ルームエアコン熱交換器の低圧損化の基礎研究

学籍番号 096714, 受験番号 730001 田中 千歳
指導教員 飛原 英治 教授

In this reserch, the introduction of a flat tube heat exchanger to the residential air conditioner is considered. The flat tube multi-flow type heat exchanger is considered to be the ideal heat exchanger when the new environmental-friendly refrigerant, HFO1234yf is introduced in the residential air-conditioning system because it can reduce the larger pressure drop of the HFO. However, this new heat exchangers have some problems in being introduced in the existing system. I would like to solve these problems by experiments and simulating the heat exchanger and the whole system.

Key words: Heat Pump, Multi-flow, HFO1234yf, Refrigerant, COP, Air-Conditioning

1 緒言

21 世紀も 10 年が過ぎた現在、地球環境の維持保全と、人間社会の発展との両立が希求されている。地球の限られた資源を、なるべく無駄なく大切に使用していくことは、地球環境の維持の面で見ても、個々人の家計事情でとって見ても、好ましいことである。また先進国に於いては、経済成長もひと段落し、新たなビジネスの対象としての、環境ビジネスが注目されてきている。このような理由から、省エネルギー化と、環境負荷低減化の、研究や技術開発が、現在各方面で推し進められているのである。

エアコン業界について考えてみると、省エネ化の技術と実績は、省エネ法に基づき、年を追う毎に伸びている。一方で環境負荷低減化に関しては、現行ルームエアコンに使用されている冷媒 R410A の GWP が 2088 と非常に大きく、エアコン廃棄時や移設時、使用時における冷媒漏洩に起因する環境負荷が依然大きいままである。

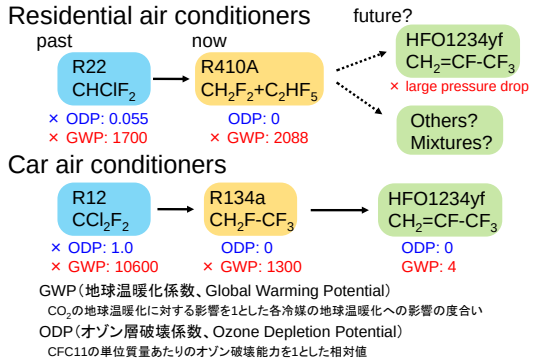


Fig. 1.1. Changes of the refrigerants

このような中、DuPont 社から、カーエアコン用次世代冷媒として、ODP が 0、GWP が 4 という、非常に環境負荷の小さな冷媒 HFO1234yf が開発された。この冷媒は EU ではカーエアコンに早速今年から導入が開始されている。一方、この HFO1234yf を、現在 R410A が使用されている、ルームエアコンや、パッケージ（業務用）エアコンに導入し、その冷媒の GWP を小さくしようとする研究が、今現在盛んに行われている。

一方、現在までの研究や実験で、この HFO をルームエアコンに適用すると、配管圧損が R410A の 3 倍近いほど大きく、特に蒸発器での圧損の影響で、冷凍サイクルの COP が R410A より大幅に低下するということがわかっている。HFO のルームエアコン分野への導入の為には、HFO の圧損を改善させることが急務である。

今回、ルームエアコン用低圧損型新熱交換器として、現在カーエアコンにて使用されている、扁平管オールアルミ・マルチフロー型熱交換器を提案する。この熱交換器を今回、ルームエアコン用に設計し、その熱交換器の計算シミュレーションモデルを作成し、その性能を予測計算して、現行の R410A ルームエアコンとの性能比較をするというのが、私のこの研究である。

2 現行機の冷凍サイクルシミュレーション

2.1 概要

新型熱交換器の性能を定量的に評価する為に、まずは、現行ルームエアコンの冷凍サイクルシミュレーションを作成した。シミュレーション言語には FORTRAN を用いた。今回は冷房運転に関してのみ計算を行った。

今回、モデルとした実機は、ある電機会社の冷房定格能力 4.0kW (およそ 14 畳用)のルームエアコンである。今回の研究に際し、室内機と室外機の寸法、及び、定格能力(4.0kW)試験、中間能力(2.0kW)試験のデータを提供してもらった。

