

## 車室内の上下温度分布の工学モデル An Engineering Calculation Model for Vertical Temperature Distribution in Vehicle Cabin

正会員 ○大西 由哲 (清水建設)      正会員    奥山 博康 (清水建設)  
非会員    永山 啓樹 (日産自動車)      非会員    大井 元 (日産自動車)  
Yoshinori ONISHI\*<sup>1</sup>    Hiroyasu OKUYAMA\*<sup>1</sup>    Hiroki NAGAYAMA\*<sup>2</sup>    Hajime OI\*<sup>2</sup>  
\*<sup>1</sup> Shimizu corporation    \*<sup>2</sup> Nissan Motor Co., Ltd.

**Synopsis:** A green house effect caused by the solar insolation to the vehicle cabin produces very high and intense vertical air temperature distribution. This temperature stratification can be explained as a circulation of the thermal plume generated by the heated material, and the down flow cooled by the inner surface of the skin. More practical engineering calculation models are expected to be developed, although usually this type of phenomenon is predicted by computational fluid dynamics. Therefore, a macroscopic airflow network model, coupled with the thermal network model, is described in this paper. Also described is a method for deciding the several uncertain coefficients in this model as a way of minimizing the error evaluation criteria between the experimental and the predicted results.

### 1. はじめに

停車中に日射が射し込む車室内は温室効果により著しい高温になるが、その上下温度分布も大きく生じることが知られている。この現象は、室内部材が日射を吸収し発熱して生じる熱プルームと、外皮の室内側表面で冷やされた下降流による循環流で、室内に温度成層化が生じるためと考えられる。また室内に強制対流の電熱ヒータを置いて加熱した場合でも、同様な温度分布が生じることが実験で確かめられている。そして水平の温度分布は比較的均一であることも確かめられている。

従来こうした現象の予測には数値流体解析（以下 CFD）が用いられてきた。しかし計算負荷が大きいことと数値的な安定性の問題等から長時間の現象予測は難しい。また CFD の意義は実験と似ており現象の全体構成の仕組みを説明するものではない。そこで CFD よりも実用的で理解可能な工学モデルを考案した。ただし車内が一様混合室温と仮定した場合については本論と同様な汎用モデルを応用した研究<sup>1)</sup>が行われている。一方建築分野では、特にこうした現象が顕在化する大空間の熱負荷を予測する工学モデルが、空衛学会の委員会でもとめられている<sup>2)</sup>。しかしこのモデルは温度成層化の重要な原因である発熱体からの熱プルーム流量と、冷却面からの下降流量を、空気密度と重力を考慮して解いているモデルではない。つまり仮定した伝熱モデルだけで解き、流れは解いていない。

そこで本論では、流れは CFD 程に細密なモデルではないが、換気回路網モデルでマクロながら実的に解くモデルを考案する。本モデルの幾つかの未定係数は実験値との誤差の評価関数を最小化する様に決定する方法を考案し、また本モデルの予測値と実験値との比較等を示す。

### 2. モデルのアイデア

**2.1 汎用基盤モデル** 本論のモデルの基盤になる汎用モデルがある。これは伝熱、換気と水蒸気あるいはガスの流動の回路網モデルと呼び、これを用いた予測計算、システム同定と最適制御の理論を展開している<sup>3)</sup>。予測計算の汎

用プログラムは NETS と名付けている。拡散系についての回路網の定式化は、有限体積法や有限要素法で離散化して得た熱容量節点系を、包括的に一体化して連立常微分方程式を構成する骨組みとなる。この時間積分は無条件安定な後退時間差分と、各固有値の空間への射影分解による解析的で厳密な方法を開発してある。定常解も収束計算は必要とせず一回で得られる。換気回路網モデルは、ゾーン内の動圧は全て静圧になるとする各ゾーン底面での静圧（室内圧）と複数ゾーン間の風量を解くものである。従って噴流領域内の挙動を検討できるモデルではない。温度差、風圧と送風機によるゾーン間の流れを考慮できる。この静圧の解法として安定性と収束性の良い修正ニュートンラプソン法と呼ぶ解法を工夫してある。これらの伝熱と換気モデルは計算時間間隔  $\Delta t$  の遅れをもって連成する。

