自動車室内温度分布解析に基づいた乗員の温冷感予測*

片岡拓也^{*1}, 中村佳朗^{*2}Prediction of Thermal Sensation based on Simulation
of Temperature Distribution in a Vehicle CabinTakuya KATAOKA^{*3} and Yoshiaki NAKAMURA^{*3} Mitsubishi Motors Corporation, Passenger Car Engineering Center, Research Dept.,
1, Nakashinkiri, Hashime-Cho, Okazaki-shi, Aichi, 444-8501 Japan

Thermal comfort in an automobile is predicted with numerical simulation. The flow field and temperature distribution are solved with a grid system based on many small cubic elements which are generated automatically with cabin and passenger configuration. Simulation of temperature is combined with simulation of cooling cycle and calculation of heat transfer at the wall including solar radiation to treat transient and actual driving conditions of the vehicle. In order to evaluate thermal comfort, transitional effective temperature is calculated from simulated thermal conditions and physiologic values which are calculated by a simple model of human thermal system. This system can well predict thermal sensation of passengers in a short period of time.

Key Words: Computational Fluid Dynamics, Air Conditioning, Automobile, Thermal Comfort, Thermal Sensation

1. はじめに

冷暖房の普及と住宅などにおける空気調和環境の快適性の向上に伴い、自動車にもより快適な室内環境が求められている。また、自動車開発期間短縮および開発費削減のため、予測技術に基づいた品質のよい設計が重視されている。それに伴い、建築や家電分野などで先行していた空気調和の温度分布や温冷感の予測が自動車でも試みられるようになってきている。

自動車では、初期には黒谷⁽¹⁾らが、車室内の温熱環境解析を試みた。これは、空気調和機の運転状態と熱負荷を考慮し、時間変化を伴う車室内温度を予測したものだが、車室内は単一要素として取扱っていた。最近では、小森谷⁽²⁾、Currie⁽³⁾、岡田⁽⁴⁾らによって、車室内温度分布の数値解析が試みられており、この中には温度分布と人体熱モデルを用いて温冷感の評価まで試みたものもある。しかし、実車の環境や運転条件の下での非定常な温熱環境を解析し、評価した研究例は見

られないうえに、解析時間短縮の課題が残されているものと考えられる。

自動車乗員の温熱快適性の予測には、数値解析による温度分布の予測に加えて、次の三つの技術要件が必要とされる。まず第1に、入力に関して要素分割の自動化がある。乗員まで含んだ車室形状は非常に複雑であるにもかかわらず、短い開発期間の中で予測技術を活用するためには、計算まで含めて数日で結果が得られる必要がある。第2に、温度計算に関して車体伝熱や日射計算などとの連成がある。車室は気流に関してはほぼ閉じた空間とみなせるが、熱については閉じていないため、ガラスを通した日射や車体伝熱、換気と空気調和機の熱交換を時間変化まで含めて考慮しなければならない。最後に、温熱環境の評価がある。乗員の温冷感はまわりの空気温度だけでなく日射や風速、湿度などの影響を受けるため、これらを総合的に評価する指標が要求される。本研究は従来の研究をさらに進めて、これらの技術要件を満足させるシステムの構築を試みたものである。

最初の技術要件である要素分割の自動化には、近年複雑な形状の解析に見直されてきている直交要素⁽⁵⁾を採用した。そして、代表的寸法の入力だけで車室形状を生成する手法をこれに加え、計算モデルを完全に

* 原稿受付 1999年1月22日。

^{*1} 正員、三菱自動車工業(株)乗用車技術センター研究部
(〒444-8501 岡崎市橋目町字中新切1)。^{*2} 正員、名古屋大学大学院工学研究科 (〒464-8603 名古屋市千種区不老町)。

E-mail: kataoka-takuya@pde.mitsubishi-motors.co.jp

自動生成できるシステムを作成した。

温度計算は、ミクロなモデルを用いた車室内の温度と流速の数値解析と、マクロなモデルを用いた空調和風や車室壁面の温度計算を連成した。空調和風は換気や冷凍サイクルを含む空調和機の熱交換を考慮し、車室壁面温度は室内空気との熱伝達に加え日射と車体伝熱を考慮して計算した。