2.2 計算モデル

今回の計算モデルは、冷凍サイクル内の、蒸発器、凝縮器、圧縮機、膨張弁の 4 要素のみをモデル化した、比較的単純なものとした。以下に、この冷凍サイクルの P-h 線図と回路図とを示す。

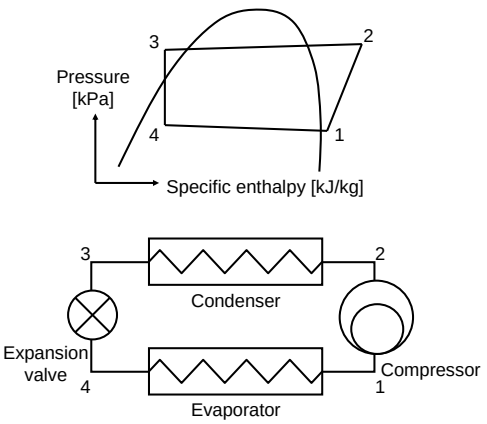


Fig. 2.1. P-h diagram and the calculation model of this refrigerating cycle

2.3 蒸発器計算モデル

蒸発器(室内機)の実際の断面形状と、その計算モデル図を示す

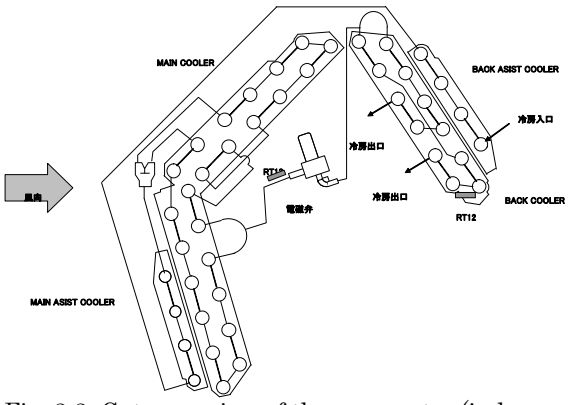


Fig. 2.2. Cutaway view of the evaporator (indoor unit)

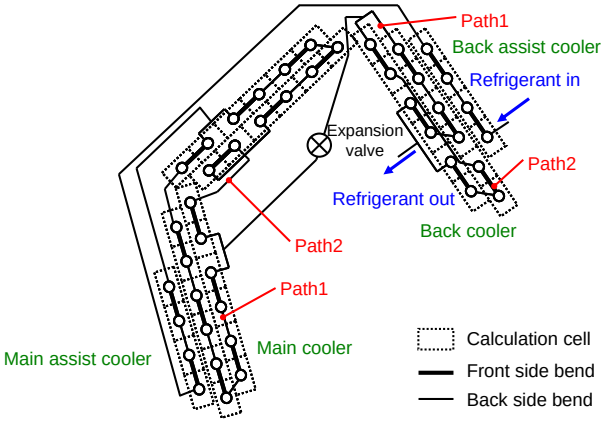


Fig. 2.3. Calculation model of the evaporator

2.4 計算セル

計算セルは、蒸発器の水平配管 1 本を 10 分割した長さずつで切り取って、その内部と外部で、空気側と冷媒側のエネルギーと運動量の保存式を解く。本計算セルにて、空気と冷媒の入口状態や流量は全て既知（入力値、若しくは前セルからの引継値）であり、それらデータと保存式から、空気と冷媒それぞれの出口状態を算出する。以下に計算セルのモデルを示す。