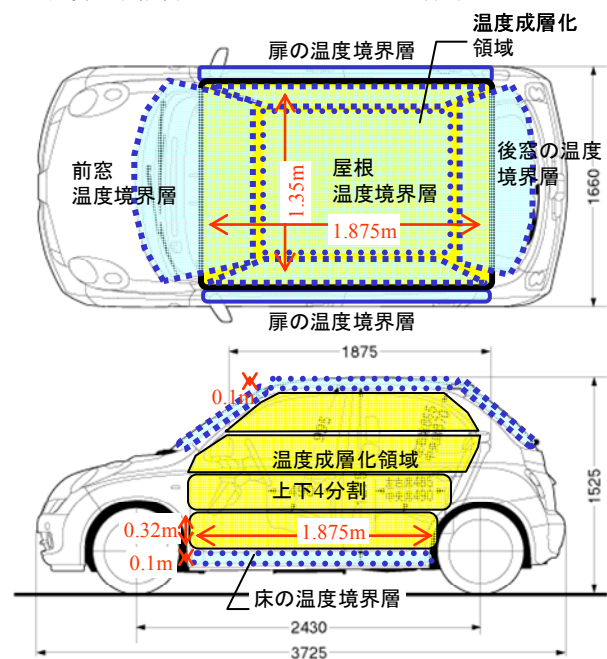


図-1 温度成層化モデルのゾーン分け

2.2 温度成層化モデル 前述の汎用モデルに基づき、車室空間を図-1の様に上下温度分布を離散的に表現する4層程の温度成層化ゾーン、外皮に接し冷却下降流等を生じる温度境界層ゾーン、発熱体から発生する熱ブルームゾーン等のモデル要素を考案した。

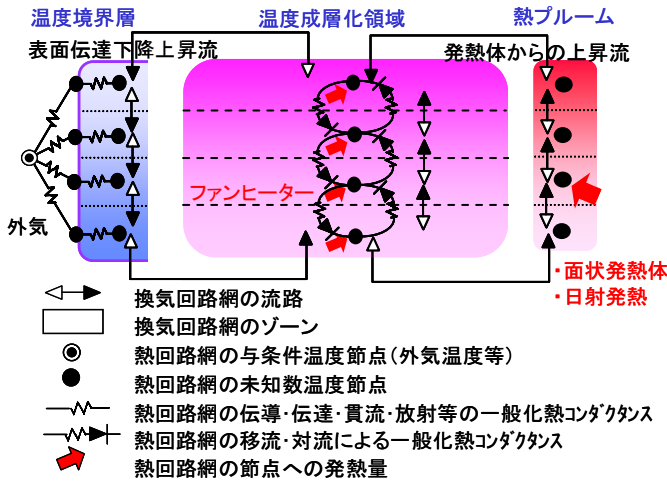


図-2 温度成層化の生成モデル

図-2には、前述のモデル要素から成る温度成層化を生成するモデルを示す。(a)室内発熱体からの自然対流加熱状態と、(b)電熱ヒータの強制対流加熱状態の2つは、モデル構造は同じで、パラメータが少し異なることで表現できる様にした。境界層ゾーンの厚みは0.1mとした。熱ブルームは直径0.2mの円筒と仮定した。成層化ゾーンは室の平面積からこれらを差し引いた水平面積とした。

2.3 (a) 自然対流加熱状況 この場合は発熱体の高さに対応する熱ブルーム内の節点につなげた。ゾーン間の風量は換気回路網から求められ、一般化熱コンダクタンスとなって熱回路網を構成し、熱回路網が算出する温度によりゾーンの空気密度が決まり、換気回路網の駆動力になる。こうして伝熱と換気モデルは連成する。(a)の自然対流加熱の場合には熱ブルームの上昇流が起き、温度境界層ゾーンは下降流となり、成層化ゾーンは上昇流となる場合が多い。

2.4 (b) 強制対流加熱状況 この強制対流加熱状況において、実態で何らかのガス発生が室内の局所で起これば、直ぐに濃度は一様混合になる。そこで(b)の強制対流発熱では発熱体から各成層化ゾーンの節点に均等につなげる。それでも上下温度分布が生成されるのは、成層化ゾーン間の押し出し流れ的な平均流が上昇になっているためと考える。この場合、熱ブルームゾーンを通じた流れは、その流路断面積が小さいので僅かな風量であることと、この途中で冷却や加熱は起こらない事から、殆ど影響を与えない。

