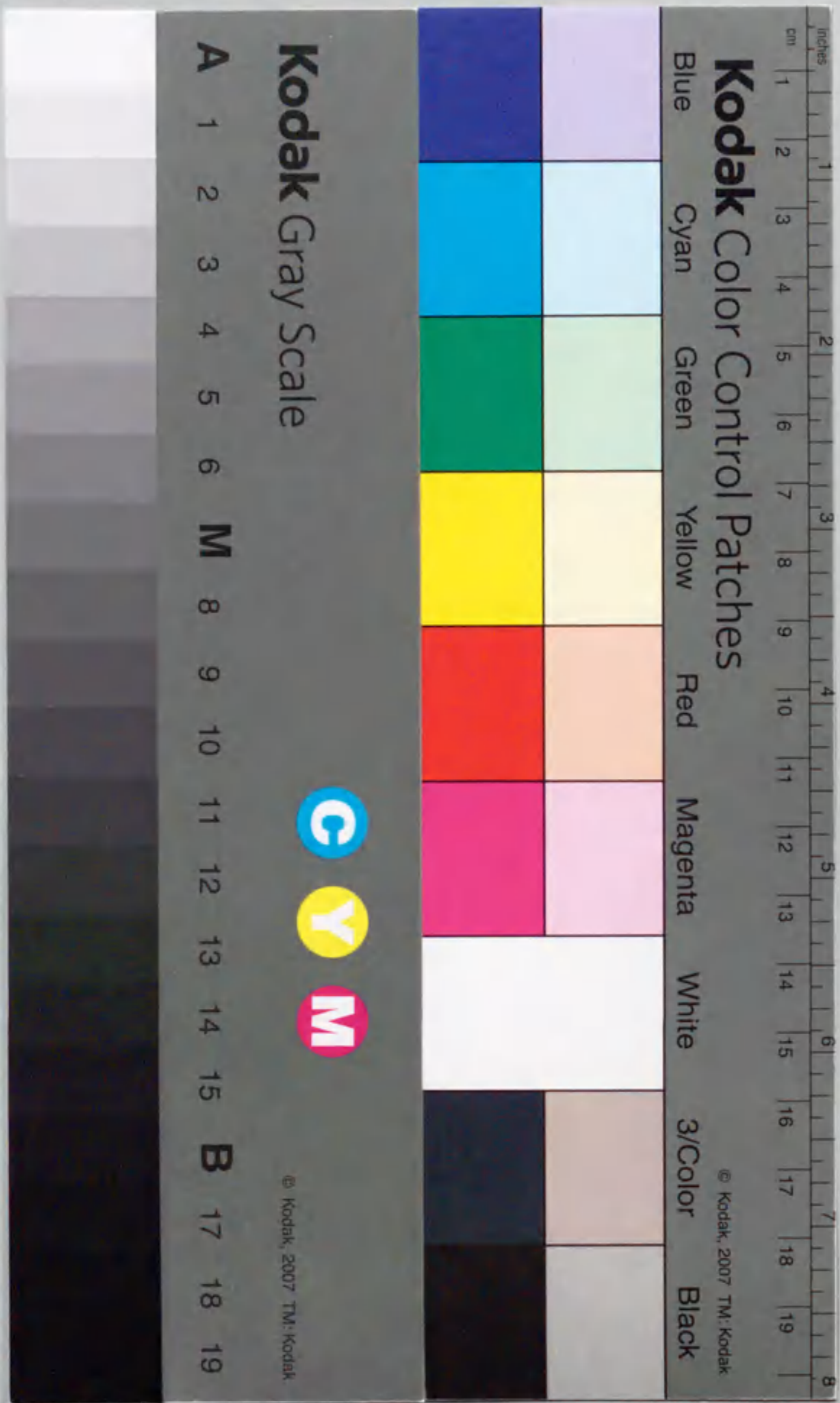


自動車空力と車室内温熱環境の解析に関する研究

1999年

片岡拓也



①

報告番号	甲第	5667	号
------	----	------	---

自動車空力と車室内温熱環境の解析に関する研究

1999年

片岡 拓也

目 次

第1章 序 論	1
第2章 自動車の空力特性の数値解析	8
2. 1 まえがき	8
2. 2 解析方法	8
2. 3 計算格子生成方法	13
2. 4 検証実験方法	18
2. 5 解析方法の検証	21
2. 6 自動車のエアロパーツの数値解析	28
2. 7 自動車のエンジンルーム、床下流れの数値解析	36
2. 7. 1 熱交換器のモデル化	36
2. 7. 2 床下、エンジンルームを含めた空力性能解析	41
2. 7. 3 エンジンルーム通風が床下流れに及ぼす影響	41
2. 7. 4 考察	46
2. 8 まとめ	49
第3章 自動車のウィンドスロップの数値解析	50
3. 1 まえがき	50
3. 2 解析方法	50
3. 3 噴流-エッジ系における流体の振動現象	52
3. 4 キャビティ開口部での流体の振動現象	58
3. 4. 1 検証実験方法	58
3. 4. 2 結果	58
3. 5 自動車のウィンドスロップの予測と防止	65
3. 6 考察	68
3. 7 まとめ	70

第4章 定常時の温熱環境評価	71
4.1 まえがき	71
4.2 評価値の考え方	72
4.3 新標準有効温度 SET^* の計算方法	73
4.4 サーマルマネキンを用いた環境計測方法	78
4.5 評価実験の方法	81
4.6 温熱環境の評価結果	83
4.7 まとめ	91
第5章 非定常温熱環境の評価	92
5.1 まえがき	92
5.2 評価値の考え方	93
5.3 人体熱モデル	94
5.4 温感マネキンを用いた環境計測方法	106
5.5 評価実験の方法	111
5.6 温熱環境評価の結果	111
5.7 考察	117
5.8 まとめ	122
第6章 自動車室内の温熱環境の数値解析	123
6.1 まえがき	123
6.2 室内風速と温度分布の解析	123
6.2.1 解析方法	123
6.2.2 解析方法の検証	126
6.3 計算モデルの自動生成方法	130
6.4 温度の連成計算方法	133
6.4.1 空調風の温湿度	136
6.4.2 車室内の壁面温度	139
6.4.3 湿度, 自然換気, 人体生理量	140

6.5 結果	141
6.6 考察	144
6.7 まとめ	146
第7章 結言	148
7.1 自動車の空力特性の数値解析	148
7.2 自動車のウィンドスロップの数値解析	150
7.3 定常時の温熱環境評価	151
7.4 非定常温熱環境の評価	152
7.5 自動車室内の温熱環境の数値解析	153
参考文献	155
研究業績	162
謝辞	166

記号表

A	表面積 [m ²]
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]
b	噴流出口とエッジ間の距離またはキャビティ開口部長さ [m]
c	比熱 [J/kg°C]
c_p	凝縮器の冷却流体の定圧比熱 [J/kg°C]
C_D	空気抵抗係数
C_L	揚力係数
C_{LF}	前輪揚力係数
C_{LR}	後輪揚力係数
C_{min}	$=c_p G_c$
C_p	圧力係数
C_s	横力係数
E	発汗量 [W]
EHT	等価均一温度 [°C]
f_c	キャビティトーン周波数 [Hz]
F_{cl}	衣服の伝熱効率
F_{pcl}	衣服の透湿効率
g_{jk}	反変テンソル
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
h	ディフレクタ高さ [m] または 複合熱伝達係数 ($h=hc+hr$) [W/m ² °C]
hc	対流熱伝達係数 [W/m ² °C]
hr	輻射熱伝達係数 [W/m ² °C]
Ha	動脈と組織間の熱交換係数 [W/m ² °C]
Hv	静脈と組織間の熱交換係数 [W/m ² °C]
H_{av}	動静脈間の熱交換係数 [W/°C]

ΔH	冷媒の比冷凍効果 [J/kg]
i_{a1}	蒸発器入口空気エンタルピ [J/kg]
i_{a2}	蒸発器出口空気エンタルピ [J/kg]
i_f	蒸発器フィン表面空気エンタルピ [J/kg]
I_d	直達日射量 [W/m ²]
k	エンタルピ基準空気側熱伝達係数 [W/(m ² J/kg)]
K	熱通過率 [W/m ² °C]
M	代謝量 [W]
MB	基礎代謝量 [W]
M_{shiv}	ふるえ産熱量 [W]
n	境界外向き法線ベクトル
Nu	ヌッセルト数
p	圧力 [Pa], 無次元圧力
P	湿り空気の飽和水蒸気圧 [Pa] または 圧縮機の動力 [W]
P_a	湿り空気の全圧 [Pa]
Pe	ペクレ数
Pr	プラントル数
PMV	予測平均申告
$PSET^*$	SET^* における湿り空気の飽和水蒸気圧 [Pa]
P_{sk}	皮膚温における湿り空気の飽和水蒸気圧 [Pa]
q	血流量 [m ³ /s]
q_w	自然換気量 [kg/s]
Q_C	凝縮器の熱交換量 [W]
Q_E	発汗による蒸散放熱量 [W] または 蒸発器の熱交換量 [W]
Q_{EC}	蒸発器における除湿熱量 [W]
Q_{res}	呼吸による放熱量 [W]
Q_{R+C}	対流放射による放熱量 [W]
Q_{sk}	皮膚表面の放熱量 [W]
Q_S	座席への熱伝導放熱量 [W]
Q_{SUN}	日射受熱量 [W]
R	圧縮機の冷凍能力 [W]
Ra	レイリー数
Re	レイノルズ数
R_E	蒸発器の熱抵抗 [°C/W]

SET^* 新標準有効温度または体感温度 [°C]
 STO 標準作用温度 [°C]
 t 時刻[sec], 無次元時刻
 t_{ac1} 凝縮器の冷却流体入口温度 [°C]
 t_{a2} 蒸発器出口空気温度 [°C]
 t_C 凝縮温度 [°C]
 Δt_C 過冷却度 [°C]
 t_E 蒸発温度 [°C]
 Δt_E 過熱度 [°C]
 t_f 蒸発器のフィン表面温度 [°C]
 t_g ガラスの日射透過率
 T 温度 [°C]
 T_a 空気温度 [°C]
 T_{cr} 体温 [°C]
 TET 時間変化に対応できる体感温度 [°C]
 TO 作用温度 [°C]
 Tr 輻射温度 [°C]
 T_{sk} 皮膚温 [°C]
 u 流速[m/s], 無次元流速
 u_r 熱交換器通過風速 [m/s]
 U_0 主流速度 [m/s]
 U_c 渦の移流速度 [m/s]
 U_i 反変速度
 V 体積 [m³]
 V_t 温冷感申告スケール
 W 噴流ダクトとエッジの幅 [m] または 仕事 [W]
 x 長さ[m], 無次元長さ, 座標または絶対湿度[kg/kg]
 X_{MAN} 乗員からの蒸散量 [kg/s]
 α 日射吸収率 または Ahmed modelの後面傾斜角 [deg]
 α, β トランスファイナイト内挿法のブレンディング関数
 δ クロネッカーのデルタ
 ε 熱通過有効度 ($=1-e^{-KA_c/C_{min}}$) または 相対的発汗係数
 ζ 圧損係数 または 血流変化量相対比
 η 産熱量調整比

θ 無次元温度
 κ ルイスの係数 [=0.0165°C/Pa]
 λ 熱伝導率 [W/m°C]
 λ_c 振動の波長 [m]
 ξ 一般座標
 ρ 密度 [kg/m³]
 ω 発汗による皮膚の濡れ面積率
 Γ 無次元要素表面積
 Φ_a 相対湿度
 $\Delta \Omega$ 無次元要素体積

第4章, 第5章の人体生理に関する記号の共通添字

sk 皮膚
 cr 体核
 $lung$ 肺
 b 血液
 i 人体部位の番号 (1~16)
 m サーマルマネキン計測値 (第4章),
 16部位の重み付け平均値 (第5章)
 ain 動脈を通じて流入する値
 $aout$ 動脈を通じて流出する値
 vin 静脈を通じて流入する値
 $vout$ 静脈を通じて流出する値

添字数字は次の組織を示す.

- 1 体核
- 2 皮膚
- 3 体核動脈血液プール
- 4 体核静脈血液プール
- 5 皮膚動脈血液プール
- 6 皮膚静脈血液プール
- 7 動脈血液大プール
- 8 静脈血液大プール

第1章 序論

自動車の空気力学には、空気抵抗や揚力などの六分力、機関冷却風、空力騒音、換気や空気調和に関する問題がある。これらは、従来、風洞設備などを用いた実験的手法で研究および生産車の開発が行われてきた^(1. 1)。

自動車の空気抵抗や揚力は、高速燃費や最高速性能、および走行安定性に影響するため、従来から活発に研究が進められてきた。中でも、空気抵抗の低減に関しては、近年の環境意識の高まりの中で益々重要視される傾向にある。

車体に加わる空気力の解析は、初期には境界要素法を用いた六分力の推定が試みられた^(1. 2)。しかし、自動車は複雑な形状をした三次元の鈍い物体であることから、この方法は十分な成果をあげることはできなかった。

1980年代になり、計算機能力の向上を背景とした新しい計算手法の急速な発展により、航空機分野で数値解析による空力特性の予測が成功を収めると、自動車分野でも数値解析への期待が高まった。その理由は、デザイン初期の空力検討に数値計算を併用することで、新型車の開発期間短縮と優れたデザインおよび空気抵抗の低減を両立させ、他社との競争力を向上できるためである。また、数値計算では流れ場全体の情報が得られるため、空気抵抗低減のための現象分析力が向上することも理由に挙げられる。

ナビエ・ストークスの式に基づいた自動車の空力特性の数値解析は、初期には小林ら^(1. 3)の二次元直交座標系の解析例などがある。その後、橋口らは境界適合座標系を用いて二次元および三次元形状の解析を試みた^(1. 4, 1. 5)。しかし、これらの初期の研究は、解析スキームの精度不足や、タイヤを模擬しないなどの形状模擬度の不足のために、自動車の空力特性の信頼できる予測は困難であった。また、これらの例では、前処理システムが整備されていないことから、開発期間の短縮に結びつく実用的なシステムとはいえなかった。

本研究では、まず、複雑な車体形状周りの流れを計算するため、解析方法と格子生成システムを検討する。次に、この解析精度を実験との比較で検証し、エアロパ

ーツの開発を題材に、空力開発への適用性を実証する。最後に、従来困難であった、車体床下の複雑な流れ場の計算を試み、エンジンルーム通風による空気抵抗の増加現象に分析を加える。

本論文では、まず、ナビエ・ストーク方程式の対流項を三次精度風上差分で離散化した、従来より精度の高いスキームを用いた計算方法について述べる。次に、格子に適用したマルチブロック法と、車体周囲の計算格子生成システムについて述べる。そして、自動車空力の数値解析結果を実験と比較することにより、解析の信頼性について論じる。さらに、数値解析を用いて自動車の揚力制御装置を開発した例を述べ、数値解析が実際の自動車開発に役立つことを明らかにする^(1. 6)。

さらに、床下の詳細な流れ場を解析するため、エンジンルーム入口の熱交換器のモデル化方法を研究し、実験との比較でその妥当性を論じる。この熱交換器モデルと、エンジンルームと床下形状を詳細に模擬した風洞実験用精密模型並の計算モデルを用いて、自動車の床下流れを解析し、エンジンルーム通風により空気抵抗が増加する現象について論じる^(1. 7)。

本論文の第2章では、以上の空力特性の数値解析について述べる。

高速道路網の整備による高速走行の機会の増加と、パワープラント等を中心とした低騒音化に伴い、自動車の空力騒音低減の要求は益々強まる傾向にある。この自動車の空力騒音の問題には、剥離流れに伴う風切り音、内外圧力差による吸い出し音、アンテナなどカルマン渦によるエオルス音、エッジトーン、ホールトーン、キャビティトーン、ウィンドスロップがある。

この中で、風切り音は剥離流れに伴う数kHzまでの広帯域音で、自動車では乗員の耳に近い前席のサイドウィンド³上で発生するため、その低減が重視されている。この数値解析に関しては、秋下^(1. 8)や石井^(1. 9, 1. 10)らの研究に触発されて、自動車分野でも幾つかの研究例が見られる^(1. 11)。しかし、空力騒音の計算には、高い空間分解能を必要とするため、計算機能力が格段に向上しない限り、自動車への適用は困難である。また、解析スキームの精度や音源項の扱い方などの問題も未解決で、自動車分野の試みは、いずれも十分な成果をあげるまでに至っていない。

一方、ウィンドスロップは、サンルーフやリヤウィンドを開けたときに、キャビティ開口部の流れが原因で生じる非常に大きな共鳴音であり、サンルーフにはこれを防ぐための対策が不可欠である。しかし、その代表的な対策手段であるディフレクタも、その形状設計は風洞実験に依存しており、解析的な方法を適用した例は見あたらない。このウィンドスロップは、風切り音と異なり、キャビティ開口部のせん断層の振動現象が原因で発生するため、現在の計算機能力でも、数値解析による発生の予測と対策の検討が可能と考えられる。

本研究は、このウィンドスロップにおける流動現象を数値解析で把握し、ウィンドスロップの防止方法を検討することを目的とする。

本論文ではまず、せん断層の振動現象が数値解析で捉えられることを確認するため、実験による研究が進んでいる噴流-エッジ系における、流体の振動現象の解析を試みた結果について述べる。次に、数値解析と風洞実験、および水槽を用いた可視化実験でキャビティ開口部の振動現象に分析を加える。同時に、その現象における数値解析の信頼性について論じる。さらに、キャビティ開口部の流れを制御することにより、ウィンドスロップを防止する手法を検討し、自動車のサンルーフに適用した例を示す^(1. 12)。

本論文の第3章では、以上のウィンドスロップの数値解析について述べる。

空気調和の問題に関しては、建築関係で数値解析の研究が先行している^(1. 13)。これは、空調装置の主な市場が建築物であることに加え、大規模建築物は単品生産で試作や作り直しができないため、事前の予測が不可避なためと考えられる。一方、自動車では、発売前の試作・評価・改良が可能のため、予測技術の適用は遅れていた。しかし、住宅内の快適性の高まりに伴い車室内の空調快適性への要求が高くなったこと、および新車開発期間の短縮が従来のように十分な試作・評価・改良を許さないレベルに達してきたことから、空調問題への数値解析の応用は不可欠となってきた。

同時に、自動車室内の温熱快適性を向上するために、乗員の温冷感をきめ細かく評価する必要性が増し、温冷感評価法の開発が活発に進められている^(1. 14)。従

来、被験者による官能評価に委ねられてきた温冷感の評価を、物理的な計測量に基づいて定量化することは、評価の客観性と現象分析力の向上につながり有用である。さらに、数値解析により車室内環境予測を試みる場合には、計算された物理量と乗員温冷感の関係を把握していることが必須条件となる。

そのため、本研究ではまず始めに車室内温熱環境の評価手法を研究し、その上で温熱環境の数値解析に取り組む。

温熱快適性に影響を与える要素は、温度、風速、輻射、湿度、着衣、代謝量の六つがあり、これらを総合的に評価する指標が研究されてきている。代表的な指標としては、FangarらのPMV(予測平均申告: *Predict Mean Vote*)^(1.15)やGaggeらのSET*(新標準有効温度または簡単に体感温度: *Standard new Effective Temperature*)^(1.16)が信頼を得ている。しかし、これらの指標は定常で均一な環境を対象としており、車室内温熱環境の評価には適用できない。

車室内の温熱環境は、通常の建築物室内と比べて身体各部周りの温度条件及び風速条件の不均一性が強く、しかも日射の影響を強く受けるという特徴がある。また、住宅などと比べて車内の滞在時間が比較的短いことから、空調立上りの過渡的な状態の割合も高い。そのため、不均一で非定常な環境を評価する技術が必要とされる。この要求に応えるために、自動車分野でも、様々な方法が研究されてきている。その主な方法には、サーマルマネキン、温熱環境計測用センサ付きマネキン(以後温感マネキンと呼ぶ)、人体生理量計測、人体生理量予測がある。

サーマルマネキンは乗員形状に近い形をしており、乗員から環境への熱伝達を模擬できるため、環境測定の高信頼性は高い^(1.17)。しかし、発汗が模擬できず、計測時間も長いため、日射や湿度が変化する環境や、非定常な環境の評価ができないという欠点がある。また、温感マネキンはセンサで乗員周りの温熱環境を計測するため、あらゆる環境の計測は可能であるが^(1.18)、従来の研究では温冷感の評価する総合的な指標を導いたものはなく、計測結果の処理に課題が残されている。

一方、人体生理量計測に基づく評価法は、人体の生理量と温冷感の相関関係に基づいて、計測された生理量から温冷感の評価する^(1.19)。しかし、信頼性のある生理反応データの取得には、被験者の管理を含め細心の注意を払った実験が必要と

されることから、この方法を実際の車の開発に応用するのは容易でない。人体生理量予測に基づく評価は、この生理反応データを人体伝熱モデルで計算する^(1.20)。この方法では、人体と環境との伝熱計算に実際の評価環境をいかに忠実に反映させるかが課題である。

本研究は、総合指標として優れているSET*を発展させて、定常で不均一な車室内環境の評価に応用することを目的とする。なお、定常で不均一な環境とは、空調開始から十分時間が経過した車室内を想定している。この状態では、温度、風速、日射などの温熱要素は安定しているものの、乗員の身体各部位毎の差異は大きい。

本論文では、SET*が、温度、風速、輻射、湿度、着衣、代謝量を総合的に評価する指標となることに着目し、これを不均一な環境評価に適用する考え方について論じる。そして、サーマルマネキンによる計測に基づいて、SET*を求める方法について述べる。計測されたSET*と被験者の温冷感の対応付けを行い、従来のSET*の研究と同様の結果が得られることを確認する。次に、車室内の不均一な環境の評価に適用した結果について論じる。また、従来サーマルマネキンで評価できなかった、日射や湿度変化のある環境の評価に適用し、この方法の優位性を論じる。最後に、SET*と温冷感の対応関係を用いて、計測された物理量から乗員の温冷感の推定を試みた結果について述べる^(1.21)。

本論文の第4章では、以上の定常時の車室内温熱環境の評価方法について述べる。

自動車の空調では、冬季や夏季の冷暖房開始時に室内温度が20~40℃も変化することが珍しくない。また、この温度差が大きい場合には、室内温度が定常状態になるまでに30分程度要する場合もある。住宅と比較すると自動車室内の滞在時間は短いため、このような過渡的な環境において、いかに早く乗員の快適性を得るかが、自動車用空調の重要な技術要素となる。そのため、非定常な環境の評価も不可欠とされている。

自動車室内の非定常な環境の評価に関しては、人体生理量計測に基づく評価法として、皮膚温から温冷感を推定する方法が研究されている。上田ら^(1.22)は、自動車室内の不均一で非定常な環境における温冷感も皮膚温と相関があり、ニューラ

ルネットを用いて皮膚温から温冷感を推定することが可能であると報告している。しかし、先にも述べたように信頼性のある生理反応データの取得が容易でないことから、より簡単で信頼性のある評価法が好ましい。

本研究では、*SET**の考え方を発展させ、この非定常で不均一な環境を評価する指標を提起し、その評価方法を確立することを目的とする。

本論文では、定常で均一な温熱環境評価に用いられる *SET**を、非定常で不均一な環境評価に応用する考え方について述べ、時間変化に対応できる体感温度 *TET* (*Transitional Effective Temperature*) を定義する。次に、この *TET* を算出するために必要な、非定常な生理量変化が把握できる人体熱モデルについて述べ、その信頼性について、従来の実験結果や解析結果と比較しながら論じる。また、非定常な環境を計測するための温感マネキンと、熱伝達率の計測方法について述べる。計測方法の確認のために、定常環境の下で、この人体熱モデルと温感マネキンを用いて計測した *TET* と温冷感の対応を検討する。最後に、夏季冷房立上り時の車室内環境の評価を試み、非定常な環境における乗員の温冷感評価について論じる^(1, 23)。

本論文の第5章では、以上の非定常温熱環境の評価方法について述べる。

最後に、空気調和問題への数値解析の適用について述べる。空調装置の設計は、空調機器のシステム設計、吹出口の配置や風量配分の設計、空調機の設計、通風ダクトの設計、熱交換器の設計のほか、各要素部品や機器の開発など多岐に渡る。この中で、自動車メーカーにとっては空調機器のシステム設計、吹出口の配置や風量配分の設計などが重要となる。これらには、車室内の気流のほか、冷凍サイクルやヒータ性能、日射や車体伝熱の連成計算に基づく車室内の温度分布の解析に加え、計算された温度や風速、日射量などの物理量から乗員の快適性を推定し、空調システムの性能を判定する技術が必要とされる。

自動車室内温熱環境の解析は、初期には冷凍サイクルと空調熱負荷のバランス計算が主であった。その中で黒谷^(1, 24)は、車室内を単一要素として取り扱い、空調機の運転状態と熱負荷を考慮して、時間変化を伴う実車室内温度を予測した。最近では、小森谷^(1, 25)、*Currle*^(1, 26)、岡田^(1, 27)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、この中には計算で得られた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、評価した研究例はほとんどない。さらに、計算格子生成を含む解析時間短縮の課題が残されている。また、温冷感に寄与する温度、風速、輻射、湿度、着衣、代謝量を全て考慮した総合的な指標を提起できている研究例はない。

本研究では、実車の環境や運転条件の下での非定常な温熱環境を、短時間で数値解析し、乗員の温冷感を予測する方法を確立することを目的とする。

本論文では、まず、*Boussinesq* 近似に基づく温度と風速の数値解析方法について述べ、その信頼性を実験との比較で論じる。また、直交要素を用いることにより、車室と乗員周りに自動的に計算要素を生成する方法について述べる。次に、冷凍サイクルの釣り合い点解析と、境界要素を用いた日射計算、車体伝熱計算により、空調風や壁面温度を計算する方法について述べ、これを先の数値解析と連成させることで実車室内の温度分布の予測を試みる。また、解析結果から前述の非定常環境の評価指標を算出することで、乗員の温冷感の予測を試み、夏季冷房立上りの非定常な車室内環境を評価した結果について論じる^(1, 28)。

本論文の第6章では、以上の車室内温熱環境の数値解析について述べる。

第2章 自動車の空力特性の数値解析

2.1 まえがき

序論で述べたように、計算流体力学(CFD: Computational Fluid Dynamics)は、自動車の空力検討において、風洞実験の一部代替による開発期間の短縮、流れ場の詳細な分析によるきめ細かい空力開発、あるいは従来のデータからの推定が難しい新しいコンセプト車の開発等に期待され、活用されるようになってきている。

このような要請に応える車体空力解析システムには少なくとも次の三つの条件が求められると考えられるため、高次精度差分スキームを用いた解析手法と、複雑形状に対応できるマルチブロック法を取り入れて、これらの条件を満足する解析システムを構築した。

- (1) 自動車は鈍い物体であり、空気抵抗では圧力抵抗が支配的となるため、この圧力分布が精度良く求められるように、剥離再付着流を解析できること。
- (2) エアロパーツ、タイヤとホイールハウス、エンジンルーム、床下などの複雑な形状の周りの流れが解析できること。
- (3) 解析が容易であること。特に解析に使う計算格子が短時間で生成できること。

そこで、本章ではこのシステムの概要を説明し、解析精度の検証例をあげた上で、エアロパーツを含む複雑な車体形状周りの流れ場の解析に適用し、その実用性を確認した結果を述べる。さらに、エンジンルーム・床下の複雑な流れ場を解析し、従来の実験的手法では困難だった、抵抗発生要因の分析を試みた結果について述べる。

2.2 解析方法

自動車の実用上の車速はせいぜいマッハ数0.2以下であるため、次の非圧縮性ナビエ・ストークス方程式を基礎方程式として用いる。

$$\frac{\partial u_j}{\partial x_j} = 0 \quad (2.1)$$

$$\frac{\partial u_i}{\partial t} + u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{1}{Re} \frac{\partial^2 u_i}{\partial x_j \partial x_j} \quad (2.2)$$

ここで j はアインシュタインの総和である。

圧力は、ナビエ・ストークス方程式の両辺の発散を取ることによって得られる、次の圧力のポアソン方程式を解いた。

$$\frac{\partial^2 p}{\partial x_k \partial x_k} = -\frac{\partial}{\partial x_k} \left(u_j \frac{\partial u_k}{\partial x_j} \right) - \frac{\partial D}{\partial t} + \frac{1}{Re} \Delta D \quad (2.3)$$

ここで、 D は $D = \frac{\partial u_j}{\partial x_j}$ を示し、本来0となるべき項であるが、 $\frac{\partial D}{\partial t}$ の項は数値計算においては打ち切り誤差のために0となることが保証されていないため、この項を差分化した方程式

$$\frac{\partial^2 p}{\partial x_k \partial x_k} = -\frac{\partial}{\partial x_k} \left(u_j \frac{\partial u_k}{\partial x_j} \right) - \frac{D^{n+1} - D^n}{\Delta t} \quad (2.4)$$

において $D^{n+1} = 0$ とし、

$$\frac{\partial^2 p}{\partial x_k \partial x_k} = -\frac{\partial}{\partial x_k} \left(u_j \frac{\partial u_k}{\partial x_j} \right) + \frac{D^n}{\Delta t} \quad (2.5)$$

のように変換した式を用い、連続の式を満足させている。この方法はMAC法と呼ばれている^(2.1)。

式(2.2)で速度を、式(2.5)で圧力を計算し、これを繰り返して流れ場を求めることで、連続の式を陰的に満足させる解を得ることができる。

さらに、境界適合座標を用いるために、これらの式を次のように一般座標系に変換する。

$$\frac{\hat{a}_i}{\hat{\alpha}} + U_k \frac{\hat{a}_i}{\partial \xi_k} = -\frac{\partial \xi_k}{\hat{\alpha}_i} \frac{\partial \hat{p}}{\partial \xi_k} + \frac{1}{R_e} \left\{ g_{kl} \frac{\hat{a}_i}{\partial \xi_k \partial \xi_l} + \frac{\partial \xi_l}{\hat{\alpha}_j} \frac{\partial}{\partial \xi_l} \left(\frac{\partial \xi_k}{\hat{\alpha}_j} \right) \frac{\hat{a}_i}{\partial \xi_k} \right\} \quad (2.6)$$

$$g_{kl} \frac{\partial^2 p}{\partial \xi_k \partial \xi_l} + \frac{\partial \xi_l}{\hat{\alpha}_i} \frac{\partial}{\partial \xi_l} \left(\frac{\partial \xi_k}{\hat{\alpha}_i} \right) \frac{\partial \hat{p}}{\partial \xi_k} = -\frac{\partial \xi_k}{\hat{\alpha}_i} \frac{\partial \xi_l}{\hat{\alpha}_j} \frac{\hat{a}_i}{\partial \xi_l} \frac{\hat{a}_j}{\partial \xi_k} + \left(\frac{\partial \xi_k}{\hat{\alpha}_i} \frac{\hat{a}_i}{\partial \xi_k} \right)^n / \Delta t \quad (2.7)$$

ここで、 g_{kl} は反変テンソル、 U_k 反変速度であり、それぞれ次の式で表される。

$$g_{kl} = \frac{\partial \xi_k}{\hat{\alpha}_i} \frac{\partial \xi_l}{\hat{\alpha}_i}$$

$$U_k = u_j \frac{\partial \xi_k}{\hat{\alpha}_j} \quad (2.8)$$

この方程式は、時間についてはオイラーの一次精度陰的差分、対流項は次の式で表されるKKスキームと呼ばれる三次精度風上差分、粘性項は二次精度中心差分を用いて離散化する^(2.2)。

$$\left(u \frac{\hat{a}_i}{\partial \xi_i} \right) = u_i \frac{-u_{i+2} + 8(u_{i+1} - u_{i-1}) + u_{i-2}}{12\Delta \xi}$$

$$+ |u_i| \frac{u_{i+2} - 4u_{i+1} + 6u_i - 4u_{i-1} + u_{i-2}}{4\Delta \xi} \quad (2.9)$$

姫野ら^(2.3)や坪井ら^(2.4)は、このスキームを用いて三次元鈍頭物体の後流構造を研究し、空気抵抗と後流構造の関係に考察を加えている。

その後の別の研究では、KKスキームは、差分の打ち切り誤差の作用で、フィルタ関数により空間平均された基礎方程式を解くのと等価と見なされるが、高レイノルズ数の流れを厳密に解くことは困難であると報告されている^(2.5)。

しかし、圧力抵抗が支配的な、基本的に鈍い形状の物体である自動車の空力解析

では、流れの剥離および再付着を模擬することが重要であり、従来試みられていた一次精度風上差分と比べてはるかに優れている。また、KKスキームで問題となる高レイノルズ数流れでの精度の悪化は、自動車の空力解析においては主に剥離点の変化として現れるが、自動車の形状でそのような臨界的な形状が現れることはわずかであり、しかも、そのような臨界的な形状における剥離点を厳密に求めることは最新の乱流モデルを用いても困難であるためこの方法で十分と考えられる。

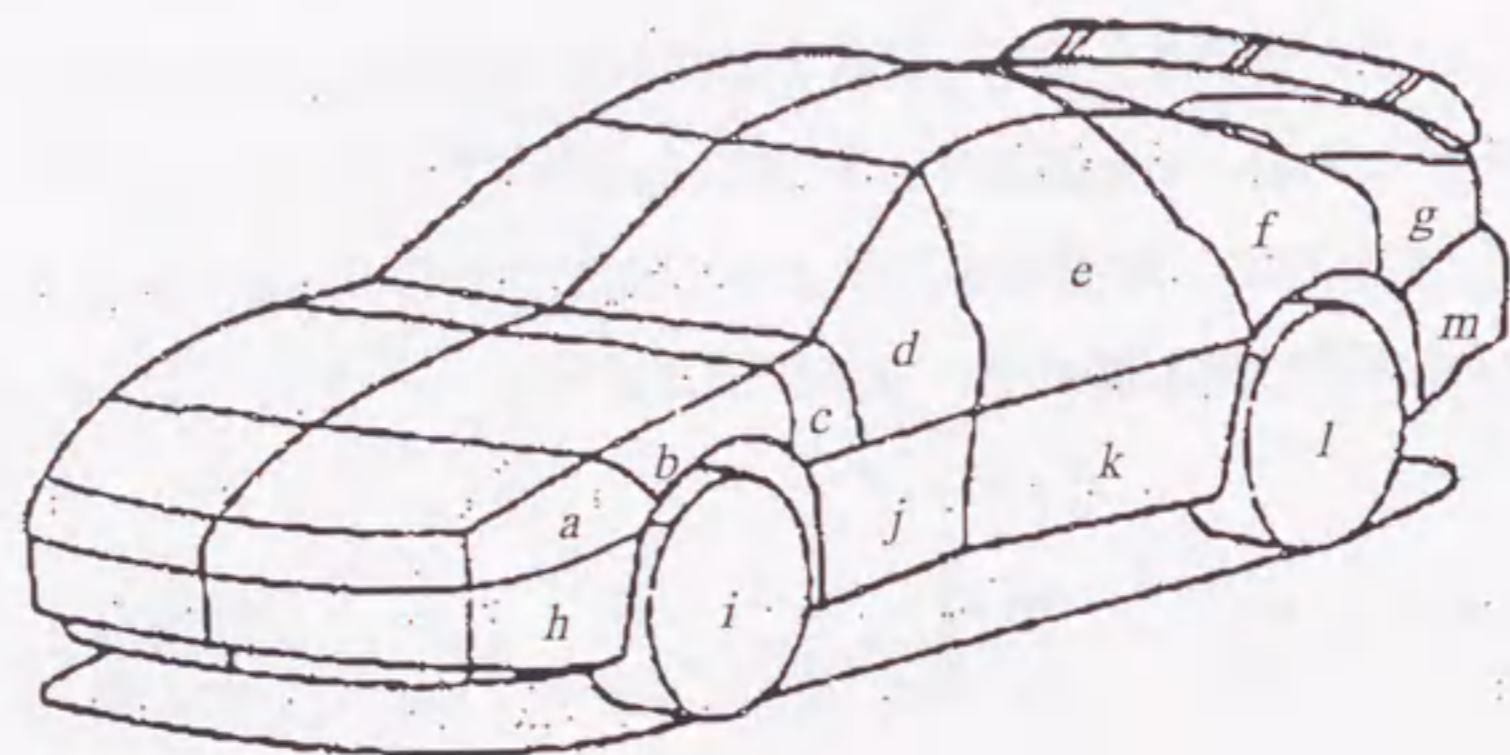
式(2.6)は、粘性項の二階微分を次のように陰的に表現し、圧力のポアソン方程式と同様にSOR法で解を求める。

$$\frac{u_i^{n+1} - u_i^n}{\Delta t} + U_j^n \frac{\hat{a}_i^{n+1}}{\partial \xi_k} = -\frac{\partial \xi_k}{\hat{\alpha}_i} \frac{\partial \hat{p}^n}{\partial \xi_k} + \frac{1}{R_e} \left\{ g_{kl} \frac{\hat{a}_i^{n+1}}{\partial \xi_k \partial \xi_l} + \frac{\partial \xi_l}{\hat{\alpha}_j} \frac{\partial}{\partial \xi_l} \left(\frac{\partial \xi_k}{\hat{\alpha}_j} \right) \frac{\hat{a}_i^n}{\partial \xi_k} \right\} \quad (2.10)$$

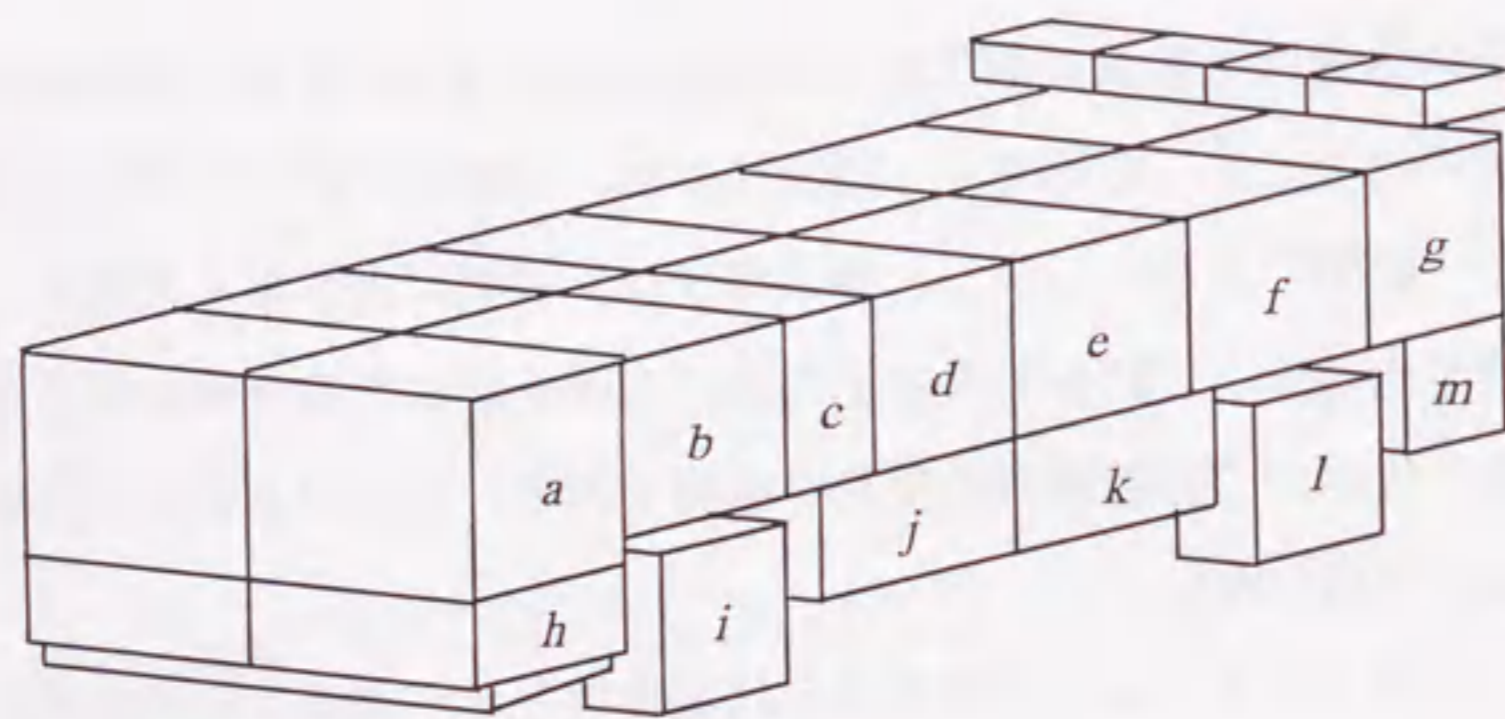
これらの方程式を、複雑な車体形状の周りの流れ場の解析に適用するために、離散化のための格子系には、沢田らがエンジンナセル付きの航空機周りの流れ場を解析するために開発した、マルチブロック法を採用する^(2.6, 2.7)。

一般座標系の方程式と物体表面に沿った格子を用いると、任意の表面形状の物体周りの計算が可能となる。そして、この方法では、計算効率の面で有利な構造格子を用いるのが一般的である。しかし、構造格子は、複雑に入り組んだ空間では格子の生成に困難を生じる。これを解決するために空間を幾つかの領域に分ける方法もあるが、領域の境界での解析情報の授受が必要であり、空間のトポロジーが変化した場合の対応が容易でない。

一方、沢田らのマルチブロック法では形状適合性と単一構造格子の利点が同時に生かせる。図2-1に自動車に関する写像関係を示す。自動車形状は幾つかのブロックに分割され、それぞれは計算空間内の対応する六面体の表面に写される。格子は解析領域全体を覆う単一構造格子として生成され、物体は格子の内部に取り込むことで形状適合性を満足させる。さらに、この方法では投影面を任意に指定できるので、自動車形状に付加物が付いた場合などのトポロジー変化に容易に対応可能であるという利点もある。



(a) 実空間



(b) 計算空間

図2-1 マルチブロックの写像関係

境界条件は表2-1のように与える。2.4節で説明する、実験に用いた風洞の特性と対応するように、地面境界の扱いは車両前方では移動境界、車体床下から後方は固定境界とした。この表中の X は、車両前後方向の座標を有次元で示し、前後車軸の中央を原点としている。なお、計算時のレイノルズ数は 5×10^6 とした。

表2-1 境界条件

	車体壁面	地面	流入面	側面, 流出面
速度	$u = 0$	$u = 1 (X < -2.7m)$ $u = 0 (X \geq -2.7m)$	$u = 1$	$\frac{\partial u}{\partial n} = 0$
圧力	$\frac{\partial \phi}{\partial n} = 0$	$\frac{\partial \phi}{\partial n} = 0$	$\frac{\partial \phi}{\partial n} = 0$	$\frac{\partial \phi}{\partial n} = 0$

(X は前後輪の中央を0とする)

2.3 計算格子生成方法

開発期間が短い自動車に計算流体力学を適用するためには、計算に費やす時間の短縮が重要である。一つのモデルの計算結果は、少なくとも一週間から10日で得られなければならないため、格子生成時間の短縮が求められる。また、空力付加物の効果の解析など、形状が大幅に変化しても計算が可能なシステムにする必要もある。ここでは、前節で述べたマルチブロック法に適合する格子生成システムについて説明する。

格子生成システムを用いた格子生成の手順を図2-2に示す。デザインの初期段階では、スタイルCADで面状のデータが作られるので、このデータを基にして格子を生成する。マルチブロック格子生成のために、車体部分は幾つかの六面体のブロックに分割され、一つ一つのブロックは六面体の辺に相当する12本の曲線(ワイヤフレーム)で定義される。

計算格子の生成手法は、従来から様々な方法が提案されているが、計算格子生成に必要な属性をすべて満足する手法はないため、いくつかの手法の長所を活かした方法とする。すなわち、車体表面と空間の初期格子はトランスファイナイト内挿法

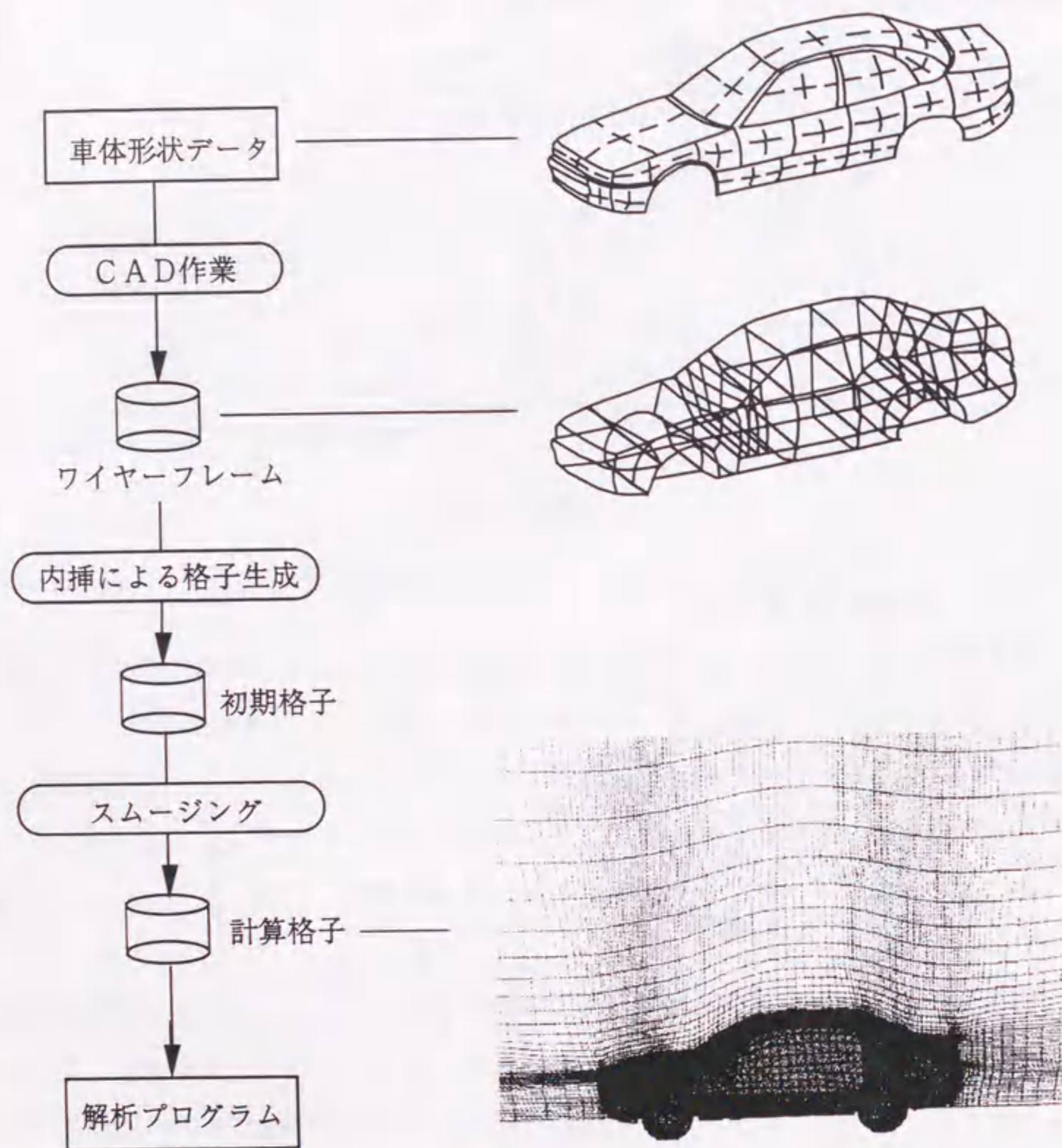


図2-2 格子生成手順

で生成し、その後車体表面の格子を代数的に直交化し、空間格子はラプラス方程式を用いて滑らかにする。以下その概要を説明する。

トランスファイナイト内挿法は、一次元の内挿を複合することで、三次元空間の内挿関数を生成する方法であり、境界面の格子点や曲率が既知の場合に、それに基づいて空間内部の格子点を代数的に生成できる。この内挿法を用いて、複雑な三次元空間の流体解析用格子を生成する研究は、主に *Ericksson*^(2, 8) により発展させられた。この方法では、三次元曲面上の格子点を、その曲面を囲む曲線上の格子点から生成することや、曲面に囲まれた空間内の格子点を曲面上の格子点から生成することができる。

ここでは、CADで作成したワイヤーフレームのデータに基づき、次式のトランスファイナイト内挿法で車体表面の格子を生成する^(2, 8)。

$$\begin{aligned}
 x(i, j) = & x(is, j)\alpha_s(i) + x(ie, j)\alpha_e(i) + x(i, js)\beta_s(j) + x(i, je)\beta_e(j) \\
 & - x(is, js)\alpha_s(i)\beta_s(j) - x(ie, js)\alpha_s(i)\beta_s(j) \\
 & - x(is, je)\alpha_s(i)\beta_e(j) - x(ie, je)\alpha_e(i)\beta_e(j)
 \end{aligned} \tag{2.11}$$

ただし、

$$\begin{aligned}
 \alpha_s(is) = 1, \alpha_s(ie) = 0, \alpha_e(is) = 0, \alpha_e(ie) = 1 \\
 \beta_s(js) = 1, \beta_s(je) = 0, \beta_e(js) = 0, \beta_e(je) = 1
 \end{aligned}$$

ここで $x(i, j)$ は k -一定面内の (i, j) 番目の格子の座標値、 α, β は格子の配置を決める係数である。 $i = is, ie, j = js, je$ の周囲の四辺上の格子点が決まっている場合に、この式を用いて、それらに囲まれる面上の座標点が与えられる。表面の曲率変化が少ない面ではこの方法で十分解析に使える格子が生成できるが、曲率変化の大きい面を周囲の辺の情報から定義するのは困難なので、そのような面は一旦生成した点をCADで生成された表面に投影して位置を修正する。

次に、この表面格子を境界条件として、トランスファイナイト内挿法で空間内部の格子を生成する。このとき、式(2.11)に境界での曲率を考慮する項を加えれば、物体表面に直交し、空間的に滑らか格子の生成も可能である。しかし、ここでは、式(2.11)と同様な簡単な内挿を用いた。これは、車体形状は凸凹を伴いつつ様々な形

状を変えるため、どのような場合でも空間上の格子に歪みを生じないような係数の設定が困難であるためである。しかし、そのために、生成された格子は、ブロック分割や車体表面形状の影響を受けて、十分な直交性や滑らかさが得られていない。そのため、ここで生成された格子に、直交化と平滑化を加える。

物体表面の圧力境界条件に、表2-1に示した条件を与える場合には、必ず物体表面で計算格子の直交性を確保しなければならない。ここでは、大林ら^(2.9)に倣って、法線ベクトルを用いて格子に修正を加えることで、代数的な直交化を施す。この式を次に示す。

$$x'_{i+1} = x_{i+1} + c_i \{n_i - (x_{i+1} - x_i)\} \quad (2.12)$$

ここで x_i は壁面から*i*番目の格子点を、 n_i は点 x_i における $\xi = \text{const}$ 面に対する法線ベクトル、 x'_{i+1} は修正された格子点をそれぞれ示す。 c_i は係数で、壁面付近で1に近い値を与え、壁面から離れるに従い小さくすることで、壁面近傍の格子点のみ直交化することができる。なお、式から分かるように、周囲の格子点の座標を用いて修正するため、一度に格子を修正しようとする歪みを生じる恐れがある。そのため、係数 c_i はやや小さめにし、数回の繰り返し計算で徐々に直交化する。

空間格子のスムージングは、物体表面への格子の集中を考慮するとポアソン方程式を用いるべきであるが、これも複雑な形状に対応した係数の決定が困難なため、次に示すラプラス方程式を用いる^(2.10)。

$$g_{jk} \frac{\partial^2 x_i}{\partial \xi_j \partial \xi_k} = 0 \quad (2.13)$$

物体付近に集中させた格子が、ラプラス方程式を解くことで拡がらないようにするため、物体から離れた空間では十分な繰り返し計算を行い、物体近傍ではこの回数を減らすことで、滑らかさと格子の集中を両立させた。

トランスファイナイト内挿法で生成された初期の格子を図2-3に、直交化とスムージング後の格子を図2-4に示す。空間の格子が非常に滑らかになっていることが

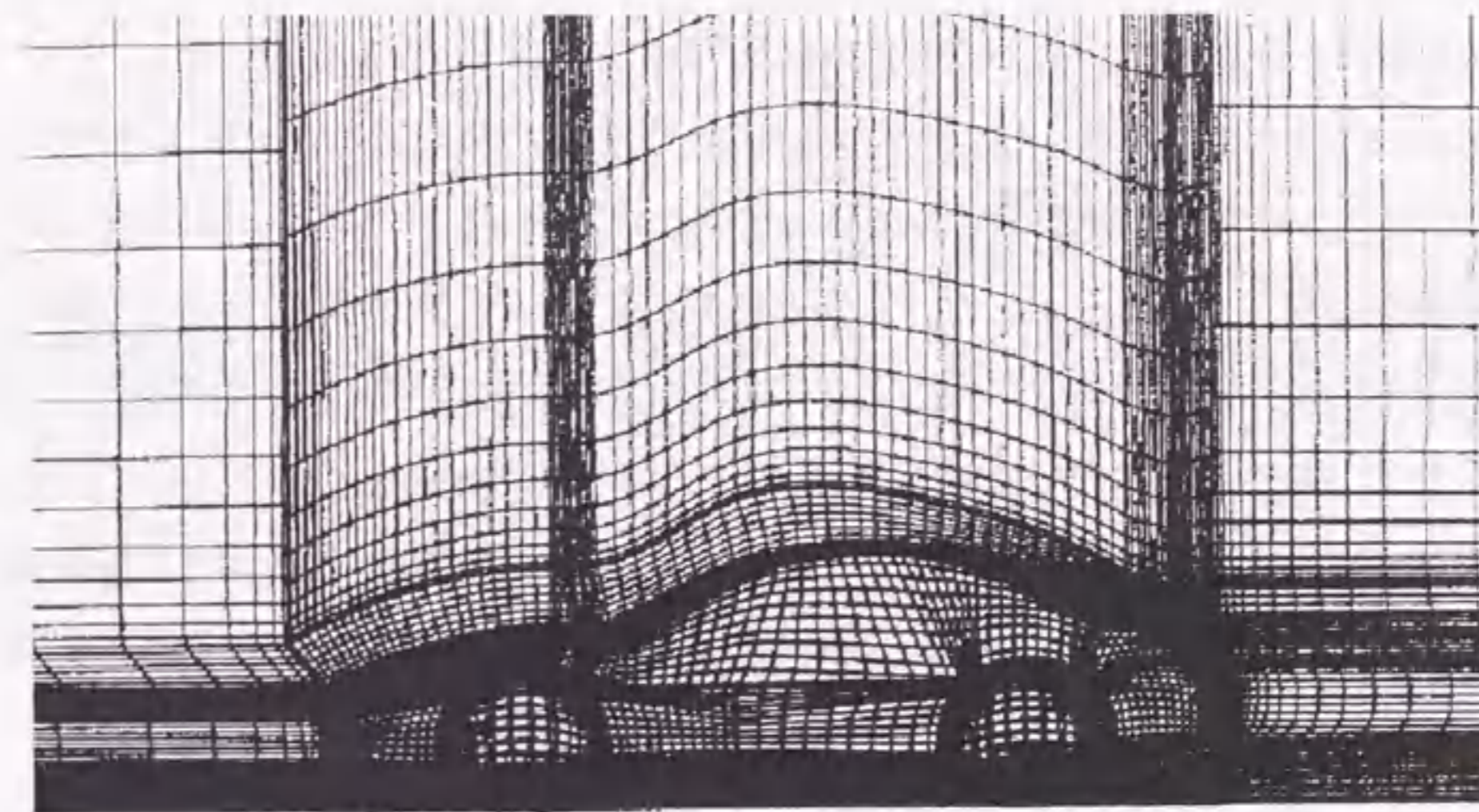


図2-3 内挿法で生成された初期格子

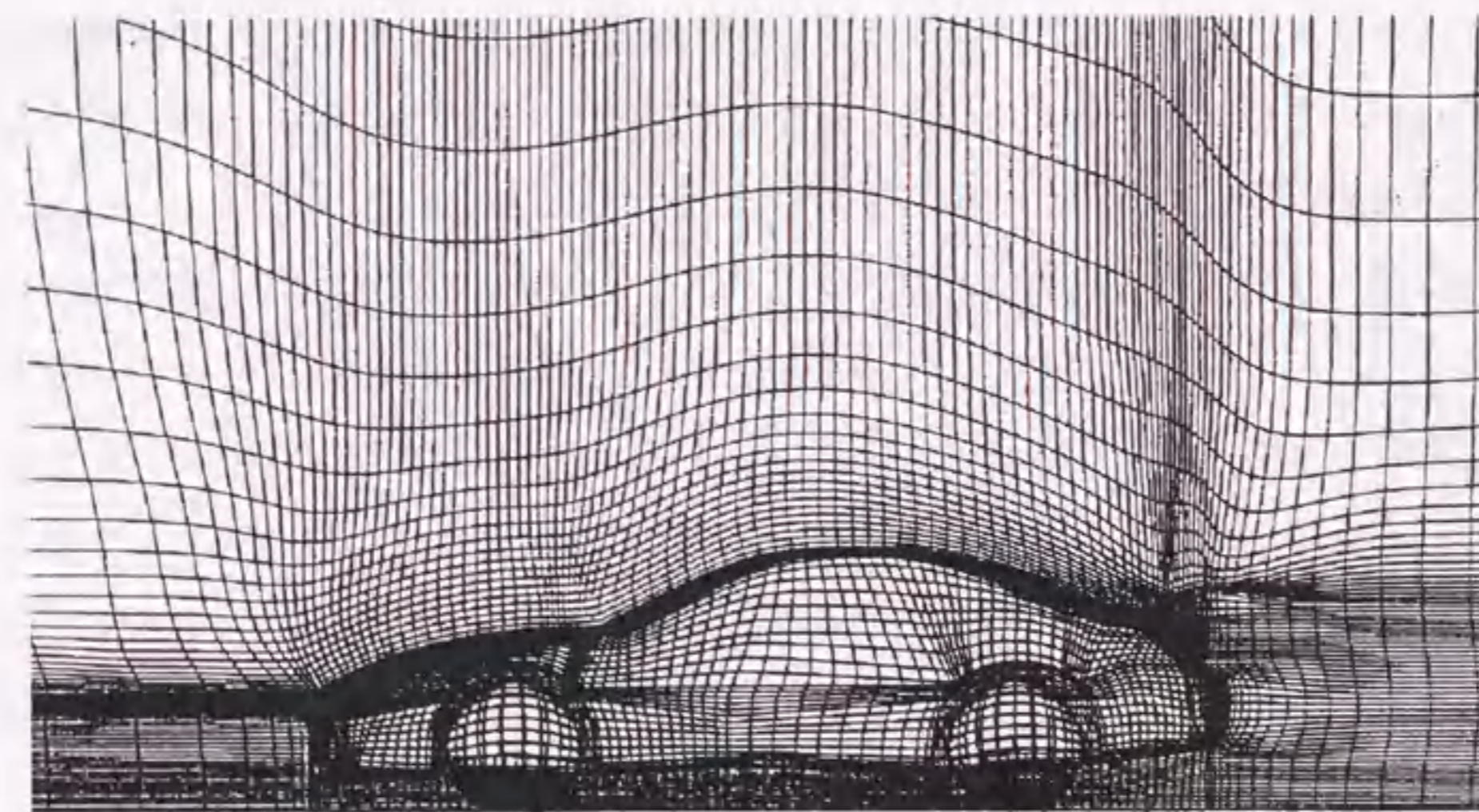


図2-4 スムージングされた計算格子

分かる。また、図2-2に示したワイヤーフレームデータに於いて、ブロック数は片側70個で、空力性能に影響が大きいフード先端やAピラー周りなどは他の部位と比べて細かく分割している。格子点数は全体で $150 \times 69 \times 75$ としている。

作成したシステムでは、ワイヤーフレームデータなどの形状データに付加する入力として、ブロックの位置関係・流体か固体かの区別・格子数配分・車体周りの計算領域の大きさなどごく少数のパラメータを入力するだけで、物体付近への格子の集中・直交化・スムージング・格子修正等が全て自動的に行われるようにしている。

さらに、実用上役に立つ付加機能として、タイヤやホイールハウスなどの形状のワイヤーフレームを自動的に生成する機能や、数値計算の発散の原因となる計算格子の歪みを自動的に判定して修正する機能などを盛り込んで、迅速に格子を生成できるようにしている^(2, 11)。

このシステムでは、標準的な乗用車の計算格子は2~3日、さらに既存のワイヤーフレームを一部形状変更した格子は2~5時間程度で生成できるため、数値計算を開発に役立てることが可能である。

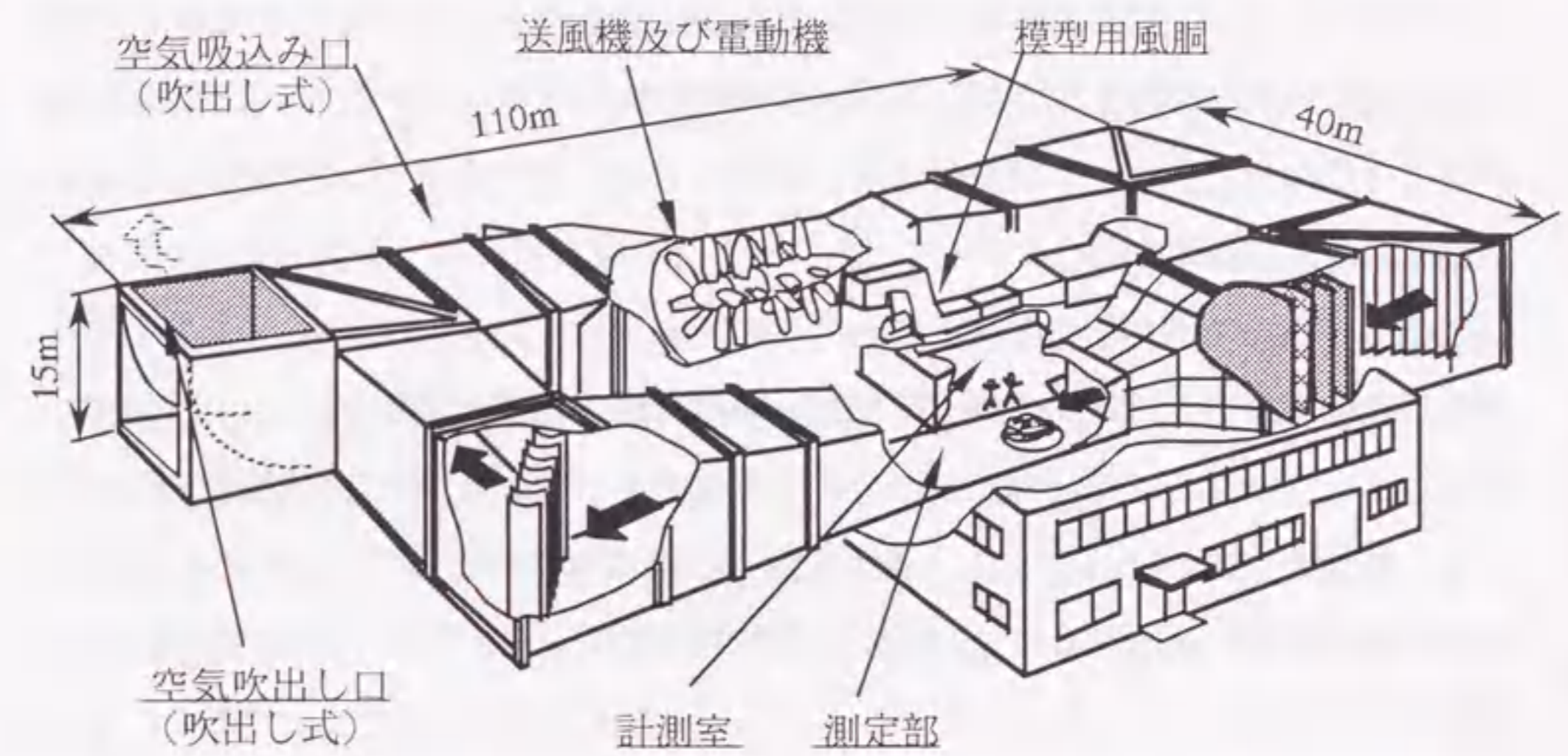
2.4 検証実験方法

ナビエ・ストークス方程式に基づく数値解析を、自動車の空力特性の予測に用いるのは初めての試みであったため、実験との対比により予測精度を検討した。ここではこの実験方法の概要について説明する。

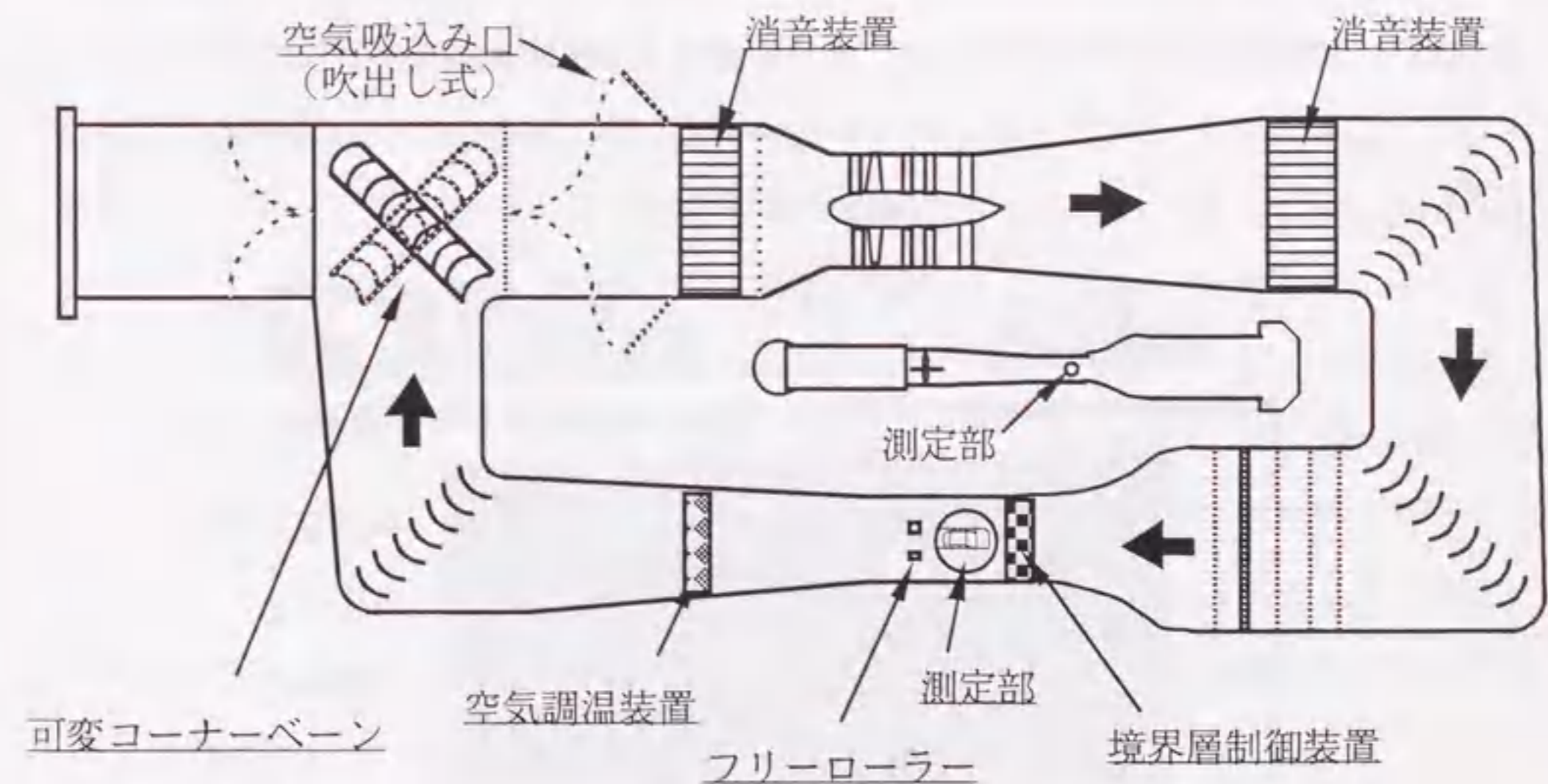
車体に加わる六分力の計測は、図2-5に示す三菱自動車の実車風洞と模型風洞を用いる^(2, 12)。実車風洞はゲッチンゲンタイプで、測定部断面は $6 \text{ m} \times 4 \text{ m}$ のサイズである。一方、模型風洞はエッフェルタイプで、測定部断面は $1.4 \text{ m} \times 0.9 \text{ m}$ であり、5分の1サイズの模型用である。いずれの風洞も、最高風速は 60 m/s まで出すことができるが、通常は 50 m/s で六分力の計測を行う。六分力は、タイヤの設置部分だけを露出して、地面下に埋め込まれた天秤に車を乗せて計測する。天秤で計測された六分力は、動圧と前面投影面積で無次元化され、各種空力係数となる。

車体表面の圧力分布は、模型表面に 1 mm 径の圧力口を空け、これをチューブで圧力変換器につないで計測する。

実走行では、地面は車体に対して車速だけの相対速度を持つが、風洞では静止し



(a)鳥瞰図



(b)平面図

図2-5 実車および模型用風洞

た状態となる。このため、風洞実験では実走行に現れない地面付近の境界層が生じ、それにより空気抵抗や揚力の計測値にも違いが生じることが分かっている。今回用いた風洞では、この地面境界層の影響を最小限にするため、車体設置位置前方床面に境界層吸い取り装置を設けている。実車風洞の検定では、吸い取り装置直後で境界層の厚さは0となり、車体後端付近に相当する吸い取り装置5 m下流でも、50mmの厚さに抑えられている。

気流の可視化には、上述の風洞におけるオイルフローなどのほかに、可視化専用の風洞設備を用いる。図2-6に可視化用の垂直循環型回流水槽を示す。この水槽は長さ1.5 m×水深0.8 m×幅0.8 mの観測部を持ち、様々な流れの可視化が可能である。最高流速は1.2 m/sである。本章に示す車体空力特性に関しては、この回流水槽に模型を沈め、比重が1に近いナイロン粒子を流れに混入して、車体周囲の流れ場を可視化する。

また、2.7節で熱交換器モデルを検証する際には、観測部の長さ2.5 m×高さ1.8 m×幅0.2 mの二次元煙風洞を用いて可視化実験を行う。この煙風洞は、上流に20mm間隔で並べられた径2 mmノズルから、ケロシンを気化させた煙を流して、物体周りの流脈線を可視化できる。この煙風洞の最高風速は15 m/sである。

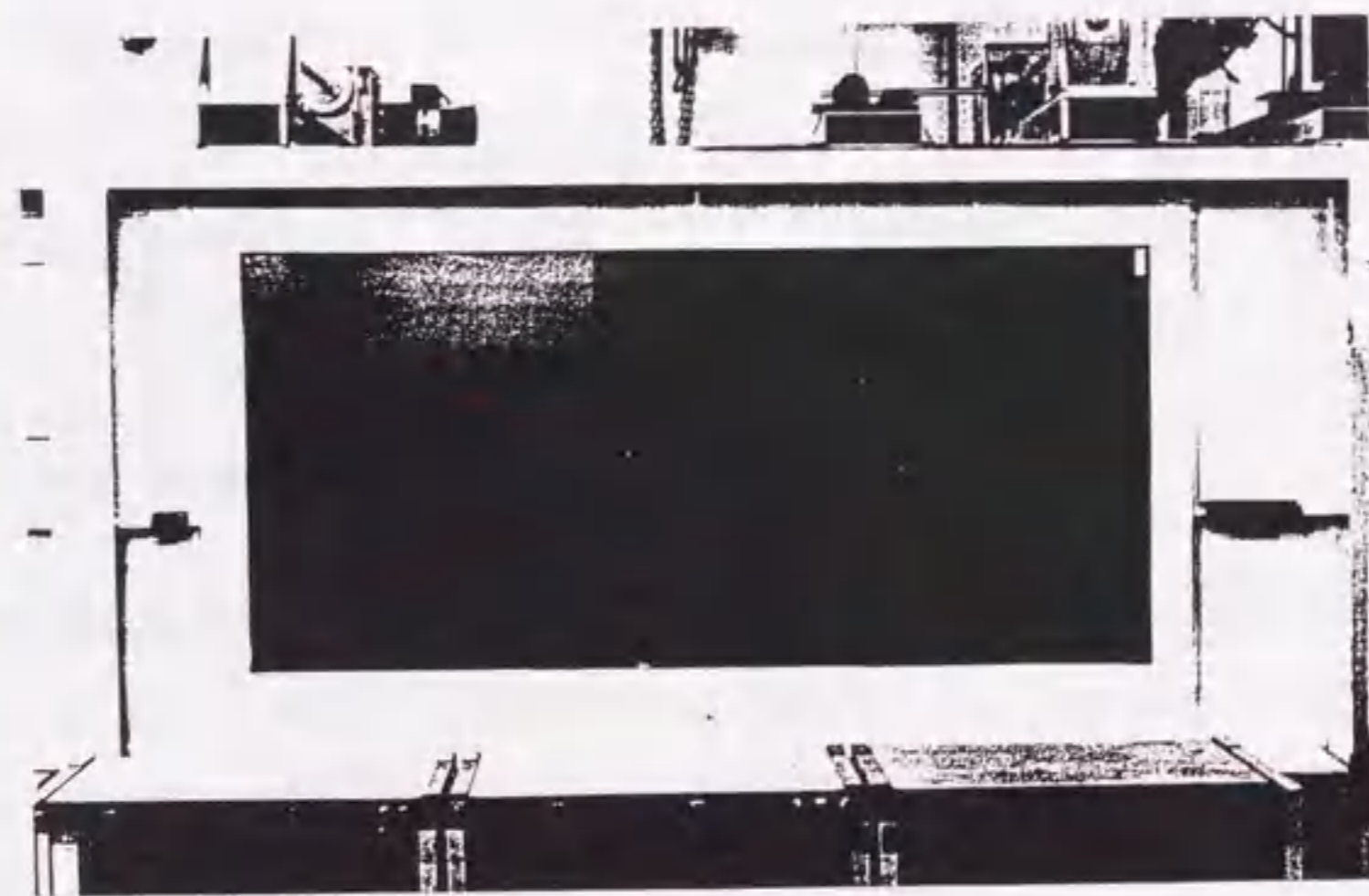


図2-6 可視化用垂直循環型回流水槽

2.5 解析方法の検証

解析の信頼性を確認するため、まず *Ahmed model* と呼ばれる三次元の鈍頭物体周りの流れの解析を試みる。*Ahmed model* は、図2-7に示した通り、前後に長い直方体の前縁に十分な丸みを付けた物体で、後部上面を傾斜させたときの空気抵抗の変化に特徴がある。

後部上面を、主流に平行な状態から徐々に傾斜させていくと、傾斜角が10度付近で空気抵抗が最小になる。さらに傾斜を増加させると、空気抵抗は急増し、30度で最大となる。そして、30度を越えたときに抵抗は急に小さくなり、それ以上の角度では抵抗に大きな変化は無い。この傾斜角30度付近の抵抗の急変は、*Ahmed* らによって研究され^(2, 13)、流れ場の遷移が影響しているものと考えられている。この空気抵抗の変化は、実際の自動車においても観察され、*Ahmed* らの実験は自動車のリヤウィンド形状と空気抵抗の関係を端的に表したものとして知られている。

ここでは、先に説明した方法で、この *Ahmed model* の空力特性を解析する。傾斜角15度の場合の計算格子を図2-8に示す。全体の格子数は96×69×63で、物体は46×21×23の格子で定義している。傾斜部の前後方向には18本の格子を配した。

計算で得られた空気抵抗係数 C_D を図2-9に、揚力係数 C_L を図2-10に、それぞれ示す。図中には、*Ahmed* らの実験結果も比較のために示す。なお、実験で取り付けられている六分力計測用の支柱を計算で省略しているなど、条件に違いがあるため、ここでは後部傾斜0度を基準にして、実験結果と相対的に比較している。計算では、上述した抵抗の変化をおおむね実験と同様に捉えており、揚力の対応もまずまずである。ただし、30度前後で抵抗が急増する部分については、やや実験値よりも小さな値にとどまっている。これは、実験でも傾斜部上端の角に丸みがある場合には、この急増が捉えられないことと対応しており、格子の分解能に限界があるため、解析では傾斜部上端の角にやや丸みがついているのと等価な結果になっているものと考えられる。

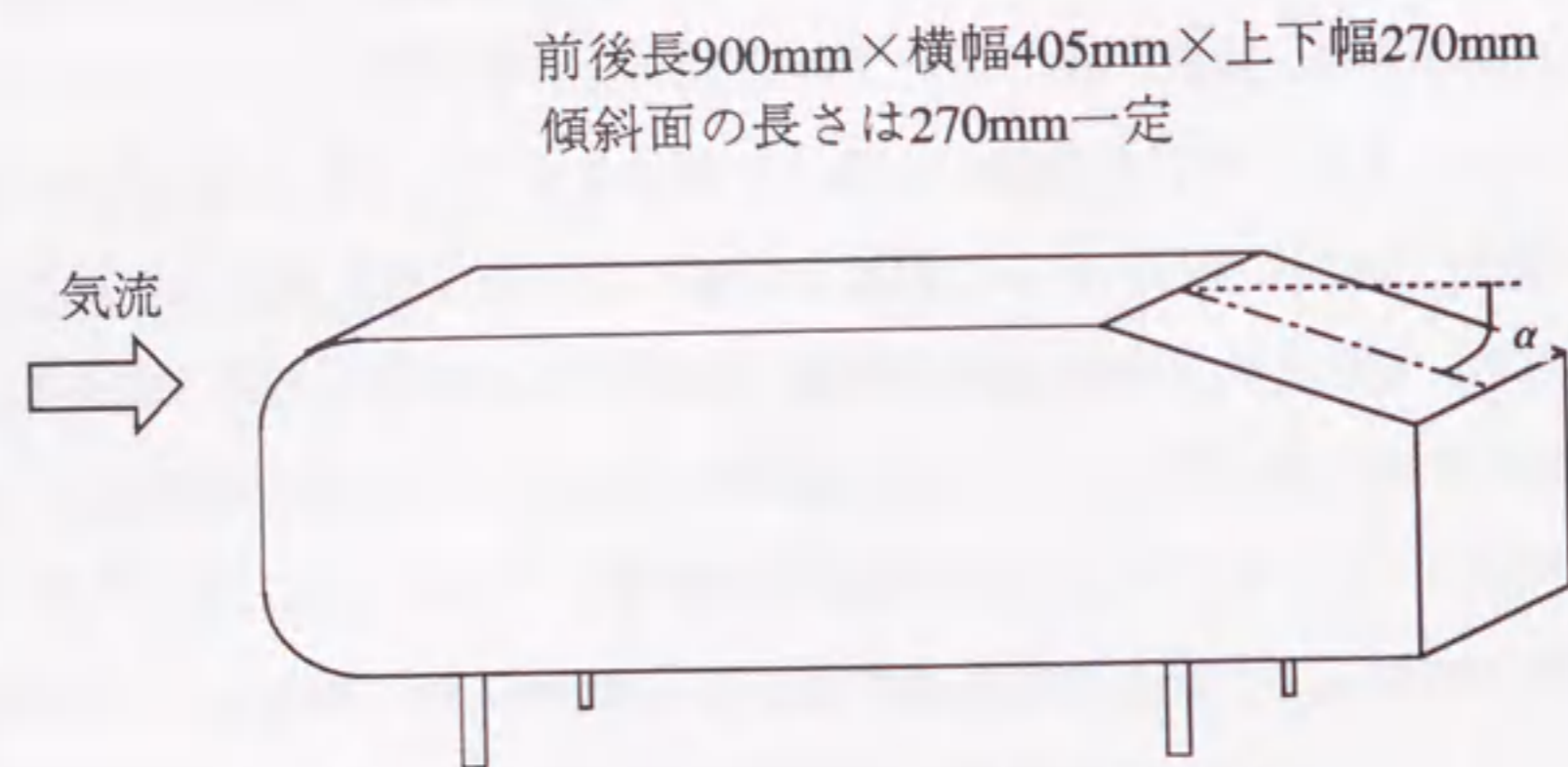


図 2-7 Ahmed model

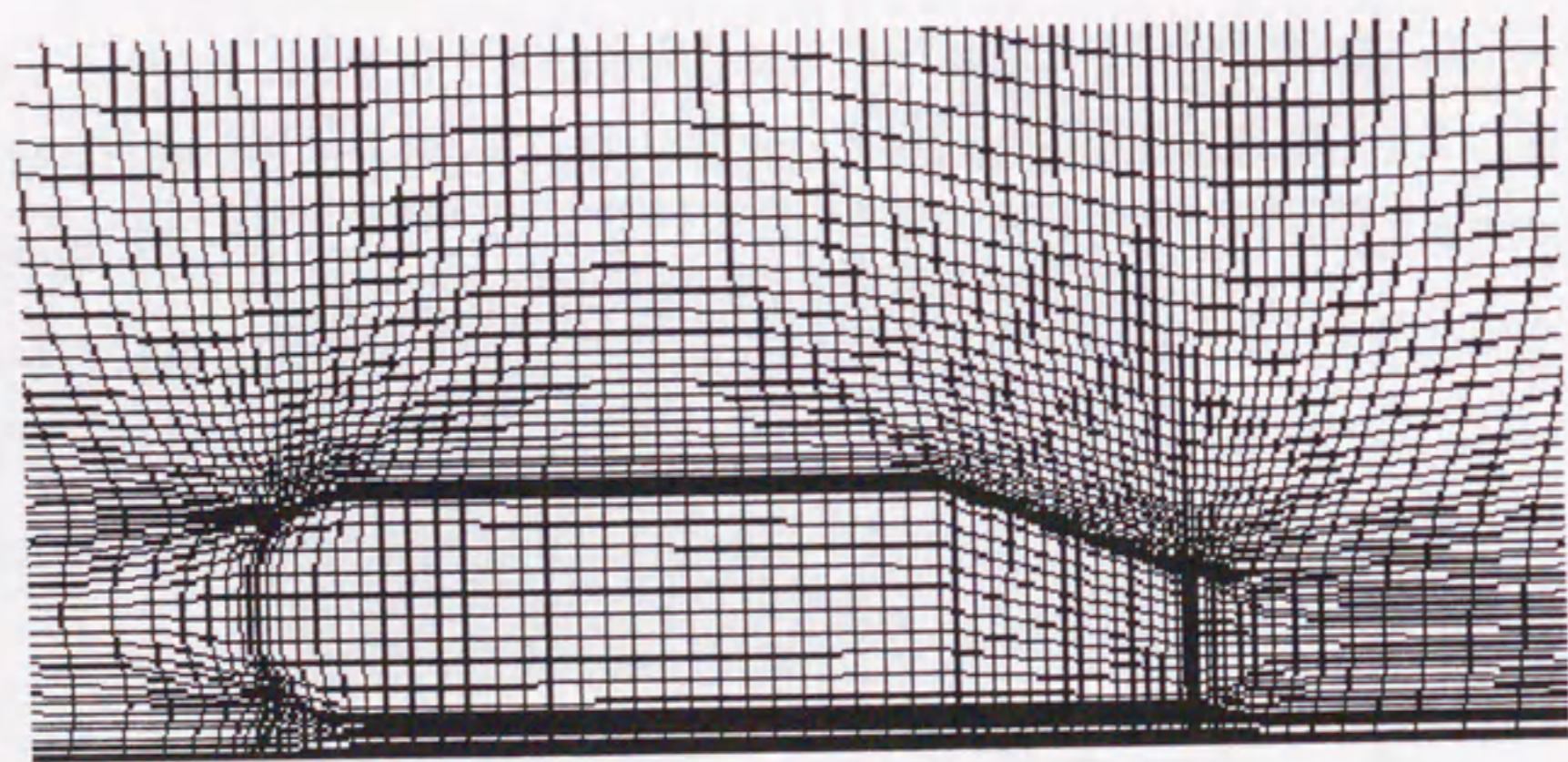


図 2-8 Ahmed modelの計算格子

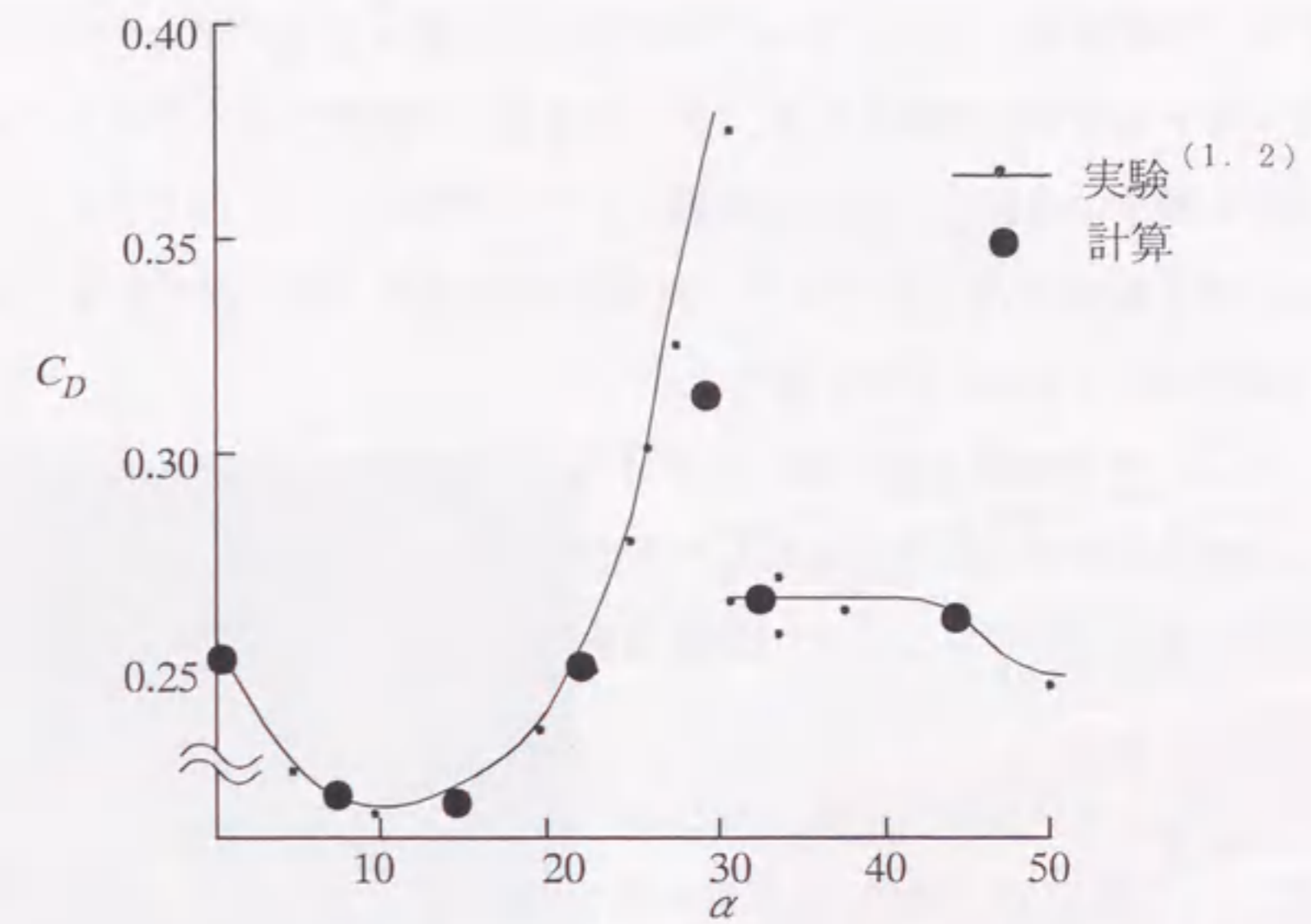


図 2-9 Ahmed modelの空気抵抗係数

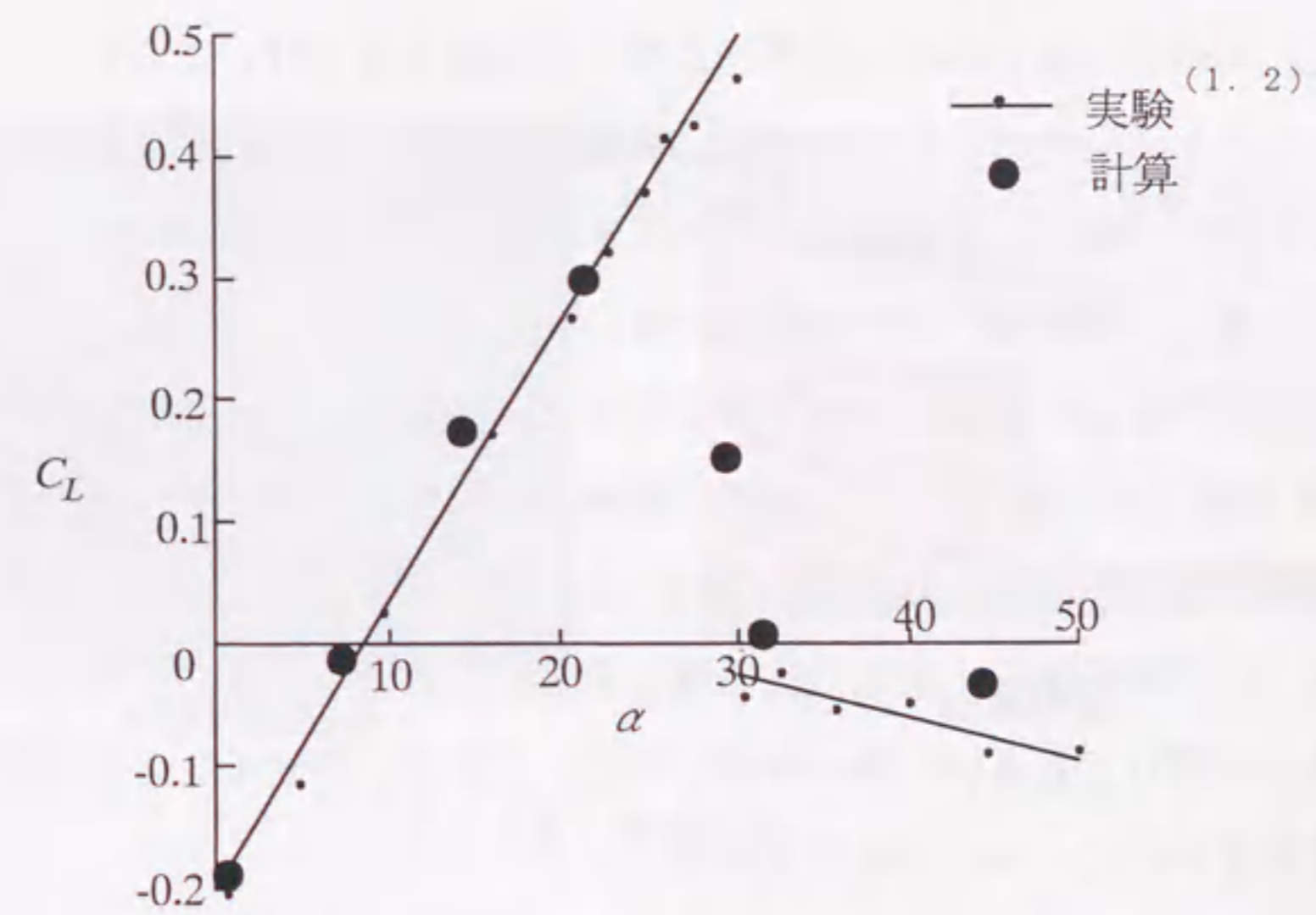


図 2-10 Ahmed modelの揚力係数

次に、現実の車に近い模型を用いて、計算結果と実験結果とを比較検討する。計算モデル、実験模型ともに、アッパーボデー形状およびタイヤとホイールハウスはデザインモデル相当に模擬したが、ウィンド周りの段差やエンジンルーム通風と床下の詳細な形状は無視し、平滑な状態とした。計算格子は、図2-2に示したものとほぼ同じ格子配分で作られており、計算格子数は約70万点である。計算時間はCRAY-YMPを用いて約20時間を要した。

