

学位論文 博士（工学）

建築物 ES ツールと CFD の連成解析による  
空調設計支援・性能検証に関する研究

2016 年度

北九州市立大学大学院国際環境工学研究科

飯田 玲香

# 目次

第1章 序論	…1
1.1 研究の背景	…1
1.2 研究の目的と概要	…3
第2章 既往の研究	…5
2.1 エネルギーシミュレーション(ES)メインの連成解析に関する研究	…6
2.2 CFDメインの連成解析に関する研究	…33
2.3 既往の研究を踏まえて	…54
第3章 CFDの概要	…57
3.1 CFDの概要	…57
3.2 基礎方程式	…57
3.3 基礎方程式の数値計算法	…58
3.4 乱流モデル	…61
3.5 対流・放射連成解析	…66
第4章 ESツールの概要	…73
4.1 HVACSIM+(J)について	…74
4.1.1 HVACSIM+(J)の開発背景	…74
4.1.2 HVACSIM+(J)の特徴	…75
4.2 BEST programについて	…79
4.2.1 BESTの開発背景	…79
4.2.2 BESTの特徴	…80
4.2.3 BESTによる解析事例	…83
4.3 4章のまとめ	…85
第5章 連成と連携	…86
5.1 連成解析手法	…86
5.1.1 既往の連成解析手法	…86
5.1.2 ユーザー関数による連成解析	…89
5.1.3 中間ファイルによる連成解析	…92
5.2 データ連携手法	…105
5.2.1 データ連携手法	…105
5.2.2 BIMによるデータ連携事例	…105
5.2.3 解析データ連携手法の概要	…108
5.3 5章のまとめ	…114
第6章 HVACSIMとCFDの連成解析による熱的混合損失・利得量の評価	…116
6.1 実験概要	…117

---

6.2	解析概要	…119
6.3	解析結果	…124
6.4	6章のまとめ	…130
第7章	BESTとCFDの連成解析による自然換気併用システムの性能検証	…132
7.1	建物概要	…133
7.2	解析概要	…135
7.3	解析結果	…140
7.4	7章のまとめ	…150
第8章	BESTとCFDの連成解析による内部発熱偏在時のケーススタディ	…152
8.1	建物概要	…153
8.2	解析概要	…154
8.3	解析結果	…157
8.4	8章のまとめ	…162
第9章	総括	…163
9.1	得られた知見	…163
9.2	今後の課題	…165

# 第1章 序論

本論文は、図 1-1 に示す全 9 章から成る。第 1 章では本研究の背景及び目的を述べ序論とする。第 2 章では本研究に関連する既往の研究の内容を述べ、本研究の新規性や特徴を示す。第 3 章及び 4 章では、本研究で採用する CFD の計算理論及び建築エネルギーシミュレーション(ES)ツールである HVACSIM+(J) と BEST の計算概要を示す。第 5 章では ES ツールと CFD の連成解析に関する既往研究の概要とともに本研究における連成解析手法について述べ、新たに ES ツールから CFD へのデータ連携の方法を示す。

第 6 章では、HVACSIM と CFD の連成解析による熱的混合損失・利得量の評価における予測精度の検証により、システムの動的挙動まで考慮した性能検証への利用可能性を示す。また、第 7 章と 8 章では、BEST と CFD の連成解析を行っており、第 7 章では自然換気併用の個別分散空調システムを有する実建物を対象とし、建築・空調システムの性能検証ツールとしての有用性を示す。第 8 章では、セントラル空調システムを有する建物を対象とし、内部負荷の偏在によるケーススタディにより空調設計検討(設計支援)としての利用可能性を示す。

最後に、第 9 章ではこれらの内容を総括し、今後の展望を述べる。

## 1.1 研究の背景

近年、建築物の運用段階における省エネ化や ZEB 化の社会的要求は年々高まっており、日本国内では平成 25 年の省エネルギー基準の改正により、建築物の年間エネルギー消費量の届出が義務付けられる等、設計段階において年間エネルギー消費量を予測・検討することが常識となりつつある。空調用のエネルギーシミュレーション(以下、ES)ツールとしては、これまでも HVACSIM+(J)、TRANSYS や Energy Plus、HASP 等が開発されてきており、国内でも空調だけでなく照明・換気・衛生など建物全体のエネルギー消費量を把握するための総合 ES ツール BEST が開発されるに至っている<sup>文1)</sup>。

一方、室内環境の快適性に関する研究も盛んに行われており、特に執務空間では知的生産性との関係性を示す研究成果<sup>文2) 3)</sup>の蓄積とともに、室内環境の更なる質の向上が求められるようになってきている。室内の温熱・空気環境評価には、研究・設計過程において CFD (Computational Fluid Dynamics) 解析がしばしば用いられており、例えば、ユールドドラフトや熱だまりが生じるような大空間における局所空調<sup>文4)</sup>、温熱環境の不均一性を前提とするタスク・アンビエント空調等においてその有用性が示されている。また、ADPI <sup>文5)</sup>や局所温冷感等指標等を用いたより詳細な検討を行うことも可能である。

ただし CFD 解析では、空調システムや照明といった内部発熱等の解析条件は既知の値として与えられることが殆どであり、空調設備や照明設備などの設備システムの挙動まで広く考慮した解析は殆ど行われていない。特に空調計算の場合、室内環境(建物)側と設備側は相互に影響を与えるため、空調設計段階においては前述の BEST 同様に双方を連成させた解析を行う必要がある。一方、ES ツールにおいても、大空間建築等の空調システムの検討を

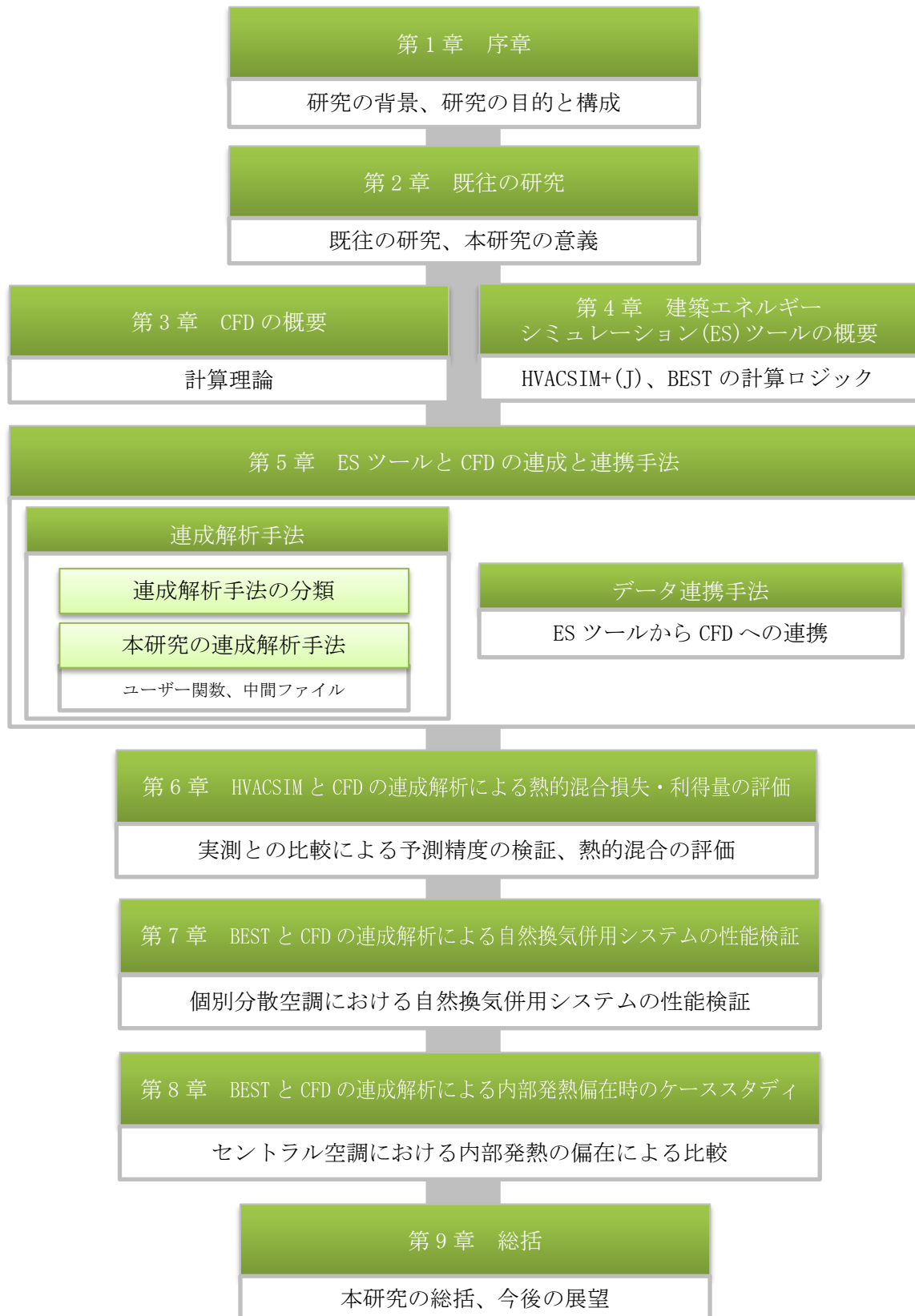


図 1-1. 本論文の構成

行う際には、室内温度等の空間分布を考慮した検討が望ましい。このため、近年では、国内外において ES ツールと CFD の連成解析の研究が行われており(詳細は、第5章にて示す)、また、近年の PC の高速化や並列計算の利用、CFD 解析の計算負荷低減手法<sup>文6)</sup>の活用により、CFD 解析による年間シミュレーションも現実的なものとなりつつある<sup>文7)</sup>。

## 1.2 研究の目的と概要

本研究では、秒単位の詳細な計算が可能な空調システムシミュレーションツール HVACSIM+(J)と CFD、分単位の計算が可能な建物全体の総合 ES ツール BEST と CFD の連成解析手法を提案し、室内空間の物理量分布と空調・設備システムの挙動を同時に予測する空調設計支援・性能検証ツールとしての有用性を示すことを目的とする。

ES ツールと CFD の連成については、第5章に示す通り様々なものが研究されてきているため、同章で、ES ツールと CFD の連成解析手法の分類を行い、それぞれの特徴を述べるとともに本研究の連成解析手法で用いた連成方法2つを示す。更に、BIM の思想に倣い、入力手間の削減だけでなく正確な情報共有(一元化)を目的とした、データ連携手法も提案する。具体的には、BEST で入力した内部発熱や気象等のデータを CFD へ受け渡す。

また、本研究で対象とした解析ツールである CFD の計算理論や ES ツール (HVACSIM+(J)と BEST) の計算ロジックについて示すとともに、これらの特徴から適した連成手法を採用し、第6章～第8章にて具体的な連成解析の概要及び結果を示す。HVACSIM+(J)と CFD との連成解析(第6章)では、実験室を対象とし、連成手法の概要および実測値との比較による予測精度の検証、熱的混合ロスと利得量についての検証を行うことで性能検証ツールとしての可能性を示す。BEST と CFD との連成解析では、自然換気を併用した個別分散システムを対象とした実測結果による性能検証(第7章)と、実在オフィスを対象とした内部発熱を偏在化させたセントラル空調システムによるケーススタディによる空調設計支援ツールとしての可能性を示す(第8章)。

### 第1章の参考文献

- 1) 村上 周三, 石野 久彌ほか: 外皮・躯体と設備・機器の総合エネルギーシミュレーションツール「BEST」の開発(その1<sup>168</sup>), 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集, 2007 ~ 2015
- 2) 石川 敦雄ほか: 人にやさしい空間 物理環境が創造的思考に与える影響に関する研究 その5:環境反応性と創造的思考タスク結果の関係, 日本建築学会大会学術講演梗概集, 2012(環境工学1), pp.109-110
- 3) 岩橋 優子ほか: 節電対策が快適性・知的生産性・省エネルギー性に与える影響:東日本大震災後の節電環境下におけるオフィス実態調査に関する研究, 日本建築学会環境系論文集, No.704(2014), pp.901-908
- 4) 加藤 岳ほか: 数値解析による大空間の空調方式の検討 大空間の局所空調方式の有効

- 性について, 日本建築学会大会学術講演梗概集, 1991(環境工学), pp. 515-516
- 5) ASHRAE Handbook, Fundamentals, 2001
  - 6) 城戸 英彰ほか: 流れ場の計算負荷を低減した非定常 CFD 解析に関する研究 第1報 計算負荷低減手法の概要及び定風量空調制御を対象とした予測精度の検証, 空気調和・衛生工学会論文集 No. 207 (2014), pp. 9-17
  - 7) 塘田 研仁, 白石 靖幸ほか: 流れ場の計算負荷を低減した CFD 解析による土壌熱交換システムの年間性能予測に関する研究 その1, その2, 日本建築学会大会学術講演梗概集, 2015 (環境工学 2), pp. 1175-1178

## 第2章 既往の研究

本章では本研究に関連する空調シミュレーションツールと CFD との連成解析を行った研究事例の概要を述べ、合わせて本研究における新規性の論拠とする。ES ツールと CFD の連成解析手法には、大きく分けて2つの方法がある。1つ目の方法は、建物、室内空間及び空調機の全体の解析は ES ツールで行い、室内空間のみ補助的に CFD 解析を実施し、予測精度の向上を図る手法である（“ES メイン”と呼ぶ）。2つ目の方法は、基本的に空調システム側を ES ツールが、建物側(室内空間を含む)を CFD が担当し、双方の役割分担をより明確にした上で解析を行う手法である。従って、前述の手法と異なり、双方が相互補完的に予測精度向上を図る手法であると言える（“CFD メイン”と呼ぶ）。尚、それぞれの研究の位置づけ(及び分類)については第5章 ES ツールと CFD の連成と連携手法の 5.1 連成解析手法で詳しく述べる。

ここでは 2.1 にエネルギーシミュレーション(ES)に主軸を置いた“ES メイン”の手法、2.2 に CFD(及び ES 双方)に主軸を置いた“CFD メイン”の手法の既往の研究結果の内容を示し、2.3 にて本論文の既往研究との比較及び新規性を示す。



## 2.1 エネルギーシミュレーション(ES)メインの連成解析に関する研究

ここでは、ESメインの研究事例を2.1.1で紹介し、2.1.2にて本手法の総括を行う。

### ●2.1.1 ESメインの研究事例

1) 中規模オフィスビルを対象とした全熱交換器の空調消費電力削減効果に関する実測研究 第3報 全熱交換器モデルを介したCFDとBESの連成解析<sup>文1)</sup>

#### [概要]

全熱交換器は熱回収により換気負荷を減らすことが可能な汎用装置であり、省エネ効果を推進する一手法として期待されている。そこで、実測対象オフィスをCFDにてモデル化し、BES(建物エネルギーシミュレーション)を連成させ、全熱交換器の吹き出し口、吸い込み口レイアウトを変更した場合の省エネルギー効果に関する検討を行う。

#### [連成解析の手順]

CFDはANSYS/Fluent、エネルギーシミュレーションツールはTRNSYSを採用し、オフィスの解析モデルを作成している。図2.1.1.1-1に解析対象モデルの換気・空調システムの概要を示す。CFDとBESの連成は、BES側プログラムに定義されているTYPE101というCFDとの連成用サブルーチンを利用して制御している。

本解析ではBESの非定常解析の1時間ごとにCFDを呼び出し、CFDはBESから受け渡された境界条件にて定常解析を行う、CFDは、最低500回繰り返した上で、残差にて収束判定を行っている。尚、パッケージエアコン(PAC)は定風量方式である。

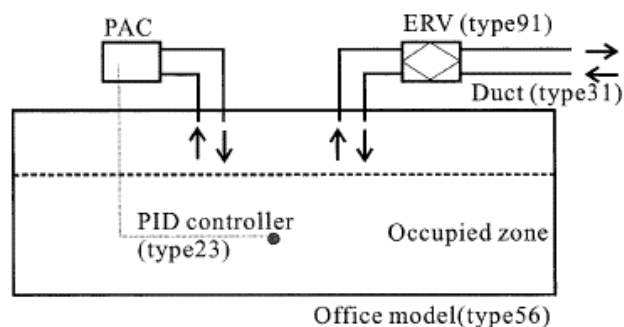


図 2.1.1.1-1 解析モデルの換気・空調システムの概要<sup>文1)</sup>

受け渡しデータを表2.1.1.1-1に示す。BESからCFDへはPACとERVの吹出温度と建物表面の熱境界条件を受け渡し、CFDからBESへはPACとERVの還気温度と居住域の平均温度を受け渡す。

表 2.1.1.1-1 BES-CFD 連成解析の際の受け渡しパラメータ<sup>文1)</sup>

	Handling parameters
BES → CFD	Supply inlet temperature of AC and ERV Heat flux of building envelope
CFD → BES	Return air temperature of AC and ERV Occupied zone average temperature

## [解析概要]

CFD は、室内側の壁面表面には BES 側の熱伝導解析結果による熱流束を与える。日射については BES 側で実施し、窓面透過分である室内負荷分を室内側窓面表面一様に熱流束として与えている。尚、計算安定性を重視して離散スキームとして移流項に一次精度風上差分を用いている。室内負荷は、人体分を床面、PC 分を机上、照明分を天井面に BES と整合するよう各面均一に熱流束を与えている。尚、湿度は無視している。

BES の解析条件を表 2.1.1.1-2 に示す。ERV の温度交換効率<sup>文1)</sup>は 60%とした。

## [解析ケース]

解析ケースを表 2.1.1.1-2 に示す。BES 単体及び冷房、暖房を含む計 6 ケースとする。

表 2.1.1.1-2 解析ケース<sup>文1)</sup>

Case	Approach	Control target	Climate condition	PID target temp.	Supply and Exhaust opening of HRV
1s	BES	Perfect mixing temp	Summer	28 [°C]	-
2s	BES-CFD	Ave temp in occupied zone (1.8m)			Ceiling supply: Fig 1(1)
3s					Floor supply: Fig 1(2)
1w	BES	Perfect mixing temp	Winter	20 [°C]	-
2w	BES-CFD	Ave temp in occupied zone (1.8m)			Ceiling supply: Fig 1(1)
3w					Floor supply: Fig 1(2)

[解析結果]

### 1. 各位置の温度履歴解析結果

図 2.1.1.1-2 に夏期の ERV の吹出口及び吸込口の平均温度の時間履歴を示す。BES 単体 (Case1s) では吸込口の温度が設定温度でほぼ一定になっている。一方、天井吹き出しの Case2s は  $1^{\circ}\text{C}$  程度高い温度を示す。これは、室内に形成された不均一温度分布に起因する。尚、床吹き出しの Case3s は、Case1s とほぼ同じ結果となった。これと連動して、吹出口温度も Case2w のみ、 $0.5\sim 1.0^{\circ}\text{C}$  程度高くなる傾向を示した。

図 2.1.1.1-3 に夏期の PAC の吹出口及び吸込口の平均温度の時間履歴を示す。外皮の影響よりも室内の内部発熱の負荷が相対的に大きいために日変動は僅かとなった。BES 単体 (Case1s) 及び天井吹き出し (Case2s) と比較して、床吹き出し (Case3s) が最も吹き出し温度が低い、これは ERV の高温の吹き出し温度が居住域へ吹き出すことによる。