### 3. 構築したモデルの構造

車両全体的な熱容量節点系モデルの様子を、前述の(a)自然対流加熱の場合について、その一部を図-3に示して説明する。伝熱形態は、伝導、伝達、放射、貫流、移流の全ては一般化熱コンダクタンスとして記号表示する。移流は換気回路網モデルからの風量により定められる。車両伝熱系も建築同様に、板状部材は一次元熱移動モデルとし、温度一様混合とする各ゾーンおよび空気層や空洞と対流伝達

あるいは総合伝達でつないで全体を構築する。空間的離散化は有限体積法を主とし板状部材の一部で有限要素法を用いている。また板状部材中に存在する空気層は、長波長放射伝熱と内表面の対流熱伝達を分けてモデル化できる。

天井、床、ドア、窓等の外皮の内表面が表面伝達で接するのは境界層ゾーンであるが、各々の高さに対応する節点をつなげた。実験での面状発熱体の節点と熱ブルーム内の節点とは対流伝達でつないだ。温度成層化ゾーンの上下間には混合流の一般化熱コンダクタンスが存在し、強制対流状態では自然対流状態よりも大きな値となった。

なおモデル図描画では節点やゾーンの同一化機能を用い、これらの同一の要素を複数の断面図にわたって描き、理解しやすくすることができる。熱回路網の総節点数は169、換気回路網のゾーン数は12、流路数は16で、Pentium4 CPU 2.8GHzのPCで6時間分の計算を5秒間隔で計算して約2分間の計算時間であった。

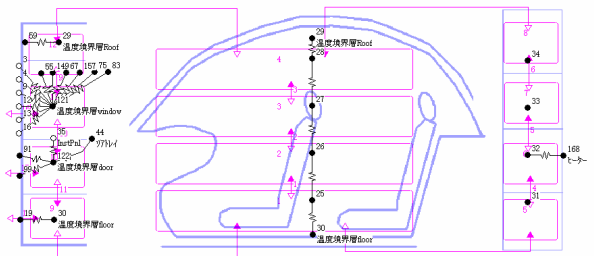
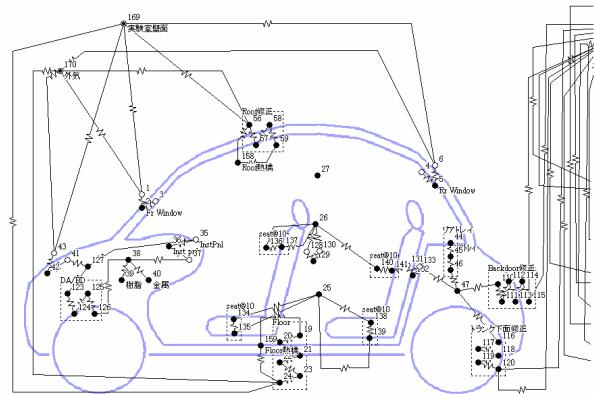


図-3 車両の全体モデルの一部

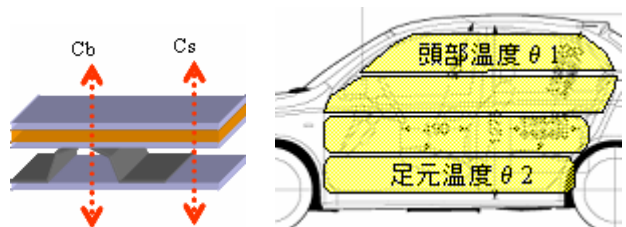


図-4 熱橋

図-5 比較室温位置

### 4. 熱橋のモデル

車室から外気への熱損失性能が実験値と合うようにするには、板状部材内に図-4に示すようなリブ等が存在することで熱橋となる影響を考慮する必要がある。熱橋のモデルは、図-3の屋根部分で一例を示すように、一般部分との並列の熱流となる経路として構成する。熱橋の熱コンダクタ