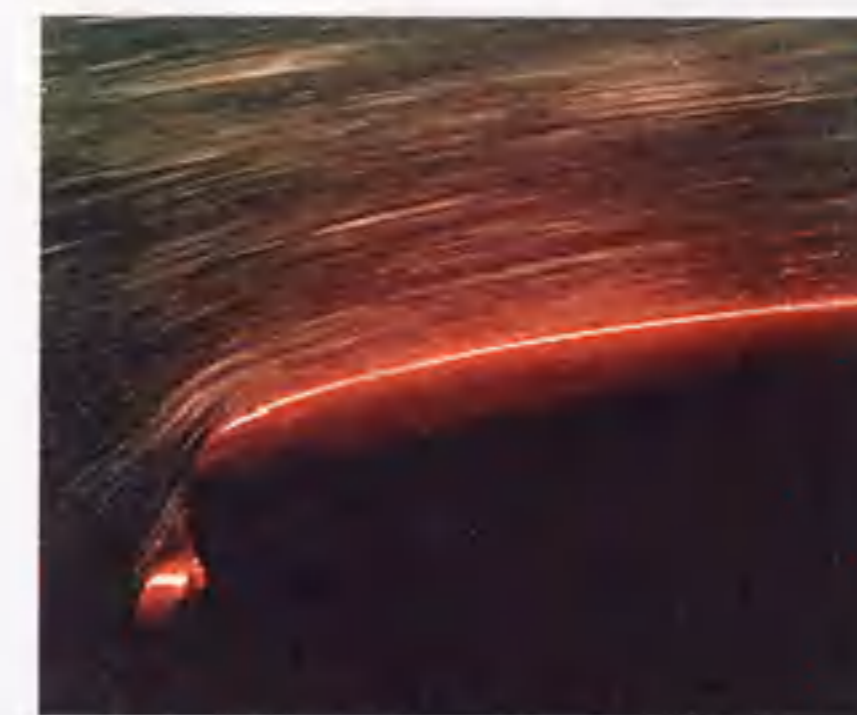
図2-11は、計算結果を基に描いた車体周りの流跡線と、回流水槽における車体周りの粒子軌跡の可視化結果を比較したものである。これから、フロントノーズ付近の流跡線およびリヤウィンド上の剥離規模が、計算と実験でよく一致していることが分かる。

図2-12は、車体表面流のオイルフローによる可視化結果を示している。車体形状は図2-11と異なる。実験には模型風洞を用い、酸化マグネシウムをオイルに混ぜた液を車体表面に点状に配置した後、気流を発生させて流れ模様を観察した。計算では、計算結果の車体表面に最も近い格子点の流速を車体表面に投影し、その流速を用いて車体表面上の仮想粒子の流跡線を描いた。この結果からも実験と計算の対応がおおむね良好であることが分かる。

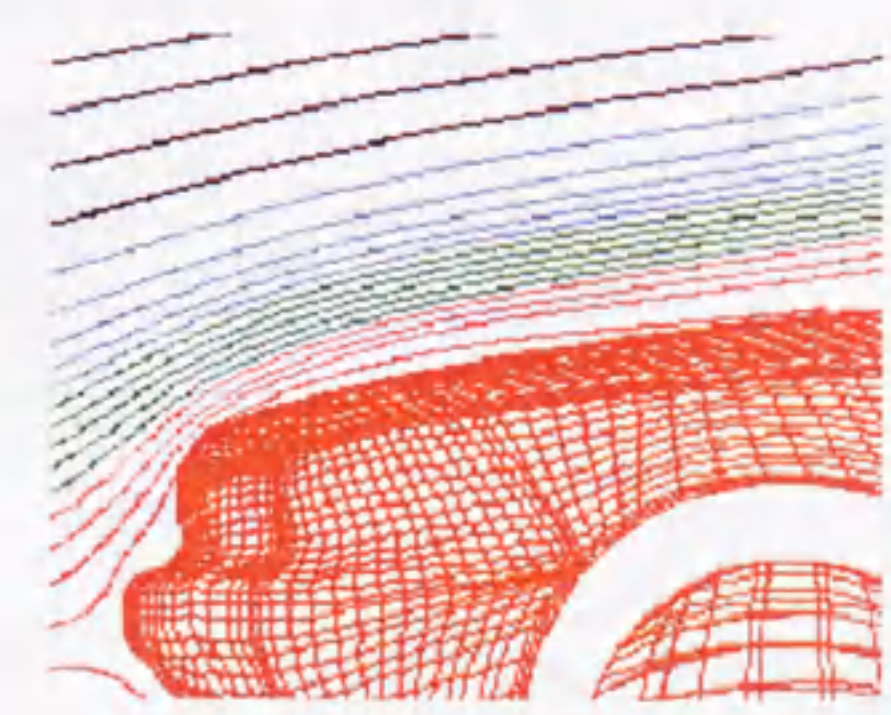
次に、車体中心線上の圧力分布を比較した結果を図2-13に示す。ファーストバックタイプとノッチバックタイプの二種類の車において、計算と実験が非常に良く一致している。特に、従来困難とされてきた車体後部の剥離域内でも食い違いが少ないことは、この解析方法の信頼性が高いことを示している。

最後に、空気抵抗係数と揚力係数を実験と比較する。数車種の結果をまとめて、図2-14と図2-15に示す。この図は、横軸に実験値、縦軸に計算値を取り、両者の差を分かり易く示している。また、図2-14の編み目部は差が5%以内の範囲を示している。この結果から、空気抵抗係数の実験値と計算値の違いはほぼ5%以内であり、揚力についても良い一致が確認できる。これは、デザインの初期段階で空力性能を予測するには、十分な精度である。

以上、高次精度差分解法とマルチブロック法を用いることにより、車体周りの流れ模様、圧力分布や空気抵抗、揚力が実用的な精度で予測できることが確認できた。



水槽実験結果

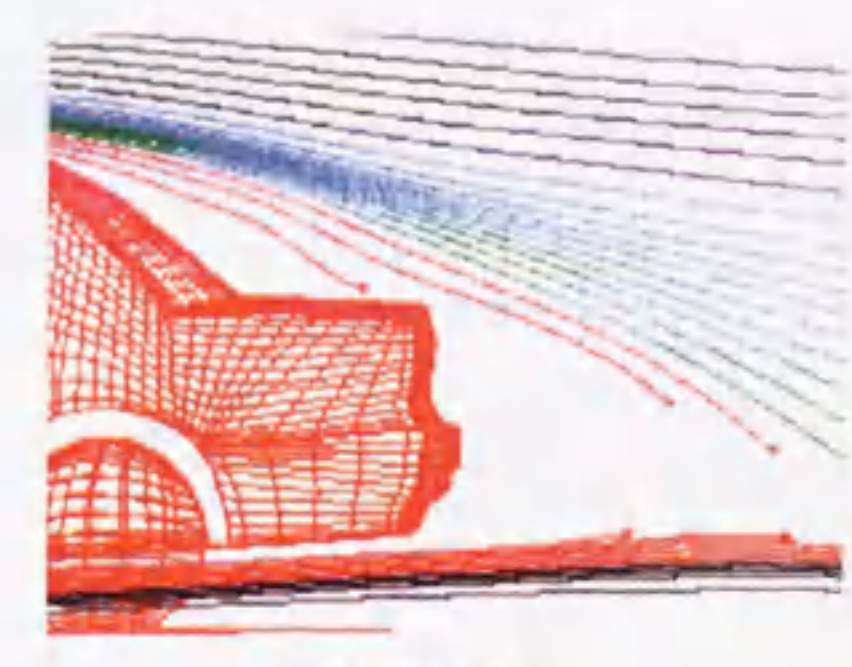


計算結果

(a) フード上の流れ



水槽実験結果



計算結果

(b) 車体後流

図2-11 車体周りの流跡線による可視化

風洞実験結果



計算結果

図2-12 車体表面流のオイルフローによる可視化

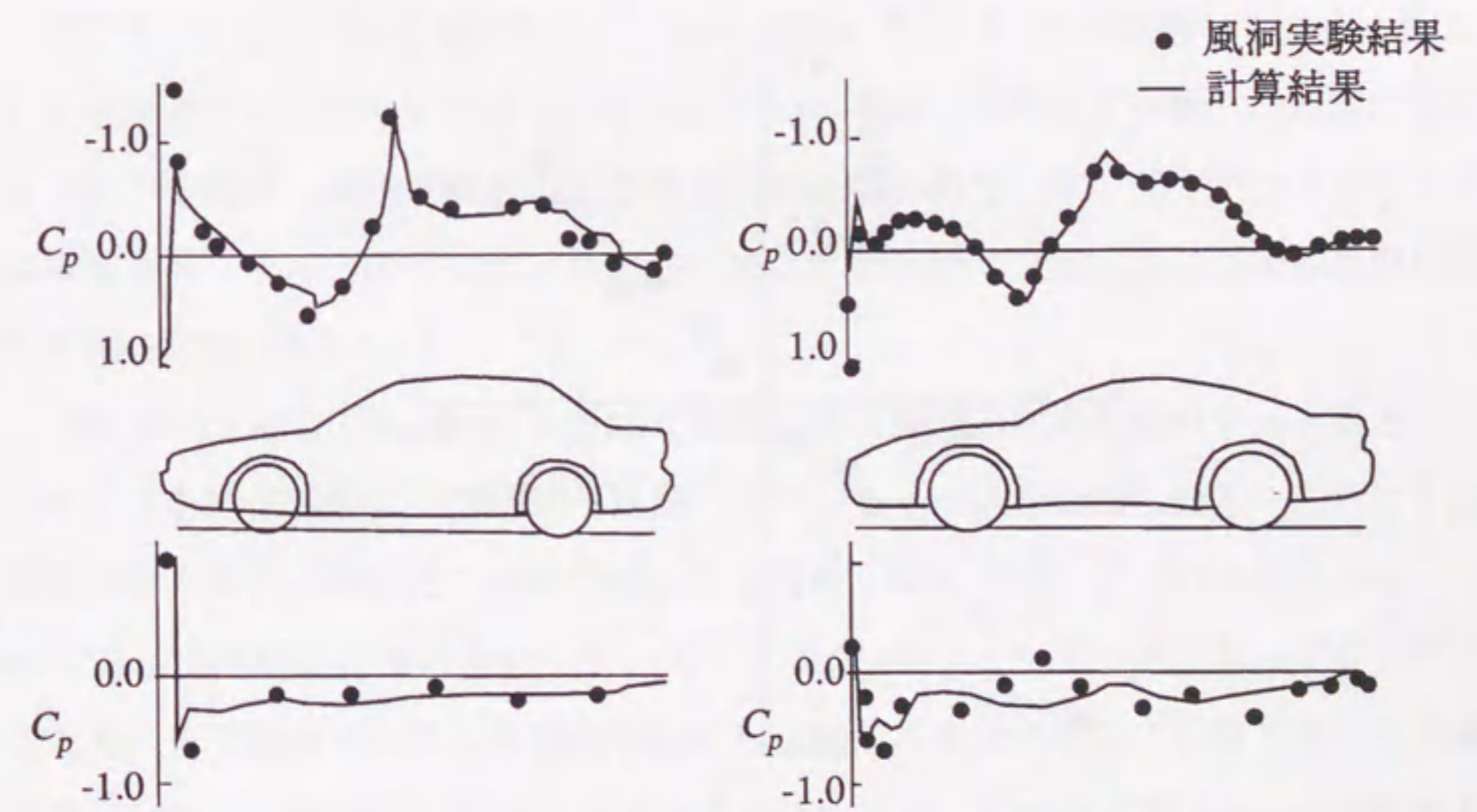


図2-13 車体中心線上の圧力分布

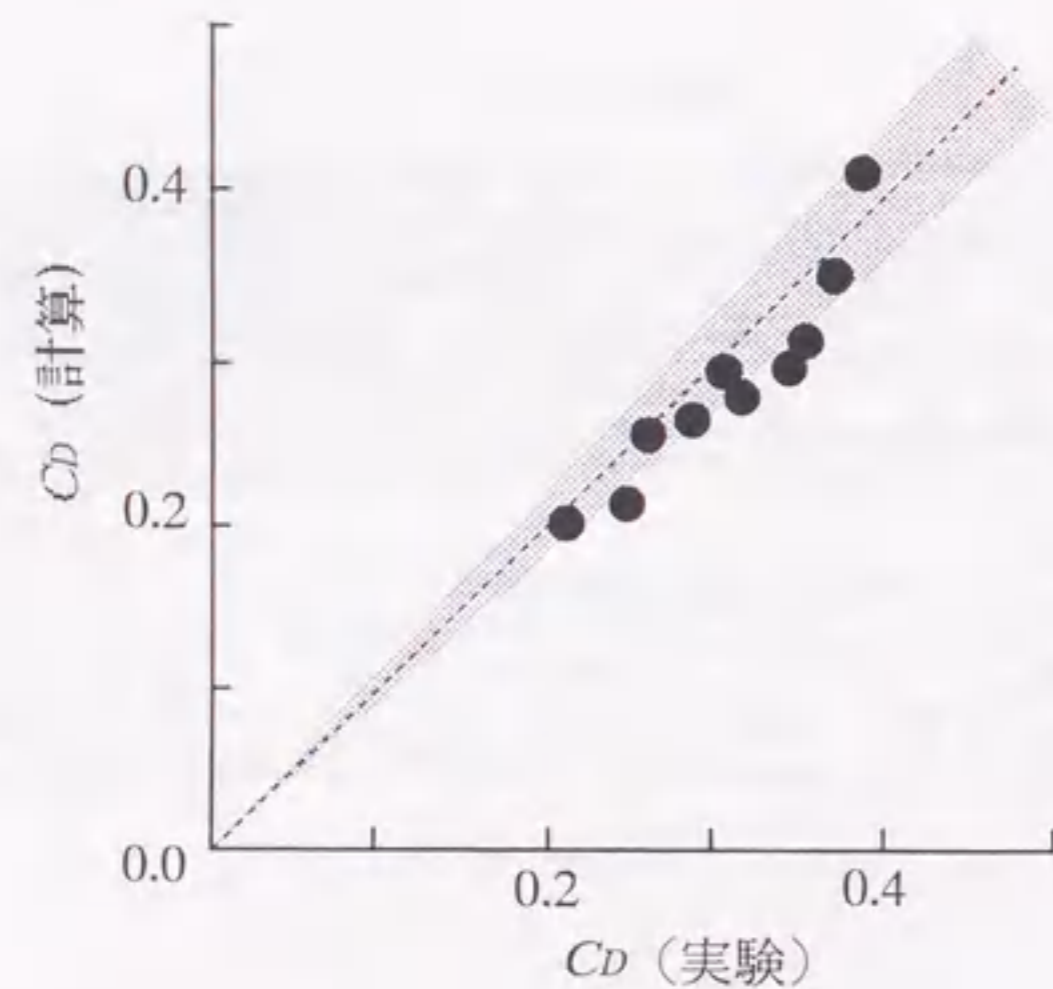


図2-14 空気抵抗係数の計算値と実験値の比較

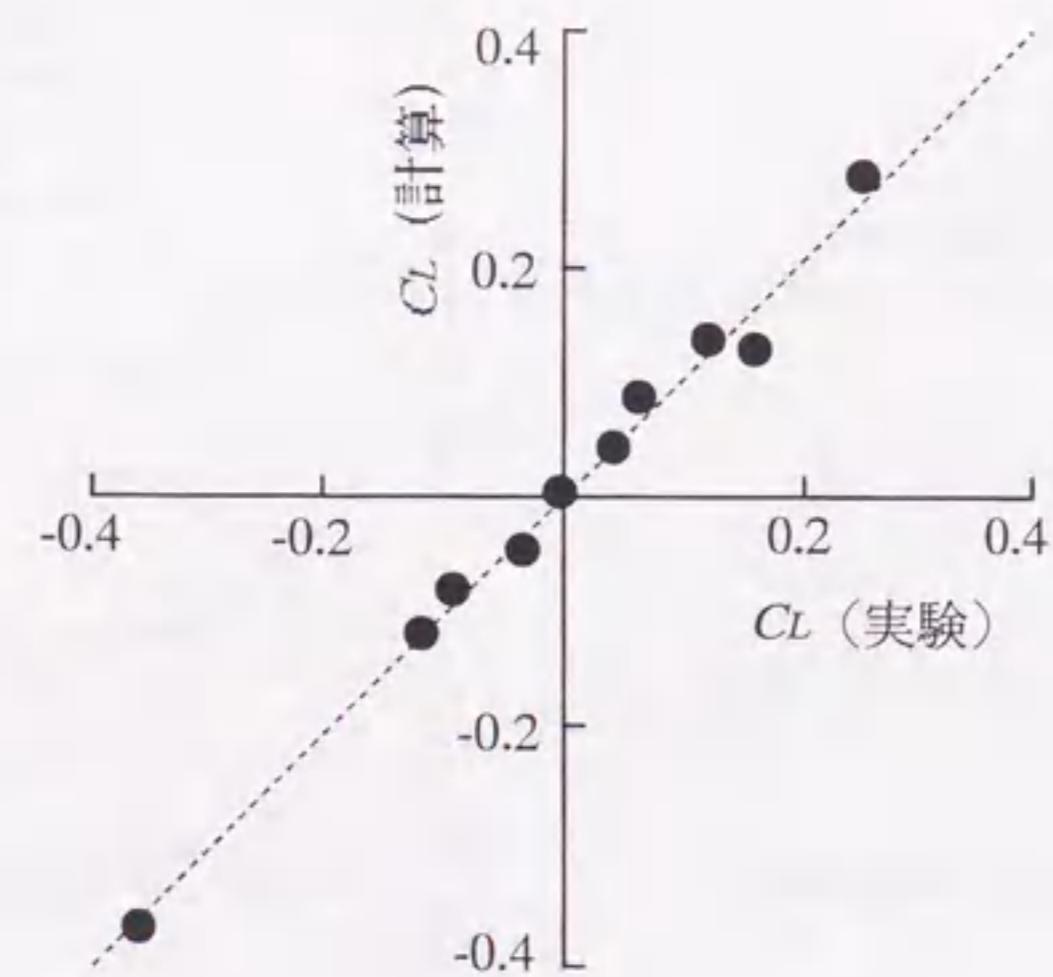


図2-15 揚力係数の計算値と実験値の比較

2.6 自動車のアeroパーツの数値解析

ここまで述べてきた自動車の空力性能の解析は、自動車開発初期段階での車体上部形状の空力設計に役立てられるほか、様々な応用が期待できるが、エアロパーツ開発への利用はその効果的な一例であり、次のような利点が考えられる。

- (1) 基本の車体形状がモデル化されている場合には、エアロパーツのモデル化が短時間でできる。
- (2) 車体に加わる空気力と同時に、車体周りの流れ場に関する詳細な情報が得られるため、エアロパーツの形状や位置を的確に決められる。
- (3) エアロパーツ単体に加わる空気力も容易に算出できるため、部品の強度や可動とする場合の駆動力が的確に決定できる。

ここでは、1989年東京モーターショーに三菱自動車が出展した先行開発実験車HSR IIの可動エアロパーツについて、その解析結果および実験との検証例を示す。

近年の車両の高性能化は、高速域の操縦安定性を含めた広義の安全性の向上を要求している。一方、車両の空力特性が高速走行時の操縦安定性に影響を及ぼすことは良く知られており、この観点から積極的な空気力の制御を試みる。

HSR IIは図2-16に示すような六つの可動エアロパーツを装備しており、表2-2に示すように走行条件に応じてそのいくつかを組み合わせることで、車体に加わる空気力を制御し運動性能を向上させる。図に描かれていないリヤアンダフラップは後輪車軸より後方のアンダフロアを、またチンスポイラはエンジン冷却風開口部の下側を可動としている^(2.14)。

作動モードとしては、Mode 1では高速旋回時に旋回方向内側のカナード翼とリヤフラップを片側作動することで内輪側にダウンフォースを作用させる。これにより車両のローリングを抑えて内輪の接地力を増し、コーナリングパワーを増大させる。Mode 2は高速域の加速の場合にチンスポイラを下げ、リヤアンダフラップを上げることで、床下流のベンチュリ効果を誘起し、抵抗を増大させることなく揚力を低減する。Mode 3は高速走行からの減速時にリヤフラップを両側作動させ、抵抗増大と同時に揚力を大幅に下げ、エアブレーキとタイヤ接地力増大による制動効果の向上を狙いとしている。なお、リヤフラップ作動角度はMode 1で20°、Mode 3で30°である。

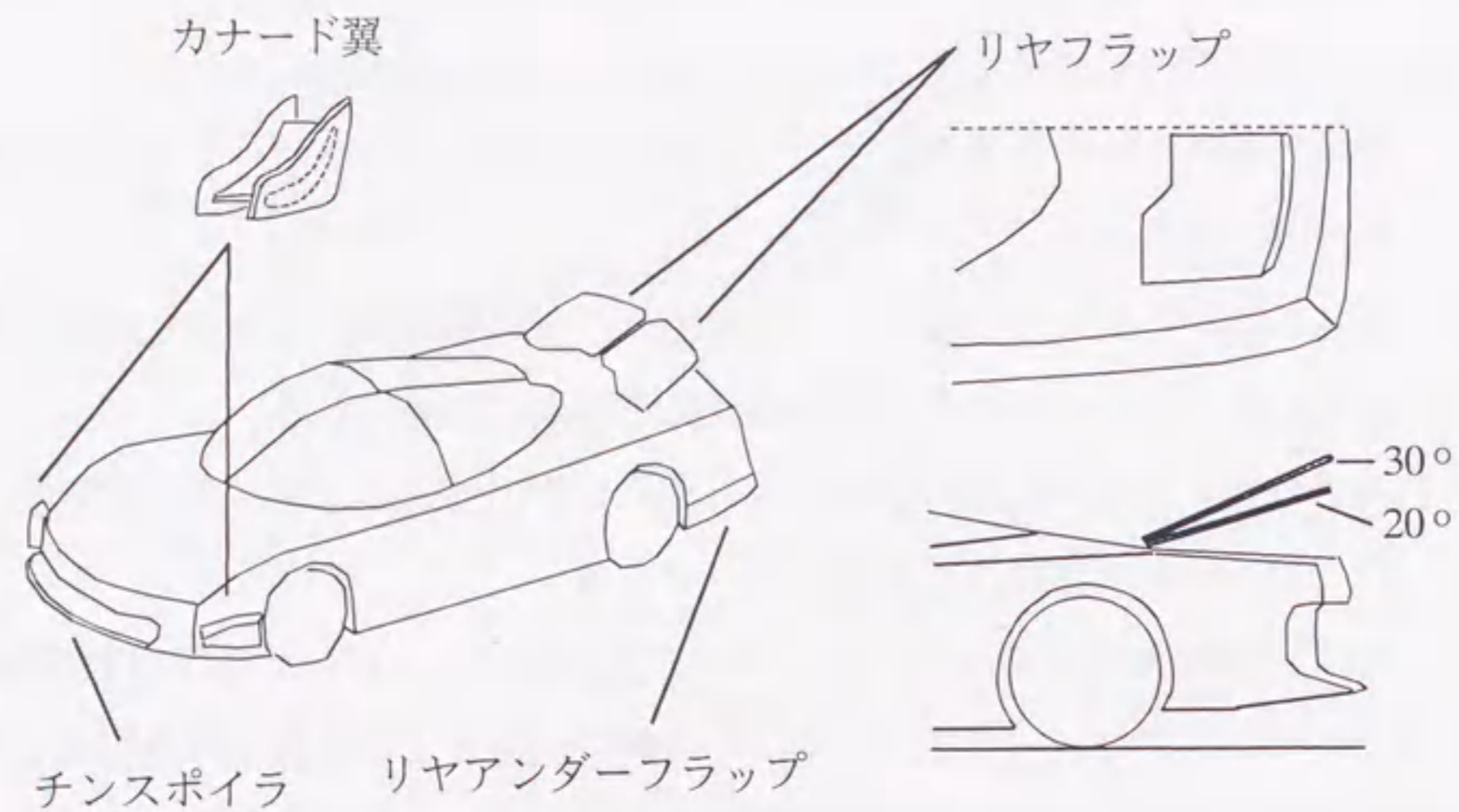


図2-16 HSR IIの可動エアロパーツ

表2-2 制御モードとエアロパーツの動作

	カナード	リヤフラップ	チンスポイラ	リヤアンダーフラップ
高速旋回時 (Mode1)	片側作動	片側作動 (20°)	作動	作動
加速時 (Mode2)	非作動	非作動	作動	非作動
減速時 (Mode3)	両側作動	両側作動 (30°)	作動	作動

計算モデルではエアロパーツ形状は実車に忠実な形とし、車体の基本形状部分については簡単化のため冷却風とホイールハウスを省略する。リヤフラップの油圧駆動用の支柱なども剥離域に入るため省略している。このモデルではカナード翼の周りの形状が複雑になるが、格子生成作業が煩雑になる点を除いて、計算上の問題は生じない。

各制御が空力特性に及ぼす効果について、計算結果と実車を用いた実験結果を図2-17に示す。計算モデルの簡略化のために、計算と実験では基本形状が異なるので、エアロパーツ装着時の空力係数は基本形状からの変化量で比較している。いずれの場合も、狙いとする空気力の変化を実現しており、また計算値の実験値との比較も良好である。このことは、本計算手法が大型エアロパーツを装着した複雑な形状周りの流れの解析においても、十分実用レベルの精度を有することを示している。

これらの計算結果を処理し、流れ場を可視化した結果を図2-18に示す。図は基本形状とMode 1、Mode 3の車体周りの流跡線の比較で、作動したエアロパーツを赤色で示している。また、図2-19には車体表面圧力の高低を赤から青の色の変化で示す。

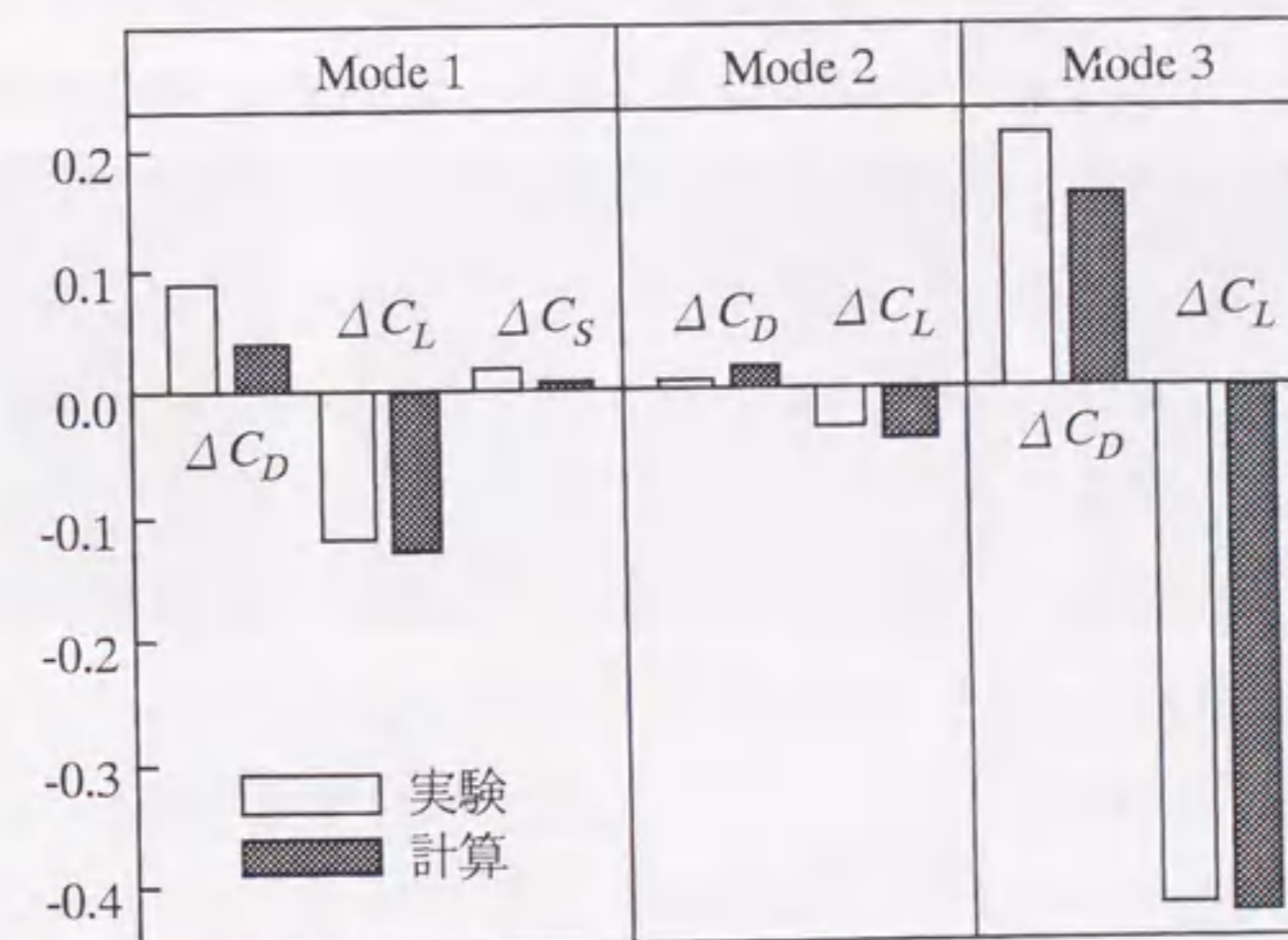


図2-17 HSR IIの可動エアロパーツの空力効果

カナード翼のところでは、流れが上向きに大きく曲げられており、翼でのダウンフォースの発生を裏づけている。一方、基本形状でのリヤウインド上の流れに剥離やコーナ渦の発生は見られないが、リヤフラップを作動させるとフラップの後方に剥離旋回流が生じ、これによる車体後面の圧力低下とフラップ前面の圧力上昇によって空気抵抗が増大し、揚力が減少しているものと考えられる。

次に、先行開発実験車H S R IIで検討した空力制御技術を基に、アクティブエアロと名付けた制御システムを開発し、市販車G T Oに搭載した際の解析結果について述べる。このアクティブエアロは、高速走行時にタイヤのコーナリングパワーやハンドルの手応えを増すように、前後のエアロパーツを稼動させて、前後輪にダウンフォースを発生する機能を持つ^(2, 15)。

前後輪の揚力制御は、図2-20に示した可動式のフロント床下カバーとリヤスポイラによって行う。床下カバーとリヤスポイラは、低速走行時に満たすべき寸法基準の制約から、空力的に最適な形状にできない場合が多いが、高速時に可動とすることで最適な形状に近づけ、空気抵抗が増えない範囲でダウンフォースを生じさせる。

図2-21に、エアロパーツ効果解析の基準となる、G T Oの車体周り流れの計算結果を示す。流れはフード上からフロントピラーにかけて剥離がなく、リヤウインドの随伴渦も小さく抑えられており、車体形状の空力的素性の良さが分かる。

図2-22は、フロント床下カバーの形状効果を解析した結果で、非作動時と作動時の形状差による床下中心線上の圧力分布の違いを示している。両者とも下面に負圧を生じているが、作動時の形状は前部に丸みをもたせ、後方で僅かに切り上げているため、カバーと路面間の流路がベンチュリとなり、前端部付近の負圧が強くなり、前輪揚力の大幅な低下が期待できる。

リヤスポイラに関して、リヤウインド中心線上の圧力分布の、作動時と非作動時の変化を図2-23に示す。スポイラの迎角を頭下げ側に大きくすることで、スポイラが流れをせき止め、この領域の圧力が上昇して揚力が低下すると考えられる。また、この圧力上昇の影響はリヤウインドの傾斜部まで及んでおり、リヤウインド傾斜部での圧力上昇と車体後面の圧力低下のバランスによって車体自身に加わる空気抵抗が増減する。一方、スポイラ自身の圧力分布を見ると、上面がほぼ正圧、下面が負

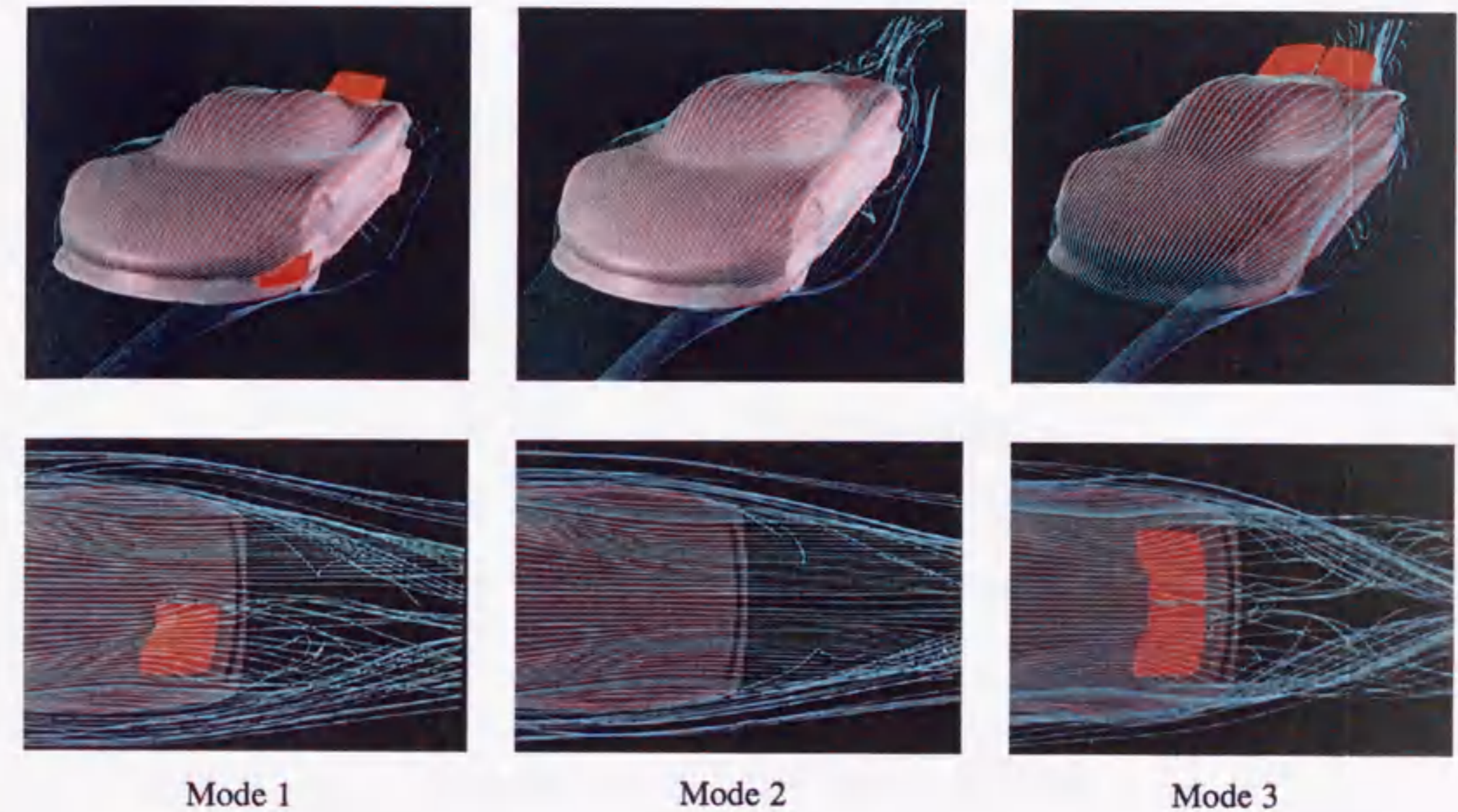


図2-18 可動エアロパーツ周りの流跡線



図2-19 圧力分布図

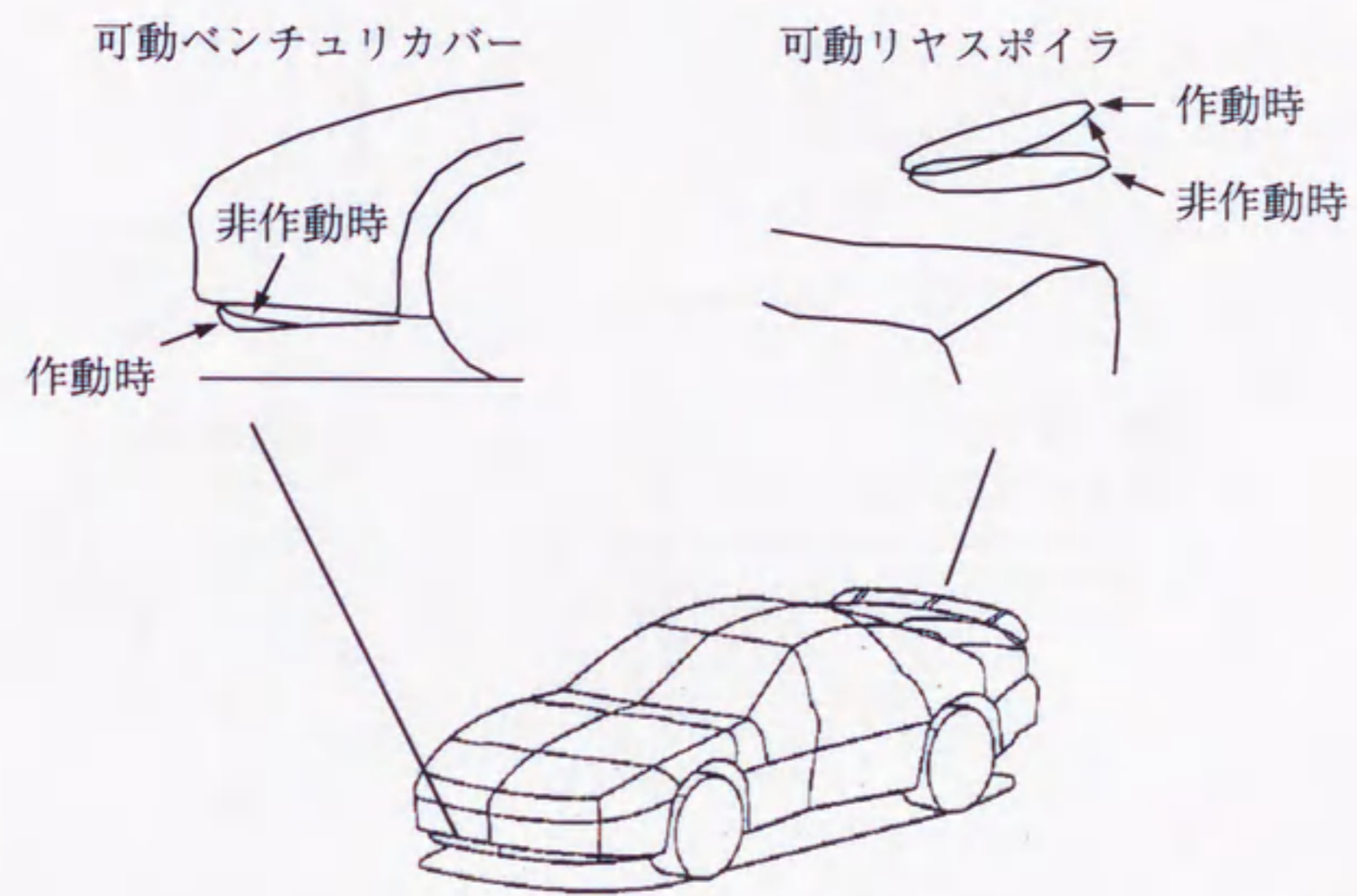


図2-20 GTOの可動エアロパーツ

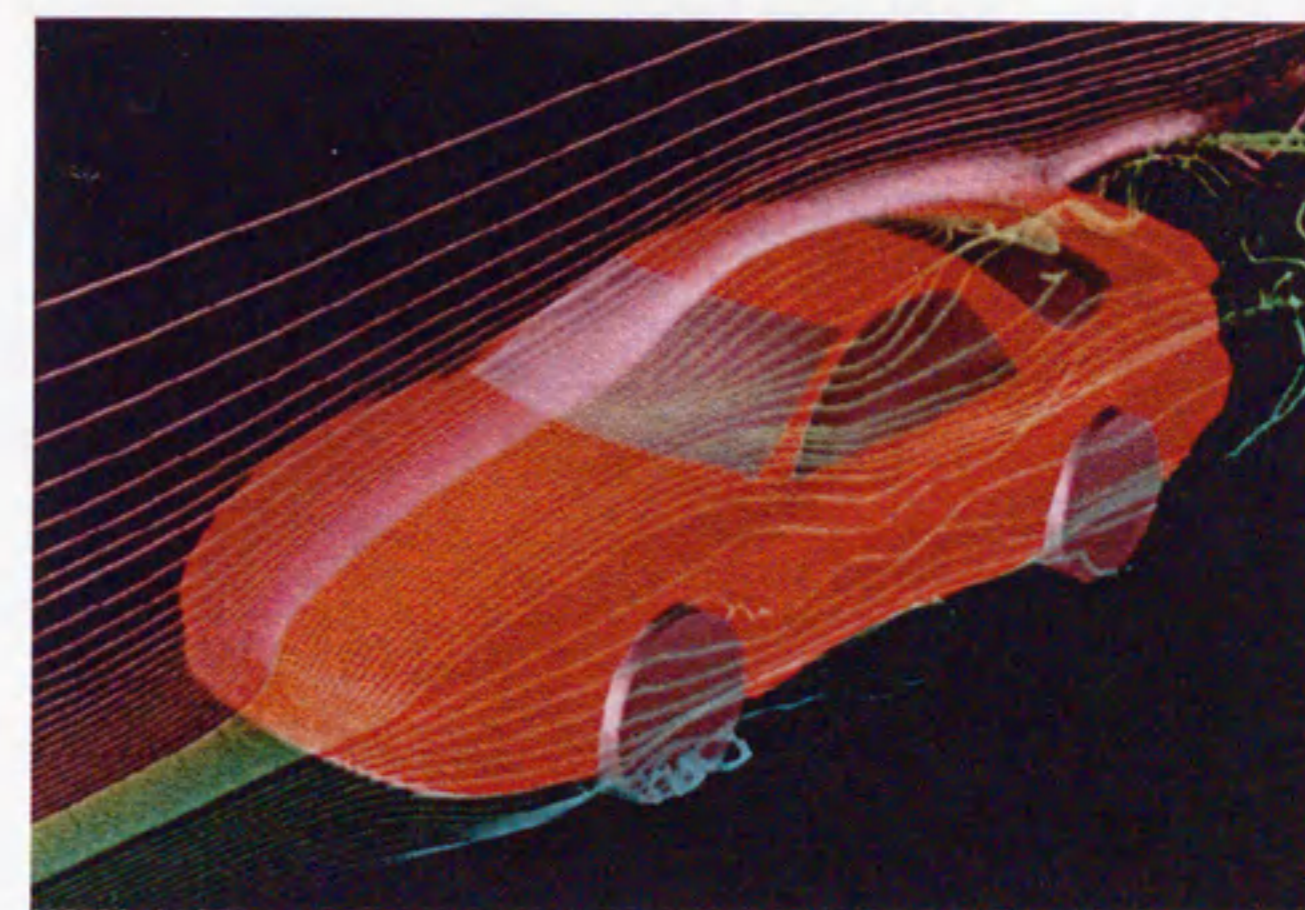


図2-21 GTO車体周りの流跡線

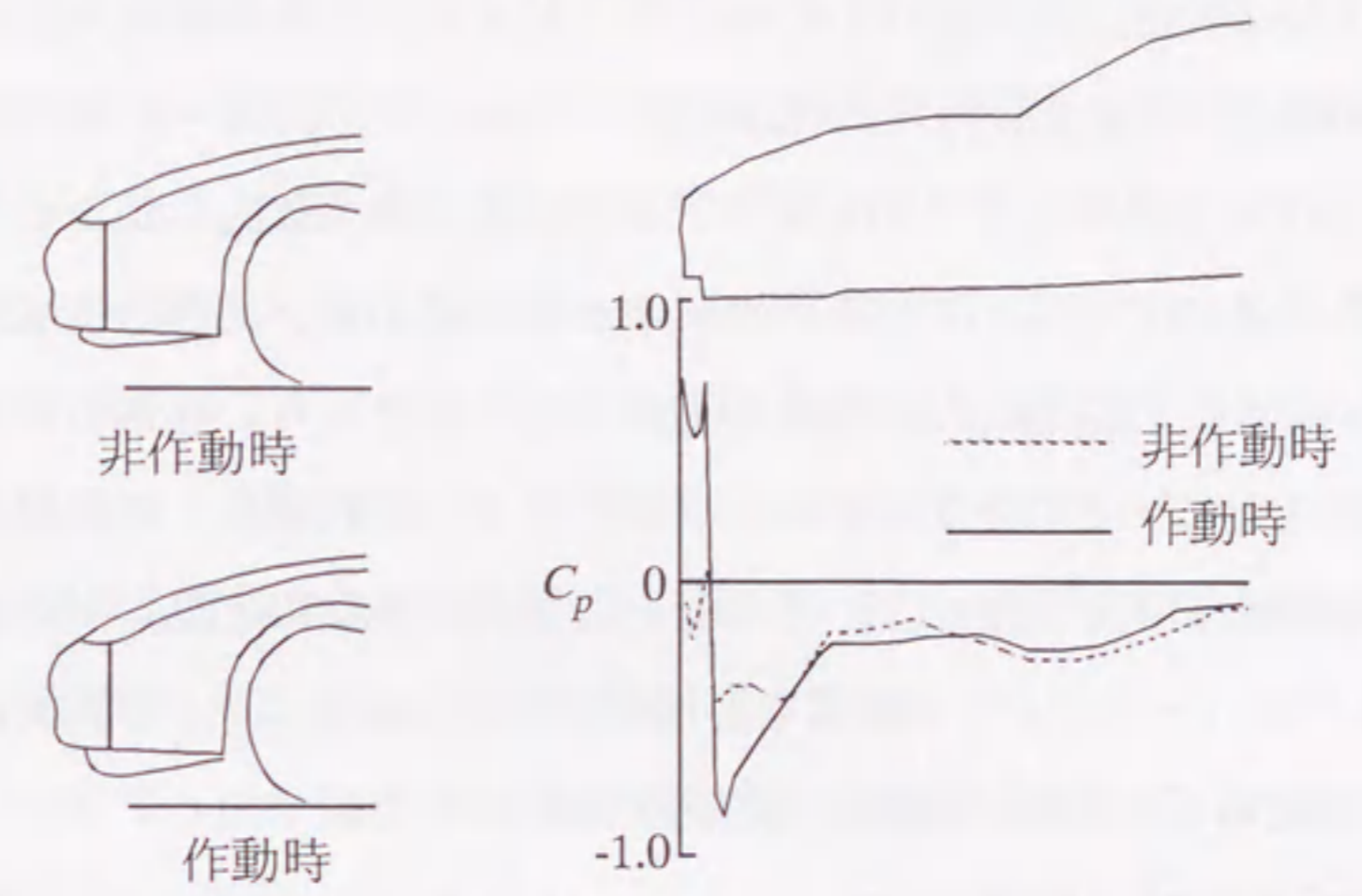


図2-22 ベンチュリカバーによる圧力変化

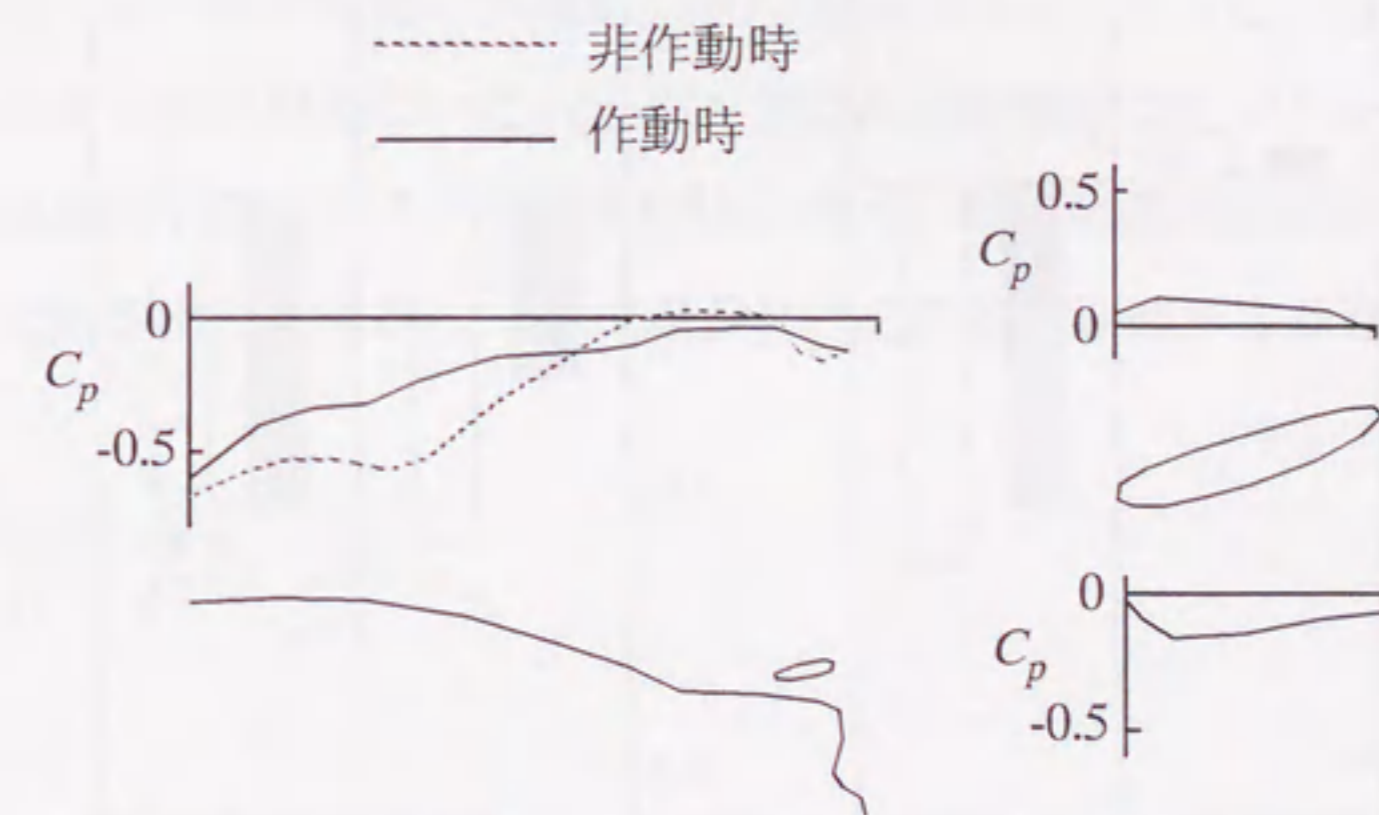


図2-23 リヤスポイラによる圧力変化

圧を示しており、スポイラ自身にも大きなダウンフォースと空気抵抗が生じていることが分かる。

以上の検討を基に設定した床下カバー、リヤスポイラの実車風洞実験結果と計算結果との比較を図2-24に示す。これは床下カバーとリヤスポイラの組合せ、つまり、アクティブエアロの効果を実車風洞実験結果と計算結果との比較を示したものである。アクティブエアロ非作動の場合は揚力低減効果が後輪側に偏っているが、作動時には前後輪揚力はともに負となり、空気力による四輪接地荷重を増加させていることが分かる。計算による予測結果は、非作動時の後輪揚力において実験との差が大きい、そのほかは風洞実験結果と良く対応している。

以上、エアロパーツのような複雑な形状変化がある場合にも、計算流体力学による予測が有効であることを、実際の先行開発実験車や市販車のエアロパーツの開発で示すことができた。

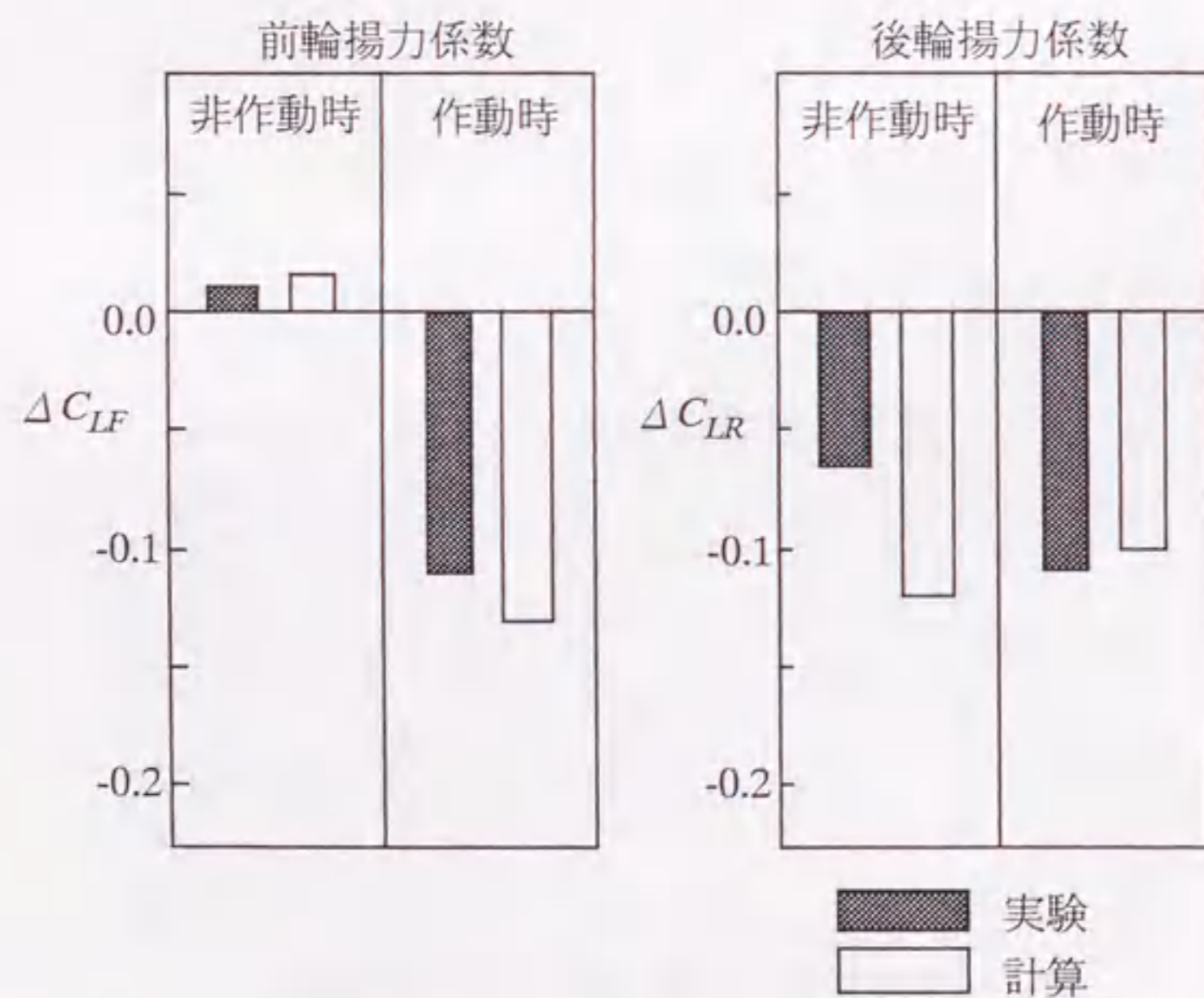


図2-24 GTOアクティブエアロの空力効果

2.7 自動車のエンジンルーム、床下流れの数値解析

ここまで述べてきた解析は、エンジンルームの機関冷却風や床下の詳細形状を考慮していない。これらを考慮すると、計算モデル作成時間と計算のメモリサイズやCPU時間が大幅に増加する。また、空力性能の大部分を左右する車体上部形状ほど重要でないことも考慮しない理由の一つである。

しかしながら、実際にはエンジンルーム通風や床下の凸凹により生じる空気抵抗は乗用車の空気抵抗の1~2割を占めており、無視することはできない。また、車体上面の空力改良にも限度があり、デザインの自由度を増すために、床下など見えない部分での改良も重視されてきている。その一方で、床下の流れ場は実験的にも十分な分析が進んでいないのが実状である。

ここでは、エンジンルームや床下までを模擬した精密模型程度の計算モデルを用いて、車体床下周りの流れ場を解析し、エンジンルーム通風の有無による空気抵抗変化の要因を明らかにする。

2.7.1 熱交換器のモデル化

エンジンルーム通風を含む流れ場を計算するために必要な、熱交換器のモデル化について述べる。熱交換器の詳細な形状を直接模擬することは、計算格子や計算時間の無駄が多く実用的でないため、ここでは次の物理的なモデルを導入する。熱交換器を通風抵抗を持ったダクトの集合体と考え、熱交換器の前面および後面に各々吸い込みと吹き出しを仮定し、次式により熱交換器を通過する風速を算定する。

$$\frac{u_r}{U_0} = \sqrt{\frac{Cp_{in} - Cp_{out}}{\zeta}} \quad (2.14)$$

ここで、 u_r は熱交換器の通過風速、 U_0 は主流速度である。圧損係数 ζ は個々の熱交換器について実験的に得られている既知量で、熱交換器の前面・後面圧力係数 Cp_{in}, Cp_{out} は計算により逐次求まる値を用いる。また、通過風速は熱交換器前面および後面の面上の各格子点で独立に算出するので、熱交換器面上の風速分布を知ることが出来る。

この方法によるモデル化精度を、熱交換器単体や比較的単純なエンジンルームモデルを用いて、実験との比較により検証する。

まず始めに、二次元モデルを用いて熱交換器単体での検証を行う。実験では、二次元煙風洞を用いて煙の流脈線を可視化し、熱交換器模型前面に流入する流脈線の本数から通過風速を求める。熱交換器模型は、金網などを前面に取り付けることにより、圧損を変化させる。

実験で得られた煙の流脈線と、計算結果を処理して得られた仮想粒子の流跡線を、図2-25に示す。実験結果は画像処理による時間平均化処理を施しており、計算結果は速度分布の時間平均値を用いているため、この流脈線と流跡線は同一と見なすことができる。両者の比較から、流れパターンは良く一致していることが分かる。また、図2-26は、圧損係数を様々に変化させた場合の通過風速を示しているが、実験値と計算値はほぼ±10%の範囲で一致しており、このモデルの信頼性は十分と考えられる。なお、この場合のレイノルズ数は熱交換器の厚さと主流速度を基準としており、計算に用いた格子数は 81×51 である。

次に、より実車に近い流れ場において、モデル化手法の妥当性を確認する。乗用車のエンジンルームを模擬した、三次元の単純模型を図2-27に示す。この模型は、入口、出口の形状や、熱交換器の圧損係数 ζ を変化させることによって、通過風速を変化させることができる。また、熱交換器の後方に少しダクト部を設け、その部分で5孔ピトー管をトラバースし、風速を計測する。実験には、先に述べた模型風洞を用いる。計算は、実験と同一形状のモデルを用い、境界条件などは空力解析の場合と同一とする。総格子数は $100 \times 87 \times 55$ である。

実験と計算の通風量を比較した結果を、図2-28に示す。形状や圧損を変化させても、通過風速の計算と実験の対応は良好であることが分かる。

次に、エンジンルームの流れ場を可視化し、比較する。実験では、アクリル製の模型を回流水槽に設置し、熱交換器の後ろにナイロン粒子のトレーサを注入して、その流跡を撮影する。計算は、実験と同一条件で計算した結果を用いて、仮想粒子の流跡線を描く。計算に用いた総格子数は $120 \times 77 \times 60$ である。図2-29に示した結果では、流跡線は実験と計算でほぼ一致しており、この熱交換器モデルを用いることでエンジンルーム内の流れ場が解析できると考えられる。

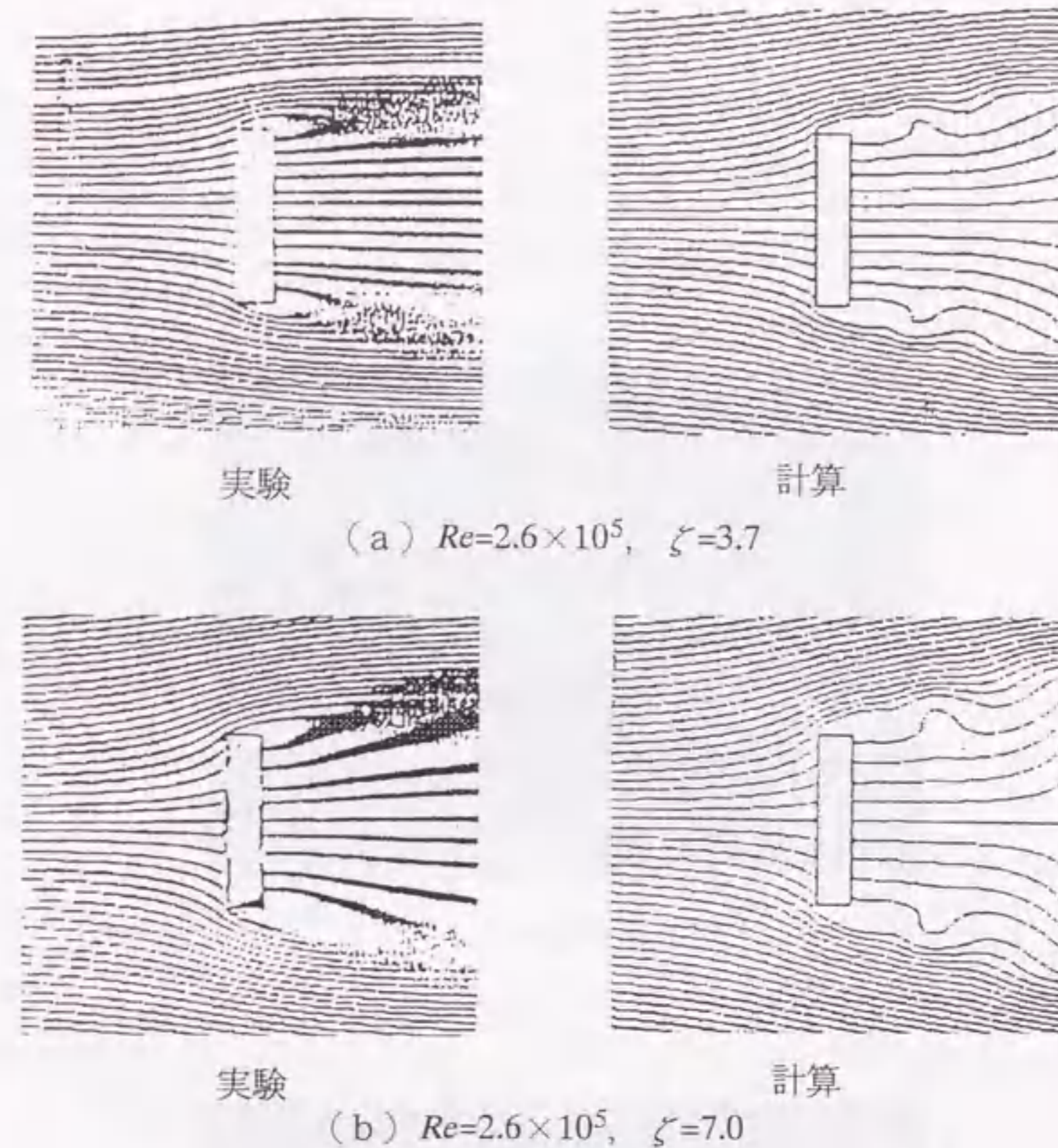


図2-25 熱交換器単体周りの流脈線の比較

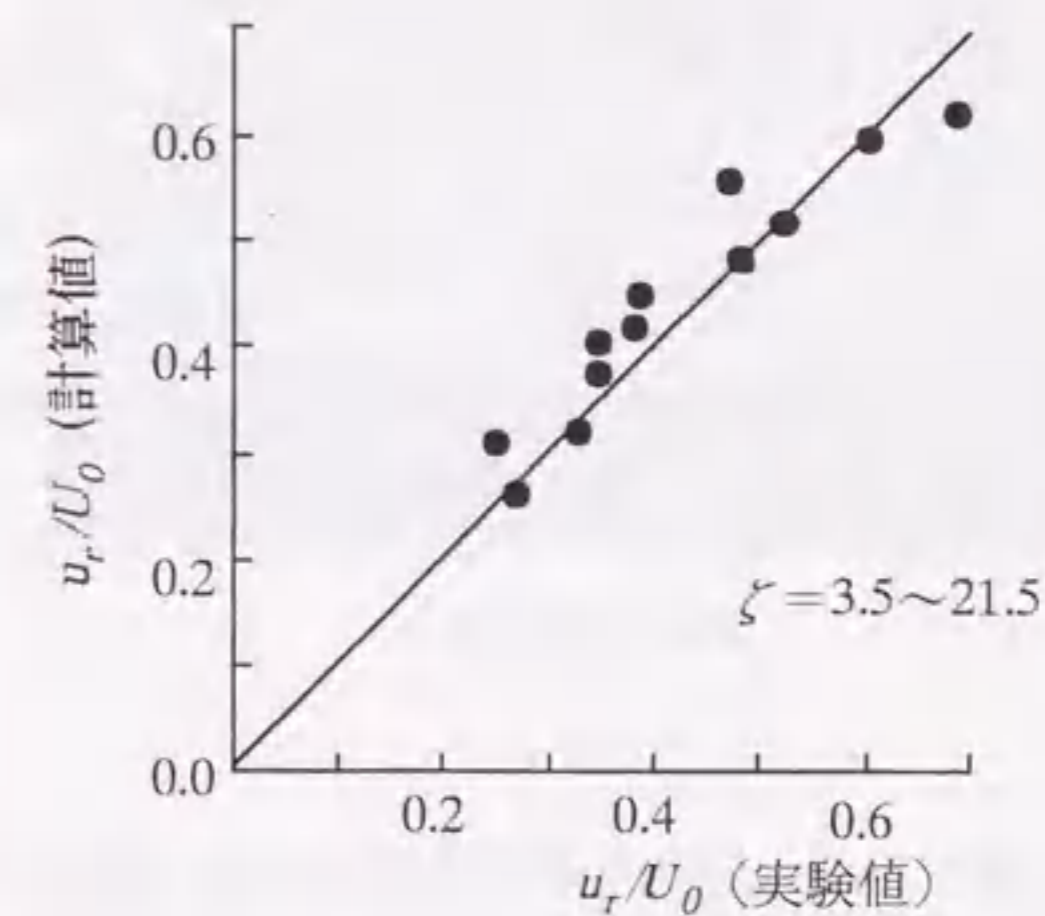


図2-26 熱交換器単体通過風速の計算値と実験値の比較

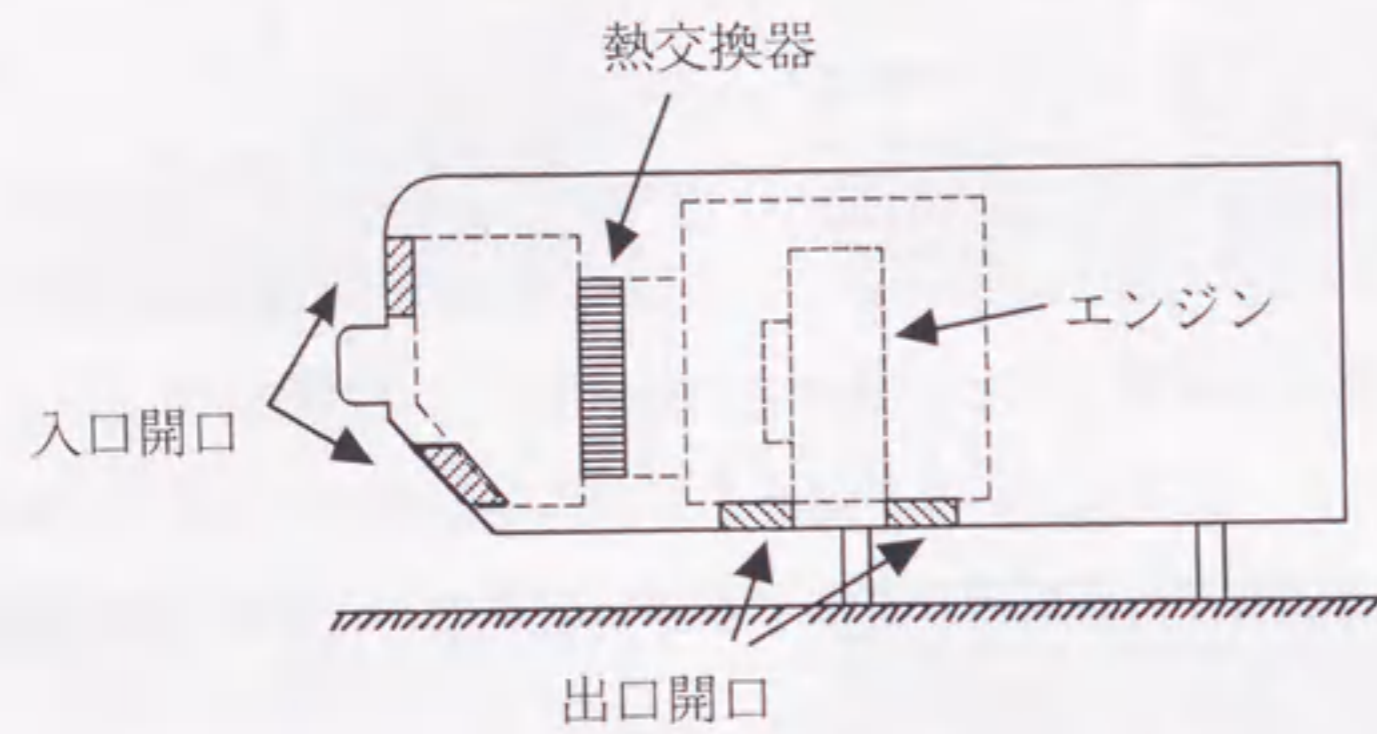


図2-27 簡易化したエンジンルームモデル

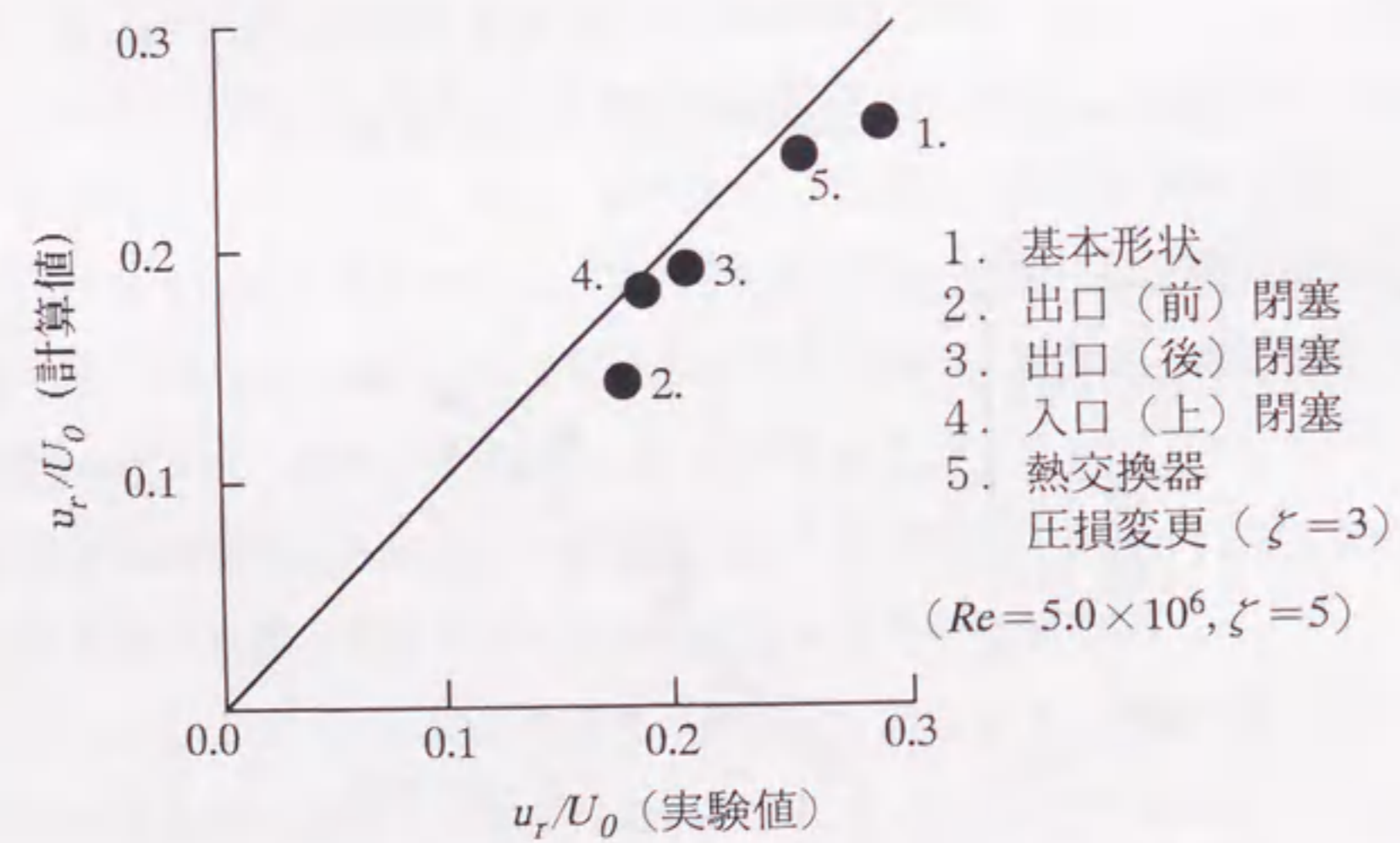
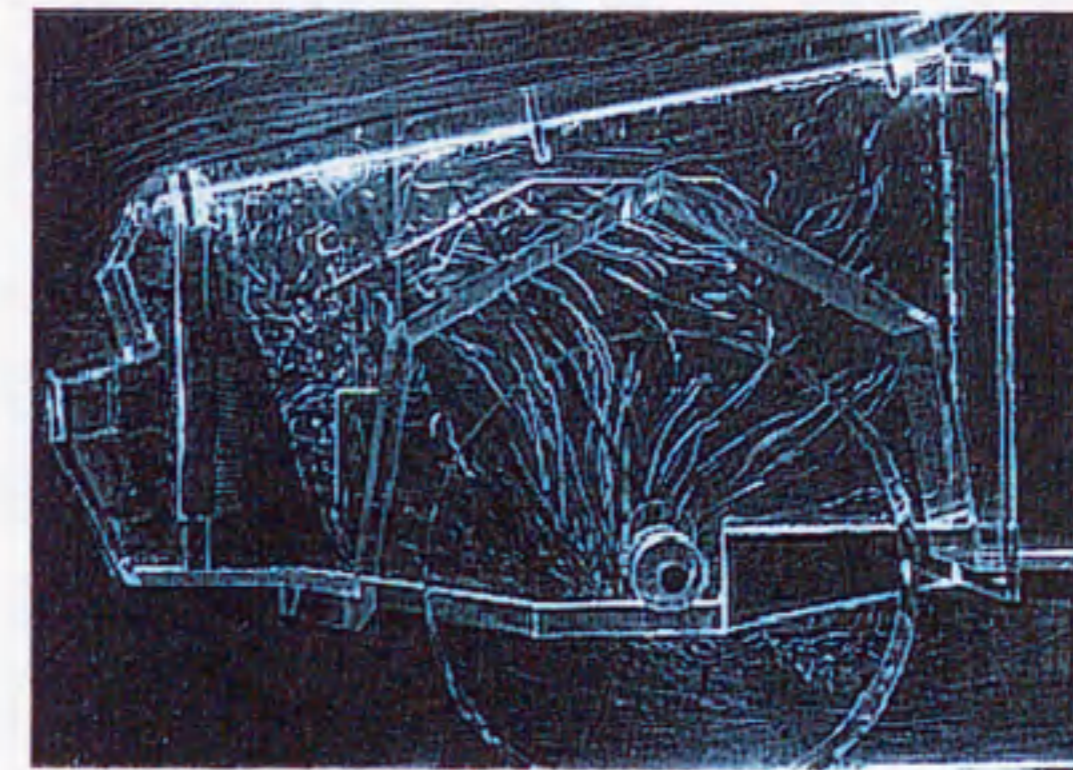
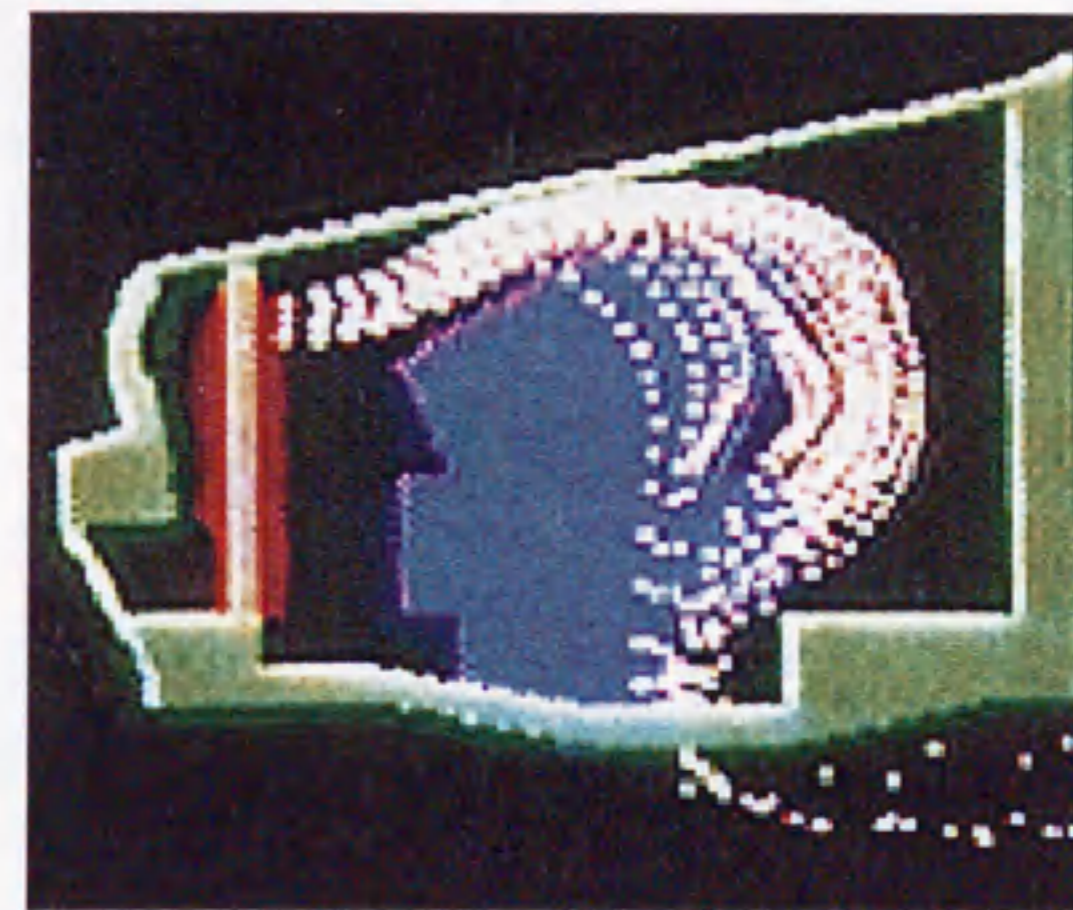


図2-28 簡易モデルの熱交換器通過風速の計算値と実験値の比較



(a) 水槽実験結果



(b) 計算結果

図2-29 エンジンルーム内流れの可視化

2. 7. 2 床下, エンジンルームを含めた空力性能解析

次に前項の熱交換器モデルを加えて, エンジンルームと床下を詳細に模擬したモデルで空力特性を解析する. 図 2-30 に解析に用いたモデルを, 図 2-31 に床下の計算格子分割を示す.

