげとなっていた。ここで述べるスーパースリットフィン²⁾の特長は、ルーバを剛性の高い山形に成形して流れの混合を促進させるとともに、上流側ルーバの直後には下流側ルーバが位置しないように各ルーバを配列することにより、熱伝達率をさらに大きく向上させたものである。スーパースリットフィンの代表的形状を図-4に示す。フィンの傾斜角度 θ (山形ルーバのルーバ傾斜角度 θ' に等しい)があまり大きくなると、通風抵抗が増大してかえって使いにくいフィンになってしまう。そこでフィン傾斜角度 θ をパラメータとして

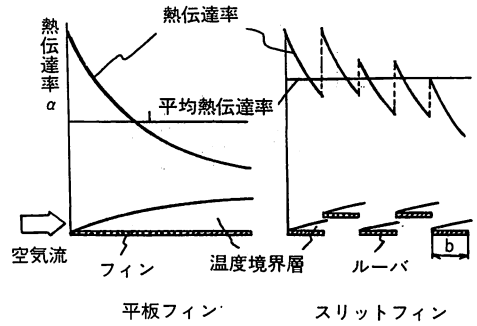


図-3 スリットフィンの高い熱伝達率の原理

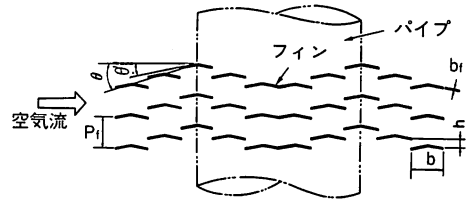


図-4 スーパースリットフィン断面図

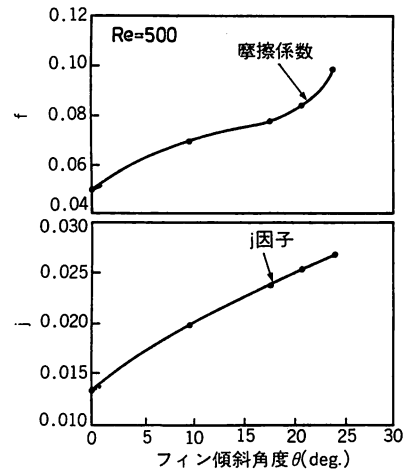


図-5 フィン傾斜角度と伝熱流動特性

各種形状の山形ルーバフィンの性能を整理したのが図-5である。縦軸には、フィンの表面熱伝達率をコルバンの j 因子で表わしたものと、通風抵抗を摩擦係数 f で表わしたものをとり、横軸にフィン傾斜角度 θ をとった。図-5より摩擦係数 f が急激に増大する直前のフィン傾斜角度17~20°の範囲が最適であることが分かる。最近ではフィン傾斜角度 θ とルーバ山角度 θ' を独立に変えてつくりことができるようになり、性能はさらに向上した。スーパースリットフィン間の空気の流れを可視化したものを図-6に示す。この写真は、空気の流れを水の流りに置きかえ、アルミニウムの微細な粉末を浮遊させて撮影したものである。ルーバの凹面に

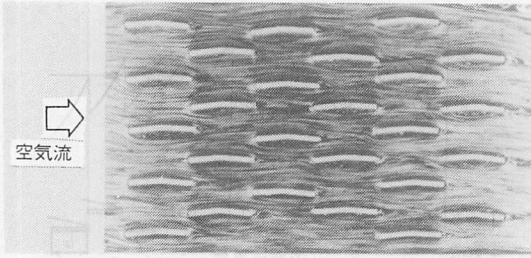


図-6 スーパーリットフィンの中の空気の流れ

わずかな渦が認められ、流れを適度に乱している。ルーバ配列も階段状になっており、上流側ルーバの境界層が、下流側ルーバをおおうことがない。

2.2 傾斜ルーバコルゲートフィン

図-1(b)に示したようなコルゲートフィン形熱交換器は、主として自動車用ラジエータ、カーヒータ、カーエアコン用凝縮器、蒸発器に用いられている。ここではカーエアコン用蒸発器に使われている傾斜ルーバコルゲートフィンについて流れの可視化を中心に解説する。コルゲートフィンの外観図を図-7に示す。図-7の

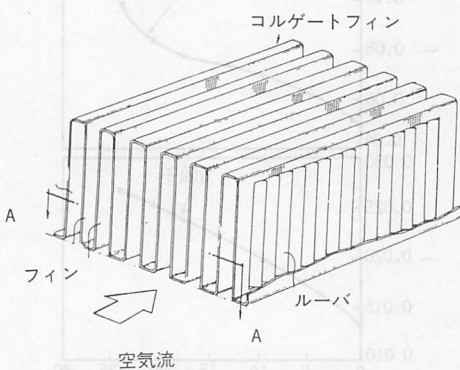


図-7 コルゲートフィンの外観図

コルゲートフィンをついにの折り線に平行なA-A断面図で切断するとルーバ群の配列状態が分かる。図-8は従来のルーバ配列とその流れの様子を示す。ルーバを幾つかの領域ごとに交互に上向きにしたり、下向き

