

CFD による一体型カーエアコンの開発

Development of Compact Air Conditioning for Vehicles Using CFD

エアコン製作所 城山勝成*1 井澤友樹*1
長谷川泰久*1
技術本部 松田憲児*2 野山英人*3

自動車用エアコンは、乗員の快適性や安全性を確保するための必要機能として定着し、エアコン装着率はほぼ100%に達した。一方、自動車としての居住性向上や、高性能オーディオやナビゲーションシステムの搭載により、エアコンの小型化が必要となった。そこで、エアコン部品の統合による小型HVAC (Heater, Ventilater, Air Conditioner) ユニットの開発をCFD (Computational Fluid Dynamics) を用いて行ったので紹介する。

Recently, the rate of installation of automobile air conditioners is close to 100%. This is a result of the fact that air conditioners are considered to be standard, indispensable equipment for vehicles in fulfilling driver comfort requirements and to improve safety. On the other hand, to improve driver comfort, several additional devices such as multifunctional audio systems and an electronic navigation systems are now being installed, and as a result, the air conditioner is required to be as compact as possible. This compact automobile air conditioner was developed by reducing the size of each component as well as by combining the heater and cooler units.

1. 緒言

最近の自動車技術の動向は、快適性、安全性、環境問題などに注力されている。カーエアコンは、装着率がほぼ100%に達し、快適性や安全性を確保するための必要装置として定着し、また環境に優しいエアコンが望まれている。具体的には、居住スペースの拡大、エアバッグ、ナビゲーション機器の搭載などにより、エアコンの小型化、各乗員の好みにこたえるゾーン空調機能、省動力化や自然冷媒対応エアコンの開発が重要課題となっている。さらに、新型車開発期間短縮に伴い、エアコン開発期間の短縮も必要不可欠である。

このような様々な要求を満たすエアコンの開発を効率良く行うために、CAE (Computer Aided Engineering) が利用されている。このCAEは、1980年代前半から欧米を中心に始まり、現在では計算機の発達と解析手法の進展によって様々な分野で利用され、成果を上ている。

本報では、HVAC (Heater, Ventilater, Air Conditioner) ユニットの開発を行ったので、CAEの一つであるCFD (Computational Fluid Dynamics) の解析結果を交えて報告する。

2. HVAC ユニットの構造

2.1 ユニットの構造

現在、車室内側のエアコン部品は、図1に示すブロワ、クーラ、ヒータユニットの3主要部品から構成されているが、クーラの常装化、車両への組付け性、小型化、低コスト化から、今後のエアコンユニットの主流は一体化されていく。図2に今回開発を行った一体型HVACユニットを示す。

HVACユニットは図3に示すように、エバポレータ、エアミックスダンパ (以下、A/Mダンパと称す)、A/Mサブダンパ、ヒータコア、吹出し口切替ダンパからなる。ブロワによって車外又は車内から吸込まれた空気は、すべてエバポレータを通過し冷却される。この冷却された空気の一部又はすべてがヒータコアを通過