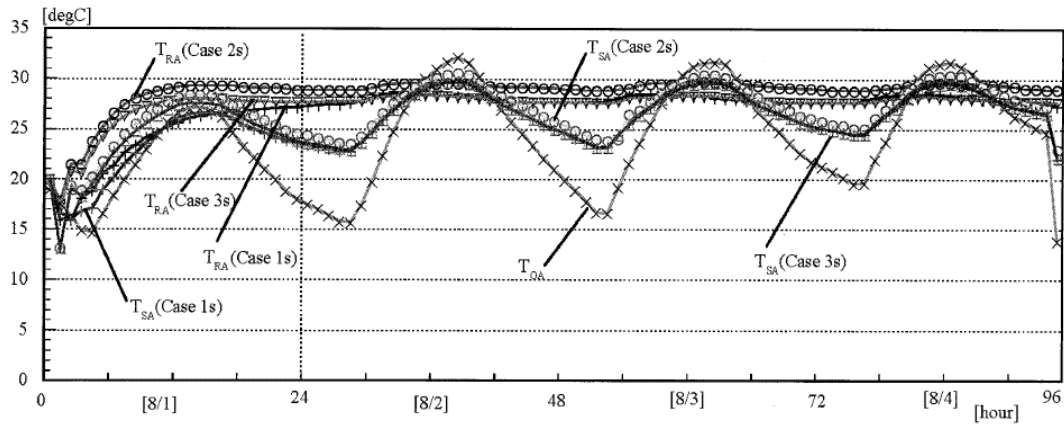


図 2.1.1.1-2 夏期(Case1s,2s,3s)における ERV の吹出口平均温度/吸込口平均温度の時刻変動<sup>文1)</sup>

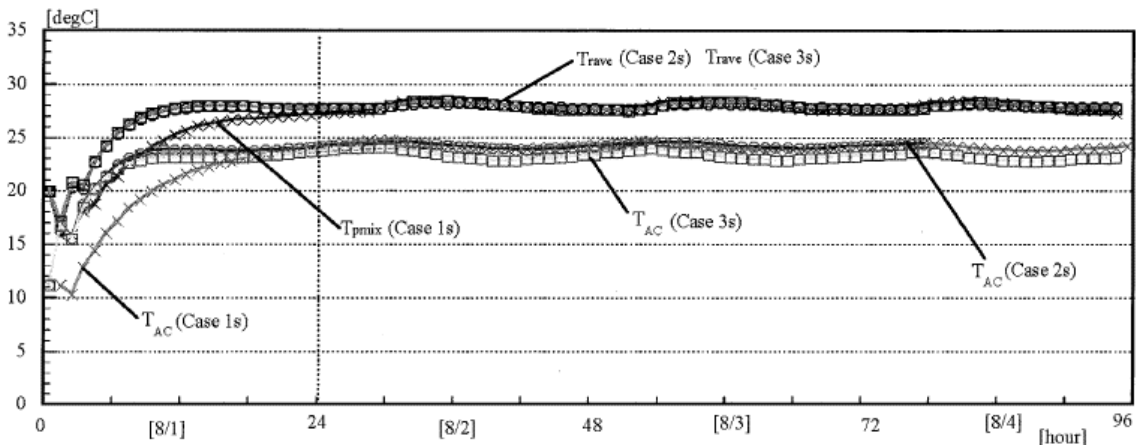


図 2.1.1.1-3 夏期(Case1s,2s,3s)における PAC の吹出口平均温度/吸込口平均温度の時刻変動<sup>文1)</sup>

## 2. 空調負荷予測結果

PAC 処理負荷並びに ERV による熱回収量の結果を表 2.1.1.1-3 に示す。夏期は、BES のみの解析と比較して、天井吹き出しの Case2s では、全体負荷は同程度であるものの、ERV の回収熱量が小さくなる。また、床面吹き出しの Case3s では、居住域温度を一定に制御するため PAC 処理熱量が相対的に増大する結果となっている。これにより、吹出口・吸込口の設置位置がエネルギー消費量に一定の影響を与える可能性を確認している。

表 2.1.1.1-3 PAC 処理負荷並びに ERV による熱回収(ピーク負荷時(14:00))<sup>文1)</sup>

Case	Cooling load of PAC [kW]	Heat recovery of ERV [kW]	Case	Cooling load [kW]	Heat recovery of ERV [kW]
1s	21.4	0.99	1w	16.1	-1.69
2s	21.0	0.61	2w	21.8	-2.06
3s	24.9	0.94	3w	22.3	-1.74

## [結論]

当該研究に関するまとめを以下に示す。

- 1) CFD-BES 連成解析と BES 単体を比較すると、ERV の吹出口、吸込口の設置位置により ERV の熱回収量に差が生じた。エネルギー消費量へ与える影響を示唆した。
- 2) 不均一温度分布を考慮したエネルギーシミュレーションにより、吹出口の最適配置といった高いレベルでの環境配慮型設計への適用可能性も示唆された。

## [既往の研究についての考察]

この研究では、連成解析時において、全熱交換機の吹出口位置を床面や天井面にすることで、空調機と全熱交換機の処理熱量に影響を与えることを示しており、空調設計時における吹出/吸込口位置の省エネ検討に有効であることを示している。但し、全熱交換機の給気が居室に直接吹き出す場合は、局所的に温風や冷風が吹くことにより不快となることが考えられる。CFD では室内環境の詳細解析も同時に行われるため、空調の省エネ検討だけでなく、室内の快適性も考慮した検討が望ましいと考える。

2) Computational Fluid Dynamics and Building Energy Performance Simulation<sup>文2)</sup>

## [概要]

本研究では、大規模建物を対象とした CFD と ES の連成により、エネルギー消費と快適温度及び空気質予測の予測を行う。

## [導入]

放射と対流が重要となるモデルで特に重要となる CFD 解析には、例えば表面温度若しくは熱伝達量が境界条件として必要であるが、ES は、躯体の熱伝導及び放射を考慮したこれらの境界条件を得ることが可能である。図 2.1.1.2-1 に CFD と ES の特徴を示す。

CFD(図 2.1.1.2 A)は、室をメッシュで区切ることによって流れ方程式(エネルギー輸送方程式を含む)を解き、室の空気の流れを予測している。解析領域は、境界条件(例えば給気、排気、表面温度または熱流)によって囲まれる。一方、ES(図 2.1.1.2 B)は、1つの格子点によって室内空気運動及び熱流を解いている。また、建物全体のエネルギー消費量を非定期的に予測するのに十分な格子数により壁、床、天井を分割して熱流を計算する。

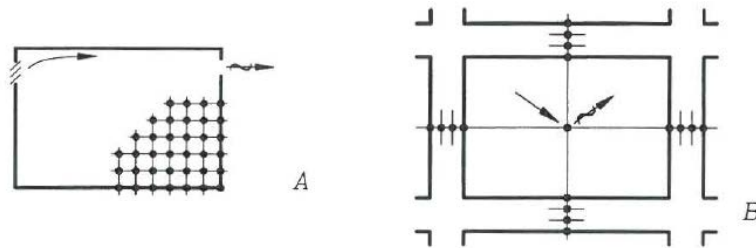


図 2.1.1.2-1 Principles for Computational Fluid Dynamics (A) , and building energy performance simulation(B).<sup>文2)</sup>

## [エネルギーシミュレーション(ES)単体計算]

対象は、北ユトランドの中央図書館であり、一部は VAV システム、一部は CAV システムが採用されている。図 2.1.1.2-2 のように Z1(図書館ホール)、及び Z2、Z3 の3つのゾーンに分かれている。

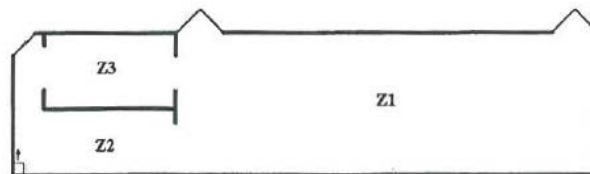


図 2.1.1.2-2 The library hall, Z1, and two other zones, Z2 and Z3, with open connections to each other.<sup>文2)</sup>

3つのゾーンには開口があり、圧力と温度の違いにより3つのゾーン間で気流が生じる。この気流はZ3の下のZ2にあるラジエーターからの熱気により空気移動を誘発する設計である。本研究では、tsbi3というデンマークの建設研究所によって開発されたESによって計算を行う。

図2.1.1.2-3は、6月の1週間の3ゾーンの温度変化を示す。図書館ホール(Z1)は、天窓からの太陽輻射によって暖められ、周囲の室温より8°C程度高くなる。この温度差が空間内に気流を生じさせることは明らかであるが、ES単体計算では、気流を考慮した計算を行うことが出来ない。

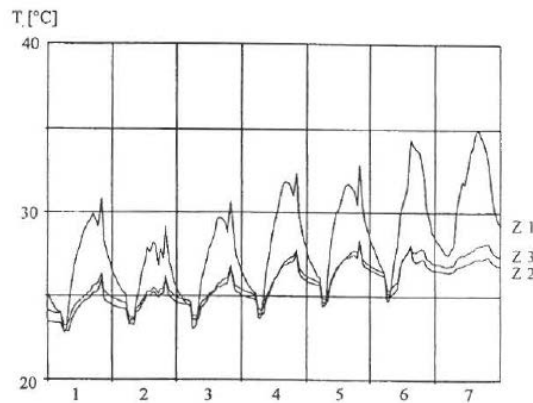


図 2.1.1.2-3 The temperature development in the Zones 1, 2 and 3 during week 23.

It is assumed that there is no air exchange between the zones.<sup>文2)</sup>

#### [ES と CFD の連成]

ここでは、tsbi3 と CFD の連成解析の可能性を示す。CFD は FLOVENT を使用する。CFD 解析には非常に時間がかかるそのため、図2.1.1.2-4のとおり、簡略化した3次元モデルを作成した。CFDの境界条件は、tsbi3にて計算した値を用いた。尚、気流の変化によって熱流量は変化するため、tsbi3 と CFD 間で繰り返し収束計算を行う。

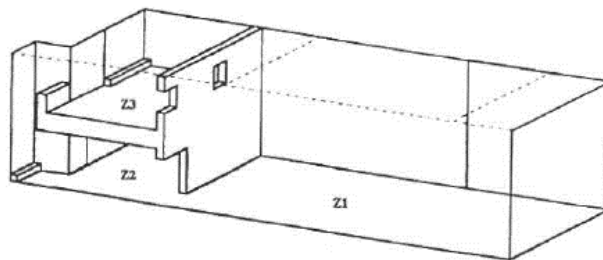


図 2.1.1.2-4 Three dimensional CFD model for Prediction of air exchange between the zones Z1, Z2 and Z3.<sup>文2)</sup>

図2.1.1.2-5は、計算フローを示す。1回目のtsbi3は、初期値で計算を行い、CFDは境界条件を受け取って気流解析を行う。次に、CFDの計算値とESの条件と比較し、差が5%以下となるまで条件を合わせて繰り返し計算を行う。

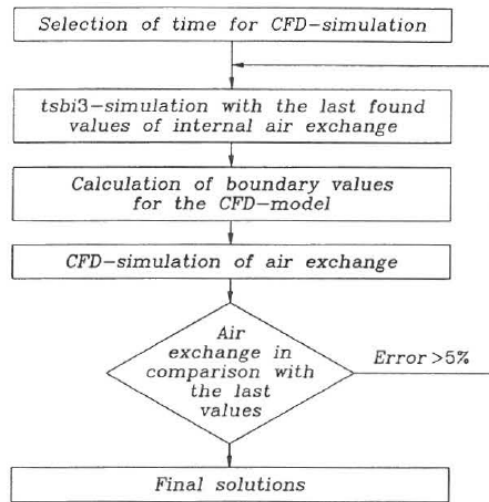


図 2.1.1.2-5 Flow chart which shows the iterations Between the building energy performance simulation program and the Computational Fluid Dynamics program.<sup>文2)</sup>

図 2.1.1.2-6 は、CFD の温度・風速ベクトル分布を示す。Z2 の温度は高く、Z1 は低くなるものの、垂直温度差は小さい。尚、気流は、Z1, 2, 3I の順に流れており、図書館ホール (Z1) で温度が下がり、Z3 で上昇している。

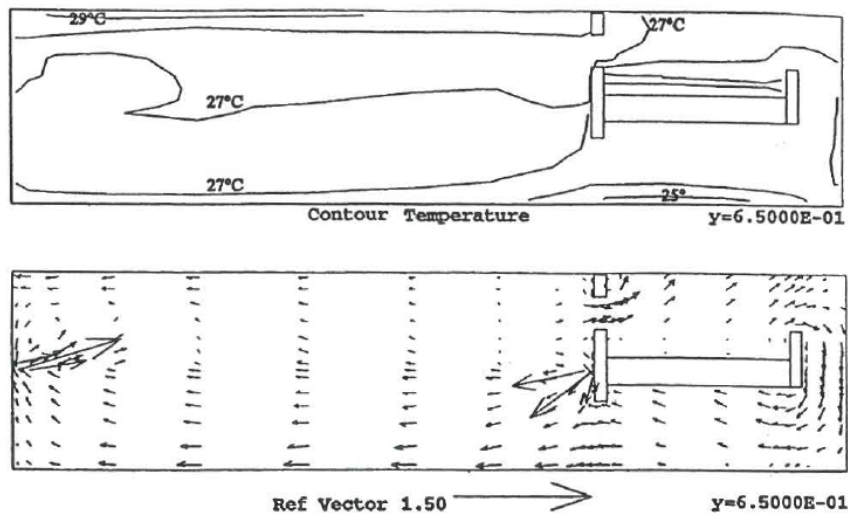


図 2.1.1.2-6 CFD predictions of temperature distribution and air movement Between the zones 1, 2 and 3 on the fourth day of week 23 at four in the afternoon.<sup>文2)</sup>

気流を考慮することで、各ゾーンの温度差は小さくなり(図 2.1.1.2-7)、温度差は3°C程度となる。気流を考慮することによって、エネルギー計算精度が向上すると考えられる。

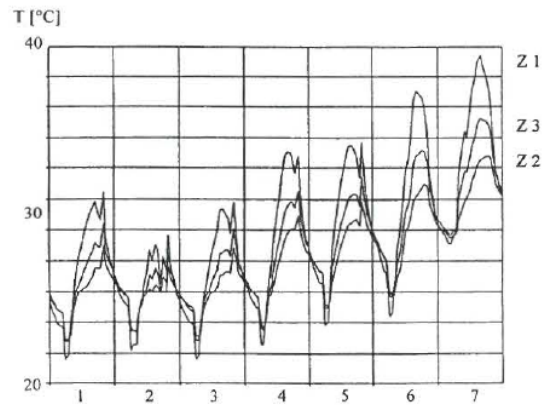


図 2.1.1.2-7 The temperature development in the zones 1, 2 and 3 during Week 23. The air exchange between the zones is Obtained by CFD predictions.<sup>文2)</sup>

[結論]

以下のことを確認した。

- 1) CFD と ES の連成により、消費エネルギーと室内環境予測精度の改善が可能である。

[既往の研究についての考察]

この研究では、吹き抜けを通じて異なるゾーンがつながっている図書館を対象とし、ES 単体計算と連成計算とで自然室温変化を比較している。ES 単体では、日射の影響であるゾーンだけが高温となっていたが、連成解析では自由なゾーン間の気流の流れにより、温度差は小さくなった。空調が必要な時間帯においては、室内を設定温度に制御するため、気流の流れは変化することが考えられるため、空調時間帯の ES 単体と連成解析のエネルギー消費量への影響や、非空調時間帯の躯体熱負荷への影響の検討も必要(有効)であると考えられる。



3) Performance of Coupled building energy and CFD simulations <sup>文3)</sup>

## [概要]

エネルギーシミュレーションツールと CFD との連成方法の概要を説明し、4つの異なる実験データとの比較により、エネルギーシミュレーションと CFD の連成計算の長所を明らかにする。ここでは、大規模な屋内カーレース場の冷房負荷について検討する。

## [導入]

エネルギー・シミュレーション (ES) と計算流体力学プログラム (CFD) は、2つの重要な建築設計ツールあり、これらが提供する情報は、快適温度、屋内の空気質、機器効率とエネルギー消費量を含む最も重要な建築性能の評価にとって不可欠である。この結果に基づき、設計者は最適な設計を行うことができる。

2つのプログラムが補完し合う項目を表 2.1.1.3-1 に示す。これらの2ツールの連成は、それぞれの仮定を取り除くことが可能であり、これにより正確な予測が可能となる。

例えば、CFD が ES 計算のための対流熱伝達を算出し、ES は CFD 計算のための冷房・暖房の熱流束と表面温度を算出することが可能である。

表 2.1.1.3-1 Some typical functions of ES and CFD programs for Building performance studies. <sup>文3)</sup>

	ES	CFD
Weather and solar impact	Yes	No
Enclosure thermal behaviors	Yes	No
HVAC system capacity	Yes	No
Energy consumption	Yes	No
Thermal comfort (air temperature, air velocity, air humidity, and airflow turbulence)	No	Yes
Indoor air quality (contaminant concentrations)	No	Yes
Air distribution	No	Yes

## [連成概要及び連成手法]

連成計算において、CFD は方程式を支配する流れの反復計算により計算時間がかかり、設計ツールとしての利用の制約となる。そこで、計算時間を削減するための段階的な連成手法を提案した(図 2.1.1.3-1)。

定常連成には、ワンステップまたは ES と CFD プログラムの間でのツーステップ・データ交換がある。定常連成の場合は、少しのデータのやり取りで計算が可能である。非定常の場合は、3つの異なるカテゴリーに分けることが出来る。1つ目は、1回のステップでの ES からの受け渡しで CFD の収束計算することで連成する方法、2つ目は、ES と CFD はそれぞれの時間ステップで繰り返し計算を行わず、互いに境界条件のみを受け渡して連成する方法、3つ目は、次のステップに移る前に収束に達するように ES と CFD の計算を繰り返す完全な

連成計算である。

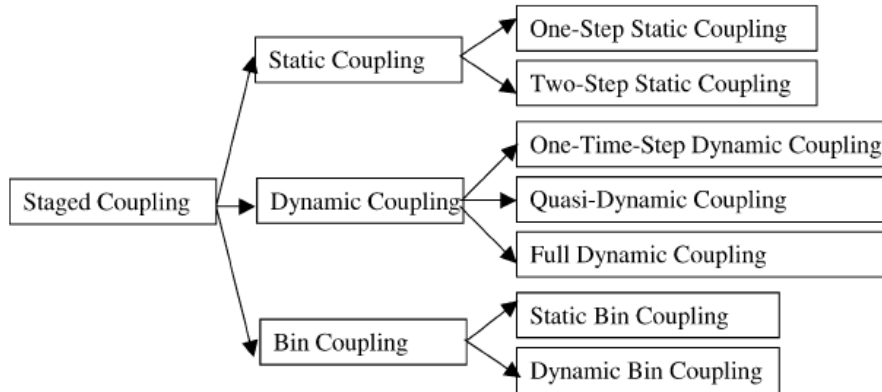


図 2.1.1.3-1 Tree of the staged coupling methods.<sup>文 3)</sup>

上記すべての計算方法において、対流熱伝達は、ES と CFD の連成のカギとなっており、対流熱伝達のデータ連携方法が、シミュレーションの正確さ、収束性、安定性、計算時間へ大きな影響を与える。

表 2.1.1.3-2 に ES と CFD の連成方法の比較を示す。方法 1 (ES から CFD へは内側表面温度を受け渡し、CFD から ES へは対流熱伝達率と、室内の空気温度分布を返す) は、他の連成方法よりも信頼があり効率的である。この方法は、収束状態を無条件に満たすことが可能である。この陽解法による計算方法は、陰解法よりもより早く安定的であるため、この研究は方法 1 を用いる。

表 2.1.1.3-2 Summary of the coupling methods between ES and CFD their performance <sup>文 3)</sup>

Method	ES to CFD	CFD to ES	Convergence	Stability	Speed	Remarks
1	$T_{\text{surface}}$	$h$ and $T_{\text{air}}$	★★★	★★★	★★★	Unconditional convergence and implicit iteration of $T_s$ in ES
2	$T_{\text{surface}}$	$h_{\text{nominal}}$	★★	★★	★★★	Negative $h$ and singularity
3	$T_{\text{surface}}$	$Q_{\text{convection}}$	★★	★★	★	Conditional convergence and explicit iteration of $T_s$ in ES
4	$Q_{\text{convection}}$	$h$ and $T_{\text{air}}$	★	★	★	Convergence problem
5	$Q_{\text{convection}}$	$h_{\text{nominal}}$	★	★	★	Negative $h$ and singularity and convergence problem

## [連成計算の比較]

様々なアプリケーション及び異なる連成手法の効果を試算するため、実験結果との比較を行った。比較ケースは、以下の4通りである。

- (1) ラジエーターのない部屋の自然対流
- (2) ラジエーターによる部屋の自然対流
- (3) ラジエーターによる部屋の対流熱伝熱係数
- (4) ガラス張りのアトリウムの混合対流

## 1. ラジエーターのない部屋の自然対流

対象の建物を図 2.1.3-2 に示す。二重ガラスの建物で南側に窓を有している。実験の期間は、1990年5月21日から30日までとした。尚、ESはEnergyPlusを用い、10分間隔のエネルギーシミュレーションを行った。CFDは、 $14 \times 21 \times 19 = 5586$ メッシュとし、各時間間隔で連成を行った。

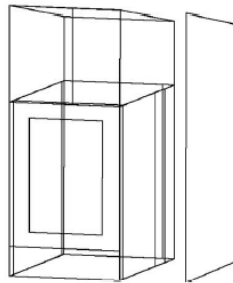
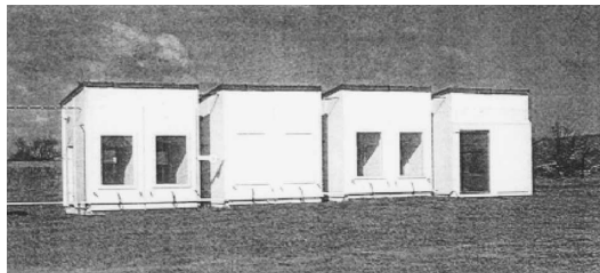


図 2.1.1.3-2 IEA empirical validation test rooms and the computer model.<sup>文3)</sup>

図 2.1.1.3-3 に 4:00 と 14:00 における部屋中心の温度及び風速の断面を示す。ES からリアルタイムで境界条件を受け取り、CFD で計算した結果である。窓を介した屋外環境が気流性状へ影響を与えていることが分かる。但し、室内の上下温度分布は非常に小さい。実測においてもこの傾向が確認された。この場合、ES の 1 質点でも許容可能であると考えられる。