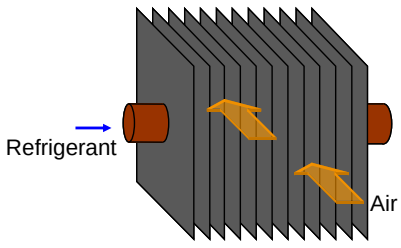


Fig. 2.4. Schematic model of the calculation cell

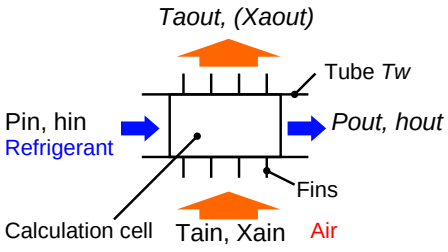


Fig. 2.5. Model of the calculation cell

なお、ここで

P：圧力［kPa］

T：温度［℃］

h：比エンタルピー［kJ/kg］

X：絶対湿度［kg/kgDA］

である、添え字 in, out, w はそれぞれ、入口、出口、壁面、に対応する。

次に、解くべき 4 つの保存式を示す。

1. 管外空気側エネルギー保存式

フィン上の熱伝達率から求める伝熱量と、空気の失う熱量の保存式である。

$$h_{air}\cdot\frac{T_{ain}-T_{aout}}{\log\frac{T_{ain}-T_w}{T_{out}-T_w}}\cdot(A_{o_cell}+\eta A_{e_cell})=V_{af}\cdot A_{f_cell}\cdot\rho_a\cdot(h_{ain}-h_{aout})$$

2. 管内冷媒側エネルギー保存

管内冷媒熱伝達率から求める伝熱量と、冷媒の得る熱量の保存式である

$$h_{ref}\cdot(T_w-T_{in})\cdot A_{i_cell}=M_{ref}\cdot(h_{out}-h_{in})$$

3. 管内外の伝熱量の式

空気の失う熱量と、冷媒の得る熱量の保存式である

$$V_{af}\cdot A_{f_cell}\cdot\rho_a\cdot(h_{ain}-h_{aout})=M_{ref}\cdot(h_{out}-h_{in})$$

4. 冷媒運動量保存

セル出入口運動量変化の、管内の摩擦と、冷媒の加速との保存式である

$$(P_{in}-P_{out})\frac{\pi d_i^{\,2}}{4}=\tau_w\cdot\pi d_i L_{cell}+M_{ref}\{(1-x_{out})v_{lout}+x_{out}v_{vout}-(1-x_{in})v_{lin}-x_{in}v_{vin}\}$$

(5. Lewis の関係式:フィン上が除湿を含む熱伝達の場合)

熱伝達と物質伝達の相似則である

$$k_D=\frac{h_{air}}{\rho_a\cdot C_{pa}}$$

なお、算出すべき未知数は、空気出口温度（湿り熱伝達なら、加えて絶対湿度）、管壁面温度、冷媒出口圧力と比エンタルピーの 4 つ（湿りなら 5 つ）であり、保存式も 4 つ（除湿状態なら+1 関係式）なので、解は必ず求まる。なお、それらの値は収束計算により求めるが、その収束方法には二分法を用いた。

保存式中の空気側熱伝達率は瀬下の式[1]、フィン効率は藤掛の式[2]、冷媒側熱伝達率は吉田の式[3]、管壁面せん断力は Colburn の式と Lockhart-Martinelli 相関[4]、などと適切な相関式を用いて算出する。（紙面の都合で個々の紹介は省略する）

計算セルでの計算は、冷媒の流動方向に順番に行っていく。算出されたセル出口の冷媒状態(P,h)は、次のセルでの入口状態となる。

ここで、蒸発器二列目での空気入口状態の定義について述べる。この計算対象のエアコンでは、空気側熱伝達向上の為に、フィンに対して配管は千鳥配列状に配置されている。計算プログラムでは、二列目の空気入口状態を、一列目の両隣のセル出口の空気の温湿度の平均値とした。

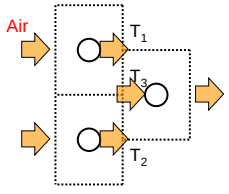


Fig. 2.6. Air flow model in the heat exchanger

$$T_3 = (T_1 + T_2)/2$$

同様に

$$X_3 = (X_1 + X_2)/2$$

とした。

2.5 分岐部

モデルとした蒸発器には、冷媒流路の分岐部が 2 箇所ある。定常流において、分岐して集合するまで各流路における流体の圧力損失は、何れも等しいので、それぞれの流路の圧力損失が等しくなるように、各流路の冷媒流量を変更させながら、二分法で収束計算させる。冷媒の分配まで考慮するのは、冷媒の偏りが、熱交換量や圧損への影響が大きいからである