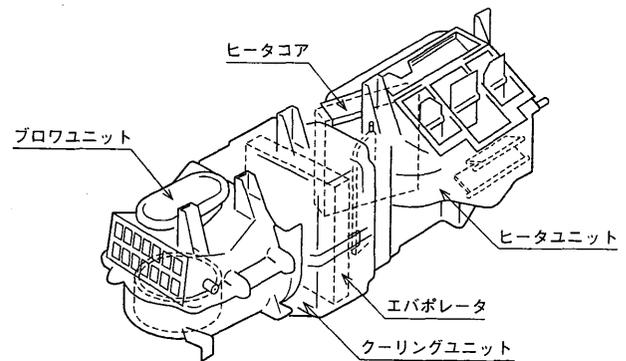


図1 現行型エアコンユニット 現在使用されているエアコンユニットを示す。
Current A/C unit

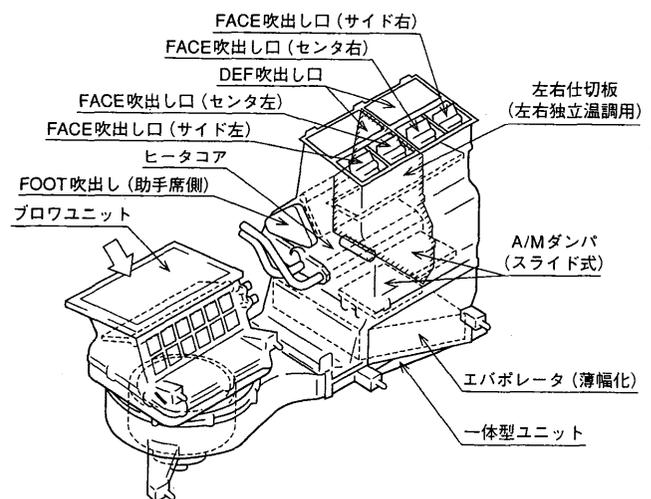


図2 HVACユニット ヒータ、換気、空調を一体化したエアコンユニットを示す。
HVAC unit

し加熱され、その冷温風量比をA/Mダンパによって調節し、吹出し温度を制御する。ヒータを通過し加熱された空気とエバポレー

*1 技術部カーエアコン1グループ
*2 名古屋研究所機械物理研究室
*3 名古屋研究所冷熱システム研究室

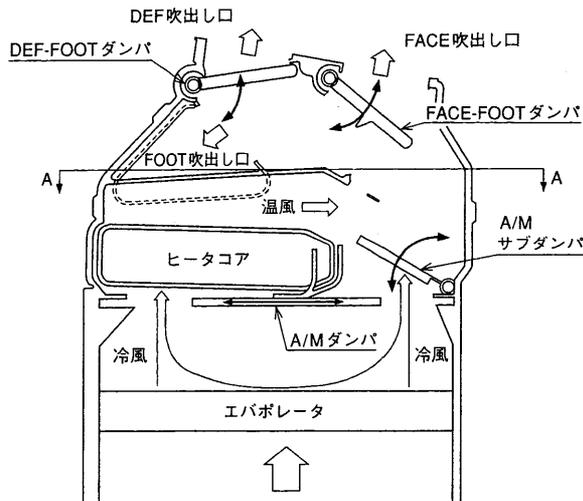


図3 HVACユニットの断面図 HVACユニットの構成部品を示す。
Cross section of HVAC unit

タから直接来た空気が混合され、目標温度になり、ダンパによって適切な吹き出し口から車室内へ吹き出される。このHVACユニットには、コンパクト化を進めるために次のような各コンポーネントの小型化も行われている。

まず、エバポレータには、ルーバフィンの細寸幅化やインナプレート表面へのエンボス追加、多孔板による冷媒分配の均一化等による高性能化を行い、奥行が68mmから58mmへ薄形化している。また、A/Mダンパにはスライドダンパ方式を採用し、従来のドア式ダンパと比較してユニット高さの大幅な低減を可能にした。またプロワファンに対しても、羽根形状を等厚翼から翼型翼に変更し⁽¹⁾、高効率及び吹き出しモード変更で生じる圧損変化による風量変化を少なくしている。運転席と助手席のそれぞれの好みにこたえる左右独立温調機能は、図2に示すようにエバポレータ以降の流路を完全に左右分離し、2分割されたA/Mダンパを独立して制御することで可能となる。

2.2 目標特性

HVACユニットには、小型化のみならず、低圧損化、低騒音化、快適な温調特性などが求められる。本報では、温調特性について説明する。

HVACユニットの理想的な吹き出し温度特性は、A/Mダンパ開度と吹き出し温度の関係がほぼ比例関係にあり、5つある吹き出しモード (FACE, Bi-Level, FOOT, DEF-FOOT, DEF) に応じて異なっている。Bi-LevelモードとDEF-FOOTモードは、FACE吹き出しとFOOT吹き出し又はDEF吹き出しとFOOT吹き出しで吹き出し風量比が50%:50%の状態である。これらのモードに対応した吹き出し温度特性、HVACユニットの小型化、低圧損・大風量化を図るためには、従来の手法では短期間で開発することは困難であり、CFDを用いて事前に検討を行い、効率よく開発を進めた。