図 2.1.1.3-4 に、室の中心の室温の計算結果の比較を示す。図 2.1.1.3-4a) が今回の研究結果であるが、実測結果と比較すると、連成しない場合も概ね同等の結果を示した。但し、連成計算では、ピーク室温も正確にとらえることが可能である。比較として、ESP-r の結果との比較を b) に示す。CFD モデルは異なるものの、類似した結果を示した。

本研究では、計算時間削減のために、保管型非定常の連成方法を利用した。この保管型の

連成計算手法において、最初の2日間をシミュレーションの助走計算とし、3日間の1時間ごとの準非定常連成解析を行った。3日目の屋内の温度分布の結果と対流熱伝達係数を、次の7日間のエネルギーシミュレーションにおいて使用した。

この手法により、全シミュレーション計算時間を約15分にすることが出来た。図2.1.1.3-4a)に示す通り、全10日間を完全に連成する方法と非常に近い結果となった。これは、10日間の気流性状と、熱伝達環境が類似していたためである。

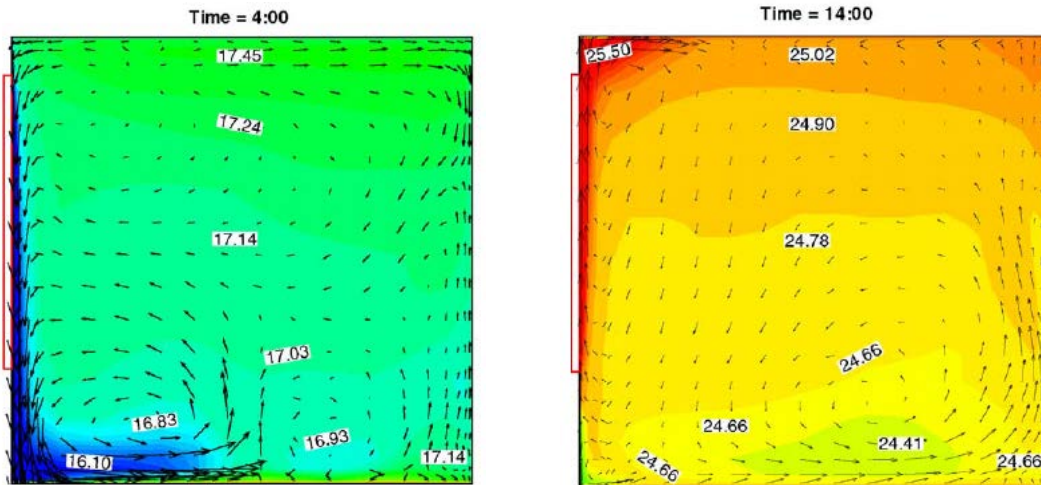


図 2.1.1.3-3 Airflow and temperature patterns at four different moments in the middle plane of the IEA test room without radiator.<sup>文3)</sup>

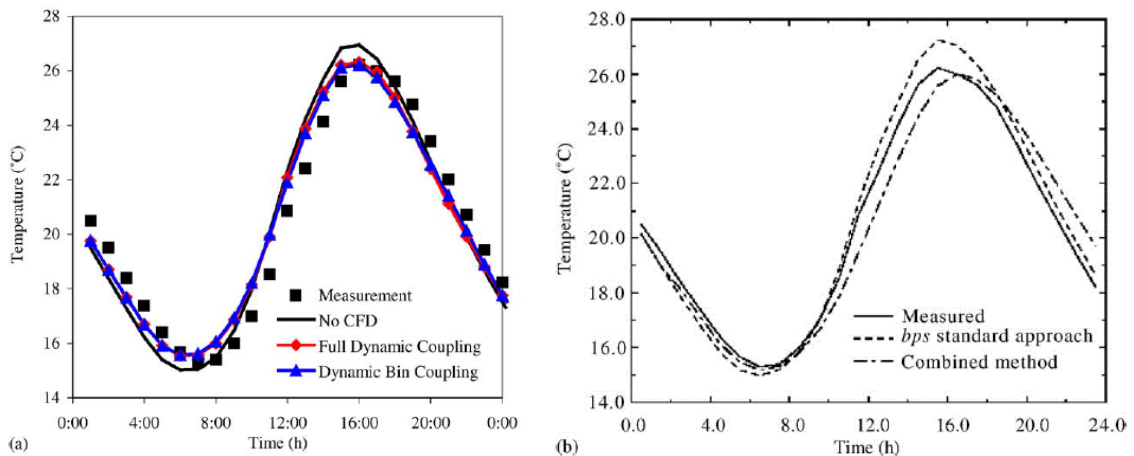


図 2.1.1.3-4 Computed and measured mean air temperature for the IEA test room Without radiator. (a) From this study using E + MIT-CFD. (b) From Negrao<sup>※</sup> [8] using ESP-r with CFD8bps did not use CFD option).<sup>文3)</sup>

※C.O.R. Negrao, Conflation of computational fluid dynamics and building thermal simulation, Ph.D. thesis, University of Strathclyde, Glasgow, UK, 1995.

## 2. ラジエーターのある部屋の自然対流

ラジエーターの無い自然対流の環境では、想定可能な対流熱伝達係数及び一様な室内温度となるため、連成解析を行わない場合も理にかなった結果となる。しかし、ラジエーターがある室の場合は、エネルギー消費を過小予測してしまう、最低温度と最高温度を過小予測してしまう等の傾向がある。

IEA では、異なる ES プログラム間と実測結果とシミュレーション間の矛盾について、対流のモデル化と温度成層という2つの主要な影響原因があると分析した。

この研究は、南窓の下に電気パネル・ラジエーターを置いた試験室によって行われた。ラジエーターの平均的最大の電力出力は680W、ラジエーターからの放熱の40%が対流、60%が放射である。この実験では、ラジエーターの動的応答は、システムを起動して22分後である。この研究では、EnergyPlus の高温ラジエータシステムによりモデル化された。実験で使われているPIDコントローラーがEnergyPlusでモデル化できなかったため、1-0の出力で26~30°Cの間に制御した。シミュレーションは、実気象データで行った。完全な連成解析を10日間連続で行った。尚、連成解析は、3時間50分であった。

図2.1.1.3-5に、1日間の実測結果とシミュレーション結果を示す。この実験では、6:00にONとなっているが、11:00になるまで、センサーの温度は設定値の30°Cになっていない。これは、放熱の放射の一部は空気へ対流する前に、内側の表面によって吸収されるためであり、空気温度に熱が伝わるのに遅れが生じている。

連成計算と非連成計算共に、同じラジエーターモデルのため、類似したタイムラグが計算されたが、連成計算の室温の計算結果は非連成結果よりも実測値により近づいた。

この時間差は、ES のラジエーターモデルが実際の動的挙動を再現出来ないためである。EnergyPlus の“step-function”というラジエーターモデルを使ってヒーターをON-OFFする時の時間の遅れは再現できない。

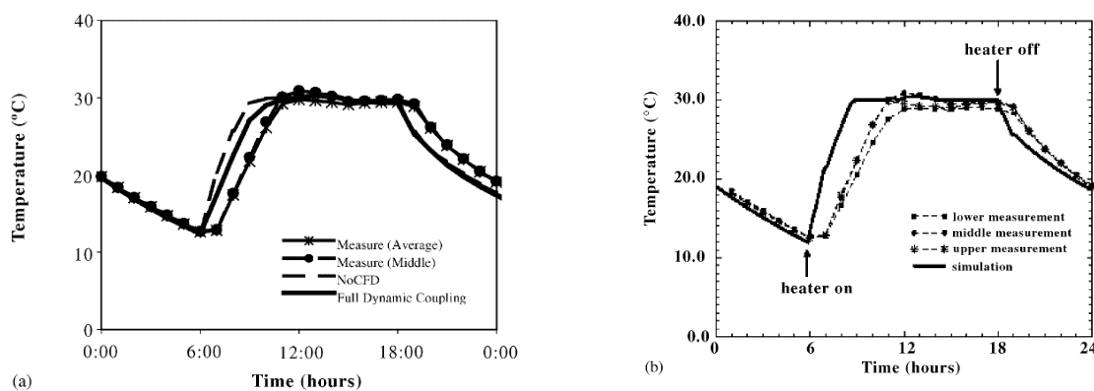


図 2.1.1.3-5 Computed and measured mean airtemperature for the IEA test room with radiator. (a) From this study using E + MIT-CFD. (b) From Beausoleil-Morrison<sup>※</sup> using ESP-r with CFD.<sup>文3)</sup>

※I. Beausoleil-Morrison, The adaptive coupling of heat and air flow modeling within dynamic whole-building simulation, Ph.D. thesis, University of Strathclyde, Glasgow, UK, 2000.

図 2.1.1.3-6 に連成、非連成計算における、天井、南側窓、北の壁の1日の平均対流熱伝達率を示す。連成解析は、実験値と近い値を示した。

連成解析によって、異なる対流熱伝達率と温度成層が得られたが、ラジエーターによるエネルギー消費量は7日間で70.4MJとなり、実測結果の89.4MJと比較して21.2%小さい(実測値の不確かさの幅は、78.1~92.7MJ)。連成解析は、非連成解析の66.5MJより、僅かな改善がみられる。OlsenもEnergyPlusを利用してかなり類似した結果を得ており、実際の運転より早くラジエーターモデルが空気を暖めていることが、主な原因だと説明した。これにより、ラジエーターのエネルギー消費量は減少する。

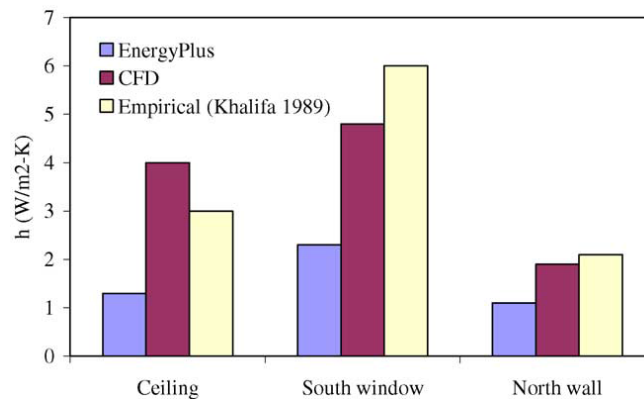


図 2.1.1.3-6 Daily-averaged convective heat transfer coefficients determined for The IEA test room with a radiator underneath the south window.<sup>文3)</sup>

### 3. ラジエーターのある室の自然対流熱伝達率

ESよりもCFDによって計算される対流熱伝達率と実験値の相関が高いことがIEAの実験で明らかとなっている。しかし、乱れの少ない気流環境での精度の高さは示されているが、実際の建築環境での非定常な対流熱伝達率の検証は行われていない。

Wallenteらは、ランド(スウェーデン)に位置する1m×1.1mの窓と、屋根、南壁が外界と接している建物での実験を行った。表面と空気温度を計測し、壁の対流、内部の長波長放射及び熱伝導を考慮した表面の熱バランスをもとに対流熱伝達率を算出した。

サーモスタットで制御する小型ラジエーターを壁から0.2mの位置(窓の下)に設置し、ラジエーターは、60/40(対流/放射)モデルを使用した。以下の3つのケースで比較を行った。

- (1) ラジエーター未使用
- (2) ラジエーター窓下で運転
- (3) ラジエーター北側の壁で運転

ラジエーターの位置が、窓の対流熱伝達係数に重要な影響を示すことが示された。ラジエーターが窓下に置かれたとき、非常に高い $h_c$ 値を示した。結果を図2.1.1.2-7に示す(対

流熱伝達係数  $h_c$ 、表面温度  $T_{surface}$ 、 $T_{ref}$  空気温度)。

ES の場合、ラジエーターの位置によって異なる  $h_c$  を用いて計算を行うことは出来ない。CFD では、温度差の相関関係よりも大きな対流熱伝達量となる。

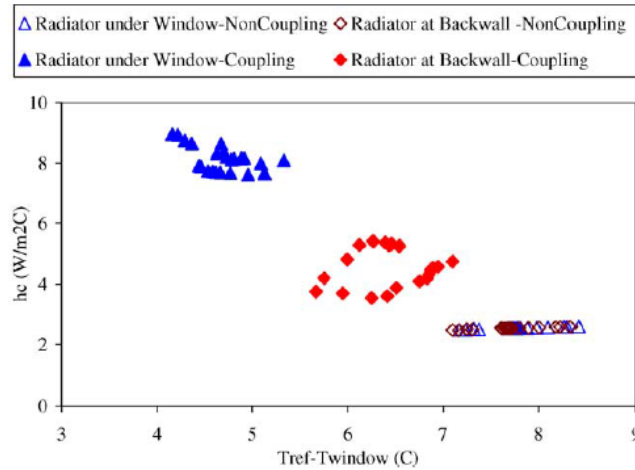


図 2.1.1.3-7 Simulated convective heat transfer coefficients,  $h_c$ , at the south window of a test room using by Wallente' n<sup>文3)</sup>.

※P. Wallente' n, Heat flow in building components: experiment and analysis, Ph.D. thesis, Lund University, Sweden, 1998.

図 2.1.1.3-8 は、ラジエーターを北壁に置いた場合の  $h_c$  の結果である。ラジエーターが対流熱伝達に与える影響は大きく、運転時に高い  $h_c$  値になっている。連成解析を行わなければ、この傾向を導くことは出来ない。

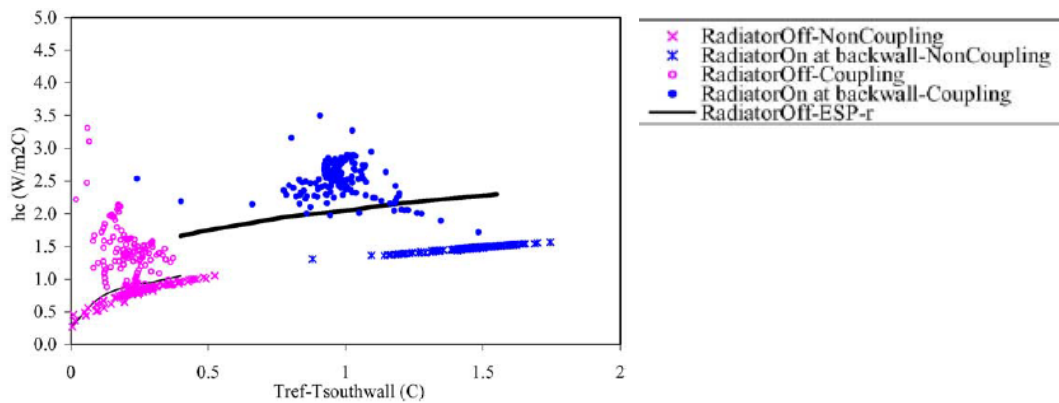


図 2.1.1.3-8 Comparison of the computed convective heat transfer coefficient,  $h_c$ , at The south wall between the current study and that from Beausoleil-Morrison<sup>文3)</sup> when the radiator is at the back wall of Wattenten' s test room.

※I. Beausoleil-Morrison, The adaptive coupling of heat and air flow modeling within dynamic whole-building simulation, Ph.D. thesis, University of Strathclyde, Glasgow, UK, 2000.

4. ガラス張りのアトリウムの混合対流

実験施設は、大規模なガラス張りのアトリウムである。図 2.1.1.3-9 に示すとおり、床と北壁が断熱、ガラス張りの天井、南、西と、東壁がある。この研究は、ES では 10 分間隔の計算ステップで、実験日と、前日(ウォームアップ)をシミュレーションした。方法 1 による非定常な完全な連成は、実験日のみ行った。

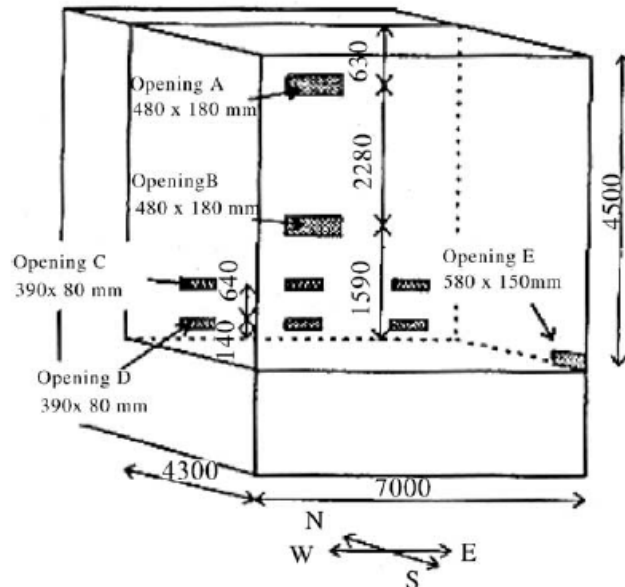


図 2.1.1.3-9 The size and openings of the experimental glazed atrium※<sup>文3)</sup>

※T. Hiramatsu, T. Harada, S. Kato, et al. Study of thermal environment in experimental real-scale atrium, ROOMVENT '96 1 (1996) 523-530.

図 2.1.1.3-10(a) は、窓からの対流熱であり、ES のみのシミュレーションが、対流熱を過小評価することを示している。連成計算での窓の内側表面温度は、図 2.1.1.3-10(b) で示す通り、ES 単体よりもやや低い、放射が異なっているとは考えにくい。

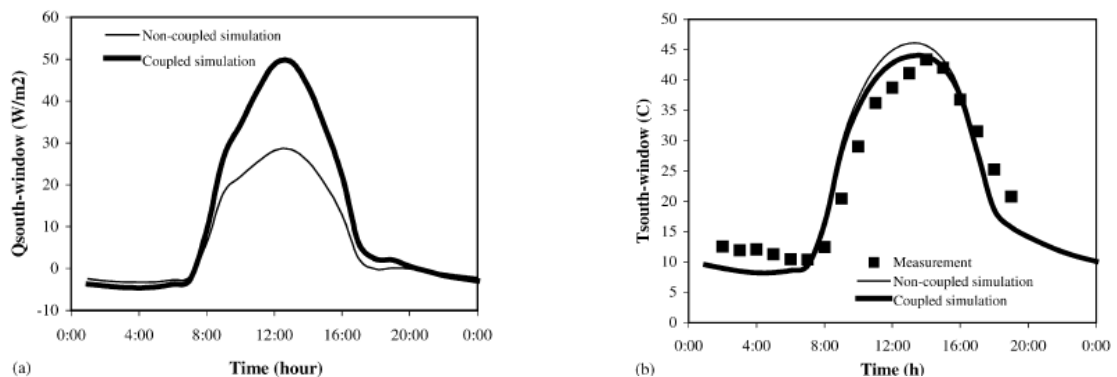


図 2.1.1.3-10 Convective heat and temperature on the south window of the atrium.

(a) Calculated convective heat from the south window of the atrium.

