

# 空調システムと CFD の連成解析による熱的混合損失量の動的評価及び抑制手法の検討

2009MBB019 平川 聡

白石研究室

Thermal mixing losses occur and increase energy consumption for HVAC systems in office space in winter. The purposes of this study are dynamic evaluation of thermal losses and verification of the control method based on coupled simulation of HVAC system and CFD analysis. The following results were obtained. 1) The analysis values using this simulation tool were in agreement with the experiment values. 2) According to the result of case study based on the simulation, dynamic characteristics of thermal mixing losses and gains were clarified. 3) According to the result of the analysis with the control method of thermal loss, thermal mixing losses were dynamically controlled.

HVACSIM+(J), CFD 解析, 非定常, 熱的混合損失・利得量, 事務所ビル

## 1. はじめに

冬季のオフィス空間においては、熱的混合損失による空調機のエネルギー消費の増大が問題となっている。熱的混合損失は、屋外気象条件や執務状況等に影響を受ける非定常現象であるが、既往の研究ではその定量化の困難さ故に非定常的な挙動を詳細に解明した研究事例がない。このため、定常実験を中心とした経験則に基づき抑制策が取られているのが現状であり、運用段階における改善の余地は大いにある。そこで本研究では、空調システムと CFD の連成解析ツール<sup>1)</sup>を用いて熱的混合損失量の動的評価を試みると共に、同結果を踏まえた非定常的な抑制手法の有効性を示すことを目的とする。まず、事務所ビルを模擬した空調性能試験室<sup>2)</sup>を対象とし、室内の照明及び模擬発熱体等をスケジュールに沿って変化させた非定常実験を行い、空調機及び室内環境関連データについて、実験値と解析値の動的比較を行い、連成解析ツールの予測精度の検証を行う。次に、空調機の吹出温度設定値及び設定室温に関するケーススタディを行い、熱的混合損失の動的特性を把握する。更に、上記結果を踏まえ、熱的混合損失の抑制手法を導入した場合の解析もを行い、同手法の有効性の検証も行う。

## 2. 非定常実験の概要

### 2-1. 実験条件

本学の空調性能試験室にて実験を行った。表 1 に空調機 (AHU、FCU) の設定条件及び、試験室の内部負荷条件を示す。過去に同試験室で行われた熱的混合損失・利得量の推定に関する実験結果<sup>3)</sup>を参考とし、PZ 設定温度を 24°C、IZ 設定温度を 22°C とし、熱的混合損失が発生しやすい非省エネルギー運転を模擬した条件で実験を行う。空調時間は 8 時から 22 時の 14 時間とし、操業 1 時間前より空調を開始する。また、内部負荷最大時においては、照明負荷を 32W/m<sup>2</sup>、人員密度を 0.1 人/m<sup>2</sup> (一人当たり 60W: 顕熱のみ)、機器負荷を 24W/m<sup>2</sup> とした。

表-1 実験条件

AHU	制御方式		VAV 制御
	IZ 設定室温	[°C]	22
吹出温度設定値	[°C]	16	
AHU 最大風量	[m <sup>3</sup> /h]	1600~1700	
冷水最大流量	[l/min]	60	
冷水入口温度	[°C]	6	
FCU	制御方式		VWV 制御
	PZ 設定室温	[°C]	24
	温水最大流量	[l/min]	30
温水入口温度	[°C]	45	
内部負荷 (最大時)	照明発熱	[W/m <sup>2</sup> ]	32
	人員密度	[人/m <sup>2</sup> ]	0.1
	機器発熱	[W/m <sup>2</sup> ]	24