床下やエンジンルームの形状は非常に複雑なため, 空力に影響を与える可能性のあるエンジン, トランスミッション, リヤフロアパン下部, サスペンションロアアーム, 燃料タンク, マフラ, およびセンターメンバ, フロント・リヤサイドメンバ, シャシクロスメンバなどの気流に直接さらされる部分のみを模擬し, エンジンルーム内の補器類やサスペンションの上部など空力特性に影響の少ない部位は省略した. このモデルは 350 ブロックから作られており, これは, 床下平滑なモデルの場合の約 5 倍で, 格子数は $180 \times 120 \times 85$ である.

比較のための実験には, サスペンションやエンジンルーム内などは計算モデルよりも実車に近いものの, 気流にさらされる部分は計算モデルとほぼ同一形状の模型を用いた.

計算結果と実験の抵抗と揚力係数の比較例を表 2-3 に示す. 抵抗係数は, 計算値と実験値がほぼ一致している. 揚力係数で若干不一致があるが, これは地面付近の計算格子が粗く, 境界層が十分近似されていないなどの理由が考えられる.

表 2-3 C_D , C_L の比較

	C_D	C_L
実験値	0.28	0.12
計算値	0.28	0.15

2. 7. 3 エンジンルーム通風が床下流れに及ぼす影響

エンジンルーム通風は, 空気抵抗の約 1 割を発生するため, 空気抵抗を低減する上で無視できない. しかし, その抵抗の発生メカニズムは必ずしも明らかではない. そこで, 床下およびエンジンルームを含む車体周りの流れ解析の応用例として,

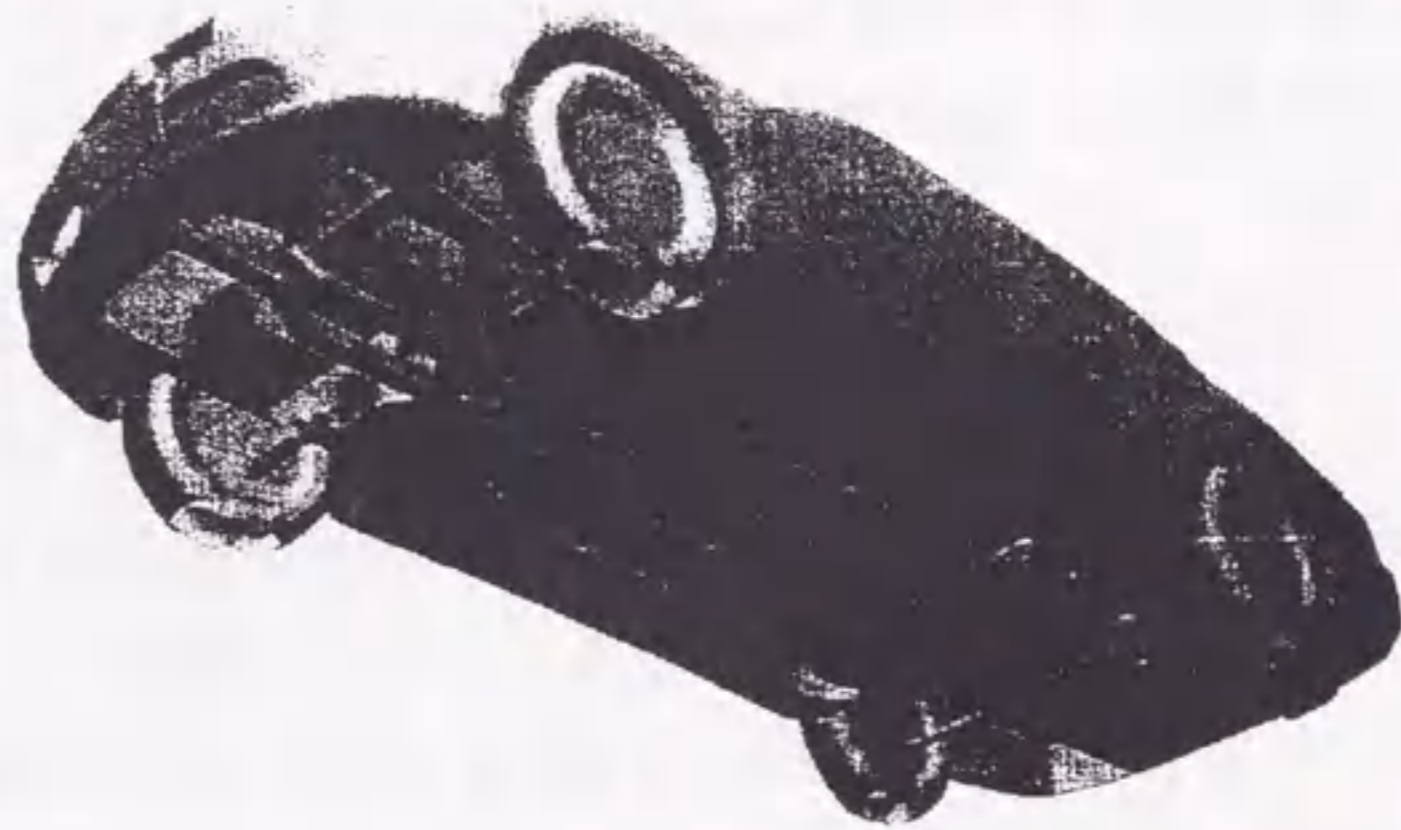


図2-30 床下を詳細に模擬した解析モデル

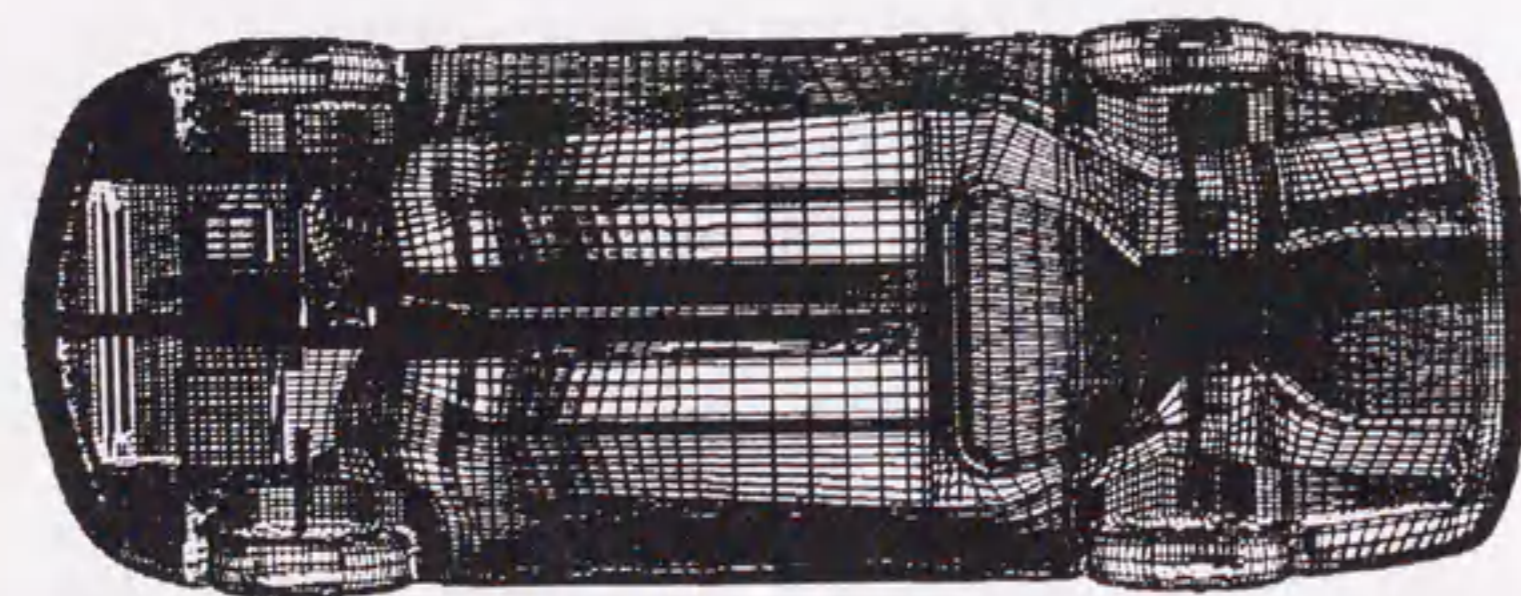
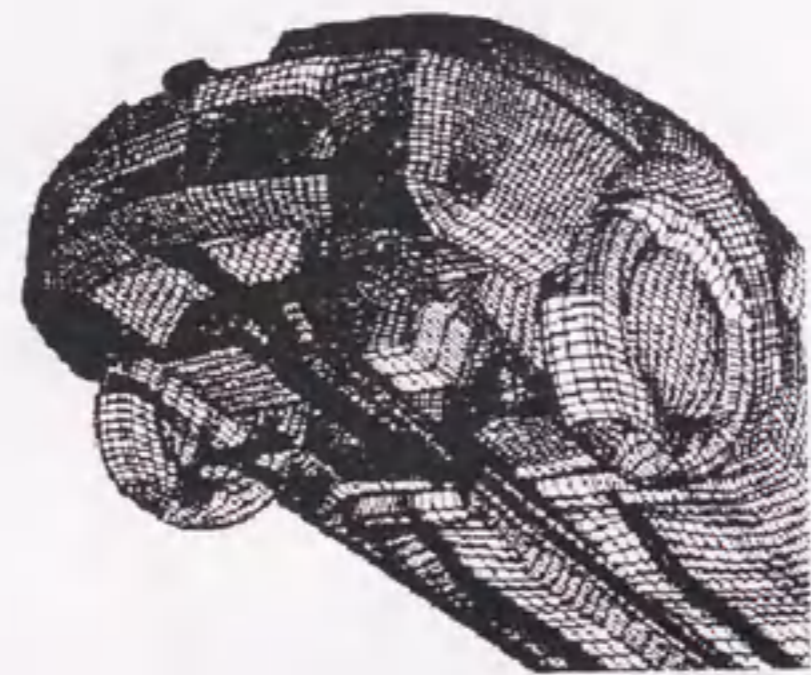


図2-31 床下の計算格子

エンジンルーム通風の有無による床下流れの変化を分析し、抵抗変化の原因を調べる。

エンジンルーム通風による空気抵抗係数の変化に対する、車体各部の寄与度を図2-32に示す。通風により抵抗が発生する部位は、フロントノーズからエンジンルームまでの部分のみならず、タイヤやトランク後面など広い範囲に及んでいる。

通風の有無による床下の流跡線の比較を図2-33に示す。通風時には、通風の無い場合に比べて、前後輪間で床下から左右の空間に流出する流れが多いことが分かる。これは、通風時にはエンジンルームから排出された気流が床下に流入するため、床下の流量が多くなり、これを緩和するために前後輪間で流れが左右に広がるものと考えられる。その結果、通風時には後輪に当る流れが強くなり、この部分の抵抗が増大している。

図2-34は車体後面中心線上の圧力分布を通風の有無で比較したもので、通風時には後面のバンパの部分で圧力が低いことが分かる。この場合の中心面上の後流の速度ベクトルを図2-35に示す。通風時には床下流れの巻上がりが強く、大きくて強い渦が形成されており、圧力の低下を裏付けている。一方、通風の無い場合には上部と下部に弱い渦ができていたため、比較的圧力が高くなっているものと考えられる。以上、エンジンルーム通風の有無による抵抗変化を調べ、通風による床下流れ場と後流の変化が抵抗変化の大きな要因となっていることが判明した。ここに示した結果は、床下の形状が大きく異なる場合にはそのまま当てはまらないものと考えられるが、計算流体力学を用いて、床下から後流にかけての大きな範囲での流れ場の変化を解析することで、抵抗変化の要因分析が可能となることを初めて示した。

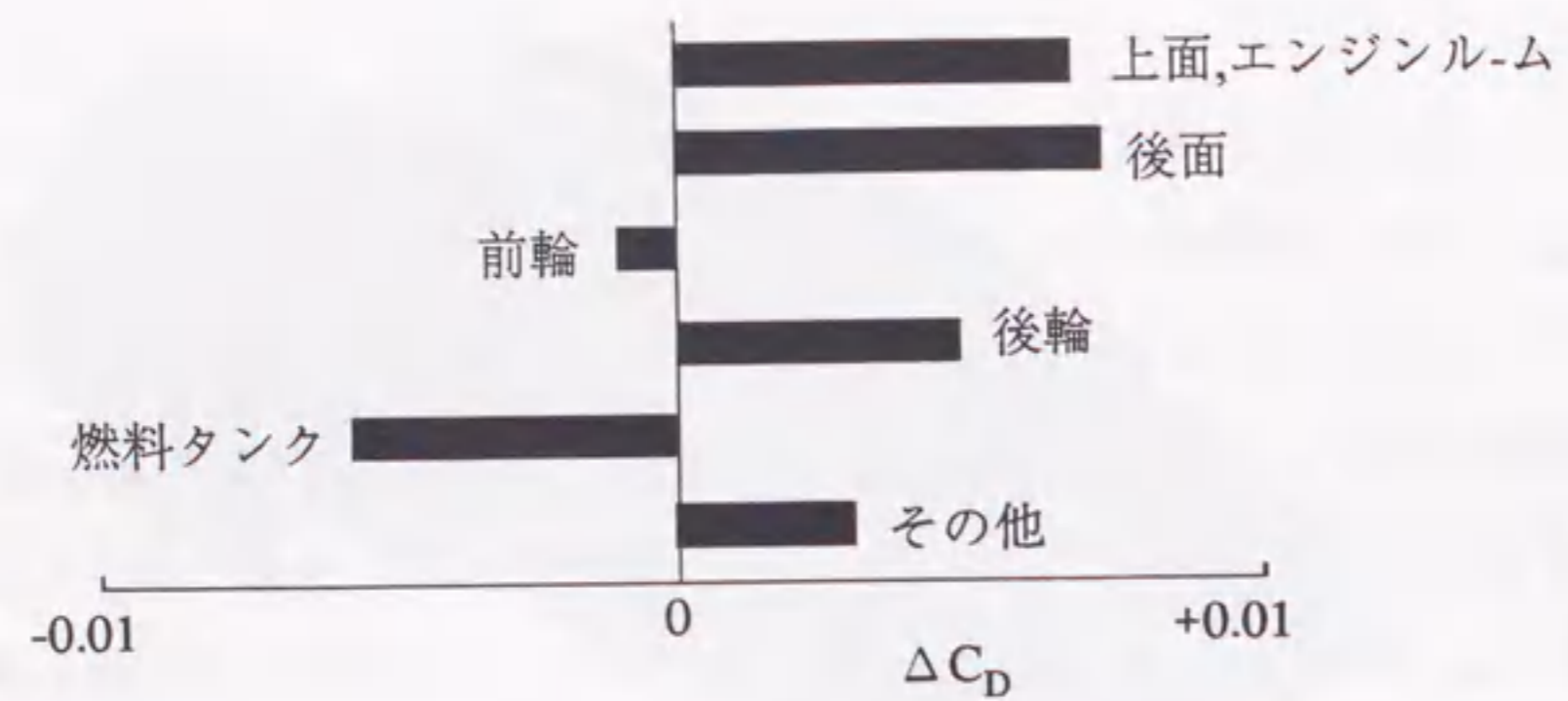


図2-32 エンジンルーム通風による各部位の空気抵抗変化



(a) エンジンルーム通風がある場合



(b) エンジンルーム通風が無い場合

図2-33 エンジンルーム通風による床下流跡線の変化

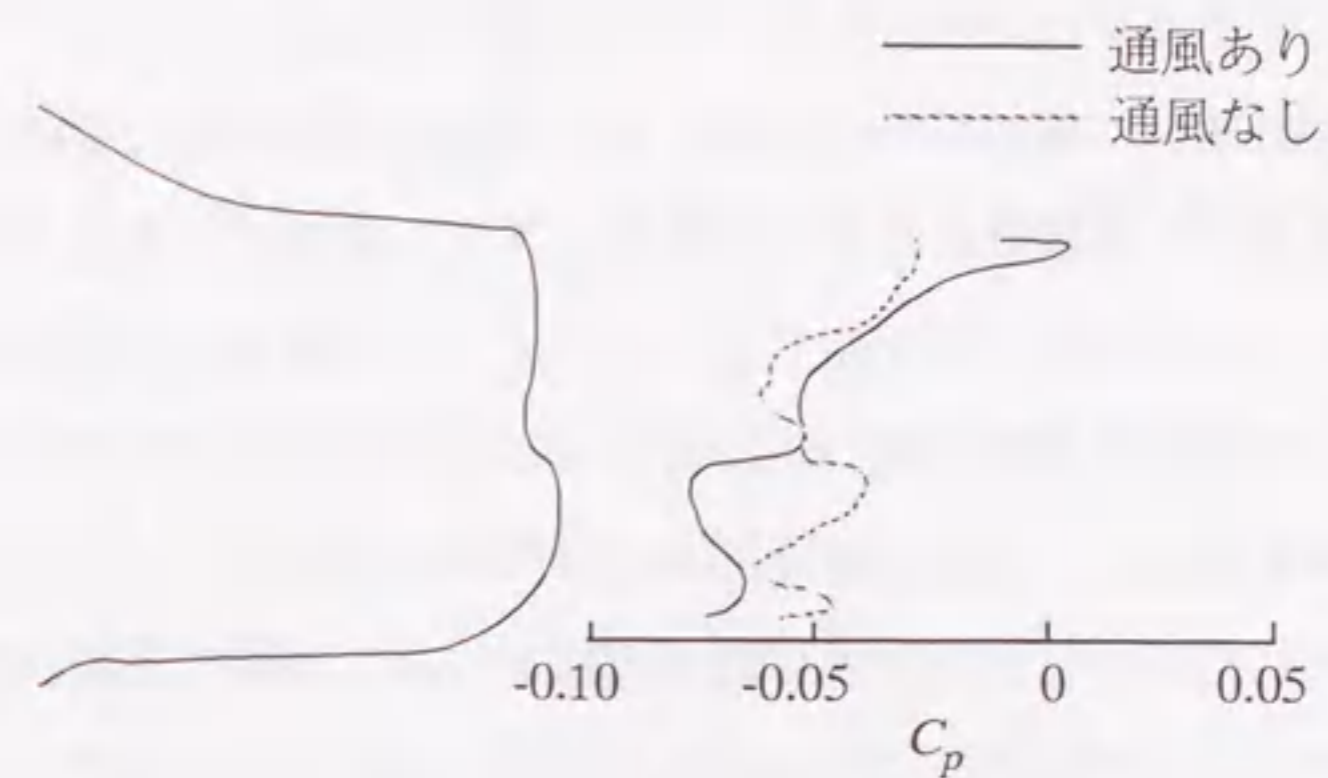
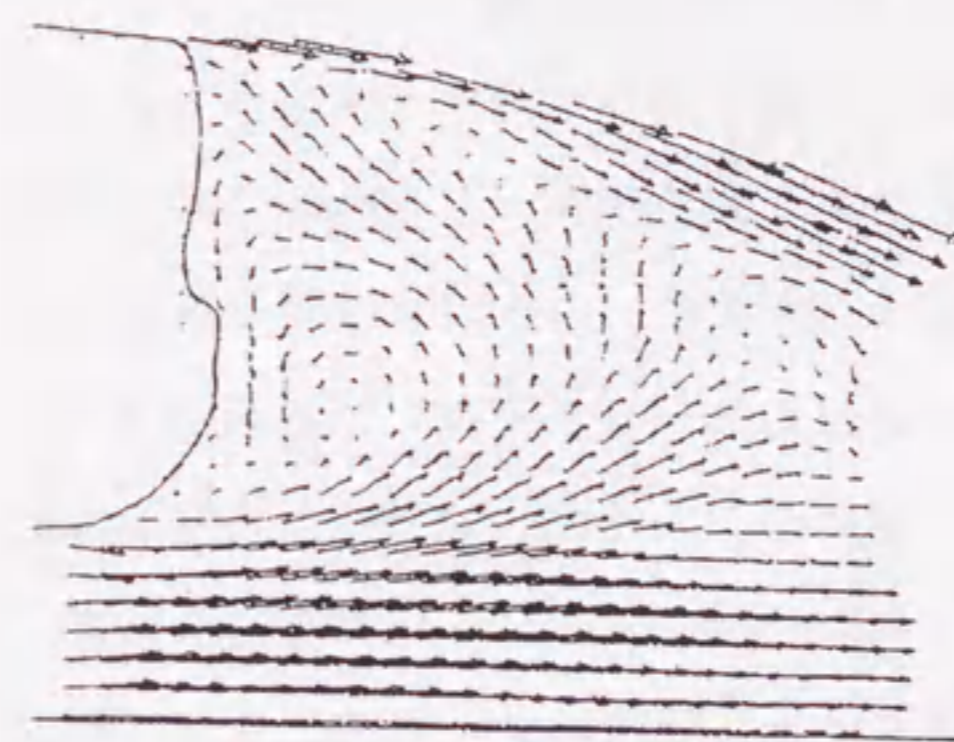
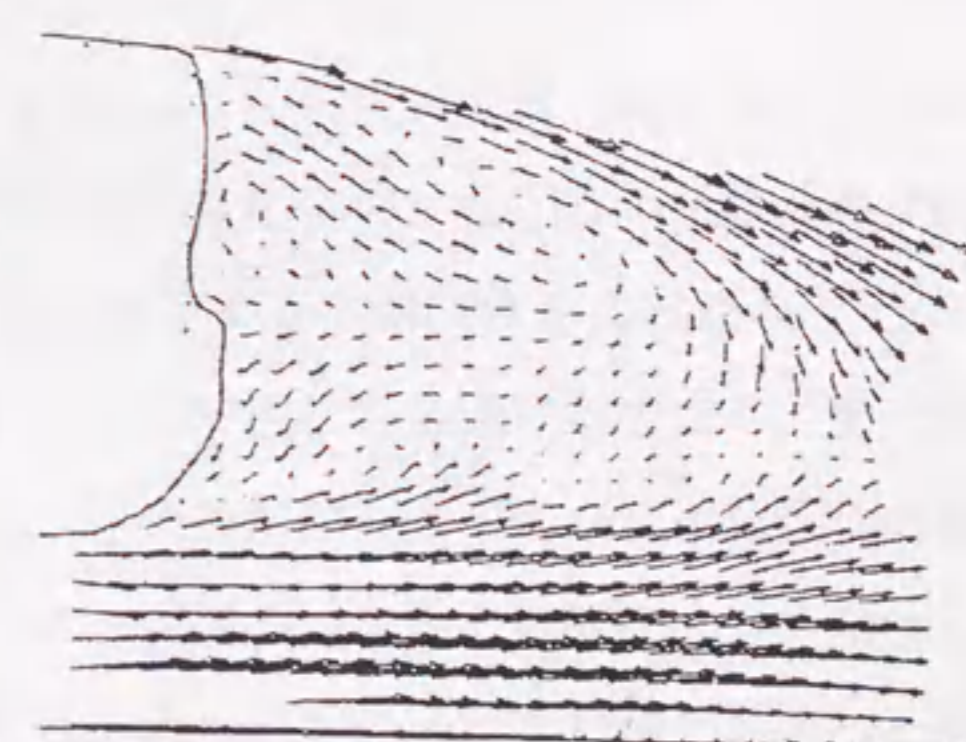


図2-34 車体後面中心上の圧力分布



(a) エンジンルーム通風がある場合



(b) エンジンルーム通風が無い場合

図2-35 車体後方の速度ベクトル

2. 7. 4 考察

通風と空気抵抗の関係に関して考察を加える。

熱交換器のような通風体の抵抗は、ダクト内に置かれた場合は、簡単に定まる。しかし、自由な流れ場中に置かれた場合は、薄い矩形の通風体が一様流中に置かれたような簡単な場合でも、複雑な様相を呈する。まず、通風による圧力損失と、周囲の流れに依存して前後の圧力差が生じる。そして、この前後圧力差が通風量を決める。しかし、この通風が周囲の流れに影響を与えるのである。このような問題は、従来パラシュートに関して、実験と理論面から研究されている^(2. 16)。

この、一様流中に置かれた熱交換器の空気抵抗の、最も単純な近似は次の通りである。熱交換器周りの流れをポテンシャル流と仮定し、図 2-36 に示すように、熱交換器を通過する流れと、その外側の流れが、ある流線を隔てて分けられると考える。すると、外側の流れは抵抗を発生せず、熱交換器の通風抵抗だけを抵抗と見なすことができる。これは、圧損係数を用いて次の式で表される。

$$C_D = \frac{\zeta}{1+\zeta} \quad (2. 15)$$

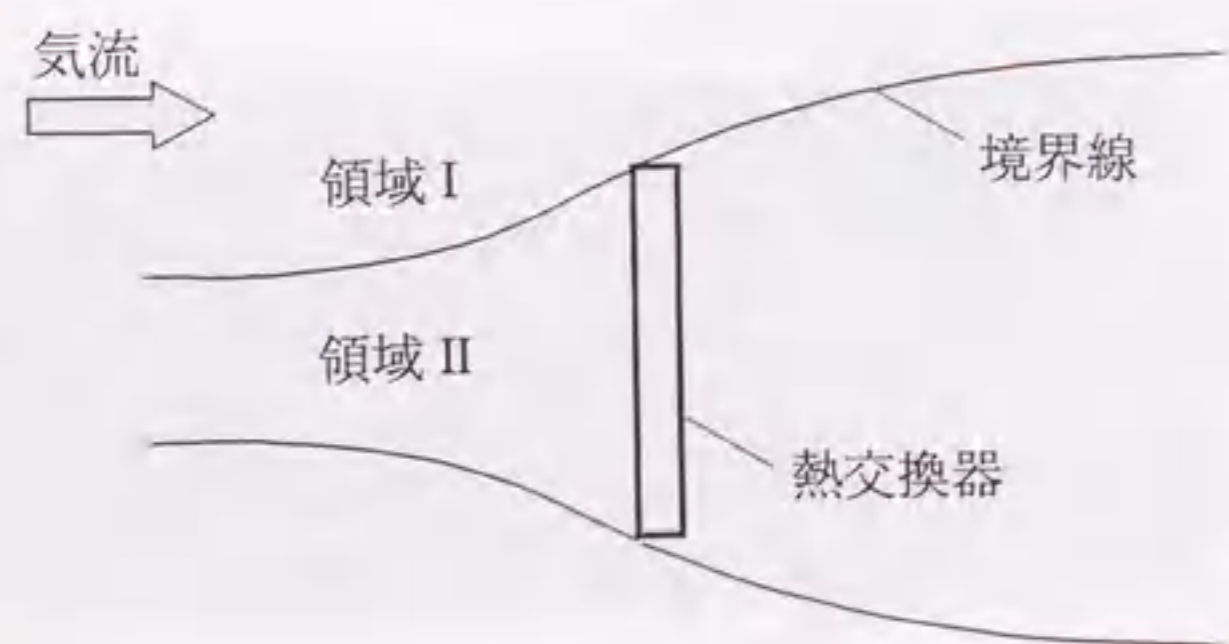


図 2-36 熱交換器周辺の流れの簡単なモデル化

しかし、この式は、熱交換器周囲の流れを考慮していないので、ここで提起している問題の回答としては甚だ心細い。

周囲の流れを考慮して、一様流中に置かれた熱交換器の空気抵抗を調べるために、先に研究した熱交換器モデルを用いて、数値実験を試みる。熱交換器の厚みは、上下幅の 1/10 とし、簡単化のため二次元計算とする。計算格子は熱交換器内に 11×41、全体で 301×201 配する。

計算された熱交換器の空気抵抗を、通過風速比で整理した結果を、図 2-37 に示す。通風量の増加に伴い空気抵抗は低減するが、 $u_r/U > 0.4$ では上に凸の傾向となる。図中の破線は、式(2.15)を図示したものであり、この領域で良い近似を与える。上に凸の傾向と、その部分で理論式が良い近似を与えることは、パラシュートの研究でも確認されている。ただし、パラシュートは三次元形状であり、理論式は異なる。

数通りの通風量の場合について、熱交換器周辺の流線を、図 2-38 で比較する。 $u_r/U = 0.05$ では熱交換器後方にカルマン渦が発生しているが、 $u_r/U = 0.30$ ではこれが弱まっていることが分かる。さらに、 $u_r/U = 0.52$ では大規模な渦は存在しなくなり、熱交換器周辺の流れ場は図 2-36 の模式図に近くなっている。

このことから、一様流中に置かれた熱交換器の、空気抵抗発生メカニズムは次のように考えることができる。図 2-37 の $u_r/U < 0.4$ の領域では、熱交換器後方に剥離に伴う渦が生じ、背圧を低下させ、空気抵抗を生じている。この渦は、熱交換器が通風を伴わないときに最も強く、通風が増加するに従い急速に弱まる。 $u_r/U > 0.4$ の領域は、熱交換器を通過した流れと周囲の流れの風速差が少なく、熱交換器の形状抵抗が僅かとなる。この領域では、熱交換器の圧力損失が空気抵抗になる。

実際の自動車は、 $u_r/U < 0.4$ であるため、周囲の流れ場の影響を大きく受ける領域である。また、車体形状に比べて熱交換器が小さいこと、冷却風の排出が一般にエンジンルーム下側で、主流に対して 90 度傾いていることから、熱交換器単体のように簡単な理論式で近似できる領域は存在しない。さらに、熱交換器周囲に隙間があるなど、通風流路が複雑なことも、問題を困難にしている。

しかし、ここで検討した一様流中に置かれた熱交換器の考察から、自動車においても、冷却風の排出方法が抵抗低減の上で重要になることが、容易に推測できる。自動車では、上述の理由から、通風に伴って抵抗は増加するが、排出方法を適正化

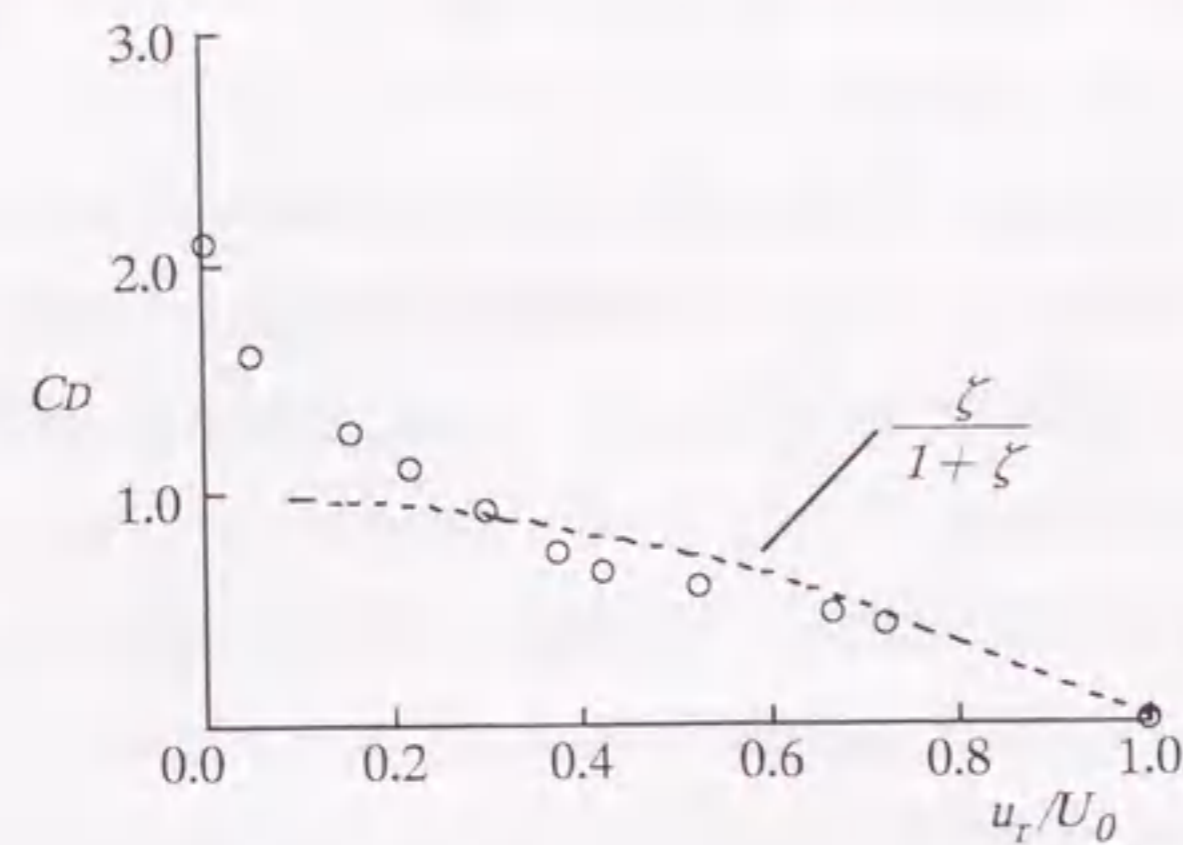


図2-37 通過風速と空気抵抗の関係

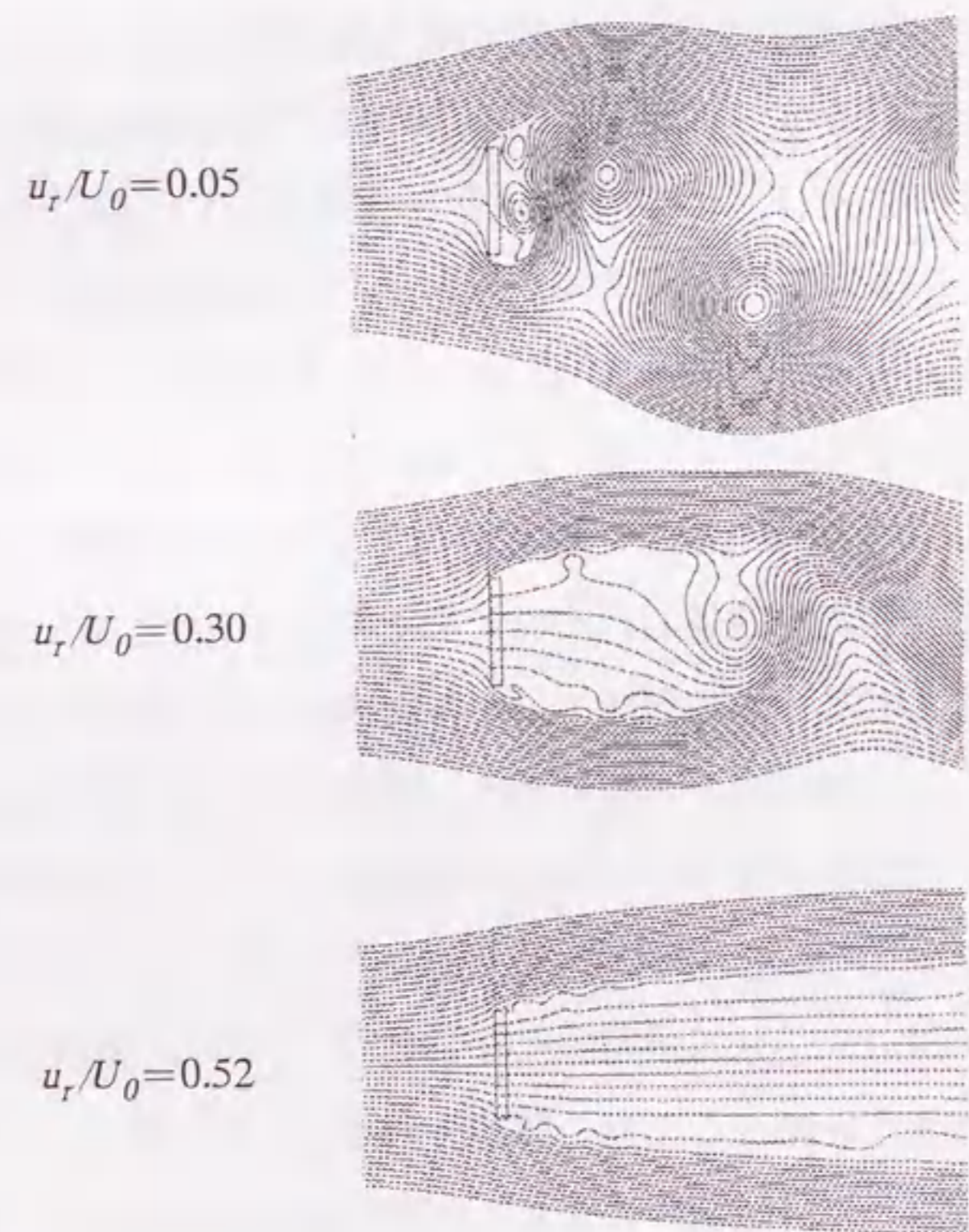


図2-38 通過風速による熱交換器周りの流線の変化

することにより、その増分を抑えることが可能である。その上で、2.7節で述べてきた、数値計算による流れ場の解析と抵抗変化の要因分析は、有効な手段となり得るものと考えられる。

2.8 まとめ

自動車の空力特性に関してナビエ・ストークス方程式に基づく数値解析を試み、以下の知見が得られた。

- (1) ナビエ・ストークス方程式を三次精度風上差分とマルチブロック法を用いて解析することにより、自動車の空気抵抗係数と揚力の予測が可能である。特に、空気抵抗係数は実験との差が5%以内で予測できる。また、車体周囲の流れ模様や車体表面の圧力分布の計算においても、実験との比較は良好で、計算流体力学が自動車の空力特性の解析に有効であることが明らかとなった。
- (2) CADでワイヤーフレームを作成し、トランスファイナイト内挿法とラプラス方程式によるスムージングを組み合わせた格子生成システムにより、複雑な車体周りの計算格子を数日で生成可能である。これにより、計算流体力学は研究だけでなく、実際の自動車開発に活用できることが示された。
- (3) マルチブロック法を用いることで、従来解析が困難とされていたエアロパーツを含む複雑な車体周りの流れを解析し、実車の揚力制御装置の効果が予測可能であることが分かった。
- (4) 通風抵抗体である熱交換器の通風量は、あらかじめ実験で得られている圧損係数と計算で逐次得られる熱交換器の前後圧力差から与えられる。この方法を用いることにより、通風量と通風を含んだエンジンルーム内の流れ模様の計算結果が、実験と良く一致した。
- (5) エンジンルームの通風と床下形状を詳細に模擬した結果、エンジンルームの通風による抵抗増加は、エンジンルーム内だけでなく、床下や車体後面の流れの変化が原因となっていることが分かった。このことから、計算空気が自動車空力の新たな現象分析に役立つ可能性が示された。

第3章 自動車のウィンドスロップの数値解析

3.1 まえがき

ウィンドスロップは、キャビティ開口部の流れが原因で生じる、非常に大きな共鳴音である。自動車では、サンルーフやリヤウィンドを開口した場合に発生し易く、サンルーフの場合には発生防止処置が不可欠となる。ウィンドスロップの研究は、航空機分野などを中心に、この半世紀ほど進められている。発生原因は、キャビティ開口部におけるせん断層の自励振動と考えられており、主に振動のフィードバック機構が研究対象とされている^(3.1, 3.2)。

従来の研究で指摘されているように、ウィンドスロップがキャビティ開口部のせん断層の自励振動であれば、数値解析でそれを捉えることは可能であると考えられる。また、その振動を抑える形状も数値解析で得られるはずである。しかし、流体の振動現象の解析は、円柱や角柱のカルマン渦などの計算例があることから、原理的には可能と考えられるが、せん断層の振動に適用した例は見当たらない。

そこで、ここではまず、噴流-エッジ系の振動を対象に、流体の振動現象の数値解析方法を検討する。次に、キャビティ開口部の流体の振動現象について、実験と解析の両面から検討する。最後に、数値解析を用いてキャビティ開口部の振動防止手法を調べる。

3.2 解析方法

着目するせん断層の発振現象は二次元的な現象であるため、基礎式には二次元の非圧縮性ナビエ・ストークス方程式と圧力のポアソン方程式を用い、これを第2章と同様の方法で離散化し、計算した。

境界層や開口部のせん断層に対して、十分細かい格子を集中させるために、計算格子は領域分割法を用いた。噴流-エッジ系ではエッジ周りのC型格子と噴流ダクトの二領域を、キャビティでは車体周りのC型格子とキャビティ内格子の二領域の構成とした。この分割方法を図3-1に示す。

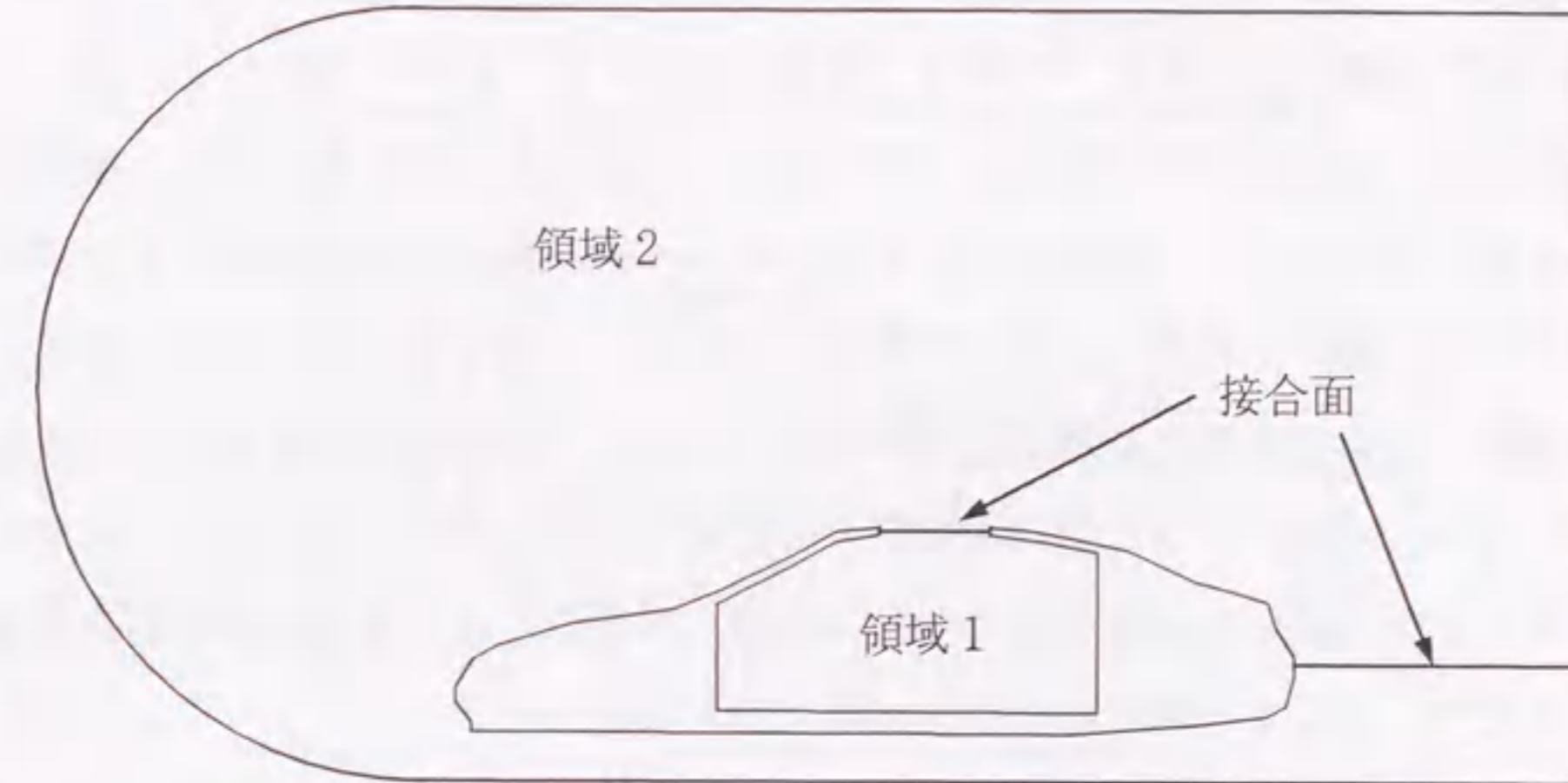


図3-1 計算領域の分割方法

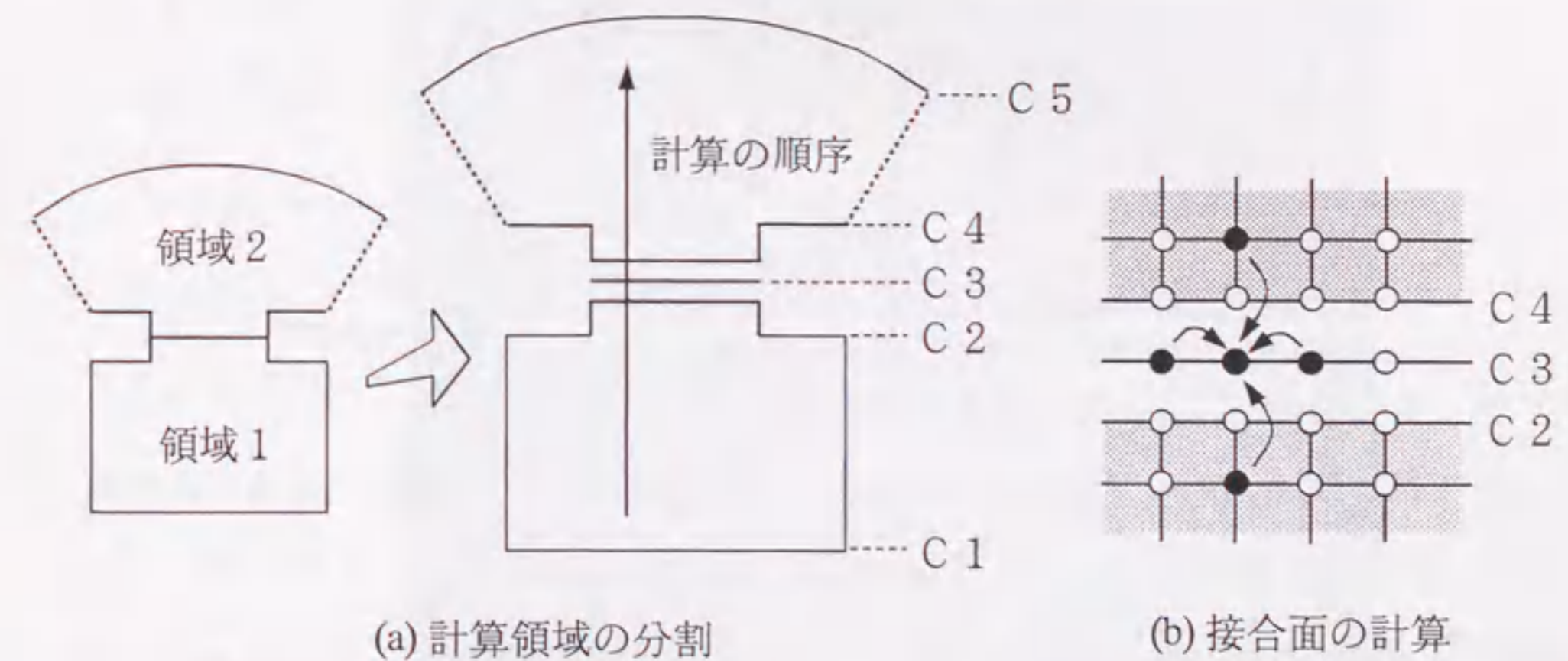


図3-2 領域分割法の計算の進め方

領域分割法では、二つの領域の接合部の格子点で情報交換をしながら、計算を進める。その方法について、図3-2のキャビティを例に説明する。接合部においては、境界C2, C3, C4は物理座標内の同一の点を共有する。情報のやりとりはSORの繰り返し計算の各ステップで行う。まず始めに、キャビティ底部C1から上に向けてC2の一つ手前の格子点まで、次のステップの値を計算する。次に、境界線上の格子点C3について、直前に計算されたキャビティ側領域の値と前ステップの外側領域の値を用いて計算した後、外側領域の格子について、C4の次の格子点から外側境界C5まで順番に計算する。ここで、C4に、直前に計算されたC3の値を当てはめることで、SORの解法で二つの領域を連続して取り扱ったことになる。このとき、上下二領域の計算の後に、C3を独立に計算すると数値誤差に起因する擾乱が生じて、注目する開口部の計算結果に悪影響を及ぼす。

境界条件は表2-1のように与える。C3の両端の圧力の値は、その両横の物体上の格子点とC3上の一つ隣の空間上の点の圧力の平均を取る。

表2-1 境界条件

	壁面	流入面	側面, 流出面	地面 (車体の場合)
速度	$u = 0$	$u = 1$	$\frac{\partial u}{\partial n} = 0$	$u = 1 (x < -2.7m)$ $u = 0 (x \geq -2.7m)$
圧力	$\frac{\partial \phi}{\partial n} = 0$	$\frac{\partial \phi}{\partial n} = 0$	$\frac{\partial \phi}{\partial n} = 0$	$\frac{\partial \phi}{\partial n} = 0$

3.3 噴流-エッジ系における流体の振動現象

ここでは、噴流-エッジ系における流体の振動現象の、国内での代表的な研究例である、社河内らの論文の実験結果を数値解析で追試験する^(3.3.3.4)。図3-3に二次元の噴流-エッジ系を示す。このモデルは社河内らの実験モデルに従ったものである。エッジの頂角は20度、エッジ後部の板厚W及びダクトの幅は10mmであり、ダクト出口とエッジとの距離bは **$b/W=0 \sim 30$** の範囲で可変である。

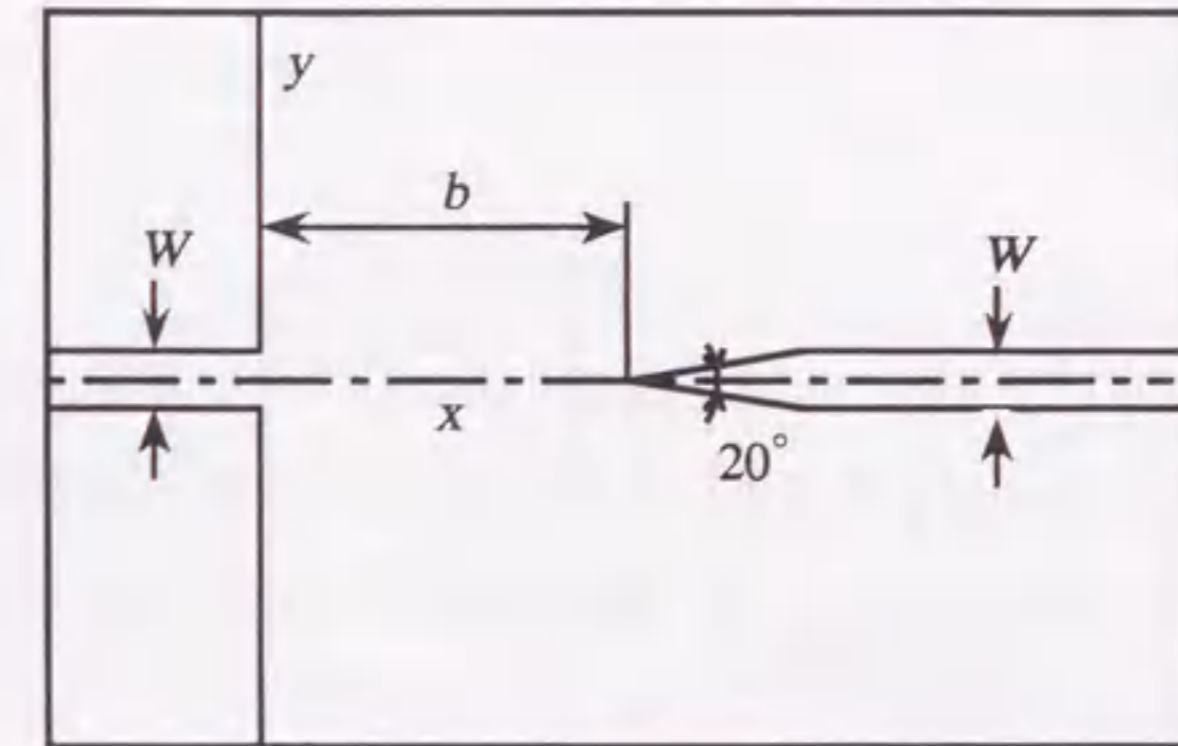


図3-3 噴流-エッジ系の構成

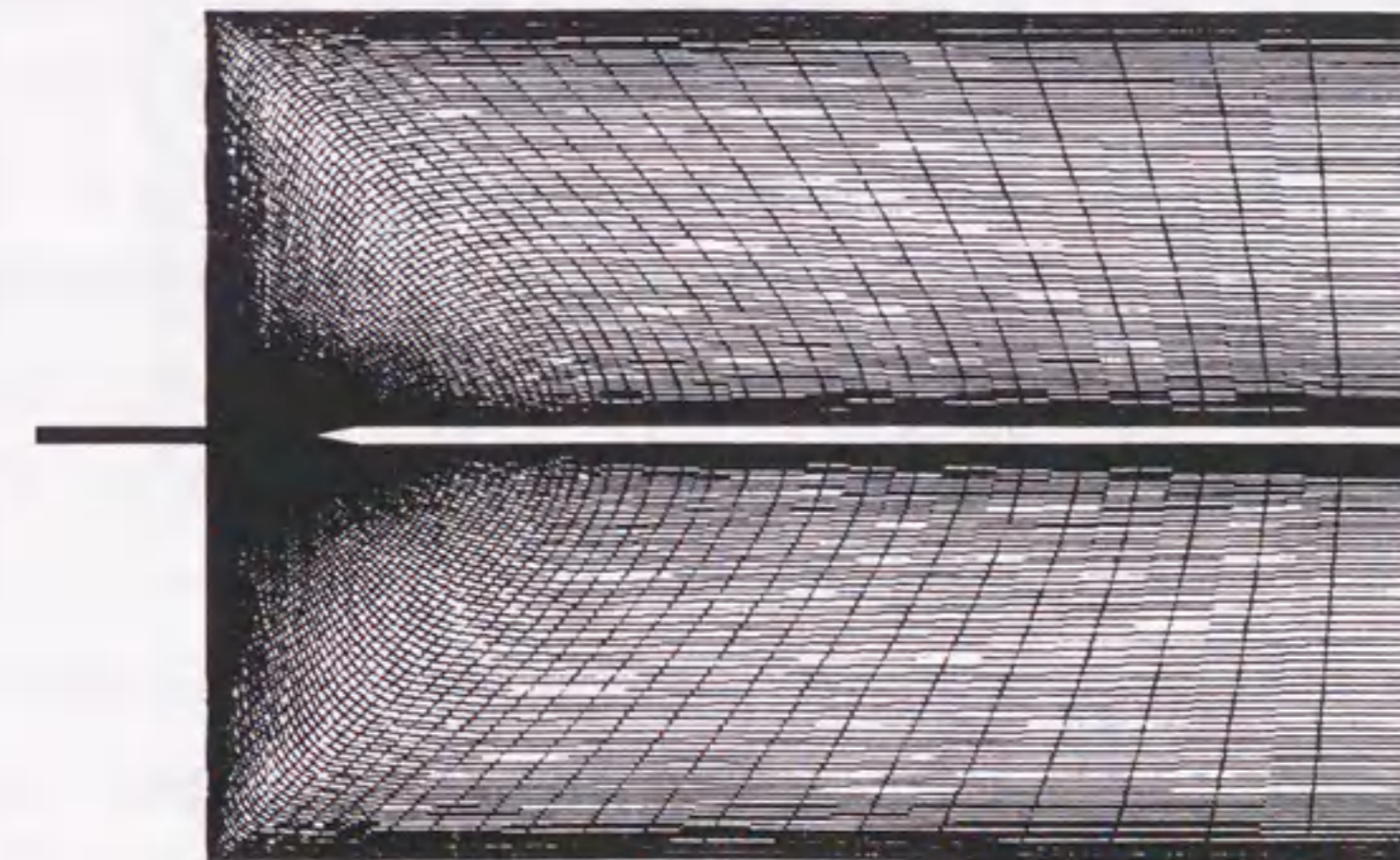


図3-4 噴流-エッジ系の計算格子

計算に用いた格子を図3-4に示す。格子数はエッジ周りの格子が 185×93 、ダクト部分が 25×38 、最小格子間隔は物体表面で 0.1mm とした。計算条件は板厚 W を基準にしたレイノルズ数で $Re=225$ 、計算時間刻みは無次元時間で $\Delta t=5 \times 10^{-5}$ とした。CFL条件を考慮すると $\Delta t < 1 \times 10^{-2}$ で計算が可能であり、実際に収束解を得ることはできた。しかし、この時間刻みでは、後述する発振現象を捉えることはできなかった。

計算結果の流線の一例を図3-5に示す。初期段階の $t=5.5$ ではエッジ周りに上下対称な流れ場が形成されるが、 $t=10$ を過ぎた頃からこの対称性が崩れ、周期的な振動に移行する。この様子は、ダクト中心の流線に着目すると、分かり易い。

図3-5は瞬間場の流線を示しており、実験で観察される流脈線との対応が困難である。そこで、実験との比較を容易にするため、時間変化を伴う流れ場の中に実験と同一条件で粒子を注入した流跡線を図3-6(a)に示す。これは同図(b)の社河内らの可視化実験結果と定性的に一致している。なお、ここでの比較に用いた実験結果は全て社河内らの論文^(3, 3, 3, 4)から引用した。

次に、実験では b/W の変化に伴い、振動モードが変化することが知られているので、計算でもこれを捉えることができるか検討した。 b/W を変えて、振動周波数の変化を調べた結果を図3-7に示す。周波数の変化は実験と計算で定性的に一致している。さらに、この周波数は、モードによって異なる曲線で近似されることが知られているため、 $b/W=6$ と $b/W=15$ の計算結果でも異なるモードが捉えられていることを確認する。まず、 $b/W=6$ の場合は、図3-5から噴流中心の流線が一次のモードとなっていることが分かる。図3-8に示す $b/W=15$ の場合は、二次のモードであることが分かる。これらの結果から、計算でも振動モードの変化を含めて、周波数の変化が捉えられることが分かった。

図3-9には、図中に示した空間の円弧上の各点における圧力変動の振幅について、実験結果と比較して示している。この圧力変動の振幅も実験と計算との比較は良好である。

以上の検討より、噴流-エッジ系の噴流の振動現象を数値計算で把握できることが確認された。

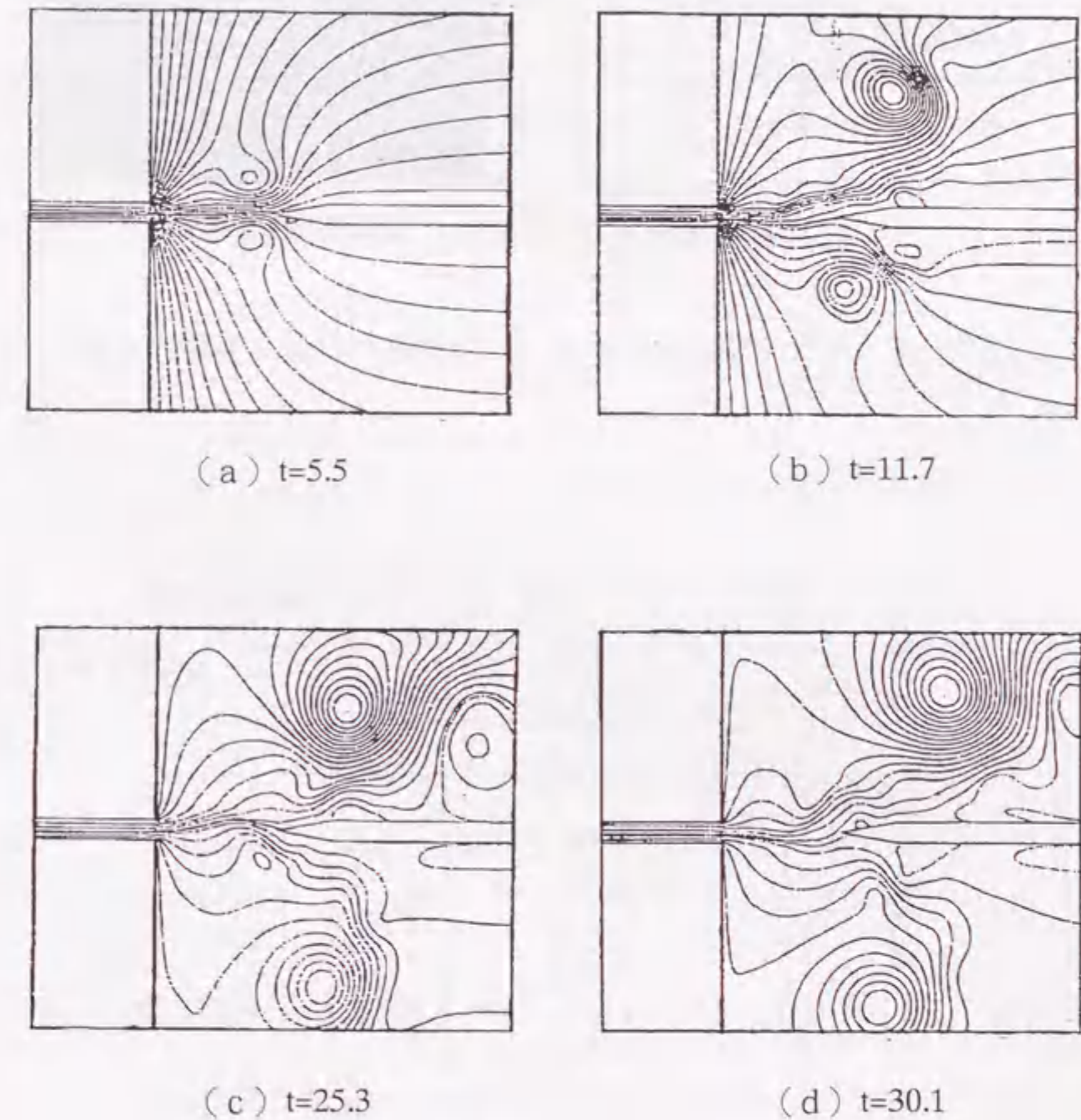


図3-5 噴流-エッジ系における流線の計算結果 ($b/W=6$)

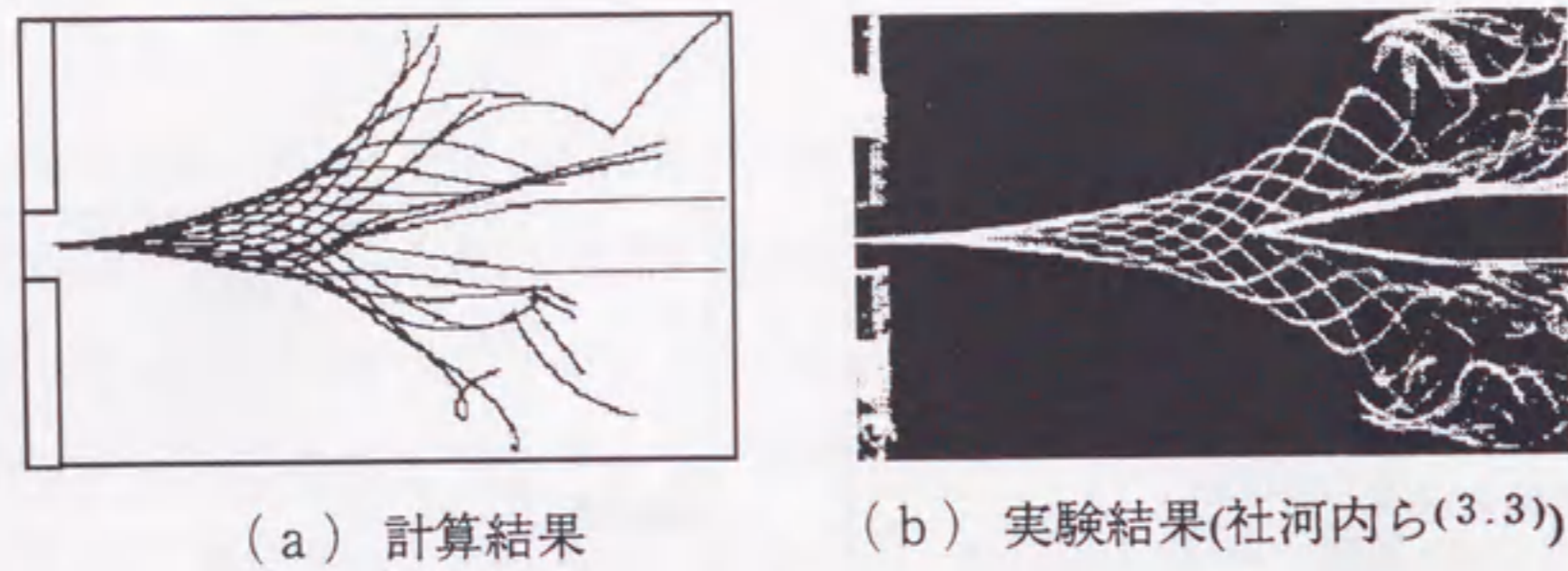


図3-6 ダクト中心から流出した流跡線の計算と実験の比較

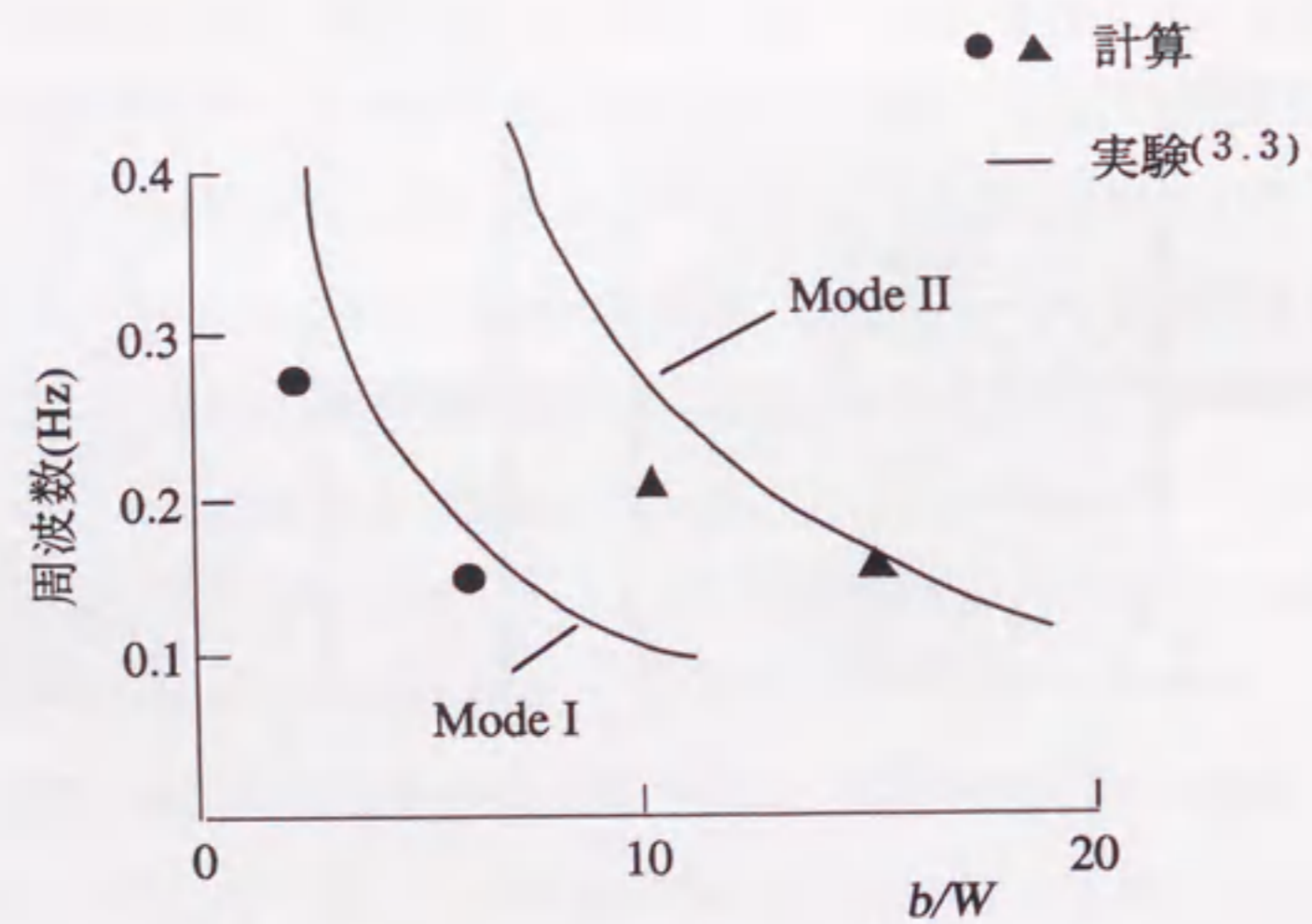


図3-7 b/W と周波数の関係

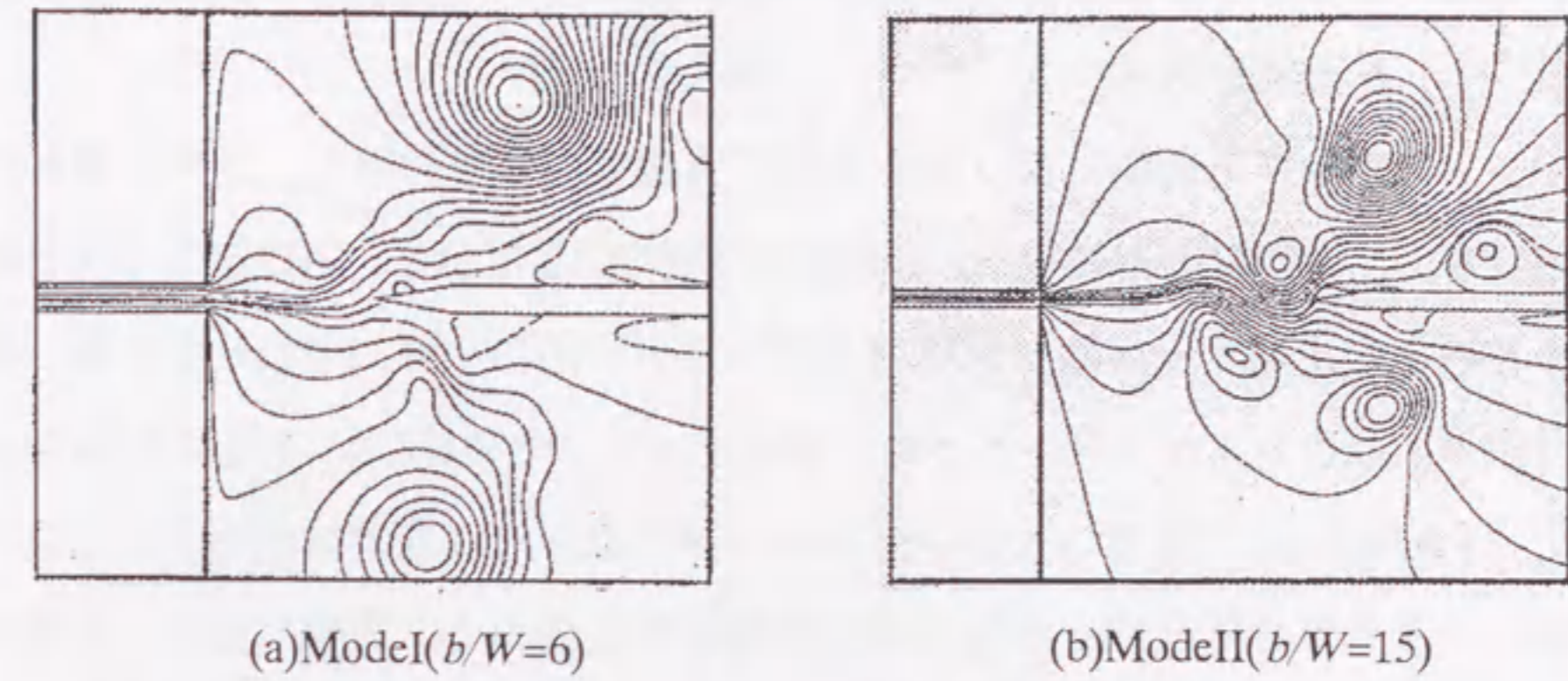


図3-8 モードによる流線の変化

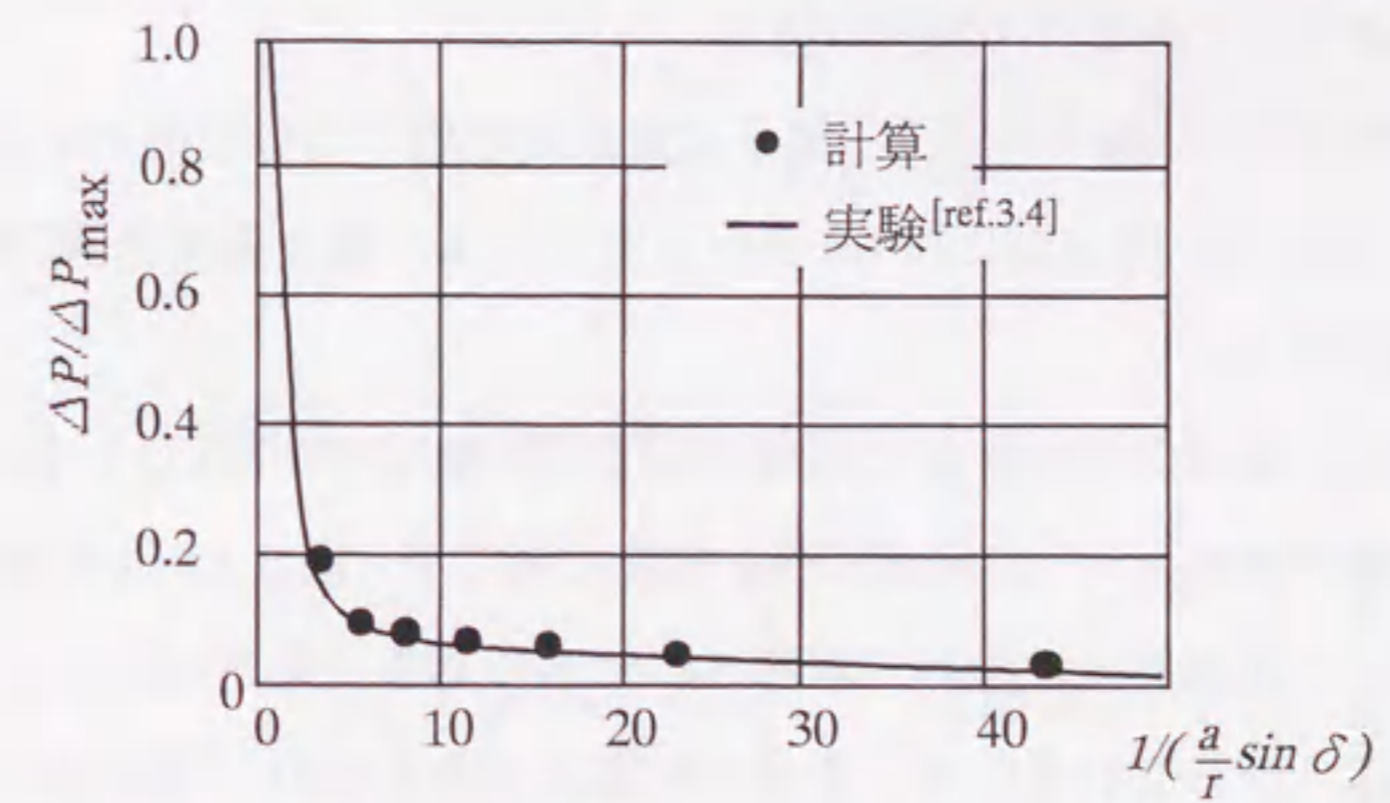
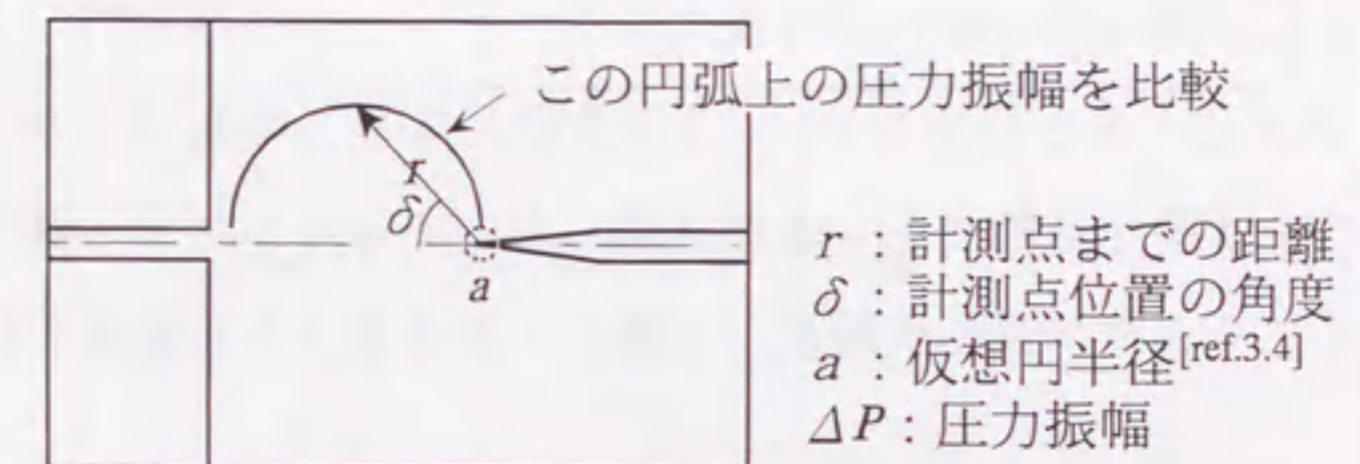


図3-9 空間上の圧力変動の振幅の比較

3. 4 キャビティ開口部での流体の振動現象

ここでは、キャビティ開口部での流体の振動現象を、数値計算と実験で解析する。

3. 4. 1 検証実験方法

ウィンドスロップの計測には、翼の内部に共鳴箱を取り付けた、比較的単純な模型を用いる。この模型の側面視と、断面形状を図 3-10 に示す。開口部の寸法とキャビティ容積との比は、平均的な乗用車のサンルーフ部のそれに合わせている。共鳴箱の寸法は、長さ 0.5 m × 深さ 0.4 m × 幅 0.4 m で、その開口部は長さ 0.15 m、幅 0.3 m、厚さ 10mm である。音圧レベルは、箱の底中央に取り付けたマイクロホンで計測し、FFT の周波数分析からピーク周波数を求める。実験には 2. 4 節で述べた実車風洞を用い、主流風速の違いによるウィンドスロップの周波数の変化を調べる。

これとは別に、開口部の流れの振動の様子を比較するため、可視化実験を行う。実験には、図 3-11 に示す一定断面を有する幅 0.8 m の模型を用い、これを回流水槽内に設置して、開口部の流れを可視化する。トレーサには染料のローダミン（化学式 $C_{28}H_{31}O_3N_2Cl$ ）の水溶液を用い、上流側開口端前方の表面上の穴から境界層内に注入してせん断層を着色する。水槽実験においてはキャビティ開口部の長さを基準としたレイノルズ数が風洞実験及び計算と一致するように流速を設定する。

3. 4. 2 結果

図 3-12 に計算に用いた格子を示す。格子点数は翼型周りの C 型格子が 284×55 、共鳴箱内が 173×68 で、開口部には 69 点配されている。物体表面近傍の最小格子間隔は 0.01mm である。

キャビティでは、流速の遅いときには開口部での振動は生じないが、流速が速くなると開口部に渦が発生し、その移流に伴い振動が起こる。図 3-13 は水槽の可視化結果を示しており、黒色部分は染料で着色された水である。染料は開口部上端直前の表面の穴から注入されているので、多少の拡散はあるものの、開口部でのせん断層の変化を比較的忠実に示していると考えられる。この可視化結果を時系列的に並べると、開口部中央で形成された渦が移流し、下流側の開口端に衝突する様子が観察できる。

