

低炭素社会実現のための空調設備

－熱交換器の将来像－

鹿園直毅

1. はじめに

近年の資源価格の変動や地球温暖化問題を受けて、冷凍空調機器の高い省エネルギー性能への期待が高まっている。その一方で、代替冷媒化、低コスト化、実使用条件での性能向上等、空調機を取り巻く課題は多い。空調用熱交換器もその基本構成要素として、上記のニーズに応えるために更なる技術的進化が求められる。筆者は、熱工学を専門としているため、話題が熱交換器中心になってしまうことについては、どうかご容赦頂きたい。

筆者は、約10年前に本誌にて空調用熱交換器の解説¹⁾を著した。その後から現在までの動向については、佐々木の解説²⁾を参照されたい。ここで、あらためてこの10年間の空調用熱交換器の進展を振り返ってみると、細径化や溝付管内面形状等の漸進的な改良は進められたものの、ドラスティックな変化は起きなかった。長年の技術蓄積を考えれば当然のことかもしれないが、本当に熱交換器は技術的に飽和してしまったのだろうか。もしそうであるなら、粛々と低コスト化を進めるだけのことであるが、空調機を取り巻く環境が大きく変化している中で、10年後、20年後のエアコンに現在と異なるタイプの熱交換器が搭載されている可能性も十分考えられる。以下、熱交換器を例に空調機の将来について独断と偏見を交えて考えてみたい。

2. 空調機を取り巻く環境

民生部門のエネルギー消費削減が急務となっているが、空調機に限らず、民生品の需要端でのエネルギー消費に関する実地データは非常に限られており、不明な点が多い。ごく最近になって、エアコンの実使用条件での性能測定結果等が発表されるようになってきた。図1に、エアコンの実際の冷暖COPを地域ごと、断熱性能ごとに見積もった例を示す³⁾。定格COPのカタログ値に比較して、実際の冷房COPは高く、暖房COPは低い。また、部分負荷特性の低下により、断熱

性能が高い家ほど暖房 COP が低下するという皮肉な結果となっている。熱交換器を含め、全ての要素について部分負荷特性を一層重視した設計が求められる。具体的には、低コストと運転レンジの広さの両立が求められる。暖房時の COP 低下の主な原因として、暖房運転期間における部分負荷運転の割合が大きいことに加え、室内外温度差が冷房時よりも大きいこと等が挙げられる。快適性の観点から、暖房吹き出し温度を下げることは難しく、室内外温度差が大きくなる暖房の省エネは本質的に冷房よりも難しいと言える。

続いて、図 2 に 1989 年エアコンの月ごとの出荷台数の割合を示す⁴⁾。5 月から 8 月までにはほぼ半数が出荷されている。その一方で、11 月から 2 月の暖房シーズンは全体の約 2 割である。この傾向は、冷房専用機が全出荷台数の 2~3 割を占めていた 90 年代初頭と、冷房専用機がほぼ消滅した現在とでほとんど変化していない。相変わらずエアコンは夏場に売れる季節製品であり、ユーザーの真のニーズは現在でも冷房だということなのであろう。全メーカーが暖房重視の冷暖共用エアコンを販売している中で、ある割合は冷房性能を重視したエアコンがあっても良いのではなかろうか。

何故このようなことを述べたかと言うと、これが熱交換器設計に大きく影響するためである。あらためて指摘するまでもなく、熱交換器への要請として、着霜や凝縮水の排水性の課題がある。いずれも蒸発器として使用した場合の現象であり、凝縮器においては問題とならない。冷房と暖房のどちらかに割り切った設計をすれば、凝縮と蒸発に特化した設計が可能となり、それぞれで大きな改善が望める。

さらには、温室効果ガスである HFC 冷媒への風当たりは今後益々強まってくることが予想される。温暖化係数の高い HFC を使い続ける場合でも、安全性に難がある自然冷媒へ転換する場合でも、熱交換器への要請は省冷媒化である。つまり、細径化へのニーズは今後も続くと予想される。フィンチューブ熱交換器の細径化が更に進むのか、多穴管となるのか、いずれの場合でもコスト削減に加えて、冷媒側の低圧力損失化、多パス分配技術が益々重要な技術課題となる。

3. 空調用熱交換器のコスト

低圧力損失や水はけ性等，熱交換器への設計要求は多いが，熱交換器設計において最も基本となるのは，単位温度差あたりの熱交換量である KA 値をいかに安く実現するかである．つまり，熱交換器が大きく変わるとすれば，コストがドライバーとなる可能性が高く，そのコスト要因を分析することは重要である．まず，熱交換器のコストを下式のように分解する．

$$\text{熱交換器のコスト} \approx \text{固定費} + \frac{\text{材料費}}{\text{伝熱面積}} \times \text{伝熱面積} \quad (1)$$