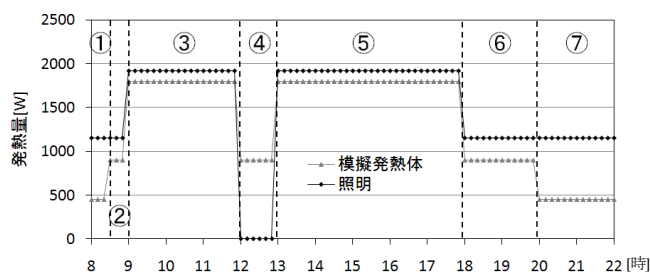


図-1 内部負荷スケジュール

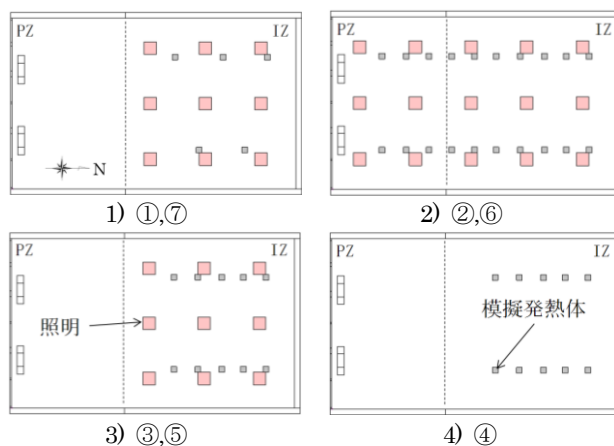


図-2 各時間帯における内部負荷配置 (番号は図-1 に対応)

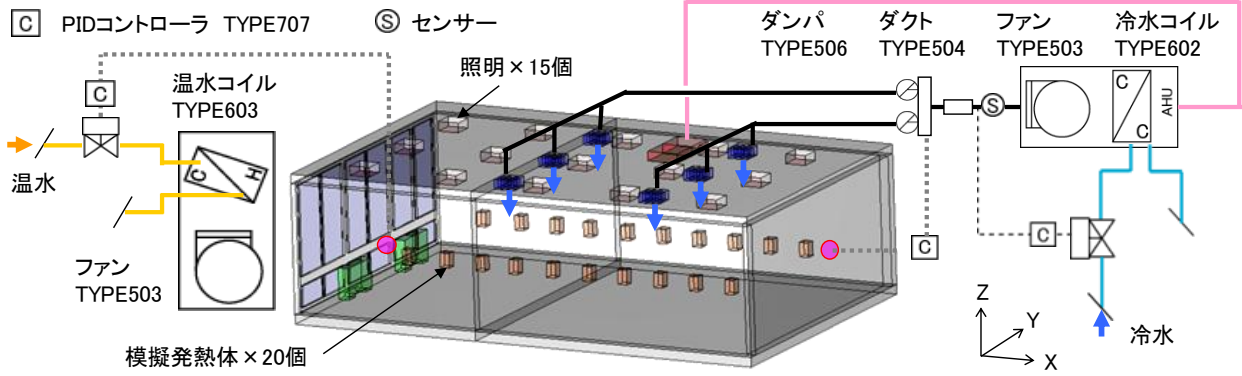


図-3 解析モデル

## 2-2. 内部負荷スケジュール

図-1 に内部負荷スケジュールを示す。照明、模擬発熱体に分類し、それぞれ発熱量[W]で示す。図-1 内に番号で示すように、一日を、①始業前(8:00~8:30)、②始業前(8:30~9:00)、③操業午前(9:00~12:00)、④昼休み(12:00~13:00)、⑤操業午後(13:00~18:00)、⑥残業(18:00~20:00)、⑦残業(20:00~22:00)の7つの時間帯に分類し、始業前、昼休み、残業時における人員密度の減少や、昼休み、残業時における照明の消灯、不使用時における機器の電源OFF等を想定し<sup>文4)</sup>、試験室内の照明及び模擬発熱体の数量を変化させる。特に、始業前と残業の時間帯は、人員密度の変化が大きいため、2段階で負荷を変化させる。

## 2-3. 内部負荷配置

図-2 に、各時間帯の照明及び模擬発熱体の水平面配置図を示す。図-1 の内部負荷スケジュールに沿って照明及び模擬発熱体の数量を変化させる。また、内部負荷の配置については、IZ側に負荷を多く配置することで、AHU処理熱量が増加し混合損失が発生しやすい条件とした。尚、①と⑦、②と⑥、③と⑤の時間帯は同様の内部負荷配置とする。

## 3. 解析概要

図-3 に解析モデルを示す。空調システムのモデルにおいては、HVACSIM+(J)を構成する”TYPE”の中から、AHUモデルとして流量バランス、ファン、ダクト、ダンパ、冷却コイル、PIDコントローラ、FCUモデルとしてファン、温水コイル、PIDコントローラを用いている。CFD解析では室内のモデルを作成した。また、表-2 に解析条件を示す。照明及び模擬発熱体の発熱量は、図-1 に示す内部負荷スケジュールを再現し与えている。冷温水入口温度は、実験値を用いて非定常的に与えている。