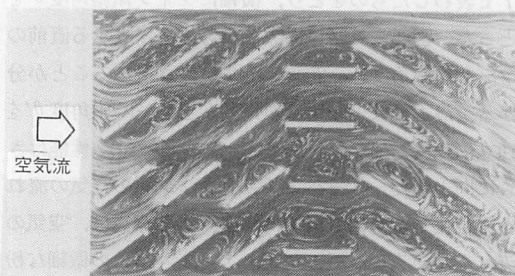


図-8 従来ルーバコルゲートフィンの中の流れ

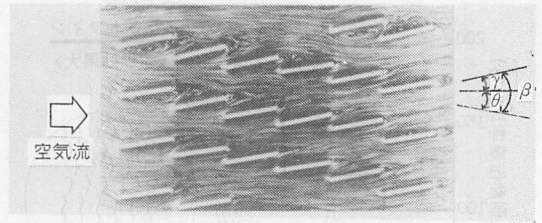


図-9 傾斜ルーバコルゲートフィンの中の流れ

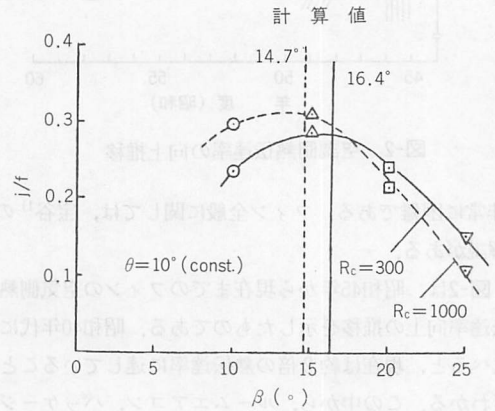


図-10 傾斜ルーバの最適形状

にしたりして流れをうねらせ、各ルーバの先端から境界層が発達することを期待している。しかし流れを曲げるために渦が生じ、通風抵抗が大きくなる恐れがある。そこで、このように流れを曲げないで、しかもすべてのルーバが有効に働くようにと考え出されたものが、傾斜ルーバコルゲートフィン³⁾である。このフィンには、フィン全体を流れに対して θ (フィン傾斜角度、図-9参照)だけ傾けるとともに、流れに対し迎え角 γ をもったルーバを設けたものである。流れを全体として曲げないためには、フィン傾斜角度 θ と迎え角 γ との間に一定の関係が成り立つ。図-9は、フィン傾斜角度 10° 、迎え角 10° の場合の流れの可視化写真である。流れはルーバの下側でわずかに剝離するが、全体としてほぼ流入方向に流れている。図-10は、コルバンの j 因子を摩擦係数 f で割った値で性能評価したもので、フィン傾斜角度 θ が 10° の場合の最適なルーバ傾斜角度 β ($\beta = \theta + \gamma$)が 15° 近辺であることが理解できる。この傾斜ルーバコルゲートフィンはカーエアコン用蒸発器として実用化されている。ラジエータを中心とする自動車用熱交換器については、ルーバ幅 b (図-3参照)、フィンピッチ P_f (図-4参照)の微小化に関する研究がなされている^{4, 5)}。

2.3 今後の動向

以上のように、最近20年間に空調用熱交換器フィン

は、目ざましい進歩を遂げたが、今後はどのような方向に向かっていだろうか。空調機の部品の中で大きな体積を占めている熱交換器の小形・軽量化はこれからの大きなニーズであると思われる。小形・軽量化を実現するためには、熱伝達率の高い高性能熱交換器フィンが要求される。図-11はそのための示唆を与える図である。横軸はルーバ幅、縦軸は熱伝達率である。熱伝達率を高くするためには、ルーバ幅を小さくし、できるだけ単独平板の理論解に近づけていくことが必要である。図中の微小ルーバは、これからの進むべき方向を示している。すでにルーバ幅1mm近くのものゝ製品化され始めており、ルーバの配列にも工夫がなされて、各ルーバが単独平板の熱伝達率に近い値を持つよう配慮されている。

