

# 技術紹介 高性能エバポレータの開発\*

## Development of High Performance Evaporator

神谷 定行 鳥越 栄一 森 政己 大原 敏夫  
 Sadayuki KAMIYA Eiichi TORIGOE Masami MORI Toshio OHARA

To improve the performance of the air conditioning evaporator, we have introduced unique refrigerant circuit. This circuit has refrigerant paths for both upstream and downstream air, and these paths are overlapped to provide uniform temperature distribution at the cooling air side. In addition, the fin pitch has also been minimized by establishing a drainage improvement technology.

These technologies have made a great contribution to minimizing the core depth of evaporators.

**Key Words :** Heat Exchanger, Heat Transfer, Air Conditioning/Evaporator, Air Temperature Distribution

### 1. 緒言

近年、車両の居住性重視のため、インパネ内に位置し大きなスペースを占めるエアコンユニットの小型化が強く求められている。そのため、エアコンユニットの中で最も大きな容積を占めるエバポレータの小型化が不可欠であり、次期型 (MS) エバポレータは、現状の ST (Single Tank)<sup>1)</sup> エバポレータの 30% 以上の小型化を目標に開発を進めてきた。

MS (Multi Tank and Super Slim Structure) は、従来の片側タンク (ST) に対し、上下タンク構造とし、当社独自の冷媒回路により高性能化をはかり、インナーフィン挿入による冷媒側性能の向上と合わせて、冷房性能を維持したままコア厚さを 90 mm から 58 mm まで約 2/3 と世界一の小型化を達成することができた。

### 2. 薄幅化基礎検討

Fig. 1 に、コア幅 (D) と、冷房性能 (Q) の関係を示す。図中に示す曲線は同一の要素技術 (フィン、チューブ、冷媒流れ等の仕様) で得られる冷房性能を示す。図に示すように、単に薄幅化したのでは冷房性能は低下してしまう。従って薄幅化を達成するためには高性能化が必要不可欠である。

現状のベスト要素技術 (自社及び他社の最も優れた要素技術) を組み合わせた冷房性能を曲線 (Best Product) で示す。

\* SAE 780058 を和文翻訳し加筆して転載

現状の性能を維持したままの薄幅化は、コア厚さ (D) 68 mm が限界であり、薄幅化の開発目標コア厚さ (D) 58 mm を達成するためには、更に 5% の性能向上 (コア幅 10 mm に相当) が必要であり、そこで、我々は独自の要素技術の開発により 5% の性能向上を達成すべく開発に取り組む事とした。

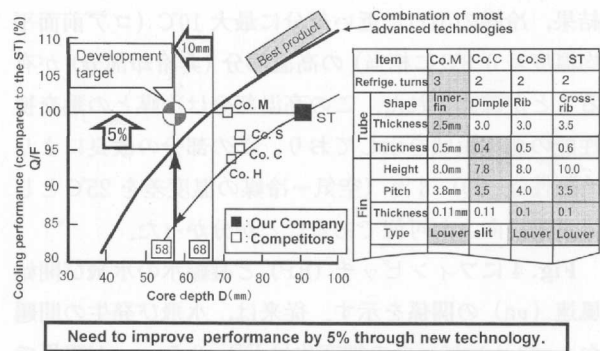


Fig. 1 Relation of core depth (D) and cooling performance (Q)

### 3. 性能向上の着眼点

まず最初に、性能向上の指針 (ポイント) を得る為に熱交換器の理論に基づき基礎検討を行った<sup>2)3)</sup>。

Fig. 2 は、性能向上の着眼点をまとめたものである。熱交換器の性能 (Q) は、熱の伝えやすさを示す熱通過率 (K)、空気側伝達面積 (Fa)、空気・冷媒の温度差 (Ta-Tr) により、 $Q=K \cdot Fa \cdot (Ta-Tr)$  で示すことができる。ここで熱通過率 (K) は、冷媒側熱伝達率 ( $\alpha r$ ) と冷媒側伝熱面積 (Fr) の積及び、空気側熱伝達率 ( $\alpha a$ ) と空気側伝熱面積 (Fa) の積、各々に比例