熱交換器のコストを下げる方策として，大きくは固定費，伝熱面積，伝熱面積あたりの材料費を考える必要がある．以下，これらの要因について個別に考えてみる．

図 3 に，民生量製品の重量と価格の関係を示す．大量生産製品は重さと価格に比例に近い関係にあることがわかる．図 4 は，総生産重量と一台あたりの出荷金額である．一般に総生産重量が重い方が重さあたりの価格原単位は下がり，乗用車で平均約 1500 円/kg，他の家電品で 2000～5000 円/kg となっている．このように，第一次近似的には「量製品のコスト ≒ 材料費」となっており，量産するほど固定費の影響が小さくなることがわかる．製品ごとに機能が異なるので厳密な比較はできないが，生産重量が一桁増えたときに，どの程度のコスト削減が可能かのおおよその目安になる．ここで設備投資額と熱交換器の形態がリンクすることに注意すべきである．生産能力 100 万台/年と 1000 万台/年とでは，投資額だけでなく設備自体も異なる可能性があるためである．近い将来，エアコンの世界市場は年間 1 億台を超えることが予想される．このような市場でシェア数 10% を握るような巨大メーカーが現れたら，彼らは一体どのような投資をし，どのような熱交換器を作るのであろうか．それが現在当たり前と思っている形態と異なるものであっても何ら不思議ではない．

図 5 に，素材価格の推移を示す．銅価格が原油に先んじて高騰していることは興味深い．エアコンの省エネ競争が激化し熱交換器が大型化した 1990 年代半ばから 2004 年頃は，素材価格の低位安定時期と重なる．素材価格が高かったら，

省エネ競争がこれほど激化することも無かったであろう。1970～80年代も素材価格は結構高価であったが、その当時のエアコンと現在のものとは、製品価格、生産台数、生産技術、伝熱面積等の条件がかなり異なるので、当時の最適解が現在と同じである保証はない。リーマンショックによって、投機資金によるプレミアム分が明示されたが、需給がタイトである限り、将来にわたって価格高騰は避けられない。代替が可能な安い素材への転換が進み、需給が緩むことも考えられるが、その場合はどの用途から転換が進むのであろうか。いずれにしても、従来の素材価格を前提とした製法、形態は転換期を迎えており、性能低下を最小限に抑えることのできる材料転換技術の開発を進めておくべきであろう。

残るは伝熱面積削減であるが、以下に節をあらためて記述する。

4. 空気側伝熱促進

既報¹⁾で述べたように、熱抵抗は空気側が管内側の約5倍と圧倒的に大きい。異なる素材を用いた場合はとりあえず置いておき、単一素材の場合を考えると、伝熱面積削減と空気側伝熱促進はほぼ同義である。また、伝熱面積の大半を占めるフィンを如何にコンパクトに実装するかが、熱交換器の基本構成をほぼ決定する。つまり、熱交換器のブレードスルーは、やはり空気側熱抵抗の改善にかかっている。

低レイノルズ数での空気側電熱促進技術としては、スリットやルーバーの前縁での高い熱伝達率を積極的に利用した前縁効果フィンが唯一の成功例と言っても過言ではない。もちろん、着霜やゴミ詰まり等が問題となる場合においては、凹凸を利用したフィンが用いられているが、伝熱促進の観点からは前縁効果フィンには遥か及ばないのが実情である。前縁効果を利用したフィンの性能は、前縁部長さによって良く整理されることが知られている⁵⁾。つまり、フィンを細かく切断すればするほど性能が向上するが、生産性やゴミ詰まり等の影響で性能向上はほぼ限界に近い。また、スリットやルーバーは、フィン効率の低下や板厚・バリ等による圧力損失増大を招き、熱交換性能と通風抵抗のバランスは一般に平板フィンに劣る。そのため、この10年ほどはむしろスリット

数を削減し，その分だけ狭ピッチ化することで伝熱面積を補う方向で開発が進められてきた．しかしながら，伝熱促進によって伝熱面積とコストを削減するという大原則を忘れてはならない．基本に立ち返って，通風抵抗の増加を抑えつつ，熱伝達率を増加させる手段についてあらためて考える必要がある．