温熱環境の評価は、人体熱モデルで計算した乗員の生理量と乗員まわりの温熱環境から体感温度を算出し乗員の温冷感を予測して評価を試みた。

本論文ではこれらの方法の詳細および自動車室内温熱環境の予測を試みた結果について述べる。

2. おもな記号

A_c : 凝縮器の空気側伝熱面積	m^2
A_E : 蒸発器の空気側伝熱面積	m^2
$C_{\min} = c_p G_c$	
c_p : 凝縮器の冷却空気の定圧比熱	$\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$
G_c : 凝縮器の空気流量	kg/s
G_E : 蒸発器の空気流量	kg/s
Gr : グラスホフ数	
ΔH : 冷媒の比冷効果	J/kg
I_d : 直達日射量	W/m^2
I_r : 日射反射量	W/m^2
i_{a1} : 蒸発器入口空気エンタルピー	J/kg
i_{a2} : 蒸発器出口空気エンタルピー	J/kg
i_f : 蒸発器フィン表面空気エンタルピー	J/kg
k : エンタルピー基準空気側熱伝達係数	$\text{W}/(\text{m}^2 \text{J}/\text{kg})$
K : 凝縮器の熱通過率	$\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$
n : 計算要素の境界外向き法線ベクトル	
Nu : ヌッセルト数	
p : 無次元圧力	
P : 圧縮機の動力	W
Pe : ペクレ数	
Q_c : 凝縮器の熱交換量	W
Q_E : 蒸発器の熱交換量	W
R : 圧縮機の冷凍能力	W
Re : レイノルズ数	
R_E : 蒸発器の熱抵抗	K/W
t_g : ガラスの日射透過率	
t : 無次元時刻	
t_{a2} : 蒸発器出口空気温度	$^{\circ}\text{C}$
t_{ac1} : 凝縮器の冷却流体入口温度	$^{\circ}\text{C}$
t_c : 凝縮温度	$^{\circ}\text{C}$
Δt_c : 過冷却度	K

t_E : 蒸発温度	$^{\circ}\text{C}$
Δt_E : 過熱度	K
t_f : 蒸発器のフィン表面の温度	$^{\circ}\text{C}$
u : 無次元流速	
α : 日射吸収率	
Γ : 計算要素の無次元表面積	
δ : クロネッカーのデルタ	
ε : 熱通過有効度	$= 1 - e^{-KA_c/C_{\min}}$
θ : 無次元温度	
θ_b : 日射と物体表面の法線が成す角	
θ_g : 日射とガラス表面の法線が成す角	
ρ : 冷媒の密度	kg/m^3
$\Delta \Omega$: 計算要素の無次元体積	

3. 温度分布解析

まず、温度と風速分布の解析方法を説明し、比較的単純な形状と条件のもとで基本的な精度を検討した結果について述べる。

基礎方程式には Boussinesq 近似を用いた非圧縮性流体の方程式を用いた。これを、対流項に Adams-Bashforth 法を、粘性項には Crank-Nicolson 法を適用し、時間に関して二次精度の半陰的 2 段階時間積分法で離散化した。式(1)～(5)に離散化された方程式を示す。

$$\frac{u_i^* - u_i^n}{\Delta t} \Delta \Omega = -\frac{3}{2} \int_{\Gamma} u_j^n u_i^n n_j d\Gamma + \frac{1}{2} \int_{\Gamma} u_j^n u_i^{n-1} n_j d\Gamma + \frac{1}{2} \frac{1}{Re} \int_{\Gamma} \frac{\partial u_i^n}{\partial n} d\Gamma + \frac{1}{2} \frac{Gr}{Re^2} \delta_{i3} \theta^n \Delta \Omega \quad \dots\dots\dots (1)$$

$$\frac{\theta^* - \theta^n}{\Delta t} \Delta \Omega = -\frac{3}{2} \int_{\Gamma} u_j^n \theta^n n_j d\Gamma + \frac{1}{2} \int_{\Gamma} u_j^n \theta^{n-1} n_j d\Gamma + \frac{1}{2} \frac{1}{Pe} \int_{\Gamma} \frac{\partial \theta^n}{\partial n} d\Gamma \quad \dots\dots\dots (2)$$

$$\frac{\theta^{n+1} - \theta^*}{\Delta t} \Delta \Omega = \frac{1}{2} \frac{1}{Pe} \int_{\Gamma} \frac{\partial \theta^{n+1}}{\partial n} d\Gamma \quad \dots\dots\dots (3)$$