(b) Calculated and measured south window interior surface temperature. <sup>文3)</sup>



図 2.1.1.3-11 に各測定点での風速結果を示す。計算結果は実測と一致しており、連成計算の精度の高さを示した。

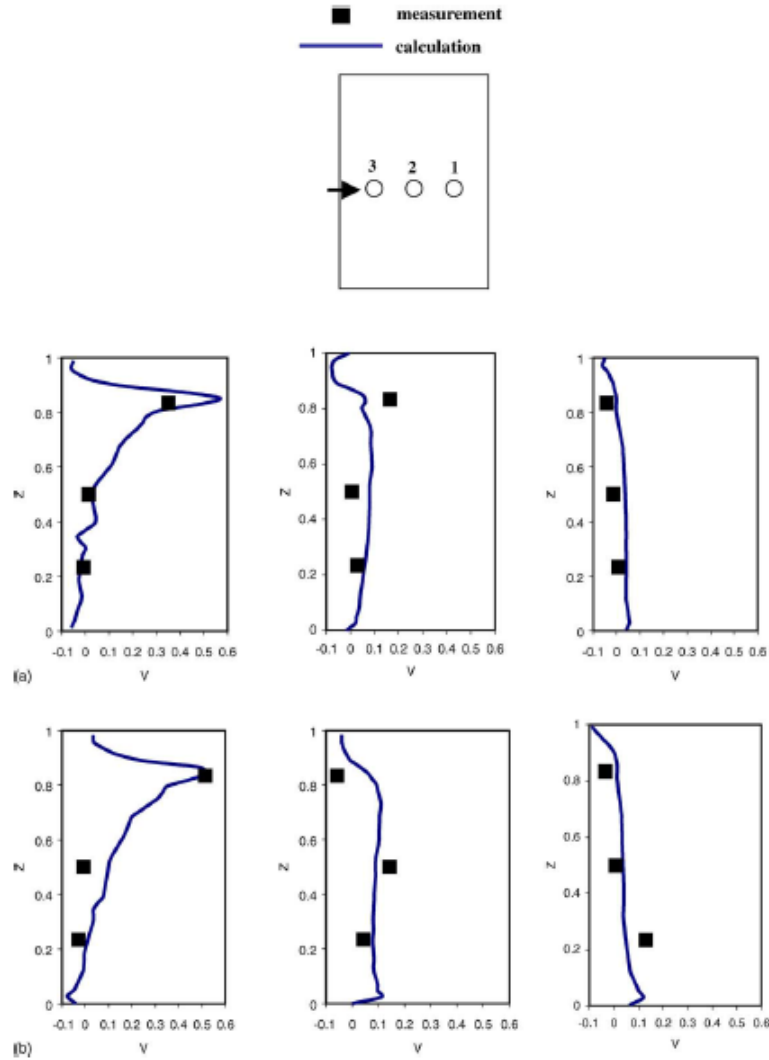


図 2.1.1.3-11 Computed and measured air velocity profiles in three different locations in The atrium( $Z=\text{height}/H$ ,  $V=V_{air}/V_{in}$ ). (a)Velocity profiles at 8:00 a.m.(b)<sup>文 3)</sup>

[屋内のカーレース場の冷却負荷の連成解析]

2100 m<sup>2</sup>以上の床面積と、46mの高さを持つ大空間建築においては、以下の理由から CFD と ES の連成解析が不可欠である。

- (1) レーシングカーによる強制対流により表面熱伝達率が大きくなる場合がある。
- (2) 居住域空調であり、エネルギー消費削減のため屋内空気を混合することは出来ない。
- (3) 光熱費の予想が1%ずれるだけで、施設の消費量の予測値がかなり変動する。

本研究では、夏期の設計外気温における10～13時の3時間のレースイベントを対象とした。巨大施設が対象の場合、どの連成手法も実務としては非現実的であるため、今回は2ステップの定常連成解析を実施した。

ES→CFD→ESの連成において、ESは、初めにデフォルトの対流熱伝達率を用いた表面温度と冷却負荷を計算する。CFDは境界条件として表面の温度と冷却負荷を受け取り、空間の熱と気流分布を計算する。次に、CFDの結果から得られる室内の温度分布と対流熱伝達率をESへフィードバックし、より正確な冷却負荷が得る。

連成計算の場合、屋内の気温が30℃に達するまでに20～30分程度遅れが生じるが、これは、エネルギー消費量の計算に大きな影響を与える(図2.1.1.3-12)。

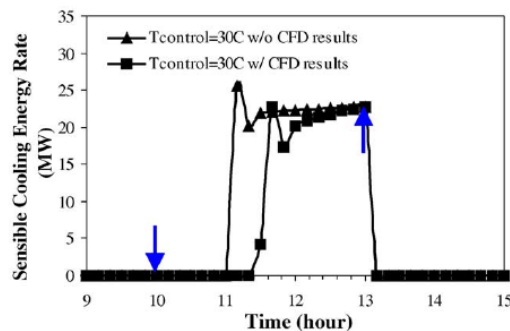


図 2.1.1.3-12 Sensible cooling energy rate during the racing event computed with and Without CFD results. <sup>文3)</sup>

表 2.1.1.3-3 のとおり、連成解析は、ES 単体より大きい対流熱伝達率となる。連成解析は、大規模な屋内空気環境にて使用することの重要性が大きく、静的な連成解析でもエネルギー消費の基本的な傾向を見積もることは可能であり、非定常解析ではより精度の高い結果を示すことが可能となる。

表 2.1.1.3-3 The computed indoor air temperature gradients,  $\Delta T$ , and convective heat Transfer coefficients,  $h$ , from CFD and ES for the indoor auto-racing facility <sup>文3)</sup>

Wall	$\Delta T = T_{air} - T_{room}$ (°C)	$h$ from CFD (W/m <sup>2</sup> °C)	$h$ from ES (W/m <sup>2</sup> °C)	Estimated $h^*$ (W/m <sup>2</sup> °C)
South	-0.72	84.6	2.55	68
East	0.36	86.7	2.51	76
North	0.62	47.1	2.33	68
West	-2.63	4.1	2.32	
Ground	-0.95	240.5	1.42	76
Roof	0.18	12.5	1.45	

Note:  $T_{air}$  is the air temperature close to the surfaces;  $T_{room}$  is the air temperature in the core zone of the space;  $h$  is defined based on the surface temperature and  $T_{room}$ ;  $h^*$  is estimated according to the correlation for a very strong airflow over a large plate [13].

## [総括]

4つの実験により、提案する連成手法の効果を確認した。

1) ラジエーターの無い室の自然対流の場合：ES 単体の場合も実測値と近い値を示したがピーク時は差が生じる。尚、準-非定常連成解析と実測値は時刻によらず一致した。

尚、気流性状や温熱環境が類似する場合は、助走期間に算出した対流熱伝達率及び温度分布を利用することにより計算時間を削減することも可能である。

2) ラジエーターのある室の自然対流の場合：実測と完全-非定常連成解析の結果を比較し、ES 単体の場合より実測値に近い値を示すことを確認した。制御や動特性の再現の違いにより差が生じた。

3) ラジエーターのある室の自然対流熱伝達率：ラジエーターの ON/OFF 状態、及びラジエーターの設置位置により異なる自然対流熱伝達率の傾向があることを示した。

4) ガラス張りのアトリウムの混合対流：ES 単体と完全-非定常連成解析の対流熱伝達率の結果を比較し、ピーク時は連成解析が ES 単体の 2 倍程度となることを確認した。

特殊環境により対流熱伝達率が大きい大空間(カーレース場)において ES 単体と 2 ステップの定常連成解析結果を比較し、エネルギー消費量に大幅な差が生じることを示した。

## [既往の研究についての考察]

連成解析の方法を段階に分けて解説しているが、基本的には、建築計算は ES ツールと CFD 双方で計算する手法であり、本研究で採用する手法とは異なる。また、計算負荷を低減するための手法をいくつか提案している。簡易なモデルを対象とした実測との比較検証により予測精度の高さが示されており、対流熱伝達率を正しく予測して ES ツール計算へ反映することが重要であることを示された。本研究では、CFD 側で負荷計算を行うため収束計算は不要であるが、実務利用への展開のための時間短縮の検討が必要であると考えられる。

4) On approach to couple energy simulation and computational fluid dynamic programs, Building and Environmental <sup>文4)</sup>

[概要]

ES と CFD の間での時間スケール、空間分布と計算速度のバランスをとるために、本研究ではいくつかの効果的なアプローチを示す。

[連成手法]

ES は、CFD で計算可能な対流熱伝達率と室内空気温度を必要とし、一方の CFD は、ES で計算可能な表面温度を必要とする。この2つは互いの精度を高めることに必要である。

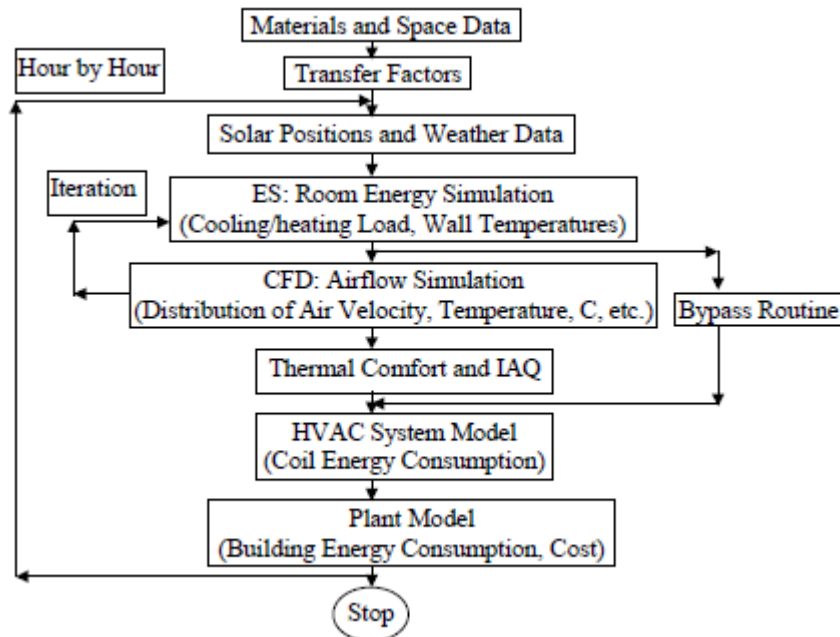
本報では、ES と CFD における対流熱伝達の取り扱い方法を示す。適切な放射環境にて伝熱計算を解くには、CFD を利用することも可能であり、空調システムモデルがあれば、CFD は ES 計算を含むことが可能である。但し、以下の理由から計算時間に膨大な時間をが必要となり、現在のコンピュータ能力で行うことは実用的ではない。

- ① CFD が伝熱計算を行う場合、建築伝熱による温度変化が2~3時間単位であることと比較し、空気は2~3秒間で特徴的な変化があるため、CFD で建築計算するには長い計算期間を要する。
- ② 計算時間は建物の大きさによって指数的に増加することによる。

従って、直接 ES と CFD を連成することが必要である。つまり、2つの間の対流熱伝達情報を交換することを必要とする。尚、ES にて表面を十分に細分化すれば、CFD の伝熱計算と同等の結果を得ることが可能である。

今回の連成においては、ES の時間ステップは大きく、CFD への一次的な変化の影響は小さい。特定の時間ステップの CFD 計算は、その時間ステップで定常解析しており、所定の境界条件において一致する。この場合、次のステップへ移行する間、流れを解かないという利点があり、計算時間を節約できる。

熱負荷と表面温度が時間によって異なるため、時間ステップ毎に CFD を計算することが理論的に必要である。各々の時間ステップでの ES と CFD の繰り返し計算は、収束するために必要である。連成フローを図 2.1.1.4-1 に示す。

図 2.1.1.4-1 Structure of coupling simulation. <sup>文4)</sup>

[ES と CFD プログラムの連成のための方法]

上述の連成手法は、ES と CFD の間での物理モデルと数値計算の格差があり実用的ではない。3つの不整合が ES と CFD の間に存在する。

1つ目は、時間スケールの不整合である。ES は、建築伝熱計算による1時間毎という特徴的な時間スケールを持つ。しかし、CFD は、室内空気の気流計算のため2~3秒である。2つ目は、モデルの不整合である。CFD が変数の分布を示すのに対し、ES は室内環境を平均値として扱う。3つ目は、計算速度の不整合である。CFD では、分布を解くために2~3時間必要であり、大量のメモリが必要であるが、ES は年間のエネルギー分析を行うのに2~3秒であり、殆どメモリは必要ない。

ES と CFD の間でこれらの不連続を繋ぐため、以下の連成手法を開発した。

時間スケールが不連続のため、ES では長期間の計算を行い、CFD は短期間の計算を行う。図 2.1.1.4-2 に示すように、CFD がある時間ステップで ES から受け取る境界条件によって計算する場合、ES は長期のシミュレーションを行う(例えば 8:00)。そして、ES は2時間後の 10:00 に CFD の境界条件を更新する。



図 2.1.1.4-2 Illustration of time coupling (ES handles a long-term simulation, such as a design day, while CFD runs only at some specific times, such as 8:00 am).<sup>文4)</sup>

空間の不連続は、ES の境界面を十分に細分化することでこの影響を減らすことが可能である。但し、CFD は、計算時間を減らすような数値解析(例えば単純な乱流モデル)を使用し、CFD のメッシュ数を最小にすることで簡略化した連成手法を行うことが必要である。

#### [ケーススタディ]

連成手法は EnergyPlus と MIT-CFD プログラムを用いて実行された。EnergyPlus(米国エネルギー省によって開発)は、DOE-2 と BLAST に基づくエネルギーシミュレーションプログラムである。プログラムは、熱バランス方法を使用する。マサチューセッツ工科大学で開発された MIT-CFD は、任意の幾何学形状にて乱流モデルを計算できる CFD プログラムである。標準的な数値解析乱流モデルは MIT-CFD に存在し、連成 EnergyPlus/MIT-CFD コードのプロトタイプ版が異なる連成手法を示すために使用された。

#### 1. ボストンオフィス

ボストンで冬期の設計日の準非定常連成解析を示すため、このケースではオフィスを対象とする、オフィスは、大規模建物の中央フロアを想定し、1枚の南窓を有する。構成部材を表 2.1.1.3-1 に示す。暖房負荷が南外壁のみであり、内部発熱は無い。室は、VAV システムで 24 時間運転している。排気は、西側壁の上側(給気吹出し口より上)に位置する。給気温度は 30°C であり、室内空気温度は 16°C で調整される。

このケースでは、CFD は、設計日の 4 日間の間、毎時 15 分間隔で計算している ES によって呼び出される。準非定常連成解析で、ES は、最初の 1 時間で表面温度と暖房負荷を算出し、CFD へ渡す。CFD はこれらの境界条件に基づいて、流れと温度分布を計算する。それから、ES は CFD で算出した室温及び  $h_c$  を用いて次の 1 時間計算を実行する。

表 2.1.1.4-1 The properties of the building materials used for the office<sup>文4)</sup>

Enclosure	Thickness (m)	Density (kg/m <sup>3</sup> )	Specific heat (J/kgK)	Thermal cond (W/mK)
Ceiling/floor	0.175	2300	840	1.9
Walls	0.140	700	840	0.23

CFD の収束判定は誤差 1%未満とする。CFD は  $10 \times 5 \times 6$  の粗いメッシュを使用するため、連成解析に要した時間はわずか 83 秒であった。

図 2.1.1.4-3 に示す通り、吹出口から低速で吹き出す温風が浮力により上昇している。

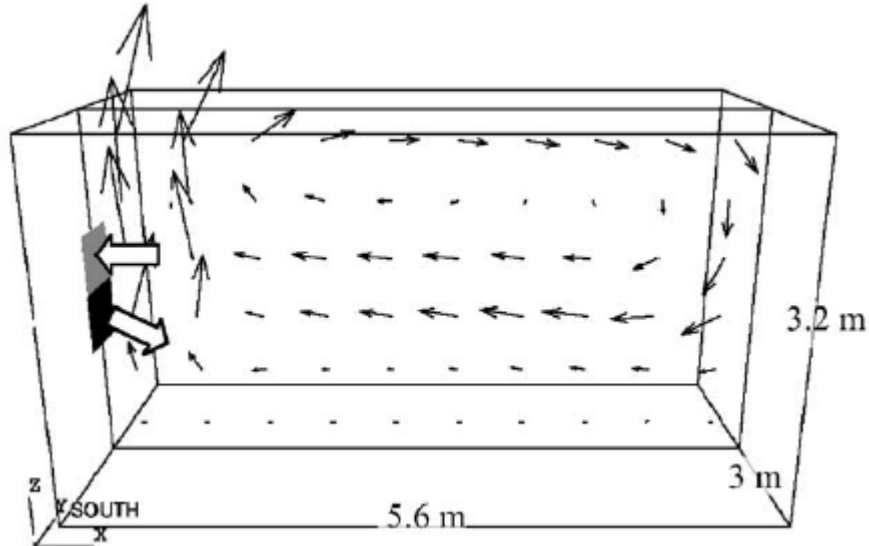


図 2.1.1.4-3 Configuration of the office and flow pattern.<sup>文4)</sup>

それはセンターラインに沿って後ろに流れる。しかし室の最上部と最下部の温度差は  $3 \sim 4^\circ\text{C}$  程度生じる。MIT-CFD によって計算される南壁の上部の対流熱伝達係数は、Energy Plus で仮定したものの 2 倍程度となる。(表 2.1.1.4-2)

この改善された対流熱伝達係数により、EnergyPlus は大きな熱流を示す。

表 2.1.1.4-2 Comparison of the day-averaged convective heat transfer coefficients, Temperature difference between the room air and wall surface, and the wall temperature For the south wall with and without CFD for the office<sup>文4)</sup>

South wall	$h_{i,conv}$ ( $\text{W}/\text{m}^2\text{K}$ )	$\Delta T_{i,r}$ ( $^\circ\text{C}$ )	$T_{wall}$ ( $^\circ\text{C}$ )	$Q$ (W)
Without CFD	2.41	0	9.62	583
With CFD	4.37	-0.1077	11.65	638

図 2.1.1.4-4 は、南壁の放射、対流、熱貫流量の比較を示す。連成計算の場合、10%程度暖房負荷が増加する。

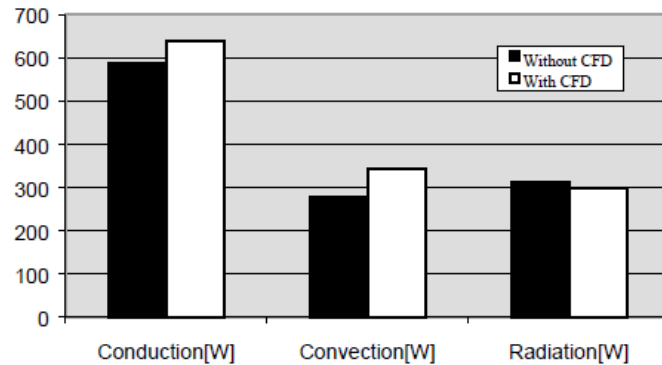


図 2.1.1.4-4 Heat transfer on the south wall of the office. <sup>文4)</sup>

## 2. ピッツバーグ内の屋内カーレース場

2つ目は、2ステップの定常連成を示すため、複雑な屋内カーレース場を対象とする(図 2.1.4-5)。CFDの境界条件は壁面温度とし、これらはESから得ることが可能である。当該室はカーレースによる強制的対流が発生する。ESは、CFDによって計算される対流熱伝達係数と温度勾配を必要とする。巨大施設であることから、2ステップの定常連成を行う。研究は9:00~12:00までの3時間のカーレースイベントとし、ピッツバーグで典型的な夏期の実設計条件とする。イベントは最大収容人数120000人である。新鮮外気による置換換気による屋内の空気質と快適温度を維持するエアカーテンシステムを採用している。

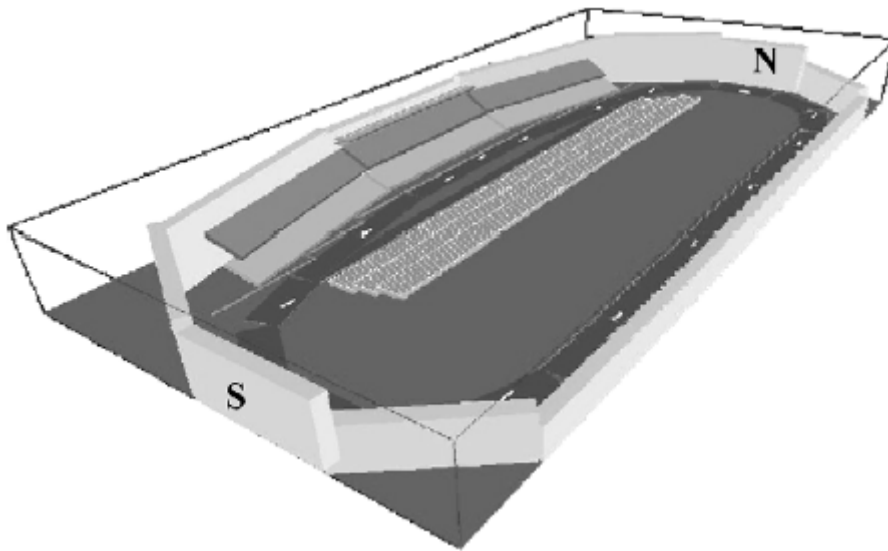


図 2.1.1.4-5 The CFD model of the auto-racing complex. <sup>文4)</sup>

境界条件として表面温度と冷却負荷を使用し、CFDにて温熱環境の分布を算出する。

図 2.1.1.4-6 に示す通り、ピークの冷却エネルギーは、連成解析では3067MWであり、ES単体では2705MWであった。3620kWの差は大きく、この要因は対流熱伝達率の劇的な増加による。



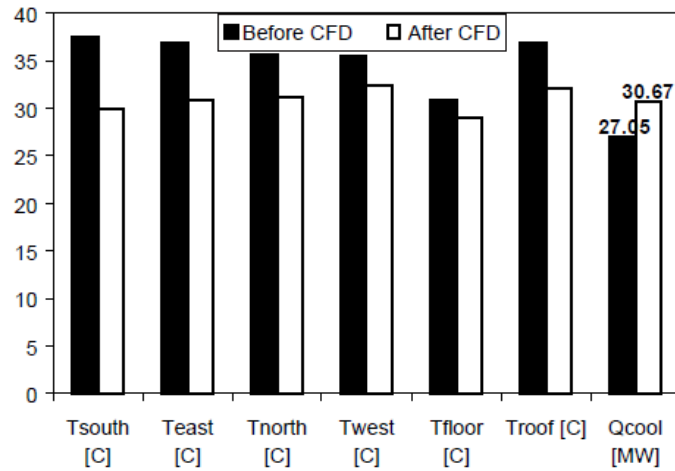


図 2.1.1.4-6 Comparison of the surface temperatures and cooling load computed with and without CFD results. 文 4)

表 2.1.1.4-3 に ES 及び CFD に用いられる対流熱伝達係数の比較を示す。ES の係数は強い強制対流があるにもかかわらず明らかに小さい。但し、西壁の上面はどちらのケースも低速度のため ES と CFD とではほぼ同じである。図 2.1.1.4-6 においても、表面温度が連成解析により変化することを示す。ES により更新された表面温度と冷却負荷に基づいて CFD を再計算した結果である。これにより、2 ステップの定常連成計算も設計目的によっては十分であることが分かる。