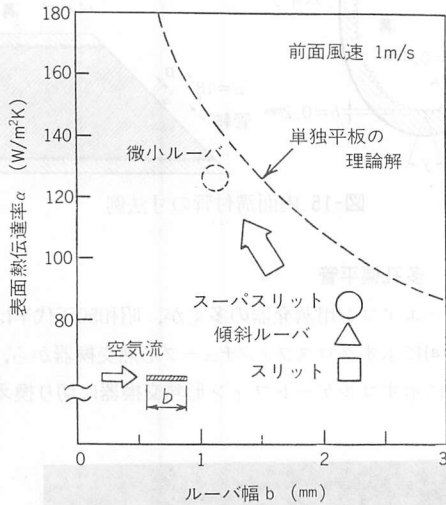


図-11 ルーバ幅と表面熱伝達率の関係

3. フィンの水切り性能向上

前章ではフィン表面が乾いた状態での性能について述べた。しかし、空調用熱交換器では、空気を冷却する場合に必ず空気中の水蒸気が凝縮して、露や霜となってフィン表面に付着する。付着した露や霜は、フィン間の空気流路をふさぎ、通風抵抗の増大、風量の減少をひき起こすので、空調機の性能を著しく低下させる。従って空調用熱交換器のフィンとしては、表面に付着した露や霜を、すみやかに除去する構造が必要である。霜を除去するには現在のところ、熱を加えて溶かすことが一般的であるから、露が付着する場合と同様、フィンの水切り性能を向上させることが重要な課題となってくる。

フィンの水切り性能を良くするためには、フィン表面を親水性にし、薄い液膜にして落とすことが効果的である。極端な撥水性(水をはじく性質)のフィンにして、水を玉のようにして落とすことも考えられるが、フィンピッチの狭い(通常は2mm以下)空調用熱交換器では採用することができない。

フィン表面を親水性にするには、現在のところ2通りの方法がある。1つはフィン表面に親水性の塗料を塗って表面の性質を変えることである。最近では、空調機メーカーと塗料会社が共同で研究開発した結果、耐久性のある親水性被膜が開発され^{6,7)}、ルームエアコン、カーエアコン、冷蔵庫などに広く採用されている。塗膜は、界面活性剤、合成シリカを樹脂に混ぜたものが一般的である。フィンに親水性被膜を塗った場合と、無処理の場合のちがいを図-12に示す。

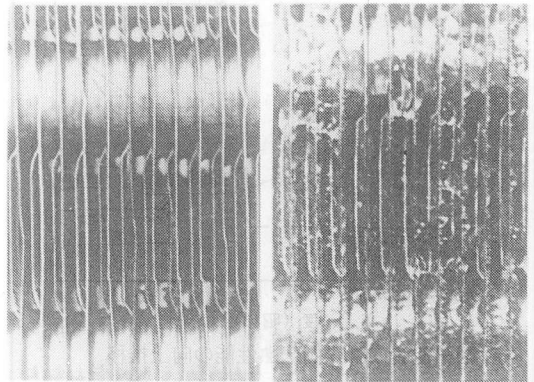


図-12 フィン表面の結露状況

フィン表面を親水性にするもう1つの方法は、フィン表面を粗くし、細かい(20μm程度)凹凸を付ける方法である⁸⁾。接着剤を塗る際、接着面をサンドペーパーで粗くすると接着剤の広がりが良くなるように、粗面は親水性を向上させる。しかし粗面を人工的に作るのはコスト高となるので、現在は使われていない。むしろ、コルゲートフィンと扁平伝熱管を接合する際に用いられるフラックスにより、フィン表面が結果的に粗くされていると思われる。

4. パイプの伝熱性能向上

フィンの高性能化とともにクローズアップされてきたのが、パイプ内面の熱伝達率の向上である。空調用熱交換器では、パイプの外側に多数のフィンをつけて伝熱面積をかせぎ、そのフィン部に空気を流し、パイプ内面にはフロン系冷媒を流して蒸発や凝縮を行わせ、

空気と冷媒間の熱交換を行っている。従ってパキブ内面の熱伝達率は、空気に比べれば20倍以上も高いが、管内面積はフィンに比べて1/20ということもあり得る訳で、熱抵抗としてはフィンに次いで大きな割合を占めている。

管内面の伝熱性能向上の推移を示すと図-13のようになる。昭和50年代半ばまでは、ルームエアコン、パッケージエアコン、カーエアコン用蒸発器とも平滑円管が使われていたが、その後ルームエアコン、パッケージエアコンには内面溝付管が、カーエアコン用蒸発器には多孔偏平管が使われるようになり、管内熱伝達率は1.5倍以上に向上した。内面溝付管と多孔偏平管について述べる。