$$\int_{\Gamma} \frac{\partial p^{n+1/2}}{\partial n} d\Gamma = \frac{1}{\Delta t} \int_{\Gamma} n_i u_i^* d\Gamma + \frac{1}{2} \frac{Gr}{Re^2} \int_{\Gamma} \theta^{n+1} n_3 d\Gamma \quad \dots\dots\dots (4)$$

$$\frac{u_i^{n+1} - u_i^*}{\Delta t} \Delta \Omega = -\int_{\Gamma} n_i p^{n+1/2} d\Gamma + \frac{1}{2} \frac{1}{Re} \int_{\Gamma} \frac{\partial u_i^{n+1}}{\partial n} d\Gamma + \frac{1}{2} \frac{Gr}{Re^2} \delta_{i3} \theta^{n+1} \Delta \Omega \quad \dots\dots\dots (5)$$

式(1)、(2)で中間ステップの速度 u^* と温度 θ^* を計算し、式(3)で $n+1$ 時間ステップの温度 θ^{n+1}

を、式(5)で速度 u^{n+1} を求めた。圧力のポアソン方程式は中間レベルで構成されるため非斉次項が簡素化されている。このような2段階化により時間積分の精度が高められ、安定性が向上されている⁽⁶⁾。

空間に関する離散化に直交要素を用いた有限体積法を用い、対流項には一次精度の風上積分を適用した。物体部分の要素は流体を非通過とし、表面部分で境界条件を設定した。また、計算時間とメモリーを節約するために乱流モデルは省略している。

車室内の温度分布を計算する際の境界条件を表1に示す。吹出し口は、速度と温度を与える強制吹出しとして扱う。流出口は、自由流出条件とし、吸込口の圧力を基準圧力とする。速度と温度の定数部分は、実験値、または、他の計算式による計算値を与える。

この解析の精度を確認するため、簡易的な車室内モデルで実験と解析を行い、比較した。このモデルは、

Table 1 Boundary conditions

	Walls	Air vents	Exhaust vent
Velocity	$u = 0$	$u = \text{const}$	$\frac{\partial u}{\partial n} = 0$
Pressure	$\frac{\partial p}{\partial n} = \frac{\rho_i \delta_B Gr}{Re^2 \theta}$	$\frac{\partial p}{\partial n} = 0$	$p = 0$
Temperature	$\theta = \text{const}$	$\theta = \text{const}$	$\frac{\partial \theta}{\partial n} = 0$

Fig. 1 Simple model of cabin

図1に示すように、座席一つと空気調和風吹出し口二つ、流出口一つをもつ。二つの吹出し口の大きさは100 mm×90 mmで、インパネ相当の突起の傾斜部に設けられている。流出口はインパネ相当の突起の下面にあり、大きさは200 mm×100 mmである。

実験模型は、10 mm厚さの亚克力製で、実験は恒温室で行った。吹出し口に、外部から空気調和された空気を送り込み、十分長いダクトを取付けた流出口から室外に空気を排出した。恒温室温度は35°C一定とし、模型室内空気温度を60°Cとなるように暖めた後、吹出し口で15°C、5 m/sの空気を送り込み、室内温度の時間変化を計測した。空間の分布量を検証に用いるため、室内全体の空気温度を、熱電対を用いて、100 mm間隔で910点計測した。また、三次元レーザ流速計を用いて、図1のA-A'断面の流速分布を50 mm間隔で256点計測した。

吹出し口の風速は5 m/sで、主流部分をベクトルで表すと $(u_1, u_2, u_3) = (4.47, 0, 2.24)$ と設定した。これは、吹出し口面に対して垂直に吹出していることとなる。実験模型における吹出し口の風速部分を、三次元レーザ流速計で計測した結果を図2に示す。図2は吹出し口面に垂直な方向から見た図であり、流速の等高線と、二次流れの流速ベクトルを別々に示している。

計算の境界条件は表1に基づいて与えた。吹出し口の風速分布は図2の実測値を用いた。壁面の温度は、実験時に薄膜形熱電対で計測した壁面温度を境界条件に用いた。室内の初期温度や吹出し風の温度も実験と同一とした。計算の要素サイズは10×10×10 mmとした。また実験値との比較には、実験の計測点と同じ点の値を計算結果から抽出して用いた。

