

# 自動車室内温熱環境を予測する シミュレーションの実用化手法

A Practical Method of Numerical Simulation to Predict Thermal Environment Conditions of Car Cabin

藤田 明 浩\*

Akihiro FUJITA

中 川 洋\*

Hiroshi NAKAGAWA

金 丸 純 一\*

Jun-ichi KANEMARU

尾 関 義 一\*\*

Yoshiichi OZEKI

## 要 旨

自動車の各種空調条件(クーラ、ヒータ、バイレベル各モード)において、室内温熱環境を予測する数値シミュレーションの実用化手法を開発した。この数値シミュレーションは日射、長波長放射、部材内部の熱伝導およびCFD(Computational Fluid Dynamics)の連成解析に基づいている。簡略化した車体モデルを用い、インストルメントパネル内の通気や内装部材すきまからの漏気を考慮した。人工日射のある実験室条件についても精度を検証した。目標精度は、実験ばらつき範囲と人体の不感範囲実験の双方を考慮して決定した。計算結果は目標精度内に入り、本手法の有効性が確認できた。

## ABSTRACT

The practical method of a numerical simulation, which predicts the thermal environment of the car cabin under the varying conditions of car air-conditioning, has been developed. The coupled analysis of solar radiation, long-wave radiation, heat conduction through the materials and CFD (Computational Fluid Dynamics) was used in this method. Using a simplified cabin model, ventilation inside the instrument panel and air leaks from the gaps of interior parts were incorporated. The condition of artificial solar radiation in the laboratory room was also studied. The numerical targets of the simulation accuracy on the thermal environment factors were determined by considering both the experimental error and the range of human perception to the thermal factors experimentally. The simulation results have met the numerical targets and the validity has been verified by laboratory test correlation.

## 1. まえがき

自動車の居住室内外の熱源や日射、空調により作り出される室内の気候は、室内温熱環境といわれる。車体の部材構成が室内温熱環境へ与える影響は、伝熱3要素(対流、放射、伝導)の組合わせを通じてさまざまな場合がある。例えばクーラモードではガラスを透過して室内に侵入する日射熱の割合が多く、ヒータモードでは室内温度と外気温度の差による貫入熱の割合が多い。また、その影響はエンジンルームの温度や室内の換気などにも依存している。これにより室内温熱環境は不均一となり、エアコンのモードによりさまざまな温熱環境が形成される。Fig.1に室内温熱環境を形成する諸因子を模式的に示した。Fig.2に室内にあるエアコン吹出し口をイメージ図として示した。本研究の目的は、低温から高温までの室外環境と各エアコン条件に対

し、目標精度を確保して自動車の室内温熱環境を予測すること、およびそれをできるだけ簡素化することである。本稿では、さまざまな空調条件ならびに外界気象条件の下で

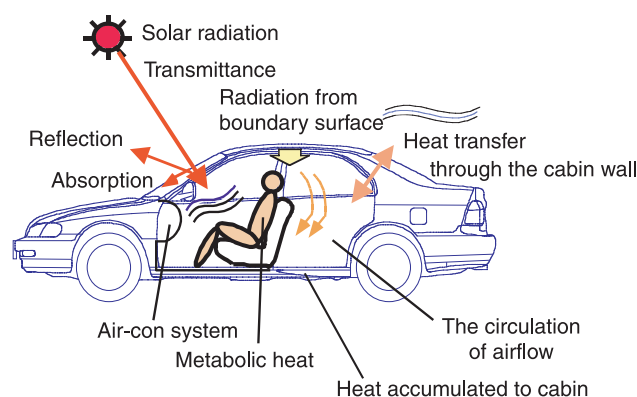


Fig.1 Heat transfer model

\* 栃木研究所

\*\*旭硝子(株)

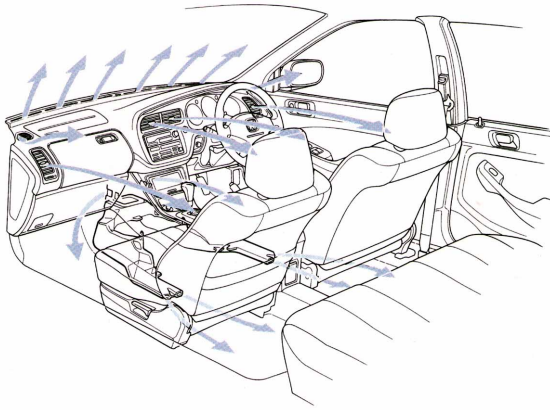


Fig.2 Image of interior airflow

の室内温熱環境をCFD(Computational Fluid Dynamics数値流体力学)・2波長域放射(日射、長波長放射)連成シミュレーションにより、予測する手法を用い、

- (1)上記シミュレーションに必要な精度を決定する方法として、人体の各部位ごとに官能申告実験による方法
- (2)解析用車体モデルの作成と境界条件を与える手法として、インストルメントパネル内通気、すきまでの漏気、人工日射ランプの指向性等

について検討した。上記(1)、(2)を適用するケース条件として、低温から高温までの各エアコン条件についてシミュレーション計算と実験の結果を比較した。

## 2. 温熱環境シミュレーションの従来の研究と本論の目的

車体の熱負荷解析については清水らの報告があり、日射熱負荷や車体の熱通過率を定常、非定常状態について考察している<sup>1)</sup>。乗員まわりの流れの解析については小森谷らの一連の報告があり、最近では放射解析の有無が予測結果に与える影響を検討している<sup>2)</sup>。日射シミュレーションについては浅野らの報告があり、直達日射について対向判定と障害物判定から受熱量分布を検証している<sup>3)</sup>。しかし、低温域から高温域までの空調条件において、車体の漏気や部材の伝熱形態が室内の局所的温熱環境に及ぼす影響について考察した文献はあまり見られない。本稿では、これらの影響が予測できるよう車体をモデル化し、内気循環、外気導入、シャシダイナモ実験室人工日射、クーラ・ヒータモードについて、風速、室内温度、面放射温度(面が受ける放射エネルギーを表わす温度)等を計算し、実験と比較した。また、これらのシミュレーションに必要な精度についても考察した。特にシャシダイナモ実験室の人工日射条件の計算は、従来ほとんど検討されていなかったが、車体に到達する人工日射量を精度良く予測する手法を新たに開発することにより精度の確保が可能になった。シャシダイナモ実験