2.6 スーパーヒート

蒸気圧縮式冷凍サイクルでは、圧縮機での液圧縮を防止する為に、蒸発器出口冷媒温度を、その圧力における飽和温度よりも数℃高い温度に制御するのが、一般的である。この冷媒出口温度と冷媒飽和温度との差がスーパーヒートである。このスーパーヒートは冷凍サイクルの制御目標値の一つである。

$$T_{sh} = T_{eout} - T_{sat}$$

2.7 凝縮器計算モデル

以下に、凝縮器の形状を示す。凝縮器では、冷媒の蒸発が凝縮に変わるだけで殆ど同様に計算シミュレーションが出来る。（詳しいモデルは省略する）

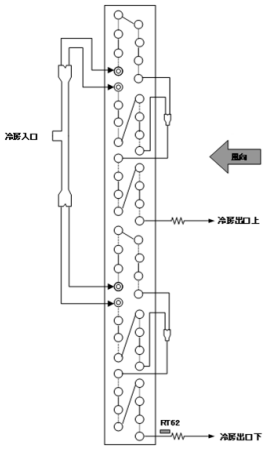


Fig. 2.7. Cutaway view of the condenser (outdoor unit)

2.8 圧縮機と膨張弁モデル

圧縮機は断熱効率のみ考慮した単純なモデルとし、その断熱効率を 0.75 とした。

$$h_{cin} = h_{eout} + \frac{h_{ideal} - h_{eout}}{0.75}$$

膨張弁では、等エンタルピー膨張を仮定した

$$h_{e\ i} \fallingdotseq h$$

2.9 摩擦損失合わせ込み係数

実機では、冷媒流路が溝付き管となっていたり、冷凍機油が、配管内に一部漏れ出していることなどにより、相関式だけでは圧力損失を正しく見積もることができない。この為、実機実験データと計算結果との合わせ込みを行う必要がある。今回は、蒸発器、凝縮器の摩擦損失項に対して合わせ込みを行い、その値を 2.0 と決定した

2.10 計算結果

以下に計算結果の一例を紹介する。紹介する結果はエアコンに R410A 冷媒を封入した際の、中間能力(2.0kW)試験のデータである。蒸発器、凝縮器の順に示す。上から、熱交換管長に対する、冷媒圧力分布、各温度分布、乾き度分布である。グラフは左側が Path1、右側が Path2 である。