図3は室内平均空気温度の時間変化を示しており、実験値と計算値の差は1 K程度である。図4の実線は実験値と計算値の差の標準偏差を取ったもので2~4 K程度となっている。図4の点線は本来対称な簡易車室左右空間の実験値の差の標準偏差を示しており、これを実験におけるばらつきとみなすと実験値と

Fig. 2 Velocity distribution on air vents

Fig. 3 Transitional mean air temperature

Fig. 4 Standard deviation of temperature difference

Fig. 5 Velocity vectors on A-A' plane

Fig. 6 Temperature distribution on A-A' plane

計算値の差の半分程度はこれが原因と考えられる。一方、吹出し口断面における安定後の風速分布を図5に、15 min 経過時点の温度分布を図6に示す。このときの実験値と計算値の相関係数は風速が0.87、温度が0.77で、温度の相関がやや低いもののまずまずの一致である。

4. 計算モデルの自動生成

次に、実車相当のモデルを用いた解析方法について

Fig. 7 Example of input parameter

Fig. 8 Panel and wire frame model

Fig. 9 Triangle surface elements

述べる。

前処理において最も時間を要する車室および乗員の形状生成は図7に一部例示した車室の基本寸法と各座席の乗員の有無を入力することで自動生成する。このような形状入力にした理由はCADなどでの形状生成の手間を省くためだけでなく、車室の細部形状が決まる前の段階で空気調和性能の見通しを立てる必要があるためである。

車室形状は入力された基本寸法を基にパネルで定義し、乗員はあらかじめワイヤフレームデータで保管してある人体各部形状を基に、車室の座席形状に合わせて関節を曲げて生成した(図7, 8)。次に、このパネルとワイヤフレームを基にトランスファイナイト内挿法で表面要素を生成した(図9)。この三角形要素は日射計算と、次に説明する流体解析用要素生成に用いた。

流体解析用要素はまず、解析領域全体を覆う直方体領域を定義し、それを細分した立方体要素として定義した。次に、図9に示した表面要素との交差関係を調べ、流体と物体の区別を付け、物体表面要素に流体解

析時の境界条件に応じたフラッグ付けをした。ここでは、立方体の50%以上が流体となる要素を流体要素として定義した。

生成された流体解析用要素の物体表面形状を図10に示す。車室内空気調和の解析においては、デフロスタ流れを除けば、壁面に沿った流れよりも空気調和風の噴流がどのように人体周辺に到達するかが重要である。したがって人体の末梢形状や障害物となるステアリングホイールなどがモデル化できることのメリットは大きく、このモデル化が自動的にできることの意義は大きい。

この方法では、日射計算や流体解析用の要素はSX-4(NEC製, 2G Flops)を用いて約5 minで生成され、基本寸法の入力を含めても数hで前処理が完了した。

5. 温度の連成計算

車室内の温度分布解析時の境界条件となる空気調和風吹き出し口と車室壁面および人体表面の温度は、冷凍サイクルの釣合い点解析とマクロなモデルに基づく常微分方程式を解くことで与えた。また一方、このマクロモデルで必要とされる空気調和機の吸込空気温度および壁面や人体との熱伝達係数は、室内温度と風速分布の解析で求められた値を用いた。以下、その概要について説明する。

5.1 空気調和風の計算 自動車の代表的な空気調和システムは、ファンの後流に冷凍機の蒸発器が置かれ、蒸発器の後流の一部がダンパを介してヒータで暖められた後、再度残りの冷風と混合して温度調節がなされるようになっている。

本計算ではあらかじめ得られている圧縮機、凝縮器、蒸発器、膨張弁などの機器の特性をもとに、冷凍サイクル計算に基づいて蒸発器出口空気温度を計算した。さらに、送風機の電圧に対する風量、風量と水温に対するヒータの熱交換量、ヒータのダンパ開度に対する冷風と温風の混合割合に関して、あらかじめ得られた実験データから近似関数を導き、空気調和風の風量と吹出し温度を算出した。

冷凍サイクルの釣合い点解析は酒井⁽⁷⁾や逆瀬川⁽⁸⁾

Fig. 10 Voxel surface elements

らによってなされており、基本的には同様な方法を採用した。まず、蒸発器の特性は

$$i_{a1} - i_f = \frac{1}{1 - e^{-(kA_E/G_E)}} \frac{Q_E}{G_E} \dots\dots\dots (6)$$