の関係にある。薄幅エバポレータの開発において、冷媒側伝熱面積 (Fr) の向上はチューブ・インナーフィン化により、また空気側熱伝達率 ( $\alpha a$ ) の向上はルーバ仕様の最適化により各々改良済みである。そこで、改良のポイントを冷媒側熱伝達率 ( $\alpha r$ ) 向上と空気側伝熱面積 (Fa) の増加に置き、開発を進めることとした。

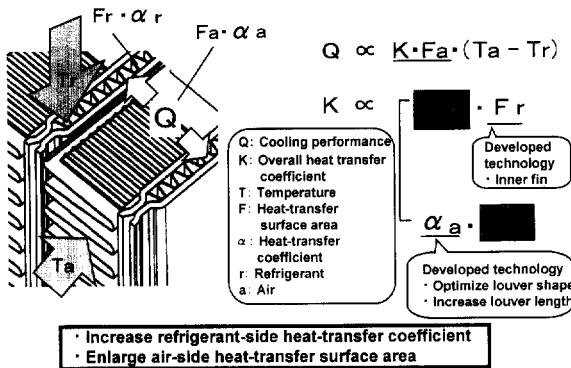


Fig. 2 Key points for improvement of performance

Fig. 3 にベスト品の吹き出し空気温度分布を示す。計測は空気出口側に金網を設置し、金網の温度を赤外線カメラ (サーモビューア) を用い計測した。その結果、冷媒の出口に近い部分に最大 10°C (コア前面平均温度差 0.8°C に相当) の高温部分 (非冷却部分) が有ることが確認された。この高温部分は冷媒との熱交換性能の悪化領域を示しており、この部分の改良により冷房性能 (Q) 3% (空気-冷媒の温度差を 25°C としして算出) 向上が可能であることが分かった。

Fig. 4 にフィンピッチ (FP) と凝縮水の水飛び開始風速 ( $v_a$ ) の関係を示す。従来は、水飛び発生の問題から、フィンピッチの細密化は FP=3.5 mm が限界であった。ところで、薄幅化の目標 (D=58 mm) 達成の

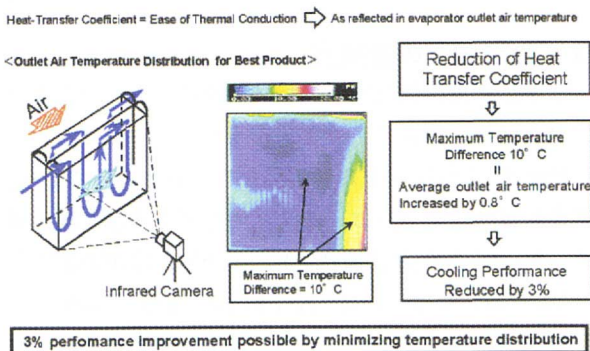


Fig. 3 Discharge air temperature distribution (infrared camera) for best product

ためには従来 (ベスト品) に対して 5% の性能向上が必要であることを前述した。3% を温度分布の改良により向上を図るため、残り 2% 向上する必要がある。これはフィンピッチを 3.5 mm から 3.0 mm まで細密化 (空気側伝熱面積 Fa の増加) により可能である。以上より凝縮水の排水性の向上によるフィンピッチの細密化を技術課題として検討を行うこととした。