表 2.1.1.4-3 The convective heat transfer coefficients and temperature differences between the room air and wall surfaces for the auto-racing complex with and without CFD 文 4)

Enclosure surfaces	With CFD		Without CFD	
	$\Delta T_{i,r}$ (°C)	$h_c$ (W/m <sup>2</sup> K)	$\Delta T_{i,r}$ (°C)	$h_c$ (W/m <sup>2</sup> K)
South	-0.72	77.19	0	2.55
East	0.36	91.53	0	2.51
North	0.62	52.94	0	2.33
West	-2.63	2.81	0	2.32
Ground	-0.95	111.41	0	1.42
Roof	0.18	12.80	0	1.45

[結論]

以下のことを確認した。

- 1) エネルギーシミュレーションと CFD の連成手法を示した。
- 2) CFD と ES の不整合とそれに対する解決策について示した。
- 3) 目的に合った段階的な連成手法を採用することにより、それぞれ精度向上に貢献できることを示した。

[既往の研究についての考察]

ES ツールと CFD 間の物理モデルと数値計算の格差（①時間スケール、②モデル、③計算時間）について解説し、この不整合を無くすための連成手法を開発している。①CFD は、必要な時刻のみ部分的に計算する。②ES の境界面を十分に細分化する。③CFD メッシュを粗くする。本研究では、①については、CFD は非定常計算にて ES の計算時間間隔まで計算することとし、②は不要、③は目的精度に合わせて簡略化することが必要であると認識した。

### ●2.1.2 ES メインの研究事例に関する総括

既往の研究事例における連成解析の特徴を以下に示す。

・1)では、ES ツール(TRNSYS)が非定常解析を行う過程で、1時間ごとにCFD(ANSYS/Fluent)を呼び出し、CFDはES ツールから受け渡された壁面境界条件にて定常解析を行い、ES とCFDの熱収支が合うように最低500回の収束計算を行っている。

・2)では、吹き抜けを介した上下のゾーン間の自由な気流(移動)が生じるため、CFD とES ツール(tsb3)の収束判定として1ステップ毎の室間の換気量の誤差を用いている。

・3)4)では、ES ツール(EnergyPlus)とCFD間での様々なデータ受け渡し方法の比較を行っているが、収束性、安定性、計算速度の観点で最も優れた方法として、ES からCFDへは内側表面温度を受け渡し、CFDからESへは対流熱伝達率と、室内の空気温度分布を返す連成手法を用いている。また、CFDは計算時間を要することから、計算時間を削減するための段階的な連成手法を挙げており、計算時間を要する収束計算を行わない(精度は低くなる)、計算時間間隔や受け渡しのタイミングを変更する等、目的に合わせて計算方法を選択することを提案している。

双方の解析で受け渡すデータの組み合わせは幾つか提案されているが、収束性、安定性等の観点から、ES ツールからCFDへは室内表面温度 $\theta_s$ 及び吹き出し温度 $\theta_{in}$ (風量固定の場合)、CFDからES ツールへは室内側の対流熱伝達率 $\alpha_c$ 及びリターン空気温度 $\theta_{re}$ が推奨されている(2.1.1 3))。即ち、CFD解析の境界条件となる $\theta_s$ 、 $\theta_{in}$ はES ツールにより求め、逆にES ツールの解析にて用いる $\alpha_c$ 及び $\theta_{re}$ (必要に応じて、居住域温度 $\theta_{air}$ も)はCFD解析より求めて、連成解析を行う手法である。本手法では、建物と室内空間(空気)の応答性の違いや計算負荷低減のため、建物側を担当するES ツールは非定常、室内側を担当するCFDは定常で解析を行うことも特徴である。また室内空間に関しては、ES ツールとCFDの双方で解析を行うため、連成時にはES ツールとCFDの双方の結果(空調処理熱量等)が一致するように、収束計算を行う必要がある。更に、計算負荷低減のため、CFD解析は代表時刻でのみ実施し、ES ツールの非定常解析と連成されることになる。

## 2.2 CFD メインの連成解析に関する研究

ここでは、CFD メインの研究事例を 2.2.1 で紹介し、2.2.2 にて本手法の総括を行う。

## ●2.2.1 CFD メインの研究事例

1) 数値室内気候実験室の開発：基本性能の検証<sup>文5)</sup>

## [概要]

本研究では、室内気候制御計画において極力合理的で無駄のない極限計画を合理的に行うための数値室内気候実験室を開発し、その有効性を確認することを目的としている。

開発した「数値室内気候実験室」は、信頼性の高い「空調システム実験室」における実験で数値シミュレーションを補完するという特徴がある。表 2.2.1.1-1 に数値室内気候実験室の位置づけを示す。本研究で開発する「数値室内気候実験室」は、タイプ4と5を連携させた新しい機能を有するものである。

表 2.2.1.1-1 数値室内気候実験室の位置づけ<sup>文5)</sup>

タイプ		種類	非定常	空間分布	パラメータ変更	自動制御	周辺条件
1	物理実験	室内模型実験	×	○	○	△	△
2	〃	空調システム実験室 (実スケール)	○	○	△	○	×
3	数値解析	空調システム解析 (静的)	○	×	○	○	×
4	〃	空調システム解析 (動的)	○	×	○	◎	×
5	〃	CFD解析	△	◎	◎	×	△
6	〃	数値室内気候実験室	○	◎	◎	◎	○

×：考慮されない      △：限定的に可能  
○：可能だが制限がある      ◎：十分に可能

## [吹出し口のモデル化]

空調吹き出し口は、室内気流場に最も大きな影響を与える要素であり、既に詳細な実験や高精度のシミュレーションによる検討が行われている。但し、これらを忠実に再現し、室内気流分布も解析するには膨大なメッシュ数を要する。

そこで、要求される様々な吹き出し条件にも対応可能な構造格子による吹き出し境界条件の設定方法を提案する(表 2.2.1.1-2)。まず、その吹き出し形状を用いた実験を行い、非構造格子による流体解析との比較・検討し、次に、構造格子系の流体解析との比較を行い、検証する(図 2.2.1.1-1)。得られた境界条件を実験室の吹き出し口の境界条件として与える。

表 2.2.1.1-2 吹き出し条件のモデル化のためのフロー<sup>文5)</sup>

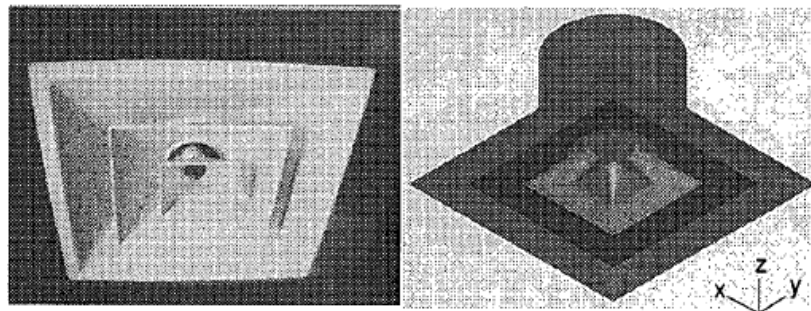
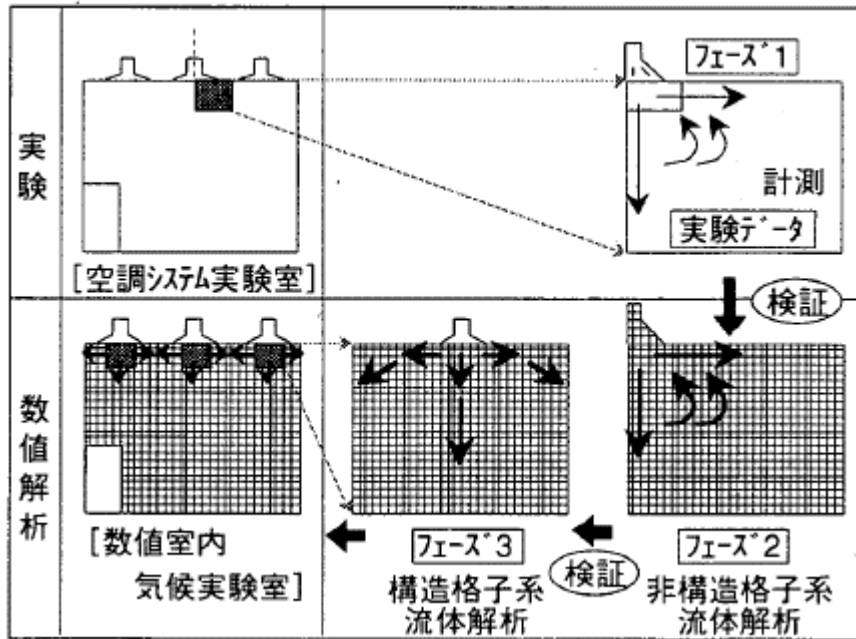


写真2 アネモ吹出し口

アネモ吹出し口形状  
再現メッシュ(非構造格子)

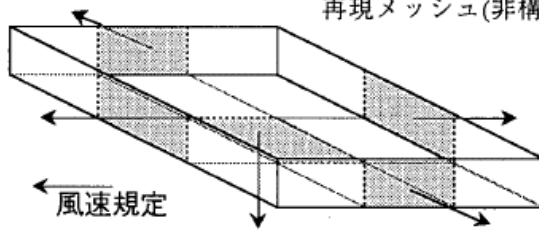


図 2.2.1.1-1 フェーズ3(構造格子)での風速定義位置<sup>文5)</sup>

[連成解析モデルの概要]

1. 空調システムの概要

空調システム部分は、動的シミュレーションHVACSIM+(J)によりモデル化している(図2.2.1.1-2)。インテリアの空調にはAHU,ペリメータにはFCUを2台設置するモデルとしている。モデル化の範囲は冷温水配管の2次側からとし、冷温水温度は一定値としている。図2.2.1.1-3、4にポンプ特性と、バルブ開度—流量特性を示す。開度が小さく、低流量の場合に数値モデルでは再現できない部分があるものの、ほぼ一致している。

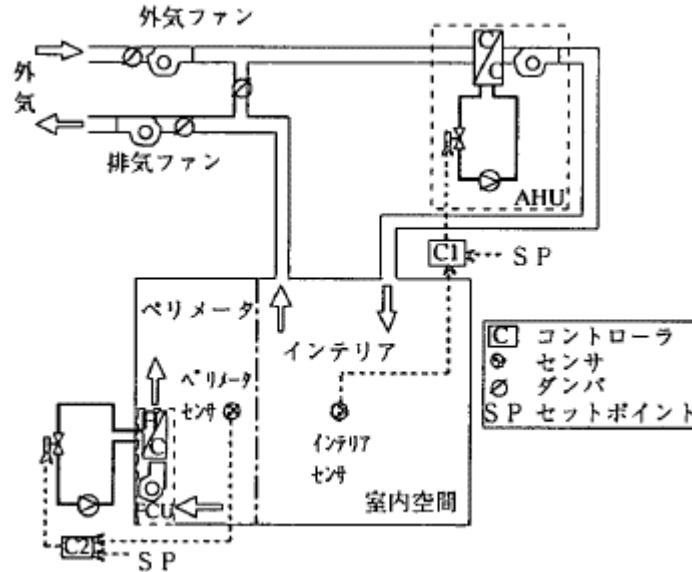


図 2.2.1.1-2 空調システムモデル<sup>文5)</sup>

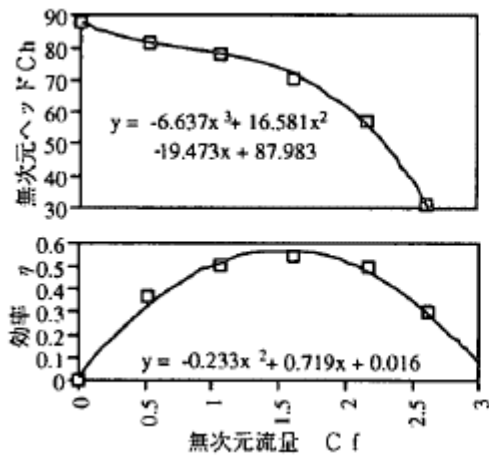


図 2.2.1.1-3 ポンプ特性<sup>文5)</sup>

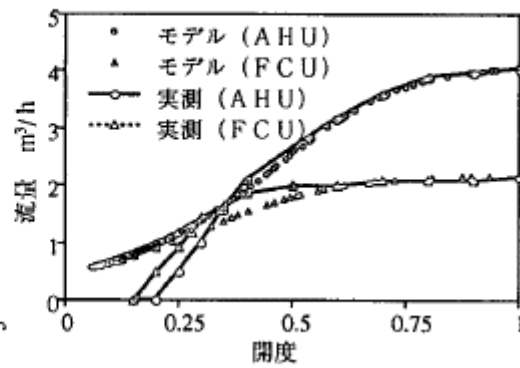


図 2.2.1.1-4 バルブ開度—流量特性<sup>文5)</sup>

2. 実験室 CFD の概要

実験室と同じ寸法とし、吹き出し口、吸い込み口も同一箇所に設置した。

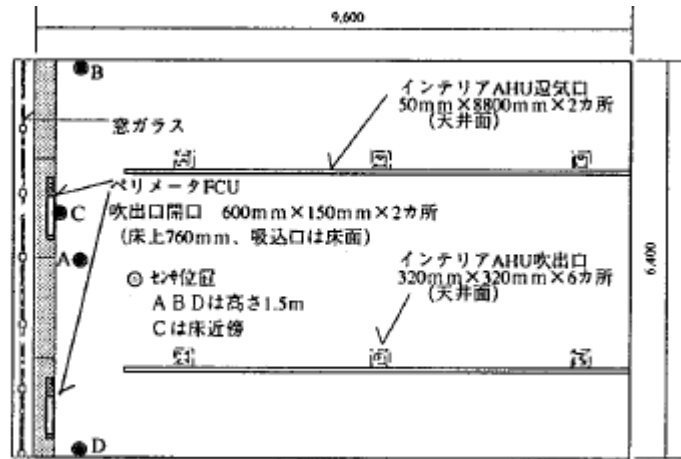


図 2.2.1.1-5 実験室内解析モデル概要 (平面) 文5)

[連成解析手法]

空調システムと室内の温熱気流解析では、データのやり取りのためのファイルを用意し、これに両プログラムからサイクルごとに書き込み、読み込みを行わせる方法に拠った。図 2.2.1.1-6 に流れを示す。今回の計算では、室内モデル(CFD)も空調システム(HVACSIM)も共に計算時間間隔( $\Delta T$ )は1秒に固定した。

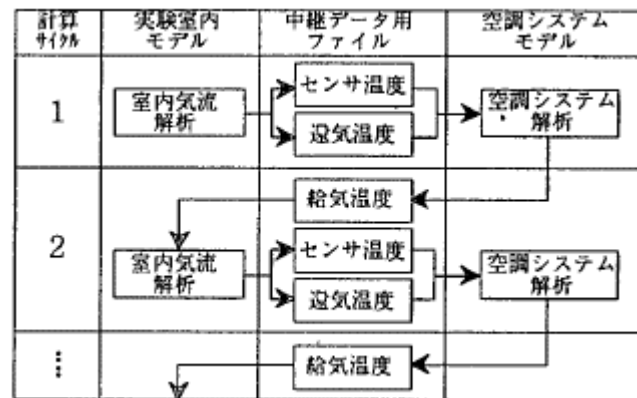


図 2.2.1.1-6 計算の流れ(室内温度制御の場合) 文5)

[計算条件]

2.2.1.1-3 に計算ケース、表 2.2.1.1-4 に計算条件を示す。ケース 1 は、ペリメータ設定温度 24°C で 3 時間計算し、その後続けて 26°C で 3 時間計算したケースであり、ケース 2 ~ 5 は、センサー位置を図 2.2.1.1-5 に示す 4 つの位置に設置した場合の検討ケースである。

表 2.2.1.1-3 計算ケース<sup>文5)</sup>

ケースNo.	センサー位置	ペリメータ(暖房)設定温度	インテリア(冷房)設定温度
1	A	24→26℃	24℃
2	A	24℃	
3	B		
4	C		
5	D		

外気条件：気温-5℃、日射無し  
隣室条件：壁・床・天井すべて断熱

- A: 床上1.5m 中央
- B: 床上1.5m 側壁近傍
- C: 床近傍 ペリメータレターン
- D: 床上1.5m 側壁近傍

表 2.2.1.1-4 主な計算条件<sup>文5)</sup>

冷温水温度 <sup>(注3)</sup>	冷水11℃、温水42℃
インテリア風量	1500m <sup>3</sup> /h (AHU)
ペリメータ風量	500m <sup>3</sup> /h (FCU)
内部発熱量 <sup>(注6)</sup>	2700W
インテリアPID	KP=2.0, KI=0.0066
ペリメータPID	KP=2.0, KI=0.0033
乱流モデル	標準 k-ε モデル
解析スキーム	SIMPLE, 一次風上
メッシュ分割	42×43×17 = 30,372
壁面境界条件 <sup>(注7)</sup>	窓熱貫流率1.48[W/m <sup>2</sup> K], その他は断熱, 気流は標準対数則
FCU吹出 <sup>(注1)</sup>	風速固定, $k = 3/2(u \times 0.05)^2$ , $\epsilon = 0.09k^{3/2}/l$
7社吹出 <sup>(注4)</sup>	図5参照
吸込口	$k, \epsilon, \theta$ free slip

[結果]

ケース1の給気温度センサー温度と最終温度分布の連成解析結果と実験結果を図2.2.1.1-7~10に示す。計算は実験に比較して給気温度の温度がやや遅いものの、自動制御により給気温度が上昇するメカニズムを再現している。また、温度分布についても概ね再現できている。

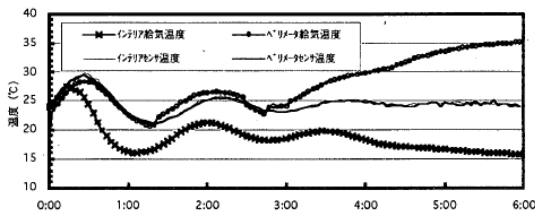


図 2.2.1.1-7 給気センサー温度の変動(ケース1) <sup>文5)</sup>

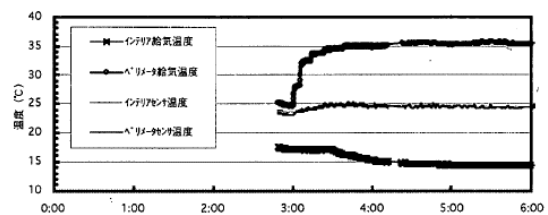


図 2.2.1.1-8 給気センサー温度の変動(実験) <sup>文5)</sup>

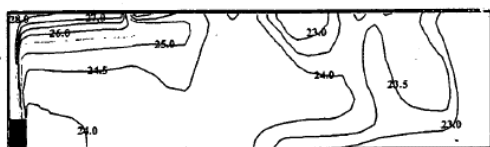


図 2.2.1.1-9 最終温度分布(ケース1) <sup>文5)</sup>

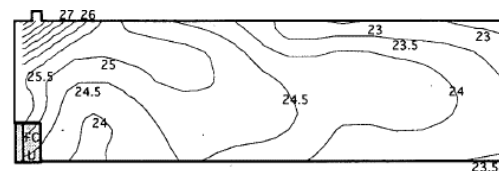


図 2.2.1.1-10 最終温度分布(実験) <sup>文5)</sup>



[結論]

以下のことを確認した。

- 1) 吹出口の再現方法などの検討を行い、動的空調システムと CFD の接続が可能であることを確認した。
- 2) 冷房時解析については、実験室実験との比較を行い、給気温度の変動の再現に改善の余地があるものの、最終的な給気温度や室温を再現できた。
- 3) 混合ロス解析が可能であることを示した。

[既往の研究についての考察]

本研究で採用する連成手法と同じであり、HVACSIM と CFD との連成(第6章)と類似した内容であるが、実測結果との比較が不十分であるといえる。また、採用した空調機の制御方式が CAV(現在では VAV が一般的)であることや、連成するデータの受け渡し方法が異なる。

2) 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7 空調システムと CFD の連成解析による吹出条件・設定室温に関するケーススタディ CFD とシステムシミュレーションの連成による空調システムの性能評価<sup>文6)</sup>

[概要]

空調の省エネ設計や効率的な運用を支援するためのツールとして、HVACSIM+(J)とCFDとの連成解析ツールを提案し、事務所ビルを対象として予測精度の検証を行う。ここでは、同じ試験室にて、同ツールを用いた定常解析により、まず実測結果による予測精度の検証を行う。次に、吹出口の位置、給気温度、更には設定温度を変化させた場合のケーススタディを実施し、HVACSIM+(J)のみの連成解析による解析結果との比較を行うことで、提案ツールの有効性の検証を行う。

[解析概要]