ンスをCbとし、一般部分の熱コンダクタンスをCsとすれば合成はCs+Cbとなる。熱橋割合の最適化に先立ち、予め室温変化への影響の程度を予測計算で把握しておく。

### 5. 三種のパラメータの最適化

本モデルは工学モデルなので、実験的に定めなければならない幾つかの特性値がある。これらは熱橋割合 Cb/Cs、温度成層化ゾーン間の混合流熱コンダクタンス cij、換気回路網の圧力損失係数ζの三種のパラメータである。流路の圧力損失は、流路断面積の二乗にも反比例するが、断面積は幾何的条件から前節2で述べた様に仮定し、一律に掛けられるζを求めることにした。前述した(a)と(b)の二種類の実験を行った。実験と予測計算で対応を検討したのは、図-5に示す頭部温度θ1と足元温度θ2である。実測と予測は頭部と足元の平均温度が近いほど良いという評価を次式で行う。これは上下の平均温度は室空気が持つ熱エネルギーに比例するので、一致すべきだからである。

$$\overline{\delta\theta} = \frac{1}{2} \left\| \sum_{j=1}^2 \frac{1}{T} \int_0^T ({}_p\theta_j - {}_m\theta_j) dt \right\| \quad (1)$$

ここで  ${}_p\theta_j$  は頭部または足元の予測計算温度、 ${}_m\theta_j$  は実測温度である。また検討期間を T とする。次に頭部と足元それぞれで温度が近ければ良いという評価を次式で行う。

$$\|\delta\theta\| = \frac{1}{2} \sum_{j=1}^2 \frac{1}{T} \int_0^T \|{}_p\theta_j - {}_m\theta_j\| dt \quad (2)$$

これら(1)と(2)式の両方を平均し総合的に考慮する次式の誤差の評価関数 J を定める。また誤差は発熱量 H の大きさに比例すると考えられるので H で除して正規化する。

$$J_{\delta\theta} = \frac{\overline{\delta\theta} + \|\delta\theta\|}{2 \cdot H} \quad (3)$$

これを最小化する三種のパラメータを探索法により求めることにした。そこでまず熱橋割合 Cb/Cs は 0 から始めることにし、層間の混合流コンダクタンス cij と圧力損失係数ζのそれぞれを何通りか変化させ、評価関数を計算して2次元の数表で最小化する組み合わせを探る。さらに Cb/Cs は 3次元方向として変化させ評価関数を計算する。

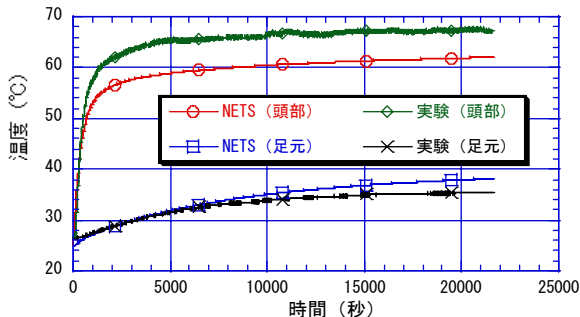


図-6 自然対流加熱で最適化前のパラメータによる比較

(a)自然対流加熱実験は約6時間行った。面状発熱体を直径0.16m程で長さ0.3mの円筒状に丸めたものを室内中程に吊るして0.95kwで加熱した。車外気温はほぼ25.9℃であった。この乗員の頭部と足元での室温推移について、予

測計算モデルの三種のパラメータを最適化する前の計算結果と実験値との比較グラフを図-6に示す。当初の cij は 3.5W/m²K、ζは5であった。この場合の cij とζの最適組み合わせを判断する評価関数 J の値は図-7に示す。同様な数表を熱橋割合 Cb/Cs の値に従って図-8の様子で作成していき、最適の3パラメータを求めた。

		層間の混合熱コンダクタンスcij				
		1	2	3.5	4	5
圧力損失係数ζ	1			9.493		
	3			4.965		
	5	2.098	2.053	3.118	3.560	4.315
	7		1.800	2.349	2.830	
	10		2.320	1.563	2.040	
	12		2.590	<b>1.443</b>	1.659	
15			1.648			

図-7 二種のパラメータの最適化の探索

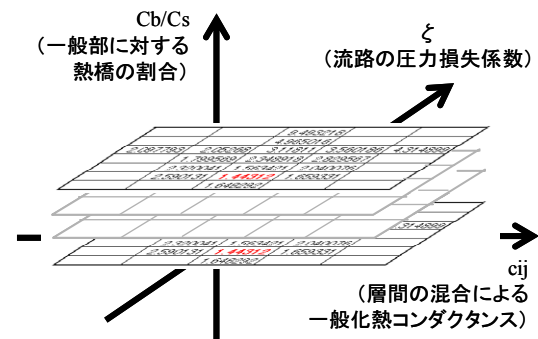


図-8 三種のパラメータの最適化の手順

こうして得られた(a)自然対流加熱状態での最適のパラメータは、cijは3.5W/m²K、ζは12で熱橋割合 Cb/Cs は 0.12である。これらによる予測計算値の頭部と足元の室温推移を、実験値と比較したグラフは図-9に示す。