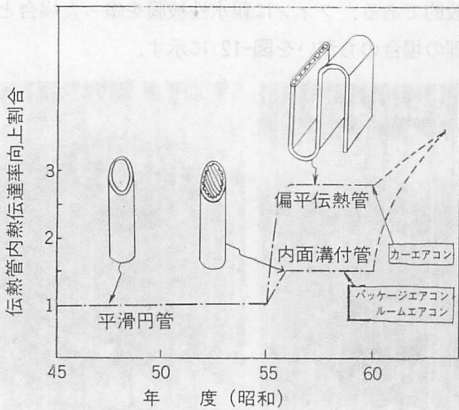


図-13 管内冷媒側伝熱性能の向上推移

4.1 内面溝付管

内面溝付管は、円管の内面に細かいらせん溝を設けたもので、フロン系冷媒の蒸発熱伝達率と凝縮熱伝達率を1.5~2.0倍に向上できる^{9,10,11)}。内面溝付管とスーパーリットフィンを組み合わせた例を図-14に示す。内面溝付管の特長は、圧力損失の増加がほとんどなく、平滑管とはほぼ同じ圧力差で冷媒を流すことができる点にある。これは管内二相流に特有な現象である。この特長を生かして、最近のルームエアコン・パッケージエアコンの大部分の熱交換器に内面溝付管が使用されている。内面溝付管の寸法の1例を図-15に示す。

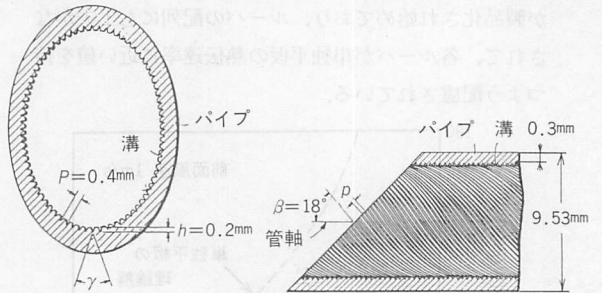


図-15 内面溝付管の寸法例

4.2 多孔偏平管

カーエアコン用蒸発器の多くが、昭和50年代半ばに図-1(a)に示すクロスフィンチューブ形熱交換器から、図-1(b)に示すコルゲートフィン熱交換器に切り換えら

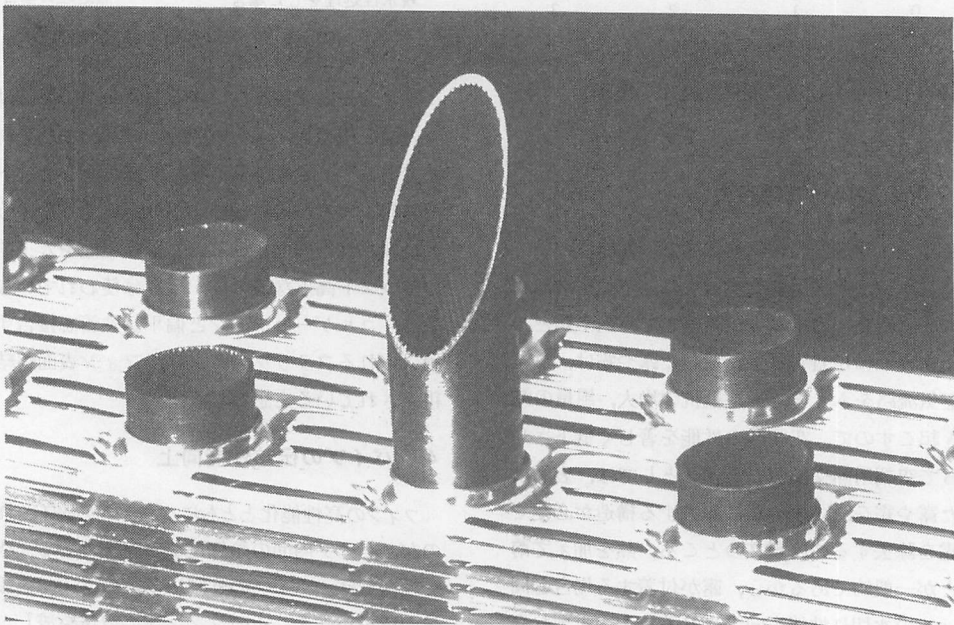


図-14 内面溝付管とスーパーリットフィンの組み合わせ

れている。その1つの理由が、多孔偏平管の採用によって、管内冷媒側面積が円管の約3倍に増加し、冷媒側の熱抵抗を著しく小さくできたことによる。図-13の挿絵に示すように、この偏平管内部は、多数の小さな穴に仕切られており、通常多孔偏平管と呼ばれている。多孔偏平管は円管と比較し、管内伝熱面積の増加により、みかけの熱伝達率を約3倍に向上させたのと同じ効果がある。しかも空気側の通風抵抗は、円管から偏平管に切り換えることによって低減できるので、この点でも好都合である。

5. 接触熱抵抗

フィンと伝熱管の性能が向上しても、その接合部の熱抵抗が大きければ空気から冷媒への熱の流れは悪くなる。フィンと伝熱管の間に存在する接触熱抵抗に影響を与える因子の内、重要なものは、フィンカラーと伝熱管を密着させる生産方法あるいは技術、及びフィンカラー形状である。