と表すことができる。このときフィン表面空気エンタルピー i_f およびフィン表面温度 t_f は

$$i_f = F(t_f) \dots\dots\dots (7)$$

$$t_f = t_E + \Delta\theta_E + R_E Q_E \dots\dots\dots (8)$$

によって得られるものとする。なお、凝縮温度と実際の熱伝達にかかわる温度には差があり、式(8)の $\Delta\theta_E$ はそれを示す。

凝縮器での熱交換量は次の式で与えられる。

$$Q_C = C_{\min} \epsilon (t_c - t_{ac1}) \dots\dots\dots (9)$$

次に、圧縮機特性は、冷凍能力 $R_0(t_E, t_c)$ 、動力 $P_0(t_E, t_c)$ が各回転数において与えられているとすると運転時過熱度、過冷却度において

$$R(t_E, t_c, \Delta t_E, \Delta t_C) = \frac{\rho(t_E, t_c)}{\rho(t_E, 0)} \frac{\Delta H(t_E, t_c, \Delta t_E, \Delta t_C)}{\Delta H(t_E, t_c, 0, 0)} R_0 \dots\dots\dots (10)$$

$$P(t_E, t_c, \Delta t_E) = \frac{\rho(t_E, t_c)}{\rho(t_E, 0)} \frac{273.15 + t_E + \Delta t_E}{273.15 + t_E} P_0 \dots\dots\dots (11)$$

で与えられる。これらを整理すると次の二つの方程式が得られる⁽⁷⁾。

$$i_{a1} - F(t_E + \Delta\theta_E + R_E R) = \frac{1}{1 - e^{-(kA_E/G_E)}} \frac{R}{G_E} \dots\dots\dots (12)$$

$$R + P = C_{\min} \epsilon (t_c - t_{ac1}) \dots\dots\dots (13)$$

ここで、 $\Delta t_E, \Delta t_C, R_E, k, C_{\min} \epsilon, R_0, P_0$ などはすべて各機器の単体試験データから得られるため、自動車と空気調和機の運転条件が定まれば式(12)、(13)において未知数は t_E, t_c のみとなるのでこれらを満足する値を求めた。

これを基に、蒸発器出口の空気のエンタルピーは

$$i_{a2} = i_{a1} - \frac{R}{G_E} \dots\dots\dots (14)$$

と求められる。蒸発器出口空気温度は、蒸発器出口の空気の相対湿度がほぼ90~95%となることが知られているため⁽⁸⁾、湿り空気線上の90%となる線を最小二乗近似して得た関数

$$t_{a2} = g(i_{a2}) \dots\dots\dots (15)$$

を用いて求めた。

空調機の吸込空気温度は温度分布解析と連成させ、冷房開始時の時々刻々と変化する蒸発器入口空気温度を考慮して、非定常な解析を可能とした。

5.2 車室内壁面温度計算 車体壁面は厚さがあり、断熱材や制振材だけでなく機構・構造物も入って

いる部分もあるが、ここでは壁面の熱通過率を与え、内外2層のパネルに分割してモデル化した。

壁面には空気からの熱伝達と日射で熱が加わることをし、車外側パネルでは走行時に強制対流熱伝達率を

$$Nu=0.029 Re^{0.8} \dots\dots\dots (16)$$

で与えた。

日射は図9の細分化された三角形要素を用いて計算した。車室内の境界要素に到達する直達日射量は

$$I_d = I_{a0} t_g \cos \theta_g \dots\dots\dots (17)$$

と与えられる⁽⁹⁾。ここで、 I_{a0} は車外の垂直面直達日射量であり、ガラスの透過率 t_g は入射角特性を考慮して次式で与えた。

$$t_g = t_0(3.4167 \cos \theta_g - 4.389 \cos^2 \theta_g + 2.4948 \cos^3 \theta_g - 0.5224 \cos^4 \theta_g) \dots\dots (18)$$

車室内の境界要素では、吸収率 α に応じて

$$I_r = (1 - \alpha) I_d \dots\dots\dots (19)$$

の日射が反射され、他の要素に到達する。この相互拡散反射はラジオシティ法などにより正確に計算することは可能であるが⁽⁹⁾、形態係数の計算に多くの時間を費やすので、ここでは直達日射の反射成分の総和を車室内各境界要素の面積と吸収率に応じて均等に配分した。