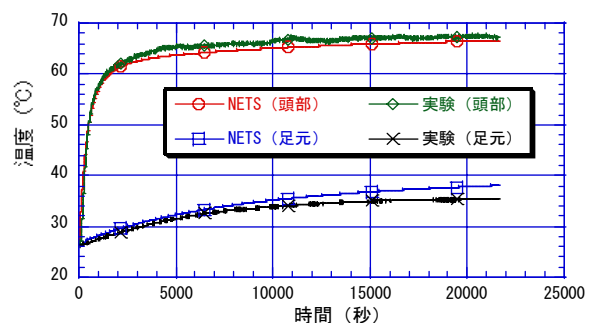


図-9 自然対流加熱の最適化後の比較

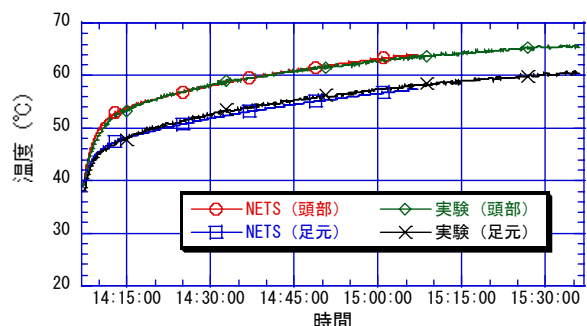


図-10 強制対流加熱の最適化後の比較

次に(b)電熱ヒータ強制対流加熱実験について検討した。自然対流加熱実験に比べて比較的時間は短く約 1.5 時間であった。電熱ファンヒータは約 1kw で、車外気温は 37.3°Cであった。NETS での計算期間は整数時とする制約から 1 時間の期間で検討した。最適化の結果は、 $c_{ij}$  は 50W/m<sup>2</sup>K,  $\zeta$  は 30 で熱橋割合  $C_b/C_s$  は 0.12 であった。実験値との比較は図-10 に示す。

## 6. 炎天下実験との比較

前述の最適化を経てレファインされた自然対流加熱のモデルに対し、実際の日射の受熱を考慮できる様に追加した。まずガラスの日射入射角度依存の透過、反射特性データを得て、入射角度余弦の5次冪級数回帰係数をNETSで生成し、特性値ライブラリに格納した。ガラス窓の日射透過は、前面、側面、後部と方位に応じて4カ所で起こるモデルとし、前面ガラス透過後の受熱配分は、インストルメントパネル0.7、前席背もたれ0.15、前席座面0.15、後部ガラス透過後の受熱配分は、リアトレイ0.7、後席座面0.3、側面ガラス透過後の受熱配分は、背もたれ0.3、座面0.7と仮定した。拡散日射は窓の天空と地面反射に対する形態係数に応じて室内に侵入するモデルである。日射吸熱節点は熱ブルーム内の対応する高さの節点と表面对流伝達 60W/m<sup>2</sup>K で結び付けた。また車体外表面の日射受熱の影響も考慮してある。この外表面では長波長放射による大気との熱交換も考慮したモデルとした。NETS では仮想天空温度節点を設置し、これと外表面を結ぶことでモデル化される。

本野外実験は2005年7月29日に横須賀で行われた。実験に先立ち、車両は格納庫から引き出され、ソーク開始が9:08、原動機始動で冷房を開始が11:29、実験終了が12:00であった。本論ではその冷房開始直前までの2時間余りの自然室温に関して比較検討した。当該時間帯の外気温と日射量は図-11 に示す。当日は極めて晴天であった。測定開始は9:21 からで計算開始は定時の9時からである。