フィン間の流れは層流ダクト内流れとみなせる．壁面摩擦応力が発達した値の 95% に達する助走区間長さ L は，層流では

$$L/D = 0.03 \text{Re}$$

と表されるから⁶⁾，通常の空調用熱交換器の条件であれば，第二列目以降はほぼ発達した流れとなる．発達した層流ダクト流れの熱伝達率と摩擦係数は，教科書に載っているとおり断面形状に強く依存する．図 6 のように，同じ水力直径では三角形管は熱伝達率も摩擦係数も低い上，それらの比である j/f 因子も低い．平行平板が最も優秀で，三角形管と比較して熱伝達率が約 3 倍も高く，かつ j/f 因子も高い．角部のある管の性能が低いのは，角部では壁から伝わった熱が淀みの影響で十分に輸送されないためである．このように，層流ダクトでは平行平板あるいはアスペクト比の大きな長方形にするだけで性能が向上する．従って，平行平板をさらに良くする技術が真の伝熱促進技術である．図 7 に，等熱流束加熱条件での平行平板間乱流 DNS の結果⁷⁾を示す．乱流は熱伝達率の絶対値ももちろん高いが，それだけでなく圧力損失との比である j/f 因子も非常に高いことが分かる．つまり，低レイノルズ数においても乱流を減衰させずに維持出来れば，高い j/f を維持しつつ，伝熱促進を図ることができる可能性がある．ただし，これまでの幾多もの凹凸フィンの失敗からも明らかなように，単に凹凸をつけて乱せば良いというものではない．自然の乱流のように圧力損失の増大を抑制しつつ上手に乱さなければならない．

プラントルの混合長理論や $k-\varepsilon$ モデル等では，乱れの長さスケールは壁からの距離にほぼ比例する．伝熱に最も寄与する長さスケールは，主流を壁面近くまで輸送する中心部での長さスケール，すなわち平行平板であればチャンネル半幅 δ のスケールであろう．低レイノルズ数では，幅広い波数の乱れ

スペクトルは望めないので，せめて $1/\delta$ の波数の乱れだけでも実現することが目標となる．その取り組みの一例として，筆者らは斜交波状面と呼ばれる伝熱面を評価している^{8,9)}．斜交波状面は，流れ方向に傾斜した正弦波状凹凸がスパン方向に一定の周期で鏡像対称に折り返され，その壁面が壁垂直方向に積層された構成となっている．図 8 に，折り返しピッチと波長が等しい場合の断面内温度分布と速度ベクトルを示す．壁面に近い流体は，凹凸に沿って流れ，折り返し部で隣の凹凸によって導かれた流れと衝突し，壁面から離れる方向に向きを変える．対向面からも壁面から離れる向きの流れが生じるので，両流れはチャンネル中央で衝突し，壁面近くの流れと反対向きに戻って流れる．この一連の流れは，ほぼチャンネル半幅 δ の直径を持つ二次流れとなり，主流部と壁面近傍との熱輸送を促進する．斜交波状面は，どの断面でも断面積が不変であることが一つの大きな特徴であり，このことにより局所的な増速や剥離を抑制しつつ，二次流れを発生させることが可能となる．図 9 に，様々な条件でパラメータを変化させたときの斜交波状面の熱伝達率 h および j/f 因子の数値計算による予測結果を示す⁸⁾．パラメータは，流れ方向となす凹凸角度 θ ，波長 w ，折返しピッチ r ，および振幅 a である．縦軸，横軸とも平滑な平行平板間流れの値を用いて規格化してある．なお，レイノルズ数の代表長さには水力直径を用いた．レイノルズ数にも依存するが，平滑面と比較して熱伝達率が数倍に増加し， j/f 因子も条件によっては平滑面と同等以上の高い値を示している．つまり，圧力損失の増加以上に熱伝達率を増大させることが出来る可能性がある．一般に，前縁効果フィンの j/f 因子は平板よりも劣るため，上記の結果は斜交波状面が前縁効果フィンを凌駕する可能性を秘めていることを示している．実験においてもレイノルズ数が 500 程度以上では高い性能が確認されており⁹⁾，より低いレイノルズ数での性能確認を継続中である．

5. 冷媒側の課題

管内側熱抵抗は，これまでの細径化や内面溝形状の改善によって，既に大きく減少している²⁾．従って，管内側に関しては熱抵抗よりも圧力損失と冷媒封入量の削減がより重要

な課題となる。その解決の鍵を握るのは、細径多パス管への冷媒分配技術である。図 10 に、二相流分配技術を分類、整理した結果を示す。従来は、対称性の利用、抵抗調整、噴霧流化等によって冷媒分配を行ってきた。また、偏流を容認するという割り切りも選択肢の一つであった。ここで、気液分離方式は、単相による分配が可能となるばかりでなく、ガスバイパスやガスインジェクション等の冷凍サイクルの工夫も可能となるため、低コストな気液分離器さえ開発できれば検討の価値がある。一例として、筆者らが開発した表面張力による気液分離器について以下に紹介する^{10,11)}。