3. HVACユニットのモデル化

3.1 解析モデル

解析モデルのモデルの次元数と格子数によって解析精度と計算時間に大きな差が生じることから、本開発では、3段階のステップ (次元, 格子数) により開発を進めた。まず開発初期段階では三次元モデルを用いて計算を行い、ユニットの基本性能 (吹き出し温度と圧力損失) の予測を行い、ユニット全体の構造を決定した。

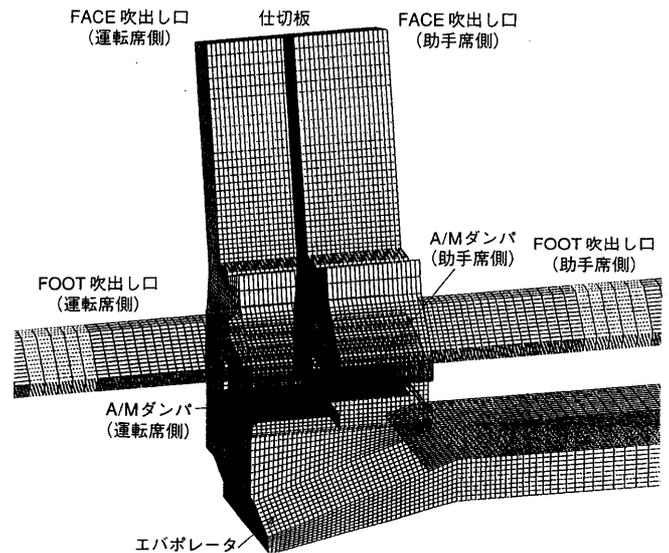


図4 三次元モデル (格子数約10万) 解析に用いた三次元モデルを示す。
Three-dimensional model

次に、ヒータ部に対しより詳細なメッシュを持つ二次元モデルを用いて、温調性改善対策や低圧損対策の抽出を行った。最後に主な作動条件で詳細な三次元モデルを用いて、目標性能の確認を行うという手順で開発を進めた。図4に初期構造検討用三次元モデルを示す。解析には、非構造格子を用いた有限体積法により、Navier-Stokes方程式を離散化した三次元乱流解析コード (k-ε乱流モデル) を用い、その基本式を式(1)から式(8)に示す。

質量保存式

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i) = 0 \quad (1)$$

運動量保存式

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_i u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \left(\frac{2}{3} \mu \frac{\partial u_l}{\partial x_l} \right) \right] - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} (-\rho u'_i u'_j) \quad (2)$$

エネルギー保存式

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho h) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i h) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\chi + \frac{\mu_t}{Pr_t} \right) \frac{\partial T}{\partial x_i} \right] + \frac{Dp}{Dt} + (\tau_{ik})_{eff} \frac{\partial u_i}{\partial x_k} + S_h \quad (3)$$

乱流エネルギー

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i k) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] + G_k + G_b - \rho \epsilon \quad (4)$$

乱流散逸率

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i \epsilon) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_i} \right] + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} [G_k + (1 - C_{3\epsilon}) G_b] - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} \quad (5)$$

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\epsilon} \quad (6)$$

$$G_k = -\overline{\rho u'_i u'_j} \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \quad (7)$$

$$G_b = -g_i \frac{\mu_t}{\rho Pr_t} \frac{\partial \rho}{\partial x_i} \quad (8)$$