## 4. 予測精度の検証

図-4 に予測精度の検証結果を示す。両ゾーンのセンサ温度より、12時、13時、18時において、内部負荷の増減によるセンサ温度の変動が概ね再現されている。IZセンサ温度の解析値は、実験値と比較して僅かに低い値となるため、AHU風量の増加に遅れが生じている。また、FCU吹出温度の解析値において、大まかな挙動は一致するものの、細かな振動が再現されていない。室内の鉛直温度においては、全ての点で温度差は1℃以内となり、概ね一致している(図

表-2 解析条件

メッシュ数	78 (X) × 61 (Y) × 54 (Z) = 256,932	
乱流モデル	LKモデル <sup>文5)</sup>	
吹出口	AHU	$k_{in}=(U_{in}/10)^2$ <sup>文6)</sup> , $\epsilon_{in}=C_u^{3/4} \cdot k_{in}^{3/2}/l_{in}$ <sup>文6)</sup>
	FCU	$k_{in}=3/2(U_{in} \times 0.05)^2$ , $\epsilon_{in}=C_u \cdot k_{in}^{3/2}/l_{in}$
吸込口	自由流入出条件	
隣室温度	IZセンサ温度	
内部発熱	内部負荷スケジュール	

$U_{in}$ : 吹出風速[m/s],  $k_{in}$ : 吹出風の乱流エネルギー[m<sup>2</sup>/s<sup>2</sup>]

$\epsilon_{in}$ :  $k_{in}$ の散逸率[m<sup>2</sup>/s<sup>3</sup>],  $C_u$ : モデル定数(=0.09)

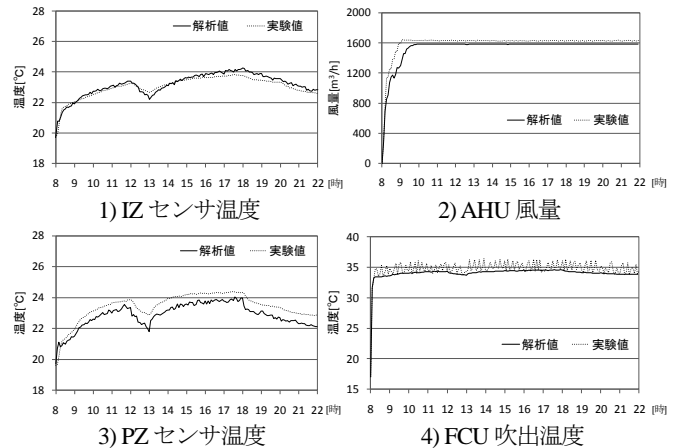


図-4 予測精度の検証結果

表-3 解析ケース

case	PZ設定室温	IZ設定室温	AHU吹出温度
1	22°C	24°C	16°C
2			20°C
3	24°C	22°C	16°C
4			20°C

省略)。以上より、センサ温度やファン出口空気温度に対応したVAV及びVWV制御の動的挙動を概ね再現できており、予測精度の高さを示した。

## 5. 設定室温及びAHU吹出温度に関するケーススタディ

### 5-1. 解析ケース及び解析条件

様々な条件下における、熱的混合損失の動的挙動を把握するため、設定室温及びAHU吹出温度に関するケーススタディを行う。表-3 に解析ケースを示す。解析ケースは4ケースとし、case3は予測精度の検証に用いたケースとなる。その他の空調機の条件は全ケースで同様とする。

## 5-2. 解析結果 (紙面の都合上、case4 の結果のみを示す。)

### 5-2-1. 時系列データ

図-5 に、一例として case4 の時系列データを示す。センサ温度より、IZ センサ温度は 9 時に設定値の 22°C に達する。それに伴い AHU 風量も増加し、およそ 9 時半で最大となるが、それ以降も IZ センサ温度は上昇し、室温が制御できていない。また、PZ センサ温度は 10 時に 24°C に達する。そのため、10 時より FCU 温水流量は徐々に減少するが、FCU 吹出温度の低下には遅れが伴うため、PZ センサ温度は上昇し続け、12 時には 25°C 程度となる。12 時に PZ 側の内部負荷が減少すると、室温は徐々に低下する。特に、PZ 側において内部負荷がなくなるため、PZ センサ温度の低下が顕著である。PZ センサ温度は、およそ 12 時半で 24°C を下回り温水流量が僅かに増加するが、13 時に内部負荷が増加することで再び 24°C を上回り、温水流量は減少する。その後 22 時まででは、ほぼ 24°C に制御されている。以上より、内部負荷の増減による空調機の動的挙動を把握した。