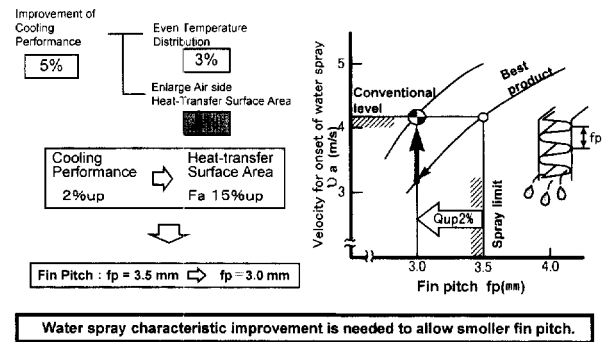


Fig. 4 Fin pitch and velocity for onset of condensed water spray

#### 4. 出口空気温度分布の改良

Fig. 5 に温度分布の発生原因と改良方法を示す。従来 (ベスト品) のエバポレータは、流入した冷媒は 2 相 (液相と気相の混相) 状態から出口に向かって気相に状態を変えながら流れていく。冷媒は空気流れに対し前後にターンするため、出口近傍では気相の折り返し部分が生ずる。この部分は冷媒との熱交換が不充分となり、出口空気温度が上昇することが分かった。そこで、改良方法として空気流れに対し、前後の冷媒流路を分離独立させることで気相の折り返し部分が重ならない構造 (冷媒回路) とすることにした。

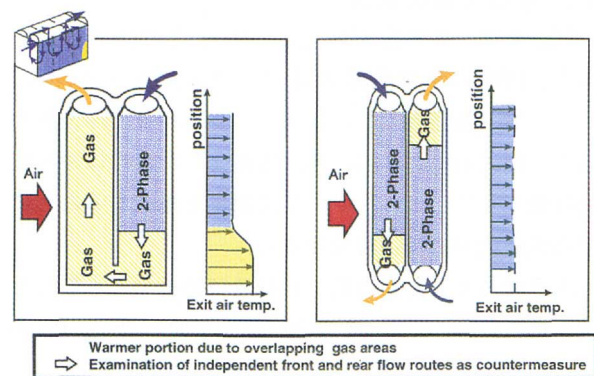


Fig. 5 Cause of uneven temperature distribution and countermeasures

**Fig. 6** にプロト品の冷媒回路と出口空気温度分布を示す。冷媒回路は上述に基づき、上下タンク構造とすることで空気流れ方向に対し独立な2本の流路を構成し改良した。そして、出口空気温度を確認したところ、中央部分に最大8℃の高温部分（非冷却部分）が発生していることが分かった。

原因を調べるため、エバポレータ空気流入側（冷媒下流側）及び空気流出側（冷媒上流側）のコア表面（チューブ及びフィン）温度を赤外線カメラで計測した。すると、タンク内の冷媒分配の影響（上昇流はタンク内の慣性力により奥のチューブに液冷媒が多く流れ手前のチューブに液冷媒が流れ難く、下降流は重力により手前のチューブに液冷媒が多く流れることで奥のチューブに液冷媒が流れ難い）により、コア中央付近に表面温度の高い部分が重なり合う領域が生じることが判明した。従って、ここを通過した空気は冷却されず、出口空気温度が上昇することが分かった。

そこで、冷媒回路の再検討を行うこととした。高温部分（非冷却部分）の発生原因をもう一度整理すると、

冷媒分配の悪化領域の重なり合いに起因している。本課題の改良手段とし冷媒の均等分配が考えられるが、その為には特別なデバイス（分配器等）が必要となり、これによる冷媒圧力損失の増加による性能低下を招くばかりか、相当なコスト上昇を余儀なくされ実用化は極めて困難である。そこで、構造を大きく変えずに改良できないかと検討を重ねた結果、温度分布の悪い部分と良い部分を重ね合せれば改良できるのではないかと発想し、サイド部に流路を設け冷媒上流側の下タンクから冷媒下流側の上タンクへ流すという独自の冷媒回路を考案することができた。

その効果を **Fig. 7** に示す。冷媒流れは、空気流れに対しコア前後でその流れが同一となり、これによりコア前後で各々液冷媒の分配の少ない部分を液冷媒分配の多い部分と重ね合わせる事が可能となった。その結果、均一な温度分布を獲得することができ、冷房性能(Q) 3%向上を達成することができた。