図 10 に、表面張力を利用した気液分離器の構成を示す。上部から流入した気液二相流は、入口ガイドで外周側に広げられ、薄板を折り曲げたマイクログループへと導入される。マイクログループ内では、表面張力の影響で流れが整流化され、液相はそのまま下方へ、気相は中心部へと分離される。マイクログループ入口ガス速度を無次元整理することで、容量展開設計が可能となっており、図 11 に示すように、気相中に混入する液相流量を全液流量の 0.5% 以内に抑えることができる。例えば、蒸発器入口で気液分離し、蒸発器をバイパスさせることで、細径化に伴う蒸発器圧力損失を低減できることを確認している¹¹⁾。重力タンク方式に比べ、体積が約 1/7 と大幅なコンパクト化が可能である。

6. おわりに

代替冷媒化、低コスト化、部分負荷特性改善等、空調機を取り巻く技術的課題は困難さを増すばかりである。海外市場の拡大に伴い、熱交換器をはじめとする構成要素も従来の生産台数、素材、冷媒等を前提とした技術から、大きく転換すべき時期を迎えていると思われる。これを危機と捉えるか、それともチャンスと捉えるか、次の 10 年はその巧拙が問われることになる。是非とも日本発の次世代技術で世界を席卷して頂きたい。

参考文献

- 1) 鹿園直毅, 特集: 伝熱促進技術と熱交換器, 空調機用熱交換器, 冷凍, 75-875, pp.748-753 (2000).

- 2) 佐々木直栄, 学会創立 85 周年特集: 冷凍空調技術の昨日・今日・明日, 熱交換器の変遷, 冷凍, 85-995, pp. 707-711 (2010).
- 3) T. Sawachi, H. Miura, A. Hosoi and H. Habara, "Actual Effectiveness of Heat Pump Systems for Energy Conservation in Buildings", Proc. 2010 Int. Symp. Next-generation Air Conditioning and Refrigeration Technology, NEDO, K08-1 (2010).
- 4) 社団法人日本冷凍空調工業会 HP,
http://www.jraia.or.jp/frameset_statistic.html
(2010).
- 5) 近藤智恵子, 千秋隆雄, 松村賢治, 小国研作, クロスフィンチューブ式熱交換器の性能予測 - 第 1 報: スリットフィンの寸法緒元最適化の検討 -, 冷空論, 23(2), pp.175-185 (2006).
- 6) J. H. Lienhard IV and J. H. Lienhard V, "A Heat Transfer Textbook, 3rd Edition",
<http://web.mit.edu/lienhard/www/ahhtproject.pdf>.
(2006).
- 7) 乱流 DNS データベース,
<http://www.thtlab.t.u-tokyo.ac.jp/index-j.html>
(2010).
- 8) 福田健太郎, 鹿園直毅, 斜交波状面の伝熱促進効果に関する研究, 冷空講論, pp. 293-296 (2007).
- 9) 鹿園直毅, 井上満, 澄野慎二, 斉藤雄介, 矢部充男, 斜交波状フィン熱交換器の試作評価, 第 47 回日本伝熱シンポジウム講演論文集, pp. 637-638 (2010).
- 10) 鹿園直毅, 岩田博, 度会和孝, 表面張力を利用したコンパクト気液分離器の開発, 日本混相流学会誌, 24 巻 1 号, pp. 29-36 (2010).
- 11) 岩田博, 小森徹矢, 度会和孝, 鹿園直毅, 表面張力を利用したコンパクト気液分離器の実用化研究 コンパクト気液分離器のシリーズ化, 冷空講論, pp. 413-416 (2008).