### 5-2-2. 温度場

図-8 に、11 時及び 14 時における温度場を示す。11 時においては FCU 吹出温度が他の時間よりも比較的高温 (35°C) であり、室全体の温度が 24°C 以上となる。14 時においては、FCU 吹出温度が低下し、11 時よりも室温が全体的に低下するが、IZ センサが位置する北側壁面付近では温度低下が見られない。そのため、IZ センサ温度は 25°C 近い値を示している。以上より、時間別の室内温度分布の変動を詳細に再現した。

### 5-2-3. 熱的混合損失・利得量の動的評価

図-7 に IZ-PZ 境界面の温度 (Y=3.0) 及び流速ベクトル分布 (Y=4.0) の時間変化を示す。また、図-8 に熱的混合損失及び利得量の時間変化を示す。図-8 より、空調開始後 15 分間は混合利得となるが、FCU 吹出温度の上昇及び AHU 風量の増加に伴い混合損失に転じ、その後は 1 日を通して混合損失が生じる。特に、9 時～12 時、13 時～16 時においては、平均して 1500W 程度の混合損失が生じる。FCU 吹出温度が低下する 16 時から 18 時においては、500W 程度の混合損失が生じる。時間別にみると、図-7 の 11 時においては、FCU 吹出温度、AHU 風量共に最大であり、境界面上部において PZ から IZ 方向、中部および下部において IZ から PZ 方向のベクトル分布となり、1000W 程度の混合損失が生じる。14 時においては、FCU 吹出温度の低下により、境界面の流速が全体的に小さくなるが、境界面下部において IZ から PZ 方向の流速が減少するため、11 時と同様に 1500W 程度の混合損失が生じる。他の時間帯においても同様に、境界面性状の変化が混合損失量に影響を与えている (図省略)。

## 6. 熱的混合損失量の抑制手法の検討

### 6-1. 解析ケース及び解析条件

ケーススタディの結果を踏まえ、熱的混合損失発生量の多かった case4 において抑制手法の検討を行う。既往の研

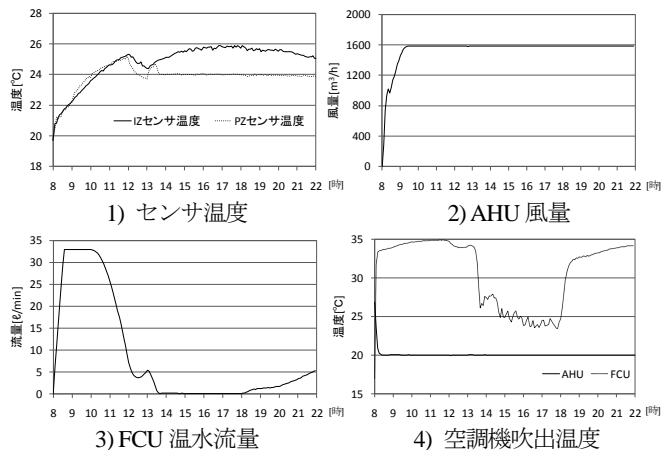


図-5 時系列データ (case4)



図-6 温度場 (Z=1.1m)

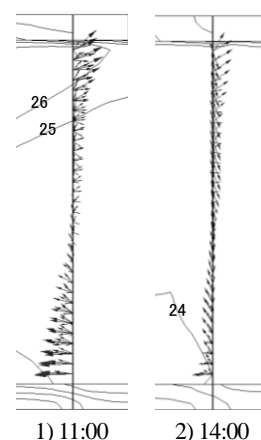


図-7 境界面の性状

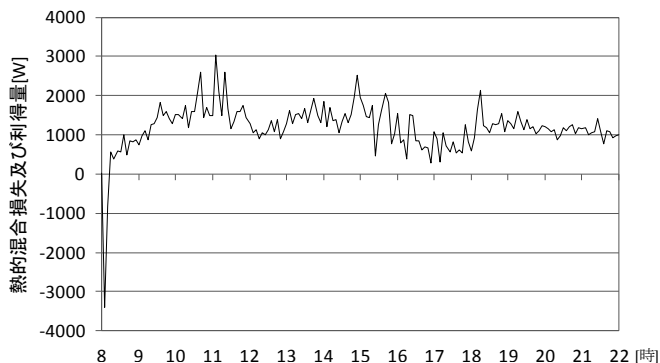


図-8 熱的混合損失量及び利得量の時間変化 (case4)