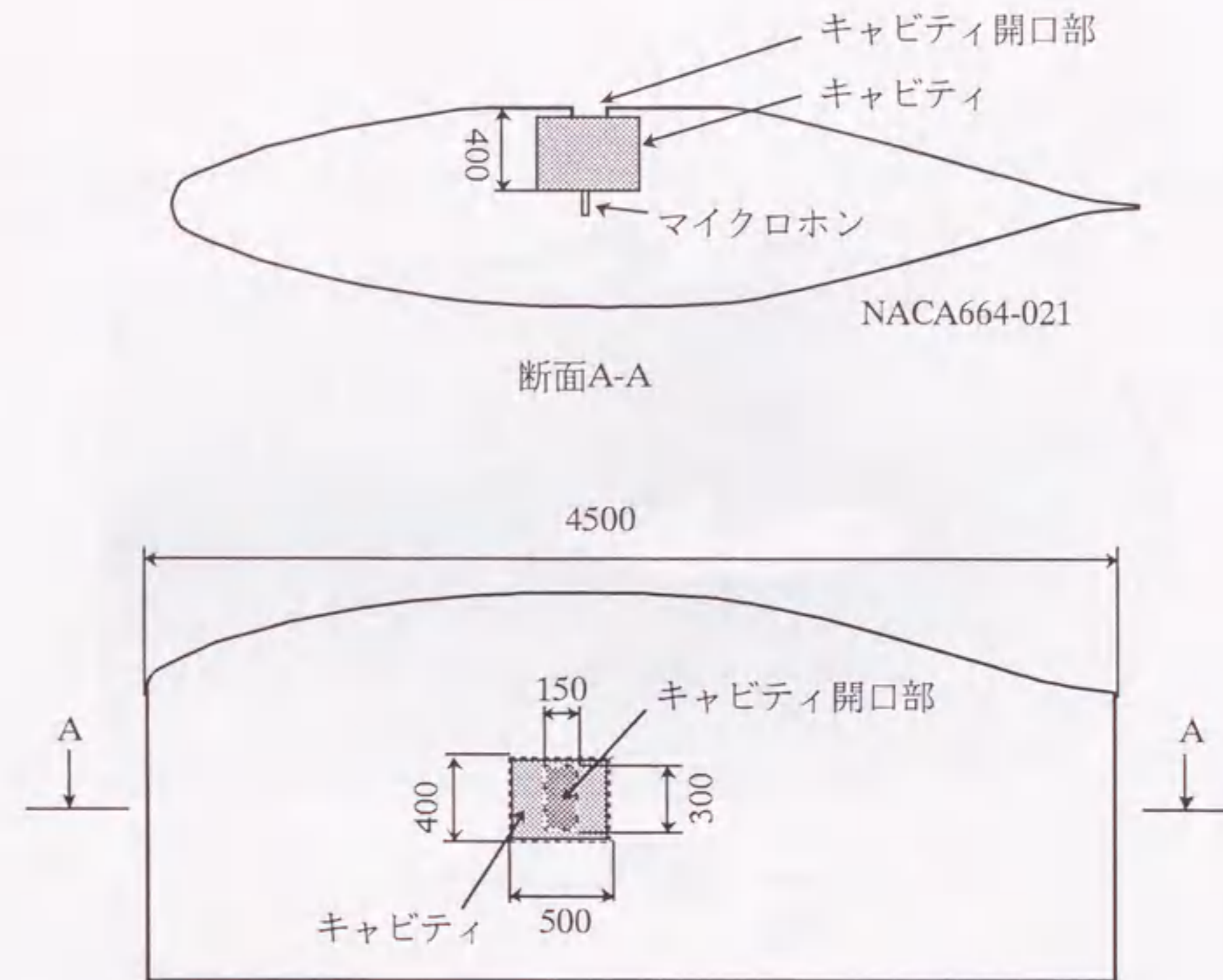


図 3-10 風洞実験用模型

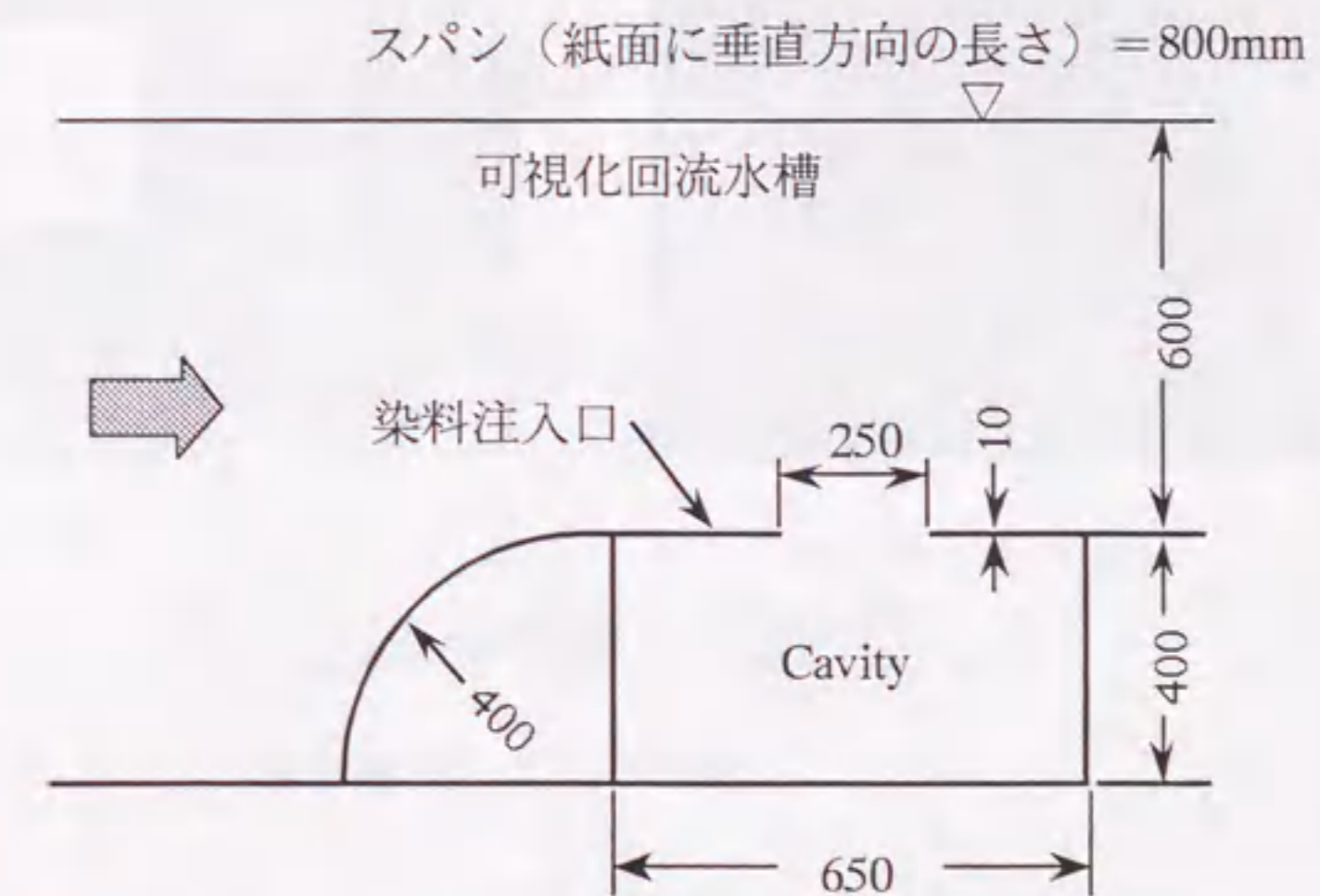
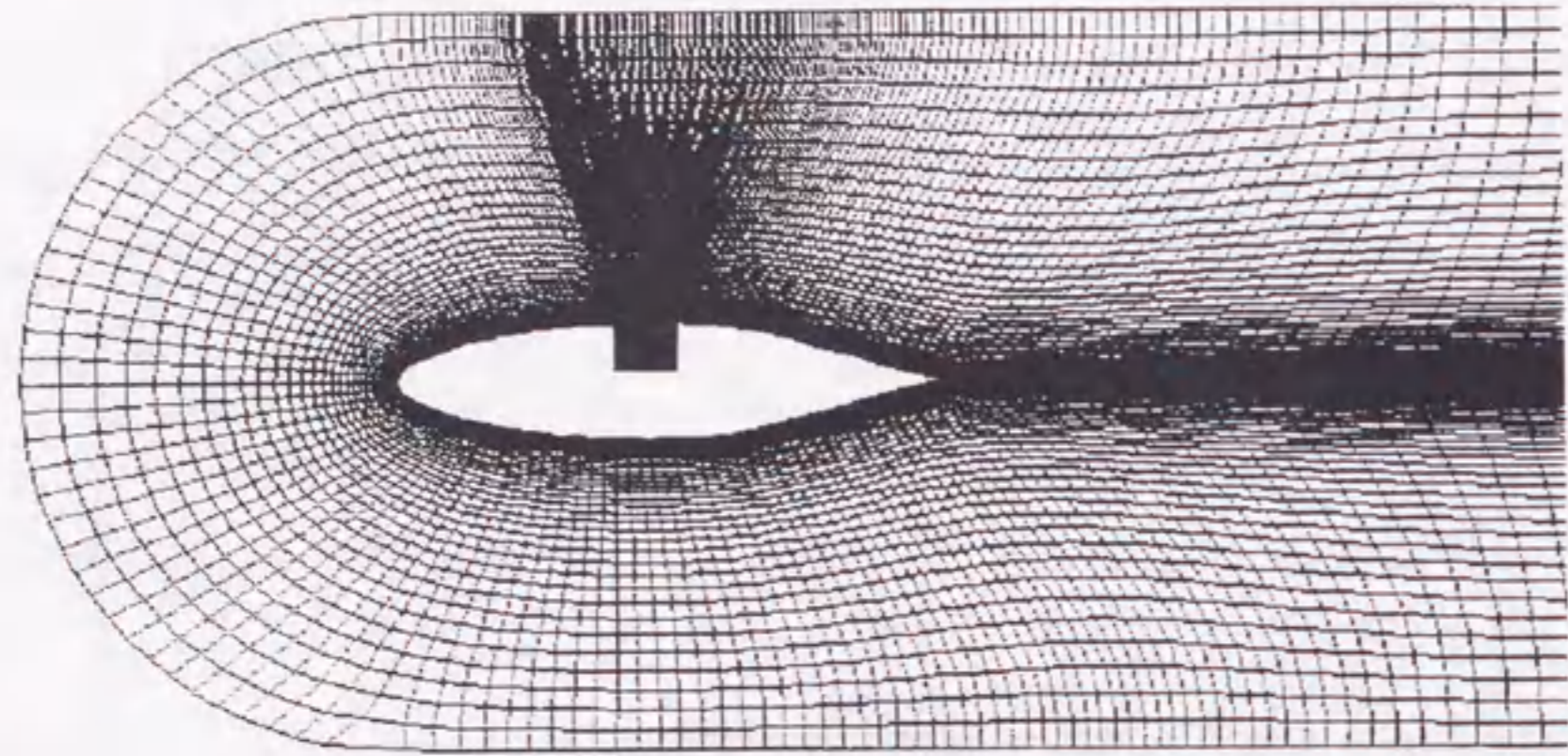
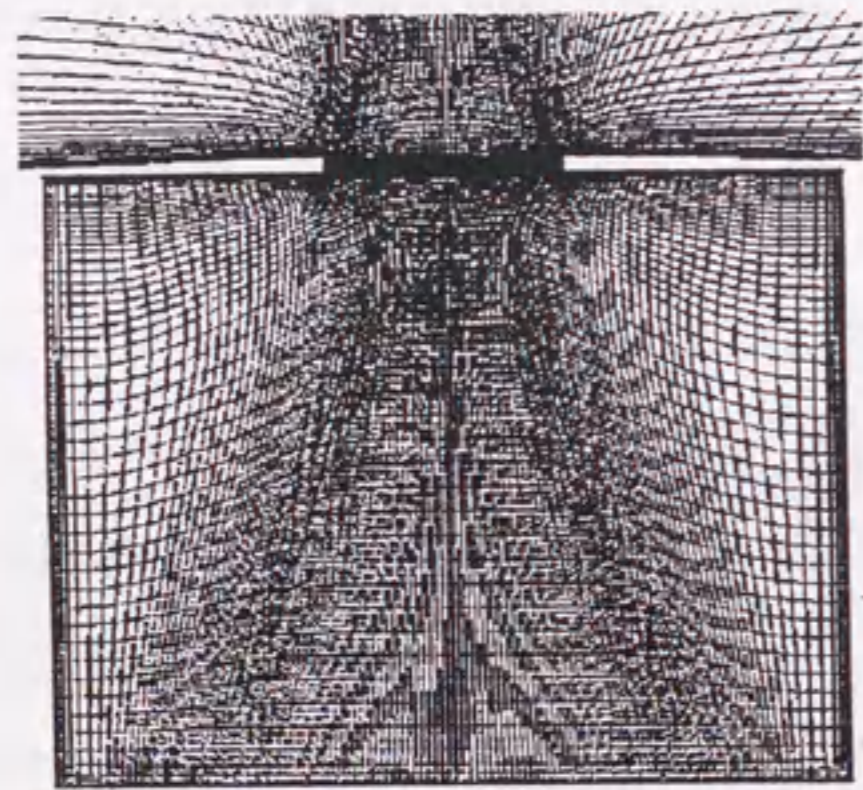


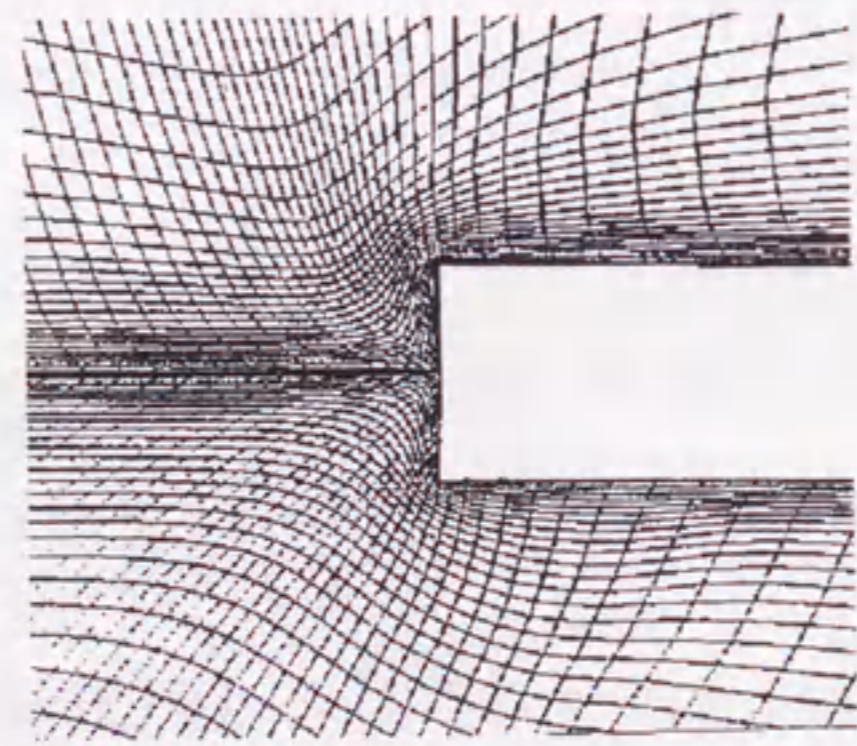
図 3-11 可視化用水槽実験装置



(a) 全体



(b) キャビティ



(c) エッジ

図3-12 計算格子

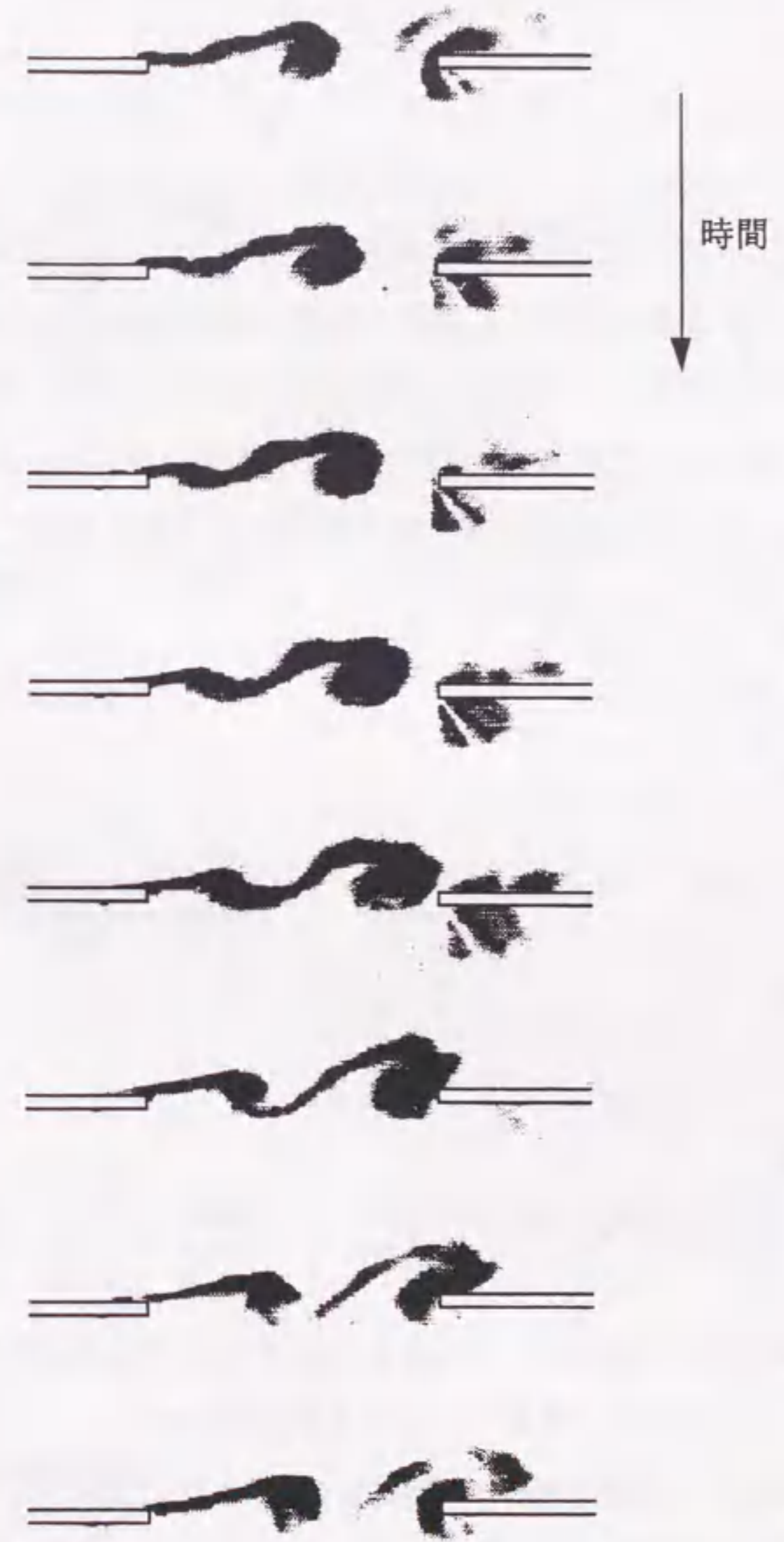


図3-13 水槽実験による流れの可視化結果

一方、計算で得られた渦度分布と流線を図 3-14 に示す。流線から開口部での流れの発振が確認できる。さらに、渦度分布から、開口部の中央付近で生成した渦が下流側開口端に衝突する様子が分かる。この様子は図 3-13 に示した水槽の可視化結果と良く対応している。

従来の研究では、ウィンドスロップがキャビティ開口部のせん断層の自励振動であると考えられていたが、この可視化結果からその振動においてはせん断層において渦が発生、移流、衝突を繰り返す現象であることが明らかとなった。

次に、流れ場の振動周波数を、風洞と水槽の実験結果および計算結果で比較する。計算結果の振動周波数は、下流側開口端での圧力変動周期の 10 サイクル分の平均とし、水槽実験ではビデオ録画した渦の発生周期を計測する。図 3-15 に風洞実験との比較結果を、図 3-16 に水槽実験との比較結果をそれぞれ示す。図中には次の式で得られるキャビティトーン周波数 f_c を加えて示す^(3. 1. 3. 2)。

$$f_c = \frac{U_c}{\lambda_c} = \frac{U_c}{U_0} \cdot \frac{b}{\lambda_c} \cdot \frac{U_0}{b} \quad (3.1)$$

$$\frac{U_c}{U_0} = 0.6 \quad (3.2)$$

$$\frac{b}{\lambda_c} = N - \frac{1}{4} \quad (3.3)$$

なお、式中の U_0 は主流速度、 U_c はキャビティ開口部の渦の移流速度、 b は開口部の前後幅、 λ_c は振動の波長、 N は自然数である。

この結果では、水槽実験結果の周波数は、基本的にはキャビティトーンの理論値及び計算結果と同傾向となるが、翼型模型を用いた風洞実験ではやや傾向が異なる。これは、図 3-15 中に水平線で示したキャビティのヘルムホルツの共鳴周波数に、渦の発生周波数がロックインされる現象を示している。この傾向の違いは、流体の圧縮性に起因する共鳴に関しては、非圧縮の計算およびキャビティトーンの理論値で

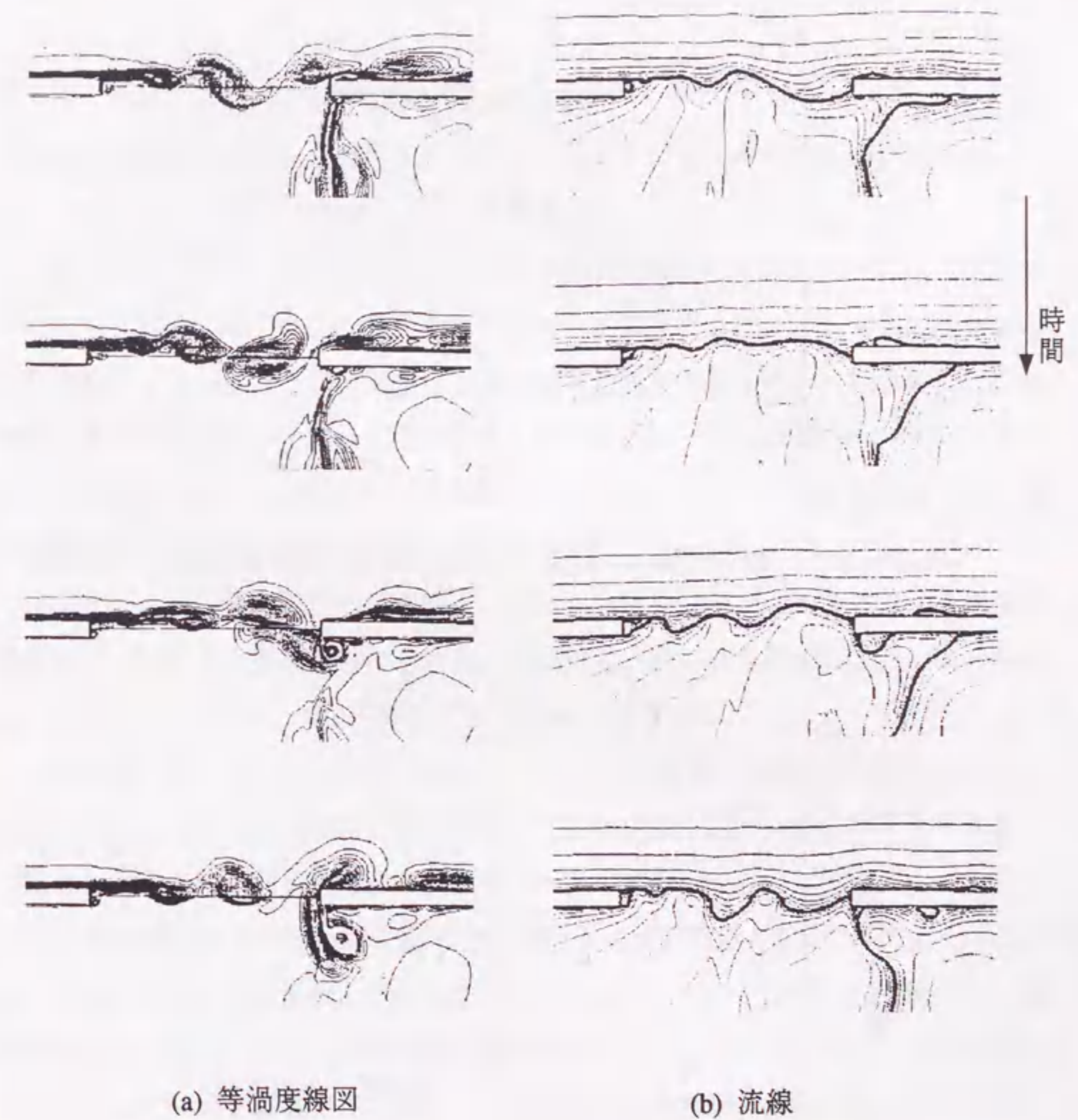


図 3-14 キャビティ開口部流れの計算結果

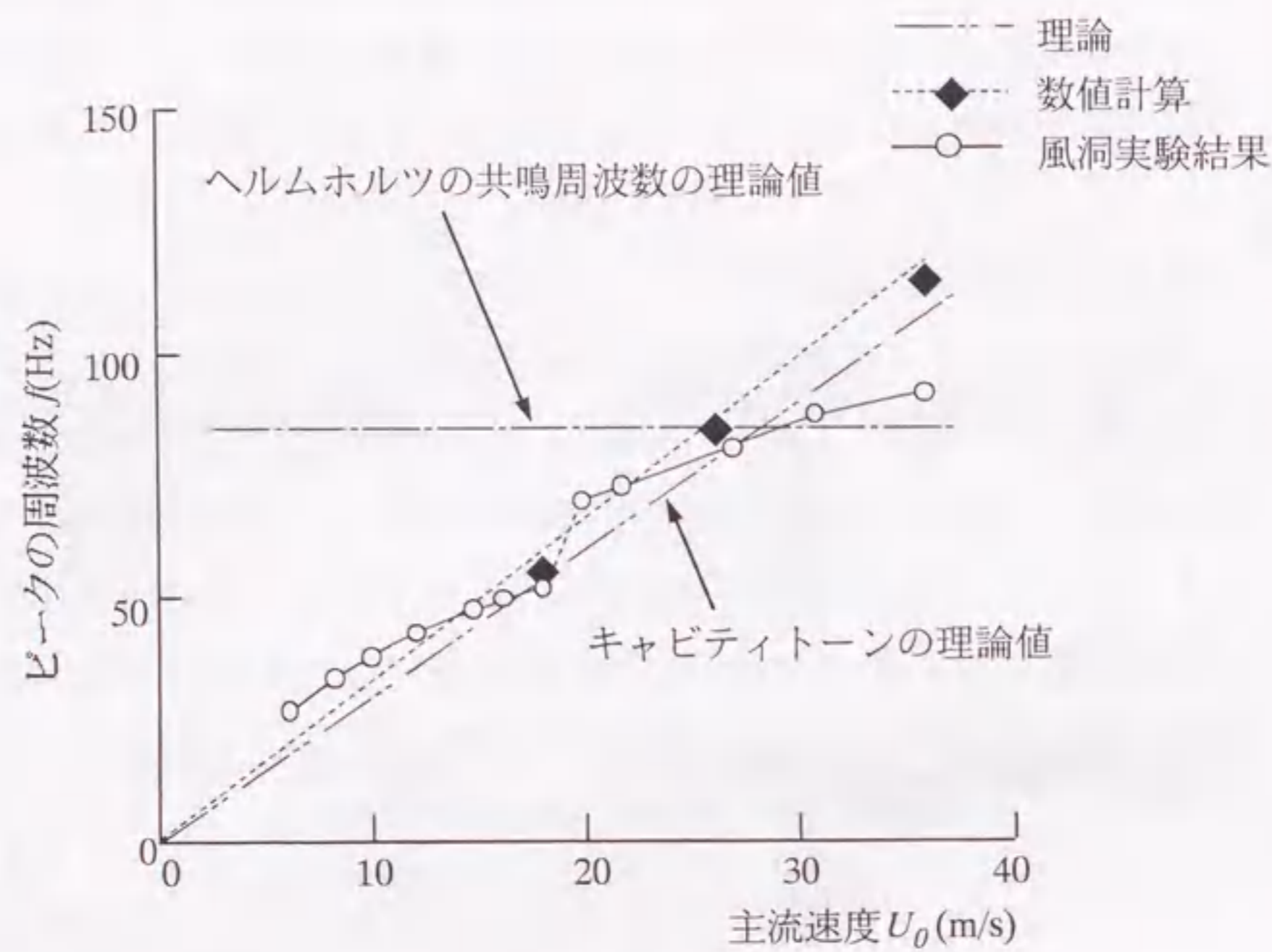


図3-15 数値計算による渦の周波数と理論、風洞実験結果との比較

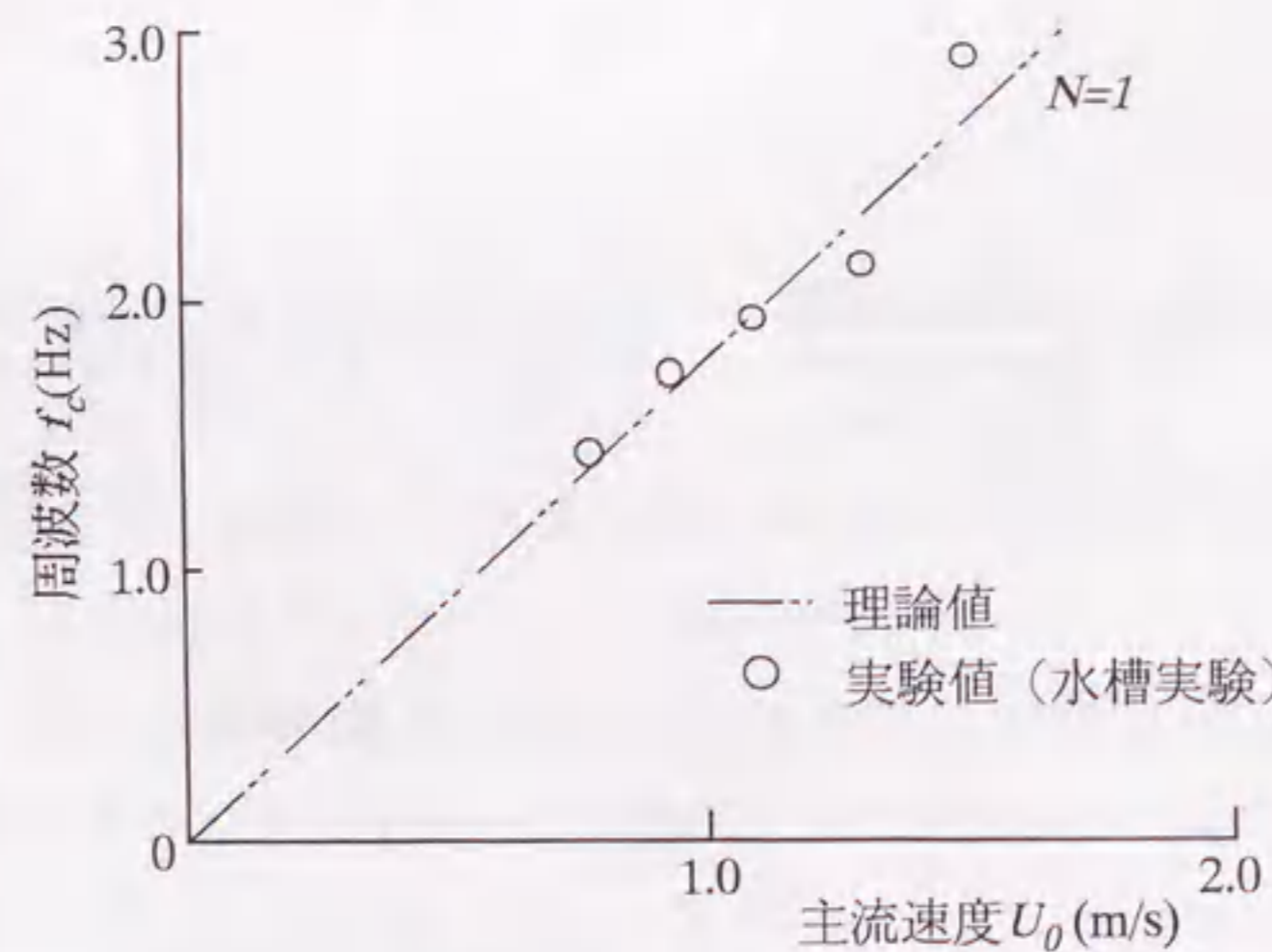


図3-16 可視化実験によるキャビティトーンの周波数

は把握できないことを示していると考えられる。

以上の結果から、数値解析を用いて、キャビティ開口部のせん断層の振動現象と、キャビティトーンの周波数を把握することができることが明らかとなった。ただし、非圧縮性の基礎方程式に基づく計算では、圧縮性に起因する共鳴現象は捉えられないため、ロックインによる周波数の変化や、音の大きさは評価できない。

3.5 自動車のウィンドスロップの予測と防止

最後に、前節で述べた数値解法を用い、キャビティ開口部の流体の振動現象を解析し、ウィンドスロップの防止手法を検討する。

先に述べたように、数値解析では共鳴現象は捉えられないため、ウィンドスロップが生じた場合の音圧レベルや正確な周波数の予測はできないが、共鳴の発生は渦の発生周期と車室の共鳴周波数から容易に推定可能である。一方、数値解析では実験による流れの可視化と同様に流動現象を解析することができるため、ウィンドスロップの原因となる渦の発生を防止したり、発生した渦による振動を軽減する方法の検討に用いることができると考えられる。

まず始めに、前述の翼型モデルを用いて防止方法を検討する。ここでは上流側開口端にディフレクタを設置した場合と、上流側開口端に突起物を設置した場合を考え、図3-17、図3-18に検討に用いた計算格子を示す。

上流側開口端に高さ30mmの垂直なディフレクタを付けた場合の、解析結果を図3-19に示す。図3-14で現れた開口部中央での渦が無くなり、ディフレクタ後方で生成された渦も下流側開口端に衝突することなく後方へ流れ去っている。

次に頂点の高さが20mmの、突起物を付けた場合の結果を図3-20に示す。この場合、渦の生成は突起物後方の剥離によるものと考えられ、渦は比較的弱く、下流側開口端上方を流れ去り、下流側開口端に衝突しない。これらの例は、流れの向きを変え、せん断層での渦の生成を抑えることが、せん断層の振動を抑えるのに有効であることを示している。

図3-21には、ディフレクタ高さと言圧レベルの関係を実験的に調べた結果を示す。突起物については一種類しか実験しなかったが、図3-21中に加えた。この結果から、計算で示した流れ場の変化に伴い、音圧も低下することが分かる。

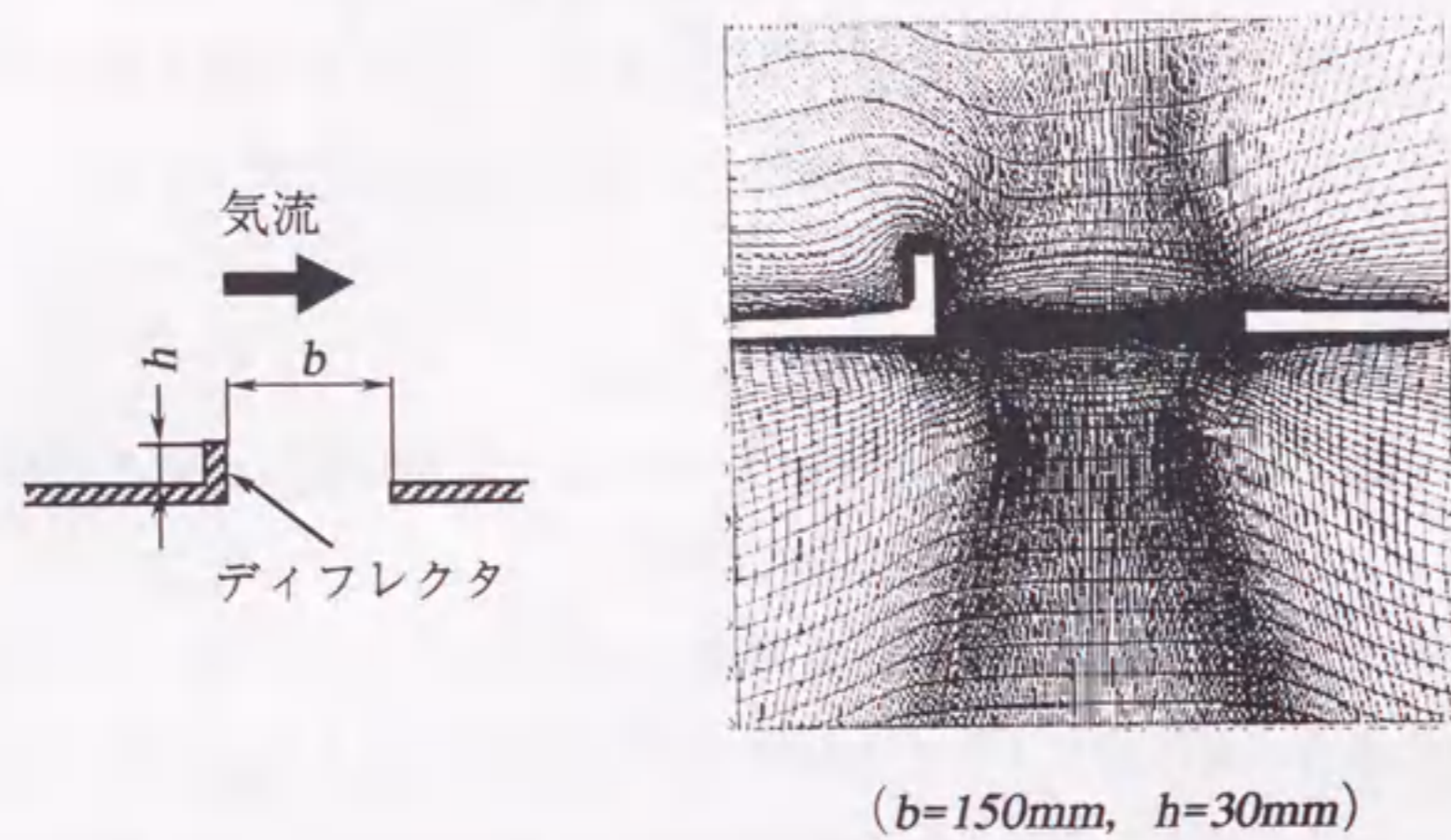


図3-17 ディフレクタ付きの場合の計算格子

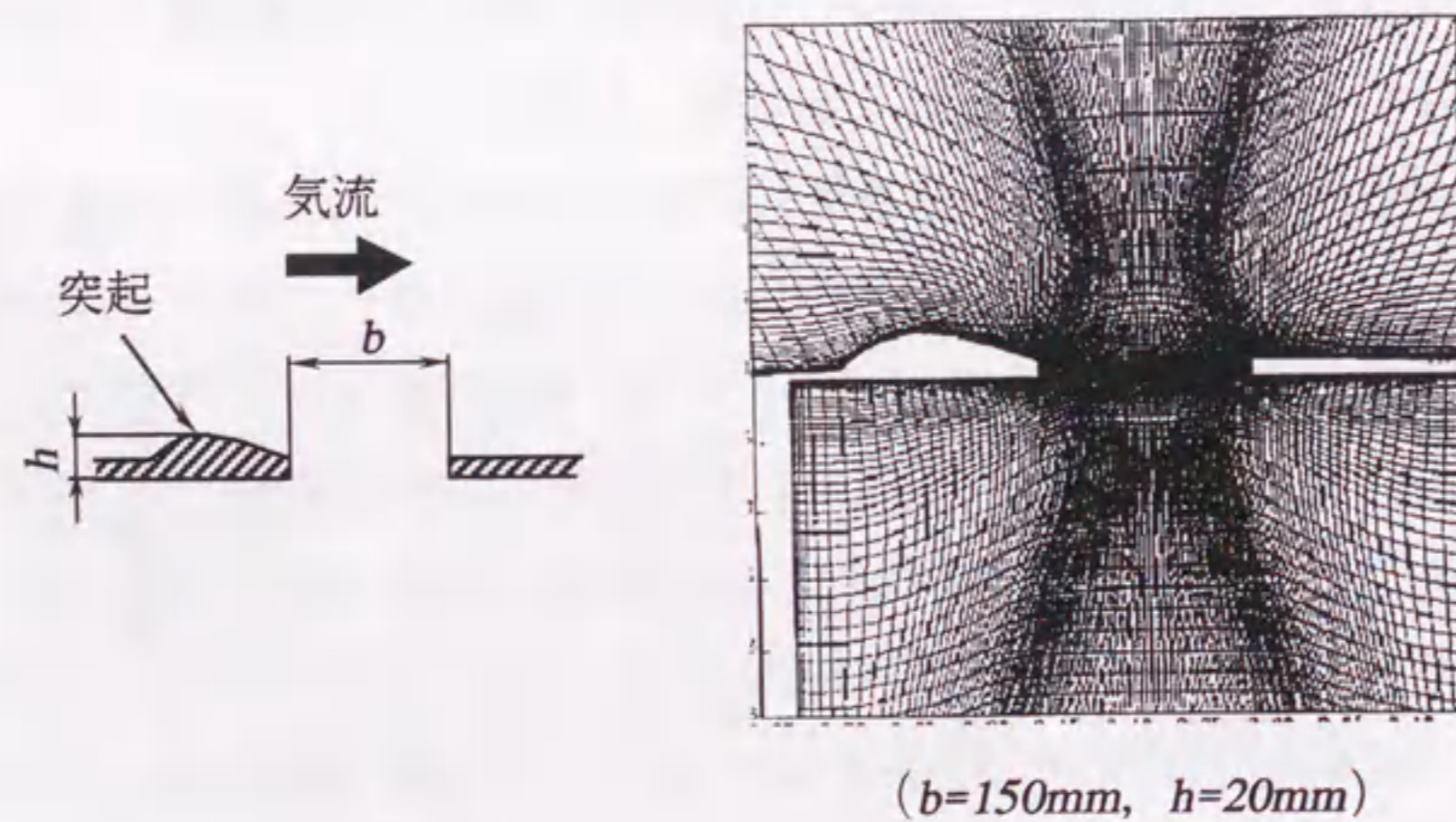


図3-18 突起付きの場合の計算格子

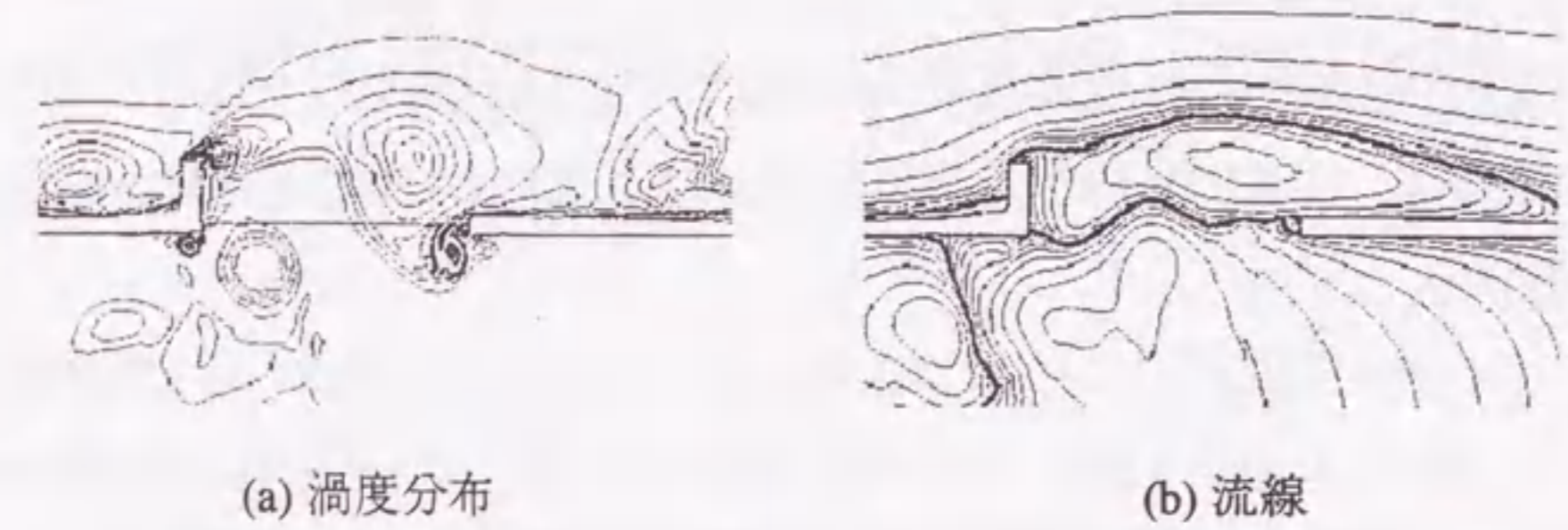


図3-19 ディフレクタ付きの場合の開口部の流れの計算結果

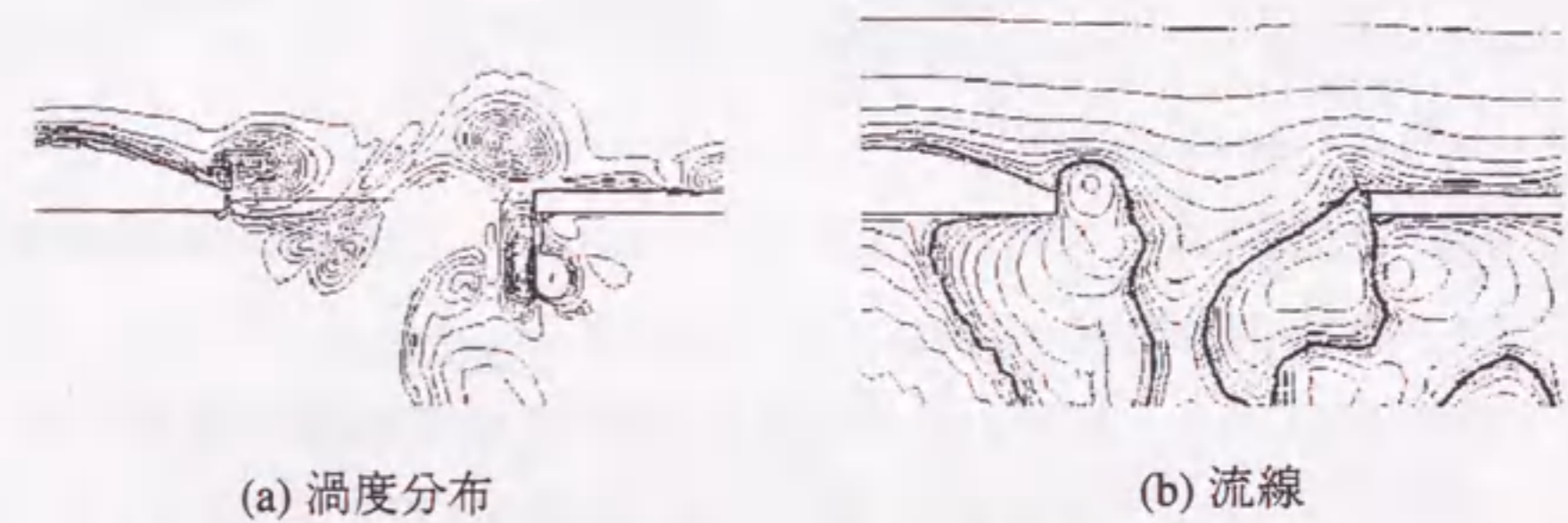


図3-20 突起付きの場合の開口部の流れの計算結果

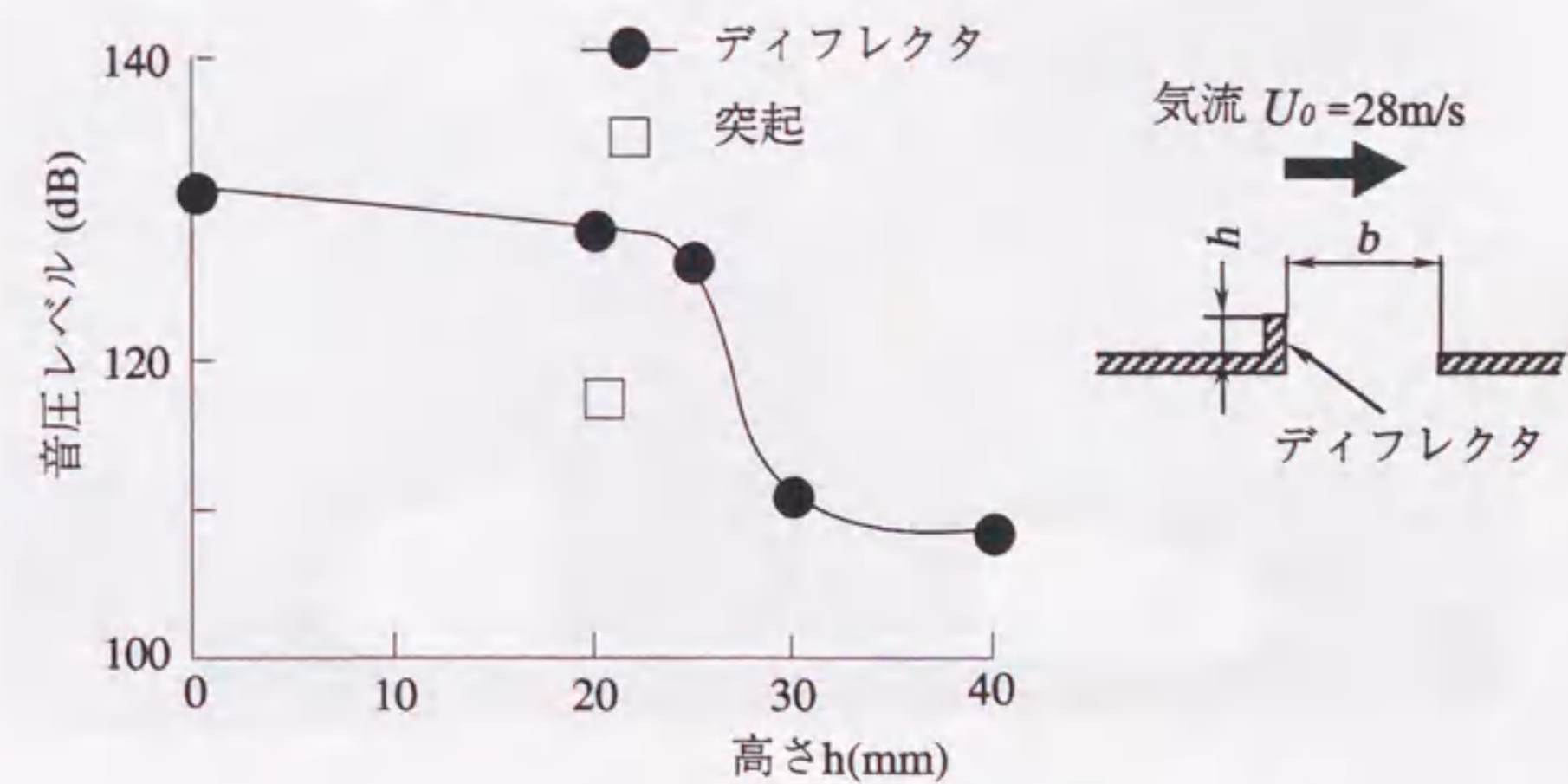


図3-21 ディフレクタと突起の効果

共鳴音防止策の数値解析による予測は、自動車の開発時に利用できると考えられる。サンルーフ開口時の自動車周りの計算格子を図 3-22 に示す。計算方法は前節と同じであるが、車体下の外側境界は地面として扱っている。総格子点数は 54000 点である。

ディフレクタを装着していない場合のサンルーフ開口部の渦度分布と流跡線を図 3-23 に、装着した場合を図 3-24 にそれぞれ示す。ディフレクタ未装着の場合は翼型モデルの場合と同様に、ルーフ開口部で渦が形成され、流れが振動する。しかし、ディフレクタを装着すると、流れの向きが変えられ、せん断層の振動は軽減される。

このように、従来試作車で試行錯誤的に決めていたディフレクタ形状や車体形状を、計算により推定することが可能となった。

3. 6 考察

ここでは、数値解析で、共鳴音の音圧レベル、および、共鳴による振動周波数のロックイン現象を、予測する可能性について議論する。

3. 4 節で検討したキャビティの、開口部と共鳴箱内の圧力変動計算値を、図 3-25 に示す。開口部 A 点の圧力変動幅は、最大で圧力係数 0.7 程度で、平均で 0.4 程度である。

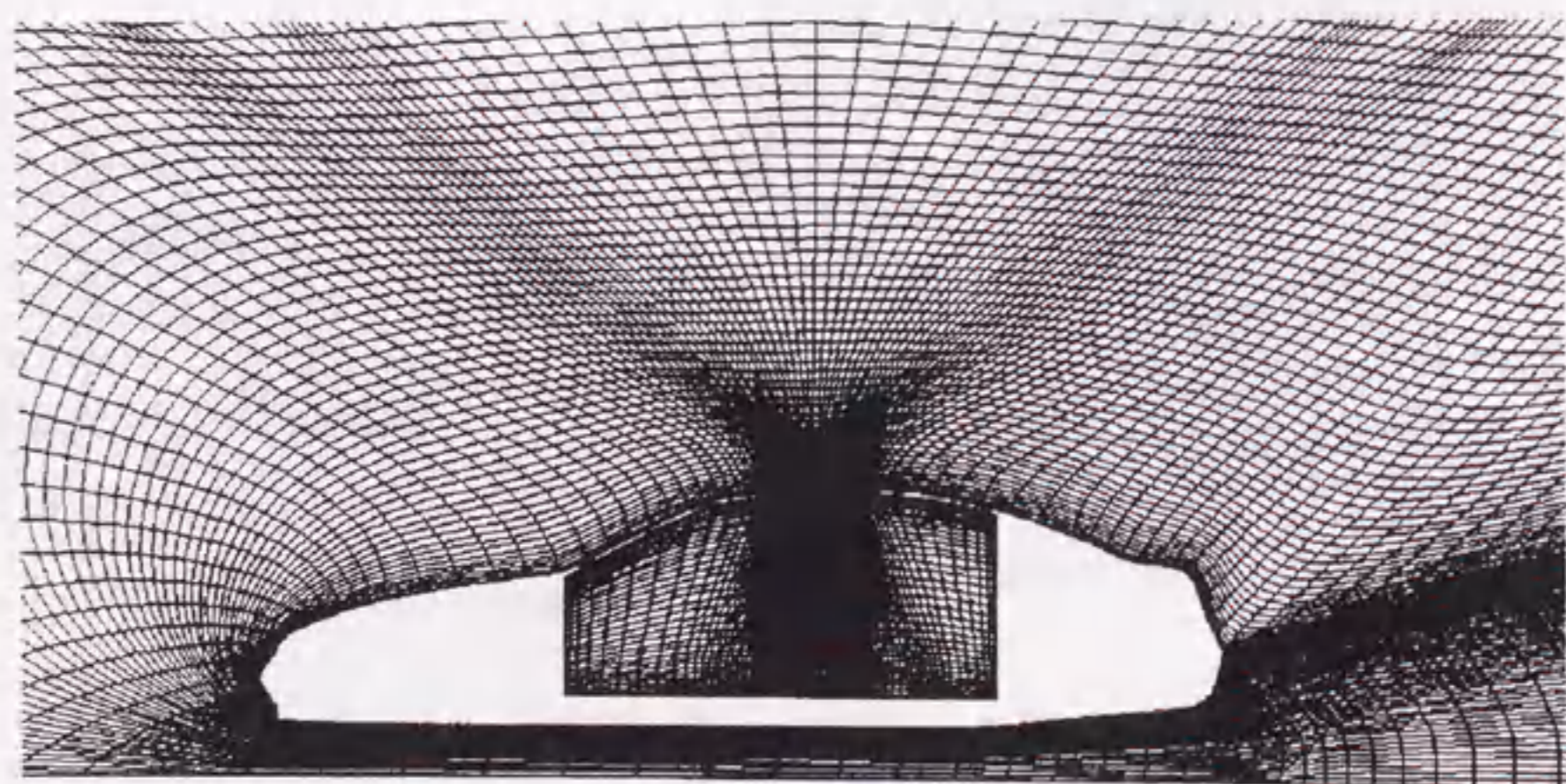


図 3-22 車体周りの計算格子

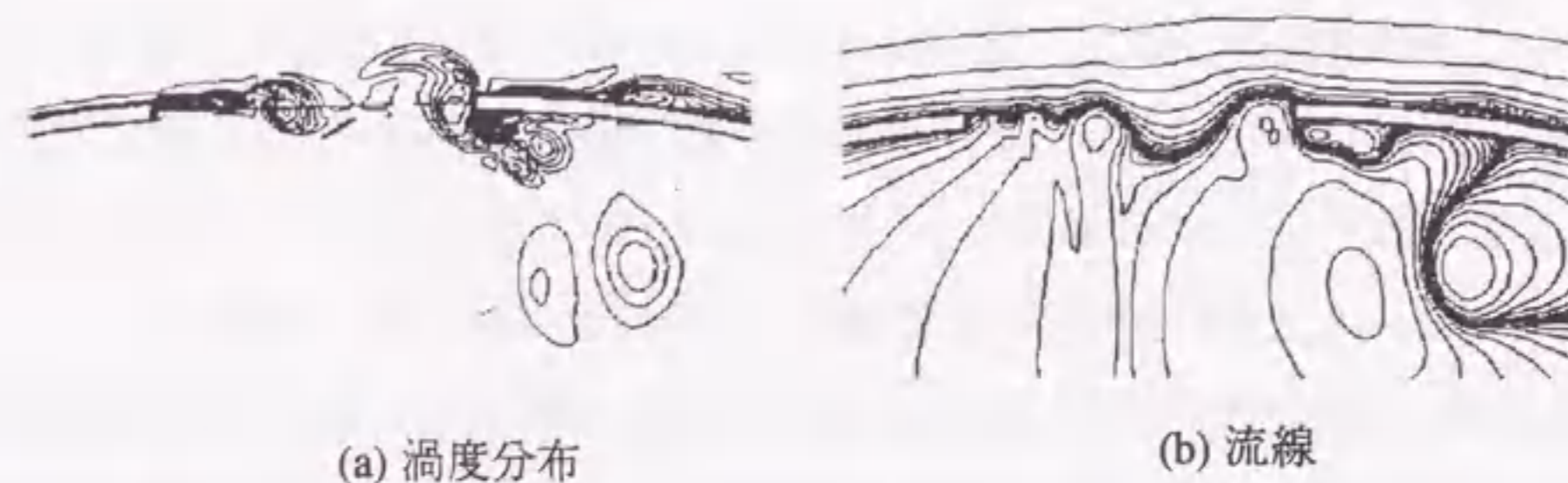


図 3-23 ディフレクタが無い場合の開口部流れ計算結果

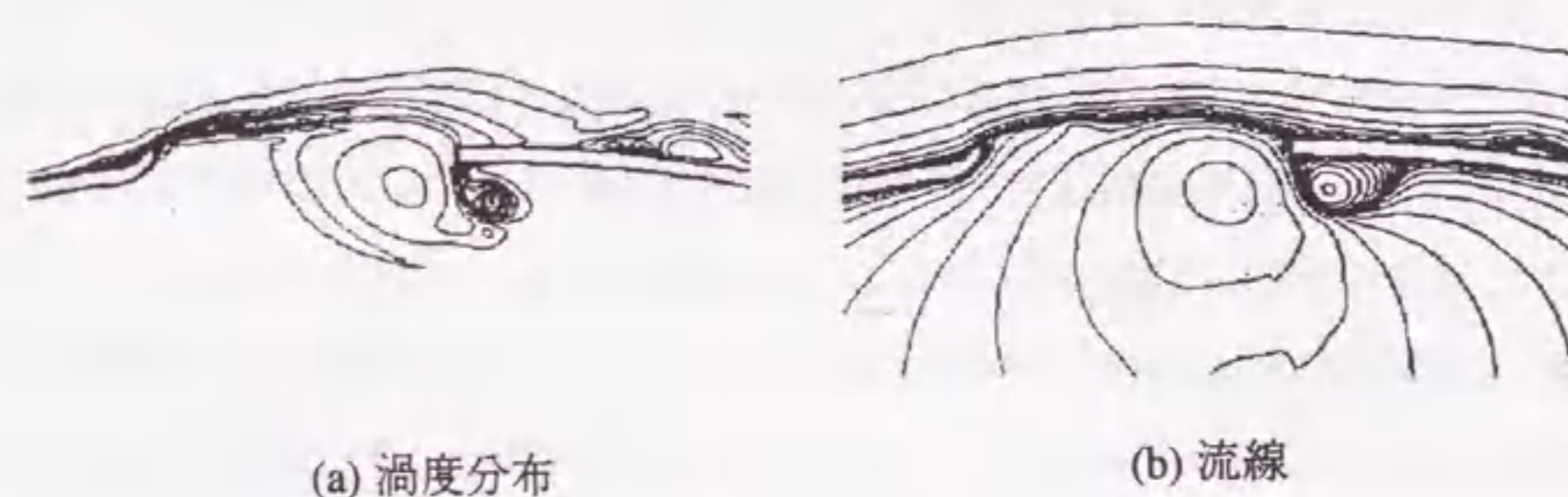


図 3-24 ディフレクタがある場合の開口部流れ計算結果

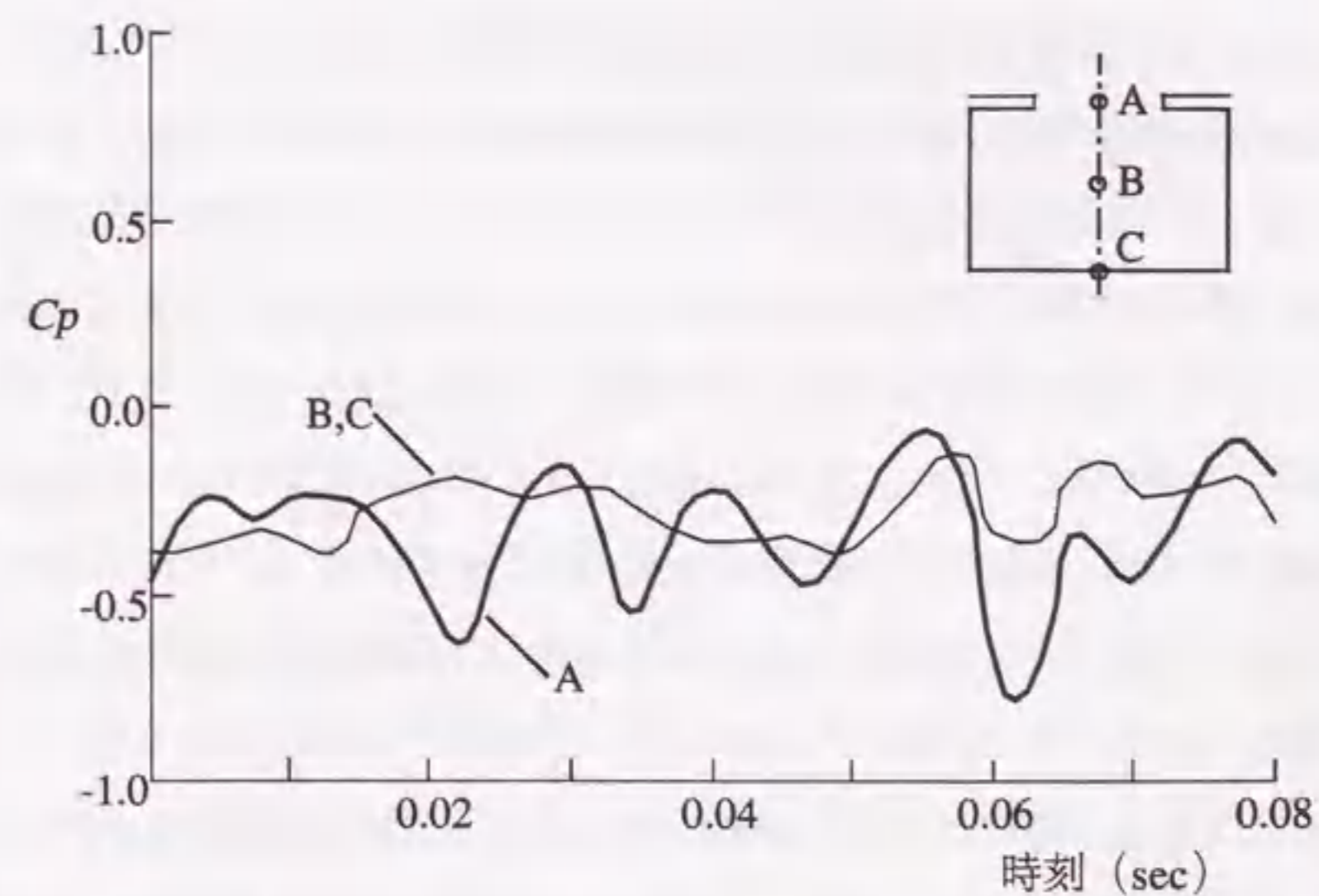


図 3-25 キャビティ内部の圧力変動計算結果

これは、主流風速が 28m/s の場合には、およそ 190Pa の変動幅で、その実効値は 130Pa 程度である。一方、このとき発生する共鳴音の音圧レベルは、図 3-21 より約 130dB であり、その音響エネルギーは 10 W/m^2 、音圧は 6.3Pa である。

この音圧は、A 点の圧力変動の 5% の大きさであるため、流れ場の数値解析と同時に計算することが可能と考えられる。因みに、図 3-25 に示した点 B と点 C の圧力変動は、今回の計算が非圧縮性の基礎方程式を用いているため、意味のある結果とはなっていない。

一方、この音圧は、開口部の流れに十分影響を及ぼし得る大きさである。共鳴時には、開口部に於いても上述の音圧で圧力が変動していると考えられることから、それが渦の発生周期に影響を与えるという考えは自然である。また、流れ場の圧力変動と音圧の差がこの程度であれば、流れ場の計算に音圧変動を加えて解くことにより、ロックイン現象を捉えられる可能性があるものと考えられる。

当然、圧縮性ナビエ・ストークス方程式を基礎方程式とし、高精度の計算方法を用いるのが前提である。

3. 7 まとめ

数値計算によりせん断層の振動現象を解析し、自動車のサンルーフで発生するウィンドスロップの防止手法を検討した。ここで得られた知見を以下に示す。

- (1) 二次元非圧縮性ナビエ・ストークス方程式を三次精度風上差分と領域分割法を用いて解くことにより、噴流-エッジ系およびキャビティ開口部におけるせん断層の振動現象を数値解析で捉えることができた。また、計算から得られた振動周波数の傾向は実験と定性的に一致する。
- (2) ウィンドスロップの原因となるキャビティ開口部におけるせん断層の振動は、開口部における渦の生成と移流・衝突のフィードバック現象である。
- (3) ウィンドスロップ低減のためには、上記した渦の発生や衝突を抑える必要があり、サンルーフにおいてはディフレクタが有効である。また、このディフレクタ形状の設計において数値計算による予測が有効である。

第 4 章 定常時の温熱環境評価

4. 1 まえがき

序論でも述べたように、 SET^* (新標準有効温度または簡単に体感温度: *Standard new Effective Temperature*) は、空気温度、風速、輻射、湿度、着衣、代謝量の全ての温熱要素を考慮した評価指標であり、Gagge ら^(1, 16) が提唱し、アメリカ空調学会 (ASHRAE) に公認されている。 SET^* は、評価対象環境とは別に、温度を除く温熱環境が一定な標準環境を考え、評価対象環境と標準環境が熱的に等価と見なせる場合の、標準環境の温度として定義される。ここで、評価対象環境と標準環境が熱的に等価であるとは、人体から環境への放熱のし易さが等しいことを意味する。 SET^* を算出する際には、人体熱モデルを用いて皮膚温や発汗を考慮して、人体から環境への放熱量を計算するため、あらゆる環境の評価が可能となる。しかし、この方法は、定常で均一な環境評価を目的としているため、自動車室内の温熱環境評価にそのまま当てはめることはできない。これは、人体熱モデルや人体と環境間の伝熱モデルが単純で、乗員の各部位ごとに温度・風速などの環境条件が異なる場合に対応できないためである。

一方、サーマルマネキンには、内部に発熱機構を有し、ある環境に置かれたときの顕熱の放熱量が計測できる。これを環境評価に用いる場合には、計測された放熱量に比例した等価環境温度を求めて、評価するのが一般的である。このサーマルマネキンには次のような利点がある。まず、マネキンは人体形状をしているので、人体周りの温度・風速条件を比較的正確に評価でき、また、衣類を着せることができるため、着衣量も正確に評価できる^(4, 1)。さらに、マネキンを頭や腕などの部位毎に分割することにより、人体周りの不均一な環境の評価が可能である。しかし、一般に皮膚温や発汗量等の生理的状態量が模擬されず、発汗に伴う潜熱の放熱が模擬できないという欠点がある。そのため、高温あるいは高日射時のように、発汗を考慮する必要がある環境を評価する場合には、適用が困難となる。

本研究では、この両者の長所を生かし、温度、風速、輻射、湿度、着衣、代謝量を総合的に評価する指標である SET^* をサーマルマネキンによる計測に基づいて求

め、車室内の不均一な環境の評価に適用する。つまり、不均一環境の評価で実績のあるサーマルマネキンを用いて、部位毎の作用温度や熱伝達率などを計測し、この計測値と人体熱モデルを用いて、 SET^* を算出する。この評価方法をここでは、「サーマルマネキン- SET^* 法」と呼ぶこととする。

なお、ここで述べる不均一な環境とは、乗員の身体各部位ごとに、周辺の温度、風速、輻射が変化する環境を示す。乗員の身体各部位とは、様々な分け方が可能であるが、ここでは、頭部、胸、腰と臀部、上腕、前腕、手、大腿、下腿、足に分割した各部位とする。また、環境の変化は、違いを認識できる変化がある場合であり、温度を例に取れば、違いを識別できる $2\sim 3^{\circ}\text{C}$ 以上の変化があることである。

本章では、サーマルマネキンを用いた SET^* の計測方法、および、計測された SET^* による車室内環境の評価結果について述べる。

4. 2 評価値の考え方

人間は恒温動物であり、代謝により生成した熱を環境に放散しながら、体温を常に一定に保っている。常温付近では、人体中心部から皮膚への血流を調整し、皮膚表面温度を変化させることにより、環境への熱の放散を調整する。暑熱時には、発汗量を増加させ、その蒸発により、熱の放散を促進する。一方、寒冷時には、ふるえにより代謝を増加させ、体温の低下を防ぐ^(4, 2)。

温熱環境の快適性は、このような寒暖による体温調節が、人体に与える負荷が最少になるときに得られると考えられている。 SET^* はこのような考え方を踏まえて、人体からの熱放散に基づいて定義された体感温度である。

SET^* はGaggeらにより提唱され、アメリカ空調学会(ASHRAE)に公認されている。この研究は1930年代に始まり、空気温度と輻射を総合する作用温度 TO と、標準状態に換算した標準作用温度 STO が最初に考え出された^(4, 3)。さらに、人体生理を考慮することで、湿度や代謝の影響を考慮したものが新有効温度 ET^* であり、これを標準状態に換算したものが新標準有効温度 SET^* である^(4, 4, 4-5)。 ET^* と SET^* の * は、Gaggeら以前に研究された、被験者の温冷感申告に基づく旧有効温度 ET と区別するために付けられている。なお、 ET^* と SET^* は、簡単には体感温度と呼ばれ、この方が意味が分かりやすいので、本論文ではそのように呼

ぶ。

SET^* の算出方法は以下の通りである。まず、空気温度、風速、輻射、湿度、着衣がそれぞれ任意な値をとる評価対象環境のほかに、温度だけが変化し、風速・湿度・着衣が一定の値と仮定した標準環境を考える。この両方の環境下で、人体から放散される熱量が同一となるような標準環境の温度を求め、これを SET^* と定義する。

この SET^* は、評価環境における熱放散のし易さを表す唯一の尺度となり、人体周りの様々な環境要因をまとめて評価することが可能である。しかも、温度を指標としているため、直感的にも理解し易い。また、快適域近傍に評価範囲が限られる PMV と比べて、評価できる環境範囲が広く、自動車室内の温熱環境評価に適用できる可能性が高い。

SET^* を求めるためには、放熱量の計算のために、人体熱モデルや人体と環境間の伝熱モデルが必要となる。人体熱モデルは、人体側の条件である皮膚温や発汗量の計算に用いる。これは、2ノードモデルと呼ばれる、人体を体核と皮膚の二層に分割しただけの、単純な体温調節計算モデルを用いるのが一般的である。ここでは、従来の研究例との整合性を重視し、基本的には、この2ノードモデルを適用する。

一方、人体と環境間の伝熱モデルに関しては、温度、輻射と、風速に依存する熱伝達率を、サーマルマネキンを用いて計測する。サーマルマネキンの計測値は、マネキンを分割した各部位によって異なる値となるので、各部位ごとに2ノードモデルで人体生理量を計算し、 SET^* を算出する。これは、人体部位間の熱の移動や生理反応の相互関係は無視し、各部位の計測環境下の SET^* を独立に求めることになる。こうして求めた SET^* を部位別 SET^* とし、全身の SET^* は、部位別 SET^* を各部位の皮膚表面積で加重平均した値として定義する。

4. 3 新標準有効温度 SET^* の計算方法

皮膚表面における人体から環境への単位表面積当たりの放熱量は、次のように表すことができる^(4, 3, 4, 6)。

$$Q_{sk} = F_{cl} \{ h_c (T_{sk} - T_a) + h_r (T_{sk} - T_r) \} + F_{pcl} k h_c \omega (P_{sk} - \Phi_a P_a) \quad (4.1)$$

ここで、右辺第1項は対流伝熱放散量と輻射伝熱放散量を、第2項は発汗による蒸散熱量を表す。変数は、 F_{cl} は衣服の伝熱係数、 h_c は対流熱伝達係数、 T_{sk} は皮膚温、 T_a は空気温度、 h_r は輻射熱伝達係数、 T_r は輻射温度、 F_{pcl} は衣服の透湿効率、 ω は発汗による皮膚表面の濡れ面積率、 P_{sk} は皮膚温における湿り空気の飽和水蒸気圧、 Φ_a は相対湿度、 P_a は周辺の湿り空気の飽和水蒸気圧である。 κ は蒸散と対流熱伝達の相似関係から導かれる係数で、ルイスの係数と呼ばれ、値として $0.0165^\circ\text{C}/P_a$ が与えられる。

この第1項は作用温度 TO 、標準作用温度 STO を用いて、次のように表すことができる^(4.3)。

$$F_{cl} \{h_c(T_{sk} - T_a) + h_r(T_{sk} - T_r)\} = F_{cl}h(T_{sk} - TO) = F_{cls}h_s(T_{sk} - STO) \quad (4.2)$$

$$TO = \frac{h_c T_a + h_r T_r}{h}, \quad STO = \left(1 - \frac{h F_{cl}}{h_s F_{cls}}\right) T_{sk} + \frac{h F_{cl}}{h_s F_{cls}} TO$$

なお、 h は複合熱伝達係数で $h = h_c + h_r$ である。また、式中の添え字 s は標準環境の値であることを示す。

これを用いて式(4.1)を書き直すと、評価対象環境においては次のようになる^(4.3)。

$$Q_{sk} = F_{cls}h_s(T_{sk} - STO) + F_{pcl}\kappa h_c \omega (P_{sk} - \Phi_a P_a) \quad (4.3)$$

一方、標準環境においては、同様に

$$Q_{sk} = F_{cls}h_s(T_{sk} - SET^*) + F_{pcl}\kappa h_c \omega (P_{sk} - 0.5P_{SET^*}^*) \quad (4.4)$$

と表わされる^(4.4)。式(4.3)と式(4.4)の等価関係より以下の方程式が得られる。

$$F_{cls}h_s(STO - SET^*) + F_{pcl}\kappa h_c \omega (P_{sk} - 0.5P_{SET^*}^*) - F_{pcl}\kappa h_c \omega (P_{sk} - \Phi_a P_a) = 0 \quad (4.5)$$

この方程式を解くことにより、 SET^* を求めることができる^(4.4)。なお、 $P_{SET^*}^*$ は温度が SET^* の場合の湿り空気の飽和水蒸気圧を表す。

この式の中の STO と各種係数は、後述するサーマルマネキンによる計測で得られるが、人体生理量の皮膚温と発汗量は体温調節計算モデルで計算する。ここで用いた伝熱モデルは、Gaggeら^(4.5)の2ノードモデルを基に、外部モデルに日射の影響を加え、体温調節モデルに低温時のふるえによる産熱量(Stolwijkら^(4.7))を加味したものである。モデルの概念を図4-1に示し、以下その概要を説明する。

代謝エネルギーは、外部に加えた仕事以外は熱となる。その熱は、対流、輻射、蒸散により体外に放散され、残りが体内に蓄熱される。人体内部を皮殻と体核の二つの同心殻と考え、体核から皮殻への熱輸送を熱伝導と血流によりモデル化すると、皮膚温 T_{sk} と体核の温度である体温 T_{cr} は、それぞれ次の式で与えられる^(4.4)。

$$\rho_{sk} c_{sk} V_{sk} \frac{dT_{sk}}{dt} = KA(T_{cr} - T_{sk}) + c_b q (T_{cr} - T_{sk}) - F_{cls}h_s A(T_{sk} - STO) - F_{pcl}\kappa h_c \omega A(P_{sk} - \Phi_a P_a) \quad (4.6)$$

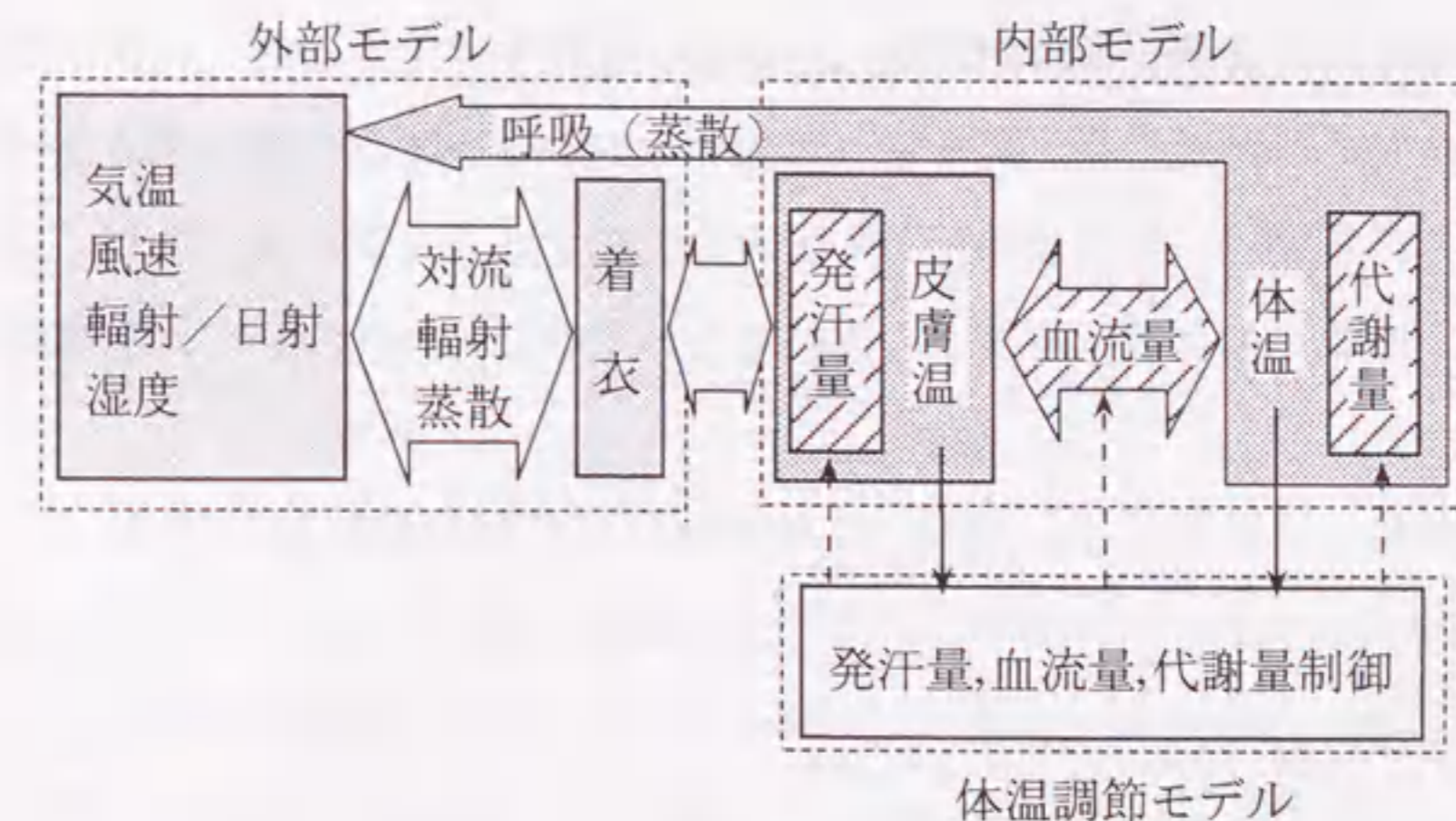


図4-1 人体-環境の伝熱系模式図

$$\rho_{cr} c_{cr} V_{cr} \frac{dT_{cr}}{dt} = -KA(T_{cr} - T_{sk}) - c_b q(T_{cr} - T_{sk}) + M - W - 0.0023M(P_{lung} - \Phi_a P_a) \quad (4.7)$$

式(4.6), (4.7)の右辺第1項は熱伝導, 第2項は血流による伝熱を表している. また, 式(4.6)の右辺第3, 4項は式(4.3)と同じく皮膚表面から外部に放散される熱量を, 式(4.7)の右辺第4項は呼吸によって呼吸器系から直接外部に放散される蒸散熱量を表す. これらの式中の皮膚と体核組織の比熱は $c_{sk}=c_{cr}=0.269J/(kg^{\circ}C)$, 皮膚組織の質量は $\rho_{sk}V_{sk}=3.4kg$, 体核組織の質量は $\rho_{cr}V_{cr}=78.3kg$, 熱通過率は $K=5.28W/(m^2^{\circ}C)$, 体表面積は $A=2.0m^2$, 血液の比熱は $c_b=0.323J/(kg^{\circ}C)$ の値を用いる. 式中の残りの変数は, T_{cr} が体温, q が血流量, M が代謝, W が外部への仕事, t が時刻である. また, P_{lung} は肺内の湿り空気の飽和水蒸気圧であるが, これは温度 T_{cr} における湿り空気の飽和水蒸気圧で与えられる.

この微分方程式は, 簡単に

$$T^{n+1} = T^n + \left(\frac{\partial T}{\partial t}\right) \Delta t$$

なる積分で解き, 皮膚温と体温が安定した時点で計算を終了させる.

式(4.6), (4.7)の中の血流量, 発汗量, 代謝量は皮膚温と体温を維持するように制御される. この制御は, 体温調節反応モデルで近似することが可能であり, 皮膚温, 体温と, それぞれの制御目標温度との偏差である寒暖信号に基づいて, 制御諸量を計算する.

まず, 血流量 q は皮膚温 T_{sk} と体温 T_{cr} の関数として次式で与える^(4.4).

$$q = \frac{(1.75 + 20.8(T_{cr} - 36.6))}{1 - 0.5(T_{sk} - 34.1)} A \times 10^{-6} \quad (4.8)$$

ただし, $T_{sk} > 34.1$ のとき $T_{sk} = 34.1$, $T_{cr} < 36.6$ のとき $T_{cr} = 36.6$ とする.

同様に, 発汗による蒸散量 E は次の式で与えられる^(4.4).

$$E = 0.7\{250k + 100(T_{sk} - 34.1)\}(T_{cr} - 36.6) \times 2^{(T_{sk} - 34.1)/3} \quad (4.9)$$

ただし, $T_{sk} < 34.1$ のとき $T_{sk} = 34.1$, $T_{cr} < 36.6$ のとき $T_{cr} = 36.6$ である. この $\{ \}$ 内の第1項は代謝量 $60 W/m^2$ 以上の運動状態で, 体核の温度上昇に伴って発汗量が増加する特性であり, $M < 60 W/m^2$ のとき $k=0$, $M > 60 W/m^2$ のとき $k=1$ とする. また, 第2項は安静状態での発汗量を示している.

人体表面の濡れ面積率 ω は, この発汗に基づく蒸散熱量 E と皮膚表面において蒸散可能な最大熱量 E_{max} :

$$E_{max} = \kappa h_c (P_{sk} - \Phi_a P_a) \quad (4.10)$$

との比

$$\omega = \frac{E}{E_{max}} \quad (4.11)$$

として与える^(4.8). なお, ここまでの計算は *Gagge* のモデルを踏襲している.

代謝量 M は, *Stolwijk* ら^(4.7)に従って, 基礎代謝量 M_E と, ふるえによる産熱量に分け, 次の式で与える.

$$M = M_B + \frac{60}{0.86A} (T_{sk} - 34.1)(T_{cr} - 36.6) \quad (4.12)$$

ただし, この第2項のふるえ産熱量は $T_{sk} > 34.1$ または $T_{cr} > 36.6$ の場合は0とする.

これらの制御の結果, 式(4.6), (4.7)に基づく熱平衡が成り立ち(右辺がそれぞれ0となる), その時の皮膚温や発汗量が求められる.