車外のパネルには直達日射に加えて、天空反射日射も考慮して日射熱量を計算した。

5.3 人体生理量、湿度 人体の生理量は先に開発した人体伝熱モデルを用いて計算した⁽¹⁰⁾。このモデルは人体を頭、首、上体く部、下体く部、上腕、前腕手、大たい、下たい、足の16部位に、それらの各部位はさらに体核と皮膚の2層に分割したもので、非定常な環境下の皮膚温などを計算することができる。

車室内の湿度は絶対湿度を均一と仮定して、換気による流入と蒸発器での除湿を考慮した方程式から求めた。自動車では、空気調和機に外気を導入していない場合もすきまによる自然換気がある。この侵入経路の詳細は不明なため、自然換気量は実験値を基に与え、湿度計算に反映した。また、その顕熱部分は車室内の平均空気温度の上昇として盛り込んだ。

6. 体感温度の算出

著者の一人は先に、乗員まわりの温度・風速などの計測値から非定常時の温冷感の推定を試みた⁽¹⁰⁾。ここでは、その方法を用いて乗員まわりの温度・風速などの計算値から温冷感を推定した。

温冷感は温熱環境にかかわる温度、風速、放射、湿度、着衣、代謝量を総合的に評価する新標準有効温度SET*で評価が可能である⁽¹¹⁾。SET*は、平穏な風

速、相対湿度50%、標準着衣(0.6 clo)で温度だけが変化する標準環境を考え、任意の環境下で人体が放散するのと等量の熱量を標準環境で放散すると仮定した等価温度であり、一般に定常で均一な環境を評価する指標とされている。

ここではこの考え方を発展させて、温度だけが非定常に変化する標準環境を考えることで、SET*と同等な等価温度を算出した。この等価温度の算出には、計算された人体周囲の温度と風速分布および先に示した人体モデルで予測した生理量を用いた。さらに、SET*と温冷感申告の対応関係からすでに得られている次の式で乗員の温冷感申告 V_t を推定した⁽¹⁰⁾。

$$V_t = 0.3 \times SET^* - 2.5 \dots\dots\dots (20)$$

なお、 V_t と温冷感申告の対応関係は表2に示した。

7. 結果と考察

以上述べてきた方法の妥当性を確認するために、実車を用いた実験結果との対比を行った。

実験は夏季の炎天下で、乗車後空気調和機を作動させてから室温が安定するまでの非定常な環境を想定して実施した。試験は走行状態を模擬できる環境風洞内で行い、環境条件は、室温35℃、湿度50%、日射840 W/m²とし、走行時の車速は40 km/hとした。

温度・風速は熱電対と無指向性の風速センサを座席に着座させたマネキンに取付け、表面より10 mmの高さの温度・風速を多点計測した。計測点数は空気調和風吹出し口に近く不均一性が高い頭部、前腕、手、下たい、足部はそれぞれ2点、その他の部位はそれぞれ1点とした。放射は小形放射センサを用いて頭部、腕、大たいで5点を計測し、湿度は乗員まわりでは絶対湿度はほぼ均一であるため1点のみ計測した。

温冷感申告の被験者は室温25℃に保たれた部屋で30 min着座安静状態で待機後、上記温湿度・日射条件で無風の環境試験室内に入り、10 min立位で暴露後、自動車に乗車し、空気調和機を作動し、40 km/hに加速させ、そのままの状態30 min間1 min間隔

Table 2 Relation between V_t and thermal sensation

V_t	Thermal Sensation
1	Very Cold
2	Cold
3	Cool
4	Slightly Cool
5	Neutral
6	Slightly Warm
7	Warm
8	Hot
9	Very Hot

で温冷感を申告させた。被験者には、20～30 歳代の身長 175 cm 前後の標準的な体型の男性 4 名を用い、条件による違いを調べるため冷房風量 470 m³/h と 230 m³/h の二とおりで比較した。