究<sup>文3)</sup>において、PZ の設定温度を IZ より低く設定することで混合損失が抑制されることが示されているため、発生量が 1500W 程度となる 9 時～12 時及び 13 時～18 時において、PZ 設定温度を (24°C→22°C)、IZ 設定温度を (22°C→24°C) と変化させ、熱的混合損失の非定常的な抑制効果を検証する。尚、抑制手法を導入するケースを case5 とする。

## 6-2. 解析結果

### 6-2-1. 時系列データ

図-9 に case4 及び case5 の時系列データを示す。case5 においては、9 時に IZ 設定室温が 22°C から 24°C に変化するため、一時的に AHU 風量が減少する。およそ 10 時に

IZ センサ温度が 24°Cに達すると、再び AHU 風量は増加する。IZ センサ温度において、10 時までは両ケースとも同様に上昇するが、case5 では 10 時以降は 24°C程度に保たれており、case4 と比較して 1°C程度低い値となる。また、温水流量は 30 分程度で最大となるが、9 時に PZ センサ温度が 22°Cに達し、設定室温が 24°Cから 22°Cに変化することで、温水流量は減少する。およそ 10 時に温水流量は最小となり、昼休みを除いて 18 時までは最小流量を維持する。その際の PZ センサ温度は 23°C程度となる。18 時に PZ 設定室温が 22°Cから 24°Cに変化すると、温水流量は増加し FCU 吹出温度が上昇するため、PZ センサ温度は 24°Cに近い値となる。以上より、両ゾーンの設定室温の変化に伴う空調機の挙動を把握した。

### 6-2-2. 温度場

設定温度を変化させた時間帯の中から、11 時及び 14 時の温度場を図-10 に示す。11 時においては PZ 側で 2°C、IZ 側で 1°C程度、14 時においては両ゾーンで 1°C程度室温が低下しており、設定室温を変化させた影響が確認できる。

### 6-2-3. 抑制効果

図-11 に IZ-PZ 境界面の温度(Y=3.0)及び流速ベクトル分布(Y=4.0)の時間変化を示す。また、図-12 に熱的混合損失及び利得量の時間変化を示す。図-12 より、設定室温を変化させた 9 時~12 時、13 時~18 時において、混合損失が抑制されている。case5 では、11 時における FCU 吹出温度が case4 より約 12°C低温となるため(図-9)、図-11 の境界面のベクトル分布は case4 の同時刻における分布(図-7)と逆転し、上部及び中部において IZ から PZ 方向、下部において PZ から IZ 方向のベクトル分布となり、混合損失が 1500W から 500W 程度に抑制される。また、14 時においても同様に、1500W から 500W 程度に抑制される。一日単位(14 時間)の混合損失量を比較すると、case4 では 16.8kWh、case5 では 13.2kWh の混合損失が生じ、3.6kWh の抑制効果が見られた。以上より、設定室温を変化させることによる熱的混合損失の動的抑制効果を確認した。

## 7. まとめ

- 1) 非定常実験を対象とした予測精度の検証より、内部負荷の変動に伴う AHU 及び FCU、室内環境関連データの動的挙動において、高い再現性を確認した。
- 2) 吹出温度設定値及び設定室温に関するケーススタディにおいて、空調機の挙動及び IZ-PZ 境界面の性状より、熱的混合損失・利得量の動的特性を把握した。
- 3) 設定室温に関する抑制手法の検討を行い、特定の時間帯で設定室温を変化させることで、熱的混合損失が動的に抑制されることを確認した。

### [参考文献]

- 1) 伊東ら, 事務所ビルのペリメータとインテリアゾーンの空調システムの制御と診断に関する研究: その 16 空調システムと CFD との連成解析における FCU モデルの導入, (2010-3)
- 2) 相楽ら, 北九州市立大学の空調性能試験装置の概要, 日本建築学会学術講演概集, 計画系, (2002-6), pp. 1209~1210
- 3) 金田ら, 事務所ビルの空調システムの制御と診断に関する研究: その 1 実験による熱的混合損失・利得量の推定と評価, 日本建築学会学術講演概集, (2008-7), pp. 1375~1376