フィンと伝熱管を密着させる主な方法としては、

- (1) フィン圧入法：伝熱管外径より小径のフィンカラーを無理に管へ差し込んで密着させる。この方法は、大形の熱交換器の生産に適していないため最近ではあまり使われていない。
- (2) 拡管法：パイプ外径より大径のフィンカラーに管を挿入した後で、パイプを拡げる方法である。拡管法としては、管内に液圧をかけて拡げる方法（液圧拡管法）と、管内径より大きなボールやマンドレルを挿入して機械的に拡げる方法（機械式拡管法）がある。次にフィンカラー形状について述べる。図-16は拡管前のフィンカラー形状の代表的な2例を示している。形状Bは、Aに比べ拡管後の管との接触面積が大きい。また、平坦部を作るために、アイアニング加工を施すため、平坦部が鏡面になっている場合が多く、接触熱抵抗が形状Aの1/2程度になる。図-17は接触熱抵抗と拡管率〔拡管によってフィンカラー径が変化した割合； $\{(\text{拡管後のフィンカラー径}) - (\text{拡管前のフィンカラー径})\} / (\text{拡管前のフィンカラー径})$ 〕の関係を示している。

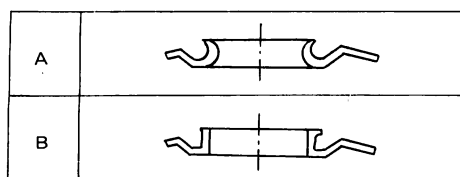


図-16 フィンカラーの形状

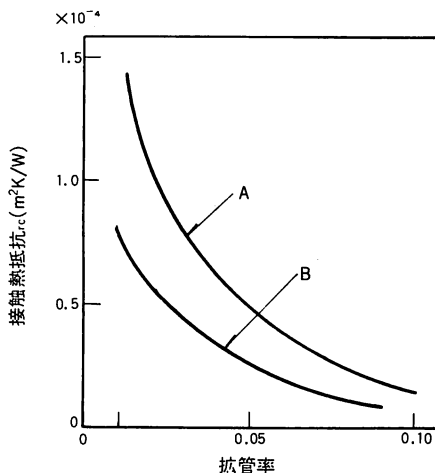


図-17 接触熱抵抗

示している。以上述べてきたように、熱交換器のハードとしての進展は、生産技術の進歩、発展なくしてはあり得なかったものであり、今後も生産技術とともに改良されていくであろう。

6. 熱交換器の設計法

前章までに、熱交換器単体の基本的な伝熱特性について述べた。これらの特性を用いて、エアコンの冷凍サイクル作動点をシミュレートしたり、あるいは、凝縮器や蒸発器を設計するわけであるが、実際に熱交換器がエアコンに用いられる場合には、熱交換器前面の風速が均一でない等、単体性能を十分に発揮できない条件下にある。このような状況のもとでの設計法や実働下での性能について以下に述べる。

6.1 凝縮器

(1) 伝熱計算モデル

冷凍サイクルにおける凝縮器では、単に冷媒蒸気が凝縮液化するだけではなく、過熱蒸気の冷却、凝縮した液の冷却も行っている。図-18はクロスフィンチューブ形熱交換器のパイプ内の冷媒流れ方向の冷媒温度分布を計算した例を示している。蒸気が凝縮する領域では、冷媒流の圧力損失が小さければ、ほぼ一樣な温度であるが、過熱蒸気や液の冷却領域すなわち単相流の領域では、冷媒の流れ方向に大きな温度勾配がある。したがって冷媒と空気の温度差のとり方が伝熱計算上の大きな留意点である。図-19は単相流及び二相流(凝縮)領域の冷媒及び空気の温度分布モデルを示しており、各領域でそれぞれの温度差を使って伝熱計算をする必要がある¹²⁾。