4. 4 サーマルマネキンを用いた環境計測方法

式(4.5)から(4.7)に含まれる、熱伝達率 h や衣服の伝熱効率 F_{cl} などの、評価環境への伝熱に関する諸量は、従来の均一な温熱環境の評価の場合には理論式や実験式で与えるのが一般的である。しかし、ここでは、不均一な環境を評価するために、サーマルマネキンを応用して計測する。

図 4-2 に実験に用いたサーマルマネキンの写真を示す。このマネキンは身体を頭、胸、腰と臀部、左右上腕、左右下腕、左右大腿、左右下腿の 11 部位に分割している。各部はアルミ铸造で、内部に空洞とヒータを有しており、空洞内の空気をヒータにより一定温度に制御している。この温度を内部設定温度と呼ぶ。内部設定温度を外部より高く設定すると、温度を維持するためにはマネキン表面から外部への放熱と等量のヒータ加熱が必要なので、一定時間その状態に維持したときの加熱量を計測することで放熱量が求められる。

式(4.2)に示した対流輻射熱伝達の項の中の、体温調節計算モデルで計算される T_{sk} を除く、 STO, h, F_{cl} などをマネキンを用いて計測する。

着衣状態のマネキンからの放熱量 Q_{skm} は次の式で表される。

$$Q_{skm} = F_{cl} h (T_{skm} - TO) \quad (4.13)$$

これから、日射がない状態で、内部設定温度が T_{in}' で、裸体の場合には

$$\underline{Q_{skm}}' = h (T_{skm}' - TO) \quad (4.14)$$

内部設定温度が T_{in}'' で、裸体の場合には

$$\underline{Q_{skm}}'' = h (T_{skm}'' - TO) \quad (4.15)$$

内部設定温度が T_{in}''' で、着衣ありの場合には

$$\underline{Q_{skm}}''' = F_{cl} h (T_{skm}''' - TO) \quad (4.16)$$



図 4-2 サーマルマネキン

の式が成り立つ。なお、式(4.13)から(4.16)の添字mはマネキンによる計測値であることを示す。これらの三条件で、下線を付したマネキン放熱量 Q_{skm} とマネキン表面温度 T_{skm} の計測を行えば、未知数である TO, h, F_{cl} を求めることができる。マネキンの表面温度は薄膜型熱電対を用いて、11分割した各部位につき4点ずつ計測しその平均値を用いる。

STO は、式(4.2)の定義式を用いて、 TO と皮膚温 T_{sk} から与える。なお、 h と F_{cl} は、対象とする環境と同じ気流条件下でマネキンの計測により求めることができるので、あらかじめ計測できる。その場合には、評価対象環境においては式(4.16)に対応する内部設定温度が T_{in} で、着衣ありの場合だけ計測し、 TO を求める。

次に、式(4.1)の右辺第2項 $F_{pcl}k_hc\omega(P_{sk} - \Phi_a P_a)$ に関しても、 $h_c, F_{pcl}, \Phi_a P_a$ を実験で計測する必要がある。輻射熱伝達率 h_r は、対象とする環境においてはほぼ定数とみなして差し支えないので、対流熱伝達率 h_c は $h_c = h - h_r$ なる関係から求める。衣服の透湿効率 F_{pcl} は、水蒸気の拡散が対流熱伝達と相似であると考えて、次の関係式を用いて求める^(4.6)。

$$F_{pcl} = \frac{0.18hF_{cl}}{0.18hF_{cl} + 0.166h_c(1 - F_{cl})} \quad (4.17)$$

$\Phi_a P_a$ に関しては、車室内では位置による絶対湿度の差が大きくないので、1点で絶対湿度を計測し、

$$\Phi_a P_a = \frac{Px}{0.622 + x} \quad (4.18)$$

なる関係式から求める^(4.9)。ここで P は湿り空気的全圧力、 x は絶対湿度を示す。

以上、前節から述べてきた方法で、評価対象環境における人体周辺の体感温度 SET^* の計測が可能となる。

4.5 評価実験の方法

本手法の検証には、均一環境の実験と、実車を用いた実験の二通りを行う。

まず、均一環境の実験は、図4-3に示す恒温恒湿室を用いる。この試験室は、奥行き4m×幅3m×高さ2.5mの大きさで、室内中央に自動車の運転席座席を設置している。室温は空調機により10℃から45℃まで、湿度は30%RHから90%RHまで制御可能である。空調機の吹き出し風は、天井全体を覆う金網から吹き出すように設計されており、空調風量最大の場合でも室内の風速はほぼ均一で、室内中央の座席周辺で0.2m/s以下に抑えられている。さらに、室内には気流発生装置と小型日射装置が設置されており、座席周辺の風速と日射を制御できる。気流発生装置のノズル出口は幅0.7m×高さ1.2mの大きさで、最大4m/sまでほぼ均一な気流を生成する。日射装置は高さが2.0mで、長さ1.2m×幅0.7mの面内に200Wの赤外線ランプを15個配置したもので、座席付近で460W/m²までの日射を照射できる。

マネキンによる環境計測、および、被験者による官能評価は、室内中央の座席に着座した姿勢で行う。マネキンには予め F_{cl} を計測した標準着衣を着せ、被験者の衣服もマネキンと同等となるように指定する。定常な環境を評価するため、目標とする環境条件に達した後に、マネキン計測の場合は30分程度、被験者の官能評価の場合は10分程度ソークを行い、計測及び温冷感申告を行う。

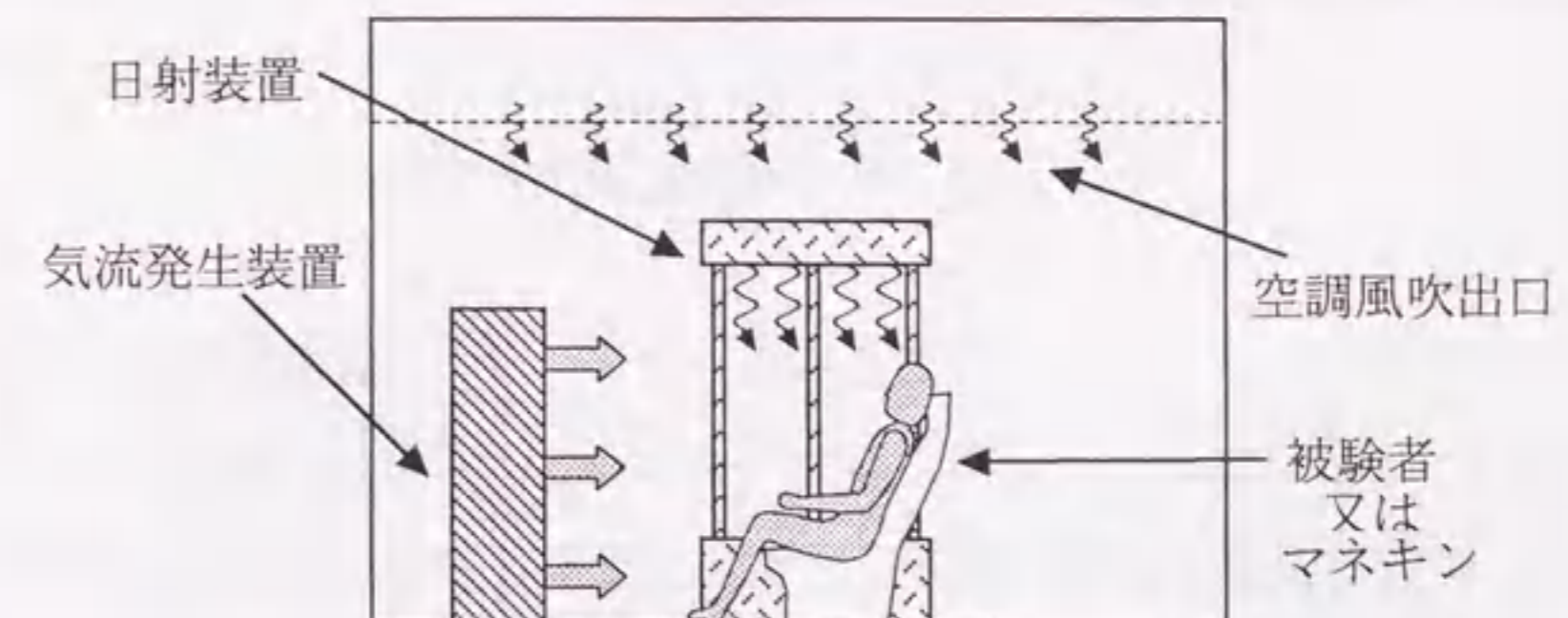


図4-3 恒温恒湿室

官能評価の被験者には 14 名の成人男女を用い、温冷感は表 4-1 に示すような ASHRAE の *Comfort-Health Index (CHI)* (4.10) に準じて「非常に寒い」から「非常に暑い」までを九通りに分けて申告させる。この表内の V_i の数字は、各温冷感に対応した目盛りで、温冷感という心理目盛りを便宜的に数量化している。温冷感は全身のほか、身体各部位についても申告させる。

表 4-1 温冷感申告スケール

温冷感申告	V_i
非常に暑い	9
暑い	8
暖かい	7
やや暖かい	6
中立	5
やや涼しい	4
涼しい	3
寒い	2
非常に寒い	1

実車の実験には、三菱自動車工業の高温風洞と低温風洞設備を用いる。いずれの風洞も、車体よりも十分大きな吹き出しノズルから車速相当の風を吹き出すとともに、シャシダイナモ装置を備え、実走行と同じエンジン回転数と負荷での実験が可能である。表 4-2 に両風洞の仕様の概要を示す。

表 4-2 高低温風洞の仕様

	高温風洞	低温風洞
計測部寸法	6.6W×4.4H×15.0L	6.6W×4.6H×15.0L
ノズル開口寸法	3.5W×2.0H	3.5W×2.0H
車速風速範囲	0~200 km/h	0~200 km/h
温度範囲	20~55°C	-50~20°C
湿度範囲	40~90%RH	70~90%RH
日射範囲	0~1400W/m ²	天井日射装置なし

マネキンによる環境計測、および、被験者による官能評価は、この風洞内に設置した試験車の座席に、着座した状態で行う。温冷感申告の尺度は表 4-1 に示した値を用いる。

暖房時の実験は、低温風洞を用い、外気温度 0°C の条件で行う。マネキンは冬季相当の衣類を着せ、助手席に乗せて計測する。冷房時の実験は高温風洞を用い、外気温度 35°C の条件で行い、マネキンの着衣は夏季相当とする。日射有無での車室内環境の変化を調べる場合には、日射装置により車体近傍で 465 W/m² 程度となるように与える。日射のある場合の計測では、マネキンの内部温度が設定温度よりも高くなり、熱量の計測ができない場合があったので、その場合には、マネキンの内部設定温度を通常より高く設定して計測する。マネキンの内部温度を上げ、人体皮膚温との差が大きくなった場合には、人体との表面温度の差により伝熱量に違いが生じるため、人体とマネキンそれぞれの表面での熱平衡から導かれる次の式を用いて、熱伝達量を補正する。

$$STO = STO_m + \left(\frac{hF_{cl}}{h_s F_{cl}} - 1 \right) (T_{skm} - T_{sk}) \quad (4.19)$$

空調機の作動状態は、暖房時は温風を足下から吹き出し、冷房時は冷風をインパネ面の吹出口からマネキンに向けて吹き出す。空調風量及び吹き出し温度は一定に制御する。また、車室内の湿度を変化させる場合は、車室内で加湿器を作動させる。

以上全ての場合について、サーマルマネキンでは、1 ケース当たり 30 分間の放熱量を計測する。

4.6 温熱環境評価の結果

まず始めに、恒温恒湿室内で、空気温度、風速、日射、湿度を変化させた場合の、全身の SET^* と、被験者による温冷感申告値との相関を示す。温熱環境は、空気温度が 18°C から 33°C、風速が 0.2m/s から 3.0m/s、日射が 0 W/m² から 250 W/m²、湿度が 30%RH から 80%RH の範囲で、22 通り設定した。

マネキンを用いて計測した SET^* と、温冷感申告とを比較した結果を図 4-4 に示す。各点は温冷感申告の平均値で、そこから上下に伸びた線は 14 人の内中央の 12 人の分布範囲である。これは確率分布の上下 7% を省くことを意味している。

この結果から、空気温度、風速、日射、湿度といった環境要因の違いにも関わらず、 SET^* と温冷感申告との間には良い相関があることが分かる。また、Gagge ら^(4.5) のデータに基づいて引いた図中の点線との対応も良好である。このように、サーマルマネキン- SET^* 法では、日射や湿度を含む様々な異なった環境要因が変化した場合の、温冷感を評価できることが確認できた。

この結果を、さらに、被験者の温冷感申告を累積分布と *logistic* 関数を用いた近似曲線で表すと図 4-5 のように整理される^(4.11)。全身 SET^* と温冷感、生理現象及び健康状態との関係はほぼ対応づけられており、 SET^* が 22.2~25.6°C の範囲内で 80% 以上の人々が環境に満足感を覚えることが知られている。ここでの結果はほぼそれに対応している。

図中の点線で示された、累積申告が 50% となるラインでは、温冷感申告はほぼ次の式で表すことができる。

$$V_i = 0.36SET^* - 4.0 \quad (4.20)$$

なお、 V_i と温冷感申告の対応関係は表 4-1 に基づく。

これと同様に、身体各部位の温冷感申告と SET^* の対応関係を整理し、各部位について最も快適と感じられる SET^* を求めたのが図 4-6 である。この最適な温度特性は上半身でやや低め、下半身でやや高めとなっており、従来から頭寒足熱が快適と言われてきたことと一致する。なお、この特性は左右でほぼ同じ値となったので、片側だけを示している。

次に、実車車室内温熱環境を計測した結果を示す。まず始めに、暖房時の車室内温熱環境の例として、空調機の吹き出し口での気流温度が 47°C と 57°C の二通りについて室内環境の変化を調べた。この場合の各部位での SET^* を図 4-7 に、吹き出し口温度 47°C での車室内温度分布を図 4-8 にそれぞれ示す。なお、マネキンの上腕、下腕、大腿、下腿は左右独立なので、グラフは左右別々に表示しているが、頭、胸、

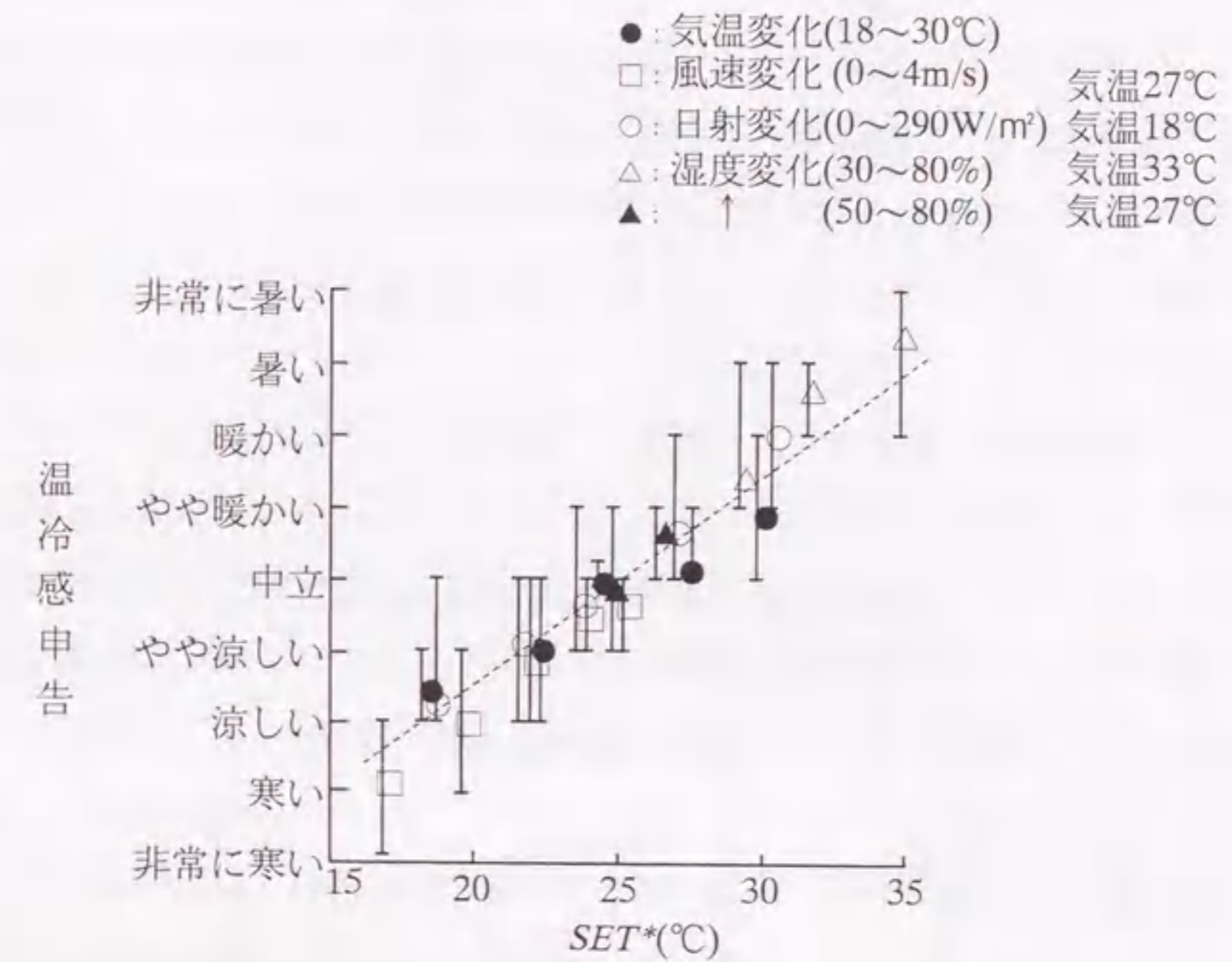


図 4-4 SET^* と温冷感申告の関係

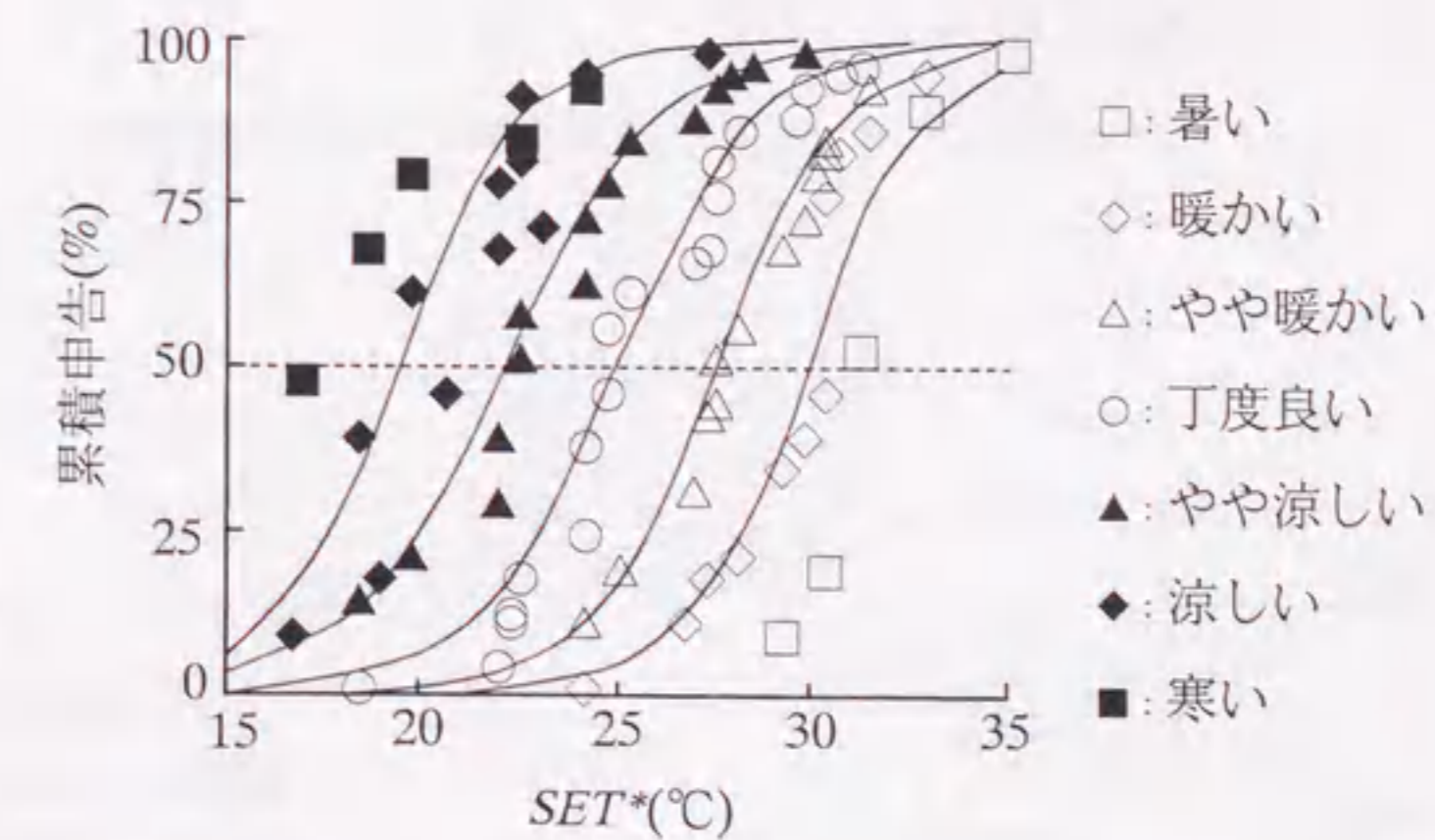


図 4-5 温冷感申告の累積分布

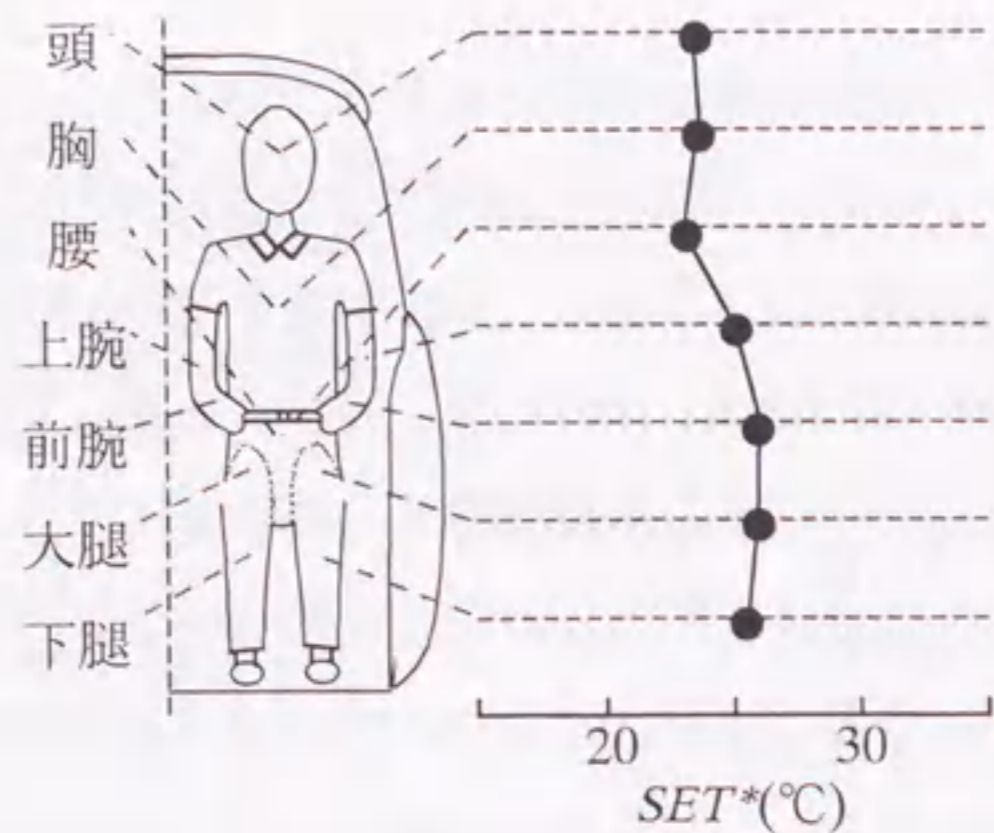


図4-6 身体各部位の最適SET*分布

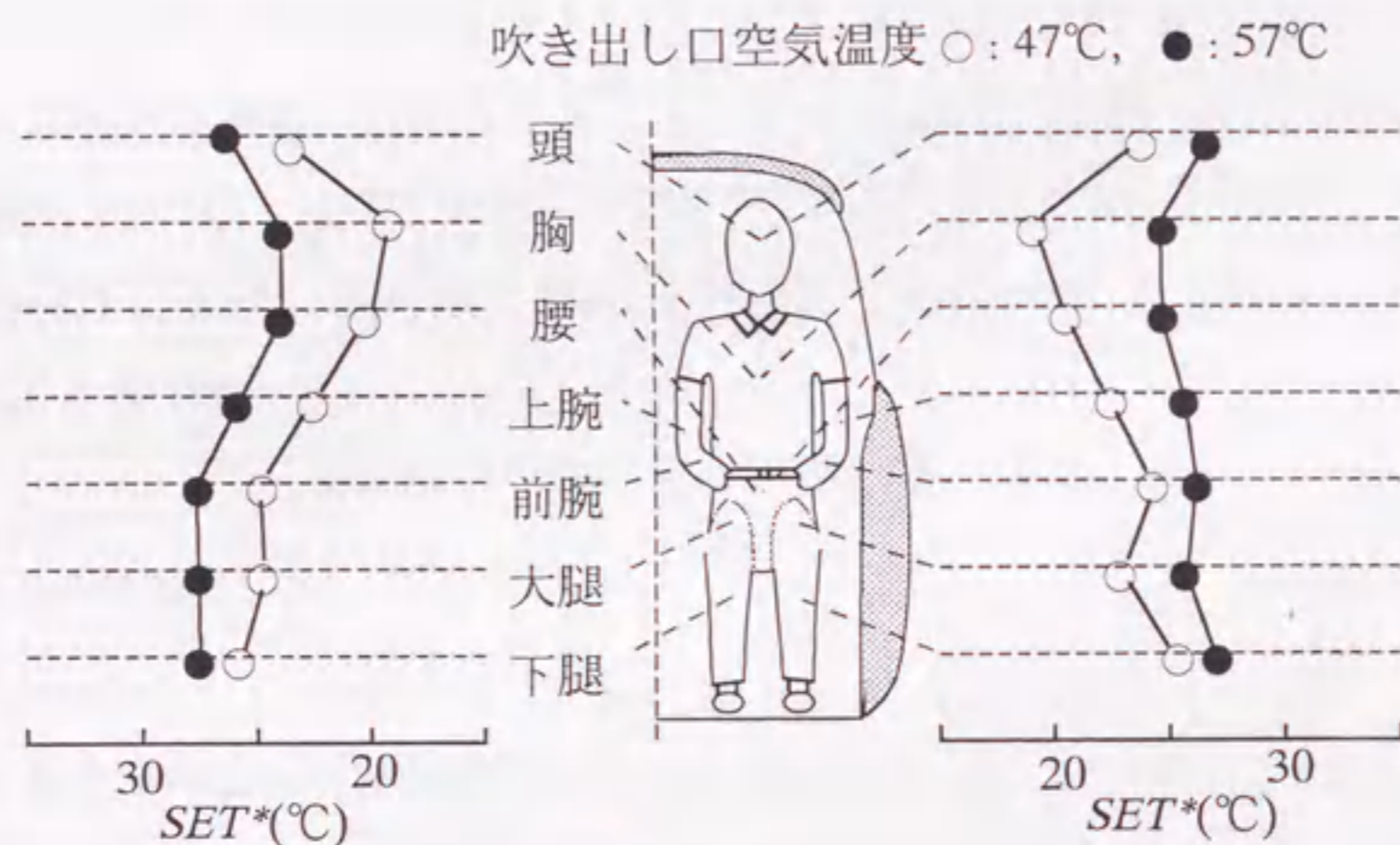


図4-7 暖房時の車室内温熱環境評価例

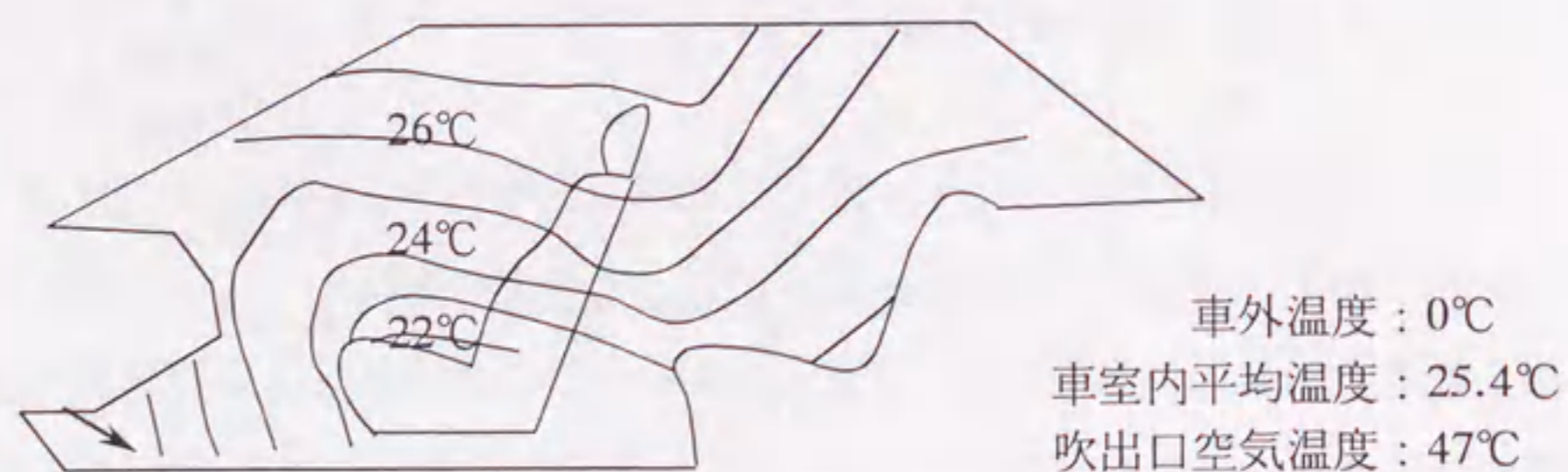


図4-8 車室内温度分布(助手席中央断面)

腰と臀部は左右分割されていないので左右同一の数値となっている。不均一な温熱環境での SET*が身体各部位で評価されており、頭部と足元で SET*が高く、胸や腰付近で低くなっている。これは、熱気が溜り易い天井付近と足元の暖気吹き出し口付近で車室内温度が高く、前席の腰付近で低くなっている傾向と良く一致している。また、吹き出し口温度だけを変えても、頭部と足元で SET*が高くなる傾向は変わらない。

冷房時の車室内温熱環境評価例として、日射有無での車室内環境の変化を調べた結果を図4-9に示す。この場合もやはり、不均一な温熱環境を反映して、車体中央寄りの前腕と大腿での温度上昇が大きくなっている。これはフロントウィンドからの日射の影響を反映している。窓側よりも中央寄りで影響が大きいのは、サイドウィンドの傾斜が少ない試験車を用いたので、サイドウィンドからの日射が比較的少なかったためと考えられる。

これらの結果から、本手法は車室内の不均一な環境を評価するのに適した評価手法であることが確認された。

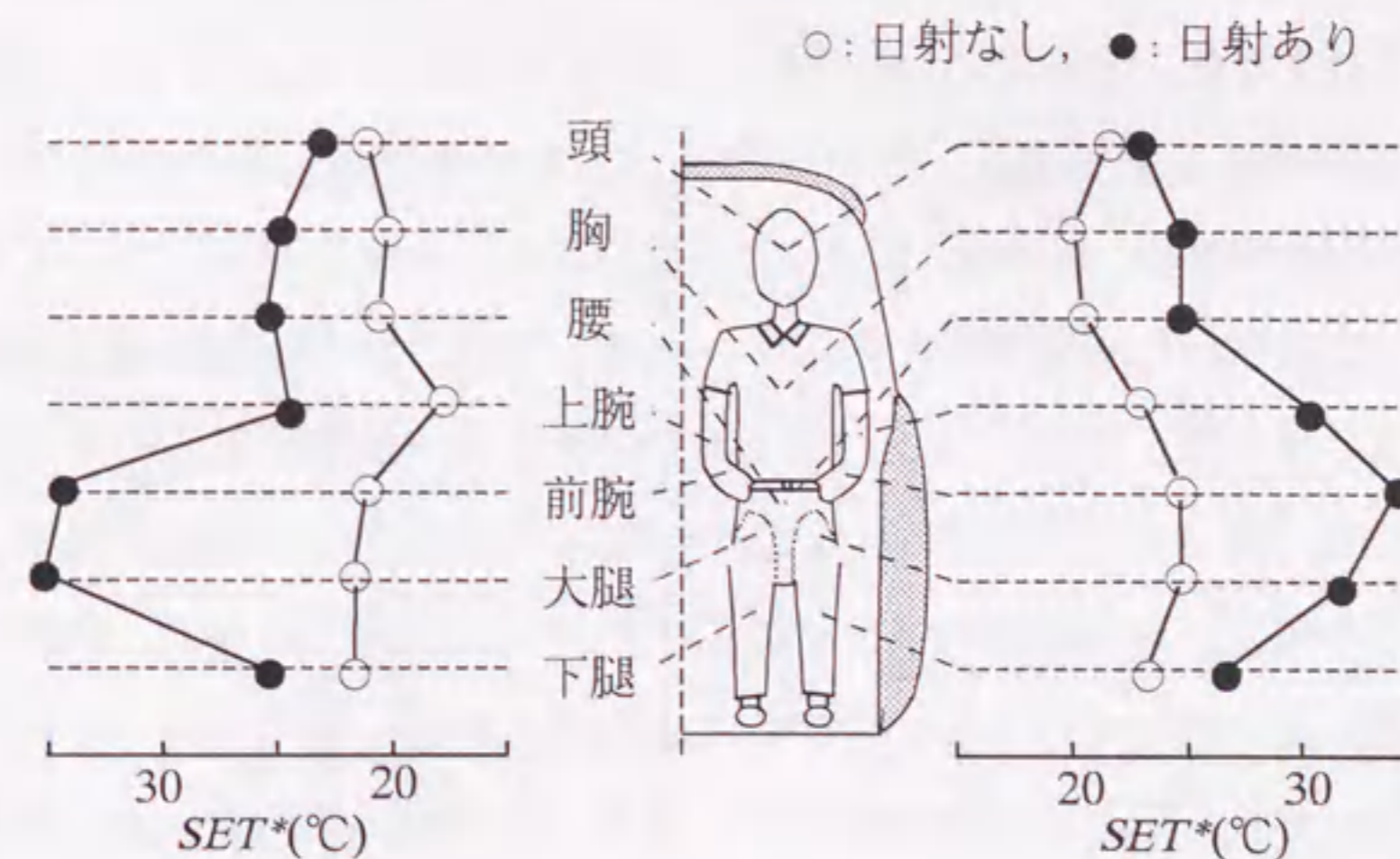


図4-9 冷房時の車室内温熱環境評価

ここで新たに開発した手法の特徴は、マネキンを用いた従来の評価では困難だった、日射や湿度変化が評価できることである。そこで、サーマルマネキンを用いた代表的な評価手法である *EHT* (Equivalent Homogeneous Temperature) 法^(4.12)と比較する。*EHT*法は、顕熱にのみ着目して、マネキン表面の放熱量から環境の等価温度を求めているため、発汗による体温調節が必要とされる環境の評価が困難である。そのため、差が顕著に現れる湿度変化や高日射のある環境において *EHT*法と *SET**を比較する。

高温風洞にて、車室内湿度を変化させた場合の、*SET**と *EHT*の比較結果を図4-10に示す。湿度変化がある場合は、*EHT*には変化が現れないため、環境の変化を評価できない。一方、*SET**では湿度が低い場合には *SET**が低くて過ごしやすく、湿度が高いと *SET**が高くなり不快になることが良く評価できる。次に、日射量を変化させた場合の結果を図4-11に示す。この場合には、前腕や大腿など日射が当たる部分は *SET**、*EHT*共に大きく変化するが、*EHT*の場合には発汗の影響が考慮されないため、日射の影響が過大に見積もられる傾向にある。

最後に、温冷感と *SET**との対応関係を用いて、計測された *SET**から温冷感の予測を試みる。条件は、高温風洞の実車冷房時において、空調風の吹き出し風速が4 m/s と8 m/sの二通りとした。この条件で、被験者14名を交互に乗車させ、温冷感を申告させた。また、サーマルマネキンを用いて計測した *SET**から、回帰式を用いて温冷感評価値を算出する。この回帰式は、先に身体各部位の温冷感申告と *SET**の対応関係を整理した際に、式(4.20)相当の式を、人体各部位について求めたものである。計測された *SET**計測値を図4-12に、また、温冷感評価値と被験者の温冷感申告値の平均値を図4-13に示す。*SET**の変化は、温冷感申告結果と定性的に一致している。さらに、*SET**から回帰式を用いて推定した温冷感評価値と、温冷感申告値との差は、温冷感申告スケールで1ポイント以内である。これは、被験者による申告がその程度でばらついていることを考えれば、良く一致している。

従って、サーマルマネキン-*SET**法では、不均一な環境評価において、乗員各部位周辺の環境を、「暖かい」、「涼しい」といった心理的な尺度に置き換えて評価できる。

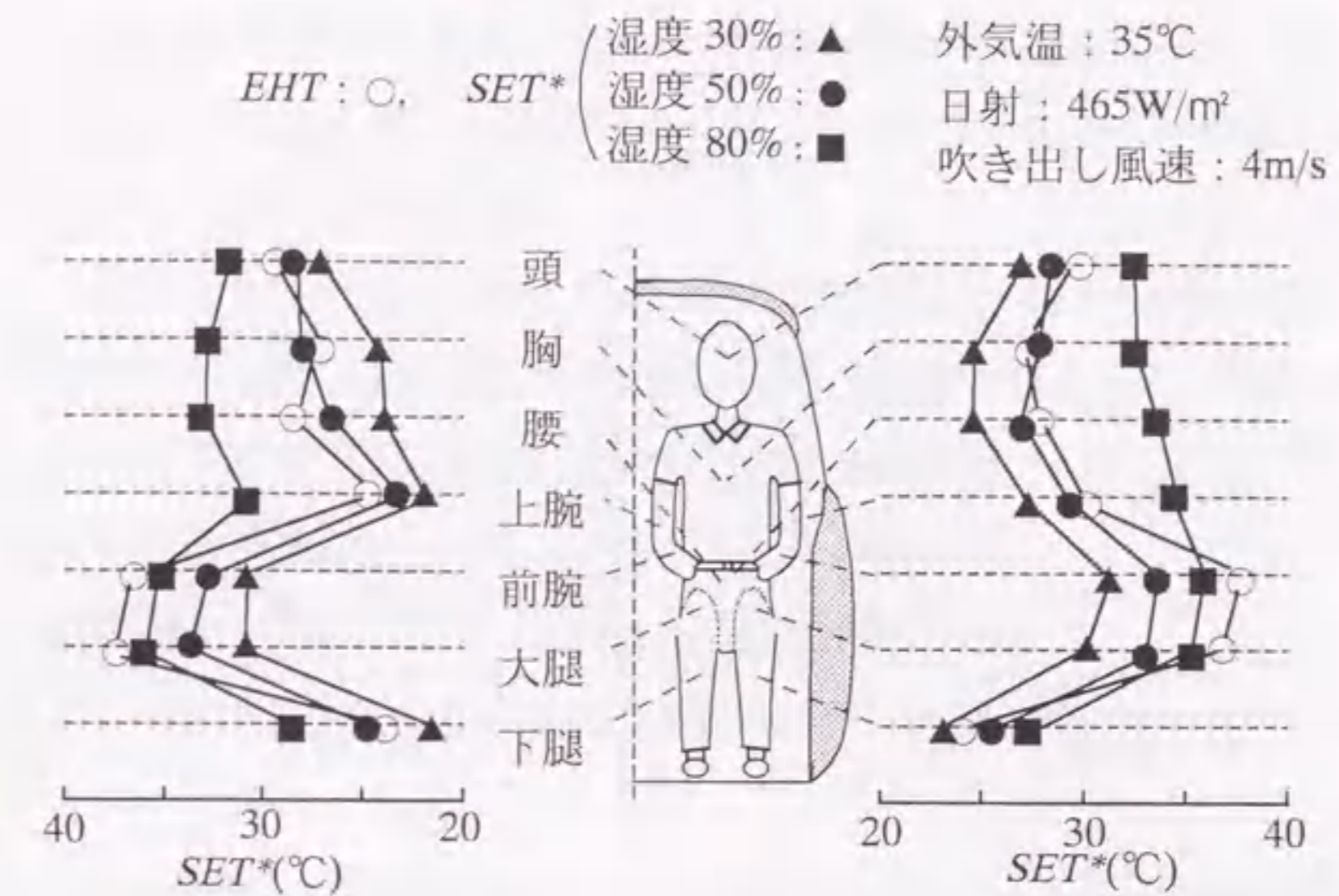


図4-10 湿度変化時の評価における *SET**と *EHT*の比較

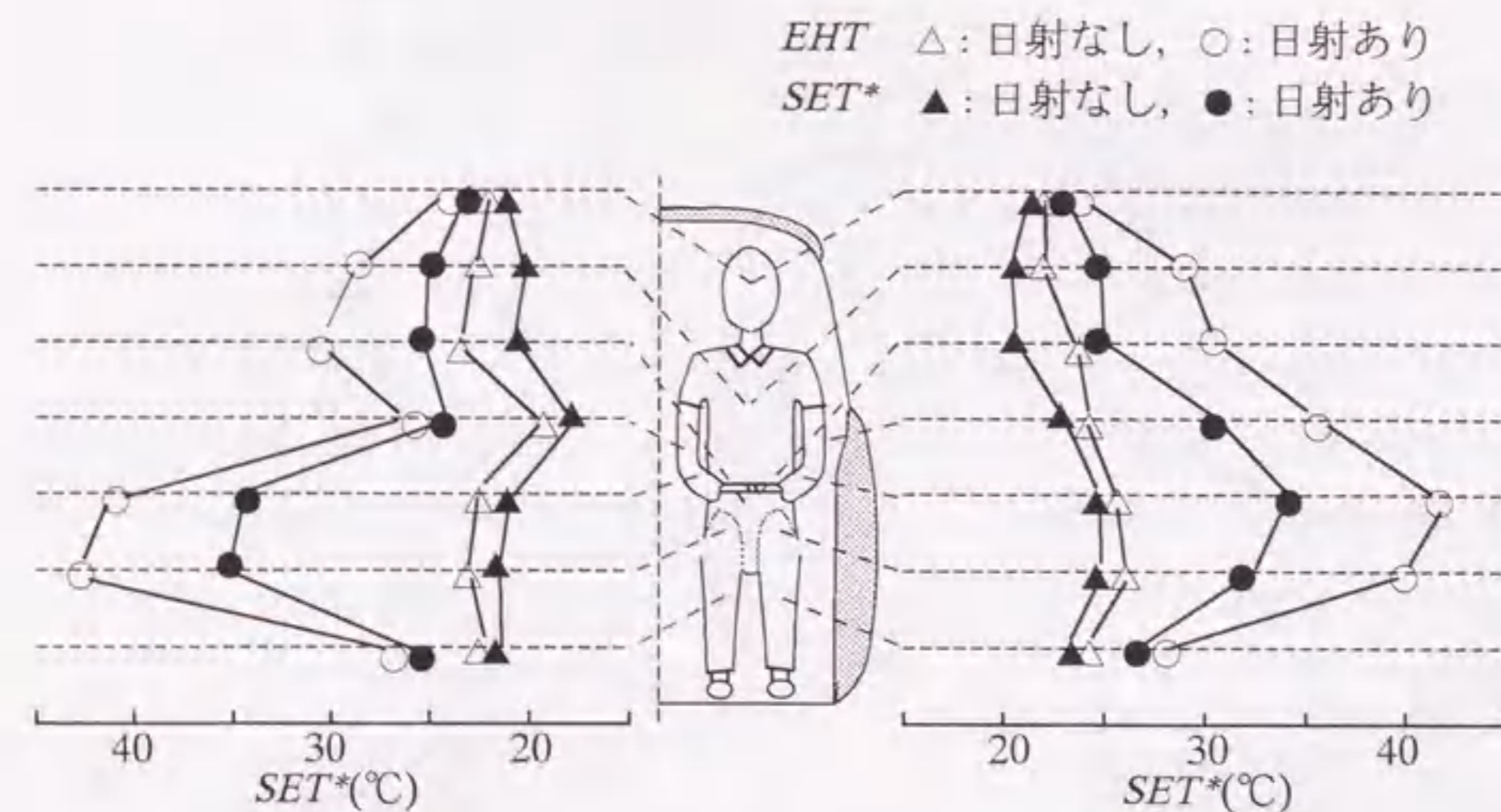


図4-11 *SET**と *EHT*の比較(日射変化時)

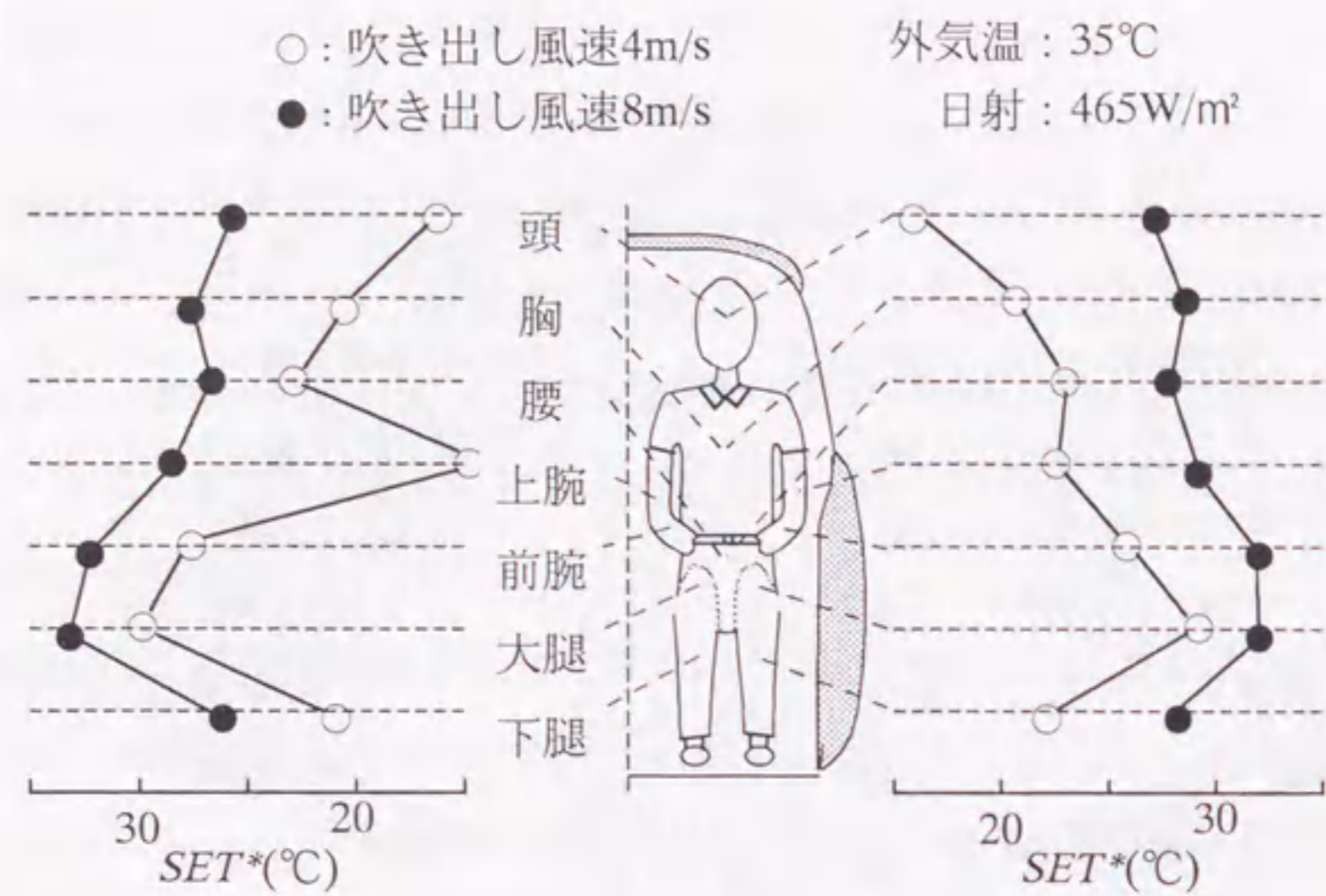


図4-12 冷房時に風速を変化させた場合のSET*分布

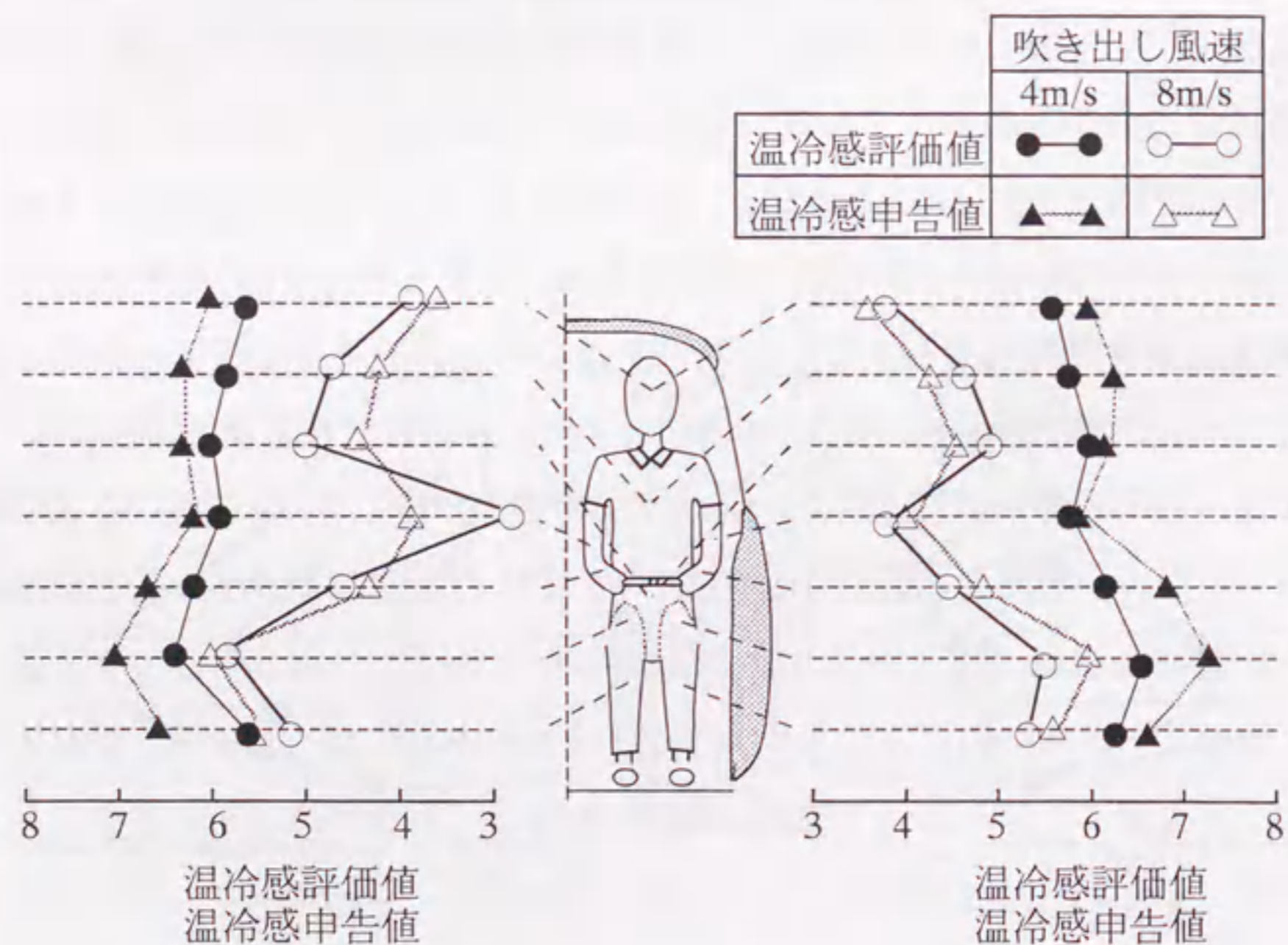


図4-13 風速変化時評価におけるの温冷感評価値と申告値の比較
(評価値・申告値と温冷感の対応は表4-1に示す)

4.7 まとめ

SET* (新標準有効温度または簡単に体感温度: *Standard new Effective Temperature*) をサーマルマネキンの計測に基づいて計測する評価法を開発した。その結果から、以下の知見を得た。

- (1) SET*とサーマルマネキンを用いた計測を組み合わせた、新しい温冷感評価手法「サーマルマネキン-SET*法」では、自動車室内の不均一環境の評価と、サーマルマネキンを用いた従来の計測法では困難であった、日射や湿度を考慮した温冷感評価が可能である。
- (2) 空気温度、風速、輻射、湿度が様々に変化した場合でも、この方法で計測された SET*と被験者の温冷感には強い相関があり、SET*が温冷感を評価する単一の指標となる。
- (3) 人体各部位の温冷感と SET*との対応関係から、各部位の最適な温度を求めることができる。その温度は上半身でやや低く、頭寒足熱の傾向を示す。
- (4) 計測された SET*から、回帰式を用いて、人体各部位の温冷感申告値を予測することが可能である。

第5章 非定常温熱環境の評価

5.1 まえがき

前章では、サーマルマネキン-*SET**法を開発し、定常で不均一な環境下における自動車乗員の温冷感を定量的に評価できることを示した。本章では、この方法をさらに発展させ、非定常で不均一な環境の評価に拡張する。

ここでいう非定常環境とは、主に自動車の空調開始時を想定している。駐車場に置かれた自動車の車室内は、暑熱時には高温に、寒冷時には低温になる。そして、車体と室内の空気が熱容量を有するため、空調開始から快適な温度状態になるまでに、20~30分程度の時間を要する。このときの温度変化は40°Cを越える場合もあり、その間の乗員温冷感の変化が評価の対象となる。

ただし、自動車において温熱環境の時間変化を取り扱うのは、ドアや窓を開閉した際の空調制御の応答性や安定性を評価する場合や、温度や気流の揺らぎ制御などの新しい空調方式を評価する場合もある。これらの問題は、本章の研究では対象としないが、使用するセンサの応答性を10秒以下と、空調開始時を想定した場合の要求性能より高くしたため、基本的には対応可能である。

*SET**は、一般に定常で均一な環境評価に用いられるが、温度だけが非定常で不均一な標準環境を想定すれば、非定常で不均一な環境評価への拡張は可能である。そのためには、サーマルマネキン-*SET**法の、サーマルマネキンをを用いた環境計測の代わりに、環境の時間変化が計測可能な計測方法が必要となる。また、2ノード人体熱モデルでは、生理量の時間変化を精度良く計算することができないので、新たな人体熱モデルが必要とされる。

環境の計測は、応答性を重視すれば、温度、風速、輻射、湿度を電子式センサで計測するのが妥当である。そのため、人体形状のマネキンにこれらのセンサを装着した、温感マネキンが既に実用化されている^(1.18)。しかし、人体と環境間の伝熱量を算出するために必要な、不均一環境における人体各部位の熱伝達率や輻射伝熱量は、これらのセンサ出力からは直接得られない。そこで、本研究では、サーマルマネキンで熱伝達率や輻射伝熱量が正確に計測できることに着目し、この問題を

解決する。すなわち、予めいくつかの環境条件の下で、サーマルマネキンの放熱量計測と、温感マネキンの計測を行い、熱伝達率や輻射伝熱量を、センサ出力の関数として実験式で表す。このような方法で、センサの計測値から、人体と環境間の伝熱を評価することが可能となる。

一方、人体熱モデルは、単純な2ノードモデルから始まった研究が、現在まで大きく発展しており、時間変化の計算も可能になっている。その中でも、人体部位を分割し、各部位を数層の組織に分けた *Stolwijk* のモデル^(5.1) や、これに加えて血管系のモデルを精密にした *Wissler* のモデル^(5.2) が著名である。最近では、組織や血管がさらに精密にモデル化されており、*C.E.Smith*^(5.3) は有限要素法で組織内の熱伝導を計算している。竹森ら^(5.4) は、この *C.E.Smith* の研究を発展させ、体温調節に寄与が大きい血管系の詳細なモデル化により、人体の生理反応が精度良く予測できることを示している。横山^(5.5) は、組織内の熱伝導を境界要素法で計算するモデルを構築し、血管系や代謝のモデルを精密にすることで、生理反応の予測精度を向上している。これらのモデルを利用すれば、時間変化を伴う環境下の生理量も推定可能である。しかし、モデルを詳細にするほど生理量や人体組織に関する未知数も増え、モデル作成のために膨大な生理データの取得が必要となる。従って人体熱モデルは、目的に応じた適切な使い分けが必要と思われる。

本研究では、生理量そのものから温冷感を推定するのではなく、*SET**に相当する体感温度の算出に生理量を用いる。環境変化に比較すれば、皮膚温の変化は緩やかであるため、体感温度で評価する場合には、皮膚温の誤差が緩和されるものと期待できる。そのため、現在利用可能な生理データに基づいて構築可能で、非定常環境下の生理量変化が予測できる、必要最小限な人体熱モデルを新たに開発する。

そして、温感マネキンによる環境計測値と人体生理量の予測値を基に、*SET**に相当する体感温度を算出し、非定常環境における乗員温冷感の評価を試みる。

5.2 評価値の考え方

前章で示したように、*SET**は温熱環境を総合的に評価することが可能で、温冷感との相関も良い。しかし、一般に *SET**は定常で均一な環境を評価する指標とされており、不均一な環境評価に適用したのもサーマルマネキン-*SET**法が初めて

である。

SET*が定常な環境評価に限定されているのは、その算出に用いられている人体熱モデルが定常状態を前提にしているためで、人体表面の伝熱量を基に標準環境における等価温度を求めるといふ考え方そのものは、非定常環境にも拡張し得る。つまり、SET*を定義したのと同様な標準環境を考え、温度だけが人体各部周辺で異なり、かつ、時間的に変化するものとする。計測環境において人体各部位周辺の環境変化を計測し、さらに、何らかの方法で生理量変化を得ることができれば、時間変化を伴う人体の放熱量が求められる。そこで、この放熱量が等しくなるような標準環境の温度を求めれば、この時間的に変化する温度はSET*と同等な等価温度と見なすことができる。

この等価温度を、ここではTET (Transitional Effective Temperature)と呼ぶ。これは、SET*と同じく式(4.5)を用いて計算されるが、式中の環境計測や人体生理に基づく諸量は、時間的に変化する。

まえがきに述べたように、このTETの算出に必要な人体生理量の計算には、新たに人体熱モデルを開発して用いる。また、人体周辺の環境計測には、表面に温度や風速などのセンサを取り付けた温感マネキンを用いる。以下、その詳細について説明する。

5.3 人体熱モデル

人体熱モデルは大きく分けて、血液を含む体組織間の伝熱と、主に皮膚表面を通じた環境との伝熱、そして血流と発汗・代謝による体温調節反応で構成される。このうち体温調節反応と体組織の物性データに関しては、比較的信頼できるデータが得られているが、詳細なモデル開発に必要な、血流を含む体内の熱伝導に関するデータは十分でない。そのため、本研究では、非定常で不均一な環境評価に用いるために必要最小限のモデルを、既存のデータを基に開発する。

このモデルは、人体各部位間の差を考慮して環境を評価するために、人体を16部位に分割する。さらに、人体生理量の時間変化を考慮するために、人体各部位の熱容量を正確に与え、体内の熱移動に支配的な役割を持つ血流のモデルを細かくする。一方、体組織に関しては複雑なモデル化を避け、簡単に内外二層に分割する。

また、人体生理に関わる諸量は、公表されているものの中で信頼性が高いと考えられる横山のモデル^(5, 5)を参考にする。

モデル化方法の詳細を、まず、組織間の伝熱に関わる被制御系について述べる。人体は頭、首、胸、腰と臀部、上腕、前腕、手、大腿、下腿、足の16部位に分割する。それぞれの部位は皮膚と体核の二層に分割し、さらに体核と皮膚の間には筋肉と脂肪による熱抵抗を与える。人体の部位分割を図5-1に、部位内のモデル化の概念図を図5-2に示す。

人体内部の熱輸送においては、血流が支配的な役割を占めるので、血管を模擬した血液プールは体組織よりも細分化する。血管は胸部を起点として頭部、腕、足への往復を行うものとし、各組織内の血管をまとめて血液プールとして扱う。そして、部位をまたいで血液を輸送する大動脈や大静脈などを血液大プール、部位内に血液を循環させる細血管や毛細血管などを血液小プールとする。動脈系血液プールは、上位組織血液プールから血液が流入し、完全混合の後、一部は当該組織、残りは下位組織の血液プールに流出する。また、静脈系血液プールは、当該組織と下位組織血液プールから血液が流入し、完全混合の後、上位組織の血液プールに流出する。

このモデルの体核および皮膚組織、体核と皮膚の動静脈血液小プール、体核の血液大プールの伝熱に関する常微分方程式を以下に示す。まず、体核組織は次のようになる。

$$\rho_1 c_1 V_1 \frac{dT_1(t)}{dt} = -KA(T_1 - T_2) + q_1 \rho_b c_b (T_3 - T_1) + V_1 \{H_{a1}(T_3 - T_1) + H_{v1}(T_4 - T_1)\} + M_{B1} + M_{shiv} - Q_{res} \quad (5.1)$$

右辺第1項は皮膚組織への熱伝導、第2項は体核血液小プールとの間の移流熱量、第3項は動静脈と組織の移流熱量、第4項 M_{B1} は基礎代謝量、第5項 M_{shiv} はふるえ産熱量、第6項 Q_{res} は呼吸による放熱量である。また、 ρ は密度、 c は比熱、 V は体積、 T は温度、 K は体核と皮膚間の熱通過率、 A は体核と皮膚の接触面積、 q は血液流量、 H_a は動脈と組織間の熱伝達係数、 H_v は静脈と組織間の熱伝達係数である。

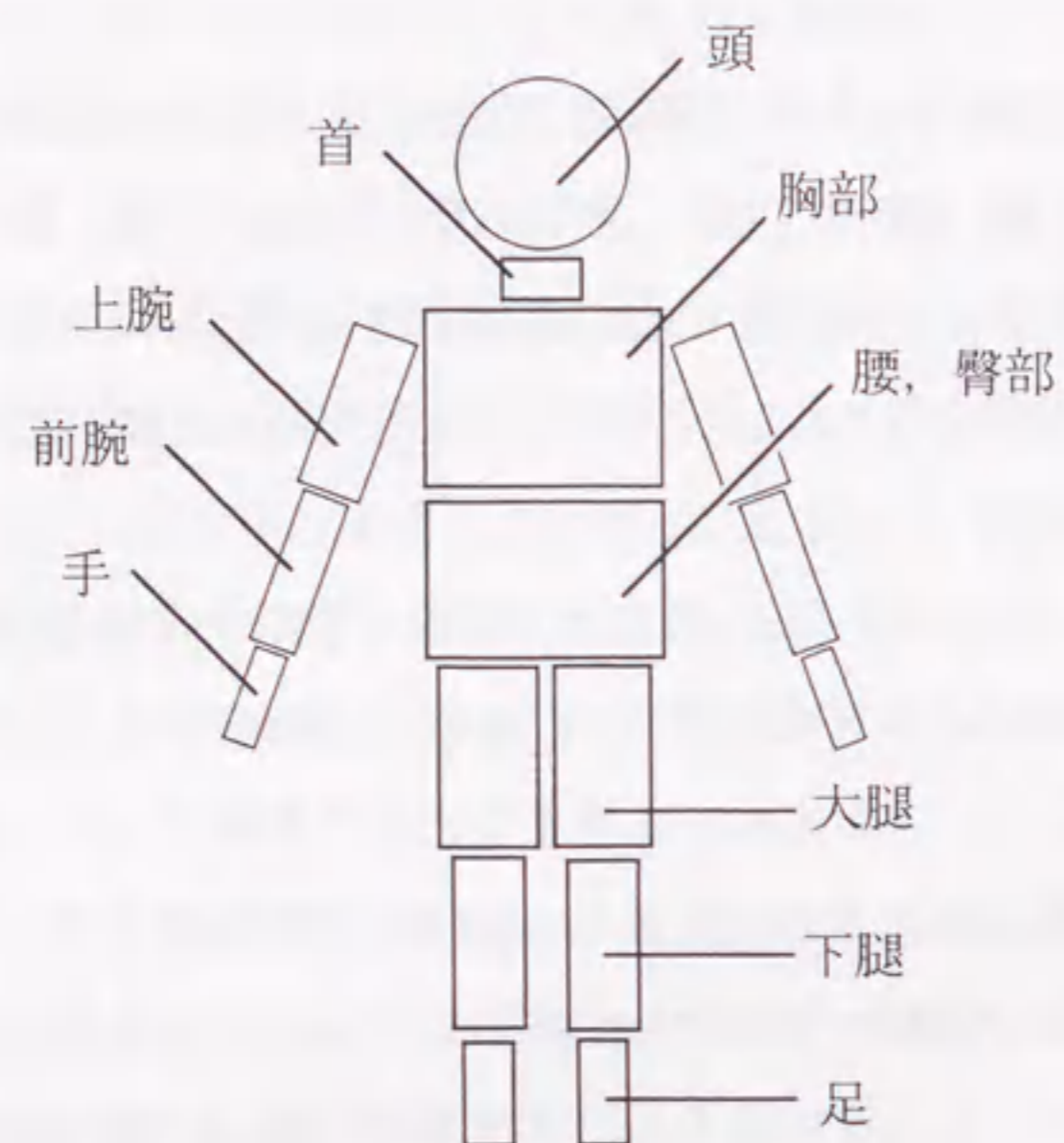


図5-1 人体モデルの部位分割

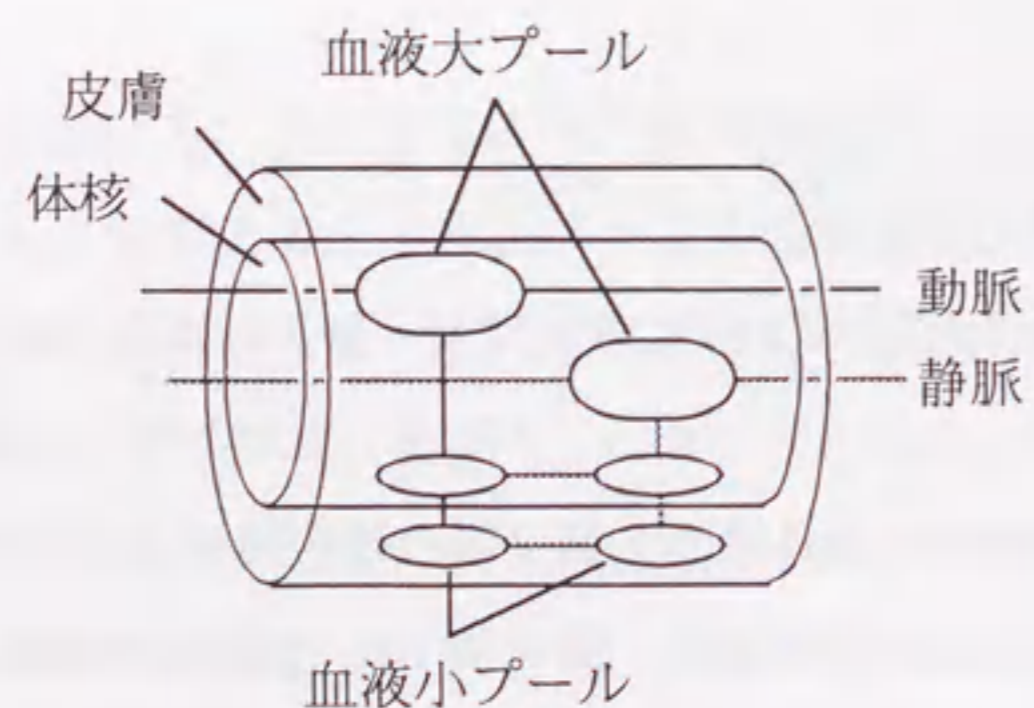


図5-2 組織と血管系のモデル概念図

なお、添え字1は体核組織、2は皮膚組織、3は体核動脈血液小プール、4は体核静脈血液小プール、5は皮膚動脈血液小プール、6は皮膚静脈血液小プール、7は動脈血液大プール、8は静脈血液大プール、 b は血液をそれぞれ示す。

同様に、皮膚組織の方程式は次のようになる。

$$\rho_2 c_2 V_2 \frac{dT_2(t)}{dt} = KA(T_1 - T_2) + V_2 \{H_{a2}(T_5 - T_2) + H_{v2}(T_6 - T_2)\} + M_{b2} - F_{cls} h_s A(T_{sk} - STO) - F_{pcl} k h_c \omega A(P_{sk} - \Phi_a P_a) - Q_s \quad (5.2)$$

右辺第4項以下は環境への伝熱などを表し、第4項は対流輻射熱伝達、第5項は発汗による蒸散熱量、第6項 Q_s は座席との接触面における座席への熱伝導量である。その他の記号は、式(4.1)、(4.2)または記号表を参照されたい。

血液小プールに関しては、まず、体核動脈血液小プールは

$$\rho_b c_b V_3 \frac{dT_3(t)}{dt} = (q_1 + q_2) \rho_b c_b (T_7 - T_3) - V_1 H_{a1}(T_3 - T_1) - H_{av34}(T_3 - T_4) \quad (5.3)$$

の方程式が成り立つ。ここで、右辺第1項は血液大プールから流入する血液によって運ばれた熱量、第2項は体核組織への熱伝達量である。また、第3項は動静脈間の熱交換量であり、主に体温の低下を防ぐために行われる、並行する動脈と静脈間の伝熱である。 H_{av} は動静脈間の熱伝達係数であり、二つの添え字数字は関係する二つの血液プールを示している。

同様に、体核静脈血液小プールは、次の方程式で表される。

$$\rho_b c_b V_4 \frac{dT_4(t)}{dt} = q_1 \rho_b c_b (T_1 - T_4) + q_2 \rho_b c_b (T_6 - T_4) - V_1 H_{v1}(T_4 - T_1) + H_{av34}(T_3 - T_4) \quad (5.4)$$

さらに、皮膚動脈血液小プールは、

$$\rho_b c_b V_5 \frac{dT_5(t)}{dt} = q_2 \rho_b c_b (T_3 - T_5) - V_2 H_{v2} (T_5 - T_2) - H_{av56} (T_5 - T_6) \quad (5.5)$$

皮膚静脈血液小プールは、

$$\rho_b c_b V_6 \frac{dT_6(t)}{dt} = q_2 \rho_b c_b (T_5 - T_6) - V_2 H_{v2} (T_6 - T_2) + H_{av56} (T_5 - T_6) \quad (5.6)$$

と表すことができる。

血液大プールに関しては、他の部位との間の血流量 $q_{ain}, q_{aout}, q_{vin}, q_{vout}$ を用いて、動脈血液大プールについては、

$$\rho_b c_b V_7 \frac{dT_7(t)}{dt} = \rho_b c_b \{q_{ain} T_{ain} - (q_{aout} + q_1 + q_2) T_7\} - H_{av78} (T_7 - T_8) \quad (5.7)$$

静脈血液大プールについては、

$$\rho_b c_b V_8 \frac{dT_8(t)}{dt} = \rho_b c_b \{q_{vin} T_{vin} + (q_1 + q_2) T_4 - q_{vout} T_8\} + H_{av78} (T_7 - T_8) \quad (5.8)$$

なる方程式が成り立つ。

人体モデルの寸法、および体積は、表 5-1 のように与える。また、各体組織の密度と比熱は、筋肉や脂肪などの比が部位により異なることを考慮して与える。それは概ね、密度は $1230 \sim 1296 \text{ kg/m}^3$ 、比熱は $3150 \sim 3620 \text{ J/kg}^\circ\text{C}$ 、血液の密度は 1056 kg/m^3 、比熱は $3977 \text{ J/kg}^\circ\text{C}$ の値である。

先にも述べたように、組織内の血管は血液プールにまとめられているため、組織と血管の間の伝熱面や熱伝達率は H_a, H_v にまとめられる。すなわち、 H_a, H_v は、動静脈系と組織の熱伝達率 h_a, h_v と、そのときの有効伝熱面積 A_a, A_v 、組織の体

積 V によって次のように定義される^(5, 5)。

$$H_a = \frac{h_a A_a}{V} \quad (5.9)$$

これらの量に関しては十分なデータが得られなかったため、ここでは次のように決めた。まず、 h_a, h_v は血管内の流れを層流と仮定して、

$$h_a, h_v = \frac{\lambda_b}{r_b} N_u \quad (N_u = 4.36) \quad (5.10)$$

の式で与えた。なお、 λ_b は血液の熱伝導率である。血管の平均半径 r_b および A_a, A_v は、血液量から分かる血管の体積と、概略判明している各種血管の太さに基づいて決めた。平均半径は、血管が太い血管から細い血管に二分岐を繰り返すと仮定して、血管の最大径と最小径から分かる分岐数から計算する。さらに、血管の体積を考慮すると、血管の面積 A_a, A_v を求めることができる。

表 5-1 人体モデルの寸法

	半径 [m]	長さ [m]	表面積 [m ²]	体核体積 [×10 ⁻³ m ³]	皮膚体積 [×10 ⁻³ m ³]
頭部	0.0955	(球)	0.1031	3.303	0.344
首	0.0605	0.1170	0.0445	1.255	0.090
胸部	0.1419	0.2639	0.2736	15.855	0.836
腰、臀部	0.1319	0.2850	0.2575	14.866	0.712
上腕	0.0382	0.2990	0.0718	1.228	0.143
前腕	0.0303	0.2474	0.0471	0.627	0.087
手	0.0241	0.1800	0.0273	0.265	0.061
大腿	0.0729	0.3592	0.1645	5.577	0.420
下腿	0.0515	0.3541	0.1146	2.671	0.280
足	0.0307	0.2550	0.0492	0.641	0.116

次に、動静脈の対向流熱交換係数 H_{av} は、

$$H_{av} = \frac{C_{av}}{\frac{1}{h_a} + \frac{1}{h_b} + \frac{d_b}{\lambda_m}} \quad (5.11)$$

で与えられる。ここで、 d_b は血管壁の厚さ、 λ_m は血管壁を作る筋肉の熱伝導係数である。また、 C_{av} は血管の接触面積を表す係数で、ここでは A_a の 1% とする ($C_{av} = 0.01A_a$)。

式(5.1)から(5.8)の常微分方程式は、*Fehlberg* の公式^(5.6) と呼ばれる六段五次のルンゲ・クッタ型の解法を用いて解く。この方法では、時間刻みに対する数値誤差を評価することが可能であるので、必要な精度を満足させる時間刻みを選択できる。

次に、人体熱モデルの制御系について述べる。先に述べた通り、体温は血流量、発汗量、産熱量を制御することにより調節されている。その反応機構の詳細は解明されてはいないが、皮膚温や体温と、体温調節反応との関係は多くの実験から把握されており、方程式として表すことができる。ここでは、最新の研究結果が盛り込まれていると考えられる横山の式を用いる^(5.5)。この式では、体温 36.7°C 、皮膚温 34.0°C を制御目標値として、体温調節反応が行われる。

皮膚血流量 q_2 は温冷感中立状態の基礎的な値に対して、体温と皮膚温の偏差に比例して増減する。すなわち、

$$q_{2,i} = \zeta_i \{0.694(T_1 - 36.7) + 0.074(T_{2,m} - 34.0) + 0.149\} \frac{100V_{2,i}}{6\rho_b} \quad (5.12)$$

となり、各部位の反応の違いは、血流変化量相対比 ζ_i として表されている。血流量変化には上限と下限があり、全皮膚血流量 $\sum q_{2,i}$ は最大でも $1.65 \times 10^{-2} \text{ m}^3/\text{s}$ を越えず、最小でも $2.94 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$ を下回らないこととする。

同様に、発汗による蒸散熱量 E_i は次式で表される。

$$E_i = \varepsilon_i A_i \left\{ 197(T_1 - 36.7) + 23(T_{2,m} - 34.0) + 7212\delta_i \left(\frac{dT_{2,m}}{dt} + 0.00317 \right) \right\} \times \exp\left(\frac{T_{2,i} - 34.0}{10}\right) + A_i E_{base} \quad (5.13)$$

ここで、右辺第1項の括弧内の第3項の δ_i は、 $dT_{2,m}/dt < -0.19$ のとき $\delta_i = 1$ 、それ以外では $\delta_i = 0$ である。この項は、皮膚温が急に低下した場合に、発汗を抑える役割を持ち、環境が急変した場合に、体温の低下を防止する反応を示している。発汗量にも最大値があり、全身発汗量 $\sum E_i$ は 470W を越えないものとする。

最後に、ふるえ産熱量 $M_{shv,i}$ に対する制御式は次のように表される。

$$M_{shv,i} = \eta_i A_i \{13(T_1 - 36.7) + 0.4(T_{2,m} - 34.0)\} (T_{2,m} - 34.0) \quad (5.14)$$

これらの式に出てくる血流変化量相対比 ζ 、相対的発汗係数 ε 、産熱量調節比 η とは文献[5.5]を参考にして、表 5-2 のように与えた。ちなみに、前述の体組織の寸法もこの文献から取った。

表 5-2 体温調節反応の制御係数と不感蒸泄量

	ζ	ε	η	$E_{base} (\text{W}/\text{m}^2)$
頭部	1.60	2.10	0.33	15.6
首	1.00	1.60	0.44	13.8
胸部	1.43	1.80	0.90	6.0
腰、臀部	1.00	2.00	0.74	6.4
上腕	1.43	0.77	0.39	6.0
前腕	1.00	0.72	0.21	7.8
手	2.00	1.00	0.00	24.8
大腿	0.75	0.72	0.61	6.4
下腿	1.12	0.55	0.04	6.0
足	2.00	0.49	0.00	20.2

このモデルの信頼性を検討するために、温度がステップ的に変化した場合の生理量の変化を計算する。これは Hardyら^(5.7)の実験に倣ったもので、過去に幾つかの計算例もあり、比較には好都合である。この実験では、被験者は28°Cの部屋で1時間安静にした後、温度の高い別の部屋に静かに移り、2時間安静にする。その後、再び元の部屋に戻って1時間安静にする。そして、その間の皮膚温と体温、発汗量を計測する。温度の高い部屋の室温は、37.5°C、42.5°C、47.8°Cとする。

開発した人体モデルの計算結果を、実験値と比較して図5-3から図5-11に示す。さらに、全ての図に Smith.C.E^(5.3)の計算結果を、47.8°Cの場合には竹森ら^(5.4)の計算結果を、示している。

いずれの場合も、高温の部屋に入った時に、実験では体温と発汗量が漸増しているのにも拘わらず、今回の計算では発汗量が早く増加し、体温を安定させている点に違いが見られる。また、高温の部屋から元の部屋に戻った場合の、体温と皮膚温の変化の環境変化への追従が、今回の計算では実験結果と比べてやや遅れる。

次に、従来の計算結果と比較する。Smith.C.Eの計算結果は、制御目標温度の違いに起因する差を考慮しても、皮膚温の時間変化において、実験との差が大きい。それは、高温の部屋から低温の部屋に移った際の、皮膚温の変化で顕著である。体温については、今回の計算より Smith.C.Eの結果は実験に近いが、この違いは体温の制御目標温度の設定に起因しており、Smith.C.Eの結果が優位性を持っているとは言えない。

一方、竹森らの計算結果と今回の計算は、ほぼ同様な結果が得られている。ただし、竹森らの計算結果では、環境が変化した時の皮膚温変化にオーバーシュートが生じており、その点では今回の計算結果の方が良い。今回の計算で、このオーバーシュートが生じないのは、体温調節系の方程式の違いか、微分方程式の解法の精度が高いことが要因と考えられる。

以上の結果から、本計算は体感温度を算出するために必要な生理量の予測においては、複雑なモデルに遜色のない、十分な精度を有するものと考えられる。

なお、以上述べてきた計算においては、設定された環境が、温度だけが変化する標準環境であることから、温度以外は全て標準状態を仮定して計算している。

	0~60min	60~180	180~240
空気温度	28.5	37.5	28.5
相対湿度	0.40	0.33	0.41

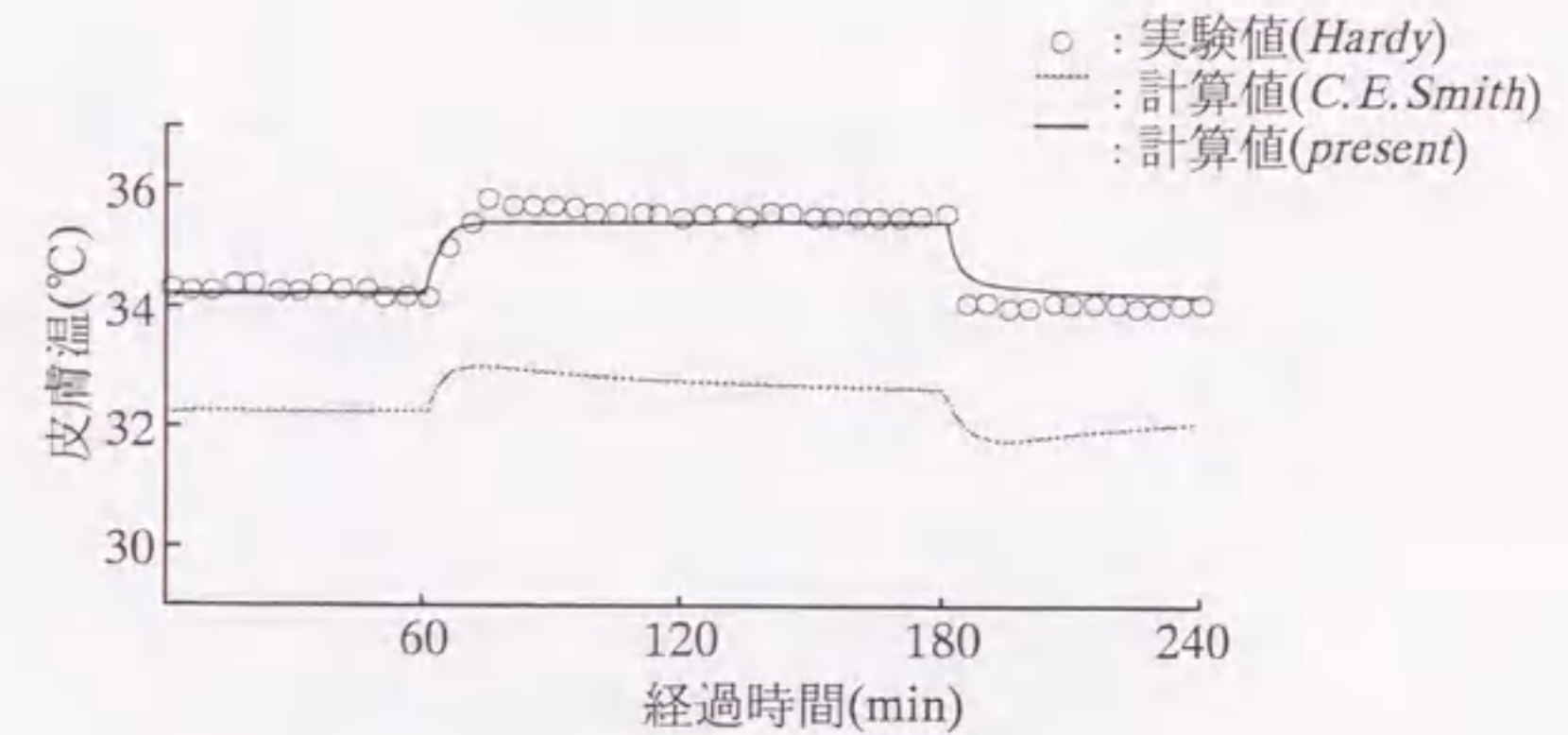


図5-3 皮膚温の時間変化(室温37.5°C)