1. 解析対象及び解析条件

図 2.2.1.2-1 に解析対象のモデル概念図を示す。VAV 制御を行うインテリア空調機(AHU)と、パレメータにFCUを配置しており、それぞれ室温を制御している。

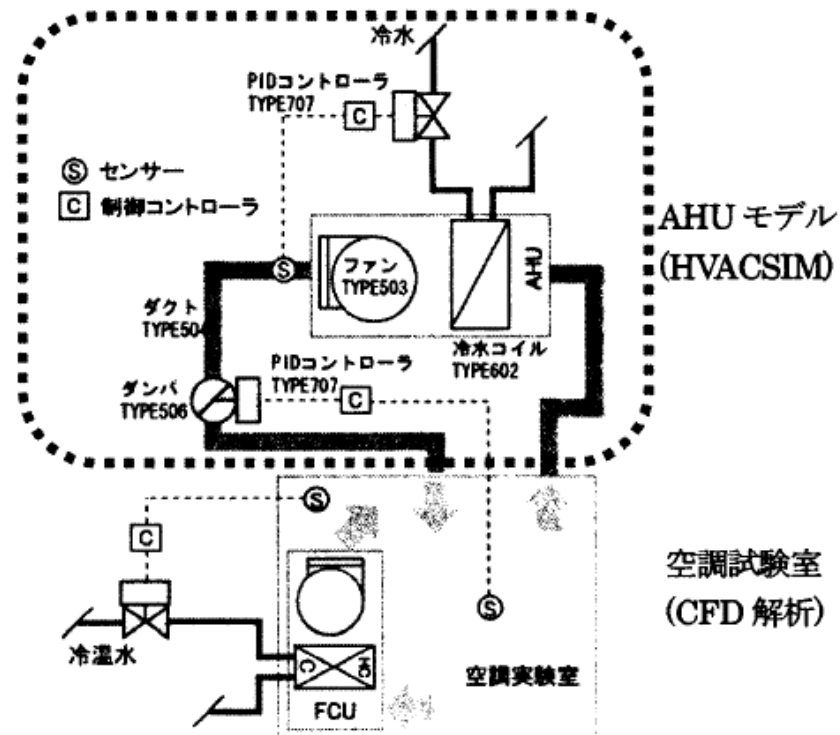


図 2.2.1.2-1 空調性能試験室のモデル概念図<sup>文6)</sup>

2. 成解析の概要

連成解析の概要を図 2.2.1.2-2 に示す。HVACSIM+(J)は、コンポーネント形式のプログラム構造を有しており、ファンやコイルなどの設備システムを“TYPE”と呼ばれるサブルーチンとして定義している。空調システムはこの“TYPE”の組み合わせによって行う。一方のCFD解析ツールは商用コードの利用が主流であり、ユーザーがカスタマイズ可能なユーザー関数が準備されている。ここでは、CFD 商用コードにユーザー関数を用いて各種“TYPE”を組み込むことで連成解析を行う。尚、CFD では、熱伝導・放射・湿度輸送解析も同時に行う。

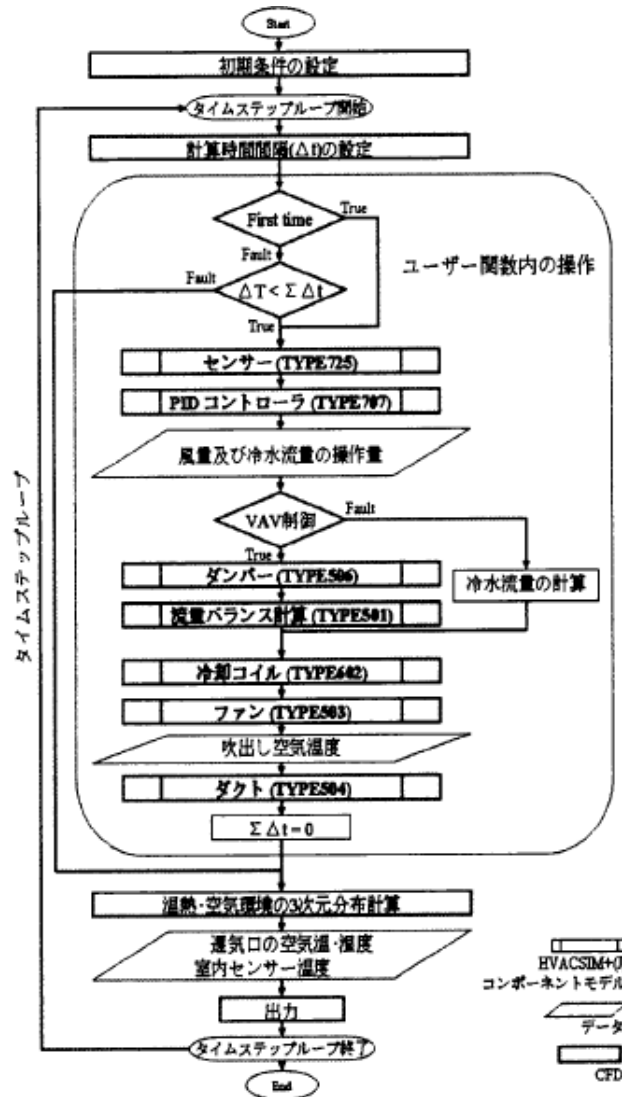


図 2.2.1.2-2 連成解析の概要<sup>文6)</sup>

[予測精度の検証]

提案する手法にて定常、非定常解析を行い、実測結果との比較により予測精度の検証を行う。

1. 解析条件

定常解析では、細メッシュと粗メッシュモデルにより計算し、非定常計算では粗メッシュのみで解析を行う(表 2.2.1.2-1)。また、非定常解析時の CFD 側の計算時間間隔は 0.01 秒、空調システムは 1 秒とした。

2. 定常解析による連成解析ツールの予測精度の検証

表 2.2.1.2-1 に定常時の結果を示す。細メッシュについては実測結果と概ね一致した。粗メッシュにおいては上下温度分布の再現に差が生じるためやや差が増大する。

表 2.2.1.2-1 定常時を対象とした空調システムと CFD の連成解析と実験結果<sup>文6)</sup>

		実験	解析(細メッシュ)	解析(粗メッシュ)
吸込み口平均温度	[°C]	23.19	23.44	22.42
室温センサ温度	[°C]	24.27	24.05	24.00
AHU 風量	[m <sup>3</sup> /h]	1096	1095	1096
コイル出口空気温度	[°C]	15.54	15.79	15.75
冷水流量	[l/min]	4.723	4.626	4.172
コイル入口水温	[°C]	7.009	7.009	7.009
コイル出口水温	[°C]	18.21	18.45	18.08
コイル顕熱負荷	[kW]	3.646	3.694	3.224
ファン電力消費量	[kW]	0.388	0.302	0.307
ファン出口温度	[°C]	16.00	16.00	15.96
ダクト出口温度	[°C]	16.48	16.50	16.47

3. 非定常解析による連成解析ツールの予測精度の検証

図 2.2.1.2-3~4 に非定常解析の結果を示す。長期的な挙動は一致するものの、瞬時的な挙動では異なる。冷水用ポンプや制御センサー、バルブ等の再現を行っていないこと、センサーの応答速度、PID 制御パラメータが実験とは異なること等が原因と考えられる。

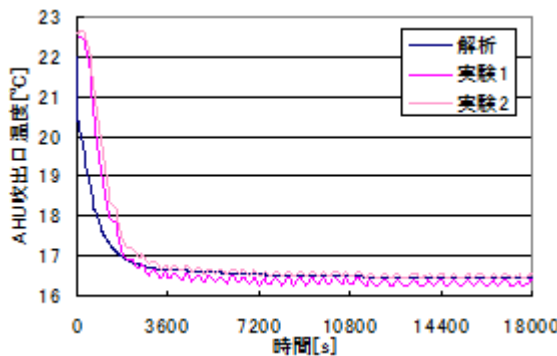


図 2.2.1.2-3 AHU 吹出し温度<sup>文6)</sup>

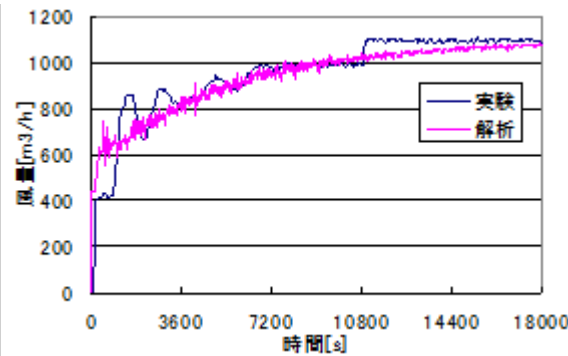


図 2.2.1.2-4 AHU 風量<sup>文6)</sup>

[ケーススタディ]

1. 解析ケース

表 2.2.1.2-2 に示すケースにて HVACSIM+(J) 単体と連成解析との比較を行う。

表 2.2.1.2-2 定常解析によるケーススタディ解析ケース<sup>文6)</sup>

Case	1-1-a	1-1-b	1-1-c	1-3	2-1-a	2-1-b	2-3
吹出口位置	天井 ○	天井 ○	天井 ○	天井 ○	床 ○	床 ○	床 ○
給気温度	13°C ○						
	15°C	○		○			
	18°C			○	○		○
	20°C					○	
室温設定温度	24°C ○	24°C ○	26°C ○	26°C ○	24°C ○	24°C ○	26°C ○
	26°C						

2. 解析結果

HVACSIM+(J) 単体と、連成計算の比較結果を図 2.2.1.2-4, 5 に示す。天井吹き出しのケース(1-1a~1-3)においては、連成の方が吹き出し風量及び顕熱負荷がやや大きくなる。センサーの位置(居住域)の温度が平均よりも低く、温度分布が生じているためと考えられる。一方の床吹き出しのケース(2-1a~2-3)ではその傾向がより大きくなる。

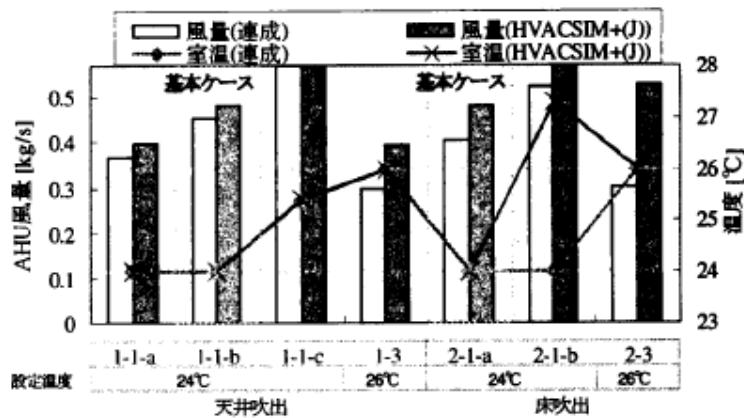


図 2.2.1.2-4 各ケースの AHU 風量<sup>文6)</sup>

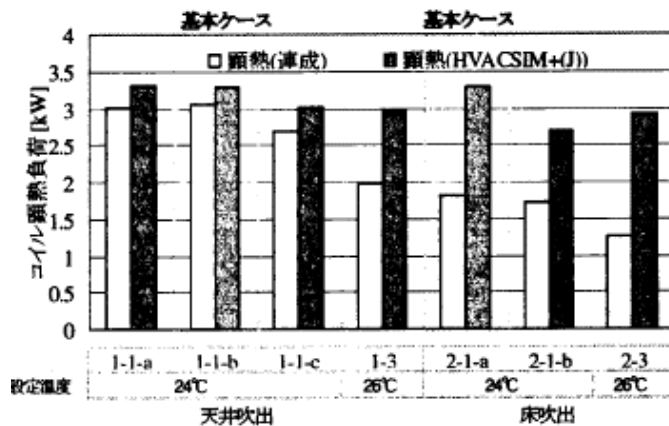


図 2.2.1.2-5 各ケースのコイル顕熱負荷<sup>文6)</sup>

## [結論]

当該研究に関するまとめを以下に示す。

- 1) 定常時における粗メッシュモデルを用いた解析では、室内形状簡略化等のため、実験結果とやや差が見られた。
- 2) 粗メッシュモデルを用いた非定常解析では、実験結果に対応した大まかな挙動は再現できたが、細かな挙動の再現に関しては、今後、検討が必要である。
- 3) 定常時におけるケーススタディの結果、連成解析では、HVACSIM + 〈J〉のみの解析結果と比較すると空調システム側の出力についても差が見られた。
- 4) HVACSIM + 〈J〉では、温熱・空気環境が不均一な空間を対象とした場合、予測精度の点で問題がある。

## [既往の研究についての考察]

本研究(第6章)と同じ連成手法及び対象である。ここでは、メッシュ数の違いによる実験との比較(精度検証)を行っており、粗メッシュでもある程度の予測精度の高さを示しており、非定常時における挙動についても実測結果を再現していることを示した。この研究成果を用いて本研究を進めた。

3) 連成解析の設計段階における適応事例：床吹き出し空調方式導入時 CFD と連成した空調システムシミュレーションに関する研究 第1報 CFD と連成した空調システムシミュレーションに関する研究<sup>文7)</sup>

[概要]

建築空調分野の設計は、最大負荷に耐えうるシステム設計に重点が置かれてきたが、実際に要求される負荷は運用時の大半において最大負荷の半分にも満たない低負荷が占める。

本研究では、空調システムのライフサイクルを通してのエネルギーマネジメントを支援することを目的とし、CFD を連成するシステムシミュレーションの活用を提案するものである。本報では、CFD を連成する SysSim の適用可能性を考察し、床吹き出し空調方式の設計時を想定したケーススタディを行う。

[SysSim の適用可能性]

CFD と連成する SysSim の有効な活用方法を図 2.2.1.3-1 に示す。

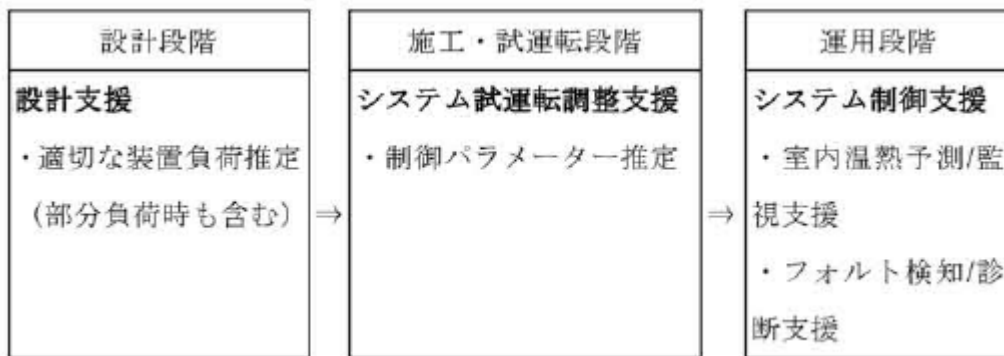


図 2.2.1.3-1 CFD と連成する SysSim の適用可能性<sup>文7)</sup>

## [SysSim と CFD の連成方法の概要]

図 2.2.1.3-2 に空調 SysSim と CFD の連成解周期を示す。初期値の給気温度(図中の①)を受け渡し、CFD 解析を行う。そして、次の時間の還気温度(図中の③)を SysSim へ受け渡し、次の時間の給気温度(図中の④)を計算する。これが単位連成周期となる。1 回目以降の連成解析では、初期値の給気温度は SysSim からの給気温度に変わり、受け渡される。殆どはステップ応答による一定時間ステップ(典型的に 1 時間)内で収束する前提条件下で行われていることを勘案し、1 時間に 1 回の連成周期とすることが適切と考えられる。但し、SysSim 側が動的計算に対応している、あるいは動的要素を無視できる条件である場合はより細かいタイムステップでの連成も可能と考えられる。

本研究では、SysSim に LCEM ツール Ver. 3.02 を用い、CFD は STREAM Ver. 8 を用いる。

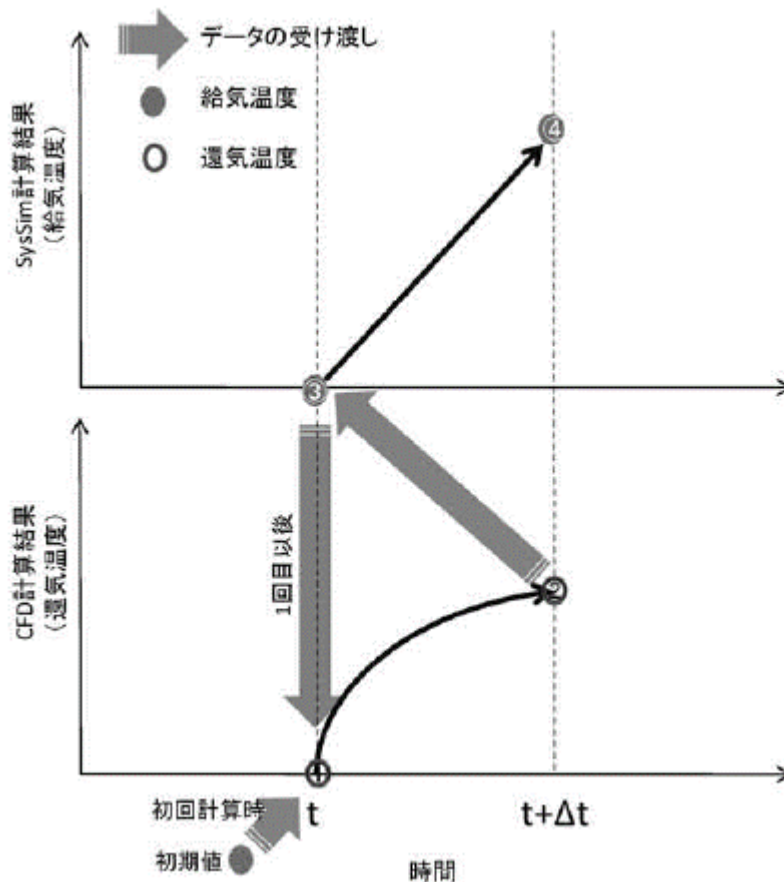


図 2.2.1.3-2 CFD との連成周期<sup>文7)</sup>

## [解析ケース]

表 2.2.1.3-1 に検討ケースを示す。これにより、CFD の有無の違いと有効性を示す。ケース 0 及び 1 については、Micro-HASP/TES for Window を用いて熱負荷計算を行う。尚、ケース 0~2 の熱負荷は同一とした。



表 2.2.1.3-1 検討ケース<sup>文7)</sup>

ケース	意義・位置付け
ケース 0	<ul style="list-style-type: none"> <li>・完全混合と仮定（室内温度分布は考慮せず）</li> <li>・天井吹き出しの全域空調方式採用のケース</li> <li>・CFD との連成計算はしない。</li> </ul>
ケース 1	<ul style="list-style-type: none"> <li>・分割層内は完全混合と仮定（室内温度分布は二層分割で考慮）</li> <li>・床吹き出し空調方式採用のケース</li> <li>・CFD との連成計算はしない。</li> </ul>
ケース 2	<ul style="list-style-type: none"> <li>・CFD との連成計算を行う。室内温度分布考慮</li> <li>・床吹き出し空調方式採用のケース</li> </ul>

[解析条件]

ケース 2 と 3 の空調機周りのシステム概念図を図 2.2.1.3-3 に示す。ケース 0 は、エアフローウィンドの下部開口から空気を導入する方式とした。尚、熱負荷条件は、一般的な事務所を想定して設定した。