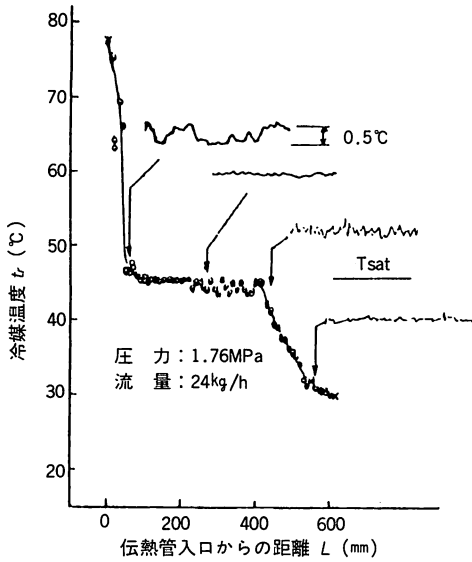


図-18 凝縮器内冷媒の温度変化

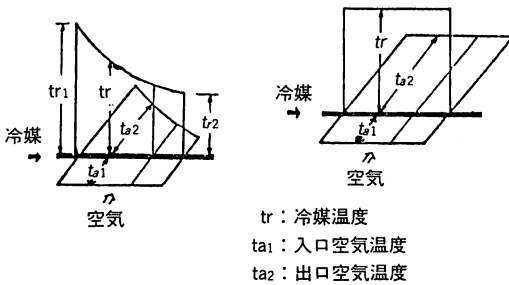


図-19 単相流領域及び凝縮領域の温度モデル

(2) 冷媒パス数と伝熱面積

クロスフィンチューブ形熱交換器では多数のパイプがバンドで連結され冷媒の通路を形成している。比較的大形のエアコンでは、多量の冷媒が冷凍サイクルを循環しており、この冷媒を熱交換器へ流す場合、冷媒の圧力損失があまり大きくならないように、冷媒を複数の通路に分けるようにしている。冷媒を何パスに分けて流すかによって熱交換器の性能は変化する。一例として表1に示されている条件を満たす伝熱面積を求

表1 凝縮器設計条件

熱交換器	冷媒(R22)	空気
フィン: スプスリットフィン	流量: 360kg/h	流量: 110m ³ /min
伝熱管: 内面溝付管	状態値: 	入口温度: 35°C
列数: 2列		

める。ここで、冷媒の平均凝縮圧力は、凝縮器入口の圧力 P_c と圧力損失によって設定され、次式のように定義してある。

$$P_{TP} = P_c - \Delta P_g - \frac{\Delta P_{TP}}{2} \dots\dots\dots(1)$$

ここに、 P_{TP} : 平均凝縮圧力、 P_c : 凝縮器入口圧力、 ΔP_g : ガス領域の圧力損失、 ΔP_{TP} : 凝縮領域の圧力損失

凝縮領域の平均冷媒温度 tr_{TP} は圧力 P_{TP} の飽和温度とする。計算結果は図-20に示されている。冷媒パス数が多くなると管内の冷媒圧力損失が小さくなるため凝縮温度が上昇して、空気と冷媒の温度差を大きくすることができる。しかし、冷媒流速が低下すると熱伝達率も小さくなるため、必要伝熱面積が増大する。一方、パス数を少なくすると、大きな冷媒圧力損失のために、冷媒側熱伝達率が大きくなるにもかかわらず、必要伝熱面積は増大する。

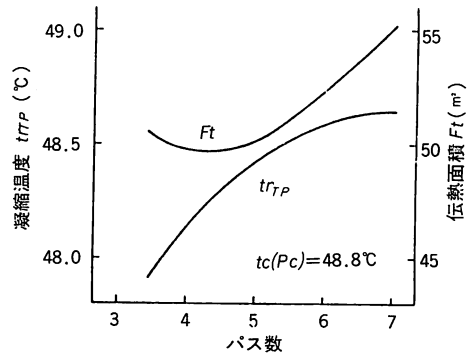


図-20 凝縮器伝熱面積とパス数の関係

(3) 冷媒、風速の分布

エアコンに組み込まれる熱交換器の前面風速は必ずしも均一にはならない。また、各パスに均一な冷媒量を流し込むことも難しい。このような不均一さが熱交換器にどのような影響を与えるかを定量的に把握して

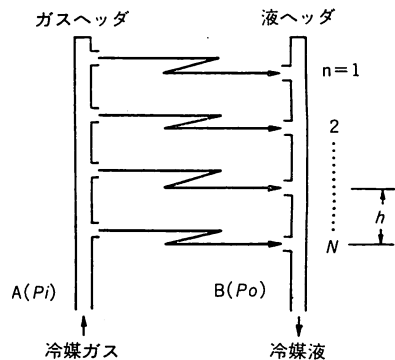


図-21 凝縮器モデル

おくことは重要である。図-21 に示されるような冷媒流路系をもった縦置きクロスフィンチューブ形熱交換器を取り上げて凝縮器特性を考察する。過熱ガス冷媒は入口ヘッドで分岐され各パスへ流入する。図中の点A(圧力 P_i)からB(圧力 P_o)までの冷媒の差圧は、どのパスを通っても等しく、次式で表わされる。

$$P_i - P_o = \text{一定} = \Delta P_n - (N - n) r_{rh} \dots\dots\dots(2)$$

ここに $n : 1 \sim N$ (上から数えた段数)