室条件のシミュレーションが必要な理由は、安定した実験条件でシミュレーション精度を考察できることと屋外条件に対するシャシダイナモ実験室の差異を把握することで、商品開発時に実験と屋外シミュレーションを補完させることが可能になるからである。

なお、本稿では非定常計算、潜熱、湿度、後席環境の考察はしていない。また、シミュレーション精度確認の目的に対し別の誤差要因となる人体の室内環境への影響を除くため、今回は乗員無しの状態のみ検討する。

## 3. 数値シミュレーション手法の概要

建築物の温熱環境解析を対象とした実験用実物大アトリウム(ガラスを多用した大空間建築)において、以下の数値シミュレーション手法の有効性が検証されており<sup>4)~7)</sup>、本稿ではこれを自動車に適用した。これは複雑な形態をした車室内空間の温熱環境を、日射熱取得、部材内部の熱伝導、部材表面間の放射熱伝達、室内気流等の連成シミュレーションにより、解析、予測するCFD・2波長域放射連成手法である。

### 3.1. 日射熱取得と部材内部の熱伝導

日射熱取得解析では、熱源となる車体外部からの到達日射量及びその分布を精度良く予測し、日射取得熱量を算出する。これは室内・室外側部材表面に到達する直達、天空、地面反射、相互反射による日射量を、部材の各表面要素ごとにそれぞれ算出し、さらに部材内部の定常熱伝導を仮定し(6.1で詳述する)、室内側部材表面での日射取得熱量に換算するものである<sup>4)</sup>。

### 3.2. 放射解析

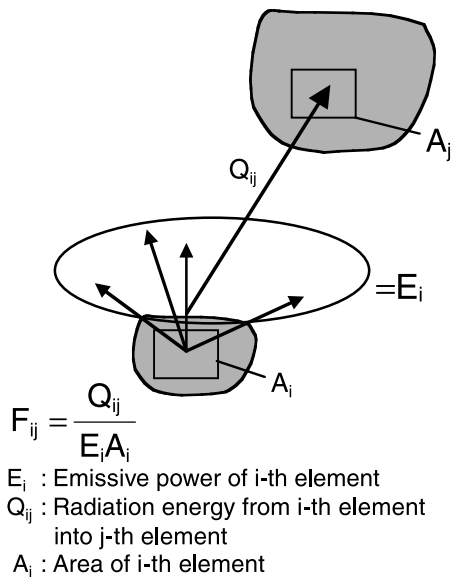
放射解析では、車室内の障害物の影響を考慮した部材表面間の形態係数(Fig.3に形態係数の説明を示す)を精度良く算出し、さらにこれを基にした部材表面間の放射熱収支式を緩和法による反復法で解くことにより物理的に矛盾のない放射熱伝達量を解析する<sup>5)</sup>。

### 3.3. CFDによる室内気流温度解析

室内の気流・温度分布状態の解析は非等温場の標準 $k-\epsilon$ 2方程式乱流モデルを基礎とする。形状適合性を持たせるため有限要素法を用い、8節点6面体要素により離散化しGSMAC 3Dにより計算する<sup>8)</sup>。

### 3.4. 対流場・放射場の連成解析

室内の気流・温度分布を精度良く予測するためには、部材表面から空気に伝わる対流熱伝達量を精度良く求める必要がある。この対流熱伝達量は、室内側部材表面での熱収支を構成する放射熱伝達量、日射吸収熱量及び室外側への

Fig.3 Form factor  $F_{ij}$ 

貫流熱量とバランスする。本稿で用いたCFD・2波長域放射連成解析は、CFDとこのような定常熱収支式を連成させて解析する実用的な手法である<sup>6)</sup>。なお、対流熱伝達については、従来の研究で慣用的に用いられている対流熱伝達率および室内側参照温度(空気温度)により評価する手法を用いる<sup>9) 10)</sup>。

#### 4. 実車シャシダイナモ実験の概要

温熱環境解析を対象としたシャシダイナモ実験室は、Fig.4に示すようにテストする車両の駆動車輪が回転するドラムに乗っており、走行状態でのエンジン回転や負荷条件及び空調装置の状態を再現できるようになっている。試験室内は設定した温度と湿度が保たれ、テスト車両には前から車速に相当する風が送られる。テスト車両の上方には太陽日射を模擬する多数の日射ランプが面状に配置されている。

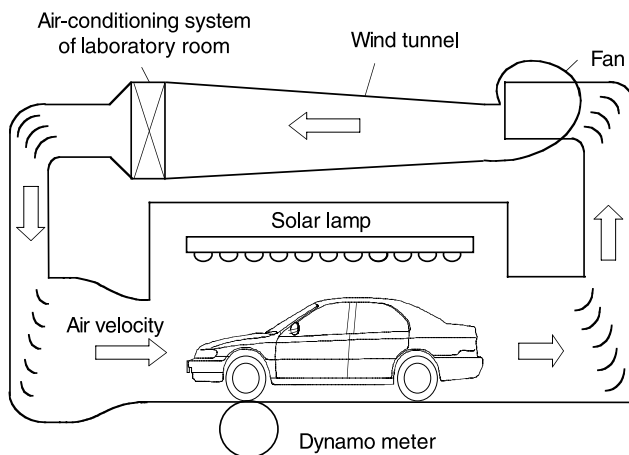
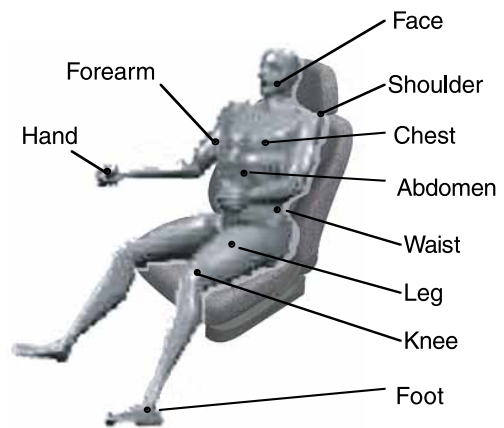