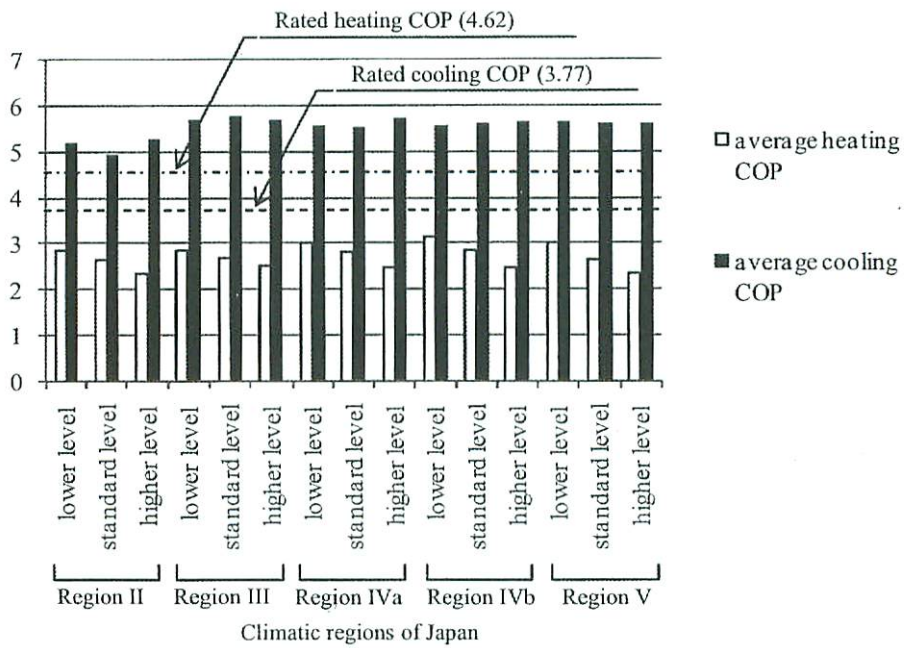


図 1 地域ごと断熱性能ごとの冷暖 COP³⁾

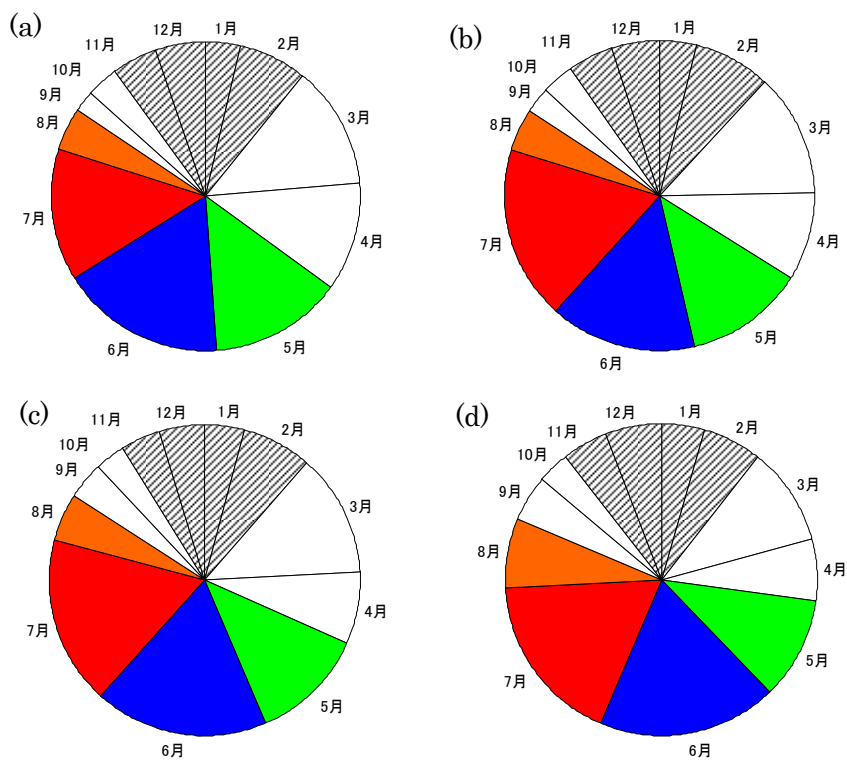


図 2 国内の月ごとのエアコン出荷台数割合⁴⁾
 (a)1989～1993, (b)1994～1998,
 (c)1989～2003, (d)2004～2008.