すなわち最下段のパスには液ヘッドが加わるために、そこを流れる冷媒量は少なくなる。

いま、熱交換器前面の風速に熱交換器の高さ方向に図-22 に示されるような分布がある場合の各パスの冷媒流量と出口冷媒温度を求めた結果が、同図に示されている。最上段のパスにおいては、伝熱管内圧力損失が最下段の圧力損失により $(N - 1) r_{rh}$ だけ大きくなるまで冷媒流量は流れようとする。しかし、風速が低いために単位伝熱管長さ当りの圧力損失の大きな二相流領域が多くなって、結局2, 3段目の流量より少ない状態となっている。このような冷媒の流量分布は熱交換器の性能に影響を与えるので、設計に際しては十分に考慮する必要がある。

6.2 蒸発器

(1) 伝熱計算法

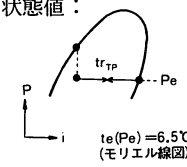
エアコン用の蒸発器は空気温度を下げるだけでなく、空気中の水分をも凝縮させる。特にヒートポンプ式エアコンの暖房運転時には室外に置かれた熱交換器に霜が付着する場合がある。このように熱と物質とが

同時に移動するときの伝熱計算は凝縮器の場合に比べて複雑である。従来は、このような条件の伝熱計算に対して空気側の伝熱性能として相当エンタルピ伝達率(熱交換器のパイプ表面温度に相当する飽和空気と平均周囲空気のエンタルピ差を駆動力とする)を実験的に求め、これを使って冷媒側からと空気側からの熱バランスを計算していた。しかし、相当エンタルピ伝達率は空気の温湿度やフィンの温度によって変化する性質があり、ある温湿度条件で得られた実験結果を広く利用することは計算精度を低下させる。最近では、フィンの局所熱伝達率と局所物質移動係数とはLewisの法則で関係づけられることを利用して蒸発器の伝熱計算を行う方法がとられるようになってきた¹³⁾。

(2) 冷媒パス数と伝熱面積

一例として表2に示されている条件を満たす熱交換器の伝熱面積と冷媒パス数の関係を説明する。ここで冷媒の圧力は蒸発器出口(P_e)で設定され、伝熱管内平均蒸発圧力 P_{TP} は次式で定義してある。

表2 蒸発器の設計条件

熱交換器	冷媒(R22)	空気
フィン: スーパリットフィン 伝熱管: 内面溝付管 列数: 3列	流量: 360kg/h 状態値: 	流量: 35m ³ /min 入口乾球温度: 27°C 入口湿球温度: 19.5°C

$$P_{TP} = P_e + \frac{1}{2} \Delta P_{TP} \dots\dots\dots(3)$$

ここに、 ΔP_{TP} : 蒸発器内冷媒圧力損失
蒸発器内平均冷媒温度 t_{rTP} は、圧力 P_{TP} の飽和温度とする。計算結果は図-23に示されている。冷媒パス

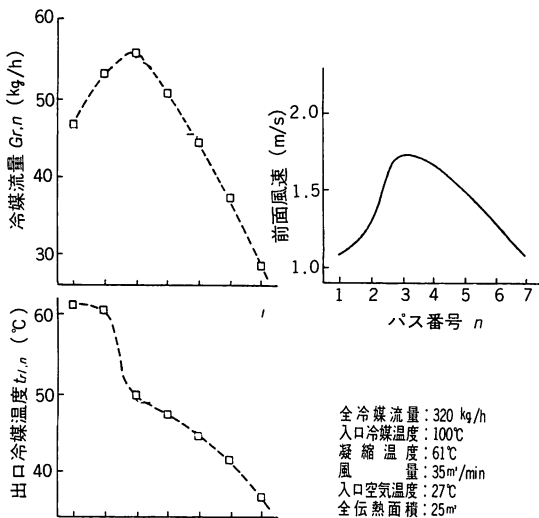


図-22 風速分布がある場合の凝縮器特性

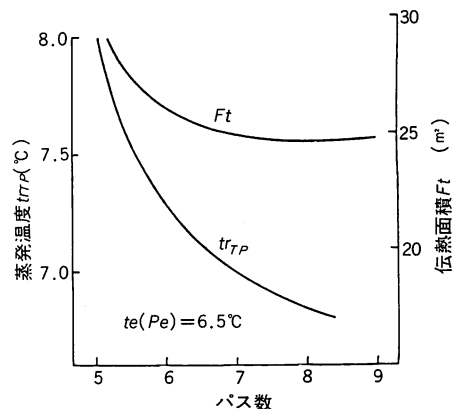


図-23 蒸発器伝熱面積とパスの関係

数を多くすると冷媒温度は下がるものの、冷媒側熱伝達率の低下と相殺して必要伝熱面積は、ほぼ一定になることがわかる。

ヒートポンプ式エアコンでは、運転モードによって一つの熱交換器が蒸発器としても凝縮器としても使われるので、一方の伝熱計算だけで最適なパス数を決めることはできず、ヒートポンプサイクル全体の特性を考えて何が最適かを見出す必要がある。