Fig.4 Wind tunnel with solar lamps

テスト車両として中型の4ドア乗用車を用いた。車室内温度の測定は線径0.25mmのK形熱電対を用いFig.5に示すように前列の左右席乗員の肩、腰、膝、足元付近で行なった。ただし前述の理由で乗員は乗っていない。室内風速も同一位置において熱線風速計で測定した。日射による受熱量は車両外面についてはルーフおよびウィンドウガラス上で精密全天日射計を用いて水平面日射量を測定した。車室内は前席シート座面、インストルメントパネル上、リアのパネル上で同様に測定した。放射温度は放射温度計を用いて前席シートクッション、シートバックおよびヘッドレストレイントのそれぞれ法線方向に測定した。



Air temperature, air velocity and plane radiant temperature were measured respectively at the 20 points of both left and right side.

Fig.5 Measuring points of thermal environment factors for TSV correlation

#### 5. 車体モデルと解析に求められる精度

##### 5.1. 精度の考え方

車室内温熱環境の予測に必要な精度指針として、

- (1) 実験のばらつき精度に収まる
- (2) 商品開発の速さに沿ったモデル作成と計算、結果の解析が可能となるように、車体モデルは簡素なものにする
- がある。本研究ではこの(2)をさらに進めて、
- (3) 人体付近の温度、風速、放射温度の予測値が実験値のばらつき範囲からはずれていても、人体が感知できない範囲であればよい

とした。これにより車体モデル形状の簡素化とメッシュ数の削減をしても、シミュレーションがこれらの許容精度を満足すれば、実車の実験結果に対し予測値の誤差は人体が識別できない範囲に留まることになる。従って車体モデル形状の簡素化、場合によっては他の車体へのモデルの流用も可能になり、モデル作成時間と計算時間の短縮が可能になる。

## 5. 2. 人体不感範囲の実験

車室内の温熱環境に対する人体の不感レベルを調べるために以下の実験を行なった。Fig.5に示す人体周り20か所の空気温度、風速、面放射温度の3つのパラメータを計測する。同時にFig.6に示す官能申告温熱感TSV(Thermal Sensation Vote)を用いてそれぞれの部位についてTSVと3つのパラメータの関係を求める被験者実験を行った。実験都合により、被験者として申告方法について十分な経験をもつ被験者を1名選び、静穏気流環境でのPMV評価法(ISO7730)による指数と十分な対比訓練を行なった上で実験を行なった。実験はそれぞれ三つのパラメータ条件を変更して実施した。たとえば胸部では空気温度20～30℃、風速0～1m/s、面放射温度27～66℃の範囲とした。実験結果の例として肩部について、申告温熱感と環境温度の関係をFig.7に、申告温熱感と面放射温度の関係をFig.8に示す。この申告マップにもとづき、申告尺度で表現できない $\Delta TSV=0.5$ を不感範囲とする。この条件は温度、気流速度、面放射温度を複合した総合指標であるので、許容範囲を配分する必要がある。実験で達成できそうな精度見通しを考慮して、個別指標について許容精度の目安を次のように定めた。

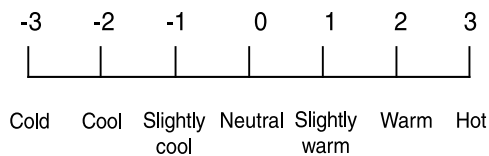


Fig.6 Thermal Sensation Vote (TSV)

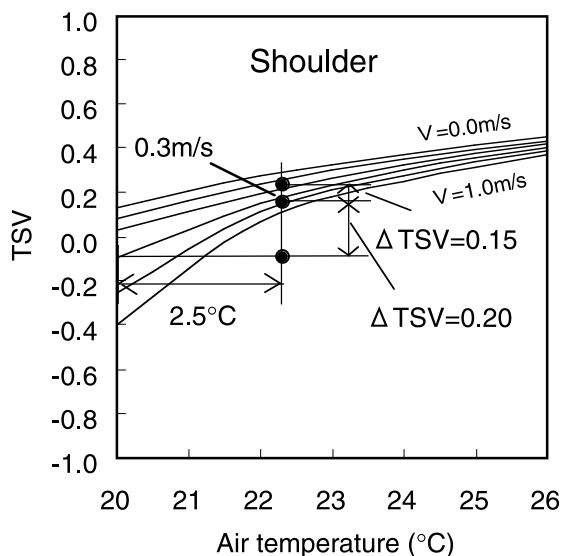


Fig.7 Relation between TSV and air velocity, air temperature

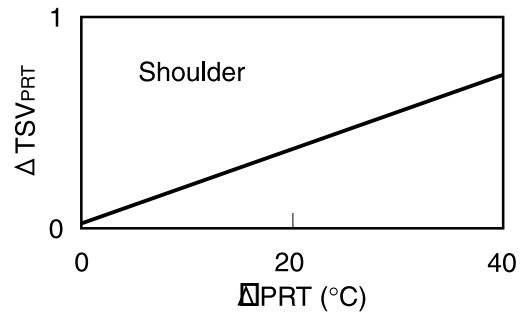


Fig.8 Relation between TSV and plane radiant temperature

$$\Delta TSV_{PRT} = \pm 0.15$$

$$\Delta TSV_v = \pm 0.1$$

$$\Delta TSV_{ta} = \pm 0.25$$

PRT: 面放射温度, V: 風速, ta: 環境温度

空気温度の予測は難度が高いと考え、他の因子に対して許容精度幅を大きくとってある。

たとえば肩部について、この条件とFig.7, 8から各因子の許容精度が求められる。

空気温度:  $\pm 2.5^\circ\text{C}$

気流速度:  $\pm 0.3\text{m/s}$

面放射温度:  $\pm 6^\circ\text{C}$

同様に他の部位についても許容精度が求められる。

## 6. 解析用車体モデル

3次元設計ソフトCATIAのモデル、または実車の3次元座標測定値をCATIAデータにしたものを基に、室内側表面のみ形状を簡略化し、閉空間を構成する。半自動生成されたメッシュの様子と車体形状をFig.9に示す。シートやドアライニング形状を簡略化したモデルであることが分かる。