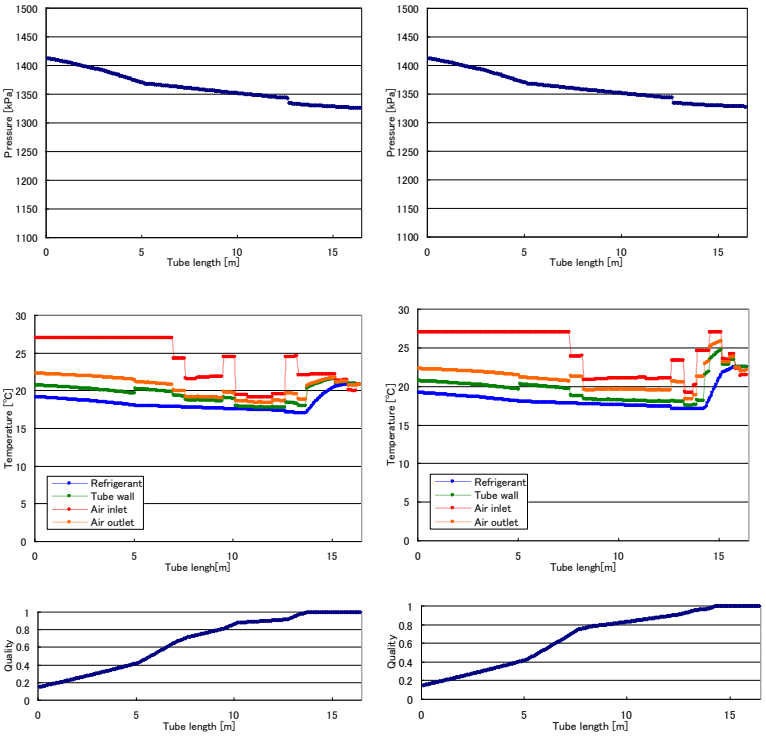


Fig.2.8. Results of the evaporator calculation

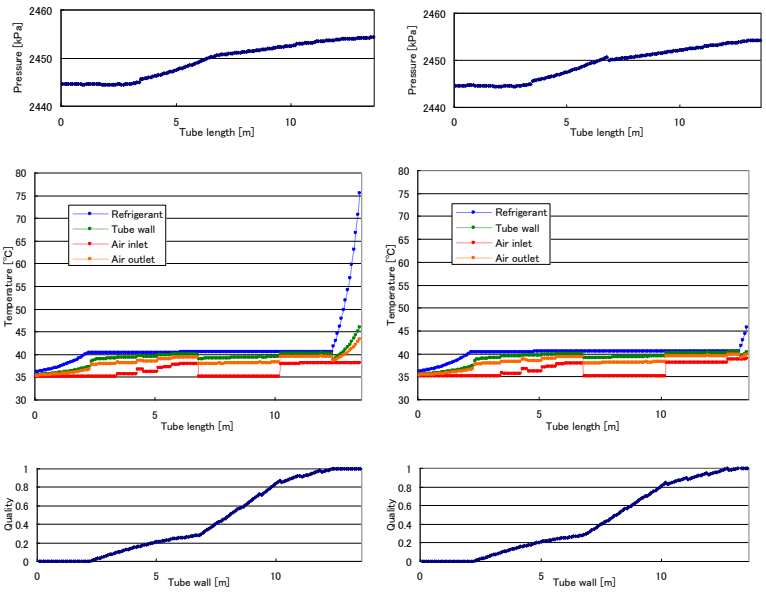


Fig.2.9. Results of the condenser calculation

計算結果から、Path1 と Path2 で温度分布や乾き度分布に差が出ることがわかる。これは中間能力運転時の特徴でこの差が伝熱や圧損の性能を悪化させる原因となる。

掲載は行わないが、本シミュレーションはこのような定性的な傾向ばかりではなく、蒸発温度や、熱交換器内圧力損失なども、実験データとよく合う。よって、このシミュレーションに新型熱交換器を使用すれば、現行機との性能の比較も定量的に行うことが出来る。

3 低圧損熱交換器の提案

3.1 概要

ここでは、HFO をルームエアコンに導入することを前提として、HFO 専用の低圧損熱交換器を提案する。それに伴い冷凍サイクルを工夫改良する必要があるのだが、その紹介も行う。

3.2 提案する熱交換器と冷凍サイクル

エアコンの冷凍サイクルでは、蒸発器入口冷媒は常に気液二相状態となるが、二相状態の冷媒を均一に分配すること、その制御を行うことは不可能である。よって、今回圧損の改善のためにマルチフロー熱交換器を提案するがそれに伴い、冷凍サイクルを改良した。以下に示す。

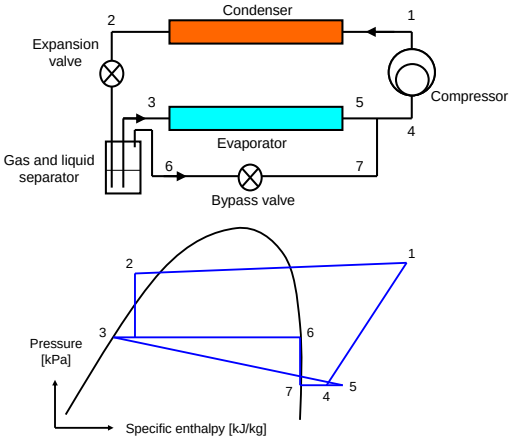


Fig. 3.1. Schematic diagram of the proposing refrigeration cycle

冷凍サイクルの蒸発器入口に気液分離器を設置し、蒸発器には液単相冷媒しか流入しないようにした。分離した蒸気冷媒は圧縮機入口までバイパスする。

冷媒の不均一分配問題を解決したので、次に低圧損型熱交として今回採用した、扁平管コルゲートフィンマルチフロー型熱交換器について述べる。先にこれをルームエアコン室内機に導入した際のイメージ図を示す。