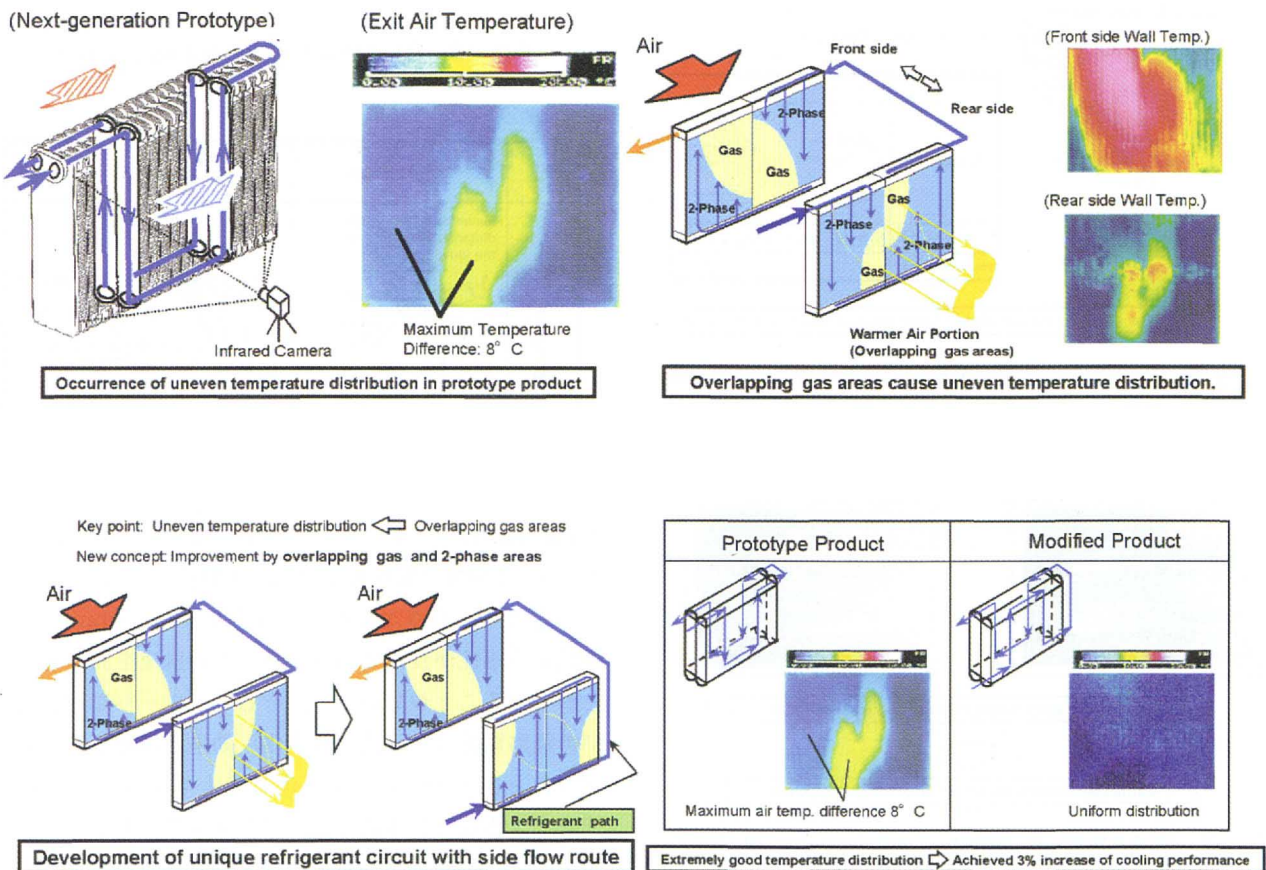


Fig. 7 Unique refrigerant circuit design and its effects

### 5. 水飛び性改良

Fig. 8は凝縮水の流れ経路を示す。冷却により発生した凝縮水の経路は、フィンとチューブ接合部を流れチューブ溝部 (Groove) に排出される場合 (図中実線の経路) と、フィンの内面を通り先端に到達し保水される場合 (図中破線の経路) がある。フィンピッチ (fp) の細密化はフィン先端の円弧 (r) を小とし、液膜内部圧力 ( $P = -T(\text{表面張力})/r$ )<sup>4)</sup> の低下を招くことから、保水力を高め水飛びしやすくなることが分かっている。フィンピッチ細密化の鍵はフィン先端の保水量を低減することであり、そのためにはチューブ溝部への排水促進が有効な手段である。