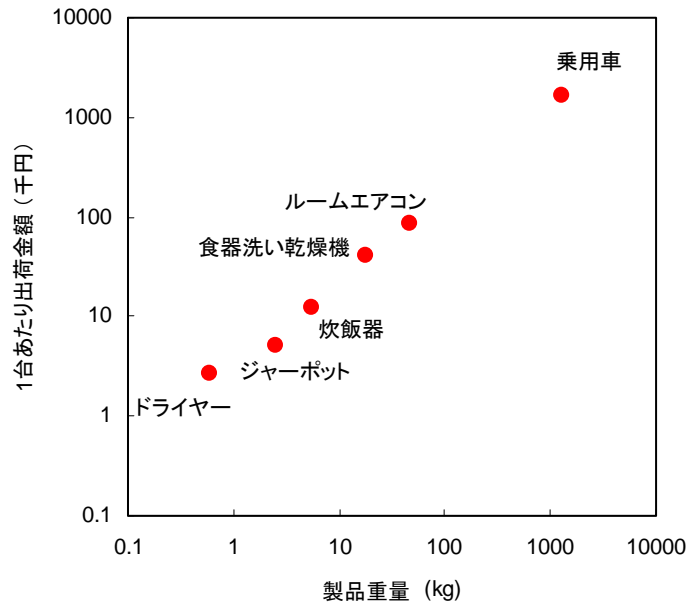


図 3 民生量製品の重量と価格。

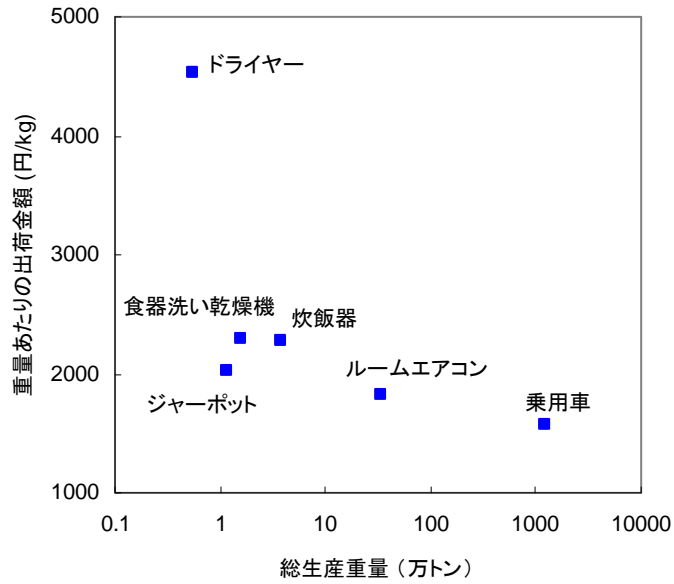


図 4 総生産重量と重さあたりの出荷金額

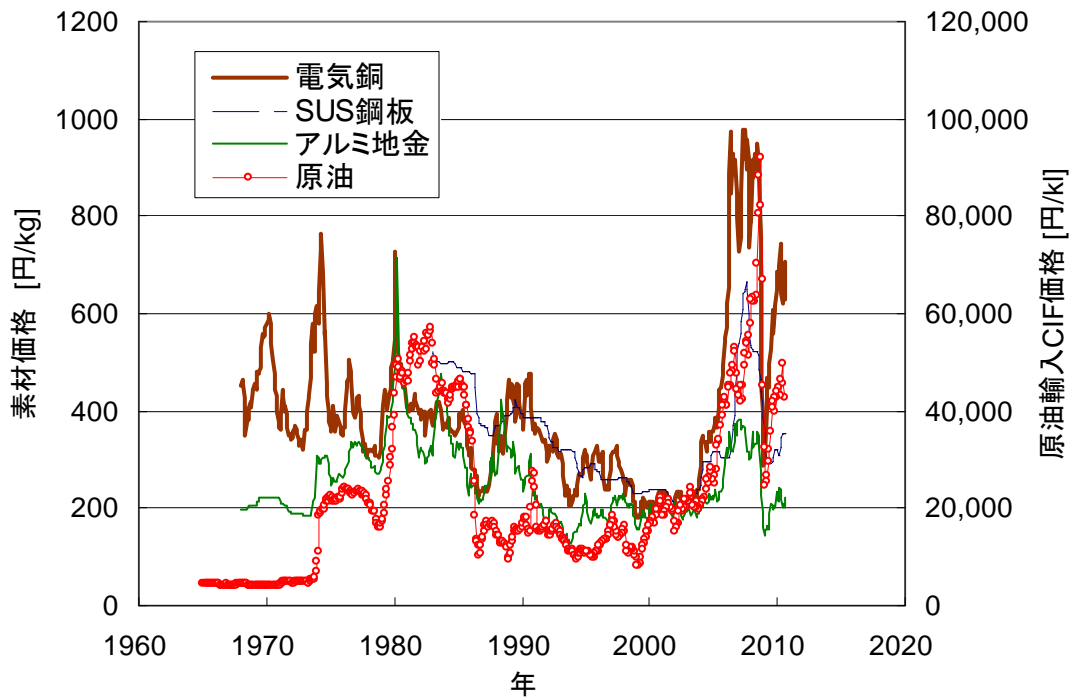


図 5 素材価格の推移