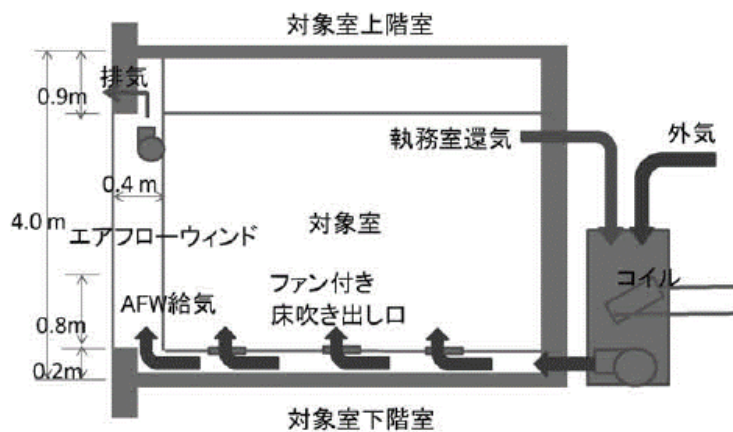


図 2.2.3-3 空調機周りのシステム概念図<sup>文7)</sup>

LCEM ツールのモデル空調システムの構築ダイアグラムを図 2.2.1.3-4 に示す。



図 2.2.1.3-4 LCEM ツールのモデルダイアグラム<sup>文7)</sup>

ケース2で連成するCFDの居室モデルを図2.2.1.3-5に示す。

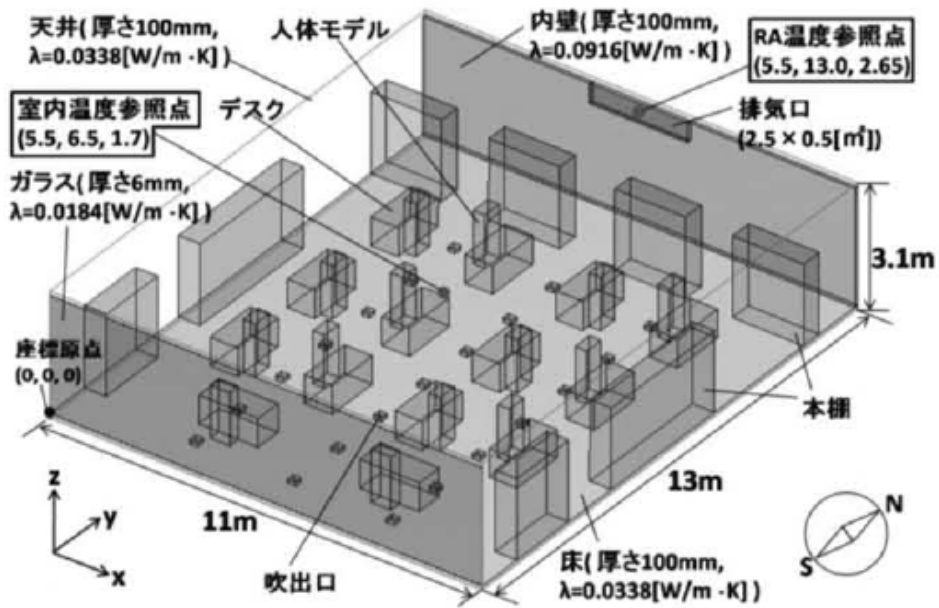


図 2.2.1.3-5 CFDの居室モデル<sup>文7)</sup>

[連成解析手法]

連成解析のフローを図2.2.1.3-6に示す。SysSimとCFDは、両者間で給気と吸込み(還気)の状態値(温度・湿度)を授受することで行われる。このやり取りは、30秒刻みで行われる。その際の給気温度は比例制御により決定される。LCEMは1時間ステップで静的な計算を行うツールであるが、コイル動特性は無いと仮定して30秒ステップで計算した。

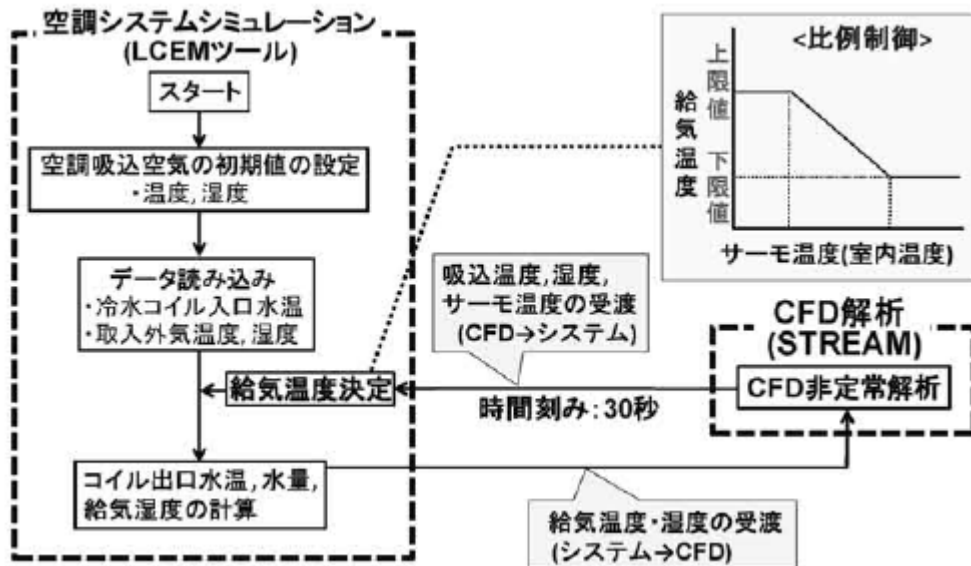


図 2.2.1.3-6 CFD連成解析フロー<sup>文7)</sup>

[各ケースの空調機仕様決定]

ケース0はHASPによる通常の負荷計算、ケース1は、空間を居住域と非居住域の2層に分割し、簡易的に上下の温度分布を考慮した負荷計算を行っている。上下温度分布は、居住域の空気は非居住域に押し出されるピストンフローと仮定した。

図2.2.1.3-7に熱負荷計算結果を示す。両ケース共9月11日の12時がピークとなった。これをもとに空調機冷水コイルと送風機を決定した。尚、ケース2は1と同じとした。

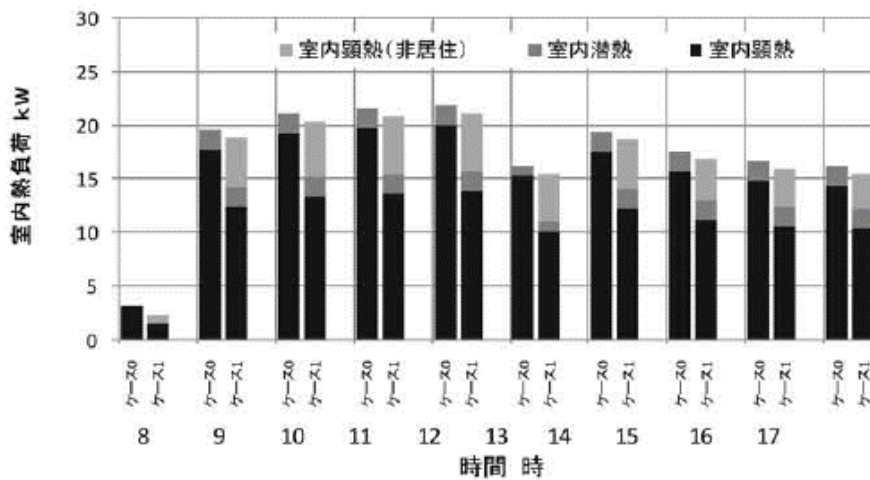


図 2.2.1.3-7 熱負荷計算結果<sup>文7)</sup>

[熱負荷結果]

図2.2.1.3-8に各ケースの最大負荷日(9/11)と部分負荷日(4/12)のコイル処理熱量比較結果を示す。最大負荷日の日積算コイル処理熱量は、ケース0が最も大きく、ケース1は居住域の温度上昇を許容することにより0に比べ10.3%小さく、ケース2は1に比べさらに13.2%小さい結果となった。

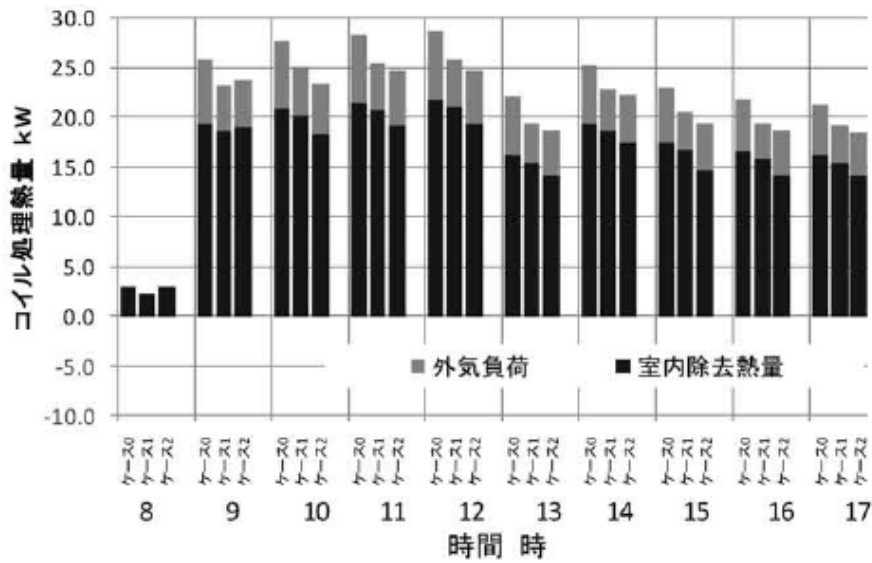


図 2.2.1.3-8 9/11 のコイル処理熱量比較<sup>文7)</sup>

図 2.2.1.3-9 に 9/11 の 12 時のケース 2 の温度分布断面を示す。ケース 0、1 の瞬時一様拡散とは異なることが分かる。図 2.2.1.3-10 に各ケースの上下温度分布を示す。ケース 1 より 2 の方が上下温度分布の差が大きいことが分かる。

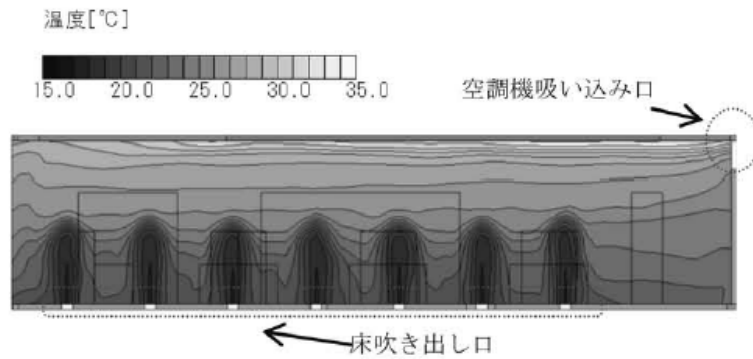


図 2.2.1.3-9 熱負荷計算結果<sup>文7)</sup>

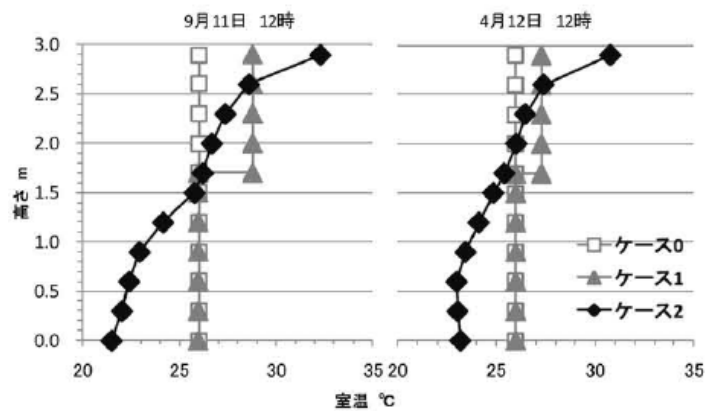


図 2.2.1.3-10 各ケースの居室内温度分布<sup>文7)</sup>

図 2.2.1.3-11 に最大負荷日の冷水流量と出口水温の経時変化比較結果を示す。各ケース間で熱負荷が異なることに加え、還気温度や湿度などが異なることにより、設備システムへの影響が示唆される。

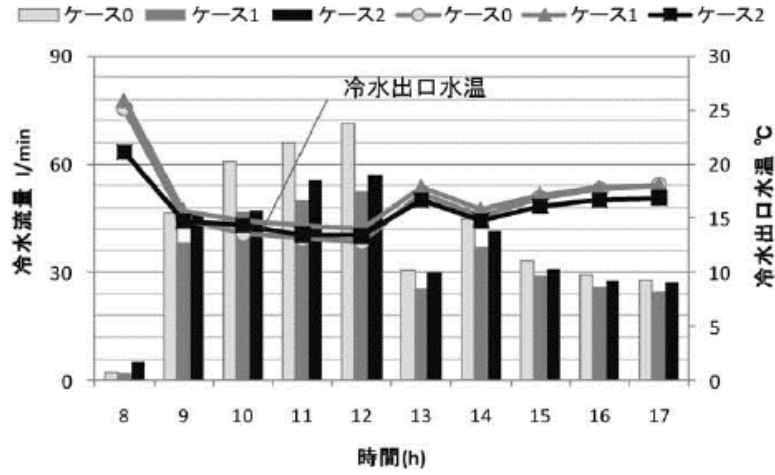


図 2.2.1.3-11 9/11 の冷水流量と出口水温経時変化比較<sup>文7)</sup>

[エネルギー計算]

ケース0のコイル処理熱量の結果とケース1と2の相関より、ケース1及び2の装置負荷プロフィールを作成し、熱源構成等の設計を行った。各ケースの装置負荷の最大値は、801kW(ケース0)、725kW(ケース1)、692kW(ケース2)、期間積算の装置負荷は、726MWh(ケース0)、647MWh(ケース1)、668MWh(ケース2)となった。システムシミュレーションに用いたモデルを図2.2.1.3-12に示す。

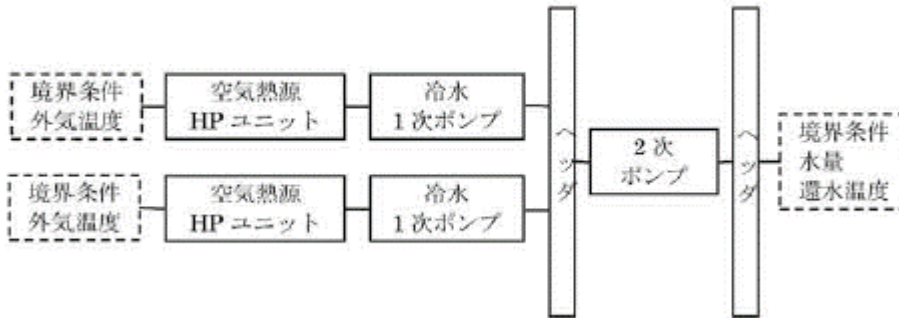


図 2.2.1.3-12 システムシミュレーションに用いたモデル<sup>文7)</sup>

[エネルギー計算結果]

図2.2.1.3-13に期間積算エネルギー消費量とCOP(表2.2.1.3-2)を示す。完全混合(ケース0)のエネルギーが最も大きく、次にCFDの連成(ケース2)、上下2層分割(ケース3)の順となった。今回のケースでは、負荷パターンによる影響は見られなかった。

表 2.2.1.3-2 熱源構成ケース<sup>文7)</sup>

熱源構成 ケース名	ピーク負荷 kW	機器能力 kW (定格 COP) × 台数	負荷率*
HS0	801 (ケース0)	425kW(3.65) × 2 台	0.92
HS1	725 (ケース1)	375kW(3.44) × 2 台	0.97
HS2	692 (ケース2)	375kW(3.44) × 2 台	0.94

\*機器能力に対する最大負荷の割合

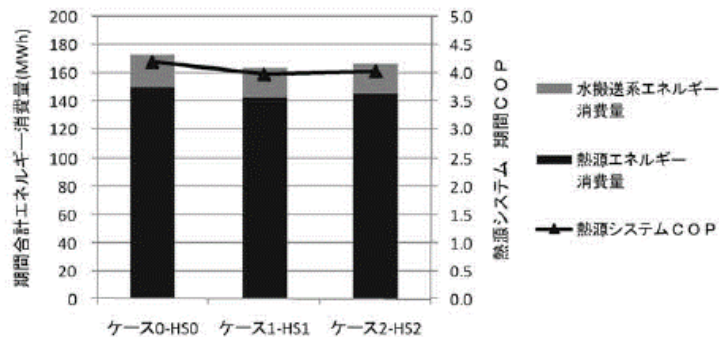


図 2.2.1.3-13 期間積算エネルギー消費量と期間システム COP<sup>文7)</sup>

## [結論]

当該研究に関するまとめを以下に示す。

- 1) 設計段階での有用性を検討し、CFD 連成有無の違いによる装置負荷の相違を比較した。
- 2) 空調システムの装置負荷は、CFD 連成の有無によって異なった。尚、その要因は空調機の給気温度設定、室内温度分布であった。
- 3) CFD 連成によって生じる空調装置負荷の違いは、全体的に装置負荷は小さくなるとともに、低負荷時の負荷率が上がる傾向を示した。
- 4) 空調熱源機器の装置容量選定時に適切な装置負荷予測を可能とし、実負荷に見合う機器容量の選定時に有用であると考えられる。

## [既往の研究についての考察]

LCEM という 1 時間ステップの ES ツールと CFD の連成を実施し、通常の負荷計算と、ピストンフローとした 2 ゾーンモデルでの負荷計算により、空調機の選定を行い、ES 単体、ES の 2 ゾーンモデル、連成計算の比較を行っている。この研究の通り、CFD による室内環境の再現により、最大負荷の傾向が変わる(精度高く再現できる)場合には、設計段階においては空調機や熱源容量を見直し、その条件により比較することが重要である。

**●2.2.2 CFD メインの研究事例に関する総括**

既往の研究事例における連成解析の特徴を以下に示す。

- ・1)では、ES ツール(HVACSIM+J)と CFD の計算時間間隔は共に1秒とし、ES からは給気温度、還気温度とセンサー温度を受け渡すことで非定常連成計算を行っている。
- ・2)では、ES ツール (HVACSIM+J) は1秒、CFD は0.01秒間隔で計算を行い、1秒間隔でES と CFD の連成を行った。ES からは給気温度および風量、CFD からは還気温度およびセンサー温度を受け渡すことで非定常連成計算を行っている。
- ・3) ES ツール (LCEM) は、コイル動特性は無いと仮定して30秒間隔で計算を行い、非定常計算を行う CFD と30秒間隔で連成計算を行っている。ES からは給気温湿度、CFD からは還気温湿度、センサー温度を受け渡すことで連成計算を行っている。

CFD メインのデータ受け渡しの特徴としては、CFD 解析の境界条件となる吹出条件(風量や温度)はES ツールにより求め、逆にES ツールの解析に必要となる還気温度やセンサー温度はCFD 解析より求めて、連成解析を行う点である。建物側全体をCFD にて解析を行うため、CFD 解析にて気象や外皮の条件を設定する必要があるが、建物の熱負荷計算をCFD が行うことにより、ES と CFD での収束計算は不要となる。但し、建物側と室内空間という応答性の異なる空間を、CFD にて一括して解析を行う場合には、予測精度や計算時間等に配慮し、ES ツールと CFD の計算時間間隔や連成させるインターバルを決定する必要がある。



### 2.3 既往の研究を踏まえて

連成解析手法及び受け渡しデータについては、大きく2つに分類される。ESメインの連成解析手法は、CFDにて詳細な伝熱、放射解析を行うと計算コスト(計算時間やメモリ)が大きく、実用的ではないことから、建物、室内空間及び空調機の全体の解析はESツールで行い、室内空間のみ補助的にCFD解析を実施し、予測精度の向上を図る手法である(2.1.1)。具体的には、ESからCFDへは表面温度や放熱量、給気温度を受け渡し、CFDからESへは対流熱伝達率及び還気温度を受け渡す。この連成手法の研究は、1990年代より研究が行われており<sup>文8~10</sup>、上記の手法を使った目的に合わせて精度を保ちつつ省計算コストとなる連成方法の提案がいくつかされている(2.1.1.3)。2.1.1.1では、一般的な空調システムであるパッケージ室内機と全熱交換機の1時間毎の処理熱の比較により吹出口の位置の影響を比較しており、最適配置という設計へのフィードバックの可能性を示している。但し、同手法ではESツールの精度は向上するが、CFD計算についてはESツールにて計算した簡易な壁面表面温度を利用しているなど、詳細な温熱環境の評価を目的としてはいない。

本研究では、ESメインの手法と比較してESツールの解析対象を低減(CFDの解析対象を拡張)した連成手法(以下、CFDメイン)を採用する(2.2.1.1~2.2.1.3)<sup>文11,12</sup>。本手法では、基本的に空調システムをESツールが、建物(室内空間を含む)をCFDが計算し、双方の役割分担をより明確にした上で解析を行う。従って、前述の手法と異なり、メイン、サブといった関係ではなく、双方が相互補完的に境界条件となるデータを受け渡し、双方の予測精度向上を図る手法であると言える。具体的には、ESからCFDへは吹出温度、CFDからESへは還気温度及びセンサー温度などを受け渡す。既往の研究では、秒単位のシステムの動特性を含む実測値との比較が行われるなど、実現象を詳細に再現可能であることを示している。但し、計算コストがかかってしまうことから、吹出口の再現方法やメッシュの分割方法等の、精度を保ちつつ計算コスト下げる手法の検証も行われている(2.2.1.1)、(2.2.1.2))。一方で、LCEM等の比較的計算時間間隔が大きな静的ESプログラムとの連成解析についても行われている(2.2.1.3))。

本研究で採用しているESツールであるHVACSIM+Jは、秒単位のシミュレーションが可能な動的シミュレーションツールであり、CFDによる計算時間は比較的長くなるものの、不具合検知などのコミショニングへの利用が可能である。尚、既往の研究(2.2.1.2))では、中間ファイルを利用した連成を行っているのに対し、本報ではCFDのユーザー関数に空調システムモデルを組み込むことで解析を行っているところが特徴である。また、空調機は、固定風速(CAV)では無く、乱流が生じやすい(より一般的な)VAVシステムを採用している。

また、BESTは、空調だけでなく照明・換気・衛生など建物全体のエネルギー消費量を把握することが可能であるということが最も大きな特徴であり、これにより、BESTの照明昼光利用制御による照明の発熱量等もCFDの条件として連携する等、空調/照明等の内部発熱を発生させるシステム、室内環境を総合的にシミュレートすることが可能な手法である。HVACSIMは機器の動特性を解くのに対し、BESTはエネルギー消費量を解くことを目的とし