そこで、排水性向上を期待してチューブ溝部に洗剤 (界面活性剤) を塗布したところ、溝部への流出が促進されフィン端部の液膜が消失することを確認した。(Fig. 9)

この事実より、フィン先端部の排水性向上にはルーバ開口部 (Louver Opening) とチューブ溝部との表面

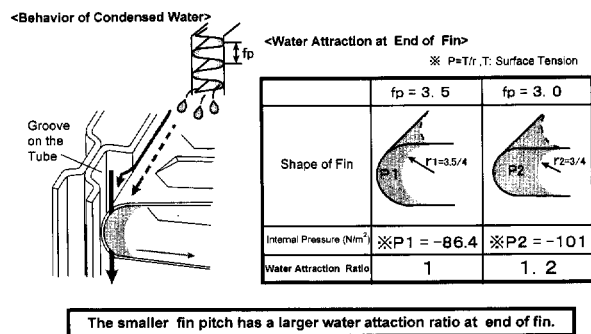


Fig. 8 Behavior of condensed water in groove on tube

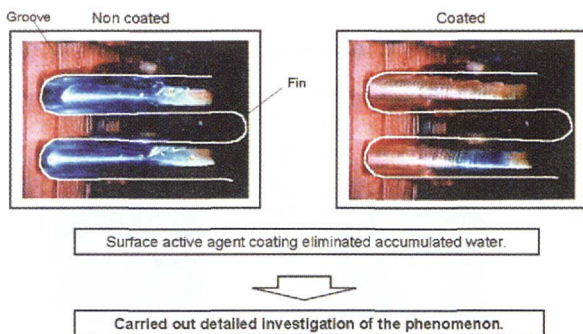


Fig. 9 Reduction in water attraction by surface active agent coating (joint study with Toyota Central R&D Labs., Inc.)

張力を下げ水濡れ性を良くする事、及びチューブ溝に形成される水膜により吸水力を向上させる事が重要であると分かった。

以上より、排水性向上のポイントを2項目に絞り検討を進めることとした。1つはフィンからチューブ溝への排水路を形成することにある。そのためにはルーバ端部と溝部への経路短縮が重要であり、 $l$ 寸法 (Fig. 11) の最小化が必要である。そして、2つ目は溝部吸水力の向上であり、吸水力を高めるためにはチューブ端部溝深さ  $h$  (Fig. 11) を小さくすればよいが、落下力が毛細管力により低下する。以上より吸水力が最大となる  $h$  が存在すると考え、これを実験的に確認することとした。

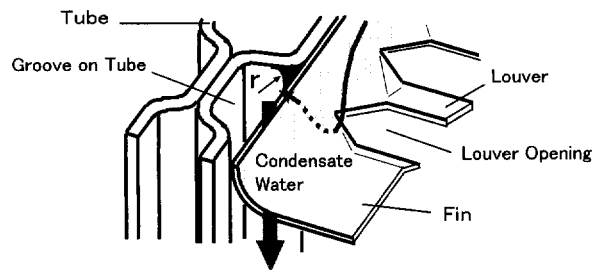


Fig. 10 Condensed water drainage route

Item	Path Formation	Water Attraction Force of Groove
Procedure	<p>Minimize the flow path distance from the end of the louver opening</p> <p>Design : <math>l = 0</math></p>	<p>Small <math>\leftarrow h \rightarrow</math> Large High <math>\leftarrow</math> Attraction <math>\rightarrow</math> Low Small <math>\leftarrow</math> Drainage <math>\rightarrow</math> Large</p> <p>The most suitable groove depth (h) must be examined.</p>

Fig. 11 Examination on drainage improvement

Fig. 12は、フィンピッチ 3.0 mmでのチューブ溝深さ ( $h$ ) と水飛び開始風速 ( $v_a$ ) の関係を示す。

上述より最適点が存在し、溝深さ  $h = 0.9$  mm のとき最も排水性が良好であり水飛び開始風速を高めることができた。そして、ルーバ端部と溝部の経路短縮 ( $l$ 寸法の最小化) 効果と併せてフィンピッチを 3.0 mm まで細密化してもユニット目標を達成できることを確認した。以上よりフィンピッチの下限を 3.5 mm から 3.0 mm に細密化が可能となり、冷房性能 (Q) を 2% 向上することができた。