### 6. 1. 室内側車体境界面から室外側への熱の移導

室内側車体境界面から室外側への熱の移導はFig.10に示すように厚さ方向に生じると仮定し、定常一次元熱伝導方程式を各表面要素ごとに解く。各部材の熱貫流率は実測値を用いるのが精度が高い。実測値がない場合は積層したモデルで一次元熱伝導を仮定する。その際ドアのように内部に空間がある部材は空気層を含む積層モデルになるが、この空気層の熱伝導率に流動しない気体としての値を使うと実測した熱貫流率と一致しない。主な原因は車体構造部材内部の空気層をはさんで放射伝熱が生じていることと、空

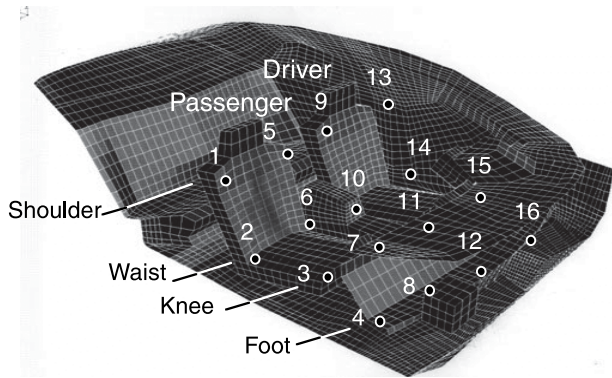
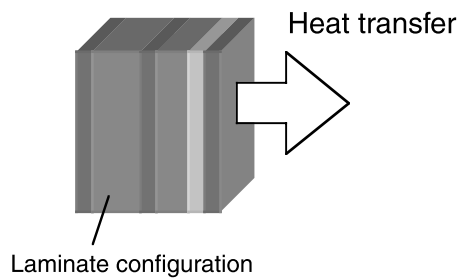


Fig.9 Computer analysis model and measuring points of thermal environment factors



The cabin wall having complex configuration is simplified to uniform laminate configuration.

Fig.10 Heat transfer model through the cabin wall

気層に流れがあるためだと思われる。従って本研究ではこの影響を実験値で補い、熱貫流率を設定した。

#### 6. 2. インストルメントパネル内通気

インストルメントパネル内の空間も室内に含め、モデル化する。従来の車室内シミュレーションではインストルメントパネル表面を車室内の境界面としているが、実際にはインストルメントパネル下部に隔壁がある車種は少ない。インストルメントパネル内部と室内の空気が流通していることは、煙による気流の可視化実験により確認された。一方インストルメントパネル内部の機器をすべてモデル化することは困難であり、実用的でもない。そこで本研究では、内部もモデル化しながら内部の機器形状はモデル化せず、かわりに実測に合致する通気抵抗を与えることとした。

#### 6. 3. 漏気すきま

室内空気の排出口は後席後方の柵(パーセルトレイ)にあるのが一般的であるが、外気導入モードではこれ以外から

の漏洩が30～50%に上り無視できない。外気導入モードの気流を再現するため、Fig.11に示すように内装部材の境界線にあるメッシュを選び、測定されたすき間相当面積をそれに割り振ることにより室内各領域での実測値相当の空気流出を再現させた。すき間相当面積は、送風機により車室内を加圧し、すき間を部位別にテーピングする実験で圧力、風量特性を測定することで求めた。



The airflow leak area of cabin is allocated as shown as above to reproduce the airflow passage of actual car.

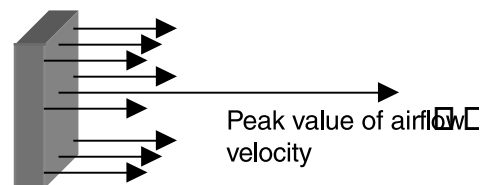
Fig.11 The distribution of airflow leak area

## 7. 境界条件

### 7. 1. 吹出し口

吹出し口の温度、風量、ピーク風速は実車の実測値またはヒータユニットとダクトの単体実測値、あるいはヒータユニットと吹出し口までのダクトのCFD計算による結果を用いる。

エアコンの空気吹出し口は、風速分布のピークと吹出し口総風量を同時に設定できるよう、Fig.12に示すようにメッシュに割り付ける。ヒータモードの場合はリア席用吹出し口やサイドデフロスタも吹出し条件を与える。



Peak value of airflow velocity is allocated to the center area of air outlet grill.