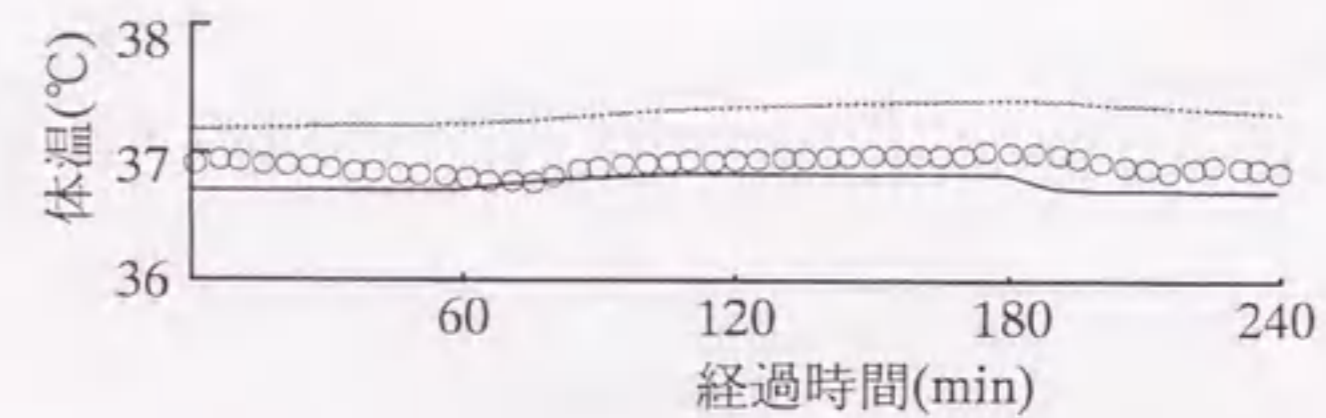


図5-4 体温の時間変化(室温37.5°C)

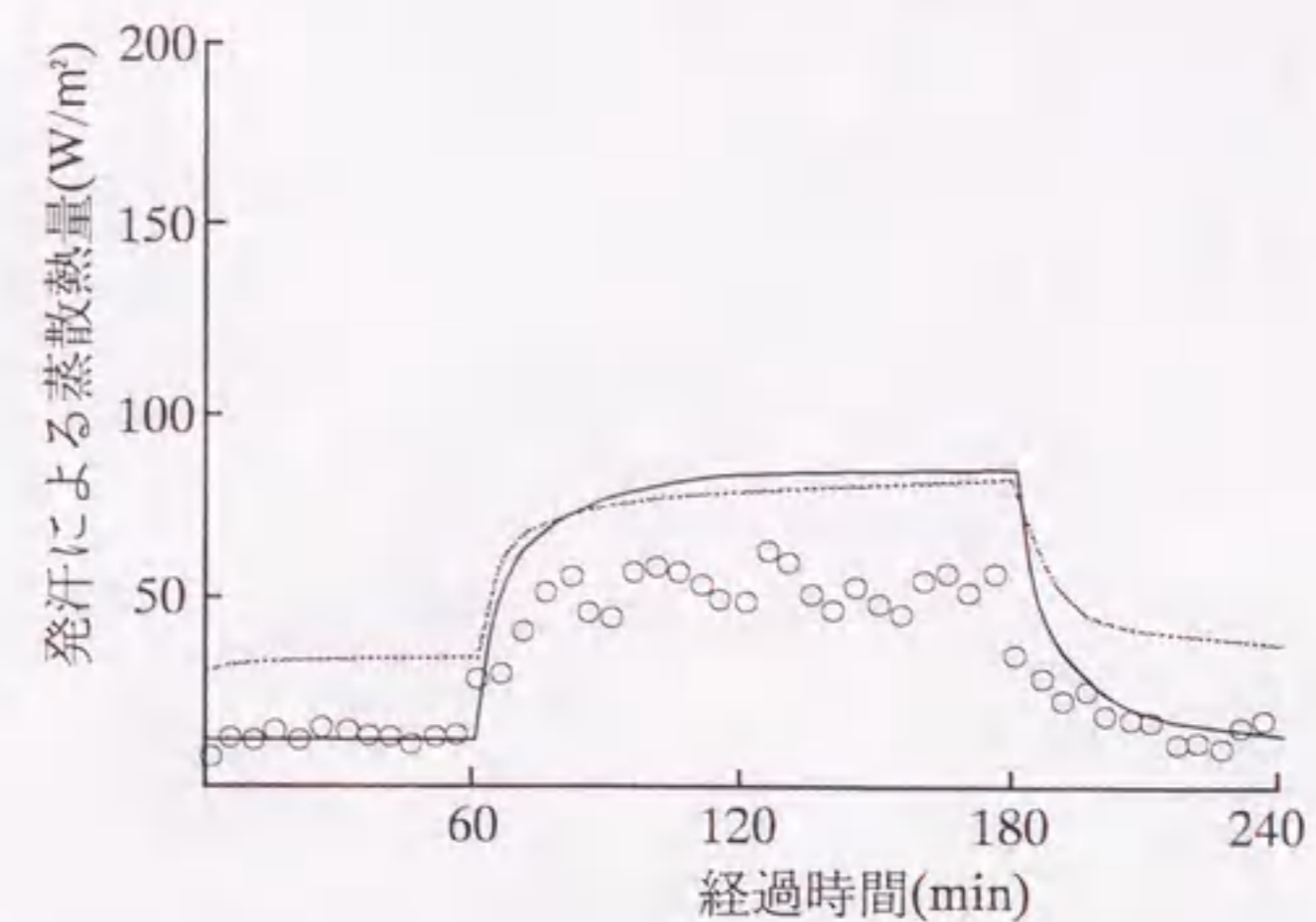


図5-5 発汗量の時間変化(室温37.5°C)

	0~60min	60~180	180~240
空気温度	28.0	42.5	28.1
相対湿度	0.37	0.28	0.33

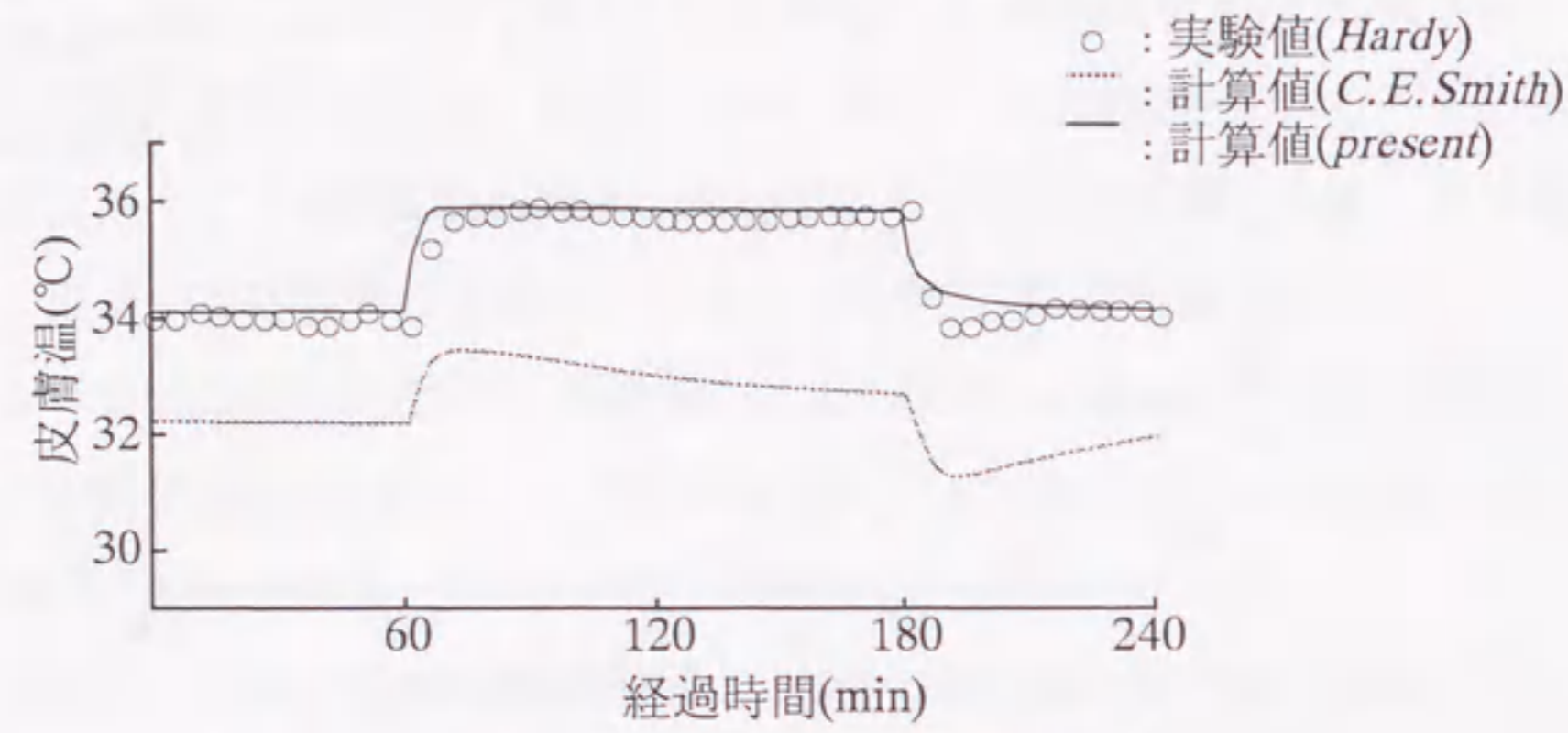


図5-6 皮膚温の時間変化 (室温42.5°C)

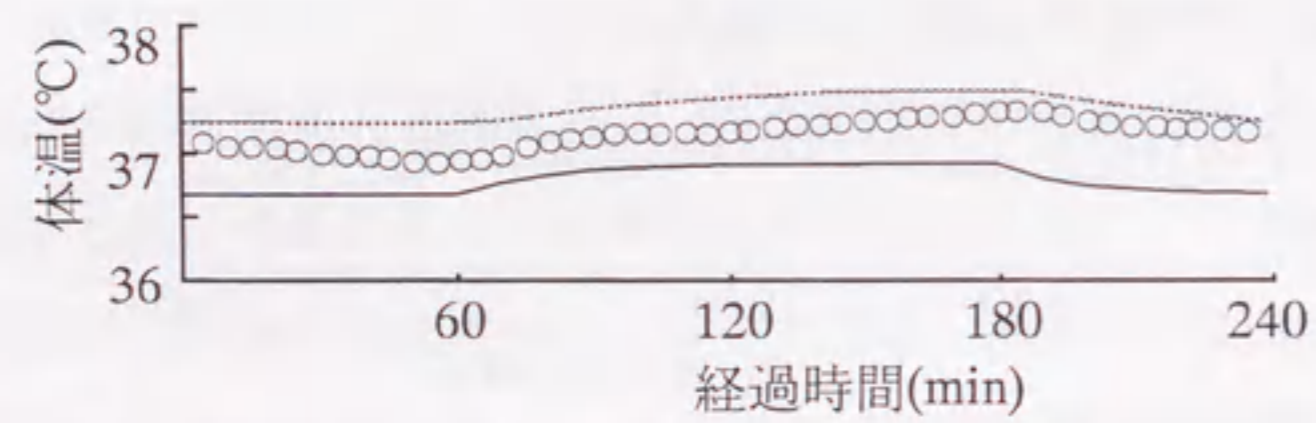


図5-7 体温の時間変化 (室温42.5°C)

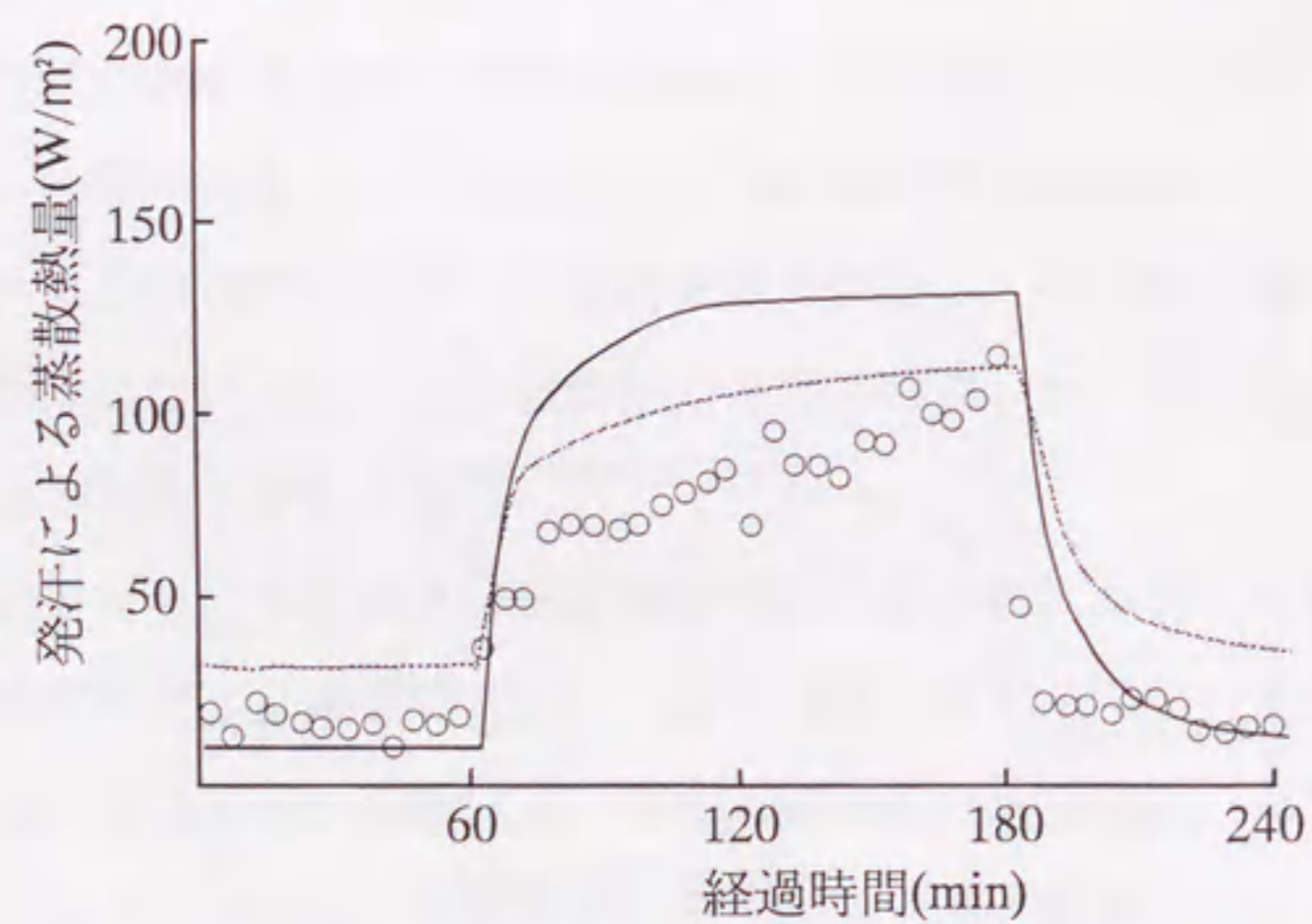


図5-8 発汗量の時間変化 (室温42.5°C)

	0~60min	60~180	180~240
空気温度	28.1	47.8	28.3
相対湿度	0.43	0.27	0.44

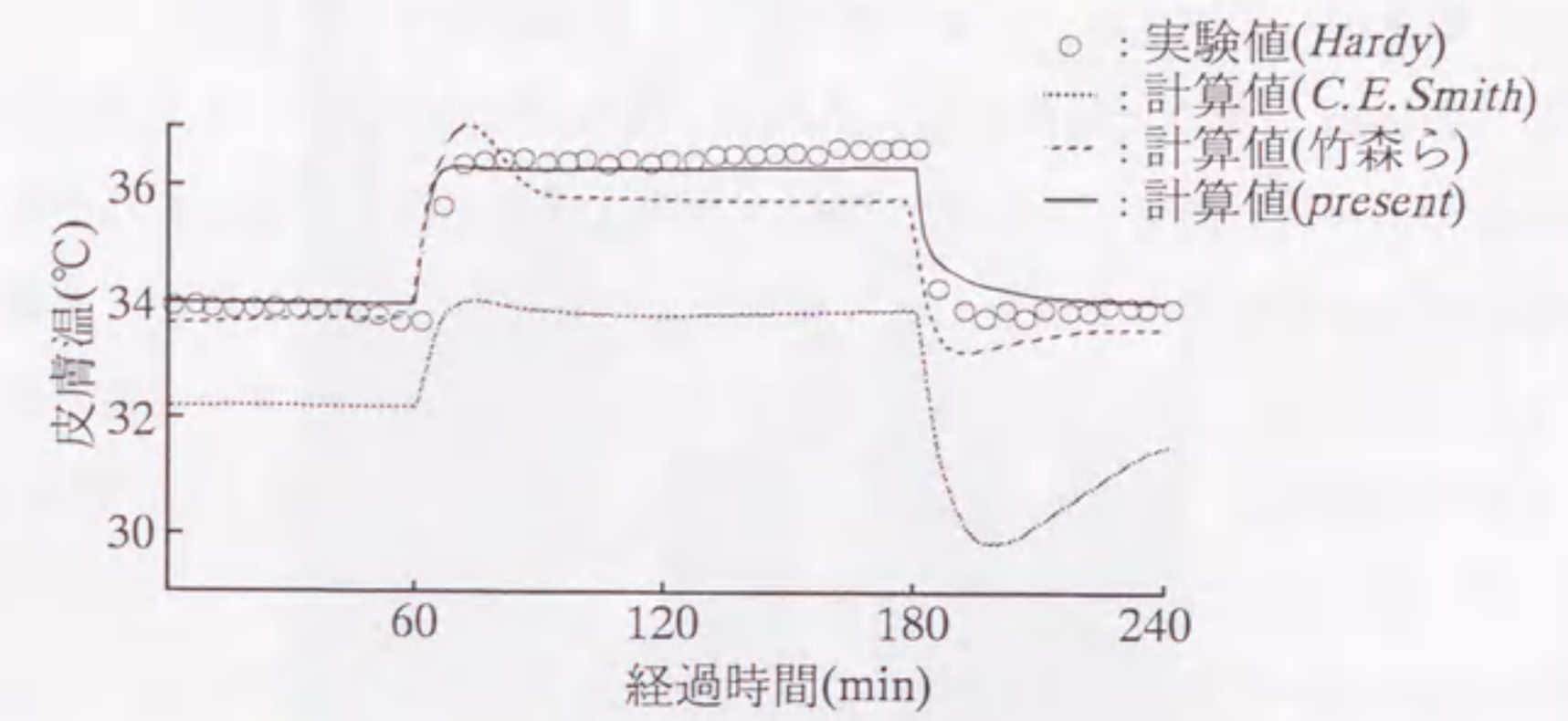


図5-9 皮膚温の時間変化 (室温47.8°C)

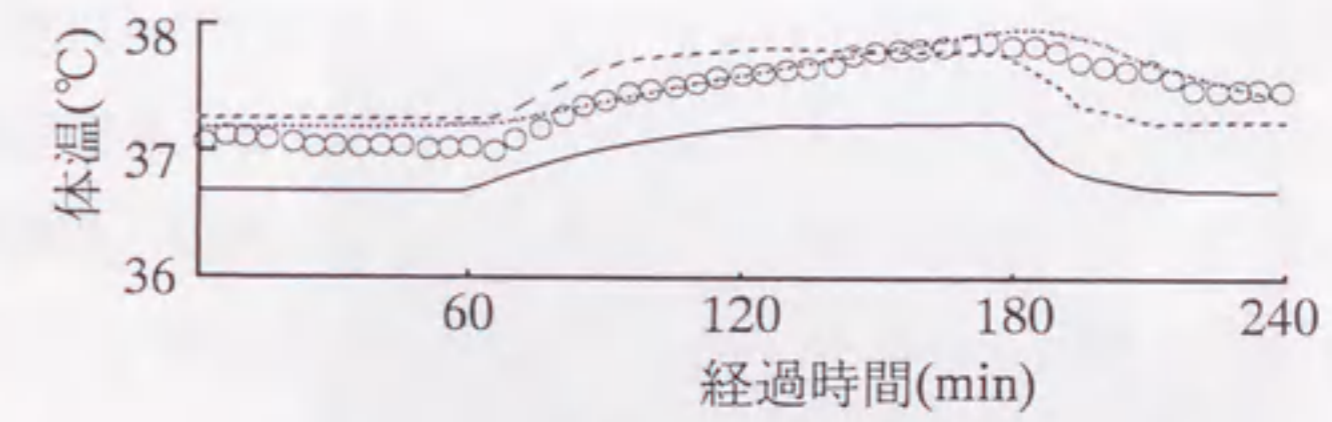


図5-10 体温の時間変化 (室温47.8°C)

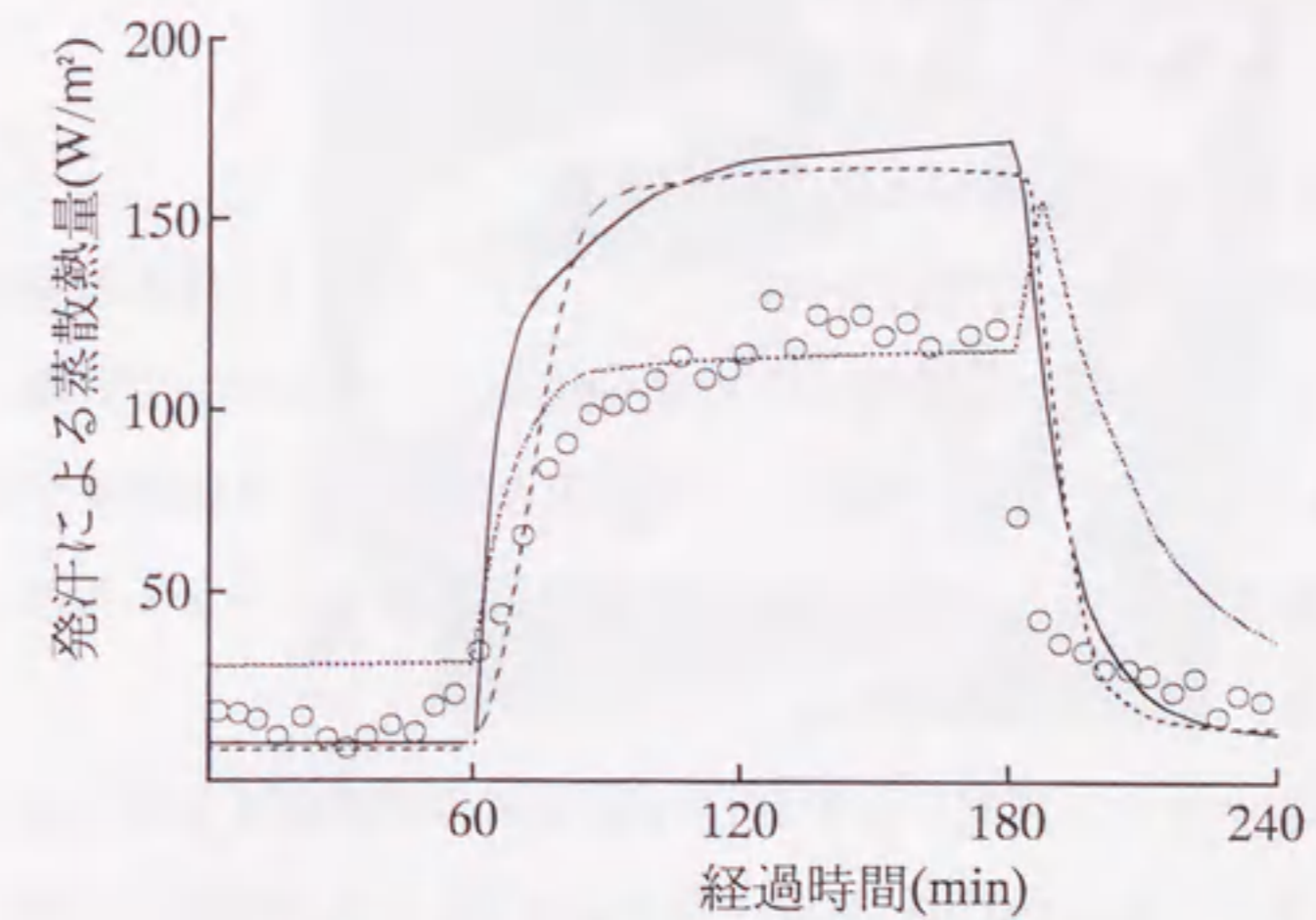


図5-11 発汗量の時間変化 (室温47.8°C)

5. 4 温感マネキンを用いた環境計測方法

表面にセンサを取り付けた温感マネキンを用いて、非定常で不均一な環境を計測する。温度は、クロメル・アルメル（CA）熱電対を用い、各部位2～4点を、表面から20mmの高さで計測する。風速は、無指向性の風速センサを用い、表面より10mmの高さで計測する。計測点数は、頭部、胸、前腕、下腿はそれぞれ2点、その他の部位はそれぞれ1点とした。輻射は、小型輻射センサを用いて上腕、大腿で4点を計測する。また、湿度は乗員周りでは絶対湿度はほぼ均一であるため、胸で1点のみ計測する。図5-12に温感マネキン、図5-13に風速センサ、図5-14に輻射センサ、図5-15に湿度センサを示す。

式(4-5)を用いて評価温度を算出する際に必要となる熱伝達率 h_c は、計測された風速から求める。単純な形状では、風速と熱伝達率の関係は、信頼性のある実験式が得られているが、人体形状に応用するには条件の違いが大き過ぎる。そこで、サーマルマネキンの放熱量計測に基づく熱伝達率計測値と、風速の計測値を関連付ける。具体的には、この両計測値に式(5.15)に示すような関係を仮定し、最小二乗近似で係数を決定する。ほぼ均一な気流を正面からマネキンに当てた際の、各部位の風速計測値と熱伝達率計測値の関係を図5-16に示す。図中には、それぞれの計測値から得られた実験式を示す曲線も併記している。

$$h_c = au^b \quad (u > 0.2), \quad h_c = c \quad (u \leq 0.2) \quad (5.15)$$

なお、 a 、 b 、 c は各部位毎に実験値から求まる定数である。

図5-17は恒温恒湿室の均一な気流条件の下で、また、図5-18は実車室内の不均一な気流条件の下で、この近似式で得られた熱伝達率と、マネキンで計測した熱伝達率の差である Δh_c を示している。実車では気流の違いにより対応関係が異なるため、誤差が約2倍程度増加する。これは体感温度換算で最大1～2℃程度の誤差を生じる可能性がある。

次に、空気温度はマネキン表面に取り付けた熱電対の計測値を各部位毎に平均して用いる。輻射温度は4点しか計測していないため、各部位の輻射を正確に見積もることはできない。そのため、太陽高度 $60^\circ \sim 80^\circ$ 、方位が人体正面を 0° として

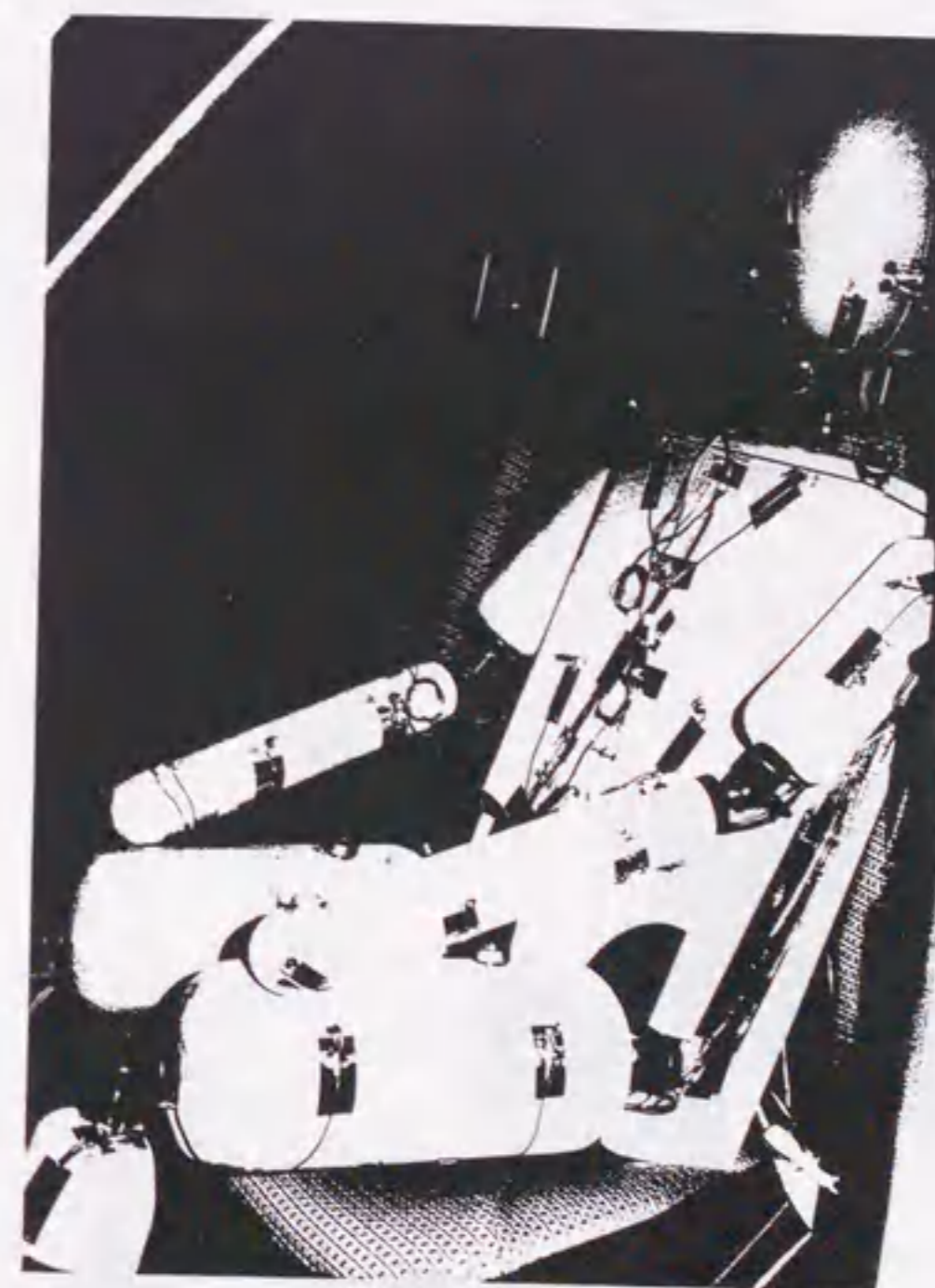
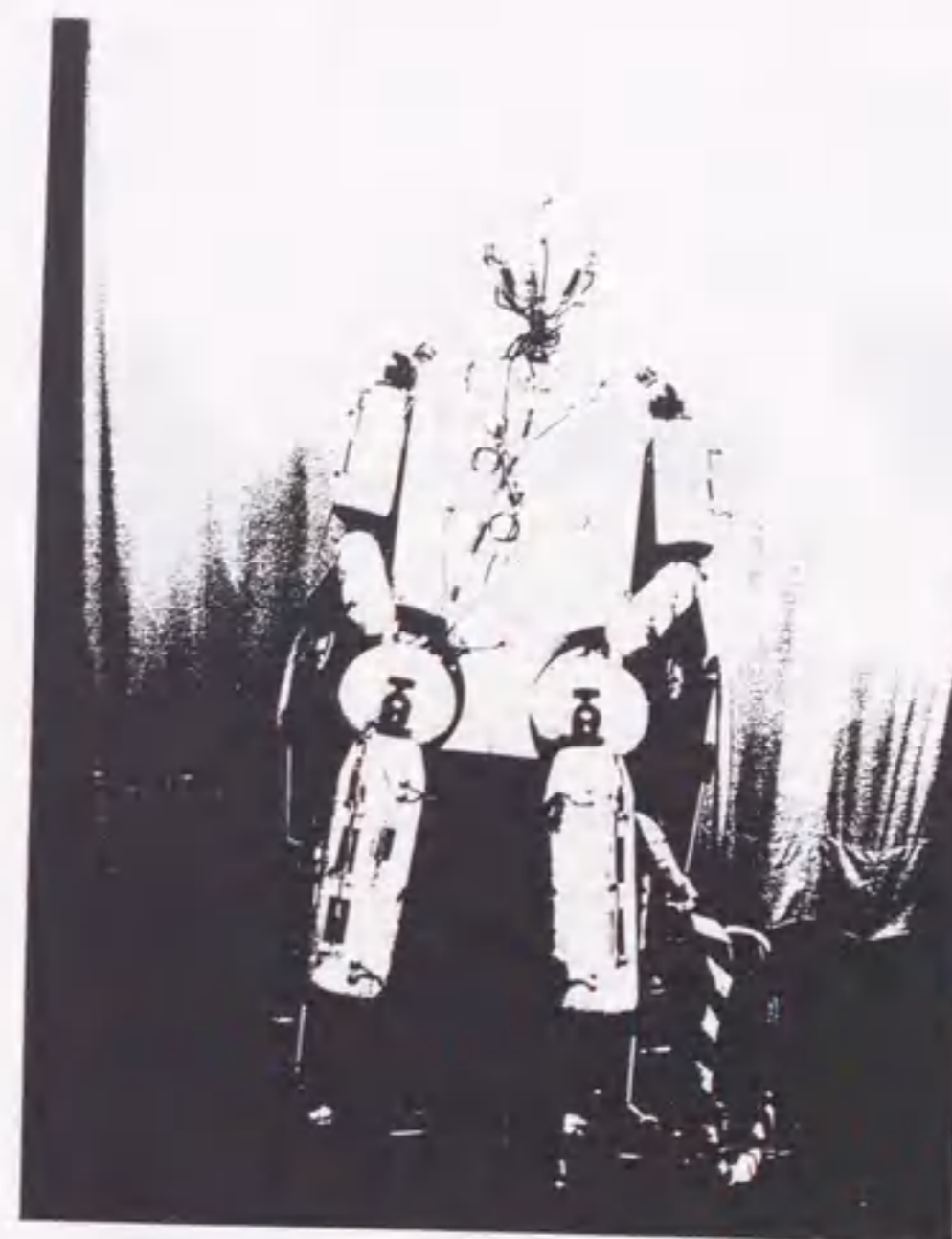


図5-12 温感マネキン



図5-13 風速センサ

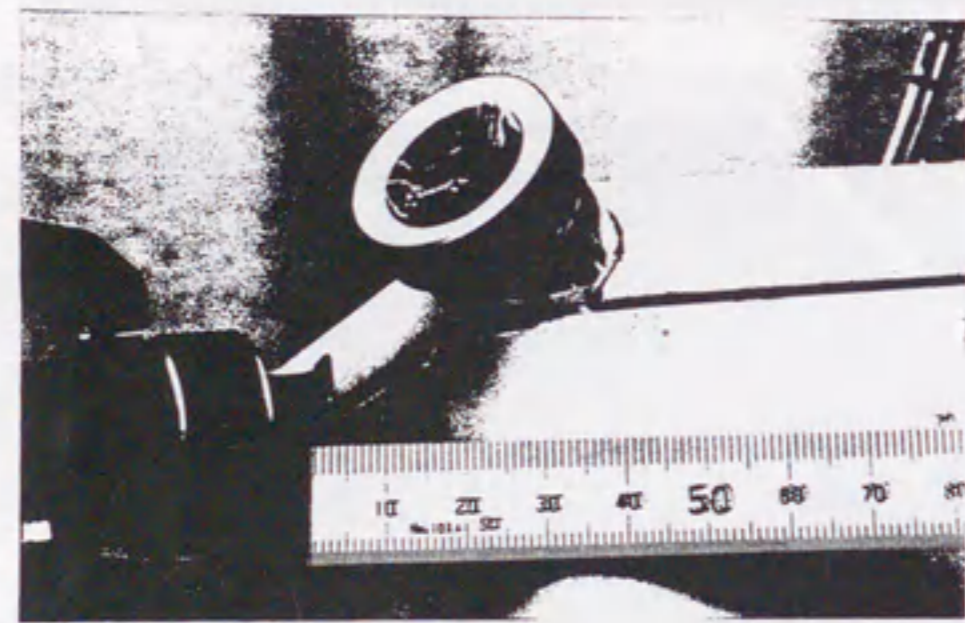


図5-14 輻射センサ

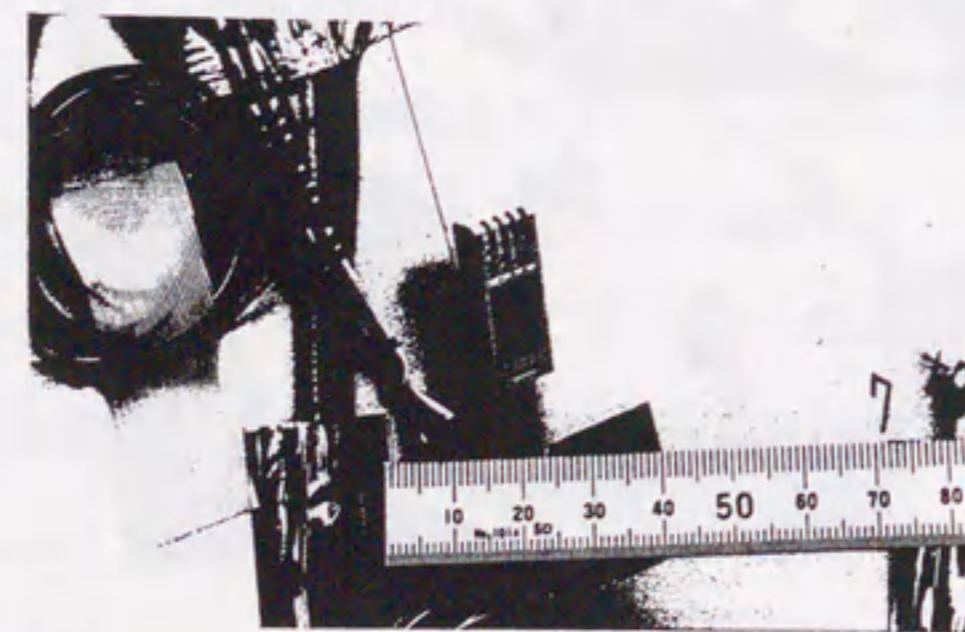


図5-15 湿度センサ

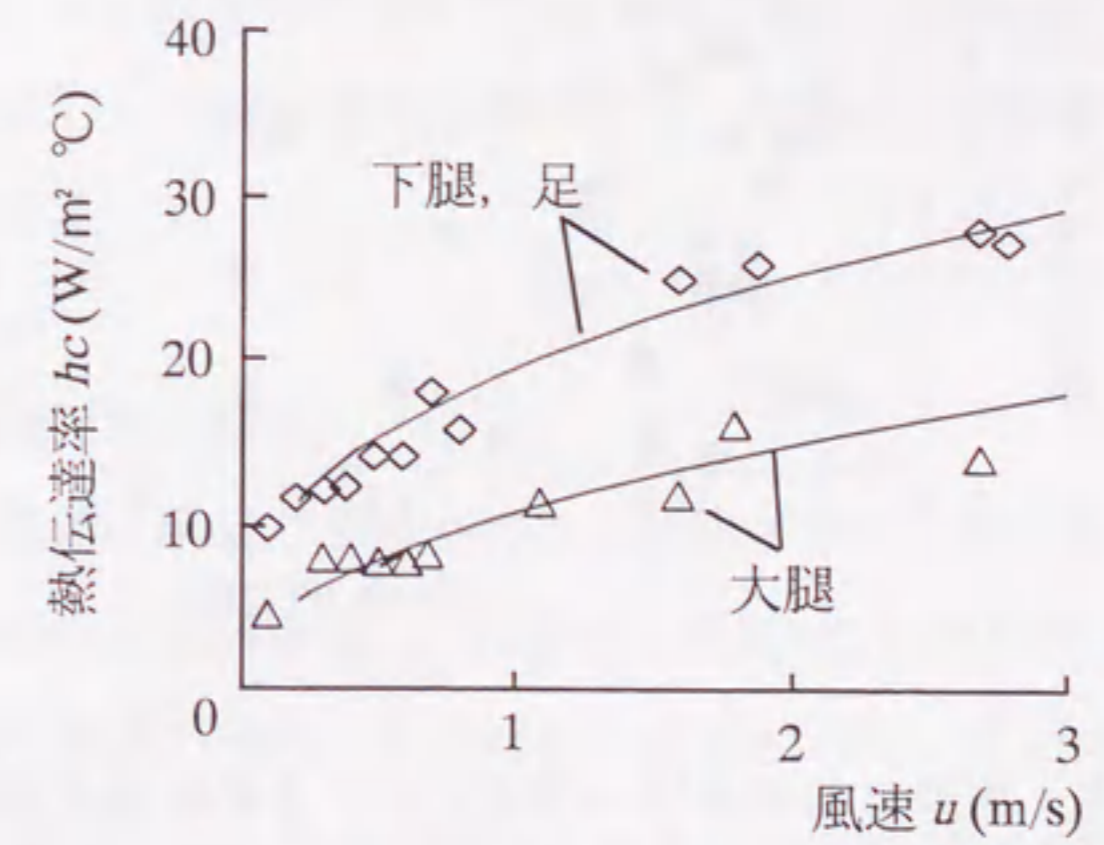
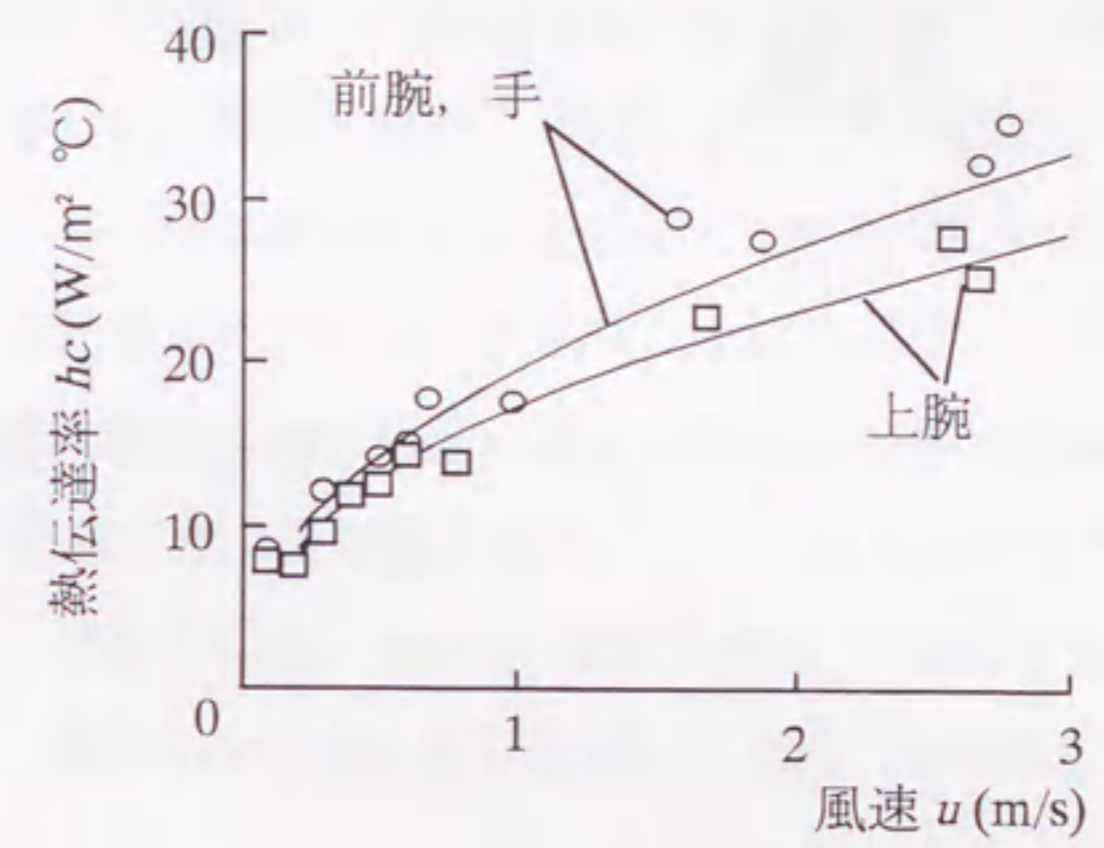
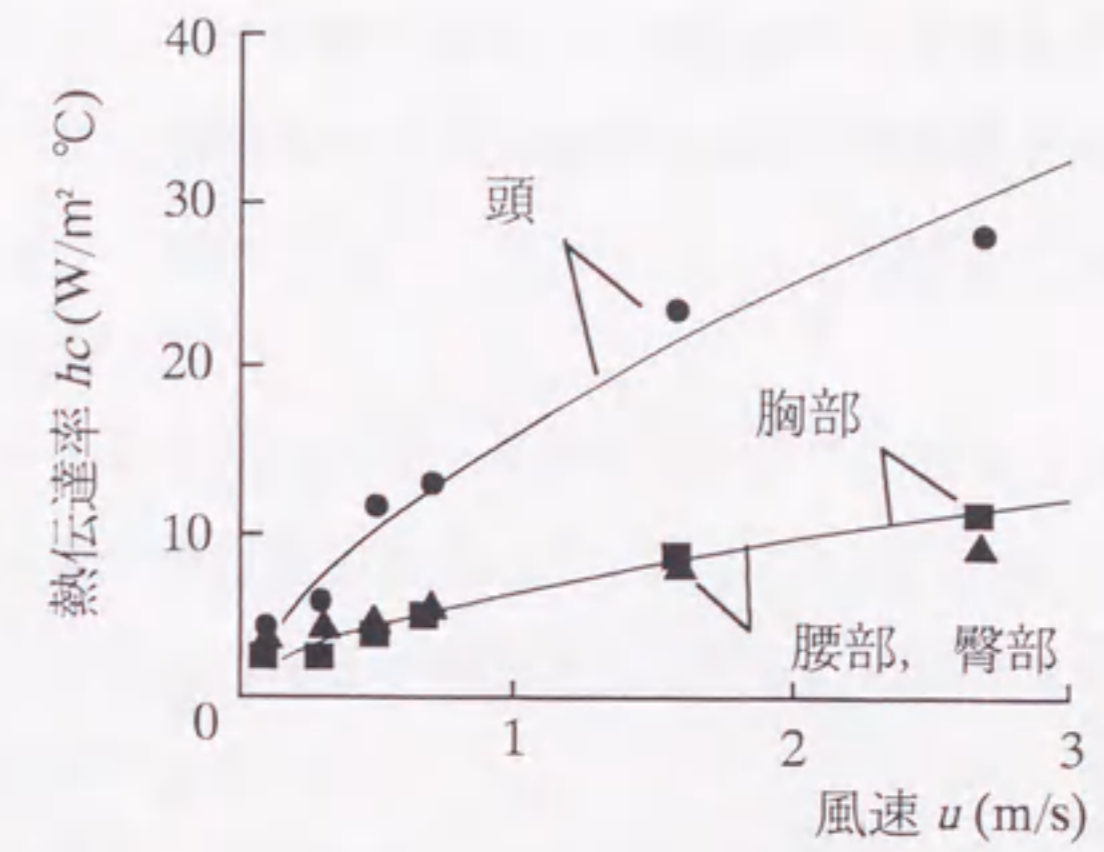


図5-16 各部位の熱伝達率計測値と近似曲線

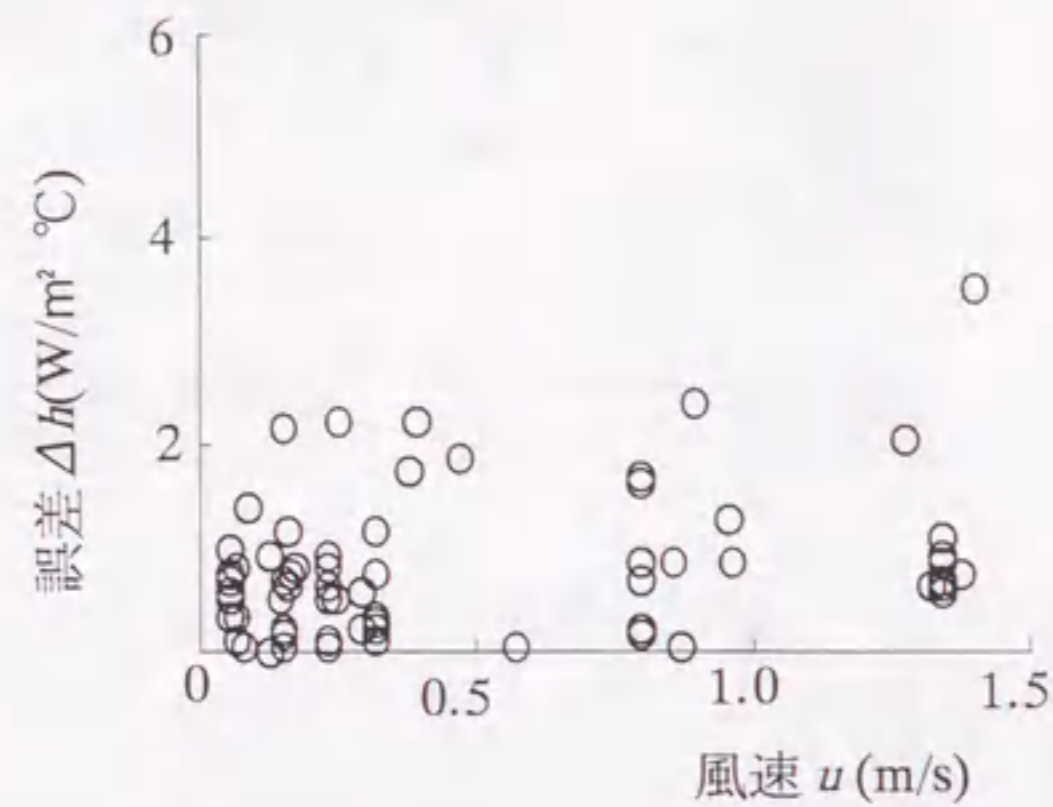


図5-17 恒温恒湿室内の均一環境における熱伝達率推定誤差

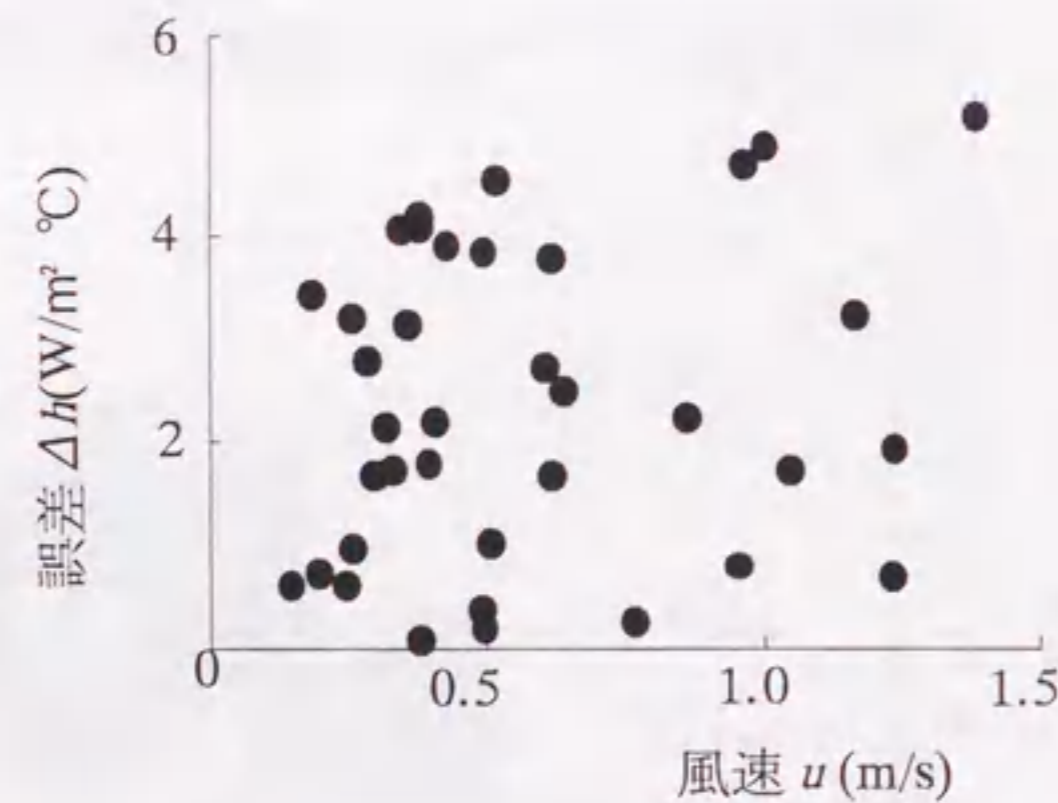


図5-18 実車室内の不均一環境における熱伝達率推定誤差

±120° 変化した場合の、日射量に対する人体各部位受熱量を予め計算し、その比率と各センサの検知量との相関を作り、各部位の日射受熱量を与えた。

5.5 評価実験の方法

非定常環境を評価する前に、サーマルマネキンで計測した SET^* との対応を確認するため、図 4-3 の恒温恒湿室を用いて、図 4-4 に示したのと同様な実験を実施した。ただし、ここでは対応関係の精度向上を図るために計測対象環境を追加し、全部で 32 ケースに増やしている。

非定常環境の評価は、夏季炎天下で駐車後の冷房開始時を対象とする。4.5 節で述べた高温風洞と実車を用い、空調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、実験を行う。環境条件は、外気温 35°C、相対湿度 50%、日射 840W/m² とし、走行時の車速は 40km/h とする。被験者は、室温 25°C に保たれた部屋で 30 分間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、その環境に 10 分間立位で暴露し、自動車に乗車する。乗車後は車速を 40km/h に加速させ、空調機を作動し、そのままの状態でも 30 分間、変化する環境に滞在する。被験者には、20~30 歳代の身長 175cm 前後の標準的な体型の男性 4 名を用いる。空調条件による違いを調べるため、冷房風量 470m³/h と 230m³/h の二通りで比較する。

皮膚温はサーミスタ温度計を用いて 16 点を計測し、人体モデルの各部位表面積比に応じて重み付けし、平均皮膚温を算出する。同時に、空調機作動後 1 分間隔で、温冷感を申告させる。

5.6 温熱環境評価の結果

まず、温度、風速、輻射、湿度を様々に変化させた定常な環境を評価することにより本計測の信頼性を確認する。計測された SET^* から温冷感を推定した評価値と、被験者の温冷感申告値の平均とを比較した結果を、図 5-19 に示す。この評価値と申告値の相関は 0.95 で、先のサーマルマネキン- SET^* 法の 0.94 と同等な結果が得られた。

図 5-20 は人体熱モデルで計算された皮膚温と、温冷感申告値を比較した結果であ

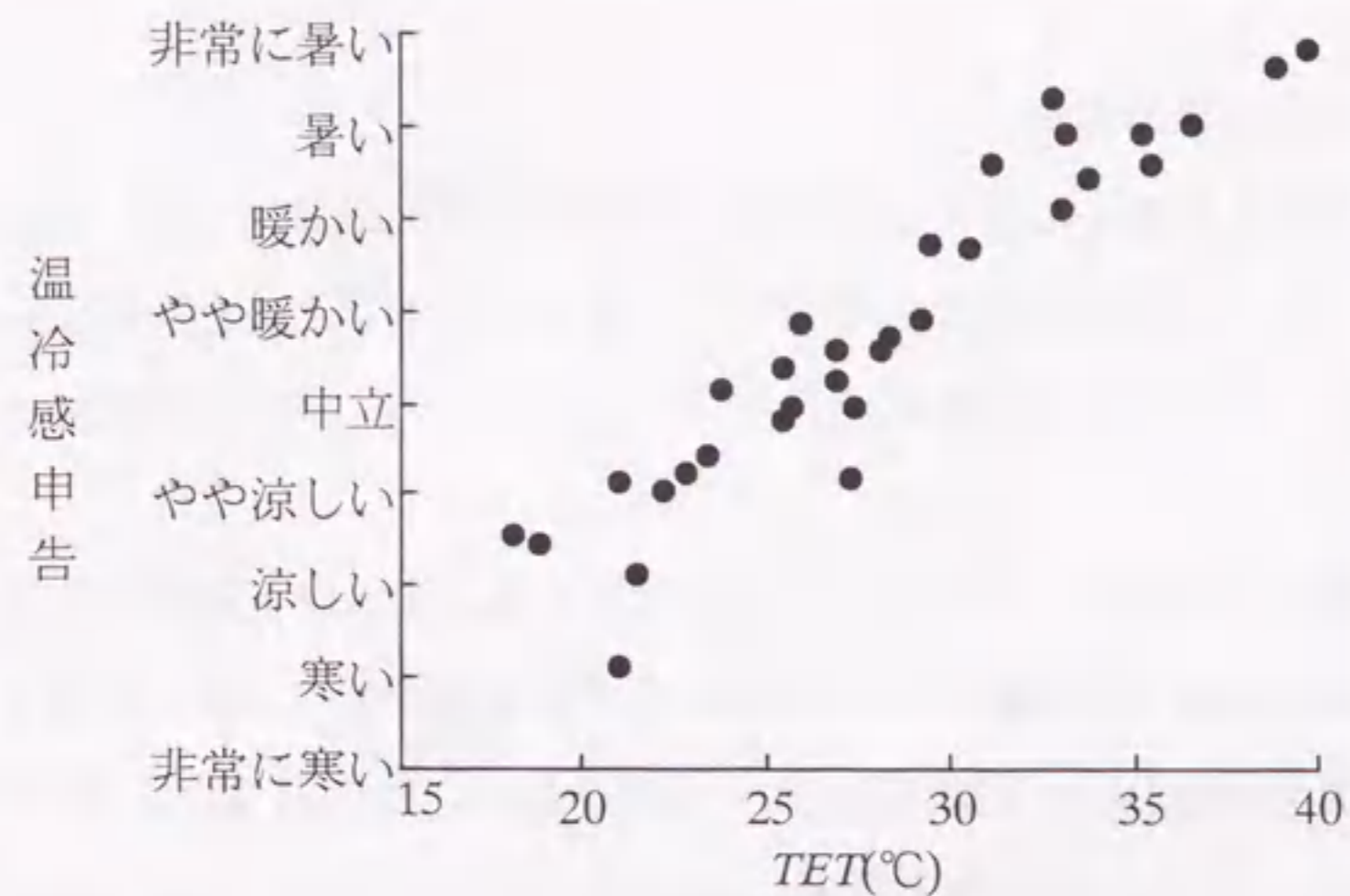


図5-19 定常で均一な環境におけるTETと温冷感の関係

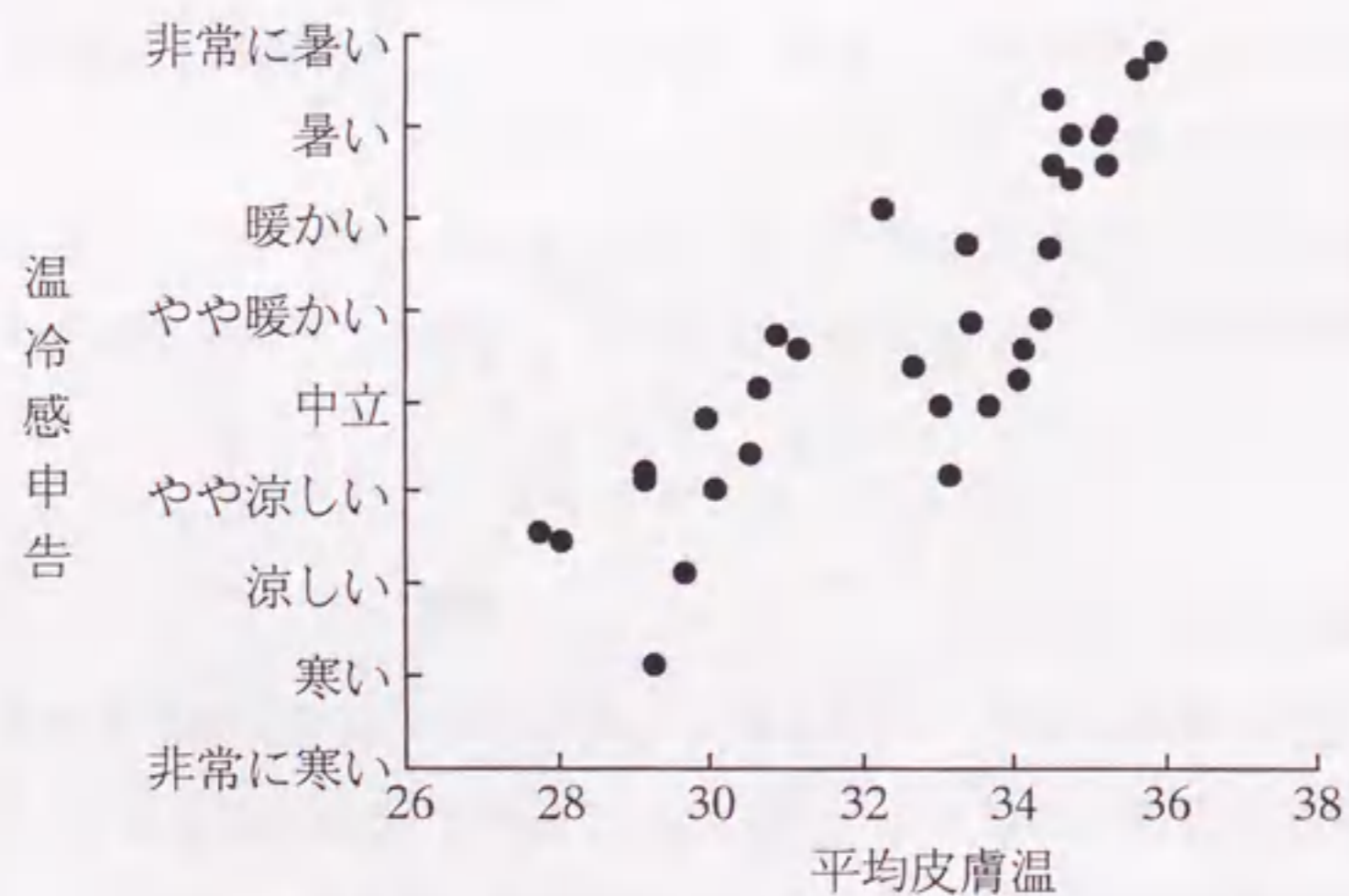


図5-20 人体熱モデルで求めた平均皮膚温と温冷感の関係

る。一般に、皮膚温は温冷感との相関が良いと言われているが、両者の相関係数は0.85であり、 SET^* や TET による評価の方が優れている。また、このとき計測された温感マネキン周辺の空気温度と温冷感申告値との相関係数は、0.59であり、当然のことながら良くない。

図5-19に示した結果に基づいて、温冷感申告値と TET の回帰式を求めると、

$$V_t = 0.3TET - 2.5 \quad (5.16)$$

となる。これを式(4.20)と比べると、温冷感が中立付近ではほぼ同じ評価となるが、非常に暑い、あるいは非常に寒いといった状態では違いが生じる。ただし、ASHRAEの標準^(4.10)と比較すると、式(5.16)の方が対応が良い。これは比較する環境の数を増やした結果、対応関係の精度が向上したためと考えられる。従ってこれ以降は、この式を用いて評価値を算出する。

空調開始後30分間の車室内の空気温度計測値の加重平均値を図5-21に、風速の加重平均値を図5-22に示す。車室の初期温度は55°Cに達しており、30分間で30°C近くの温度変化がある。

これらの計測値を基に、人体熱モデルで計算した皮膚温と、サーミスタで計測した被験者の皮膚温を図5-23に示す。計測値は被験者4名の平均値であり、被験者によるばらつきは±0.5°Cの範囲である。計算値は、空調機作動後10分頃で、最大0.5°C程度実験値より低い。風量条件の違いは十分反映されている。

次に、これら温度や風速などの計測値と、人体生理量の計算値を用いて TET を算出した結果を図5-24に示す。さらに、式(5.16)の関係が成り立つと仮定して、 TET から乗員の温冷感を推定し、被験者の温冷感申告と比較した結果を図5-25に示す。温冷感の評価値と申告値の差は、最大でも温冷感申告スケールで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、十分な精度を持つと考えられる。ただし、冷房開始直後では温冷感評価値は申告値と比べて暑い側に偏っている。

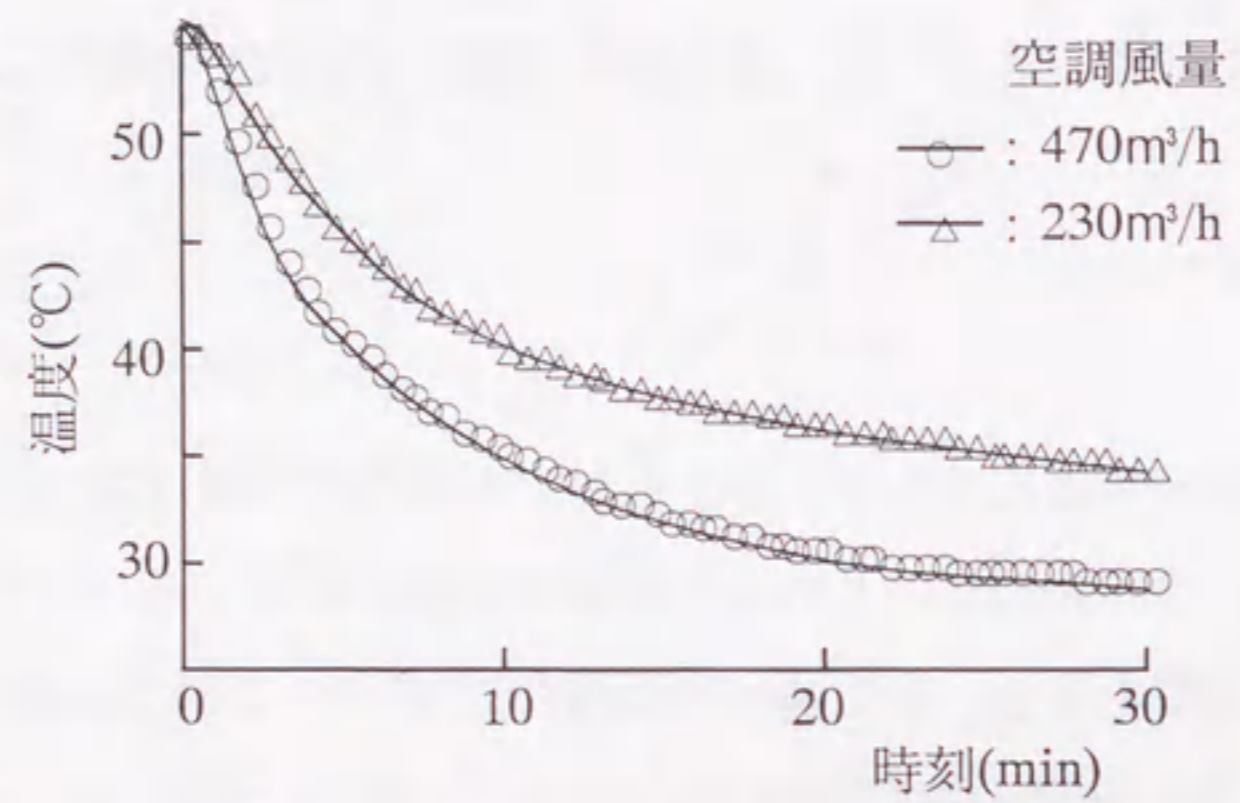


図5-2-1 冷房立ち上がり時のマネキン周囲の空気温度計測値

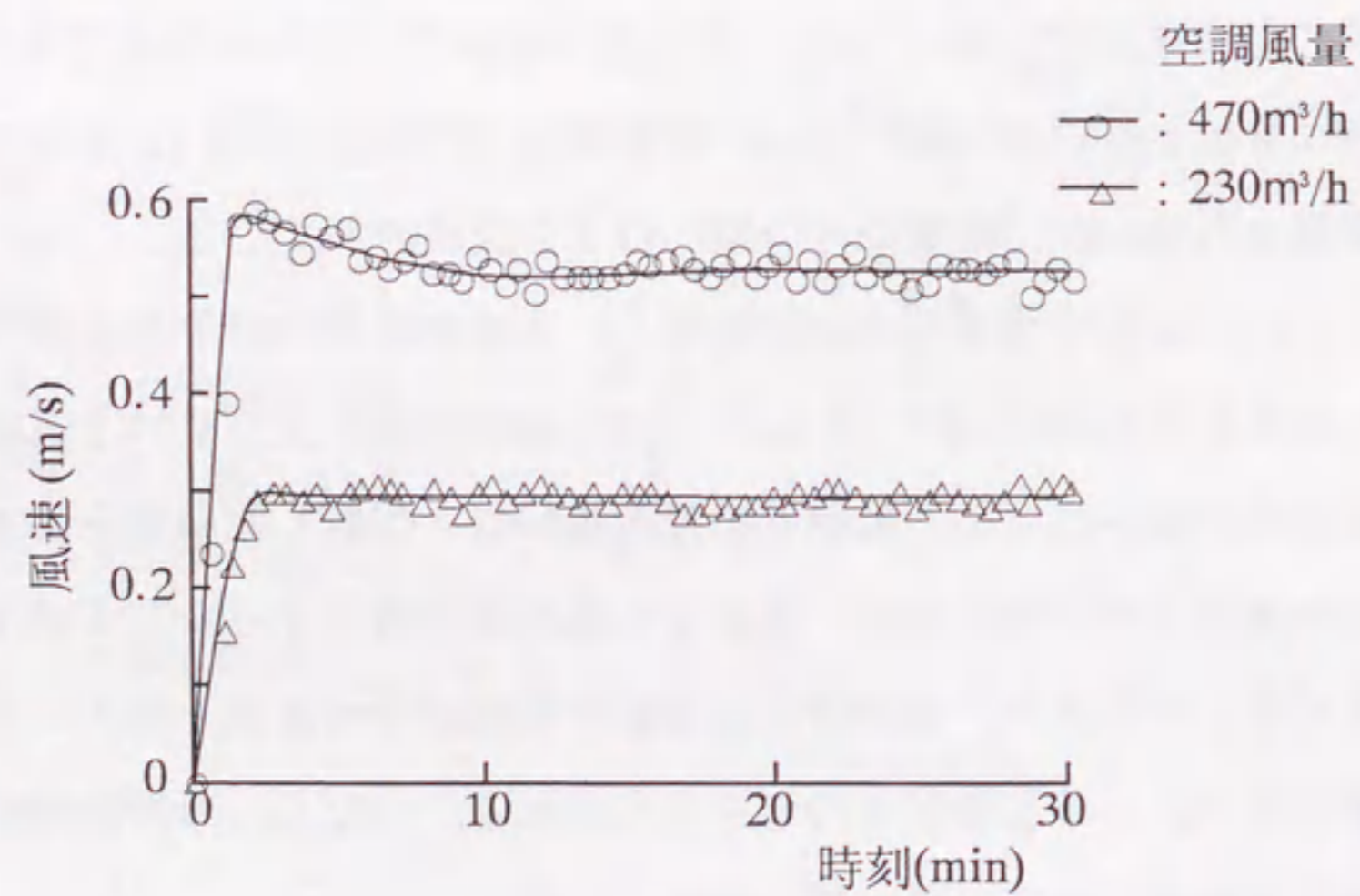
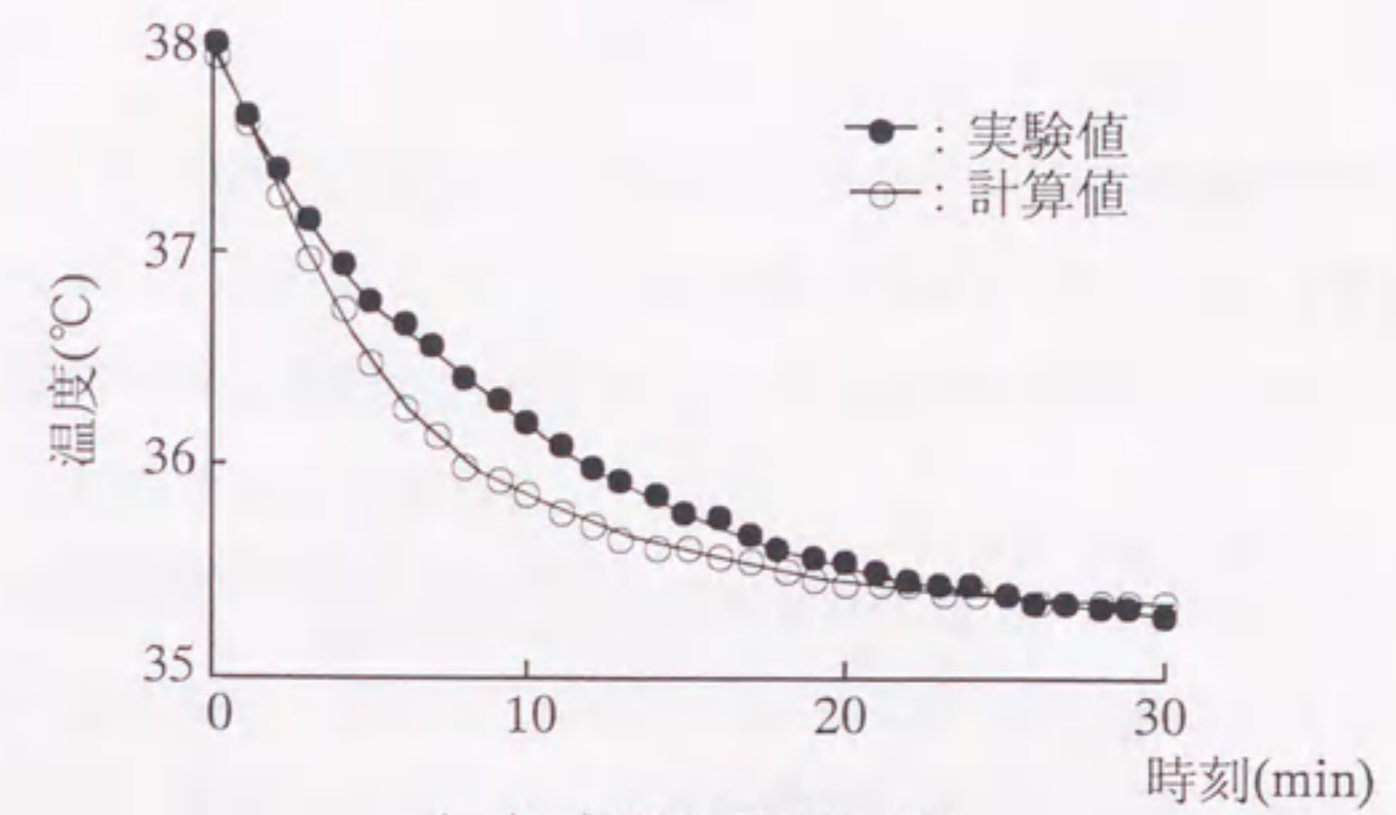
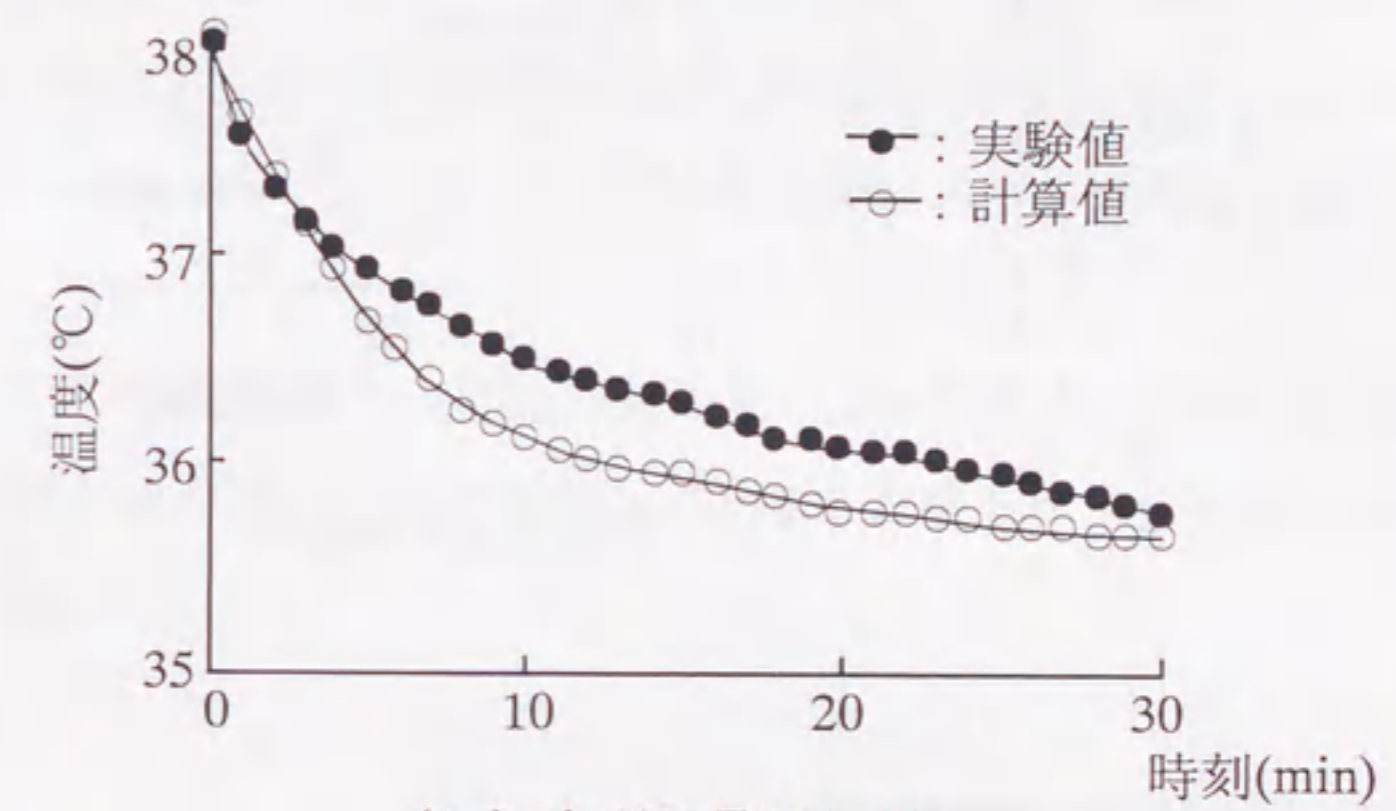


図5-2-2 冷房立ち上がり時のマネキン周囲の風速計測値



(a) 空調風量470m³/h



(b) 空調風量230m³/h

図5-2-3 冷房立ち上がり時の皮膚温度の変化

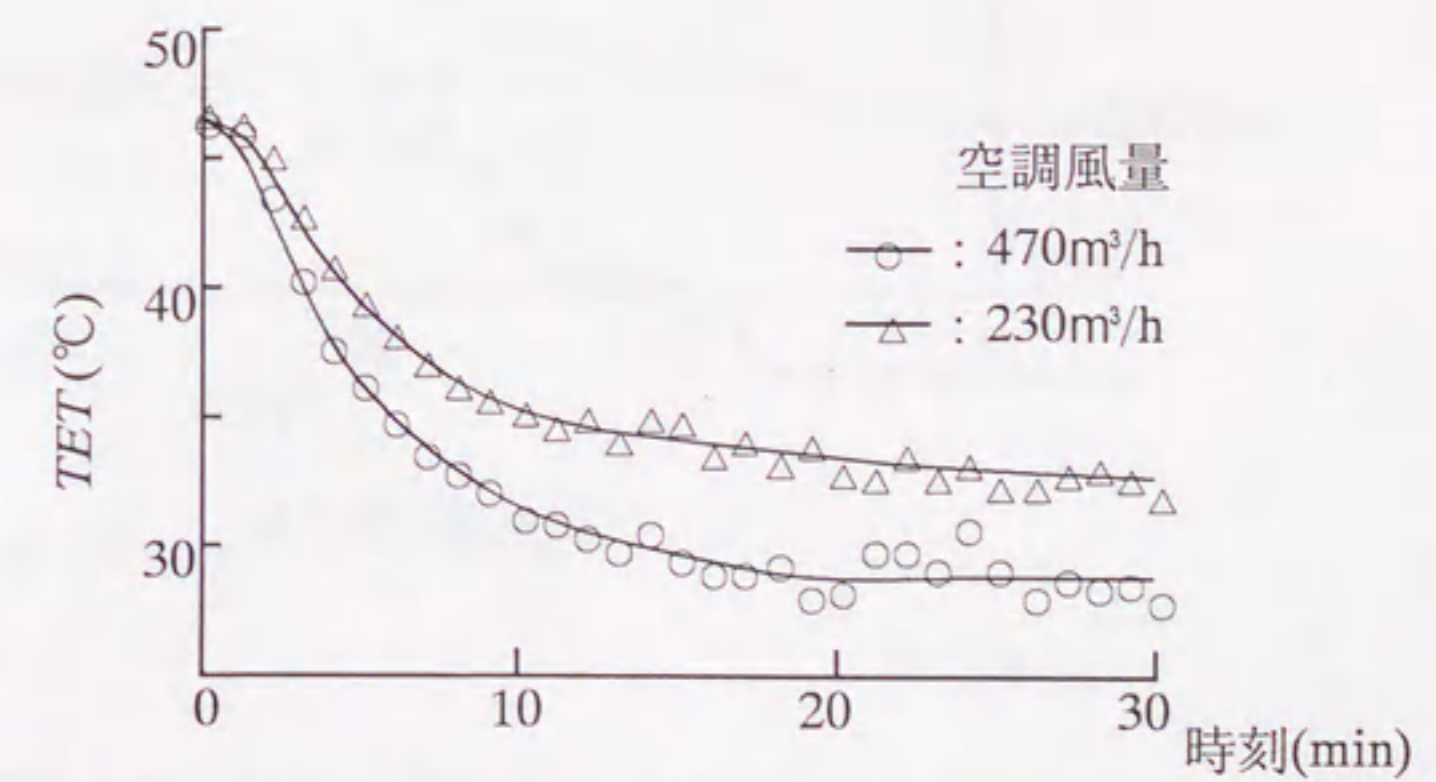
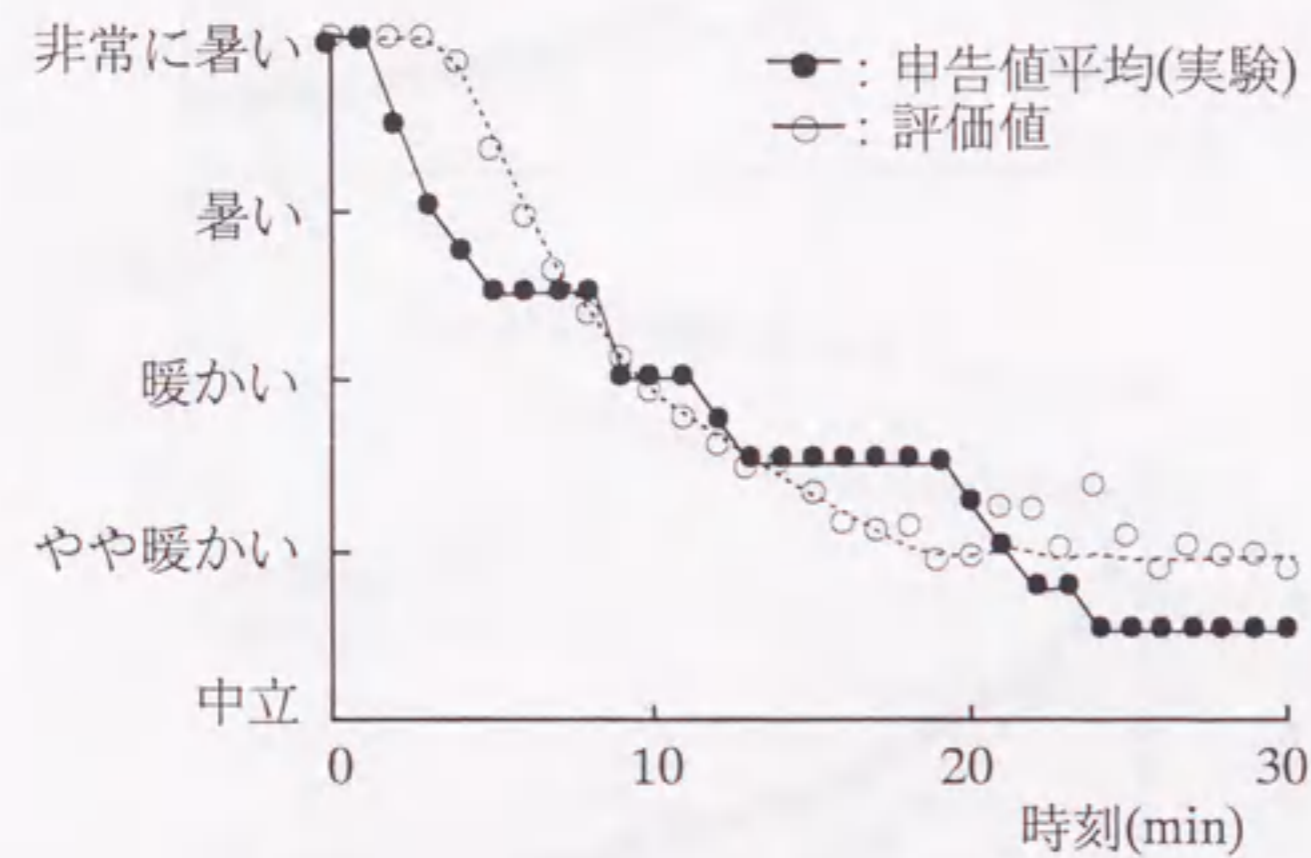
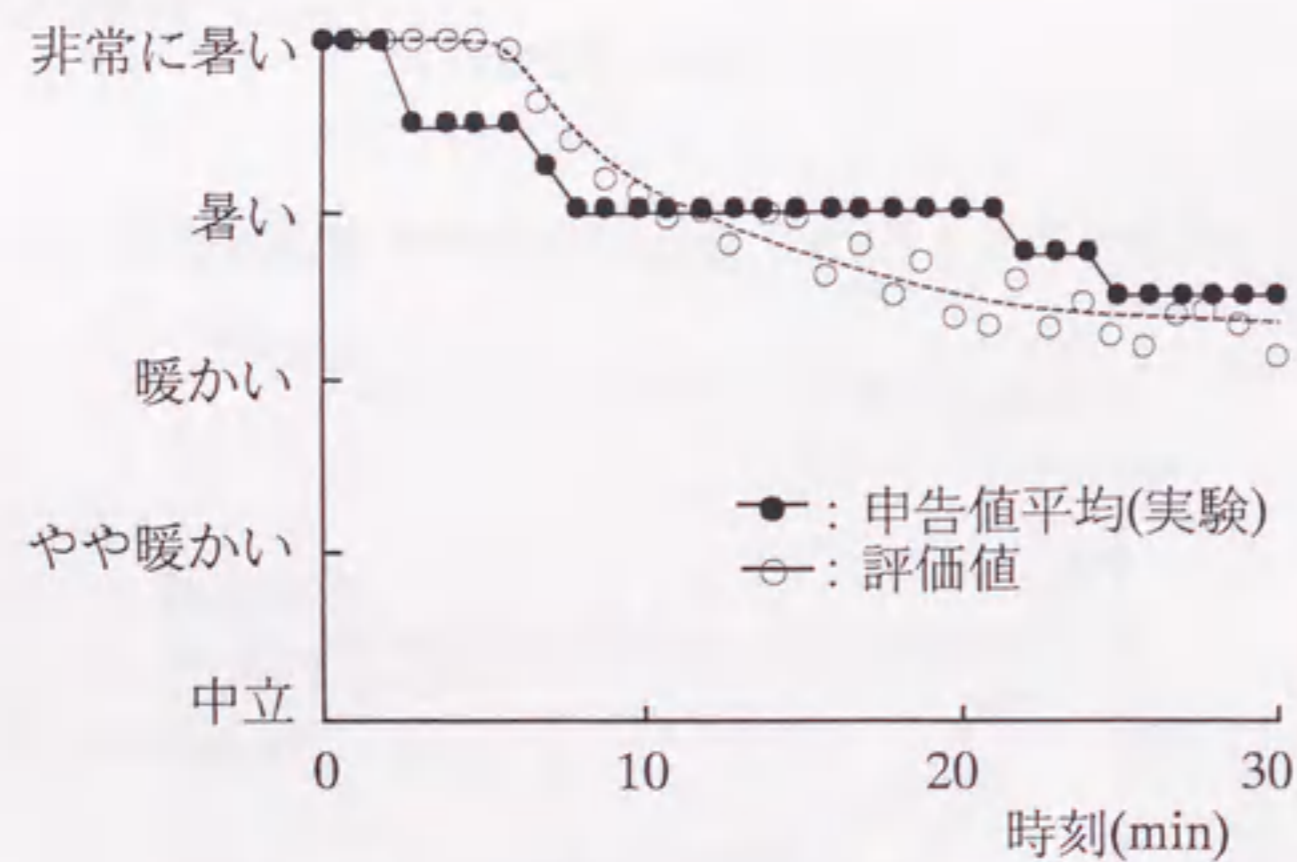