(3) 着霜時の性能

ヒートポンプ式エアコンが暖房モードで運転されており、そのときの室外熱交換器(蒸発器として働く)の温度が 0°C 以下で、かつ外気の露点温度より低い場合には、室外熱交換器の表面に霜が付着する。フィン表面に霜が付着すると空気の流れ抵抗が増加して送風量は減少する。その結果、熱交換能力は低下し、暖房能力も減る。したがって、ある程度霜が付着した時点でこれを取り除く除霜運転が必要である。着霜速度は、蒸発器を流れる冷媒温度や風速によって大きく変化する特性をもっているため、ヒートポンプサイクルの設計点のとり方や室外熱交換器の設計の上手下手が除霜のタイミングにまで影響を与える。図-24には先に述べられているスーパースリットフィンと内面溝付管で構成されている熱交換器を使って、空気と冷媒が熱交換した場合の着霜速度と冷媒温度の関係が示されている。同図から分かるように風速が高くなるほど着霜開始の冷媒温度は低くなるが、冷媒の蒸発温度に対する着霜速度の傾きは大きくなる。

着霜時の通風抵抗は、着霜量、霜の密度、フィン面の着霜分布等によって異なる。通風抵抗が変化するとファンの空力特性やファンモータのトルク特性との組み合わせで風量が変わる。その結果図-24で述べたように着霜速度が変わるので、時々刻々の着霜特性及び

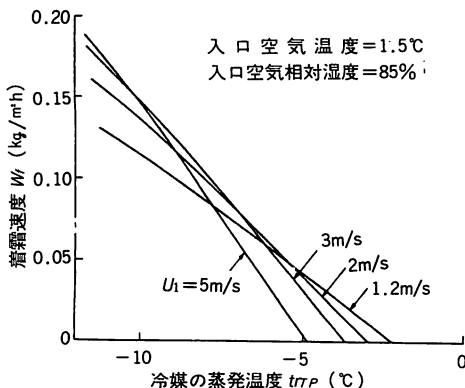


図-24 着霜速度と冷媒蒸発温度の関係

それがヒートポンプサイクルに与える影響は変化する。これらの基礎データを明確にすることが、室外熱交換器を設計する重要な技術である。

以上述べてきたように、熱交換器のソフト技術としては、複雑な現象をシミュレートする計算機の活用が必要であり、今後CAD化が進むと思われる。

7. おわりに

筆者の関係した狭い範囲内で空調熱交換技術について解説した。読者諸兄にいささかなりと役立つことができれば望外の幸せである。

参考文献

- 1) 宝谷幸男; フィンコイル熱交換器の伝熱, 冷凍, 57巻, 655号(1982-6), 464~472.
- 2) 畑田敏夫, 千秋隆雄; 空調用熱交換器の山形断面ルーバフィンの伝熱特性, 日本機械学会論文集(B編), 50巻, 453号(1984-5), 1415~1420.
- 3) 田中武雄, 伊藤正昭他; 傾斜ルーバコルゲートフィン熱交換器の開発, 日本機械学会論文集(B編)49巻, 42号(1983-6), 1204~1213.
- 4) 石丸典生; 自動車用熱交換器の現状と将来, 機械の研究, 37巻, 10号(1985), 1113~1118.
- 5) 平松道雄, 梶野幹夫; ラジエータの改良・研究, 内燃機関, 25巻, 2号(1986), 21~28.
- 6) 畑田敏夫, 中野一二他; 親水性表面被膜による空気冷却器の水切れ性向上, 冷凍, 57巻, 654号(1982-4), 341~347.
- 7) 三代沢良明; 空調器用熱交換器の表面処理, 塗料の研究 No.109(1984), 73~78.
- 8) M. Itoh, H. Kimura 他; Development of Air Cooling Heat Exchangers with Rough-Surface Louvered Fins, ASHRE Transaction, Vol. 88, Pt. 2(1982).
- 9) 伊藤正昭, 木村秀行; 内面らせんみぞ付き管の沸騰熱伝達率と圧力損失, 日本機械学会論文集(B編), 45巻, 389号(1979-1), 118~126.
- 10) 八月朔日浩, 伊藤靖彦他; 最近の空調用伝熱管, 冷凍, 59巻, 683号(1984-9), 854~866.
- 11) 宝谷幸男; 冷凍装置と伝熱, 冷凍, 57巻, 655号, (1982-6), 444~451.
- 12) 千秋隆雄; 空気-冷媒熱交換器の設計・選定, 冷凍, 59巻, 682号(1984-8), 731~739.
- 13) T. Senshu et al.; Heat and Mass Transfer Performance of Air Coolers Under Wet Conditions, ASHRAE Transactions, Vol. 87, pt. 2(1981).