Fig.12 Input condition of airflow velocity distribution

### 7.2. 外部参照温度

境界部材外側の空気温度(外部参照温度)は、部材ごとに分けて実測値に基づいて決定する。Fig.13にセダンにおける外部参照温度の例を示す。パーセルトレイの外側はトランクルームであるため、外部参照温度は外気温度に対して緩やかに変化する。ダッシュボードロアの外側はエンジンルームであり、外気温度が0℃付近から上ではエンジン冷却風の影響を受けて、外部参照温度は変化が急になる。

### 7.3. 対流熱伝達率

外気と部材の熱伝達率 $\alpha$ はJurgesの式

$$\alpha = 6.14 v^{0.78} \quad (v > 5 \text{ m/s})$$

を使い、車速による差を与える。室内側の空気との対流熱伝達率は村上らの方法<sup>10)</sup>に従い簡便に設定する。

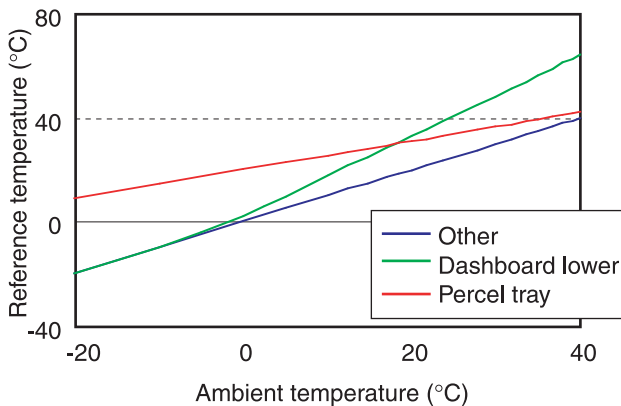


Fig.13 Relation between reference temperature and ambie

### 7.4. 日射量分布

シャシダイナモ実験室の人工日射の場合は、光源のランプ1つ1つを点光源と仮定し、照射量の指向性を考慮して多数のランプの寄与を重ね合わせる。すなわちFig.14に示すように車体を構成する表面メッシュとランプを結ぶ線分に対し、表面メッシュ、ランプとのなす角度及び距離で決まる日射量を、全てのランプに対して算出し、その和をとることにより、表面メッシュに到達する人工日射量を求める。

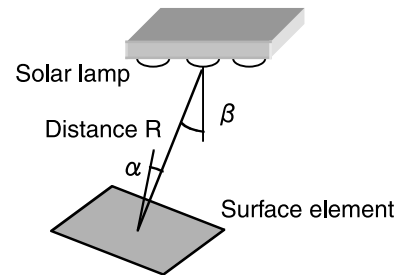


Fig.14 Radiation exchange between surface element and a solar lamp

## 8. 解析ケース

解析したケースをTable 1に示す。大別して、風速分布の検証、温度分布の検証、人工日射がある場合の検証である。

## 9. 計算結果

### 9.1. 風速の精度

ケース1, 2についてFig.9に示す位置の風速を実験値と

Table 1 Analytical cases

| Case                                | 1             | 2          | 3                     | 4                      | 5                                                            | 6                           | 7                                                       |
|-------------------------------------|---------------|------------|-----------------------|------------------------|--------------------------------------------------------------|-----------------------------|---------------------------------------------------------|
| Simulation condition                | Iso. Rec.     | Iso. Fresh | Non-iso. Rec. Cooling | Non-iso. Fresh Cooling | Non-iso. Fresh Heating                                       | Non-iso. Fresh Bi-level     | With chassy/ dynamo solar load 930W/m <sup>2</sup> Rec. |
| Ambient temperature (°C)            | 25            |            | 40                    |                        | 0                                                            | 15                          | 40                                                      |
| Chassy dynamo air speed (m/s)       | 11.1 (40km/h) |            |                       |                        |                                                              |                             |                                                         |
| Location of ventilation outlet      | Vent          |            |                       |                        | Foot × 2<br>Defrost × 4<br>Side defrost × 2<br>Rear foot × 2 | Both of cooling and heating | Vent × 4                                                |
| Airflow rate of ventilation (m³/s)  | 0.1           |            | 0.1                   |                        | 0.042                                                        |                             | 0.1                                                     |
| Average temperature of outlet (°C ) | 25.0          |            | 7.5                   | 19.5                   | Fr.46.1<br>Rr.36.6                                           | Vent19.5<br>Foot32.7        | 6.9                                                     |

Iso.: Isothermal, Non-iso.: Non-isothermal, Rec.: Recirculate mode, Fresh: Fresh air mode, Fr: Front, Rr: Rear

比較した結果をFig.15, 16に示した。この位置は乗員がいる場合は人体の肩、腰、膝、足から約5cmはなれた所である。実験値は風速ゆらぎの中央値である。足元(位置4, 8, 12, 16)の風速は他の部位に比べて小さい傾向がある。内気循環のケース1は外気導入のケース2と比べ、ブロウへの戻り気流がある分、助手席側足元(位置4)の風速が高い。外気導入のケース2では計算結果と実験値が良く一致している。内気循環のケース1において助手席右膝部(位置3)では計算値が低く、運転席右膝部(位置11)では計算値が高い。これはブロウへの戻り気流の性質が再現されていないためと考えられる。肩位置(位置1)での風速の実験値と計算値の差は最大0.29 m/sであり、人体不感範囲の実験から決めた精度範囲内にある。同様に他の部位もそれぞれの精度許容範囲内にあることが分かった。

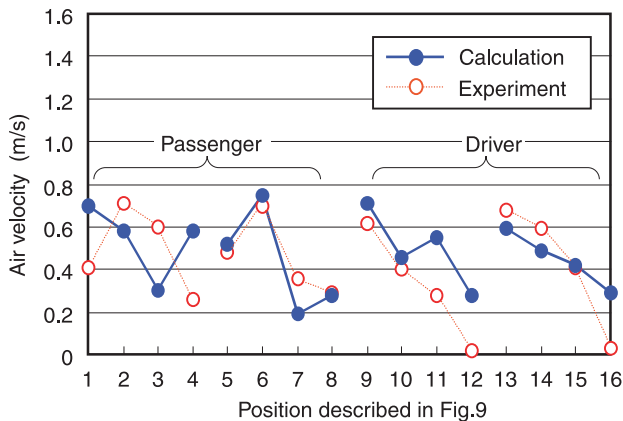


Fig.15 Case1: Air velocity distribution (Recirculate mode)