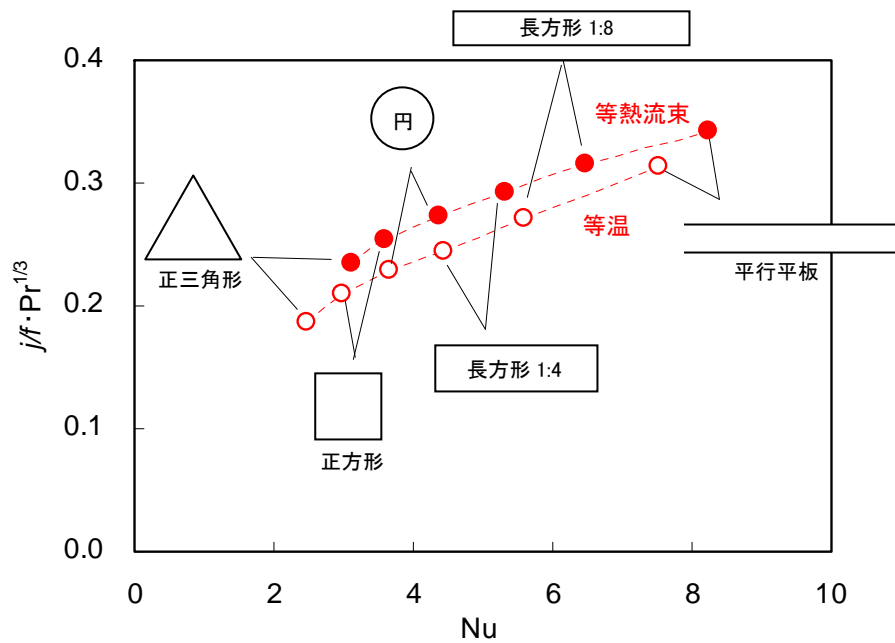


図 6 層流ダクトのヌッセルト数と j/f

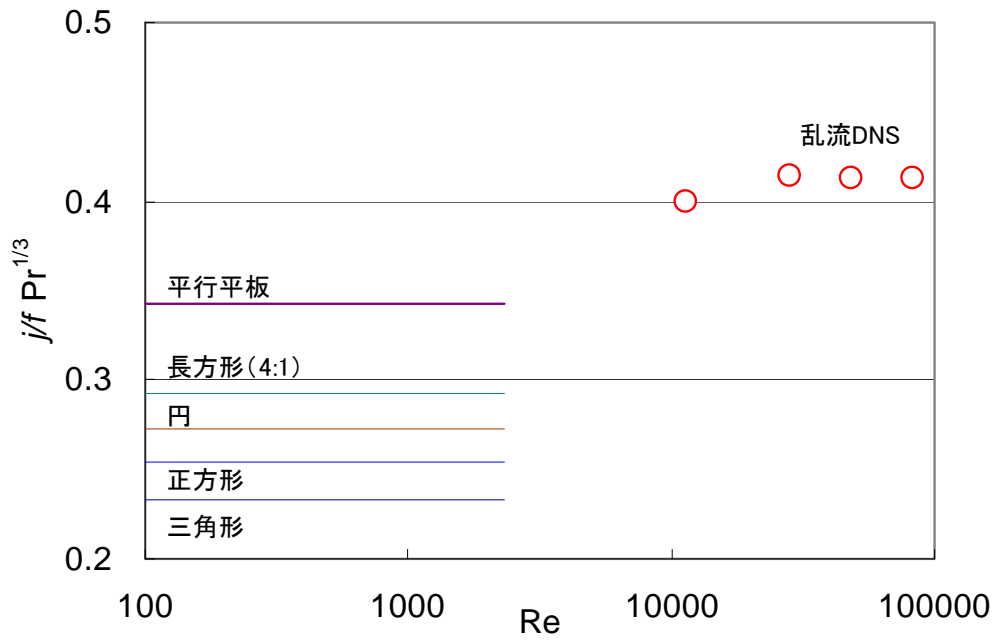


図 7 乱流と層流の等熱流束加熱条件の j/f ⁷⁾

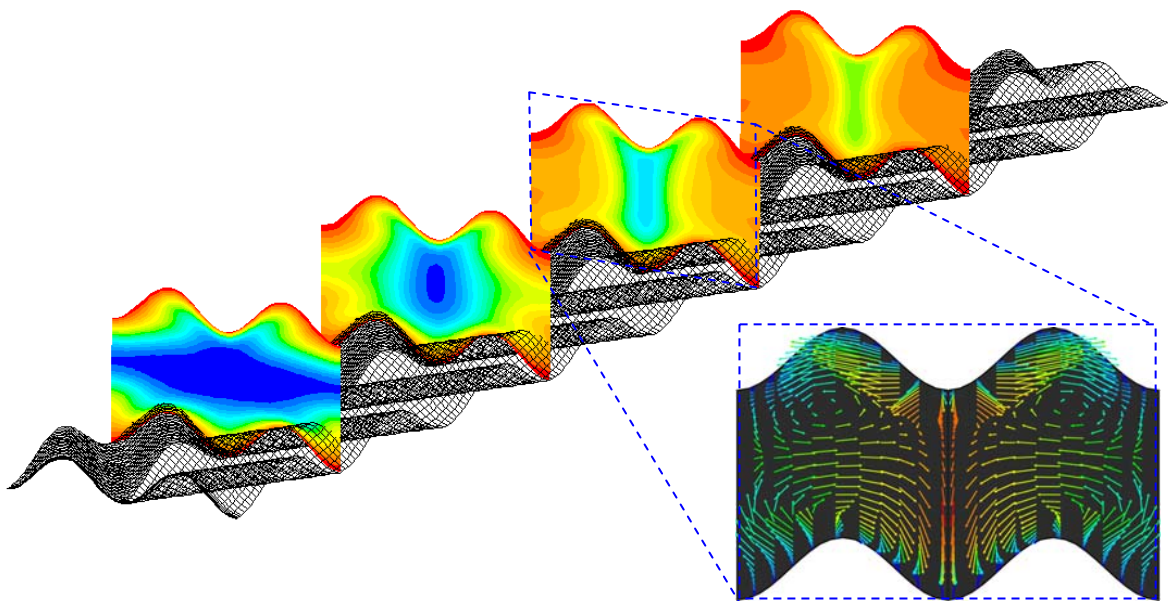


図 8 斜交波状面の断面温度分布および速度ベクトル 8)