ただし、

- ρ : 密度 (kg/m³)
- t : 時間 (s)
- x_i : 位置座標 (m)
- u_i : x_i 方向の速度 (m/s)
- μ : 粘度係数 [kg/(m·s)]
- p : 流体の圧力 (N/m²)
- h : 比エンタルピー (J/kg)
- α : 熱伝導率 [J/(m²·k·s)]
- Pr_i : プラントル数 (無次元数)
- T : 温度 (K)
- τ : 偏差応力テンソル (N/m²)
- S_h : エネルギーソース (J)
- k : 乱流エネルギー (m²/s²)
- G_k : 乱流応力による k の発生項
- G_b : 浮力による k の発生項
- σ : 応力テンソル (N/m²)
- ϵ : 乱流消失率 (m²/s³)
- g : 加速度 (m/s²)

次に、HVACユニットを構成する各コンポーネントのモデル化について説明する。

3.2 熱交換器

熱交換器では、熱交換と圧力損失が生じる。熱交換器の幾何形状を厳密にモデル化することは、計算時間の増加等の点から本解析の趣旨と異なるため、熱交換器を一様に均質な抵抗体と見なし、実験で得られた圧力損失を用いて熱交換器の垂直方向の抵抗係数を決めた。

またフィンによって流れが制限される熱交換器と平行方向については、抵抗を十分大きい値とした。さらに、ヒータコアに関しては、実験で得られた風速に対する放熱量を与えた。エバポレータに関しては、A/Mダンパ開度による吹出し温度特性を予測することを目的としているため、熱交換は考慮せず、実験値を基に圧力損失のみをモデル化した。

3.3 吸込・吹出しダクト

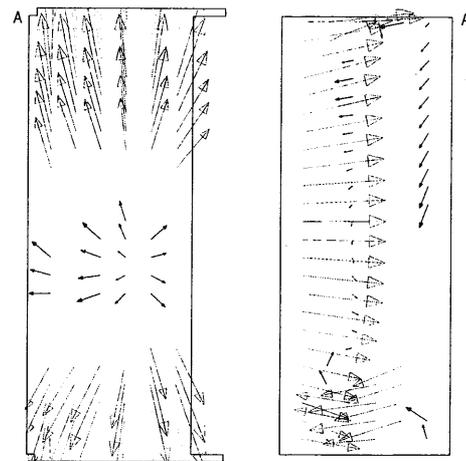
エアコンユニットは、搭載車両によって吸込・吹出し各ダクトの形状は異なり、また複雑な形状をしている。そこで、形状を厳密にモデル化せず、吸込・吹出しダクト共に形状を直線とし、吹出しダクトには、その中間に実験で得られた圧力損失をモデル化し与え、出口境界で静圧 0 Pa とした。入口境界では各モードごとに目標風量 (300~500 m³/h) 相当の様な流速分布を与え、エバポレータでは熱交換を行わないと仮定したため、あらかじめ吸込空気温度をエバポレータ出口温度である 0℃ とした。

4. 解析結果

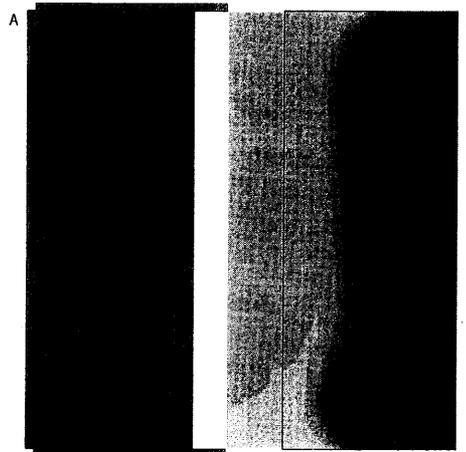
4.1 基本 HVAC ユニット

4.1.1 基本性能の把握

開発初期段階では、比較的粗い格子を持つ三次元モデルを用い、空気の流れや圧力損失について予測を行った。吹出しモードの一つである Bi-Level モード、A/Mダンパ開度 50% 時の A-A 断面 (図3参照) の解析結果を図5に示す。FACE 吹出し時に空気の流れがエバポレータ後流で逆ネジの方向で大きなねじれが発生し、左右吹出し温度差が生じることが予測された。そこで、このねじれが発生しないようにエバポレータ後流側のケース形状の改良を行った結果の測定値を表1に示す。