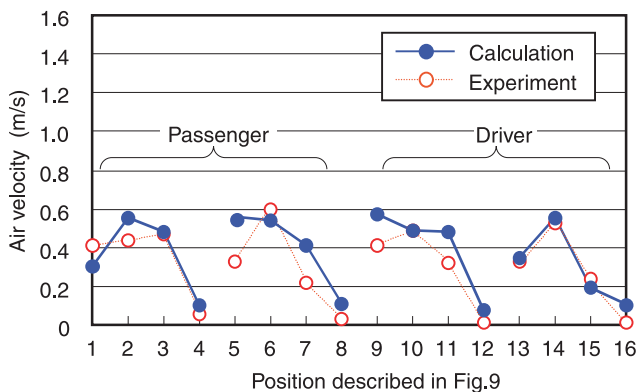


Fig.16 Case2: Air velocity distribution (Fresh air mode)

## 9.2. 各エアコンモードの温度精度

ケース3の内気循環クーラモードでの結果をFig.17に示す。実験値と計算値の差は小さく、また足元(位置4, 8, 12, 16)の温度が高い傾向も一致している。膝部の計算値は実験値より低い。しかし今回のモデルでも、人体の不感範囲から求めた目標の精度内に入っていることが分かった。

ケース4の外気導入クーラモードでの結果をFig.18に示す。足元(位置4, 8, 12, 16)の温度が高い傾向はケース3と同様である。全体に計算値の方が低温側にシフトしている様子が観察される。しかし、この差が人体の不感範囲から求めた目標の精度範囲内であることから、このモデルは実用的に有効であると言える。

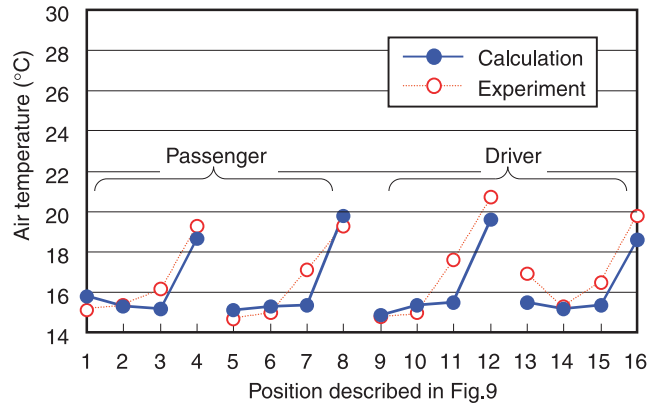


Fig.17 Case3: Air temperature distribution (Cooling, Recirculate mode, Without solar radiation)

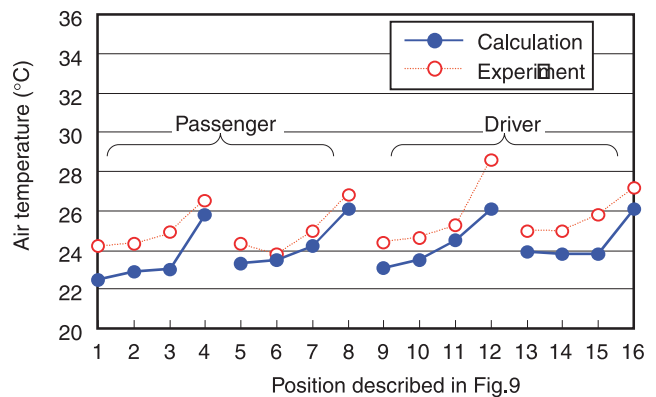


Fig.18 Case4: Air temperature distribution (Cooling, Fresh air mode, Without solar radiation)

ケース5の外気導入ヒータモードでの空気温度分布をFig.19に示す。足元に吹き出し口があるため、上下の温度差がクーラモードよりも大きい。腰部(位置2, 14)の計算値が実験値よりも小さい。この部位の温度を正確に予測するためにはフロントシート形状とドアライニング形状を詳細にモデル化し、空気流路を再現する必要があると考えられ、現モデルでは限界がある。しかしこのケースも人体の不感範囲から求めた目標の精度と照合した結果、許容範囲内にあることが分かった。

温度ケース6の外気導入バイレベルモードの空気温度分布をFig.20に示す。上下温度差は小さいが、ヒータモードと同様に足元(位置4, 8, 12, 16)の温度が高い傾向があ

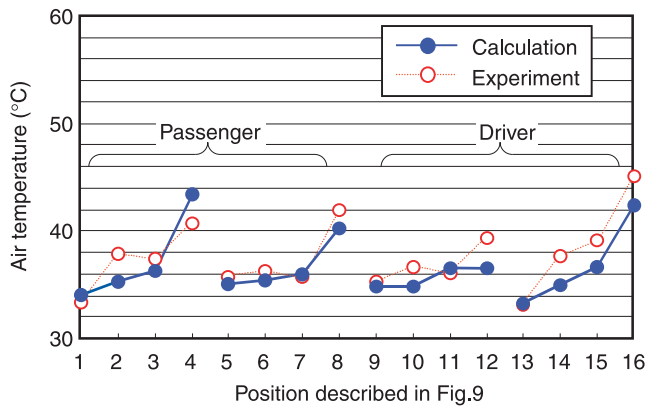


Fig.19 Case5: Air temperature distribution (Heating, fresh air mode, Without solar radiation)

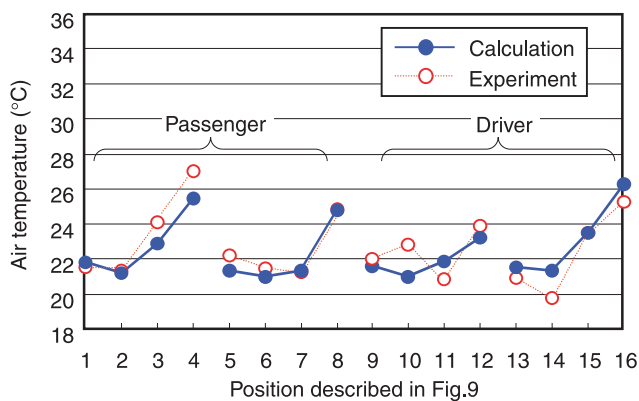


Fig.20 Case6: Air temperature distribution (Bi-level, Fresh air mode, Without solar radiation)