図5-2-4 冷房立ち上がり時の体感温度TETの変化



(a) 空調風量470m³/h



(b) 空調風量230m³/h

図5-25 冷房立ち上がり時の温冷感評価値と申告値の比較

5.7 考察

非定常で不均一な環境下に於いて、人体は、各部位からの神経情報を総合して、一つの温冷感を得ている。これを、全身温冷感と呼ぶことにする。TETは、16分割された人体各部位毎に算出されるので、全身温冷感を評価するためには、何らかの方法でこれを総合する必要がある。

環境との伝熱に着目すると、伝熱面積である皮膚面積の比に応じて、総合化するのが一つの考え方である。前節までの結果は、その考え方に則っている。しかし、冷房開始時に多くの乗員がするように、吹き出し気流を直接顔に向けるような、不均一性が非常に大きい場合には、不都合を生じる。そのような場合の評価例を、図5-26に示す。温冷感申告と評価結果には大きな差がある。なお、この結果は、図5-25とは別の車種を用いているため、車体や空調システムは異なるが、実験条件は同一である。

図5-26の例で、温冷感申告と評価結果の食い違いが大きいのは、吹き出し気流が直接当たる頭部の温冷感が、全身温冷感に及ぼす影響を、十分考慮できていないためと考えられる。

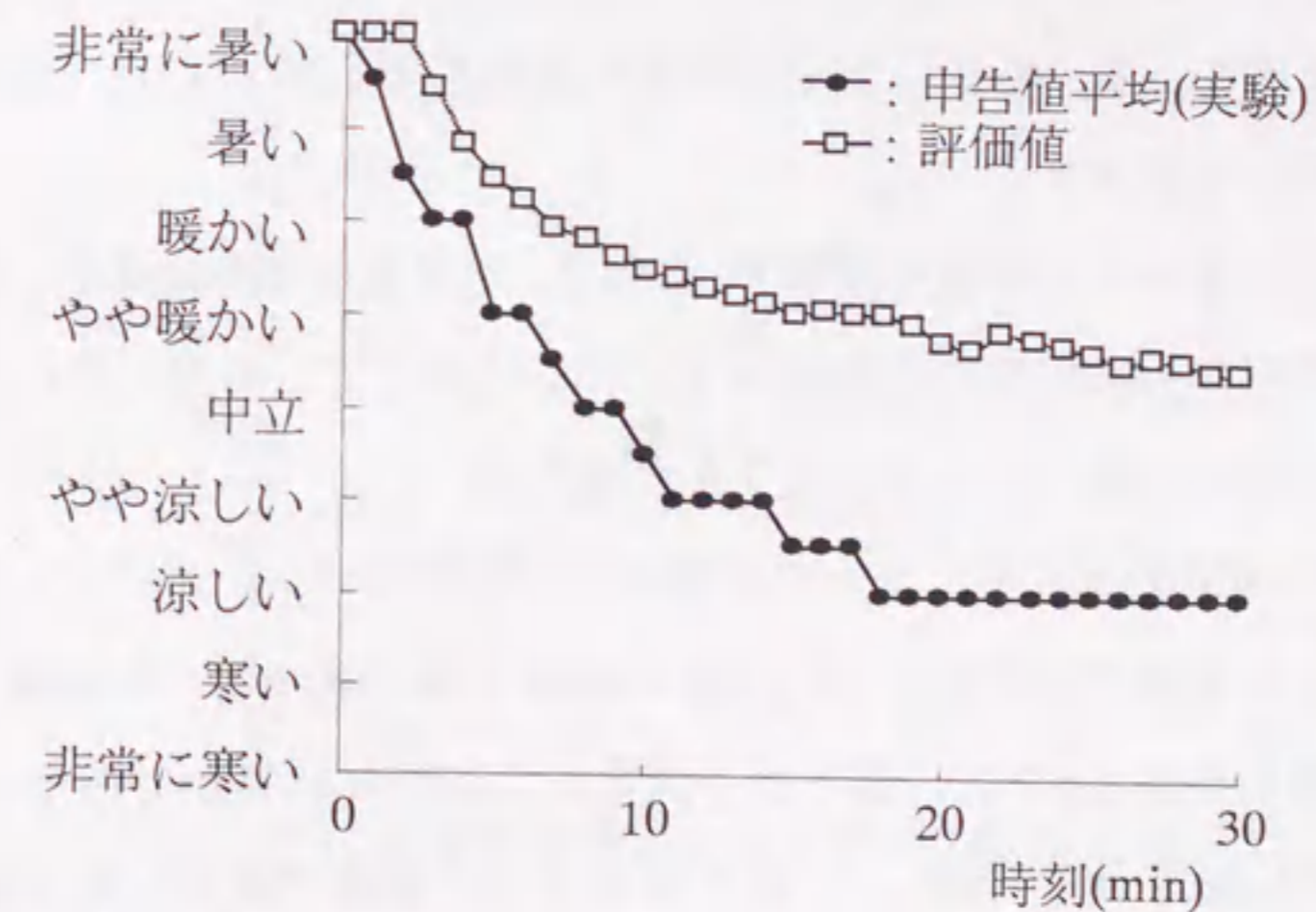


図5-26 不均一性が強い場合の温冷感評価結果

吹き出し気流を直接顔に向けるのは、局所的に冷却することで、早く冷房感を得ることが目的と考えられる。また、局所的に冷却する箇所が多くの乗員で同じであることから、全身温冷感に与えるその箇所の影響が大きいことが、容易に推定される。実際、温冷感において、部位毎に敏感さが異なることは日常的にも経験する。温度受容器の分布密度や、局所的な加熱冷却と体温調節反応の関係が、部位毎に異なることは従来の研究で明らかとなっている^(4, 2)。また、各部位の皮膚温と温冷感をニューラルネットで関係付けることで温冷感を推定した研究例もある^(1, 22)。

そこで、全身温冷感への各部位の寄与度を考慮して評価する方法を検討する。ここでは、全身温冷感に対応する体感温度を、*TET*全身値とし、各部位の*TET*値に重み付け係数を掛けて得られるものと仮定する。そして、この重み付け係数を最適化するために、遺伝的アルゴリズム(GA)^(5, 8)を利用する。以下、その方法の概要を述べる。

該係数は左右対称であるので、頭、胸、腰、上腕、前腕、手、大腿、下腿、足の10個となる。この係数はそれぞれ、0~1の数となるため、その区間を128分割して7桁の二進法で表し、これらを70要素の遺伝子にまとめる。遺伝子の適応度は図5-19に示した定常時の実験結果を用いて評価する。温感マネキンで計測された各部位の*TET*に、遺伝子から得られる重み付け係数を掛けて算出した*TET*全身値と、実験時の温冷感申告値から式(5.16)を用いて換算した*TET*値の差を二乗し、全ての実験ケースの平均をとる。この二乗平均誤差の逆数を適応度として、適応度最大となるような遺伝子を探索する。

この方法で得られた重み付け係数を図5-27に示す。皮膚表面積の比率と、加熱冷却による発汗制汗効果から推定される按分比^(4, 2)を比較しているが、これらの結果と比べて、頭部の比率が高くなっていることが分かる。

図5-19の定常時の実験結果に関して、この重み付け係数を用いた場合と、皮膚表面積比を用いた場合の全身*TET*値を、図5-28で比較する。ほぼ均一な環境であるため、両者の差の平均値は0.4℃と、重み付け係数による変化は僅かである。

次に、図5-25、図5-26の場合に関して、新たな重み付け係数で算出した全身*TET*値で評価した結果を、図5-29、図5-30にそれぞれ示す。前者は、重み付け係数を変更しても大きな変化が無いが、後者の場合には変化し、被験者申告値と良い一致

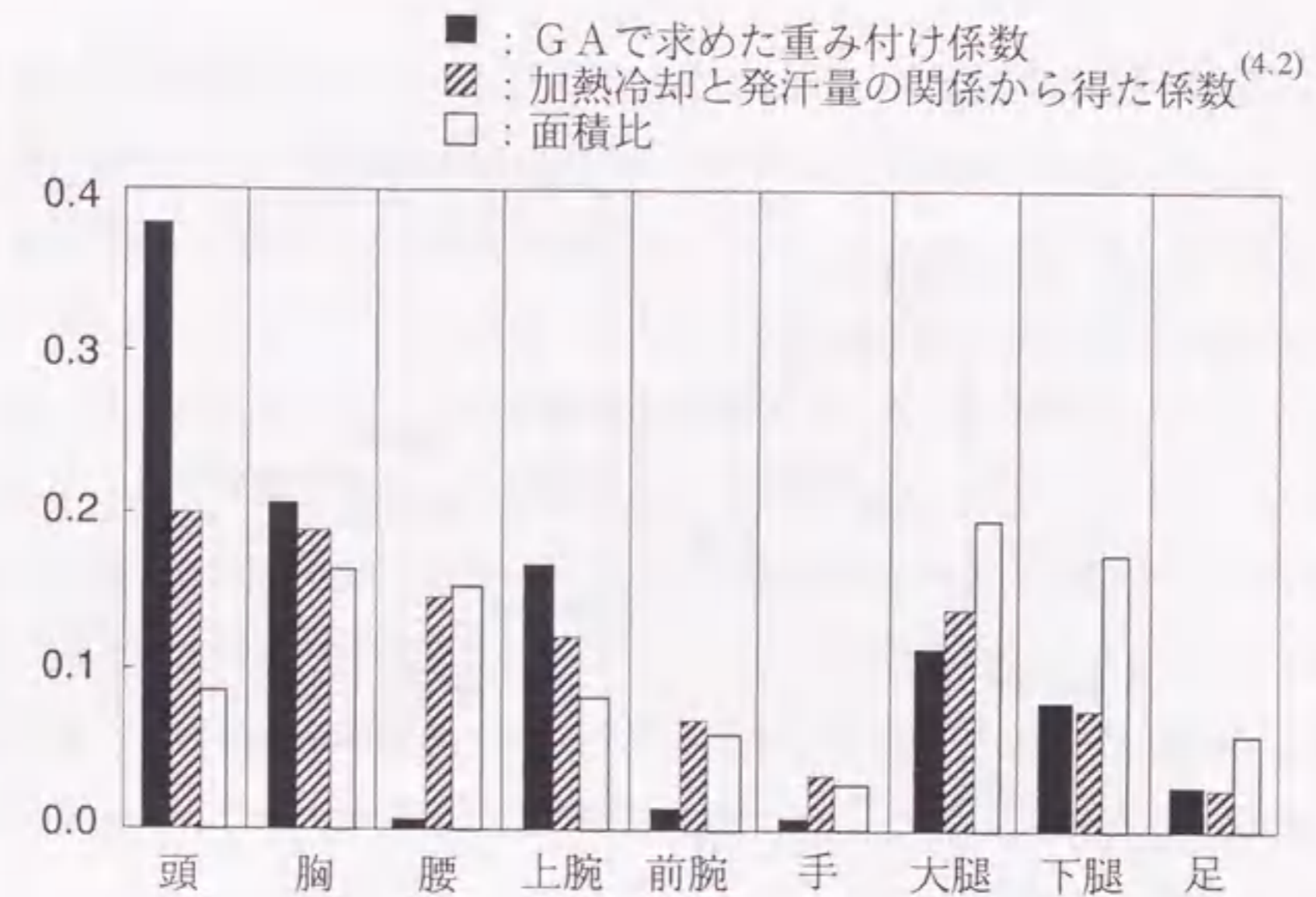


図5-27 遺伝的アルゴリズム(GA)で求めた重み付け係数

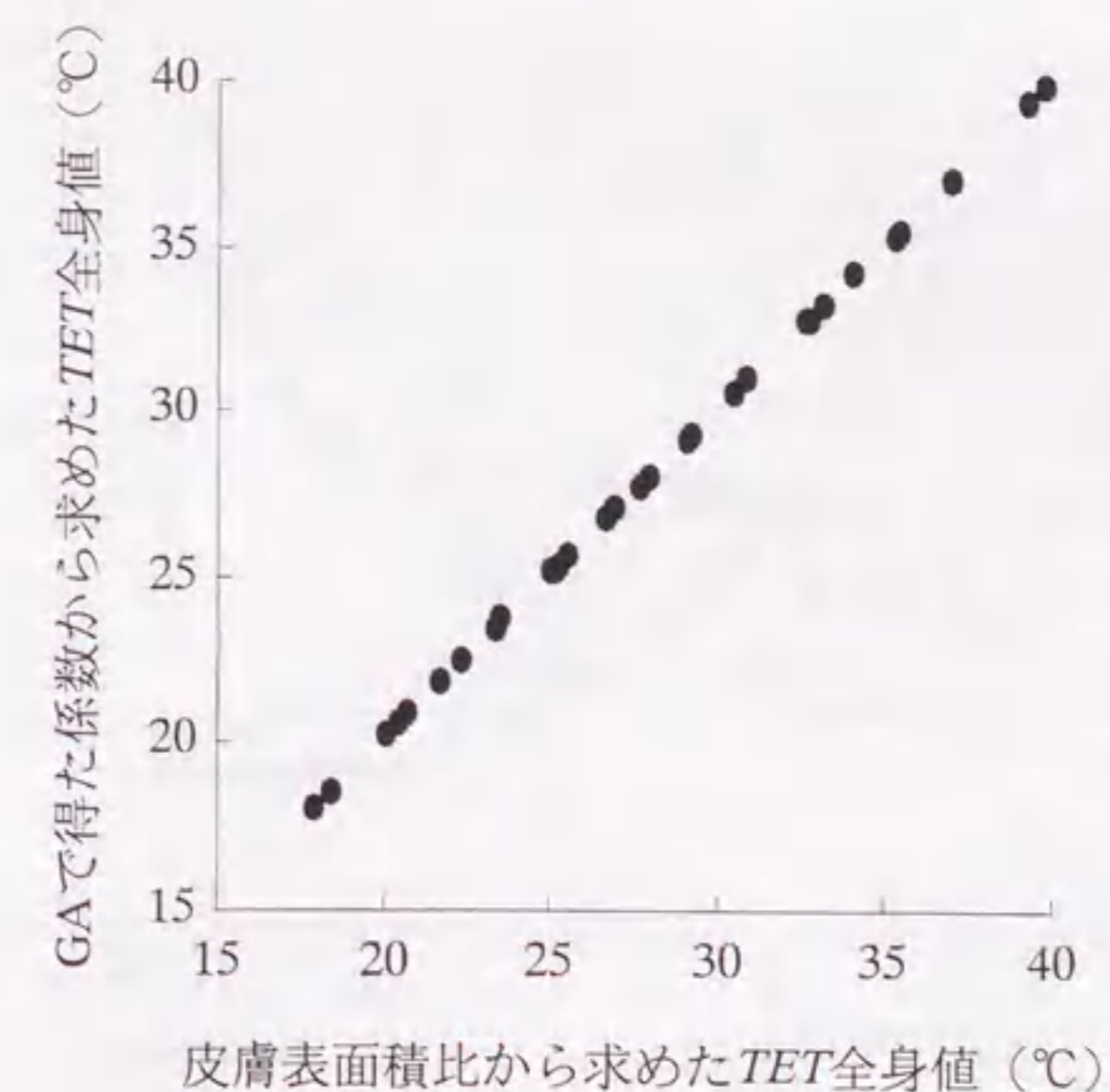


図5-28 定常で均一な環境での重み付けの影響

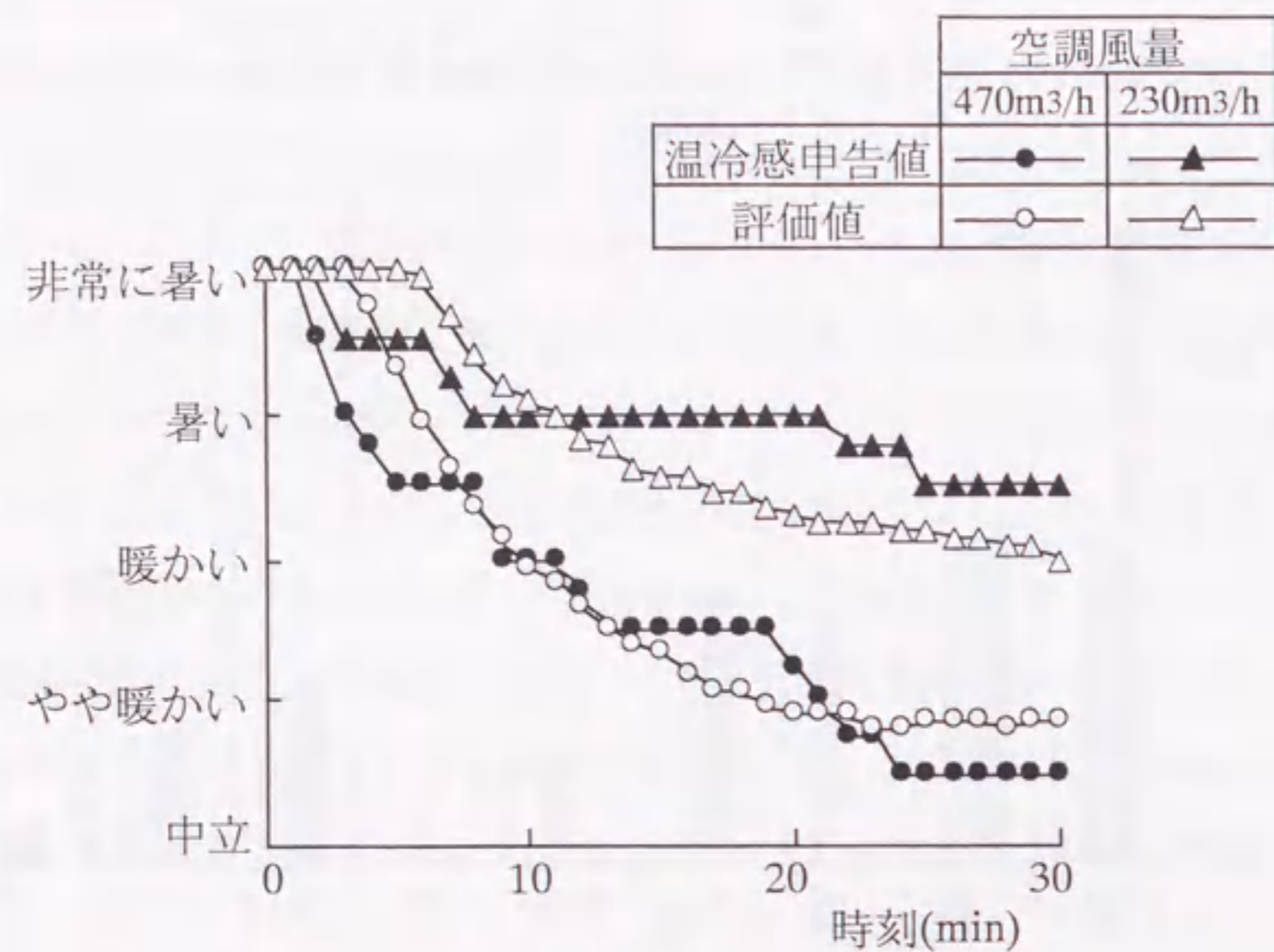


図5-29 GAで求めた重み付け係数を用いた評価結果
(図5-25と同じケース)

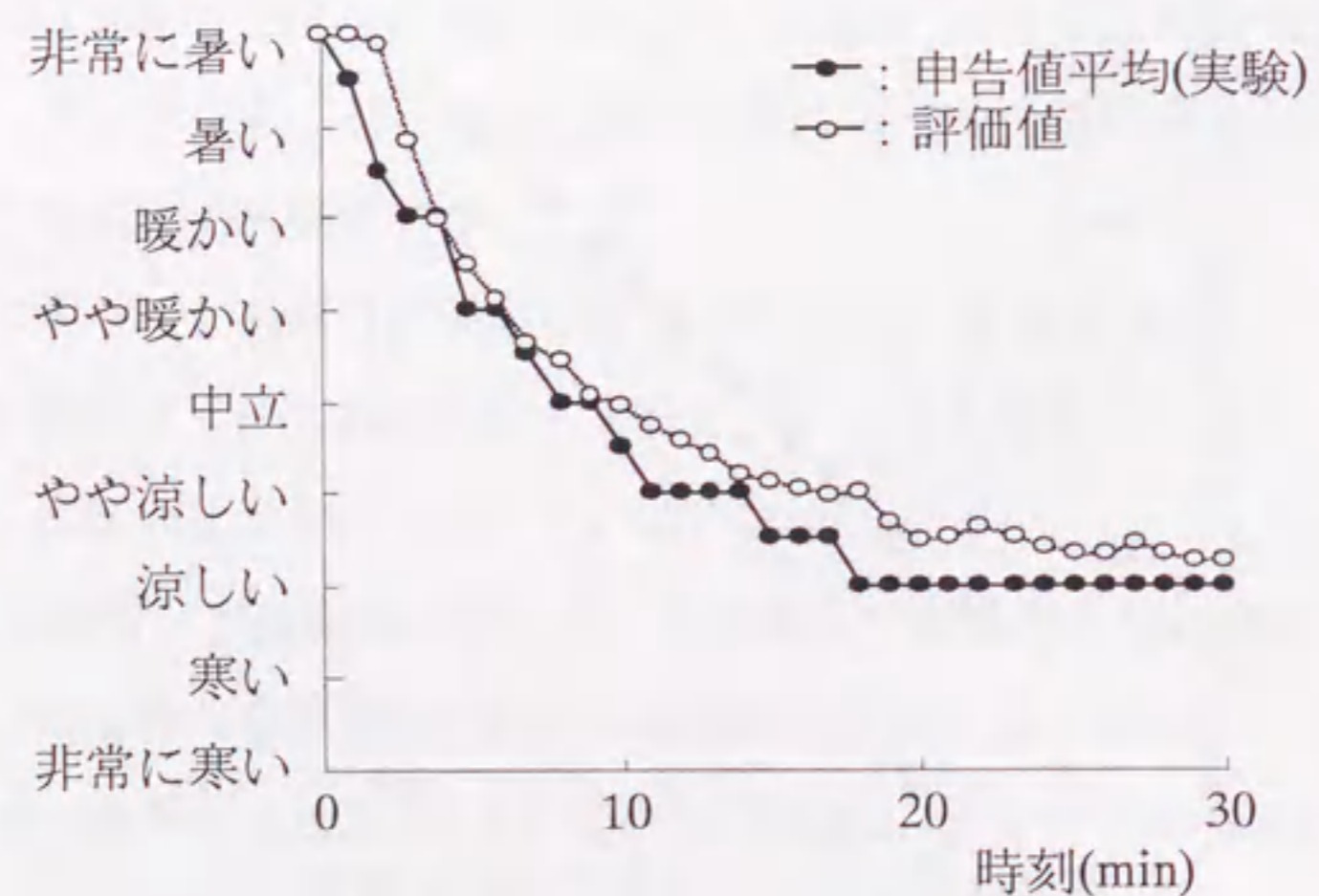


図5-30 GAで求めた重み付け係数を用いた評価結果
(図5-26と同じケース)

が得られる。

図5-31は、確認の意味で、更に違う車種で評価した結果であるが、評価値は被験者申告値に良く一致する。この図の例では、空調風を乗員の顔向きに吹き出した場合と、真後ろ向きに吹き出して乗員に当てない場合も比較している。空調風の温度や風速が同じでも、吹き出し風向により乗員周囲の温度場や流れ場が変化し、それが乗員の温冷感に影響を与えることが分かる。

遺伝的アルゴリズムで重み付け係数を決定する際には、定常でほぼ均一な環境に於ける、計測値と温冷感申告値を用いた。この係数が、定常でほぼ均一な環境評価に適用できることは当然であるが、非定常で不均一な環境の評価に於いて更に真価を発揮することは、非常に興味深い。このことは、人体が各部位の神経情報を総合する際の重みを、ここで求めた係数が反映していることを、示しているものと考えられる。

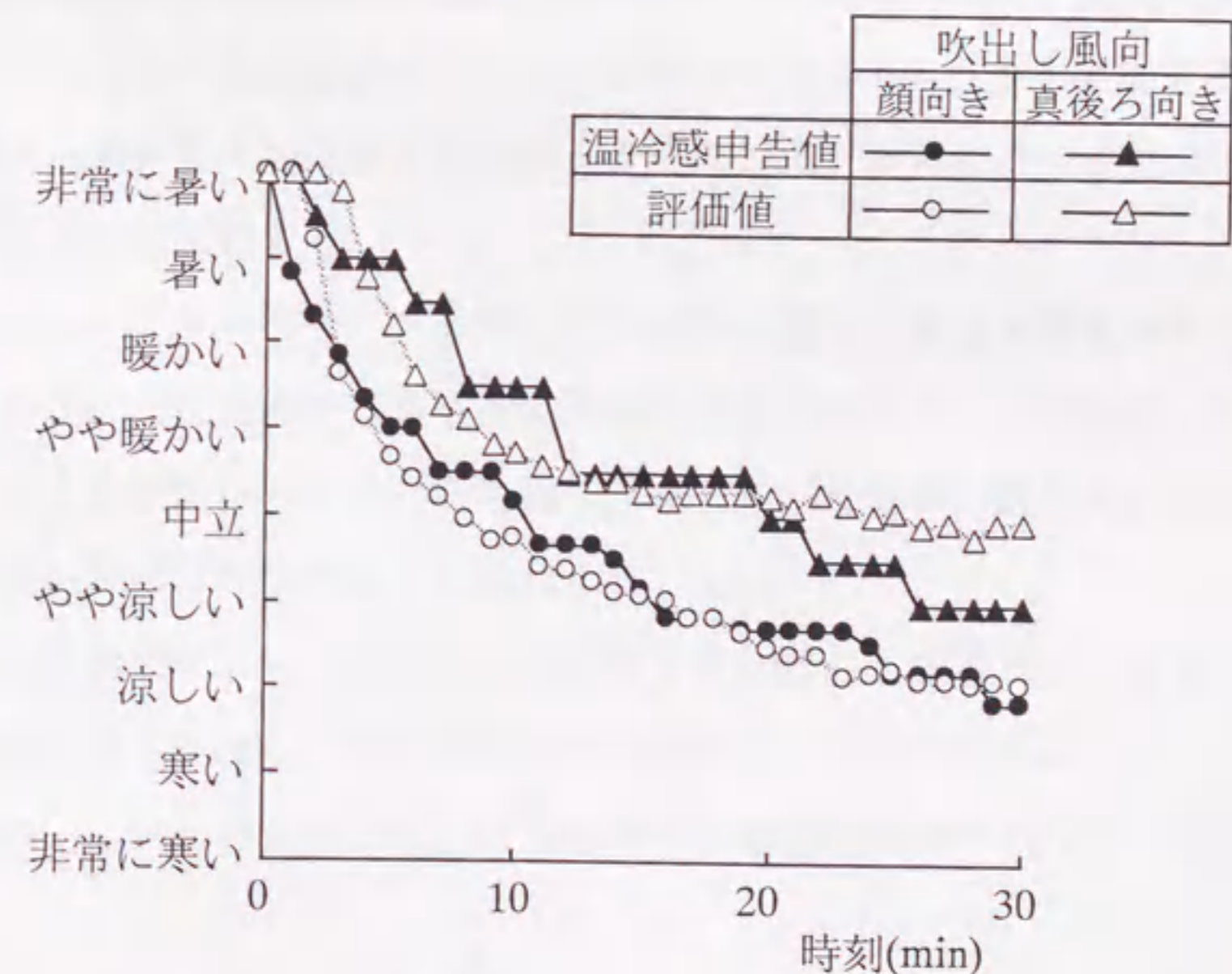


図5-31 空調風の吹き出し風向の影響を評価した例

5. 8 まとめ

自動車の冷房立ち上がり時などの非定常な温冷感を評価するために、人体熱モデルを開発し、体感温度 TET を用いた評価法を編み出した。その結果、以下の知見が得られた。

- (1) 16分割2層人体熱モデルにより、非定常環境における生理量変化が予測でき、実験における皮膚温変化と良好な一致が得られる。
- (2) 温感マネキンを用いて、自動車乗員周りの温度、風速、湿度、輻射を計測し、人体熱モデルで乗員の皮膚温と発汗量を計算することにより、 SET^* と同等で、しかも、環境の時間変化に対応できる体感温度 TET を求めた。この TET は定常環境においてサーマルマネキン— SET^* と同等の評価が可能である。
- (3) 乗員温冷感に対応する TET 全身値は、人体各部位の TET の加重平均として定義される。その重み付け係数は、被験者の温冷感申告結果を基に、遺伝的アルゴリズムで決定できる。この係数は、頭部が大きく、その部位が温冷感に及ぼす影響が大きい。
- (4) TET 全身値と回帰式を用いて、不均一で非定常な環境下の、乗員の温冷感を推定できる。

第6章 自動車室内の温熱環境の数値解析

6. 1 まえがき

自動車乗員の温冷感予測には、数値解析による温度分布の予測の他に、次の三つの技術要件が必要とされる。第一に、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関わらず、短い開発期間の中で予測技術を活用するためには、要素分割を自動化し、計算まで含めて数日で結果が得られる必要がある。第二に、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見なせるが、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、換気と空調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。第三に、温熱環境の評価である。乗員の温冷感には周りの空気温度だけでなく、風速や輻射、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。

本研究では、最初の技術要件である要素分割の自動化に、近年複雑な形状の解析に見直されてきている直交要素^(6, 1)を採用する。さらに、代表的寸法を入力するだけで車室と乗員形状を生成する手法をこれに加え、計算モデルを完全に自動生成できるシステムを構築する。

温度計算は、ミクロなモデルを用いた車室内の温度と風速の数値解析と、マクロなモデルを用いた空調風や車室壁面の温度計算を連成する。空調風は、換気や冷凍サイクルを含む空調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する。

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、乗員周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る。

本章では、これらの方法を用いた自動車室内温熱環境の予測について述べる。

6. 2 室内風速と温度分布の解析

6. 2. 1 解析方法

車室内の温度は、空調された状態で18~32°C程度、寒冷時や暑熱時の初期状態ま

で考慮すると-20~60°C程度であり、風速は最大で10m/s程度である。また空調風による強制対流と、ガラスやインパネ面などの車体内壁の加熱や冷却による自然対流の混在した流れ場を形成している。

そのため、本計算では密度変化を温度差だけの関数とする、*Boussinesq*近似を用いた非圧縮性のナビエ・ストークス方程式を、基礎方程式とする。このときの支配方程式は積分近似で次のように表される。

$$\int_{\Gamma} n_j u_j d\Gamma = 0 \quad (6.1)$$

$$\frac{\partial u_i}{\partial t} \Delta\Omega + \int_{\Gamma} n_j u_j u_i d\Gamma = - \int_{\Gamma} n_i p d\Gamma + \frac{1}{\text{Re}} \int_{\Gamma} \frac{\partial u_i}{\partial n} d\Gamma + \frac{Gr}{\text{Re}^2} \delta_{i3} \theta \Delta\Omega \quad (6.2)$$

$$\frac{\partial \theta}{\partial t} \Delta\Omega + \int_{\Gamma} n_j u_j \theta d\Gamma = \frac{1}{\text{Pe}} \int_{\Gamma} \frac{\partial \theta}{\partial n} d\Gamma \quad (6.3)$$

なお、 δ はクロネッカーのデルタであり、 δ_{i3} は*i*=3、すなわち、重力の働く方向において1となる。

この方程式の離散化には、対流項には *Adams-Bashforth* 法を、粘性項には *Crank-Nicolson* 法を適用する。式(6.4)~(6.8)に離散化された方程式を示す。

$$\begin{aligned} \frac{u_i^* - u_i^n}{\Delta t} \Delta\Omega = & -\frac{3}{2} \int_{\Gamma} u_j^n u_i^n n_j d\Gamma + \frac{1}{2} \int_{\Gamma} u_j^n u_i^{n-1} n_j d\Gamma \\ & + \frac{1}{2} \frac{1}{\text{Re}} \int_{\Gamma} \frac{\partial u_i^n}{\partial n} d\Gamma + \frac{1}{2} \frac{Gr}{\text{Re}^2} \delta_{i3} \theta^n \Delta\Omega \end{aligned} \quad (6.4)$$

$$\frac{\theta^* - \theta^n}{\Delta t} \Delta\Omega = -\frac{3}{2} \int_{\Gamma} u_j^n \theta^n n_j d\Gamma + \frac{1}{2} \int_{\Gamma} u_j^n \theta^{n-1} n_j d\Gamma + \frac{1}{2} \frac{1}{\text{Pe}} \int_{\Gamma} \frac{\partial \theta^n}{\partial n} d\Gamma \quad (6.5)$$

$$\frac{\theta^{n+1} - \theta^*}{\Delta t} \Delta\Omega = \frac{1}{2} \frac{1}{\text{Pe}} \int_{\Gamma} \frac{\partial \theta^{n+1}}{\partial n} d\Gamma \quad (6.6)$$

$$\int_{\Gamma} \frac{\partial p^{n+1/2}}{\partial n} d\Gamma = \frac{1}{\Delta t} \int_{\Gamma} n_i u_i^* d\Gamma + \frac{1}{2} \frac{Gr}{\text{Re}^2} \int_{\Gamma} \theta^{n+1} n_3 d\Gamma \quad (6.7)$$

$$\frac{u_i^{n+1} - u_i^*}{\Delta t} \Delta\Omega = - \int_{\Gamma} n_i p^{n+1/2} d\Gamma + \frac{1}{2} \frac{1}{\text{Re}} \int_{\Gamma} \frac{\partial u_i^{n+1}}{\partial n} d\Gamma + \frac{1}{2} \frac{Gr}{\text{Re}^2} \delta_{i3} \theta^{n+1} \Delta\Omega \quad (6.8)$$

式(6.4), (6.5)で、中間ステップの速度 u^* と温度 θ^* を計算し、式(6.6)で $n+1$ 時間ステップの温度 θ^{n+1} を、式(6.8)で速度 u^{n+1} を求める。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。式(6.6), (6.8)は陰的に解かれ、全体として時間に関して二次精度の半陰的二段階時間積分法となる。このような二段階化により、時間積分の精度が高められ、安定性が向上されている^(6.2)。

空間に関する離散化には、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する。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する。直交要素の採用により、人体形状やステアリングホイールなどの複雑な形状を考慮した格子生成の単純化が期待できる。また、座標変換に伴う数値誤差を含まないため、噴流計算の精度も向上すると考えられる。物体表面の境界層の計算においては問題を生じるが、車室内温熱環境の予測には、空調風の噴流が乗員にいかにかに到達するかが最も大切であり、以上の利点を重視した。

境界条件は、表6-1のように与える。また、計算時間とメモリを節約するために乱流モデルは省略する。

表6-1 境界条件

	壁面	空調風吹出口	空調風吸込口
速度	$u = 0$	$u = \text{const}$	$\frac{\partial u}{\partial n} = 0$
圧力	$\frac{\partial p}{\partial n} = \frac{n_i \delta_{i3} Gr}{\text{Re}^2 \theta}$	$\frac{\partial p}{\partial n} = 0$	$p = \text{const}$
温度	$\theta = \text{const}$	$\theta = \text{const}$	$\frac{\partial \theta}{\partial n} = 0$

6. 2. 2 解析方法の検証

まず始めに、図 6-1 の立方体キャビティ内の自然対流を計算する。計算条件は、流体を空気と仮定して、 $P_r=0.71$ で $Ra=10^4$ から $Ra=10^6$ までとする。境界条件は速度と圧力は、表 6-1 と同じ条件で与える。温度に関しては、 $X=0$ の垂直壁面で $\theta=1$ 、 $X=1$ の壁面で $\theta=0$ 、その他の面では断熱条件とする。用いた要素は、 $50 \times 50 \times 50$ の等間隔要素である。

計算結果の $X-Z$ 平面内 ($Y=0.5$) の温度分布を図 6-2 に、速度ベクトルを図 6-3 に示す。速度ベクトルは $Ra=10^4$ で 10 倍、 $Ra=10^6$ で 3 倍されている。これらの結果から、レイリー数の増加とともに、温度と速度の境界層が薄くなること、定性的に捉えられている。次に、図 6-4 で、 $Y=Z=0.5$ の線における、垂直方向の速度 (v_z) の分布を楢原の計算値^(6.3)と比較する。楢原の計算は、基礎方程式と数値解法は今回の計算と同じで、総要素数も 135,000 とほぼ同じであるが、非構造格子を用いて境界付近で格子を密にしている。計算結果は $Ra=10^6$ では両者は良く一致しているが、 $Ra=10^4$ では差が見られる。これは、楢原の計算では壁面付近に格子を集中しているため、その部分の精度が良く、一方、今回の等間隔要素による計算では、この部分で誤差が生じ易いことを示している。

次に、より車室に近い条件での精度を検討するため、簡易的な車室内モデルを用いて比較する。実験には、図 6-5 に示した吹出口二つと吸込口一つ、座席一つの簡易的な車室モデルを用いる。このモデルは 10mm 厚さの亚克力製で、二つの吹出口の大きさは $100\text{mm} \times 90\text{mm}$ である。実験方法は次の通りである。まず、モデルを環境試験室に設置し、空調風の吹出口に外部から空調された空気を送り込む。試験室温度は 35°C 一定とし、模型室内の初期温度は 60°C となるように設定する。空調風は、吹出口で 15°C 、 5 m/s の冷風とする。室内温度は熱電対を用いて計測し、空間の分布量を比較に用いるため、室内全体を 100mm 間隔で 910 点計測する。また同時に、薄膜型熱電対を用いて室内壁面の温度を計測する。風速分布の計測には三次元レーザ流速計^(6.4)を用い、吹出口位置断面内を 50mm 間隔で 256 点計測する。また、計算の境界条件に用いるため吹出口の速度分布も計測する。

計算における境界条件は表 6-1 に基づいて与える。壁面温度と吹出口の温度と風速は、上記の計測値を与える。この吹出口の風速分布を図 6-6 に示す。吹出口に至

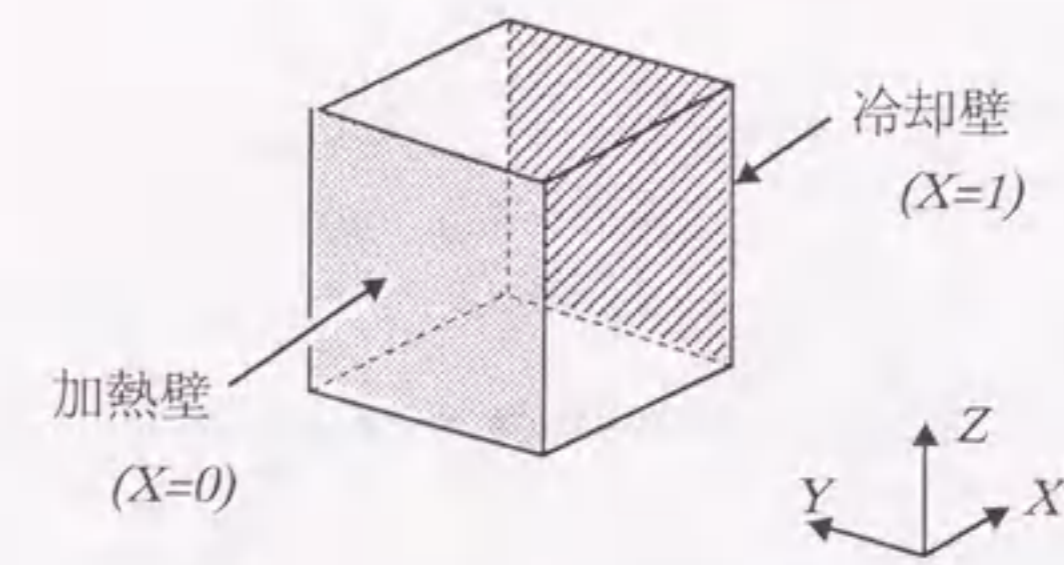


図 6-1 加熱冷却壁をもつキャビティ

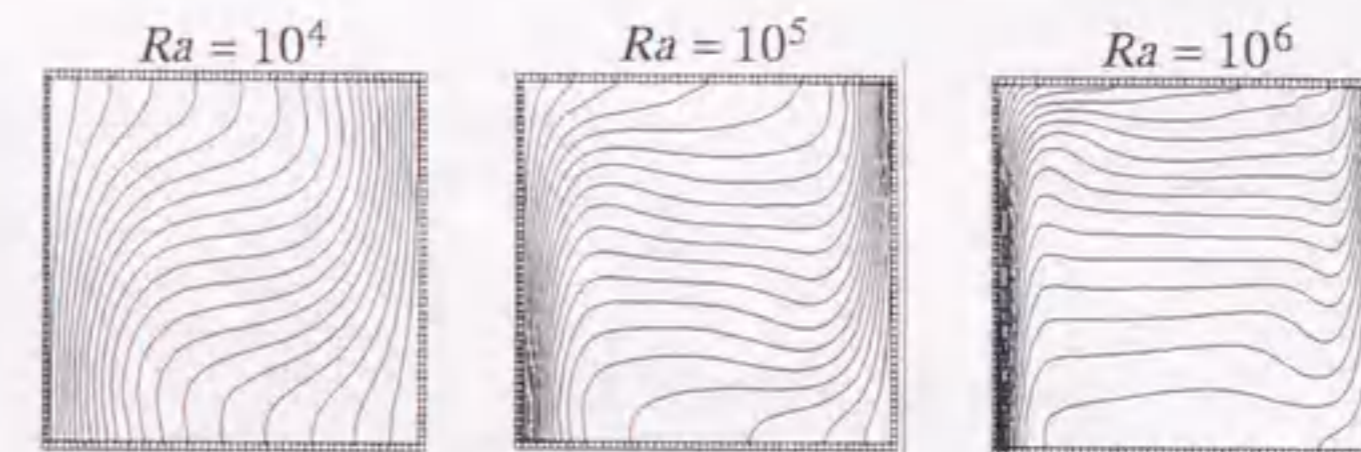


図 6-2 加熱冷却壁をもつキャビティの等温度線 ($X-Z$ 面: $Y=0.5$)

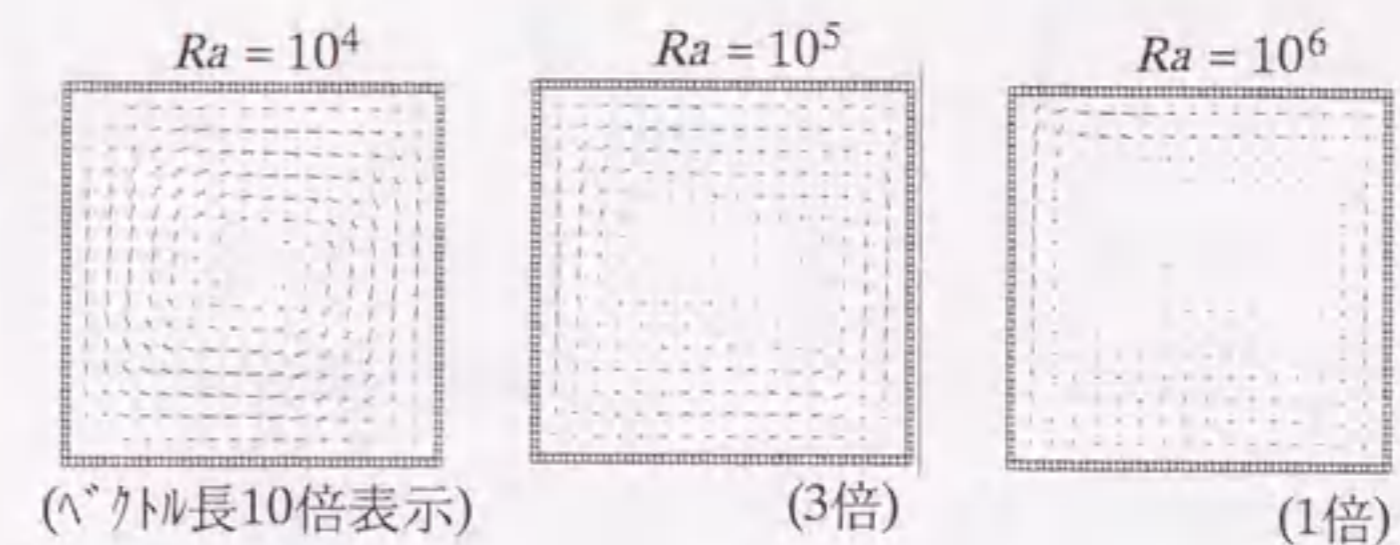
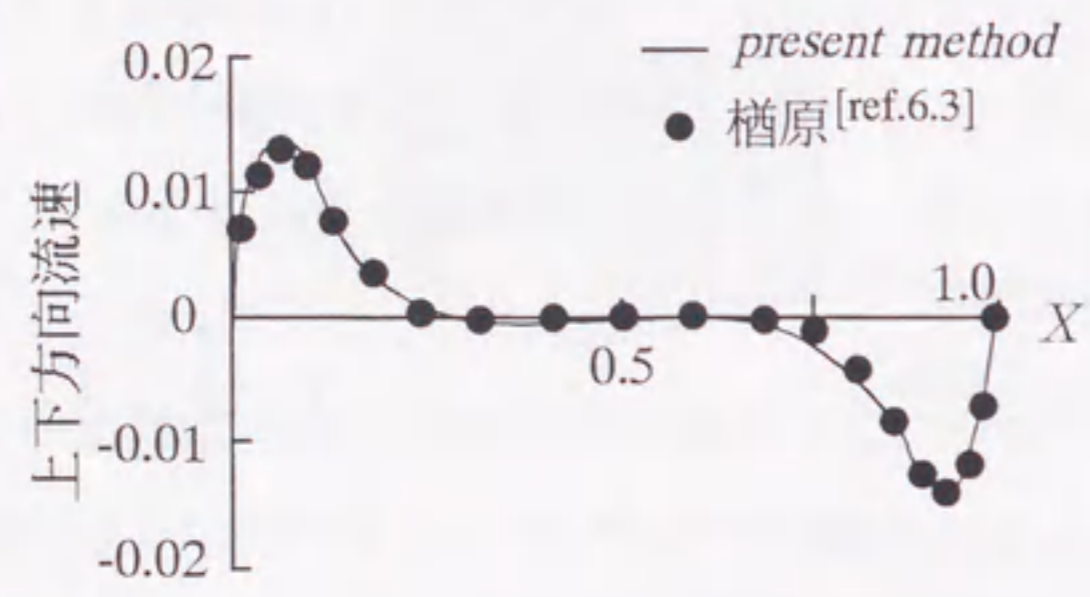
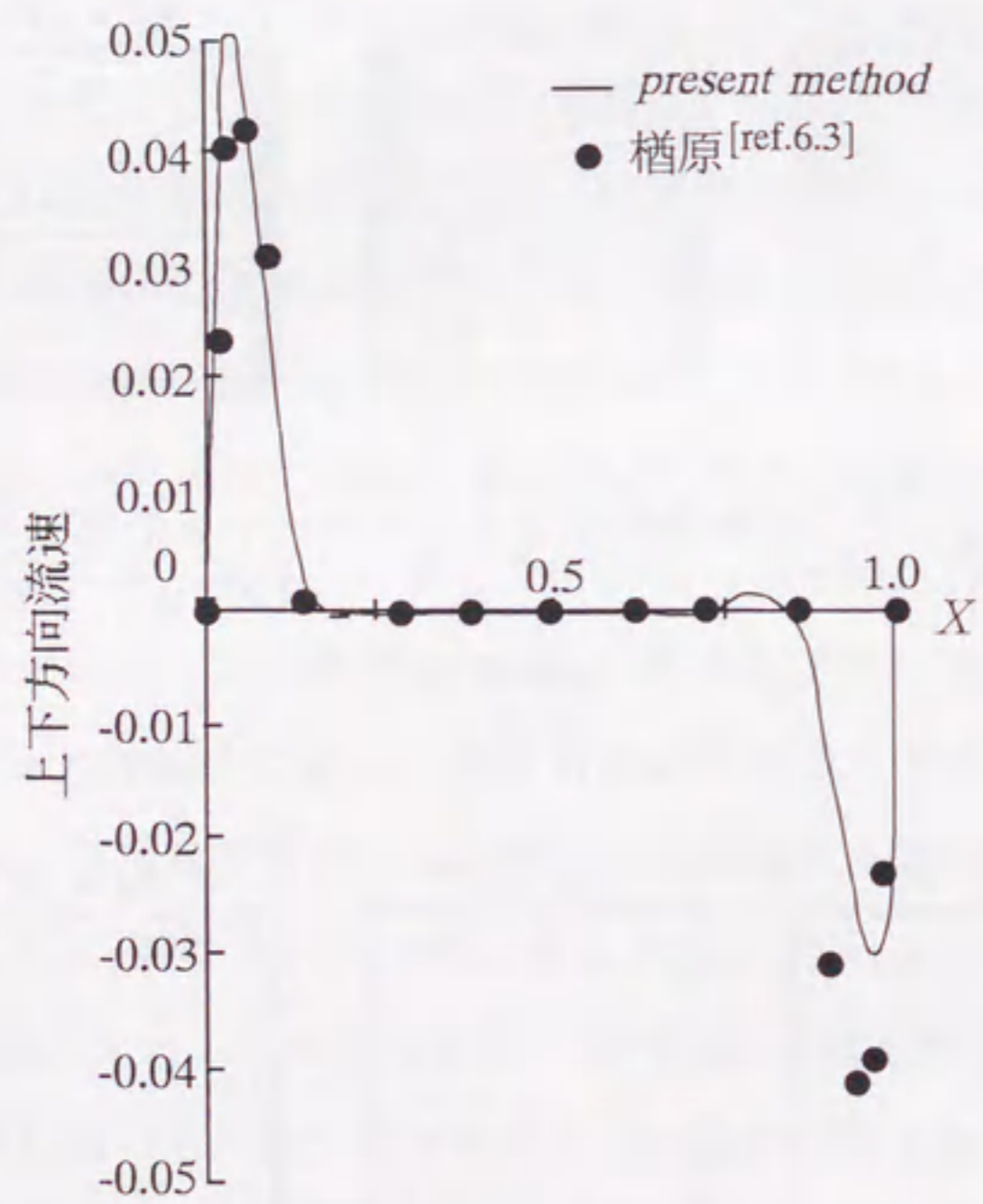


図 6-3 加熱冷却壁をもつキャビティの速度ベクトル ($X-Z$ 面: $Y=0.5$)



(a) $Ra = 10^5$



(b) $Ra = 10^6$

図6-4 加熱冷却壁間の上下方向速度成分
($Y=Z=0.5$)

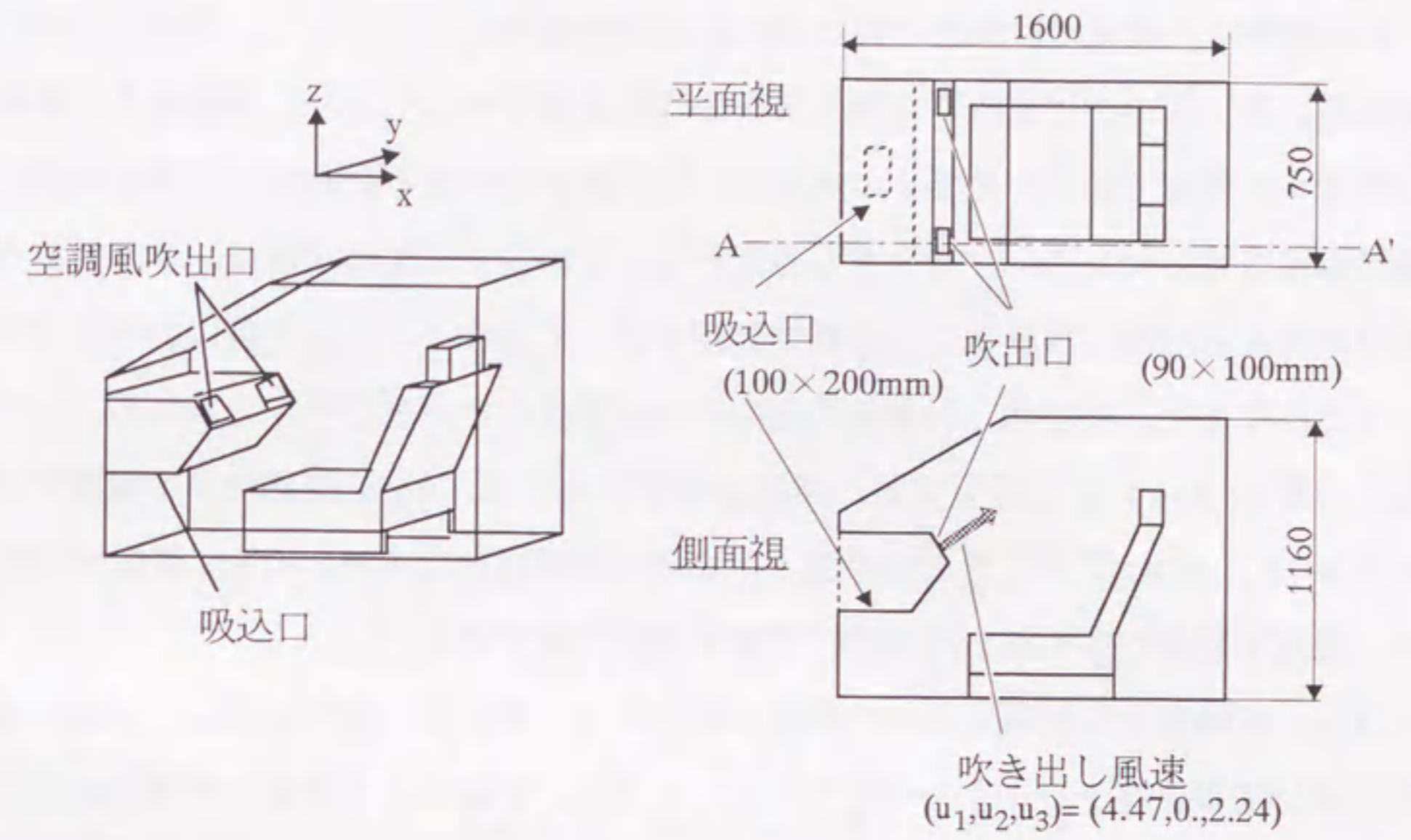


図6-5 簡易的な車室模型の形状

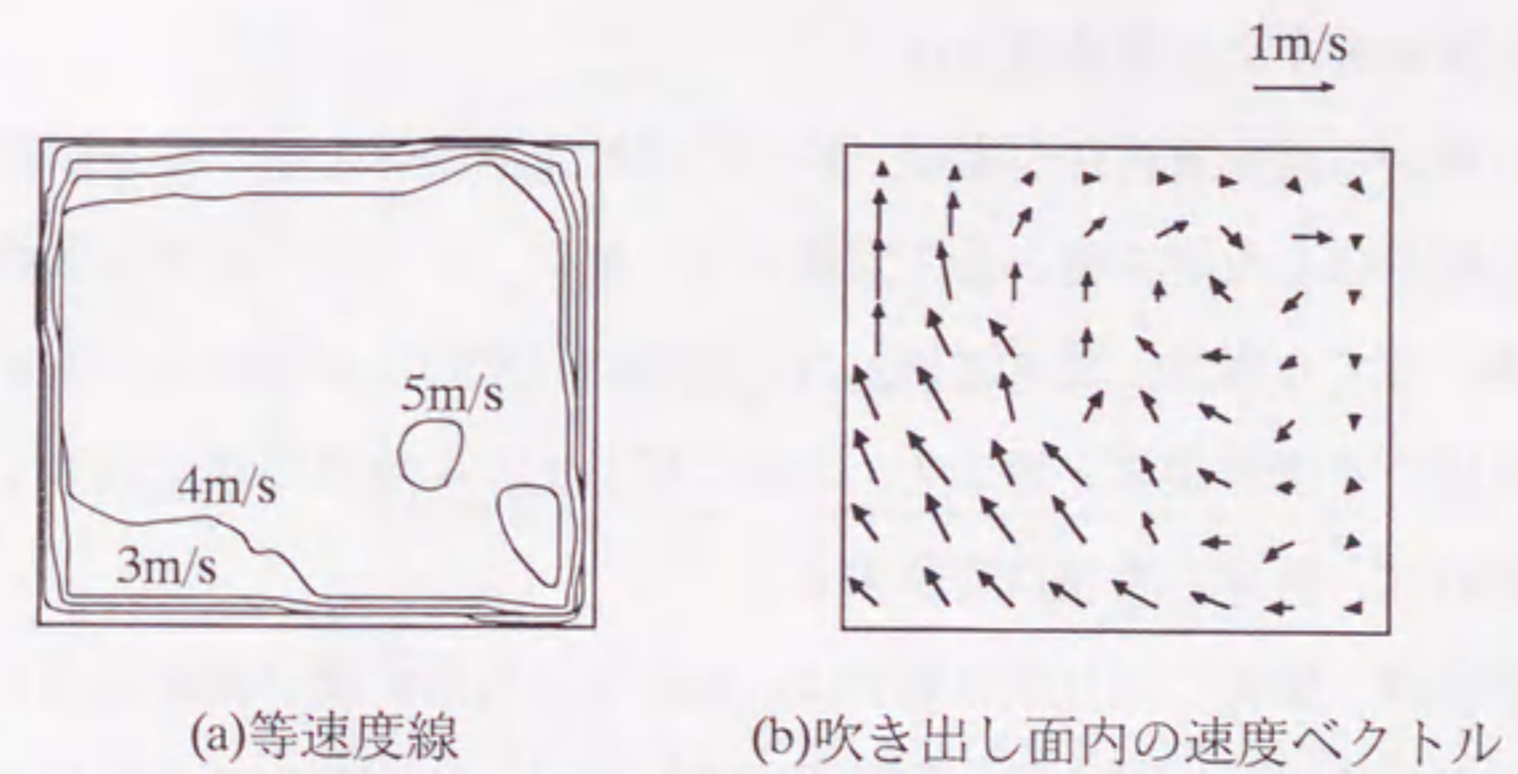


図6-6 吹き出し風速の計測結果

るダクトに曲がりがあるため、二次流れを生じている。計算に用いた要素サイズは $10 \times 10 \times 10 \text{mm}$ とし、要素数は $162 \times 77 \times 118$ で 147 万点である。

計算結果は、実験の計測点と同じ点の値を計算結果から抽出して、実験値との比較に用いる。図 6-7 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°C 程度である。図 6-8 の実線は、各計測点における実験値と計算値の差の標準偏差を取ったもので、 $2 \sim 4^\circ\text{C}$ 程度となっている。同図の点線は、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、吹出口断面 A-A' における安定後の風速分布を図 6-9 に、15 分経過時点の温度分布を図 6-10 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。

以上、実験値との比較から解析精度を検討した。本計算の誤差要因としては、境界において要素を十分細かくできていないことと、乱流による拡散が考慮されていないことであり、特に温度にそれが現れていると考えられる。しかし、一般に人が温度の差を感じることができるのは $2 \sim 3^\circ\text{C}$ 以上であるので、ここでの計算と実験の差は許容範囲内と考えられる。以上の検討結果に基づき、この方法により車室内の温熱環境を予測する。

6. 3 計算モデルの自動生成方法

計算に用いる流体解析用要素は、始めに解析領域全体を覆う直方体領域を定義し、それを細分化した立方体として定義する。次に、この要素を室内形状に応じて流体、流体に接する固体、流体に接しない固体の三種類に分類する。便宜的に、流体に接する固体を境界要素と呼ぶと、部位に応じてこの境界要素に表 6-1 の境界条件を適用すれば、計算の準備は完了する。

車室の形状は、簡便に取り扱う場合は、細かな三角形の面（表面要素）で定義するのが一般的である。上述の流体解析要素の分類は、この表面要素を用いて立方体と表面との交差関係を調べ、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する。また、表面要素に部位別の番号を付けておき、交差した立方体に同じ番号を付けて整理することで、どの境界条件を当てはめるかが分かる。

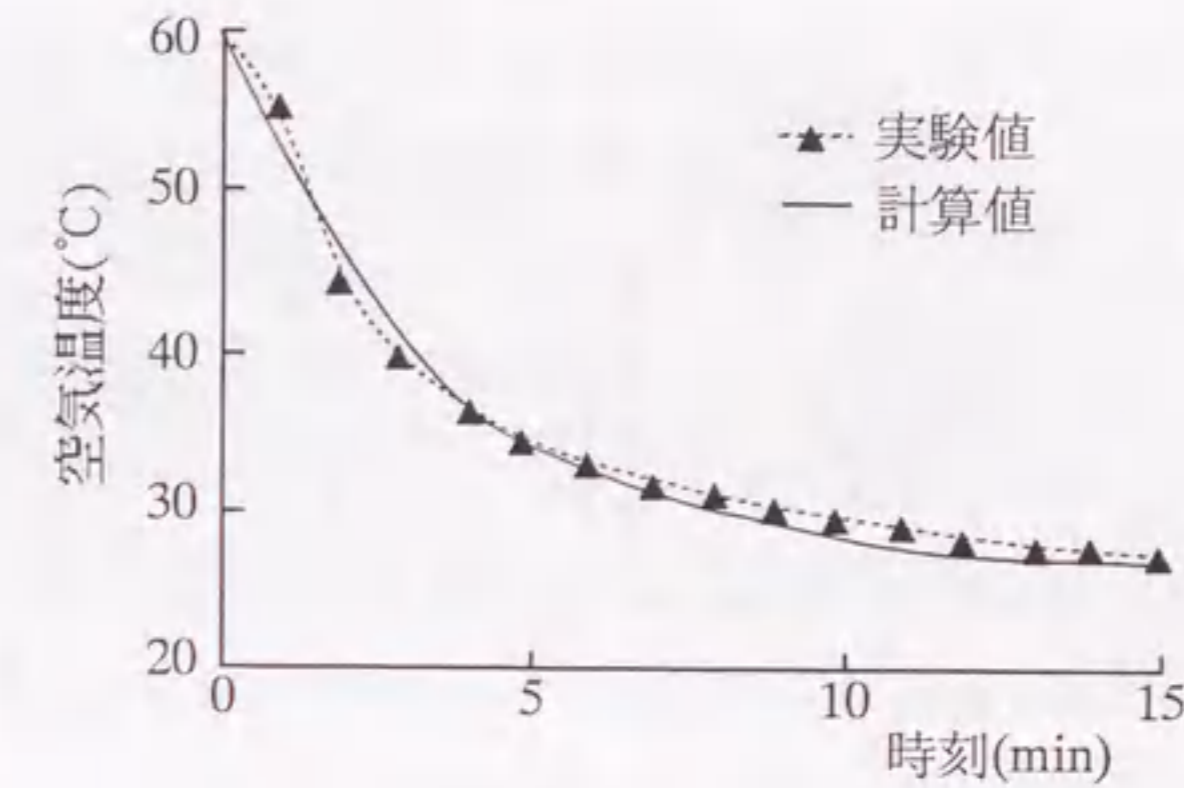


図 6-7 室内平均温度の時間推移

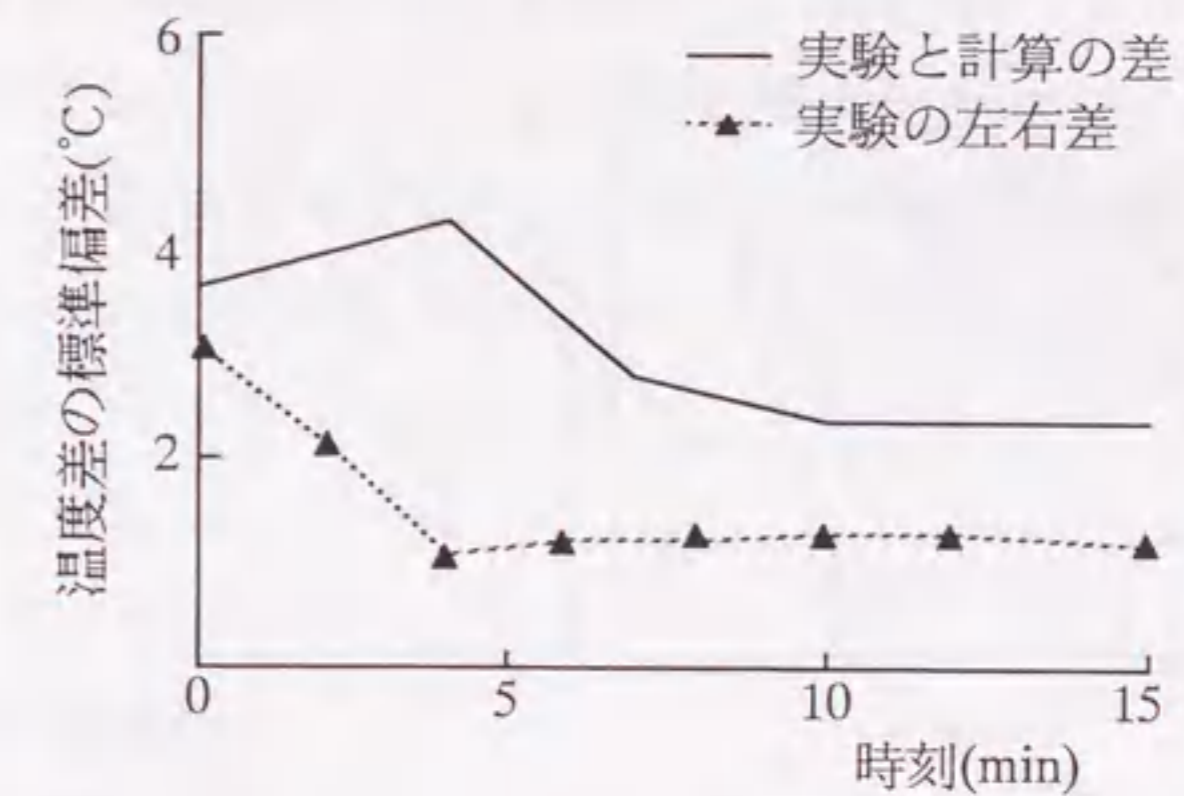
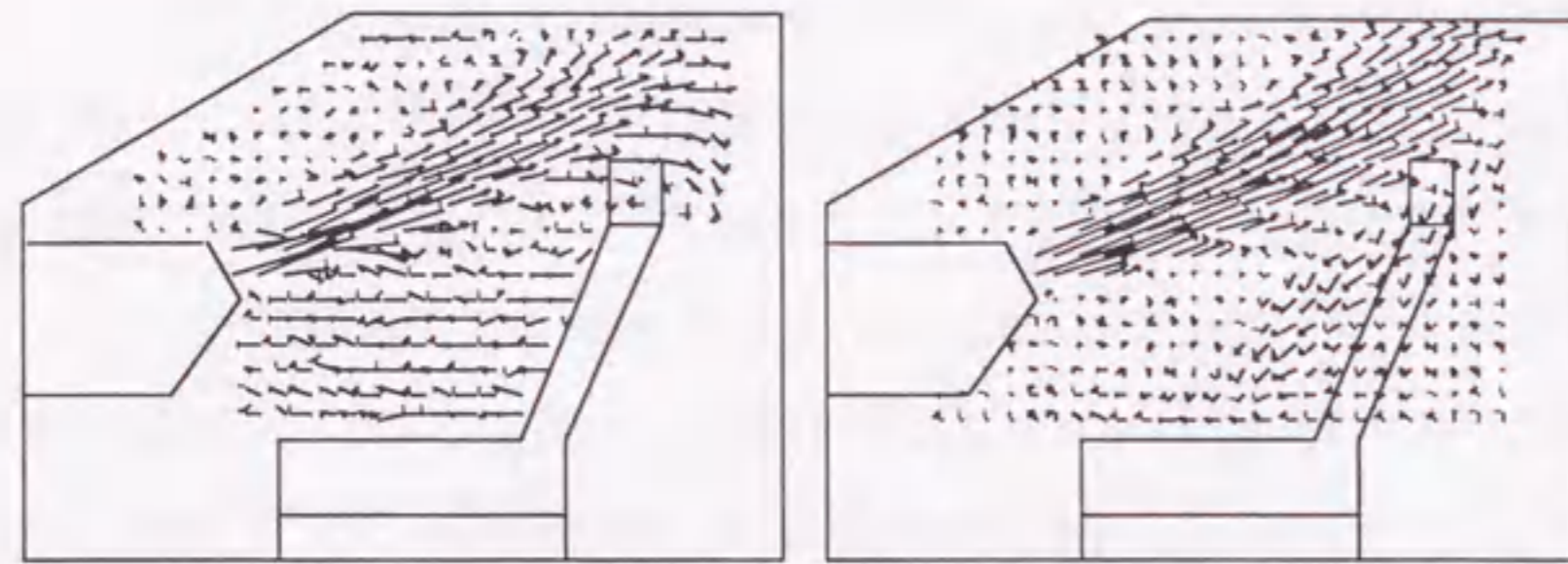


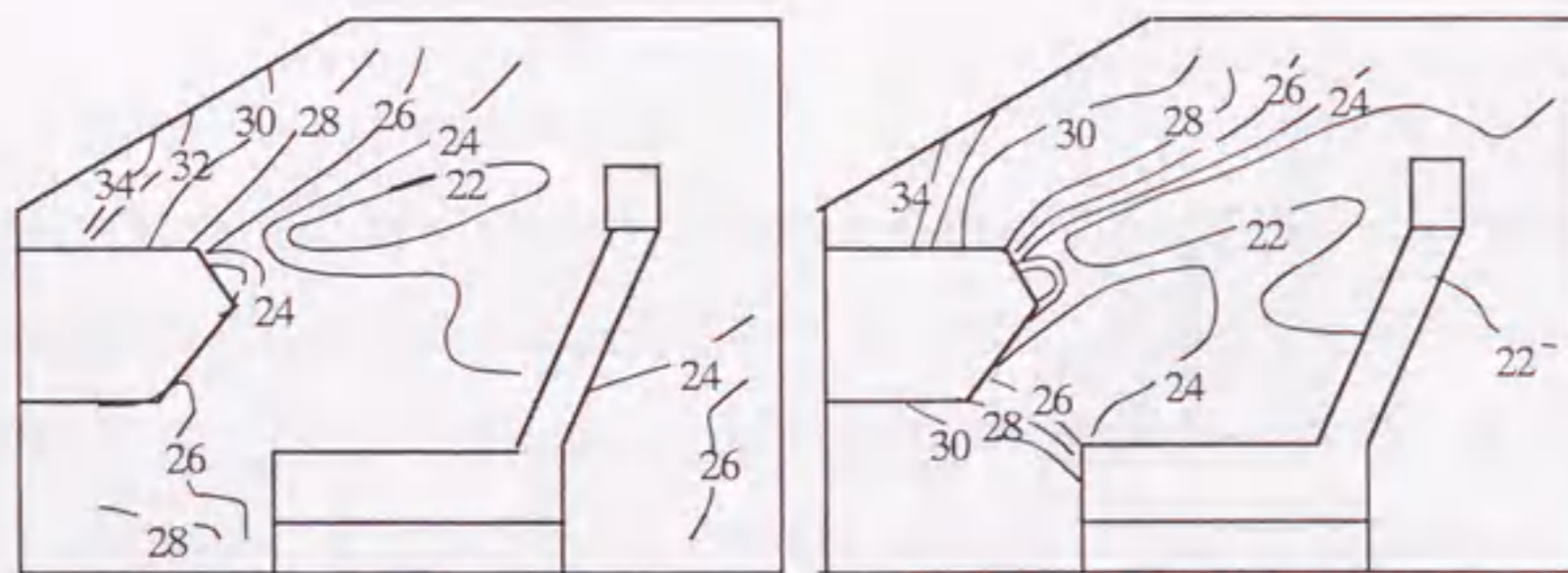
図 6-8 実験と計算の温度差の標準偏差



(a) 実験

(b) 計算

図6-9 速度ベクトル（吹出口中央の断面A-A'）



(a) 実験

(b) 計算

図6-10 等温線（吹出口中央の断面A-A'）

この方法では、CADで車室形状を作り、その面データを三角形要素として取り込めば、流体計算用要素分割は自動的に出来る。しかし、ここではさらに、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、車室及び乗員の形状を自動生成する方法を検討する。これは、実際の自動車開発においては、車室の細部形状が決まる前の段階で空調性能の見通しを立てる必要があるため、細部形状にこだわるより、CADなどでの形状生成の手間を省くことの方がメリットが大きいのである。

図6-11に入力する車室の基本寸法の一部と、車体形状のパネル分割例を示す。座席は、最近増加している三列シートまで対応でき、また、セダンタイプだけでなく荷室を持つワゴンタイプにも適用可能である。車室形状は、入力された基本寸法を基にパネルで定義し、それを細分して表面要素を生成する。乗員は、予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、トランスファイナイト内挿法で表面要素を作る。このプロセスと、完成された表面要素の例を図6-12に示す。また、生成された車室と乗員の表面要素の例を図6-13に示す。この表面要素は、先に説明した流体解析用要素生成と日射計算に用いる。また、車室のパネルは車体伝熱計算に使用する。

自動的な形状生成と要素分割により生成された、流体解析用要素の境界要素を図6-14に示す。この要素はNECのSX-4を用いて約5分で生成され、基本寸法の入力を含めても数時間で前処理が完了する。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利点は大きく、さらに、このモデル化が自動的にできることの意義も大きい。

6.4 温度の連成計算方法

車室内の温度分布解析時の境界条件となる、空調風吹出口と、車室壁面および人体表面の温度は、冷凍サイクルの釣り合い点解析と、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る。一方、このマクロモデルで必要とされる空調機の吸い込み空気温度、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得られた値を用いる。

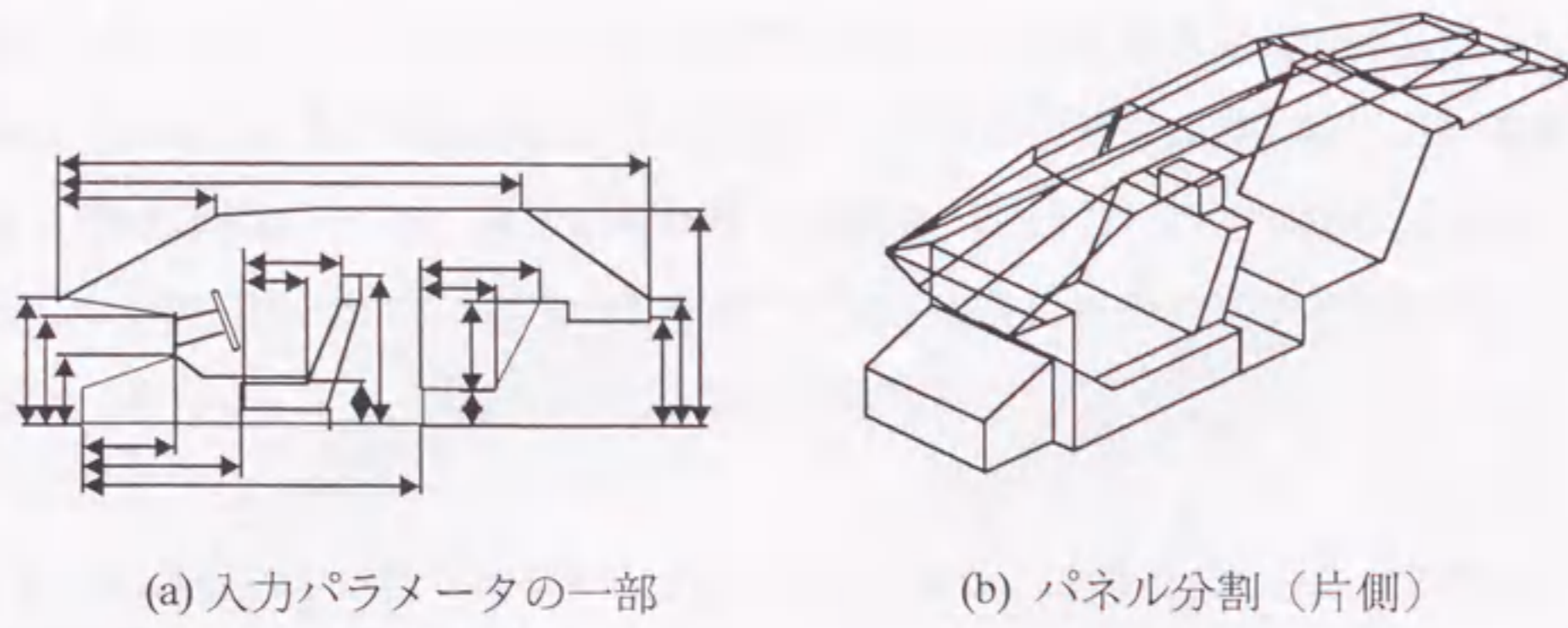


図6-11 入力パラメータと生成される形状

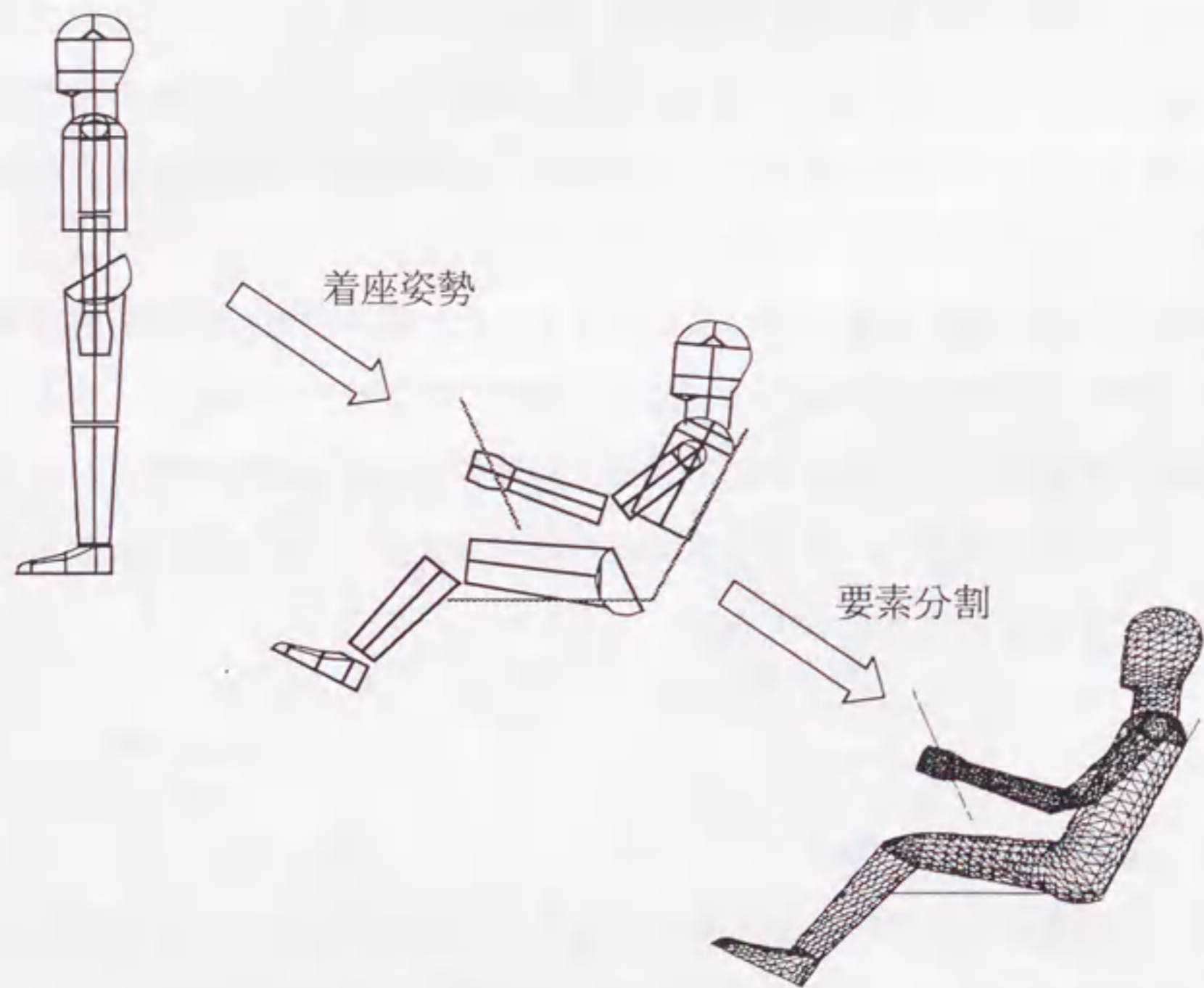


図6-12 乗員形状の自動生成方法

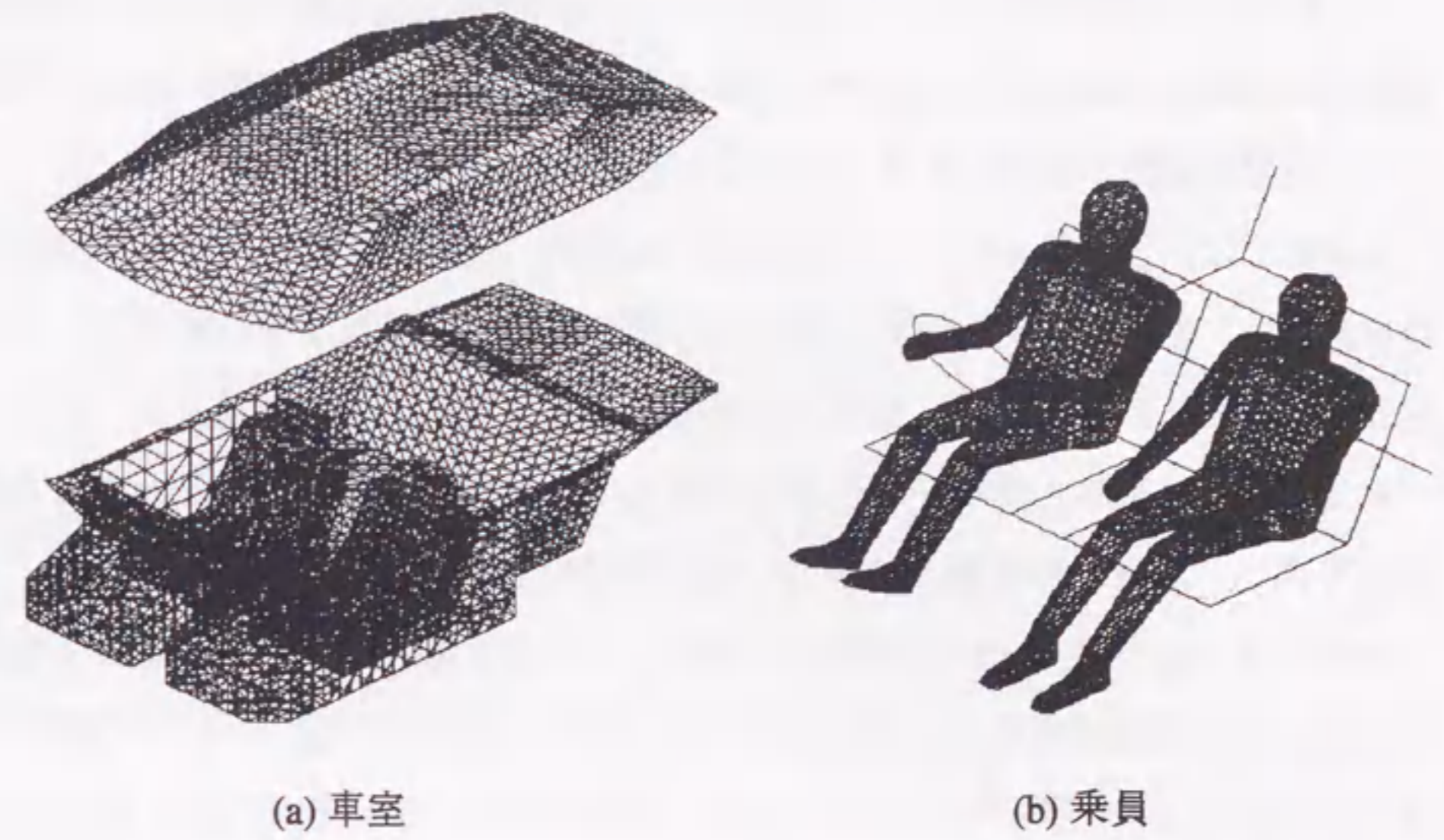


図6-13 表面要素

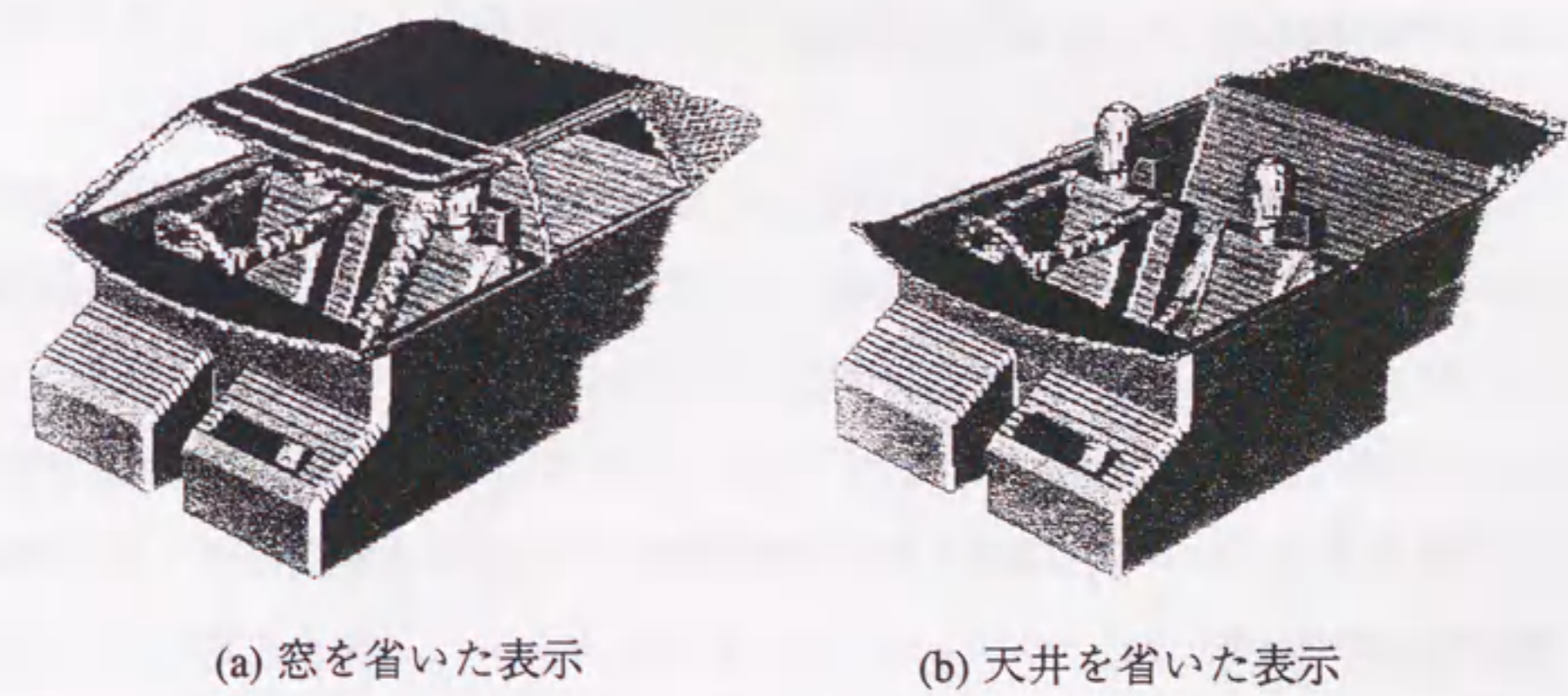


図6-14 直交要素の境界要素

6. 4. 1 空調風の温湿度

自動車の代表的な空調システムは、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、予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用いて、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する。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、予め得られた実験データから近似関数を作り、空調風の風量と吹き出し温度を算出する。