(a) 流速分布



(b) 温度分布

図5 流速分布、温度分布の解析結果 図3 A-A断面での流速分布、温度分布を示す (三次元モデル)。

Distribution of velocity and temperature on A-A cross section in Fig.3

表1 ケース形状変更前後の吹出し温度測定結果 (FACE モード)

Experimental results of efficiency of modifications (FACE mode)		単位: °C		
A/Mダンパ開度		30%	50%	70%
対策前	運転席吹出し	20.3	30.7	44.0
	中央右吹出し	13.8	20.2	33.4
	中央左吹出し	20.0	23.9	31.5
	助手席吹出し	10.1	19.1	31.2
	最大差	10.2	11.6	12.8
対策後	運転席吹出し	20.5	30.4	41.0
	中央右吹出し	16.6	23.7	36.6
	中央左吹出し	19.2	24.4	33.7
	助手席吹出し	15.9	26.2	36.5
	最大差	4.6	6.7	7.3

4.1.2 吹出し温度特性の把握

吹出し温度特性を予測するためには、詳細な格子を必要とする。しかし、吹出しモードと A/Mダンパ開度の二つのパラメータを有する HVAC ユニットでは、詳細な格子の三次元モデルを用いることは実用的でない。また、HVAC ユニット上部については左右方向に対称であり、流れがほぼ二次元的であることから、吹出し温度特性の把握及び改良に詳細な格子を持つ二次元モデルを用いた。DEF-FOOT 吹出しモード時の解析結果を図6に示す。DEF 吹

表2 HVACユニット吹出し温度分布解析結果 (Bi-Levelモード, A/Mダンパ開度50%)
Analysis result of HVAC (Bi-Level mode, A/M damper 50%)

	助手席側 FOOT 吹出し温度(°C)	FACE吹出し温度(°C)				運転席側 FOOT 吹出し温度(°C)	圧力損失 (Pa)
		サイド(左)	センタ(左)	センタ(右)	サイド(右)		
基本ユニット	導風板なし	45.9	17.8	24.3	25.6	19.9	336.9
	導風板あり	44.9	22.7	20.0	23.5	21.3	337.7
左右独立温調 付きユニット	導風板なし	44.8	18.4	19.8	19.9	19.3	329.9
	導風板あり	43.2	21.7	18.5	18.7	21.1	332.6

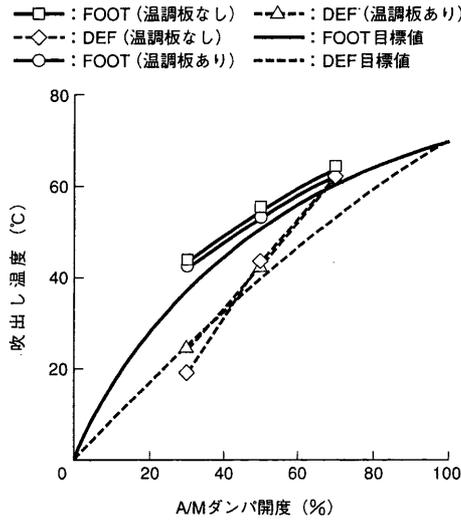


図6 吹出し温度 (DEF-FOOTモード)
DEF-FOOTモード時の吹出し温度を示す(二次元モデル).
Discharge air temperature

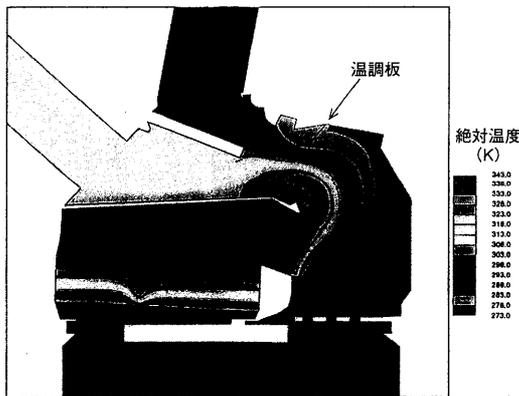


図7 温度分布 (DEF-FOOTモード, A/Mダンパ開度30%)
ユニット内部の温度分布を示す(解析結果, 二次元モデル).
Temperature distribution in HVAC unit