る。バイレベルモードでは内外気の温度差が他のモードの場合と比較して小さいので、車体構造部材の詳細による影響が少なく実験値に一致しやすい。実際、計算値はほぼ実験値を再現している。

### 9.3. 人工日射条件

ケース7のシャシダイナモ実験室日射条件における内気循環クーラモードでの空気温度分布をFig.21に示す。傾向としては日射無しの場合と変わらない。Fig.22に前席シート上での面放射温度を示した。実験室日射ランプの指向性を考慮しない、平行光の照射および放射状に等方照射される場合の計算結果も合わせて示した。ランプの指向性を考慮した計算でないと精度が得られないことが分かる。面放射温度の計算精度としては膝(位置7)で実測値と最大3.7度の差がある。しかし肩部の人体不感範囲が6度であるように、各部位の計算値は目標精度内に収まっている。Fig.23に面放射温度の色分布を示す。屋外日射の場合(図示されていない)に比べ、高温部分がシート中ほどまで及び、境界がぼやけている。これは光源の分布とランプ指向性が屋外日

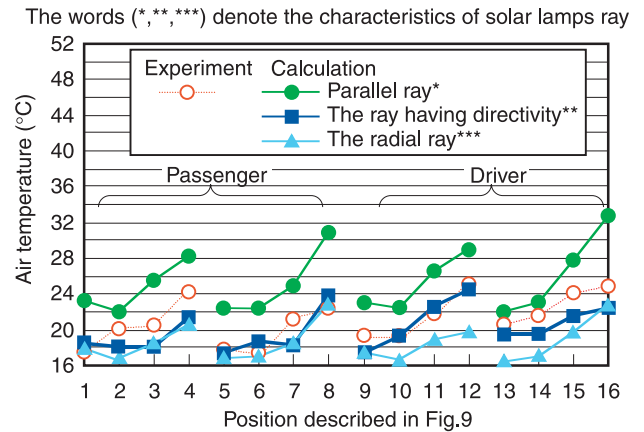


Fig.21 Case7: Air temperature distribution (Cooling, Recirculate mode, With solar radiation)

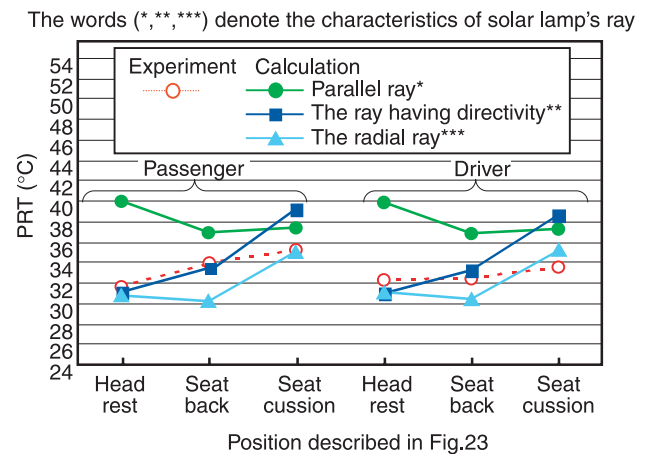
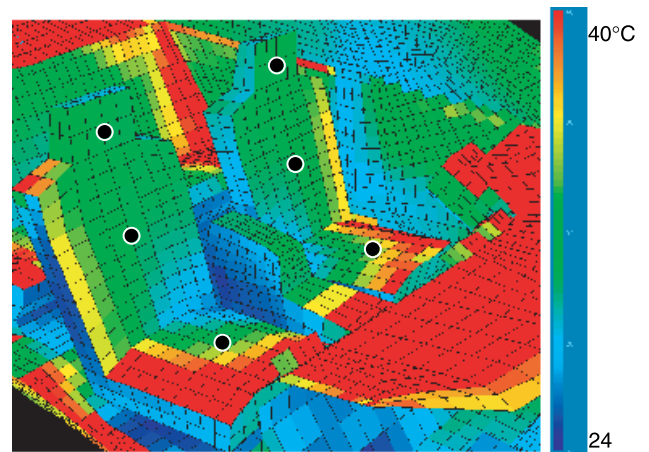


Fig.22 Case7: Plane radiant temperature distribution (Cooling, recirculate mode, With solar radiation)



The symbol ● denotes measuring point of plane radiant temperature

Fig.23 Plane radiant temperature distribution

射を模擬できていないことに起因している。

最後にケース3, 4, 5および7について、運転席中心線上断面での空気温度分布の比較をFig.24に示す。同図から内気循環に対し外気導入では後席に冷房風が届きやすいこと、日射がある場合は後席に冷風が到達する前に温度が上がってしまうこと、ヒータモードではリアヒータダクトの温風が上部へ上昇する前に冷やされてしまうことなどが読み取れる。

## 10. まとめ

低温から高温までの室外環境と各エアコン条件に対し、自動車の室内温熱環境を、目標精度を確保して予測すること、およびそれをできるだけ簡素化することを目標に数値シミュレーション手法を開発した。

さまざまな空調条件ならびに外界気象条件の下でのCFD・2波長域放射(日射, 長波長放射)連成による解析に基づいて、温熱環境を予測する手法を用い、

- ・人体の各部位ごとに官能申告実験により目標精度を決定した。
- ・解析用車体モデルの作成と境界条件を与える手法としてインストルメントパネル内通気とすきまにおける漏気のモデル化、および人工日射ランプの指向性の計算を行った。