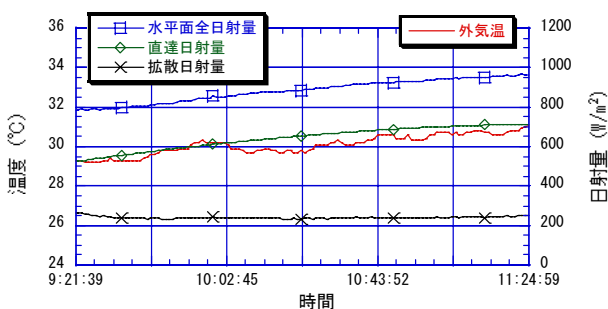


図-11 外気温と日射量の気象条件

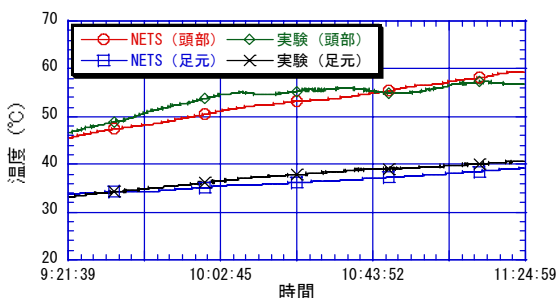


図-12 炎天下の自然室温推移比較

日射の温室効果による自然室温の推移を乗車員の頭部と足元について、予測計算値と実測値を比較したグラフを図-12 に示す。なお室内循環風量は、熱ブルーム風量と下降風量はほぼ同じ 50m<sup>3</sup>/h で、成層化ゾーン間は混合流熱コンダクタンスで伝熱している。また隙間風の換気量は 4m<sup>3</sup>/h に計算された。

## 7. 考察と今後の課題

野外実験の結果は、頭部と足元で約 20°Cもの大きな温度差で推移するところを良好な一致が得られていると思われる。電熱ヒータ実験による最適化で、妥当な三種のパラメータが求められたためと思われる。熱橋割合が一般部に対し 0.12 というのは、板状部材の内部構成を考えれば不自然ではない。成層化ゾーン間の混合流一般化熱コンダクタンスは、室内のファンや発熱体等の混合能力を変数として、予め CFD で求めておくことが可能かもしれない。しかし圧力損失係数は、理想化された工学モデルにおいて定義されるものであり、CFD モデルとの対応がとれないかもしれない。また成層化ゾーンの必要十分な分割数の決め方も検討を要する。何れにせよ熱橋割合以外の二つのパラメータは、事例により多少変化するだろうから、さらに普遍的な変数や特性の関数として表せないかの可能性も探り、工学モデルとしての適用範囲も明確にする必要があると思われる。

さらに熱ブルームと下降流の到達高さは、必ずしも最上層あるいは最下層ではなく、温度分布によっては中間層に到達させる仕組みも考えられ、NETS のモード変化機能で実現できるが、できるだけ単純なモデルが望ましく、現モデルでも十分に検討を要する。また現モデルでは室内表面間の長波長放射伝熱と表面对流伝達は分けず総合伝達モデルをとりあえず試したが、これで実用上十分かの検討も必要である。なお複数パラメータの最適化の方法も、多変数ニュートンラプソン法等で効率良く行う方法も考えられるがプログラム開発が必要になる。

## 8. まとめ

日射等で生成される車内上下温度分布の工学モデルを、空気密度による流れを解く換気回路網と熱回路網を連成し、熱ブルームゾーン、温度境界層ゾーンと温度成層化ゾーンを構成要素として考案した。この中の三種のパラメータ、熱橋割合、温度成層ゾーン間の混合流一般化熱コンダクタンスと圧力損失係数を、実験値との誤差評価関数を定めて最適化する方法を示した。さらに炎天下の実測と予測計算の比較確認を行った。

<謝辞> 炎天下暴露実験等に関し早稲田大学・田辺教授と研究生に御協力頂きました。関係各位に感謝します。

### 参考文献

- 1) 田辺, 和田, 村上, 山田, 松永, 穴水, 「熱回路網モデルを用いた車室内環境の評価手法に関する研究-冬季実測結果の検討-」, E-45, pp1193-1196, 2006年9月, 空衛学会大会学術講演論文集
- 2) 宇田川, 石田, 石野等, 「熱負荷算法小委員会報告書-大空間の熱負荷計算法-」, 1993年3月, 空衛学会, 空気調和設備委員会, 熱負荷算法小委員会
- 3) 奥山博康, 日本応用数理学会編集, 「応用数理」vol13, no. 1, march 2003, 岩波書店, 「システム理論に基づく建築の伝熱・換気モデル」, pp61-71