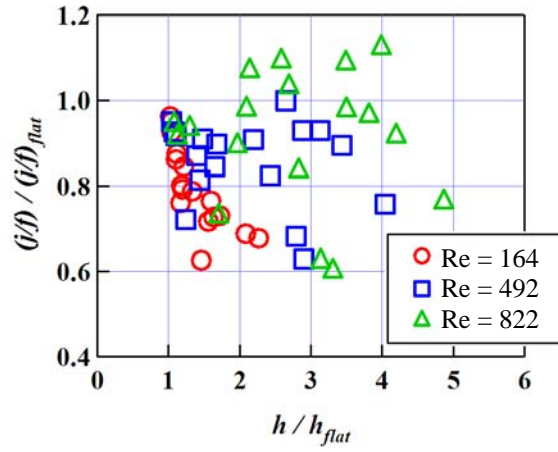


図 9 斜交波状面の平行平板に対する伝熱促進率および j/f 因子促進率 8)

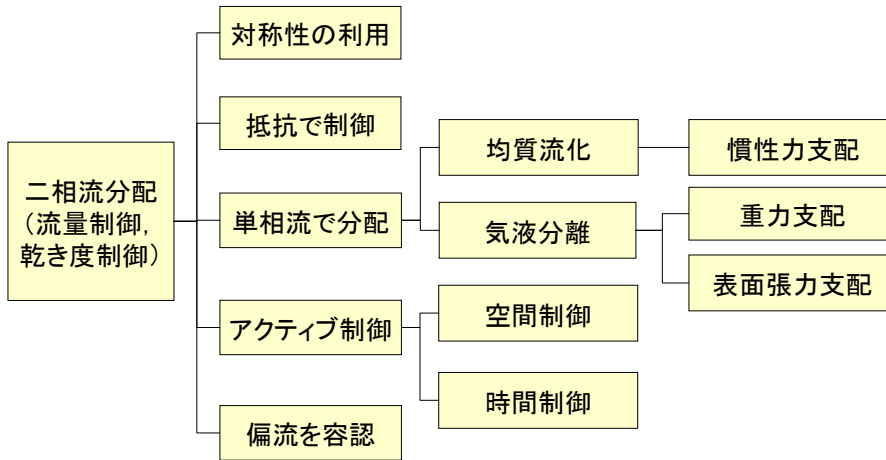


図 10 二相流分配技術

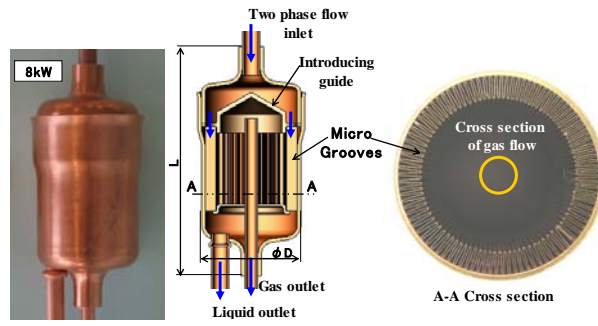


図 11 表面張力を利用した気液分離器

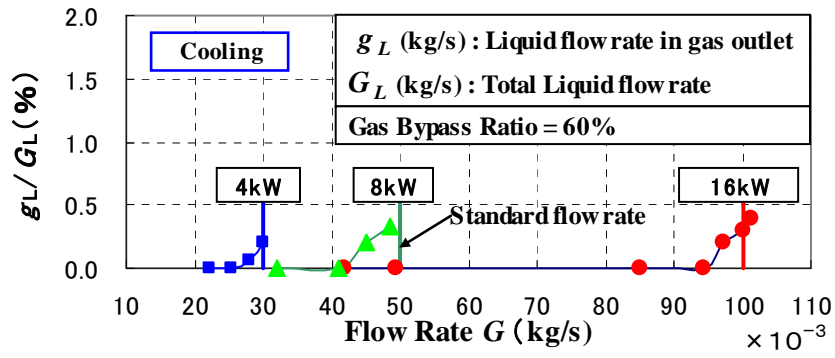


図 12 R410A での気液分離特性