この熱交換器の大きな特長は、扁平管一本で冷媒を蒸発させ切り、現行機のような熱交換内接続配管や曲げ部での圧損をなくすこと、扁平管を鉛直方向設置とし、重力による結露水排出を容易にしたこと、の二点である。

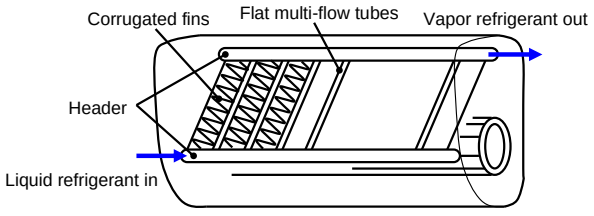


Fig. 3.2. The flat multi-flow tube corrugated fin heat exchanger application to the indoor unit

計算セルは、扁平管並列本数についての伝熱や流動は全て相似であるとし、扁平管一本当りの冷媒及び空気の流量はそれぞれ等分したものとした。その後、扁平管は鉛直方向（冷媒の流動方向）に 100 等分にした。また空気流動方向には 5 等分し、扁平管内の 5 本の流路ずつでの伝熱量の差を考慮に入れたプログラムを作成した。熱交換器表面からフィンの間を通った空気は、段々と冷却され、伝熱性能が低下してくる。この為、扁平管内の 5 本の流路では、空気入口前面側が一番伝熱量が大きく、また冷媒流量が大きくなる。このセル一つにおける入口出口の空気と冷媒の保存式を、先のシミュレーションと同様に解き、熱交換器全体での性能を算出する。

計算モデルを作成後、先ほどの冷凍サイクルシミュレータにこの熱交換器の幾何形状を入力し、サイクル性能計算を行った。結果の一部を以下に示す。

Table 3.1. The distribution of the refrigerant flow

		Refrigerant flow [g/s]
Flat tube channel	1	0.0859
	2	0.0568
	3	0.0354
	4	0.0218
	5	0.0138

予想通り、流路毎に流量差が出た。この流量差の為に熱交換器の熱交換効率が悪化してしまっている。

COP の解析も行った。COP は定義どおり算出した

$$COP = \frac{h_{eout} - h_{ein}}{h_{cin} - h_{eout}}$$

計算結果では、HFO の冷凍サイクルにこの低圧損熱交換器を用いた場合、その圧力損失は数十分の 1 となった。一方で、冷凍サイクルの COP 自体は、現行機の 410A シミュレーションが、7.81、低圧損熱交換器導入済 HFO サイクルは 7.71 と大幅に近づいたが及ばなかった。これは、マルチフロー化により冷媒自体の圧損は著しく減少したが、冷媒の流動速度が低下したことにより、冷媒の熱伝達率が低下した為、熱交換温度差は逆に大きくなってしまい、結局、HFO の蒸発器での冷媒蒸発温度が R410A の温度よりも低くなり、温度差の大きい熱交換となり、熱力学的負荷逆損失が増大してしまったからである。

4. 結論

実機実験に基づいた冷凍サイクルシミュレータを作成し、HFO 用マルチフロー型低圧損熱交換器導入時の R410A 現行機との定量的な性能評価を行った。熱交換器の設計には冷媒の圧力損失低減と、熱伝達率低下の最適化をおこない、その結果、冷媒の蒸発温度を上昇させるようにする必要がある。

文献

1) 瀬下裕ら：日本機械学会論文集(B 編) (1987)
2) 藤掛賢司：日本機械学会論文集(B 編) (1974)
3) 吉田駿ら：日本機械学会論文集(B 編) (1987)
4) 植田辰洋：「気液二相流」, 養賢堂 (1981)