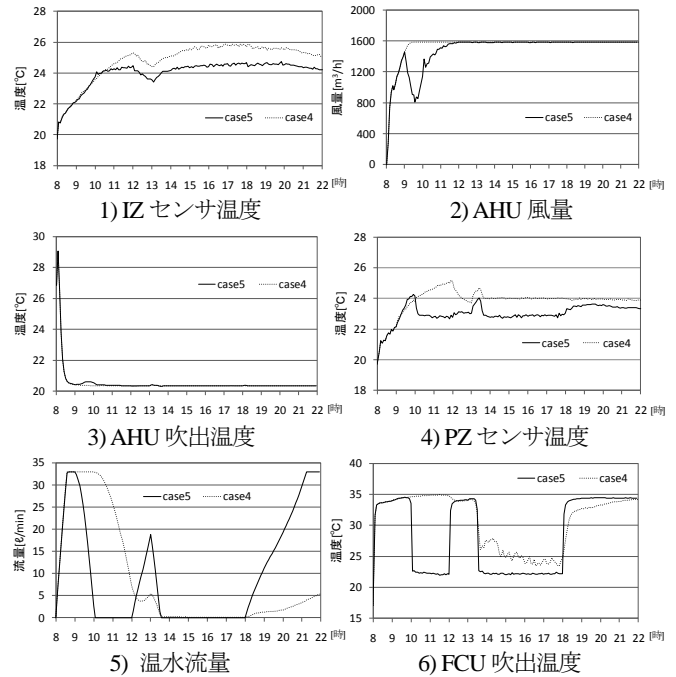
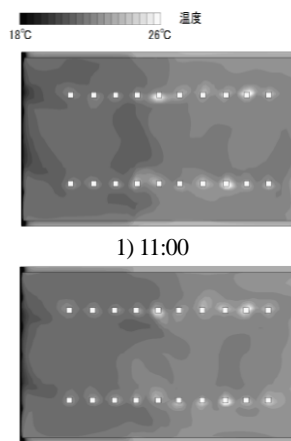


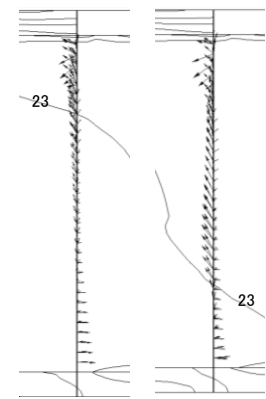
図-9 時系列データ



1) 11:00

2) 14:00

図-10 温度場 (Z=1.1m)



1) 11:00

2) 14:00

図-11 境界面の性状

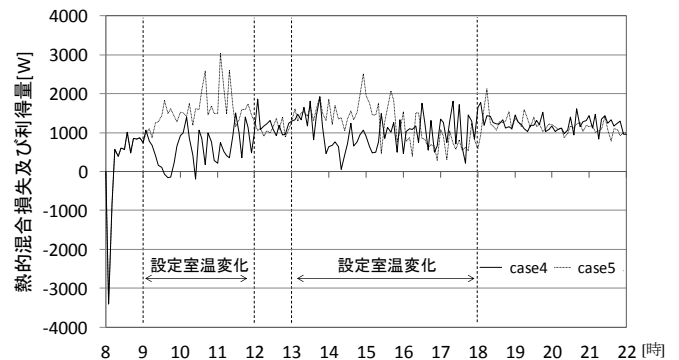


図-12 熱的混合損失及び利得量の時間変化

- 4) 浦山ら, 事務所ビルにおける内部発熱の実態調査, 日本建築学会九州支部研究報告, 環境系, (2010-3)
- 5) Kato M. and Launder B.E.: "The modeling of turbulent flow around stationary and vibrating square cylinders", Ninth symposium on turbulent shear flows, 10-4, (1993)
- 6) 近藤ら, 数値流体解析における空調用天井吹出口のモデリング手法: 等温実大実験と数値シミュレーション(その 1), 日本建築学会計画系論文集 No. 557 (2002-3), pp. 65~72