冷凍サイクルの釣り合い点解析は、酒井^(6. 5)や逆瀬川^(6. 6)らによってなされており、基本的には同様な方法を使用する。まず、蒸発器の特性は、入口空気エンタルピ i_{a1} 、フィン表面空気エンタルピ i_s 、通風量 G_E 、熱交換量 Q_E などを用いて、次の式で表すことができる^(6. 5)。

$$i_{a1} - i_f = \frac{1}{1 - e^{-(K_A/G_E)}} \frac{Q_E}{G_E} \quad (6.9)$$

このとき、 i_f およびフィン表面温度 t_f は、

$$i_f = F(t_f) \quad (6.10)$$

$$t_f = t_E + \Delta\theta_E + R_E Q_E \quad (6.11)$$

によって得られるものとする。なお、 F は一定圧力の下での i_f と t_f の関数を表し、 t_E は蒸発温度、 $\Delta\theta_E$ は凝縮温度と実際の熱伝達に関わる温度の差、 R_E は熱交換器の熱抵抗である。

凝縮器での熱交換量 Q_C は次の式で与えられる^(6. 5)。

$$Q_C = C \min \varepsilon (t_C - t_{ac1}) \quad (6.12)$$

ここで、 t_C は凝縮温度を、 C_{min} は凝縮器冷却流体の定圧比熱と流量の積、 E は熱通過有効度、 t_{ac1} は凝縮器入口の冷却流体温度である。

次に、圧縮機特性は、冷凍能力 $R_o(t_E, t_C)$ 、動力 $P_o(t_E, t_C)$ が各回転数において既知であれば、運転時過熱度 Δt_E 、過冷却度 Δt_C において次式で与えられる^(6. 5)。

$$R(t_E, t_C, \Delta t_E, \Delta t_C) = \frac{\rho(t_E, t_C)}{\rho(t_E, 0)} \frac{\Delta H(t_E, t_C, \Delta t_E, \Delta t_C)}{\Delta H(t_E, t_C, 0, 0)} R_o(t_E, t_C) \quad (6.13)$$

$$P(t_E, t_C, \Delta t_E) = \frac{\rho(t_E, t_C)}{\rho(t_E, 0)} \frac{273.15 + t_E + \Delta t_E}{273.15 + t_E} P_o(t_E, t_C) \quad (6.14)$$

これらを整理すると、次の二つの方程式が得られる^(6. 5)。

$$i_{a1} - F(t_E + \Delta\theta_E + R_E R) = \frac{1}{1 - e^{-(K_A/G_E)}} \frac{R}{G_E} \quad (6.15)$$

$$R + P = C \min \varepsilon (t_C - t_{ac1}) \quad (6.16)$$

ここで、 R_o 、 P_o 、 Δt_E 、 Δt_C 、 R_E 、 k 、 C_{min} 、 ε 、などは、全て各機器の単体実験データから得られるため、自動車と空調機の運転条件が定まれば、式(6.15)、(6.16)において未知数は t_E 、 t_C のみとなる。

この数値解法に関しては、 R_o 、 P_o が t_E 、 t_C に関して離散的に与えられていることと、立ち上がり時などの非定常な状態では、この二つの式を完全に満足する解が得られないこと、および、極値を幾つか持つ方程式であることから、安定した解を得ることは容易ではない。

そこで、ここではニューラルネットワーク^(6. 7)と遺伝的アルゴリズム^(5. 8)を用いて、この方程式を解く。ニューラルネットワークでは、任意の離散データを基に関数を作ることができるので、 t_E 、 t_C を入力として、 R_o 、 P_o を出力とするニューラルネットワークを用いて、 R_o 、 P_o を関数化する。ここで用いたニューラルネットワークは、中間子二つの基本的なもので、実験データに基づいた圧縮機の性能表を学習させる。

次に、式(6.15)および(6.16)を基に、次の評価関数 F_c を定義し、 $-20 \leq t_e \leq 20$ 、 $40 \leq t_c \leq 80$ の範囲内で、この F_c が最大となる t_E と t_C の組み合わせを求める。

$$F_c = \frac{1}{|E_1| + |E_2|} \quad (6.17)$$

$$E_1 = i_{a1} - F(t_E + \Delta\theta_E + R_E R) - \frac{1}{1 - e^{-(KA_E/G_E)}} \frac{R}{G_E}$$

$$E_2 = R + P - C \min \varepsilon (t_C - t_{a1})$$

この関数は、与えられた変数の範囲で幾つかの極大値を持つので、ここでは遺伝的アルゴリズムを用いて解を探索する。

t_E 、 t_C が求められれば、それを基に次の式で蒸発器出口の空気のエンタルピーが求められる。

$$i_{a2} = i_{a1} - \frac{R}{G_E} \quad (6.18)$$

蒸発器出口空気温度は、空気中の水分の凝縮が生じる際には、それによって失われるエンタルピーを考慮して計算する必要がある。ここでは、蒸発器出口空気の相対湿度が 90~95%RH となることが知られているため、湿り空気線上の 90%RH となる線を最小二乗近似して得た、以下の関数を利用する。

$$t_{a2} = g(i_{a2}) \quad (6.19)$$

空調機の吸い込み空気温度は、温度分布解析で計算される吸い込み口温度を用いる。このことにより、蒸発器入口空気温度は、冷房開始時に時間とともに変化し、蒸発器での熱交換が非定常な状態における冷凍サイクルの計算を行うことが可能となる。

6. 4. 2 車室内の壁面温度

車体壁面は厚さがあり、断熱材や制振材だけでなく、機構・構造物が入っている部分もある。ここでは、これを単純化し、内外二層のパネルに分割してモデル化する。そして、壁面の熱伝導に関して熱通過率 K を与え、空気からの熱伝達と日射を考慮すると、次の微分方程式を得る。

$$\rho_p c_p V_p \frac{\partial T_{p_{in}}}{\partial t} = QSUN_{in} + KA(T_{p_{out}} - T_{p_{in}}) + h_{in} A(T_{in} - T_{p_{in}}) \quad (6.20)$$

$$\rho_p c_p V_p \frac{\partial T_{p_{out}}}{\partial t} = QSUN_{out} + KA(T_{p_{out}} - T_{p_{in}}) + h_{out} A(T_{out} - T_{p_{out}}) \quad (6.21)$$

ここで、 ρ はパネルの密度、 c は比熱、 V は体積、 T は温度、 $QSUN$ は日射受熱量、 K は熱通過率、 h は熱伝達率である。式中の温度の添え字 p はパネルの量を表し、添え字 in は二層分割した室内側、 out は車外側をそれぞれ示す。

壁面の熱伝達率は、周囲の風速が 0.2m/s 以下では自然対流と仮定して、次式で与える。

$$Nu = 0.16(P_r G_r)^{1/3} \quad (6.22)$$

0.2m/s 以上の風速では、強制対流と仮定して次の式で与える。

$$Nu = 0.029 R_e^{0.8} \quad (6.23)$$

日射は、図 6-13 の細分化された三角形要素を用いて計算する。車室内の境界要素に到達する直達日射量は

$$I_d = I_{d0} t_g \cos \theta_b \quad (6.24)$$

となる^(6.8)。ここで、 I_{d0} は車外における垂直面直達日射量であり、 θ_b は受熱面

の法線と日射の成す角である。\$t_g\$ はガラスの透過率であり、ガラス面への日射入射角 \$\theta_g\$ によって変化するため、垂直入射時の透過率 \$t_0\$ と \$\theta_g\$ から次式で計算する。

$$t_g = t_0(3.4167 \cos \theta_g - 4.389 \cos^2 \theta_g + 2.4948 \cos^3 \theta_g - 0.5224 \cos^4 \theta_g) \quad (6.25)$$

車室内に入射した日射は、壁面の吸収率 \$\alpha\$ に応じて吸収されその残りの

$$I_r = (1 - \alpha) I_d \quad (6.26)$$

だけの日射が反射され、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^(6, 8)、形態係数の計算に多くの時間を要するので、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する。このことは、一旦ガラスを通じて入射した日射は全て室内の壁面に吸収されることを意味する。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する。

6. 4. 3 湿度、自然換気、人体生理量

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とのバランスから、次式を用いて求める。

$$\rho V \frac{dx}{dt} = \left(\frac{\rho_{out}}{\rho} x_{out} - x \right) q_w - 4.17 \times 10^{-7} Q_{EC} + X_{MAN} \quad (6.27)$$

ここで \$\rho\$ は空気密度、\$V\$ は車室体積、\$x\$ は絶対湿度、\$q_w\$ は自然換気量、\$Q_{EC}\$ はエアコンの除湿熱量、\$X_{MAN}\$ は乗員からの蒸散熱量である。添え字 \$out\$ は外気の量であることを示す。

自動車では、空調機に外気を導入していない場合でも、隙間による自然換気がある。この自然換気量の侵入経路の詳細は不明であるが、隙間の車体外側入口の圧力を \$P_{out}\$、車室側の圧力を \$P_{in}\$ とすると自然換気量 \$q_w\$ はその差の平方根に比例する。

すなわち、

$$q_w \propto \sum_i \left\{ \sqrt{P_{out}^i - P_{in}^i} \right\} \quad (6.28)$$

である。ここで、車体外側の圧力は車速の二乗に比例し、車室内の圧力はこれに比べて無視できるので、結果的には、自然換気量は車速に比例する。さらに、隙間面積は車室の表面積 \$A_R\$ に比例すると仮定すると、自然換気量 \$q_w\$ は

$$q_w = c A_R V \quad (6.29)$$

なる式で計算される。定数 \$c\$ は、実車の実験結果から \$1.43 \times 10^{-4} \text{ kg/m}^3\$ とする。自然換気の顕熱部分は、車室内の平均空気温度の上昇として盛り込んでいる。

人体の生理量は、車室内温度分布の解析と同時に、第5章で述べた人体熱モデルで計算する。人体伝熱モデルにおける環境との伝熱の部分は、温感マネキンのセンサで計測された値の代わりに、数値計算で得られた人体周囲の諸量を用いる。

6. 5 結果

以上述べてきた方法の妥当性を確認するために、5. 5節で説明した実車を用いた実験結果との対比を行った。計算は図 6-12, 6-14 に示した要素を用いた。流体解析用の直交要素は \$15 \times 15 \times 15 \text{ mm}\$ で、要素数は \$190 \times 104 \times 79\$ で、総計 156 万点である。計算条件は表 6-1 および前述の実験条件に準拠した。また、車体の物性値は実験データに基づいて与え、空調機器のデータは単体実験データを用いた。冷凍サイクルや車体伝熱の計算は時間刻み 2 秒で、また、温度と風速分布は 0.08 秒、人体生理量は 0.1 秒刻みで計算した。さらに、境界条件のやりとりは 2 秒毎とした。冷房立ち上がり 30 分間相当の計算時間は、SX-4 を用いて 14 時間であった。

冷房開始から 30 分間の空調風の吹き出し口空気温度を図 6-15 に、乗員周囲の計測点における空気温度を図 6-16 に、風速の平均値の時間変化を図 6-17 に、そのときの \$TET\$ 全身値を図 6-18 に示す。これらの実験値との比較は良好であり、本予

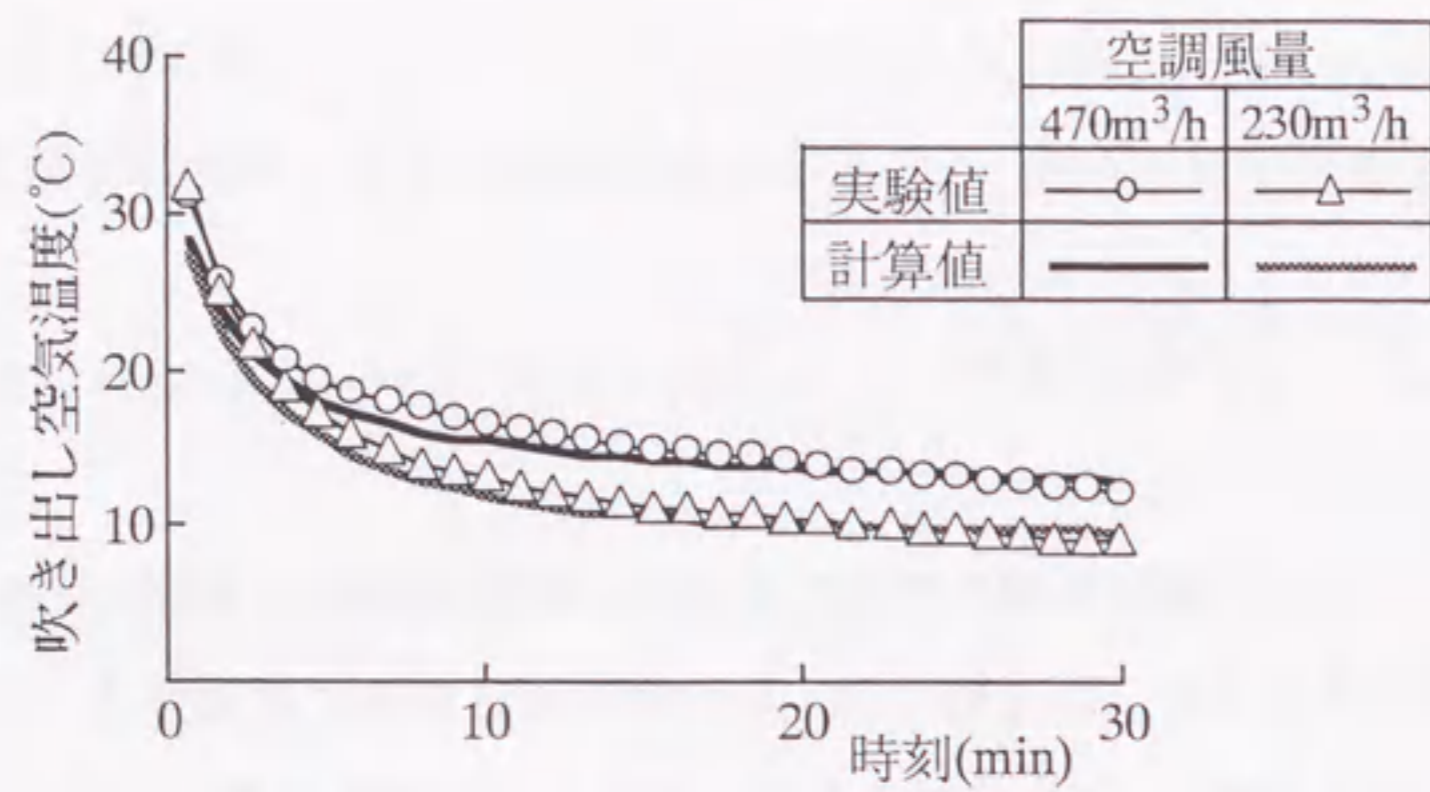


図6-15 吹き出し空気温度の時間推移

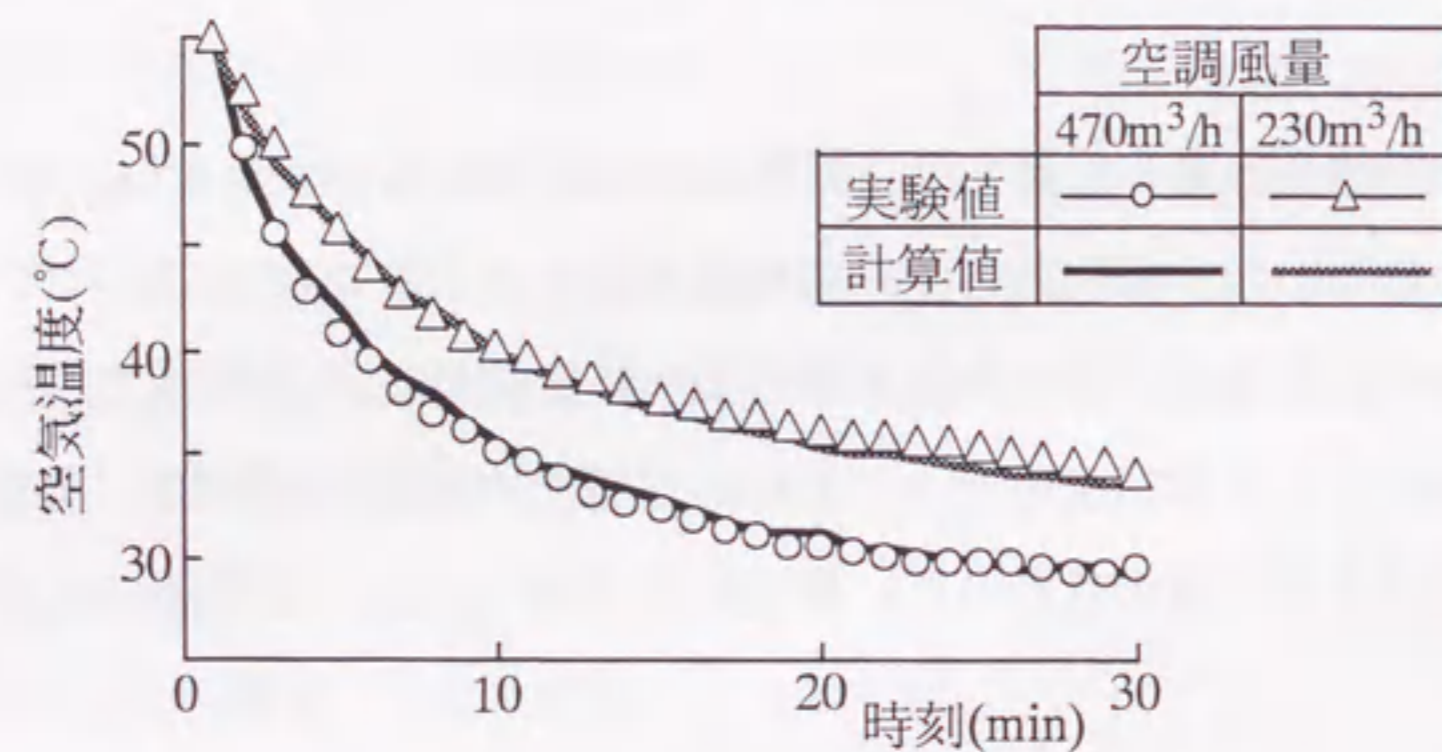


図6-16 乗員周辺空気温度の時間推移

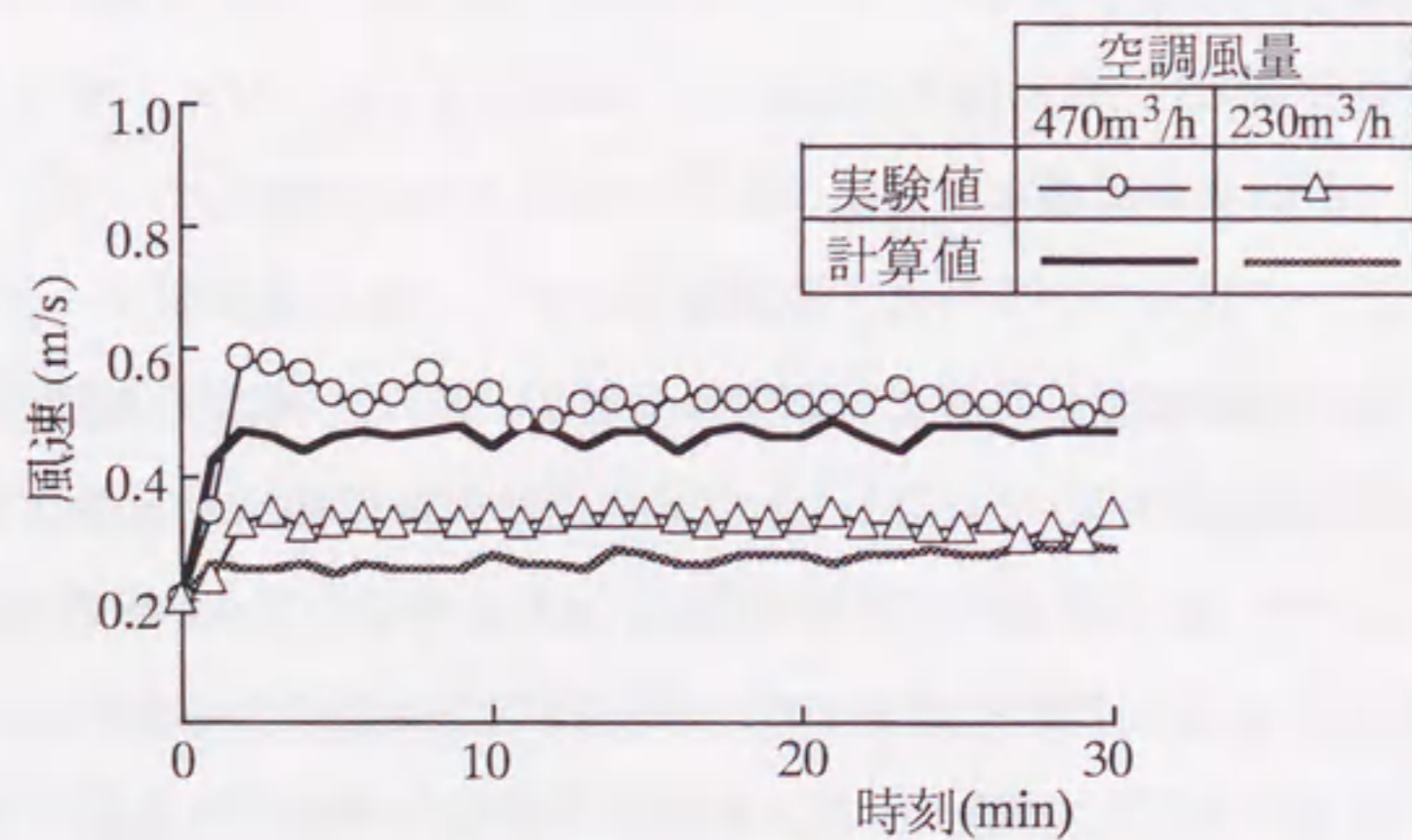


図6-17 乗員周辺の風速の時間推移

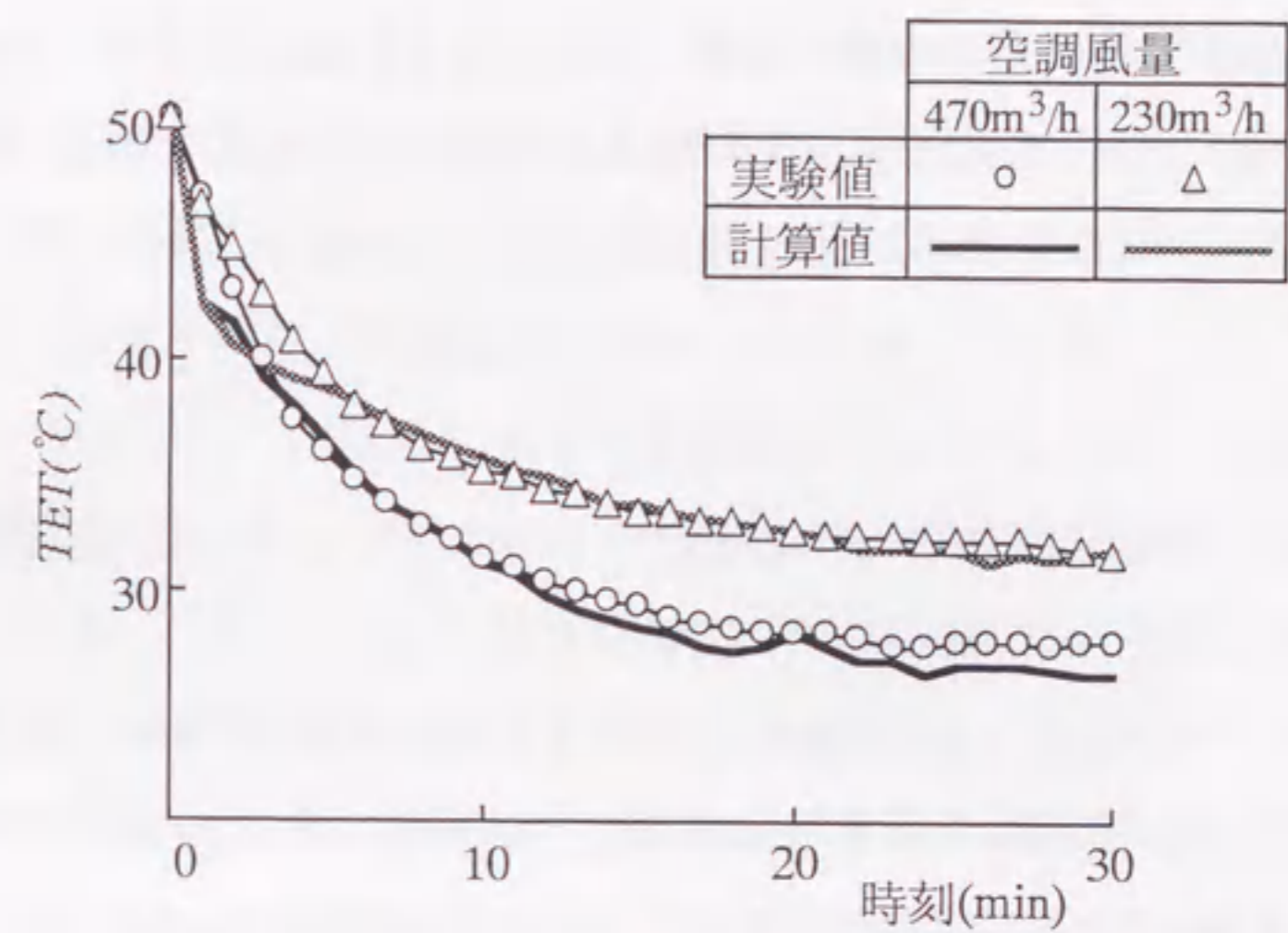


図6-18 体感温度の時間推移

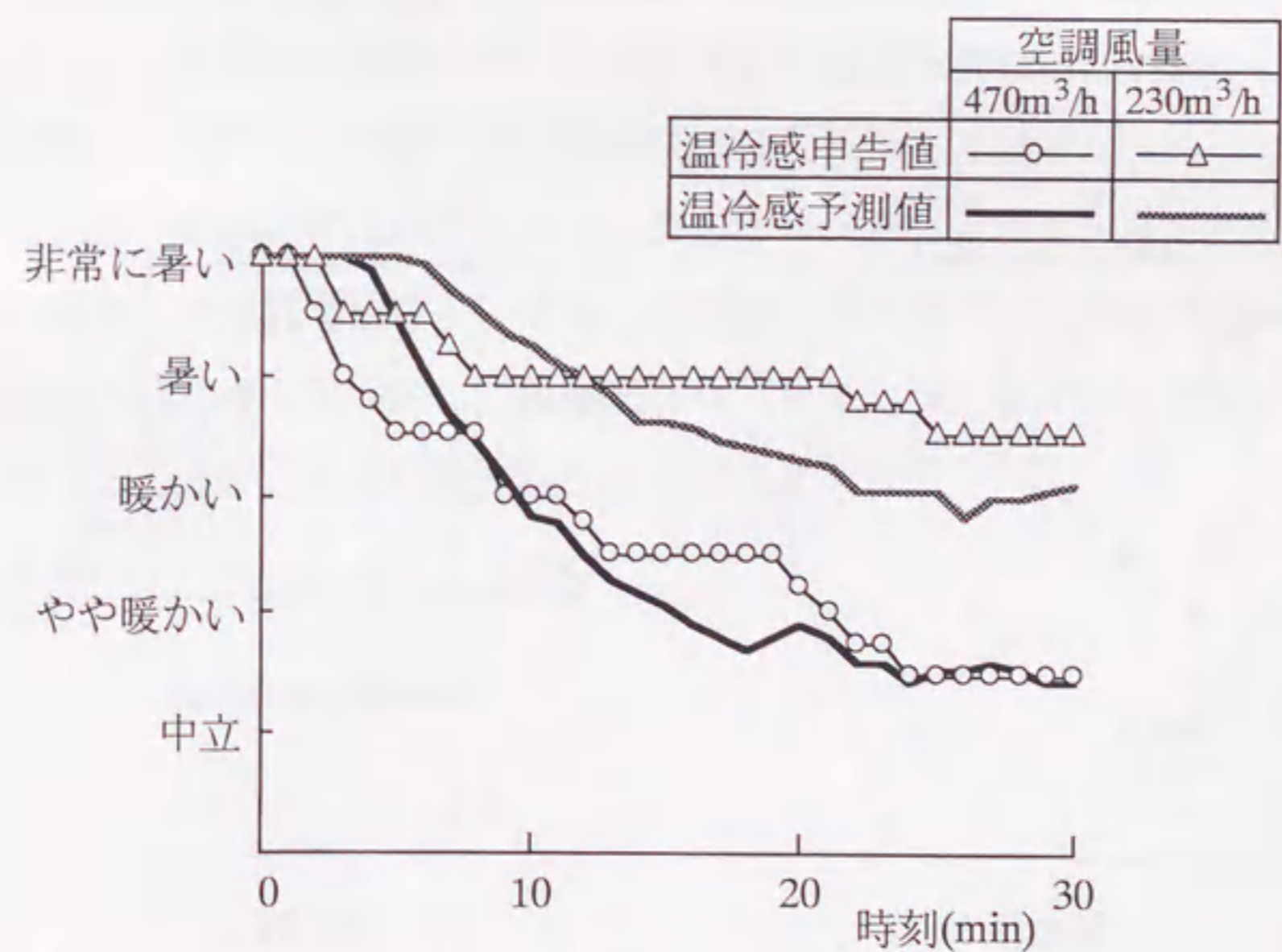


図6-19 乗員温冷感の時間推移

測手法を用いることにより妥当な結果が得られることが裏付けられた。

式(5.16)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6-19で比較する。温冷感の予測値と申告値の差は、最大でも温冷感申告スケールで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、十分な精度を持つと考えられる。

6.6 考察

6.3節で、乗員形状やステアリングホイールなどのモデル化の重要性について言及した。ここでは、その結果について考察を加える。

自動車のインストルメントパネルの空調吹出口と、運転手の間には、ステアリングホイールがあり、空調風の障害物となることもある。そのような場合には、吹出口を乗員の顔に向けても空調風が遮られ、空調の快適性が損なわれる。

吹出口の位置を変えることで、乗員の温冷感がどの程度変化するかを、数値計算で検討する。ここでは、車幅が狭く、吹出口の位置が問題となり易い車を例に選び二通りの吹き出し位置を比較する。この車の、空調吹出口位置、ステアリングホイール、運転乗員に向けた風向の狙い点の位置関係を図6-20に示す。

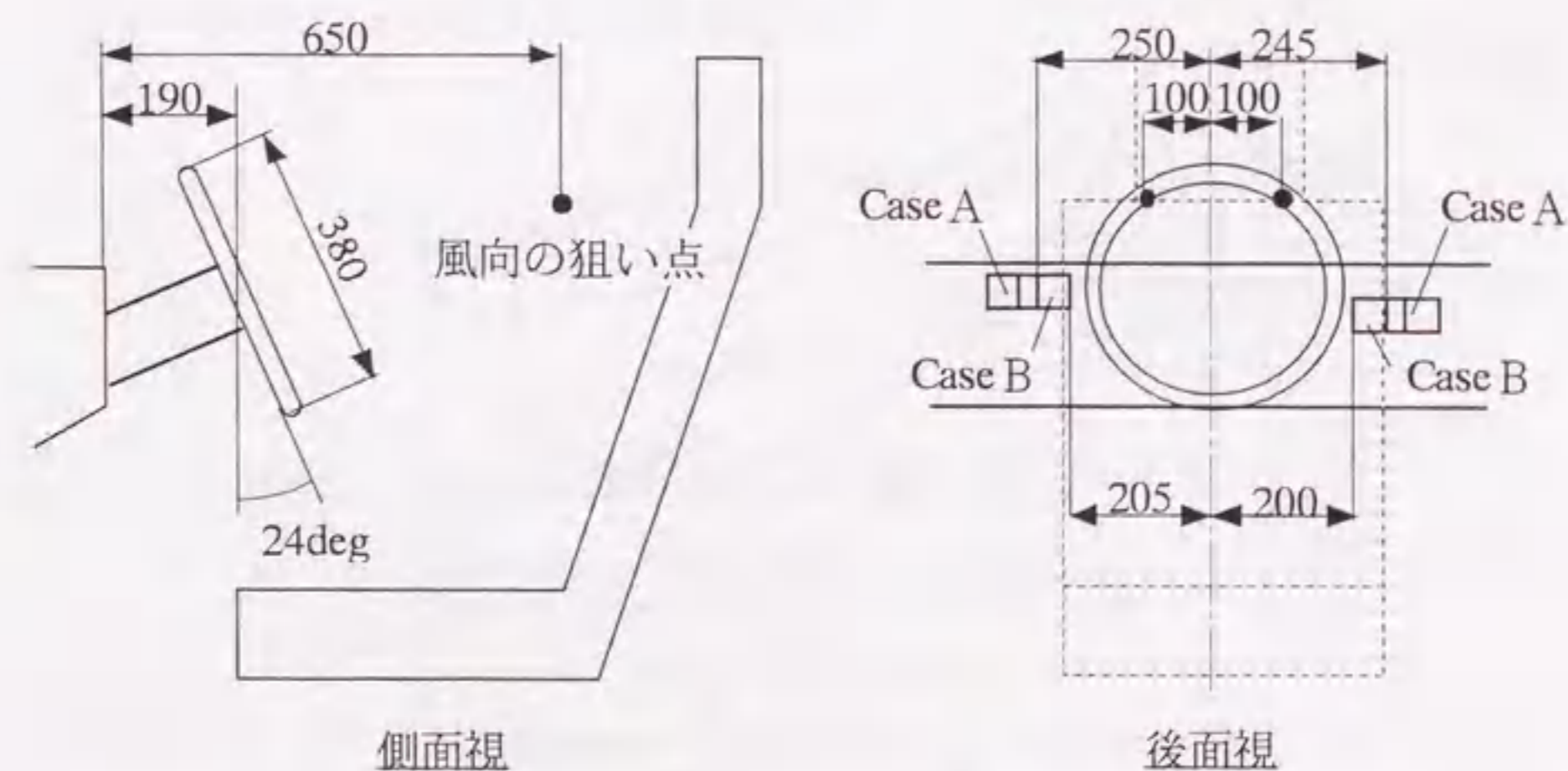


図6-20 吹出口、ステアリングホイール、風向の狙い点の位置関係

二通りのうち、ステアリングホイールの中心から離れた外側に吹出口が位置する方をCase A、内側に位置する方をCase Bとする。一つの吹出口の大きさは幅75mm×高さ45mmであり、Case AとCase Bの位置の違いは45mmである。

計算条件は、車種が異なるため車体や空調機器の入力は異なるが、環境条件や運転条件は6.5節と同じである。また、比較した二通りの場合では、吹出口位置以外は、風を向ける位置や風量、風温などの条件は全て同一である。

空調開始後30分時点の、風速1m/sの等値面を図6-21に示す。Case Aでは、吹き出した気流が、ステアリングホイールと乗員の手の外側を通り、直接乗員の顔付近に達している。一方、Case Bは、気流がステアリングホイールと乗員の手に当たり、偏流され、乗員の顔から離れていることが分かる。

このときの、乗員各部位の体感温度TETの分布を図6-22に示す。上述の気流の様子に対応して、Case Aの運転席乗員は、顔付近の体感温度が最も低下している。一方、Case Bでは、偏流された気流が当たる上腕で最も体感温度が低下しており、顔付近は比較的高くなっている。

結果として、Case AとCase Bの運転席乗員のTET全身値は5.5℃の差を生じており、これは温冷感申告スケールで2ポイント近い差である。

このように、自動車の空調では、一般に考えられる空調機器の性能や、空調熱負荷だけでなく、吹出口の配置も温冷感や快適性に影響を及ぼす。

そして、この温冷感変化の予測は、乗員形状やステアリングホイールなどをモデル化した温度・風速分布解析と、乗員の生理量計算に基づいた体感温度の算出により、初めて可能になった。特に、乗員形状やステアリングホイールなどを簡単にモデル化できることが、非常に有意義なことが確認できた。

6.7 まとめ

温度と風速分布の数値解析に基づいた、自動車乗員の温冷感予測システムを構築した。その結果から以下の知見を得た。

- (1) *Boussinesq* 近似を用いたナビエ・ストークス方程式を、細分化された直交要素の有限体積法で解くことにより、車室内の温度分布を計算することができる。簡易的な車室形状においては、時間変化のある場合でも、室内平均温度の実験値との差は、平均値で 2°C 以内の誤差になる。温度分布は、計算においてやや拡散が弱い傾向を示すが、乗員の温冷感を予測する上では、実験との差は許容範囲内である。
- (2) 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み合わせることにより、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。
- (3) 冷凍サイクルや車体伝熱などとの連成計算で、空調機作動時の自動車室内乗員周りの温度、風速を予測することが可能で、実車の計測結果との比較も良好である。
- (4) 乗員周りの温度、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、環境の時間変化に対応できる体感温度 *TET* を計算した。これを用いて、不均一で非定常な環境下の乗員温冷感を予測することが可能である。
- (5) 乗員やステアリングホイールの詳細なモデル化と、体感温度計算により、冷房時の運転席乗員の温冷感に、空調風吹出口位置が与える影響を解析することができる。

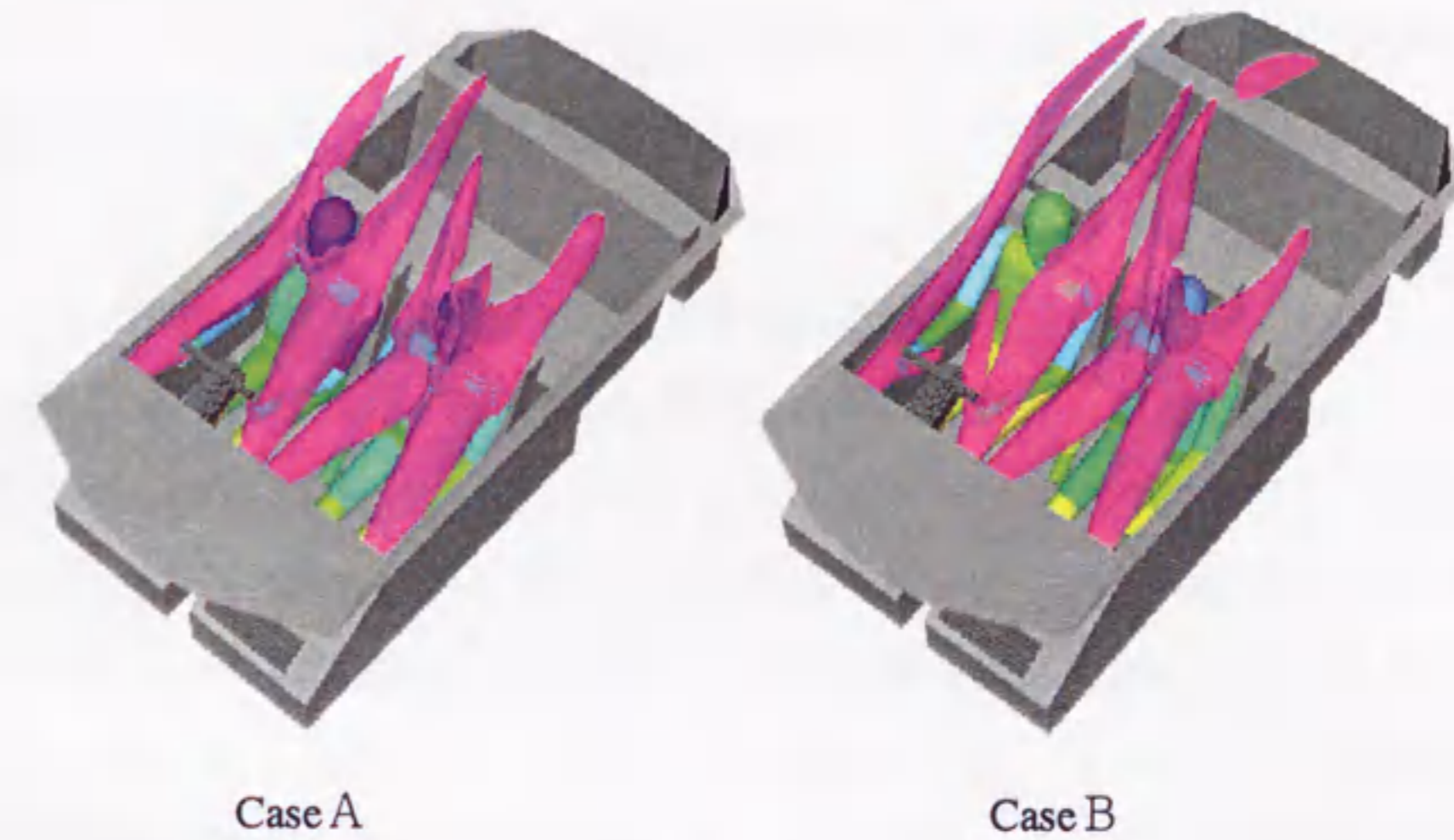


図6-21 吹出口位置による風速1m/s等値面の変化

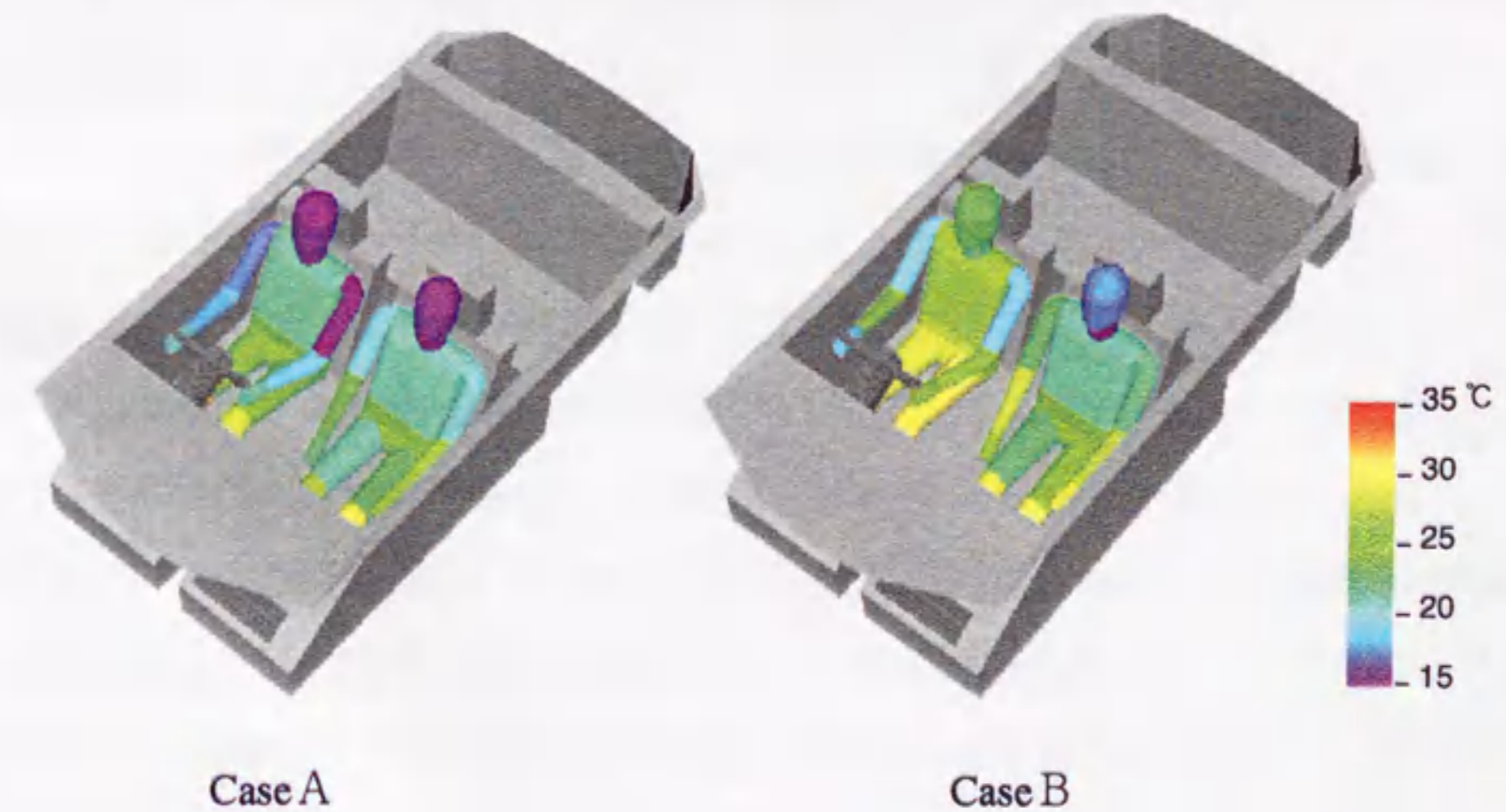


図6-22 吹出口位置による乗員の体感温度の変化

第7章 結 言

本論文では、自動車の空気力学の諸問題に計算流体力学を適用した。本章では、その概要と、得られた知見についてまとめる。

7. 1 自動車の空力特性の数値解析 (本文第2章)

自動車の空気抵抗係数や揚力係数の予測と、車体周りの流れ場の分析に、計算流体力学を適用した。非圧縮性の三次元ナビエ・ストークス方程式を解析の基礎方程式に用い、これを一般座標系に変換し、差分法で解いた。解析精度を向上させるため、対流項の差分に従来より精度の高い三次精度風上差分を用いた。また、複雑な車体形状に対応するため、マルチブロック法を採用した。さらに、この解析方法を実際の自動車の開発に役立てるために、CADを活用した迅速な格子生成システムを開発した。

ナビエ・ストークス方程式に基づいた解析を、実際の車体形状に適用するのは初めての試みであったため、実験と比較して精度を検討した。単純な *Ahmed* モデルと床下が平滑な車体模型を用いて、空気抵抗係数と揚力係数、車体周囲の流れ模様、および表面圧力分布を実験と比較した。

次に、この解析を実際の車両の揚力制御装置の開発に適用した。先行研究車 HSR II では、可動カナード、リヤフラップ、チンスポイラ、リヤアンダフラップを高速域で作動させ、空気力を制御する。市販車 G T O では、可動ベンチュリカバーとリヤスポイラを作動させる。数値解析により、これらのエアロパーツの効果を解析し、実車風洞の実験と同様に、その効果を評価できることを確認した。

さらに、実際の車両に近い条件で空力特性の解析を行うため、機関冷却風の解析に必要な熱交換器のモデル化方法を開発した。熱交換器単体及びエンジンルームに装着された状態での、通風量と流れ模様を実験と比較することにより、このモデル化方法の妥当性を確認した。そして、床下形状を新車開発時の風洞実験用模型と同程度に詳細に模擬した計算モデルに、この熱交換器モデルを加え、エンジンルームと床下の流れを解析した。この解析を用いて、従来分かっていなかった、エンジン

ルーム通風の床下流れへの影響を検討した。

以上の検討により、次の知見が得られた。

- (1) ナビエ・ストークス方程式を三次精度風上差分とマルチブロック法を用いて解析することにより、自動車の空気抵抗係数と揚力の予測が可能である。特に、空気抵抗係数は実験との差が5%以内で予測できる。また、車体周囲の流れ模様や、車体表面の圧力分布の計算においても、実験との対応は良好で、計算流体力学は自動車の空力特性の解析に有効である。
- (2) トランスファイナイト内挿法と、ラプラス方程式によるスムージングを組み合わせた格子生成システムとCADを用いて、複雑な車体周りの計算格子を数日で生成できる。これにより、計算流体力学は、研究だけでなく、実際の自動車開発に活用できる。
- (3) マルチブロック法を用いることで、従来解析が困難とされていたエアロパーツを含む複雑な車体周りの流れを解析し、実車の揚力制御装置の効果が予測可能である。
- (4) 通風抵抗体である熱交換器の通風量は、予め実験で得られている圧損係数と、計算で逐次得られる熱交換器の前後圧力差から計算できる。この方法を用いることにより、通風量と通風を含んだエンジンルーム内の流れ模様の計算結果が、実験と良く一致する。
- (5) エンジンルームの通風と床下形状を詳細に模擬した解析により、エンジンルームの通風による抵抗増加は、エンジンルーム内だけでなく、床下や車体後面の流れの変化が原因となっていることが明らかとなった。このことから、計算流体力学が新たな現象分析に役立つ可能性が示された。

なお、同様な手法を用いた研究は、ほぼ同時期に姫野ら^(7.1)によっても進められたが、世界的に見ても、この二つの研究が初めて自動車の空力特性の解析に成功した^(7.2)。

7.2 自動車のウィンドスロップの数値解析 (本文第3章)

自動車の空力騒音としてしばしば問題となる、サンルーフ開口時のウィンドスロップの発生機構と防止策について、計算流体力学を用いて研究した。ウィンドスロップは、従来の研究から開口部のせん断層の発振現象と考えられたので、これを捉えようと試みた。

本現象は二次元的な現象であることから、基礎方程式は二次元のナビエ・ストークス方程式を用い、三次精度風上差分と領域分割法を用いて解析を行った。

計算でせん断層の発振現象を捉えられることを確認するため、噴流-エッジ系における噴流の発振現象を解析し、振動周波数と流れ模様や圧力の振幅について文献の実験結果と比較した。

次に、キャビティ開口部の流れに関して、基礎的なモデルを用いて、周波数の測定と流れの可視化を行い、計算結果と比較した。また、基礎モデルを用いて、計算と実験から開口部の振動抑制方法を調べた。さらに、この計算方法を実際の車体形状に適用し、ディフレクタによる開口部の振動抑制効果を予測した。

以上の研究から、以下の知見が得られた。

- (1) 二次元非圧縮性ナビエ・ストークス方程式を三次精度風上差分と領域分割法を用いて解くことにより、噴流-エッジ系、およびキャビティ開口部におけるせん断層の振動現象を数値解析で捉えることができる。また、計算によって得られた振動周波数の傾向は実験と定性的に一致する。
- (2) ウィンドスロップの原因となるキャビティ開口部におけるせん断層の振動は、開口部における渦の生成と移流・衝突のフィードバック現象である。
- (3) ウィンドスロップ低減のためには、上記した渦の発生や衝突を抑える必要がある。サンルーフにおいてはディフレクタが有効である。また、このディフレクタ形状の設計においては、数値計算による予測が効果的である。

なお、本研究を参考にして、サンルーフを製造している部品メーカーが研究を開始している^(7.3)。また、浮田らは、本研究を発展させて三次元解析により、ウィンドスロップを研究している^(7.4)。

7. 3 定常時の温熱環境評価 (本文第4章)

数値解析および計測を用いて、自動車室内空調を研究するためには、従来官能評価に委ねられていた温冷感の評価を定量化する必要がある。自動車室内は不均一性が強く、建築物を対象とした従来の研究をそのまま当てはめることができない。そのため、従来の研究を発展させた新しい評価法を開発した。

ここでは、 SET^* (新標準有効温度または簡単に体感温度: *Standard new Effective Temperature*) をサーマルマネキンによる環境の計測と結びつけた。人体を11分割したサーマルマネキンを用いて、不均一な環境における作用温度と熱伝達率、および衣服の伝熱特性を計測する方法を研究した。この計測された値と、2ノード人体伝熱モデルを用いて、 SET^* を算出した。この方法をサーマルマネキン- SET^* 法と名付けた。

この方法で計測された SET^* と温冷感の関係を基礎的な実験で確認した。空気温度、風速、日射、湿度を様々に変化した環境を設定し、被験者14名の温冷感申告と、計測された SET^* との対応関係を調べた。

次に、新たに開発した評価法で、自動車室内の不均一な環境評価が可能であることを確認した。また、従来、サーマルマネキンでは評価できなかった日射や湿度変化のある環境を評価した。最後に、計測された SET^* と温冷感の対応関係に着目し、 SET^* から乗員の温冷感申告を予測した。

以上の検討により、次の知見が得られた。

- (1) SET^* とサーマルマネキンを用いた計測を組み合わせた、新しい温冷感評価手法「サーマルマネキン- SET^* 法」を開発した。この方法では、自動車室内の不均一環境の評価と、サーマルマネキンを用いた従来の計測法では困難であった、日射や湿度を考慮した温冷感評価が、可能である。
- (2) 空気温度、風速、日射、湿度が様々に変化した場合でも、この方法で計測された SET^* と被験者の温冷感には強い相関があり、 SET^* が温冷感の評価する単一の指標となることが明らかとなった。
- (3) 人体各部位の温冷感と SET^* との対応関係から、各部位の最適な温度を求めることができる。その温度は上半身でやや低くなり、頭寒足熱の傾向を示す。

- (4) 計測された SET^* から、回帰式を用いて人体各部位の温冷感申告値を予測することが可能である。

なお本研究の成果をまとめた論文は、SAE-IMECH E 聯合講演会においてVTMS-2論文賞を受賞した^(7, 5)。

7. 4 非定常温熱環境の評価 (本文第5章)

自動車室内環境の特殊性は、先に述べた不均一性に加えて、空調開始時の温熱環境の変化の大きさとその重要性にある。自動車においては、定常時の温熱快適性はもとより、空調開始時に早く快適性が得られることが要求される。

先に検討したサーマルマネキン- SET^* 法は、サーマルマネキンによる計測と2ノード人体モデルによる人体生理量の計算が定常状態を前提としており、定常時の評価にしか適用できない。ここでは、それを非定常環境へ拡張した。

非定常環境の下での、人体の皮膚温と発汗量の予測精度を高めるために、人体部位を16分割し、各部位を皮膚と体核の二層に分割し、それぞれに血管系を配した人体伝熱モデルを開発した。このモデルの精度を確認するために、温度がステップ的に変化する環境での生理量変化を、実験結果と比較検討した。

非定常環境の計測には、マネキンの表面付近に熱電対と風速センサ、輻射センサ、湿度センサを装着した温感マネキンを試作した。人体から環境への伝熱を考慮する際に必要な熱伝達率は、予めサーマルマネキンの計測値と温感マネキンの風速センサ出力との対応付けを行い、実験式として与えた。

この非定常環境の計測値と人体生理量計測を組み合わせることにより、 SET^* と同様な考え方に基づく、非定常環境の下での体感温度である TET (*Transitional Effective Temperature*)を定義した。

この評価値の信頼性を確認するために、前章の温度、風速、輻射、湿度を様々に変化した定常環境における基礎的な実験において、 SET^* と同等の評価が行えることを確認した。その後、夏季冷房立上りにおける乗員の温冷感評価に適用し、被験者の温冷感申告と比較検討した。

以上の検討により、次の知見が得られた。

- (1) 16分割2層人体熱モデルにより、非定常環境における生理量変化が予測でき、実験における皮膚温変化と良好な対応が得られる。
- (2) 温感マネキンを用いて、自動車乗員周りの空気温度、風速、湿度、輻射を計測し、人体熱モデルで乗員の皮膚温と発汗量を計算することにより、 SET^* と同等で、かつ、環境の時間変化に対応できる体感温度 TET を求めた。この TET は定常環境においてサーマルマネキン- SET^* と同等の評価ができる。
- (3) 乗員温冷感に対応する TET 全身値は、人体各部位の TET の加重平均として定義される。その重み付け係数は、被験者の温冷感申告結果を基に、遺伝的アルゴリズムで決定できる。この係数は、頭部が大きく、その部位が温冷感に及ぼす影響が大きい。
- (4) TET 全身値と回帰式を用いて、不均一で非定常な環境下の、乗員の温冷感を推定できる。

7.5 自動車室内の温熱環境の数値解析 (本文第6章)

自動車室内の乗員温冷感を数値計算を用いて予測する方法について研究した。この予測に関しては、要素分割の自動化による解析期間の短縮、車体伝熱や日射計算などとの連成計算による実車温熱環境の予測、温冷感に対応した指標による解析結果の評価という、三つの大きな技術課題が存在していた。

最初の技術課題である要素分割の自動化のために、近年複雑な形状の解析に見直されてきている直交要素を採用し、これに、代表的寸法の入力だけで車室や乗員の形状を生成する手法を加え、計算モデルを完全に自動生成できるシステムを構築した。

車室内の温度と風速分布は、*Boussinesq* 近似を用いた非圧縮性のナビエ・ストークス方程式を基礎方程式として、これを時間に関して二次精度の半陰的二段階時間積分法で離散化した。対流項には *Adams-Bashforth* 法を、粘性項には *Crank-Nicolson* 法を適用した。キャビティにおける自然対流と、簡易的な車室を用いた空調時の温度と風速分布について解析を行い、その精度を確認した。

温度計算は、上述のマイクロなモデルを用いた車室内の温度と風速の数値解析と、マクロなモデルを用いた空調風や車室壁面の温度計算を連成させた。空調風は、換気や冷凍サイクルを含む空調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の他に日射と車体伝熱も加えて計算した。

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、乗員周りの温熱環境から、先に検討した体感温度 TET を算出し、乗員の温冷感を予測した。

この方法を夏季冷房立上り時における車室内環境の予測に適用し、空調風の温度と乗員周辺の温度や風速を計算と実験で比較した。また、乗員の温冷感予測を試み、被験者の温冷感申告と比較した。

以上の検討により、次の知見が得られた。

- (1) *Boussinesq* 近似を用いたナビエ・ストークス方程式を、細分化された直交要素の有限体積法で解くことにより、車室内の温度分布を計算することができる。簡易的な車室形状においては、時間変化のある場合でも、室内平均温度の実験値との差は、平均値で2℃以内の誤差になる。温度分布は、計算においてやや拡散が弱い傾向を示すが、乗員の温冷感を予測する上では、実験との差は許容範囲内である。
- (2) 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み合わせることにより、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。
- (3) 冷凍サイクルや車体伝熱などとの連成計算で、空調機作動時の自動車室内乗員周りの温度、風速を予測することが可能で、実車の計測結果との比較も良好である。
- (4) 乗員周りの温度、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、環境の時間変化に対応できる体感温度 TET を計算した。これを用いて、不均一で非定常な環境下の乗員温冷感を予測することが可能である。
- (5) 乗員やステアリングホイールの詳細なモデル化と、体感温度計算により、冷房時の運転席乗員の温冷感に、空調風吹出口位置が与える影響を解析することができる。

参考文献

第1章

- [1.1] Hucho, W.H. : Aerodynamics of Road Vehicles (Fourth Edition), SAE(1998), pp.1-310.
- [1.2] Ahmed, S.R., Hucho, W.H. : The Calculation of the Flow Field Past a Van with the Aid of a Panel Method, SAE paper, No.770390(1977)
- [1.3] 小林敏雄, 鬼頭幸三, 森西洋平 : 自動車まわりの流れの数値シミュレーション, 生産研究, Vol.41, No.1(1989), pp.60-63.
- [1.4] Hashiguchi, M., Ohta, T., Kuwahara, K. : Computational Study of Aerodynamic Behavior of a Car Configuration, AIAA paper, 87-1386(1987)
- [1.5] Kawaguchi, K., Hashiguchi, M., Yamasaki, R., Kuwahara, K. : Computational Study of the Aerodynamics Behavior of a Three Dimensional Car Configuration, SAE paper, No.890598(1989)
- [1.6] Kataoka, T., China, H., Nakagawa, K., Yanagimoto, K., Yoshida, M. : Numerical Simulation of Road Vehicle Aerodynamics and Effect of Aerodynamic Devices, SAE paper, No.910597(1991)
- [1.7] 片岡拓也, 浮田哲嗣, 知名宏 : 床下・エンジンルームを含む車体空力特性の数値解析, 自動車技術会論文集, Vol.25, No.2(1994), pp.124-129.
- [1.8] Akishita, S., Kuwahara, K. and Sida, S. : Numerical Simulation of Aerodynamic Sound Radiation from two-dimensional wing, AIAA paper 87-2672(1987)
- [1.9] Adachi, S., Ishii, K., Akishita, S. and Kuwahara, K. : Computation of aerodynamic sound radiation from flow past a wing, AIAA paper 92-02157 (1992)
- [1.10] Ishii, K., Adachi, S. and Akishita, S. : Numerical Study on Acoustic Emission from Flow past an Airfoil, J.Phys.Soc.Japan, 66(1997), pp.1996-2001.
- [1.11] 島崎正己, 飯田望, 田中久史, 姫野龍太郎, 浅野孝晶 : 車外空力騒音の解析 (第2報), 自動車技術会学術講演会前刷集, 902-2(1990), pp.177-180.
- [1.12] 片岡拓也, 吉田昌弘, 知名宏 : 噴流・エッジ系およびキャビティでの流体の振動現象の数値解析, 日本機械学会論文集, 59-566, B(1993), pp.2969-2974.
- [1.13] 村上周三 : 空気調和工学におけるCFD利用の現状と将来動向, 日本機械学会創立100周年東海支部記念式典・講演会講演論文集 No.973-2(1997), pp.214-219.
- [1.14] 松永和彦, 須藤不二夫, 田辺新一, Madsen, T.L. : 皮膚温度可変型サーマルマネキンによる車室内温熱環境評価法, 自動車技術会論文集, Vol.25, No.3(1994), pp.104-109.
- [1.15] Fanger, P.O. : Thermal Comfort, Danish Technical Press.(1970)
- [1.16] Gagge, A.P., Fobelets, A.P., Berglund, L.G. : A Standard Predictive Index of Human Response to the Thermal Environment, ASHRAE Transaction 93(1987), pp.709-731.
- [1.17] Wyon, D.P., Larsson, S., Forsgren, B., Lundgren, I. : Standard Procedures for Assessing Vehicle Climate with a Thermal Manikin, SAE paper, No.890049(1989)
- [1.18] 小川一成, 増田貴文, 山口秋夫 : 乗員の空調感覚のビジュアル化, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.944(1994), pp.169-172.
- [1.19] 古瀬健二, 小森谷徹 : 自動車室内の不均一環境下における乗員温冷感の評価について, スバル技報, Vol.22(1995), pp.56-63.
- [1.20] 小森谷徹 : 体温調節モデルを用いた乗員の温熱快適性予測手法について, 自動車技術, Vol.46, No.9(1992), pp.48-53.
- [1.21] 片岡拓也, 房田泰治, 郡逸平 : サーマルマネキン-SET*法による車室内温感評価, 自動車技術会論文集, Vol.26, No.4(1995), pp.97-102.
- [1.22] 上田松栄, 大野由美, 谷口洋介, 青木博史 : ニューラルネットワークを用いた車両空調時の温感評価方法, 機論 58-545, B(1992), pp.254-258.
- [1.23] 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, 日本機械学会論文集, 64-628, B(1998), pp.4261-4266.

- [1.24] 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)，pp.53-63.
- [1.25] 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，Vol.27，No.2(1996)，pp.90-95.
- [1.26] Currie,J.：Numerical Simulation of the Flow in a Passenger Compartment and Evaluation of the Thermal Comfort of the Occupants，SAE paper，No.970529(1997)
- [1.27] Okada,Y.,Nouzawa,T.,Takeishi,T.,Matsuoka,H.,Kamioka,T.：Prediction of Air Conditioning Flow in the Cabin of Vehicle Using Numerical Simulation，JSAE Spring Convention Proceedings，984(1998)，pp.181-184.
- [1.28] 片岡拓也，中村佳朗：自動車室内温度分布解析に基づいた乗員の温冷感予測，日本機械学会論文集掲載決定済

第2章

- [2.1] ローチェ,P.J.：コンピュータによる流体力学（上），構造計画研究所(1978)
- [2.2] Kawamura,T.,Takami,H.,and Kuwahara,K.：Computation of high Reynolds number flow around a circular cylinder with surface roughness，Fluid Dyn. Res.1(1986)，pp.145-162.
- [2.3] Himeno,R.,Shirayama,S.,Kamo,K.,Kuwahara,K.：Computational Study of Three-Dimensional Wake Structure，AIAA paper，85-1617(1985)
- [2.4] Tsuboi,K.,Himeno,R.,Shirayama,S.,Kuwahara,K.：Computational study of the Effect of Base Slant AIAA paper，86-1054(1986)
- [2.5] 宮内敏雄，谷雅弘：三次精度風上差分法による一様等方性乱流の数値解析，日本機械学会論文集，53-486，B(1987)，pp.388-392.
- [2.6] Sawada,K.,Takanashi,S.：A Numerical Investigation on Wing/Nacelle Interferences of USB Configuration，AIAA paper，87-0455(1987)
- [2.7] Shirayama,S.,Kuwahara,K.：Navier Stokes Solution of the Flow Field around a Complete Automobile Configuration，Proceedings of the 2nd

International Conference on Supercomputing in the Automotive Industry, Seville Spain(1988)，pp.293-304.

- [2.8] Ericksson,L.E.：Generation of Boundary-Confirming Grids around Wing-Body Configurations Using Transfinite Interpolation，AIAA Journal，Vol.20，No.10(1982)
- [2.9] 大林茂，加茂圭介，藤井孝蔵：代数的反復解法による格子生成と応用例，第23回飛行機シンポジウム講演集(1985)，pp.100-103.
- [2.10] Thompson,J.F.：Numerical Grid Generation，Elsevier Science Publishing Co., Inc. (1982)
- [2.11] 片岡拓也，吉田昌弘，岡宏，知名宏，荻野好徳：自動車車体まわりの流体計算用格子生成システム，第7回計算流体力学シンポジウム講演集(1996)，pp.249-250.
- [2.12] 柴田寿一：三菱自工の風洞，自動車研究，5-2(1983)，pp.9-16.
- [2.13] Ahmed,S.R.,Ramm,G.,Faltin,G.：Some Salient Features of the Time Averaged Ground Vehicle Wake，SAE paper，No.840300(1984)
- [2.14] 三菱自動車：'89 東京モーターショー広報資料，三菱自動車(1989)
- [2.15] 中川邦夫，柳本憲男，片岡拓也，栗山和幸，椎昭敏：アクティブエアロコントロールシステムの開発，自動車技術会学術講演会前刷集，902-2(1990)，pp.153-156.
- [2.16] Hoerner,S.F.：Fluid Dynamic Drag，Published by the Author(1957)，pp.3.23-3.25

第3章

- [3.1] DeMetz , F. C.,Farabee,T.M.：Laminar and turbulent shear flow induced cavity resonance，AIAA Paper，77-1293(1977)
- [3.2] Elder,S.A.：Self-excited depth-mode resonance for a wall-mounted cavity in turbulent flow，J.Acoust. Soc.Am., Vol.64，No.3(1978)
- [3.3] 社河内敏彦，伊藤忠哉，末松良一，四阿佳昭：噴流・エッジ系における噴流の発振現象（第1報，噴流の挙動と発振振動数），日本機械学会論文集，

51-469, B(1985), pp.2897-2907.

- [3.4] 社河内敏彦, 伊藤忠哉, 末松良一: 噴流・エッジ系における噴流の発振現象, (第2報, 噴流の発振機構の考察), 日本機械学会論文集, 52-480, B(1986), pp.2872-2880.

第4章

- [4.1] 田辺新一: サーマルマネキンを用いた室内温熱環境の評価, 日本建築学会梗概集(1990), pp.817-818.
- [4.2] 中山昭雄: 温熱生理学, 理工学社(1980)
- [4.3] Gagge,A.P. : Standard operative temperature, a single measure of the combined effect of radiant temperature, of ambient temperature and of air movement on the human body, In temperature:Its Measurement and Control in Science and Industry, Am. Institute of Physics. Reinhold Publishing(1941)
- [4.4] Gagge,A.P.,Nishi,Y.,Nevins,R.G. : The Role of Clothing in Meeting FEA Energy Conservation Guidelines, ASHRAE Transaction 82(1976), pp.234-247.
- [4.5] Gagge,A.P.,Stolwijk,J.A.J.,Nishi,Y. : An Effective Temperature Scale Based on a Simple Model of Human Physiological Regulatory Response, ASHRAE Transaction 83(1977), pp.247-262.
- [4.6] Nishi,Y., Gagge,A.P. : Moisture permeation of clothing a factor governing thermal equilibrium and comfort, ASHRAE transaction 76(1970), pp.137-145.
- [4.7] Stolwijk,J.A.J.,Hardy,J.D. : Temperature Regulation In Man, Pflugers Archive 291(1966), pp.129-162.
- [4.8] Gagge,A.P.,Nevins,R.G. : Heat exchange between human skin surface and thermal environment, Handbook of Physiology Reactions to Environmental Agents sect.9, chapt.5(1977), pp.69-72.
- [4.9] 機械学会編: 伝熱ハンドブック, 丸善(1993), pp.417.

- [4.10] ASHRAE : ASHRAE HANDBOOK 1985 FUNDAMENTALS, chapter8 (1985), pp.8.26.

- [4.11] 永村一雄: 温冷感申告における物理量からカテゴリ尺度への写像のモデルについて, 大阪市立大学生活科学部紀要, Vol.40(1992), pp.57-62.
- [4.12] 田辺新一: サーマルマネキンを用いた室内温熱環境の評価 (EHTについて), 日本建築学大会講演概集(1990), pp.817-818.

第5章

- [5.1] Stolwijk,J.A.J. : A Mathematical Model of Physiological Temperature Regulation in Man, NASA Technical Report, No.NASA CR1855(1971)
- [5.2] Wissler,E.H. : Mathematical Simulation of Human Behavior Using Whole Body Models, Heat and Mass Transfer in Medicine and Biology, Chapter3(1985), pp.325-373.
- [5.3] Smith.C.E : A Transient : Three-Dimensional Model of the Human Thermal System, Ph.D.diss., Kansas State University, (1991)
- [5.4] 竹森利和, 中島健, 庄司祐子: 人体熱モデルの開発, 日本機械学会論文集, 61-584, B(1995), pp.297-304.
- [5.5] 横山信太郎: 生体内熱移動現象, 北海道大学図書刊行会(1993)
- [5.6] 森正武: 数値計算プログラミング, 岩波書店(1987), pp.238-242.
- [5.7] Hardy,J.D,Stolwijk,J.I.J. : Partitional Calorimetric Studies of Man During Exposures to Thermal Transients, J.Appl. Physiology31-6(1966), pp.1799-1806.
- [5.8] 尾田十八: 遺伝的アルゴリズムとその応用, 日本機械学会講習会教材, No.930-59(1993), pp.57-70.

第6章

- [6.1] Ono,K.,Tomita,N.,Fujitani,K.,Himeno,R. : An Application of Voxel Modeling Approach to Prediction of Engine Cooling Flow, JSAE Spring Convention Proceedings, 984(1998), pp.165-168.

- [6.2] 土屋查大, 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), pp.165-168.
- [6.3] 榎原崇伴: 自動車車室内流れの数値解析, 名古屋大学大学院工学研究科修士論文(1996)
- [6.4] 片岡拓也, 中野智之, 大野健児: 三次元レーザー流速計を用いた車室内流れ場等の計測, 自動車技術会誌, Vol.49, No.3(1995), pp.45-50.
- [6.5] 酒井逸朗: 空調用冷凍機をつりあい点の解析, 日本機械学会論文集, 33-246 (1967), pp.249-256.
- [6.6] 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), pp.94-104.
- [6.7] 北村新三: ニューラルネットワーク応用の現状と展望, システム/制御/情報, 35-1(1991), pp.2-10.
- [6.8] 尊田よし之: 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), pp.1-20.

第7章

- [7.1] Himeno,R.,Takagi,M.,Fujitani,K.,Tanaka,H. : Numerical Analysis of the Airflow around Automobiles Using Multi-block Structure grids, SAE paper, No.900319(1990)
- [7.2] Hucho,W.H. : Aerodynamics of Road Vehicles (Fourth Edition), SAE(1998), pp.765-835.
- [7.3] 山根聖章, 長谷修利: 車両形状でのウィンドスロップ低減シミュレーション, 日本機械学会東海支部第44期総会講演会講演論文集, No.953-1(1995), pp.47-48.
- [7.4] Ukita,T.,China,H.,Kanie,K. : Analysis of Vehicle Wind Throb Using CFD and Flow Visualization, SAE paper, No.970407(1997)
- [7.5] Kohri,I.,Kataoka,K.,Fusada,Y. : Evaluation Method of Thermal Comfort in a Vehicle by SET* using Thermal Manikin and Theoretical Thermoregulation Model in Man, IMechE C496/022/95(1995), pp.357-363.

研 究 業 績

I. 学会誌等

第2章の論文

1. Kataoka,T., China,H., Nakagawa,K., Yanagimoto,K., Yoshida,M., "Numerical Simulation of Road Vehicle Aerodynamics and Effect of Aerodynamic Devices", SAE 1991 Transactions Journal of Passenger Cars, Section 6 - Vol.100 (1992), pp.722-734.
2. 片岡, 浮田, 知名, "床下・エンジンルームを含む車体空力特性の数値解析", 自動車技術会論文集, Vol.25, No.2 (1994), pp.124-129.

第3章の論文

3. 片岡, 吉田, 知名, "噴流・エッジ系およびキャビティでの流体の振動現象の数値解析", 日本機械学会論文集, 59巻566号B編(1993), pp.2969-2974.

第4章の論文

4. 片岡, 房田, 郡, "サーマルマネキン-SET*法による車室内温感評価", 自動車技術会論文集, Vol.26, No.4 (1995), pp.97-102.

第5章の論文

5. 片岡, 房田, “人体熱モデルを用いた自動車室内温熱環境評価”, 日本機械学会論文集, 64巻628号B編(1998), pp.4261-4266.

第6章の論文

6. 片岡, 中村, “自動車室内温度分布解析に基づいた乗員の温冷感予測”, 日本機械学会論文集掲載決定済

II. 国際会議

1. Kataoka,T., China,H., Nakagawa,K., Yanagimoto,K., Yoshida,M., “Numerical Simulation of Road Vehicle Aerodynamics and Effect of Aerodynamic Devices”, SAE 1991 International Congress & Exposition, Vehicle Aerodynamics : Recent Progress, Paper No. 910597 (1991), pp.151-163.
2. China,H., Kataoka,T., Yoshida,M., “Simulation of Interface Oscillating Phenomenon over a Cavity in a Flow”, Proceeding of the ASME-JASME 1st Joint Conference of Fluid Dynamics, FED-Vol.117 (1991), pp.71-76.
3. Kohri,I., Kataoka,T., Fusada,Y., “Evaluation Method of Thermal Comfort in a Vehicle by SET* using Thermal Manikin and Theoretical Thermo-regulation Model in Man”, SAE-IMEchE C496/022/95 (1995), pp.357-363.

III. その他の論文

1. 郡, 片岡, “乗用車の横風特性向上の研究”, 自動車技術会誌, Vol.42, No.4(1988), pp.451-456.
2. 郡, 片岡, 今田, 山本, “後面吹き出しを用いた低抵抗車の開発”, 自動車技術会学術講演会前刷集, Vol.881 (1988), pp.273-276.
3. Kohri,I., Kataoka,T., “Research on Improvement of Cross-Wind Properties of Passenger Vehicles”, JSAE Review, Vol.10, No.3 (1989), pp.46-51.
4. 中川, 柳本, 片岡, 椎, 栗山, “アクティブエアロコントロールシステムの開発”, 自動車技術会学術講演会前刷集, Vol.902(1990), pp.153-156.
5. 知名, 片岡, 吉田, “マルチブロック法を用いた複雑形状車体まわりの流れ解析”, 第4回数値流体力学シンポジウム講演論文集(1990), pp.109-112.
6. 片岡, 知名, 中川, 柳本, 吉田, “空力解析システムの開発と空力制御デバイスへの応用”, 三菱自動車テクニカルレビュー, No.3(1990), pp.46-56.
7. 浮田, 片岡, 知名, “エンジンルーム通風の数値解析”, 第6回数値流体力学シンポジウム講演論文集(1992), pp.715-718.
8. 片岡, 中野, 大野, “三次元レーザー流速計を用いた車室内流れ場等の計測”, 自動車技術会誌, Vol.49, No.3 (1995), pp.45-50.

9. 片岡, 房田, “SET*を用いた自動車車室内温熱環境評価”, 第30回
空気調和・冷凍連合講演会講演論文集(1996), pp.49-52.
10. 片岡, 吉田, 岡, 知名, 荻野, “自動車車体まわりの流体計算用格子
生成システム”, 第7回計算流体力学シンポジウム講演論文集(1996),
pp.249-250.

謝 辞

本論文をまとめるにあたり, 終始熱心かつ懇切に御指導下さいました, 名古屋大学大学院工学研究科 航空宇宙工学専攻 中村佳朗教授に心から感謝致します。先生には, 大学および大学院在学中より計算流体力学の手ほどきを受けた上に, 最近では共同研究を通じて多くの御教授を賜り, 本論文を提出する機会まで与えて頂きました。重ねて深く御礼申し上げます。

本論文の作成に当たり, 数々の貴重な御教示と御指導を頂きました, 名古屋大学大学院工学研究科 航空宇宙工学専攻 梅村章教授, 名古屋大学大学院工学研究科 計算理工学専攻 石井克哉助教授にも, 厚く御礼申し上げます。

第2, 3章の研究に際しては, 宇宙科学研究所 桑原邦郎助教授に御指導を頂きました。同時に, (財)高度情報科学技術研究機構 白山晋博士にも, 計算法について多くの御助言を頂きました。ここに記して深く感謝の意を表します。

三菱自動車の歴代研究部長および加藤裕研究部長には, 研究の機会と様々な御配慮を賜りました。元空力研究グループ長の中川邦夫博士, 知名宏博士, 郡逸平氏, および, 現グループ長の小池勝博士には, 本論文の研究に関して数々の御指導と御助言を頂きました。研究を進めるに当たっては, 吉田昌弘君, 浮田哲嗣君, 房田泰治君の御協力を得ました。これらの皆様に謹んで御礼申し上げます。

最後に, 明るく励ましてくれた妻千春に, 心より感謝の言葉を贈ります。

1999年 片岡 拓也