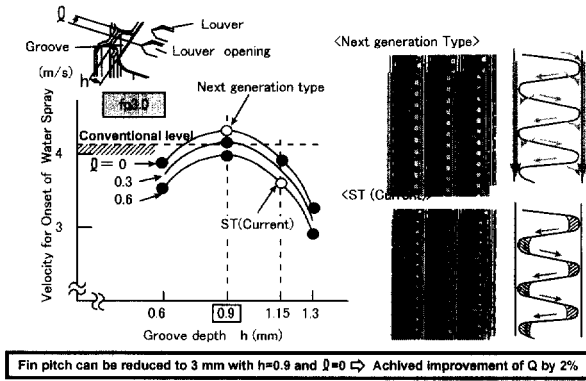


Fig. 12 Groove depth and velocity for onset of water spray

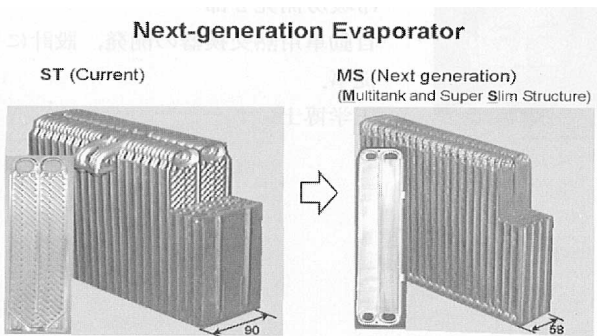


Fig. 13 ST & MS type evaporator

6. ま と め

以上、2つのデンソー独自（特許出願済）性能向上技術すなわち、温度分布改良技術による冷房性能(Q)向上3%、及びフィンピッチの細密化による同向上

Table 1 MS evaporator evaluation

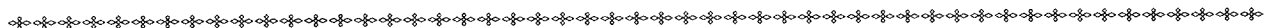
	Target value	MS	Evaluation	ST	Competitors	
					Co. M	Co. S
Core depth (mm)	60 or less	58 <100>	○	90	68 <117>	78 <128>
Performance Q/F	100	100 <100>	○	100	100 <100>	95 <97>
Weight W/Q	70 or less	64 <100>	○	100	88 <134>	94 <137>
Compactness V/Q	70 or less	68 <100>	○	100	74 <114>	87 <137>
Air Temp. distribution (Gr=50kg/h)	5°C or less	1~3°C	○	5~12°C	3~6°C	5~14°C

Q: Evaporator performance W: Weight  
F: Evaporator front area V: Volume

2%と併せて5%の性能向上が可能となり、インナーフィン挿入による性能向上と併せて、性能同等でコア幅を90 mm から 58 mm まで約2/3と世界一の画期的な小型化を達成することができた。Table 1に、目標値に対するMSエバポレータの達成状況（特性値）そして、比較のために他社レベル入れ整理した、MSエバは主要特性項目すべての目標を達成することができ、かつ他社に対して極めて高い優位性を確保した製品とすることができた。

＜参 考 文 献＞

- 1) Toshio Ohara : SAE Trans. 97-4 11988, PP. 25-35
- 2) J. Taborek : "Heat Exchangers Theory and Practice", PP. 427-432
- 3) Masaco Fujii : "Compact Heat-Exchanger", PP. 8-17
- 4) Masatada Tada : "An outline upon physics", PP. 172-178



〈筆 者〉



神谷 定行 (かみや さだゆき)  
冷暖房開発 2 部  
自動車用エバポレータの開発, 設計に従事.



森 正己 (もり まさみ)  
冷暖房開発 2 部  
自動車用熱交換器の開発, 設計に従事.



鳥越 栄一(とりごえ えいいち)  
冷暖房開発 2 部  
自動車用エバポレータの開発, 設計に従事.



大原 敏夫 (おおはら としお)  
冷暖房開発 2 部  
自動車用熱交換器の開発, 設計に従事.  
工学博士