出し温度が目標値に対してA/Mダンパ開度30%付近で約6°C低くなるため、冷温風の混合を促進する温調板(図7参照)をFACEダンパ裏に入れることで改善を図った。このような解析を、5つの吹出しモード、3つのA/Mダンパ開度で行い、吹出し温度特性の改善を行い目標とする温度特性を実現した。

4. 1. 3 目標性能の確認

最後に、改良対策を盛り込んだHVACユニットについて、性能確認を行うための詳細な三次元モデルを用いた解析結果の一例を、表2に示す。FOOT吹出し温度には左右間に温度差が生じていないが、4分割されたFACE吹出し口では、吹出し中央部(センタ右, センタ左)の温度が両側に対して高くなる。これは、A/Mサ

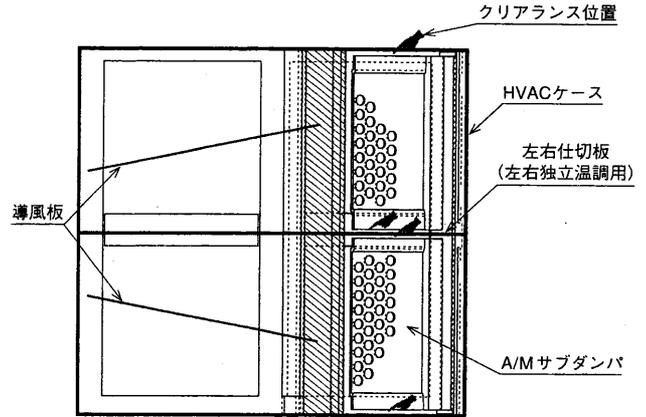


図8 A/Mサブダンパ横のクリアランスと導風板
左右温度差を生じる原因であるクリアランスと導風板を示す。
Clearance between HVAC unit and A/M sub-dumper

ブダンパ(図3参照)とHVACケースの両サイドに構造上生じるクリアランスを通過する冷風によるものであり、導風板(図8参照)をヒータ下流部に付加えることで、均一な吹出し温度特性を実現した(表1参照)。導風板の効果は実験にても確認されており、CFDによる解析にて効率良く対応が可能であった。

4. 2 左右独立温調HVACユニット

左右独立温調型ユニットにおいては、Bi-LevelモードでのFACE吹出し温度ばらつきを予測したところ、導風板なしで十分な性能が得られた。これは、冷風の通過する箇所が上述の2箇所に加え、A/Mサブダンパと中央の左右仕切板とのクリアランスがあり、これがそれぞれの吹出し口の一つずつあるため、吹出し口間での温度ばらつきは、基本ユニットに対して大きく減少している。この解析結果から、基本ケースに用いた導風板は必要ない見通しを得、実験にて確認を行った。よって左右独立温調型ユニットの構造の簡略化、試験回数の削減に貢献した。

5. ま と め

小型化、大風量、低圧損、快適な温調特性を有するHVACユニット、さらに左右独立温調機能付きHVACユニットの開発を行った。

HVACユニットの開発において、従来は試行錯誤的に進められていた作業に対して、CFDを用いることによってHVACユニット内の流動状況が把握でき、目標性能を満たす構造設計を短期間に行うことが可能となった。

今後、多機能化するカーエアコンの開発に際し、CFDを有効に活用していく所存である。

参 考 文 献

(1) 秋元良作ほか、ヒータ・クーラー一体形カーエアコンの開発、三菱重工技報 Vol.33 No.2 (1996-3) p.94~97