上記を適用する解析のケースとして、低温から高温までの各エアコン条件について、シミュレーション計算と実験を比較した。計算結果は実験結果をよく再現しており、本手法が有効であることが分かった。

## 謝 辞

本研究を遂行するにあたり、協力をいただいた旭硝子(株)中央研究所共通基盤センター関係者の皆様に感謝いたします。

## 参考文献

- 1) 清水信吾ほか：車室冷房熱負荷の解析とその低減法についての一考察, トヨタ技術, Vol.31, No.1, p.95-104 (1981)
- 2) 角田隆ほか：1BOX車室内の暖房性能解析, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.33-99, p.5-8 (1999)
- 3) 浅野秀夫ほか：自動車室内環境の日射シミュレーション, 自動車技術, 9833926, p.58-64
- 4) 尾関義一ほか：放射・対流連成解析のための複雑な内部形状, 大規模メッシュに対応する日射熱取得計算手法に関する研究, 空気調和・衛生工学会論文集, No.66, p.1-11 (1997)

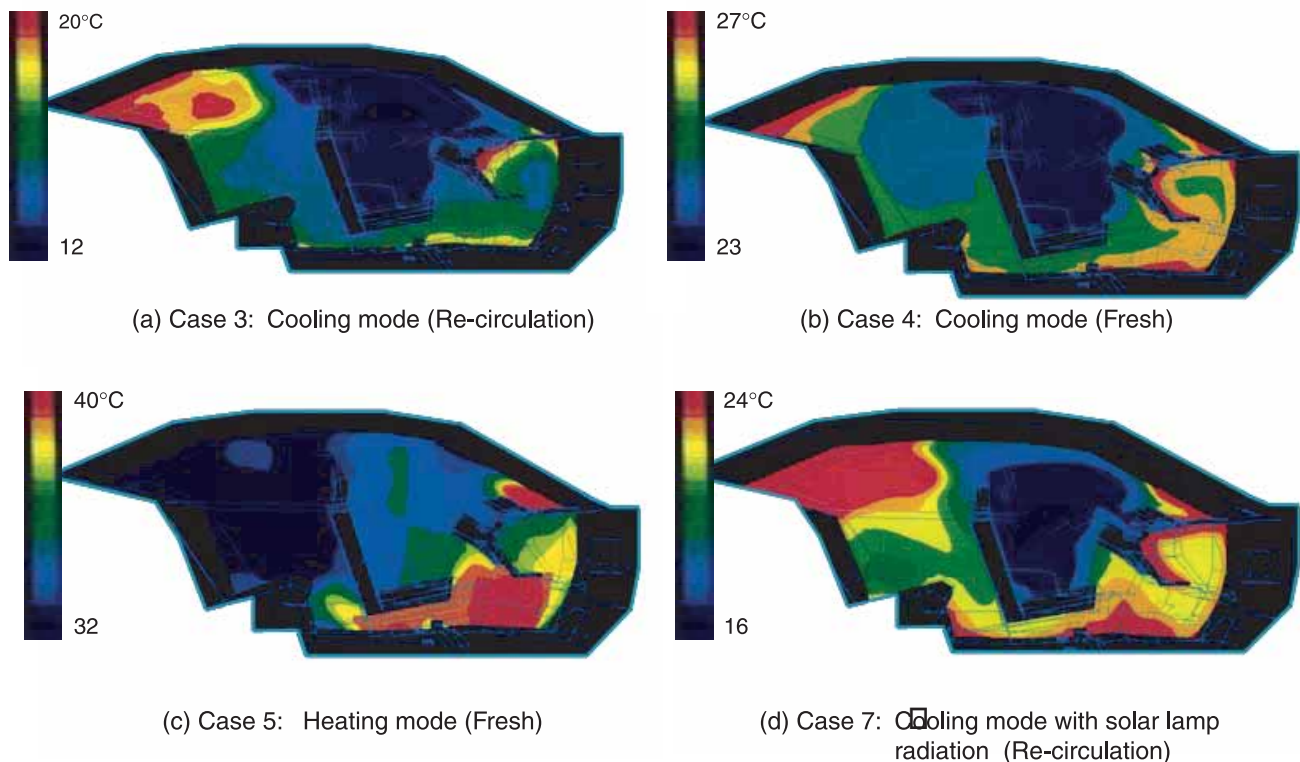


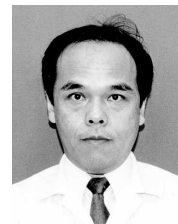
Fig.24 Air temperature distribution on cross section at the center of driver seat (Calculation results)

- 5) 尾関義一ほか：複雑な内部形状を有する大規模メッシュ  
対応型放射伝熱計算手法に関する研究，空気調和・衛生  
工学会論文集，No.62, p.101-110 (1996)
- 6) 尾関義一ほか：実験用実大アトリウム内の熱伝達・気流  
性状に関するCFD解析(第1報)－CFD・2波長放射連  
成シミュレーションにおけるサッシュのモデリング，  
空気調和・衛生工学会論文集，No.68, p.65-75 (1998)
- 7) 尾関義一ほか：実験用実大アトリウム内の熱伝達・気流  
性状に関するCFD解析(第2報)－シミュレーション条  
件の単純化が予測結果に与える影響，空気調和・衛生  
工学会論文集，No.69, p.85-95 (1998)
- 8) 斎藤恒洋ほか：アトリウム内の温熱環境解析(その1～  
5)，日本建築学会大会学術講演梗概集，p.521-530  
(1991)
- 9) 平松徹也ほか：実験用実大アトリウム内の温熱環境解析  
(その1)，日本建築学会計画系論文集，No.498, p.37-44  
(1997)
- 10) 村上周三ほか：対流場、放射場の連成シミュレーション  
による冷房室内の温熱環境解析，空気調和・衛生工学会  
論文集，No.57, p.105-115 (1995)

## ■著 者■



藤田 明浩



金丸 純一



中川 洋



尾関 義一