計算は図 9, 10 に示した要素を用いて行った。流体解析用の直交要素は 15×15×15 mm で、要素数は 190×104×79 で 1 561 040 要素を要した。計算条件は前述の実験条件に準拠し、車体の物性値は実験データに基づいて与え、空気調和機器のデータは単体試験データを用いた。冷凍サイクルや車体伝熱の計算は時間刻み 2 s で計算し、温度と風速分布は 0.08 s、人体生理量は 0.1 s で計算し、境界条件のやりとりは 2 s ごとに行った。冷房立上り 30 min 相当の計算時間は SX-4 を用いて 14 h であった。

冷房開始から 30 min の空気調和風の吹出し口空気温度を図 11 に、乗員周囲の計測点における空気温度を図 12 に、風速の平均値の時間変化を図 13 に、そのときの SET* に相当する等価温度を図 14 にそれぞれ示す。これらの実験値との対応は良好であり、本予測手法で妥当な結果が得られることが裏付けられた。

次に、式(20)に基づく温冷感の予測値と、被験者の温冷感申告の平均値を図 15 で比較した。温冷感の予測値と申告値の差は最大でも 1 ポイント、おおむね 0.5 ポイントであり、被験者の温冷感申告のばらつき

が 1 ポイント程度あることを考慮すると十分な精度をもつと考えられる。ただし、冷房開始直後では温冷感予測値は申告値と比べて暑い側に偏っている。これは申告予測が熱収支に基づいた体感温度に依存しているのに対し、温冷感の中でも冷感度は皮膚表面近くにある感覚器の冷点への依存度が高いため、空気調和風の冷気を感じた時点で早い時期から涼しめに感じる事が原因と考えられる。

8. ま と め

温度と風速分布の数値解析に基づいた自動車乗員の

Fig. 11 Transitional air temperature on air vents

Fig. 12 Transitional air temperature around a passenger

Fig. 13 Transitional flow velocity around a passenger

Fig. 14 Transitional effective temperature

Fig. 15 Transitional mean vote and prediction of thermal sensation

温冷感予測システムの構築を試みた。その結果を以下にまとめる。

(1) 直交要素を用いた流体解析と基本寸法に基づいた形状自動生成を組合せることにより、複雑な車室内の流体解析モデルを迅速に自動生成できる。

(2) 冷凍サイクルや車体伝熱などとの連成計算で、自動車室内の乗員まわりの温度、風速を予測することが可能で、実車の計測結果との対応も良好である。

(3) 乗員まわりの温度、風速計算結果とこれを基に人体熱モデル計算で得られた生理量を用いて新標準有効温度 SET* に相当する体感温度を計算し、これを用いて不均一で非定常な環境下の乗員の温冷感を推定することが可能である。

文 献

- (1) 黒谷猛, カークーラーの実車シミュレーションについて, 日産技報, No.14(1979), 53-63.
- (2) 小森谷徹, 自動車室内気流の数値解析による乗員温冷感の予測手法, 自動車技術会論文集, 27-2(1996), 90-95.
- (3) Curre, J., Numerical Simulation of the Flow in a Passenger Compartment and Evaluation of the Thermal Comfort of the Occupants, *SAE Paper*, No. 970529(1997).
- (4) Okada, Y., ほか4名, Prediction of Air Conditioning Flow in the Cabin of Vehicle Using Numerical Simulation, *JSAE spring Convent. Proc.*, 984(1998), 181-184.
- (5) Ono, K., ほか3名, An Application of Voxel Modeling Approach to Prediction of Engine Cooling Flow, *JSAE Spring Convent. Proc.*, 984(1998), 165-168.
- (6) 土屋査大・中村佳朗, 変圧器内の自然対流の計算, 第8回数値流体力学シンポジウム講演論文集, (1994), 165-168.
- (7) 酒井逸朗, 空調用冷凍機のつりあい点の解析, 機論, 33-246(1967), 249-256.
- (8) 逆瀬川博, カークーラーサイクルの釣り合い点の解析法, 日産技報, No. 4(1968), 94-104.
- (9) 尊田嘉之, 温熱環境シミュレーション—日射計算システムの開発—, 旭硝子研究報告, 42[1](1992), 1-20.
- (10) 片岡拓也・房田泰治, 人体熱モデルを用いた自動車室内温熱環境評価, 機論, 64-628, B(1998), 331-336.
- (11) Gagge, A. P., ほか2名, A Standard Predictive Index of Human Response to the Thermal Environment, *ASHRAE Trans*, 93(1987), 709-731.