た定常計算プログラムであるものの、計算時間間隔は1分と比較的短く、CFDでの室内環境の再現性も重視した解析が可能である。また、本報では熱源を含めた空調システム及び照明・機器などを含めた建物全体のシステムを構築し計算を行っており、これが本研究での新規性といえる。

## 2章の参考文献

- 1) 范芸青, 大西茂樹, 伊藤一秀: 中規模オフィスビルを対象とした全熱交換器の空調消費電力削減効果に関する実測研究, 第3報 全熱交換器モデルを介したCFDとBESの連成解析, 空気調和・衛生工学会論文集, No.180, pp.13-21, 2012.03
- 2) Peter V. Nielsen et al: Computational Fluid Dynamics and Building Energy Performance Simulation, Proceedings of ROOMVENT'98, Sixth International Conference on Air Distribution in Rooms, Stockholm, Vol.1, pp.101-107
- 3) Zhiqiang J. Zhai et al.: Performance of Coupled building energy and CFD simulations, Energy and Building Vol.37 (2005), pp.333-344
- 4) Qingyan Chen et al.: On approach to couple energy simulation and computational fluid dynamic programs, Building and Environmental, Vol.37 (2002), pp.857-864
- 5) 大野茂, 村上周三, 森川泰成, 大黒雅之: 数値室内気候実験室の開発-基本性能の検証-, 日本建築学会環境系論文集, No. 533, 2002, pp85-90
- 6) 伊東由衣, 飯田玲香, 白石靖幸, 相楽典泰: 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7 空調システムとCFDの連成解析による吹き出し条件・設定室温に関するケーススタディ, 空気調和・衛生工学会大会梗概論文集, pp.541-544, 2009.09
- 7) 尹奎英, 近藤順也, 坂井友香, 竹島卓磨, 飯塚悟, 渡辺剛, 奥宮正, 連成解析の設計段階における適用事例: 床吹き出し空調方式導入時 CFDと連成した空調システムシミュレーションに関する研究 第1報, 日本建築学会環境系論文集 第75巻 第658号, pp1069-1076, 2010年12月
- 8) Zhiqiang J. Zhai et al.: Solution characters of iterative coupling between energy simulation and CFD programs, Energy and Buildings, Vol.35 (2003), pp.493-505
- 9) Zhiqiang Zhai, Qingyan Chen. Sensitivity analysis and application guides for integrated building energy and CFD simulation. Energy and Building. 2006, 38: 1060-1068.
- 10) 桃井良尚, 甲谷寿史, パッケージエアコンを使用する中小規模建物の室内環境に関する研究: (その6) 空調シミュレーションとCFDとの連成解析による室内環境および消費電力量の検討, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集, 2011.9.
- 11) 岡崎徳臣, 水谷国男, 室内気流連成型動的空調システムシミュレーションに関する研究, 第1法—冷却減湿コイルの潜熱処理動的特性と人工気候室を対象とした計算精度検

- 証, 空気調和・衛生工学会論文集, No. 186, 2012. 9.
- 12) 松永大輝, 飯塚悟, SSCFDによる個別分散型空調システムの節電時運用方法の検討(空調システムの数値解析(CFD)), 日本建築学梗概集, 1029-1930, 2013, 8.

## 第3章 CFDの概要

### 3.1 CFDの概要

CFD（数値流体動力学）とは、流体の運動に関する方程式を解くことで物理量を観察する数値解析手法のことである。現在 CFD 解析は計算機の性能向上を背景に、予測精度や計算スピードが高まり、航空や電子機器、建築など様々な分野で用いられている。CFD 解析では、流れ場・温度場などの物理量を 3 次的に解析・把握できることが大きな魅力であり、1 質点系のモデルに比して精度は高く計算負荷は大きい。以下からは CFD の理論的背景について述べる。

### 3.2 基礎方程式

非圧縮性、非等温場での流体现象は主に以下に示す 3 つの式により記述される。

[連続の式]

$$\frac{\partial U_i}{\partial x_i} = 0 \quad [3.1]$$

[ Navier-Stokes 方程式（以下 NS 方程式と示す） ]

$$\frac{\partial U_i}{\partial t} + U_j \cdot \frac{\partial U_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial P}{\partial x_i} + \nu \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) - g_i \beta (\theta - \theta_0) \quad [3.2]$$

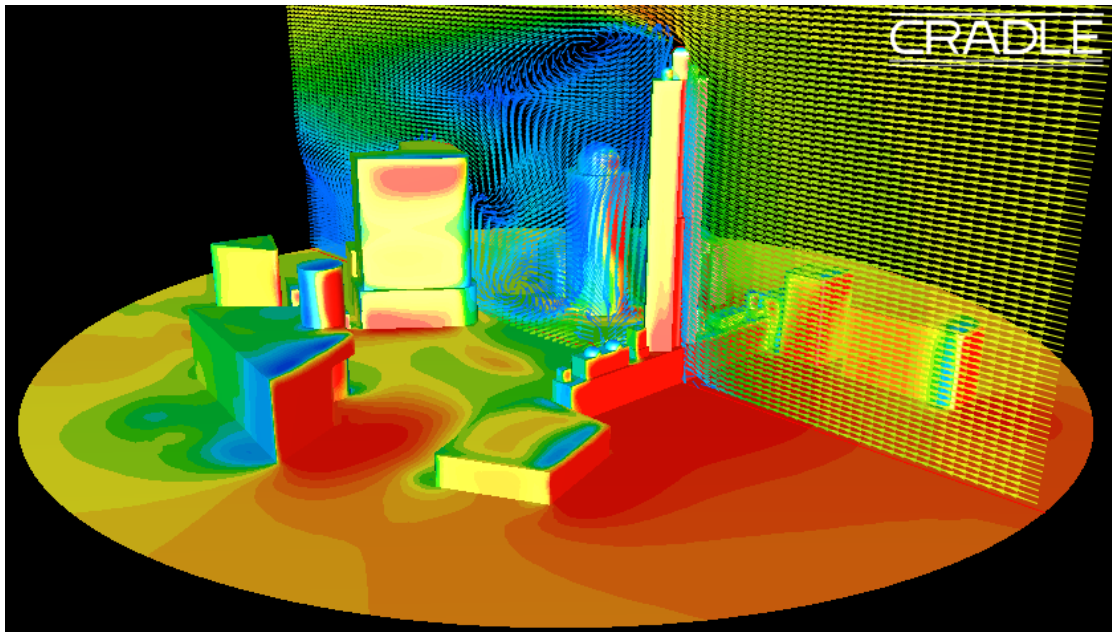


図 3.2-1 CFD の解析例<sup>文1)</sup>

[熱エネルギー輸送方程式]

$$\frac{\partial \theta}{\partial t} + U_j \cdot \frac{\partial \theta}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \alpha \frac{\partial \theta}{\partial x_j} \right) + S \quad [3.3]$$

$U_i$ : 瞬時風速の各成分[m/s],  $x_i$ : 空間座標の各成分[m],  $t$ : 時間[s],  $P$ : 圧力[Pa (=N/m<sup>2</sup>)],  $\rho$ : 流体の密度[kg/m<sup>3</sup>],  $\nu$ : 動粘性係数[m<sup>2</sup>/s],  $\theta$ : 瞬時温度[°C],  $\theta_0$ : 代表温度[°C],  $g_i$ : 重力加速度( $g_1 = g_2 = 0, g_3 = -9.8$ ) [m/s<sup>2</sup>],  $\beta$ : 体膨張率(=1/(273+ $\theta_0$ )) [1/°C]  $\alpha$ : 温度拡散係数(=  $\lambda / C_p \rho$ ) [m<sup>2</sup>/s],  $S$ : 発生項(熱源)

[3.1]～[3.3]式は、テンソルの表記法に従っており、繰り返し添字については総和をとるものとする。[3.1]式の連続の式は質量保存則より導かれるが、非圧縮性流体の場合、密度変化はほぼ一定と仮定するため、質量保存則における密度を無視し、[3.1]式に示すように体積保存則となる。[3.2]式に示される Navier-Stokes 方程式は運動量保存則を示し、Newtonの第2法則に基づいて導かれる。ここで、[3.2]式の右辺第3項では、一般に、流れ場の温度差は比較的小さいので、温度差に伴う密度変化の影響はブジネスク (Boussinesq) 近似により浮力項としている。[3.3]式に示す熱エネルギーの輸送方程式はエネルギーの保存則を示しており、Fourierの法則に基づいて導出される。

[3.1]式～[3.3]式までの方程式数及び、非圧縮・非等温場における未知数は5つであり、[3.1]～[3.3]式の方程式を連立させて解くことにより非圧縮性流体と流体内に存在する物理量の輸送現象を記述することが可能となる。

### 3.3 基礎方程式の数値計算法

[離散化手法]

前節で示した連続の式やNS方程式は偏微分方程式の形で表され、実現象では、連続的な空間領域において成り立っている。しかし、NS方程式などの微分方程式を解析的に解くためには、連立偏微分方程式に対して厳密にすべての解を求めることは出来ない。そのため、時間的、空間的に連続する物理量を有限量にして近似を行うことで解を求める。つまり、離散化とは、計算領域を設け、その配置された格子点と呼ばれる有限個の小領域において、関数近似や微分の差分近似などの近似を用いて未知数に関する方程式を作り、それらの連立多次元方程式を解くことで数値解を求める。

実現象における連続的な計算領域を解析的に離散化し、空間や独立変数の組織的な離散化を行うことによって、支配方程式を比較的易しく解ける簡単な代数方程式に置き換えることが出来るのである。CFDに用いられる離散化手法の主なものを以下に示す。

- ① 有限差分法 (Finite Difference Method :FDM)
- ② 有限要素法 (Finite Element Method :FEM)
- ③ 有限体積法 (Finite Volume Method :FVM)
- ④ 境界要素法 (Boundary Element Method :BEM)
- ⑤ スペクトル法 (Spectral Method)

実際に用いられている離散化手法は、ほとんどが①～③であり、ここでは、本論文のCFD解析で用いている①有限体積法(FVM)について以下に示す。

#### 有限体積法 (FVM : Finite Volume Method)

体積法による離散化において、無限の小領域を定義して1つ1つの流体粒子を扱うことは不可能であり、そのため、計算領域を有限の小領域(コントロールボリュームまたはセル)に分別し、それぞれの小領域について積分を行い、各物理量の流入出を考慮し定式化を行う。すなわち、それぞれのセルにたいして偏微分方程式の積分を行い、差分形式に近似することにより基礎方程式を解く手法である。一つのセルに対して対象とする物理量の流入流出および内部での生成量あるいは消失量における収支を考えるため、セル内での物理量の保存性が保障される程度が高い。セルの形状は四辺形や三角形、四面体、六面体などが採用される。また、格子は座標系に基づき構成される構造格子でも座標系に基づかない非構造格子でも構わない。

#### [計算アルゴリズム]

前述した離散化された保存式を時間方向に解き進めるための計算アルゴリズムには、主に陽解法と陰解法がある。陽解法とは有限差分法・有限体積法で広く用いられているものであり、質量保存則を常に満足するように時間積分を行う。現時点からの未来予測であり、次の時間の解が基礎方程式を満たす保証は完全でない。一方、陰解法は次の時間の解が基礎方程式を満たす形式で時間積分が行われるため、 $\Delta t$ 後の解を得るために反復計算が必要となる。本研究で使用した商用コードではSIMPLE法という半陰解法をもちいているが、詳細については割愛する。

#### [計算格子]

CFDで一般に用いられる計算格子には、スタッガードグリッド(staggered grid:食い違い格子)とコロケーショングリッド(collocated grid:集中格子)の2種類がある。CFD解析では離散的に配置された多数の点において速度、圧力、温度といった諸量を決めていくことにより、連続体である運動を表現する。その際、流れ場はその点を囲む小領域である格子(grid

または mesh) によって分割される。コントロールボリュームが座標系において整然等配列されるものを構造格子 (structured grid) と呼ぶ。構造格子は流れの基礎方程式が簡単な形となり計算は容易だが、曲面を持つ物体を表現するためには非常に細かい格子が必要となる。一方、コントロールボリュームがランダムで、座標系に基づかない非規則な配列野本を非構造格子 (unstructured grid) と呼び、複雑な形状に対応する事が可能である。この格子の形状は二次元では三角、四角、六角など、三次元では四面体、六面体などが用いられる。以下に本論文で用いた汎用の流体解析コード STREAM (ソフトウェアクレイドル製) で使用されているスタッガード格子についてのみを以下に示す。

スタッガード格子は、圧力、温度、乱流エネルギーなどのスカラ量をコントロールボリュームの中心で定義し、速度などのベクトル量の各成分をスカラ量のコントロールボリュームに対する境界面で定義する。すなわち、物理量を定義する格子点がセルの半分ずれて配置された状態となっている。スタッガード格子の採用によって、コントロールボリュームの境界面での圧力差が速度を決めるという形になっているため、圧力の空間振動が回避され、現在の CFD 解析において最も用いられている。ただし、スタッガード格子は直行格子系座標には有効であるが、解析領域の形状表現が乏しく、解析の応用範囲が限られる問題がある。

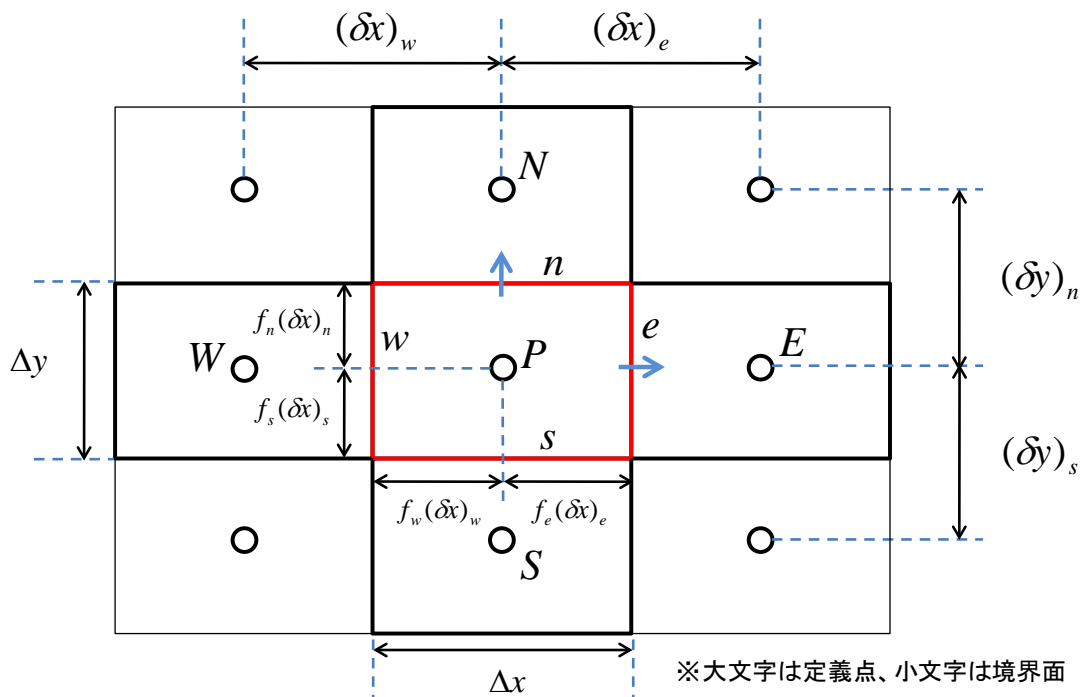


図 3.3-2 スタッガード格子

### 3.4 乱流モデル

流れの様式には、速度と粘性の大小によって層流と乱流が存在し、乱流には小さな変動から大きな変動まで様々なスケールの乱れが含まれている。乱流を数値的に解く場合に理想的な方法として、直接数値シミュレーション (Direct Numerical Simulation :DNS) がある。しかし、この方法では連続の式と NS 方程式をそのまま解き、流れに含まれるすべてのスケールの渦を算出するため、非常に細かい計算格子が必要となる。また、計算量も膨大になるため事実上適用困難な場合が多い。特に高 Re 数の流れにおいては最小渦のスケールが微細になるため PC の計算処理能力上、遠い将来においても不可能であると考えられる。また、本研究で求めるものは乱流の微細な構造ではなく、乱流が平均的な流れ及び温度に与える効果であるため、乱流モデルを用いる。これは、ある程度以上のスケールの渦のみをシミュレートの対象とし、それ以下のスケールの変動はモデルにより表現するという手法が用いられる。これには大別して以下の2つの方法がある。

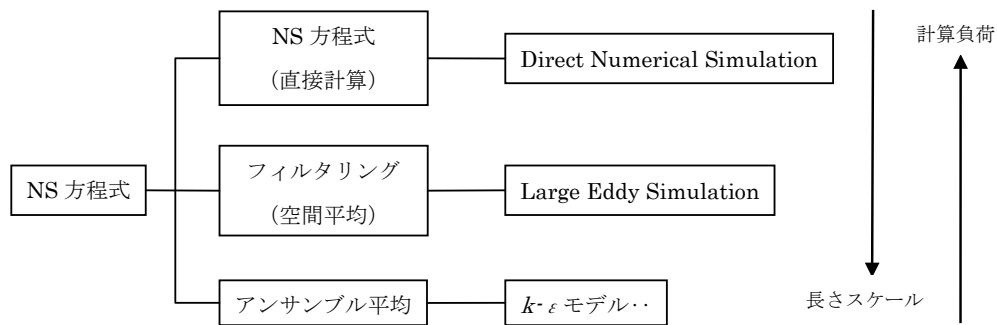


図 3.4-1 乱流モデルの種類

#### RANS (Reynolds Averaged Navie-Stokes) モデル

流れの基礎方程式に対して、アンサンブル平均や時間平均という平均化操作を施して平均流のみを解析対象とし、平均値からのずれの変動成分についてはモデルにより表現する方法。

#### LES (Large Eddy Simulation) モデル

基礎方程式に適切な空間フィルタを施し、フィルタ幅より小さなスケールの乱れをモデル表現し、フィルタ幅より大きなスケールの流れのみを解析対象とする方法。

#### [アンサンブル平均]

RANS では、基礎方程式の連続の式及び NS 方程式に対してアンサンブル平均 (レイノルズ平均) し、乱流が平均流に及ぼす力をレイノルズ応力としてモデル化し、Reynolds 方程式に書き換える。等温場における基礎方程式を示し、温度差に伴う密度変化の影響の浮力項は無視するため、[3.2]式右辺第3項は省略している。

アンサンブル平均とは非常に多くの試行を繰り返した場合の瞬時値の平均として定義され、定義式は下式となる。また、本論ではアンサンブル平均は  $\langle \rangle$  を用いてあらわす。



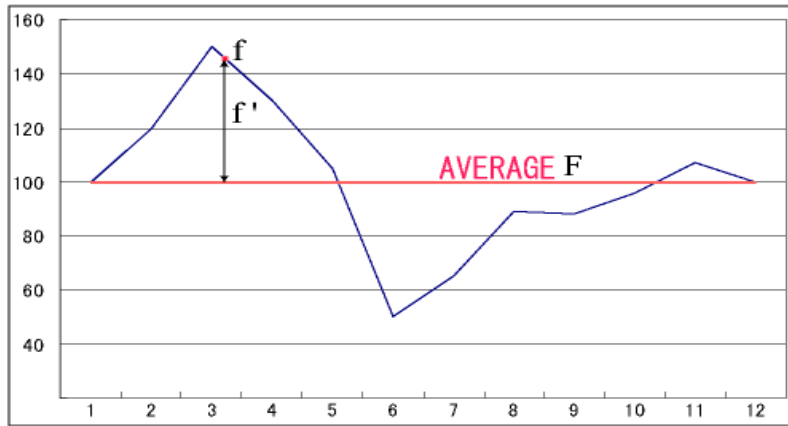


図 3.4-2 平均値と瞬時値の関係（横軸：時間，縦軸：任意座標の物理量）

$$\langle u_i(X) \rangle = \lim_{N \rightarrow \infty} \left( \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N u_i(X) \right) \quad [3.4]$$

時々刻々と変化する物理量の瞬時値 ( $f$ ) を乱流による変動成分と平均的な成分に分解すると考える。物理量の瞬時値を小文字 ( $f$ )、何らかの平均値が施された成分を大文字 ( $F$ )、変動成分を小文字 ( $f'$ ) と表すと、瞬時の流速  $u, v, w$  と圧力  $p$  は次式のように分解される（レイノルズ分解という）。また、平均値と瞬時値の関係を図 3.4-2 に示す。

$$u = U + u', \quad v = V + v', \quad w = W + w', \quad p = P + p' \quad [3.5]$$

これらを基礎方程式の連続の式(3.1)に代入すると

$$\frac{\partial U}{\partial x} + \frac{\partial u'}{\partial x} + \frac{\partial V}{\partial y} + \frac{\partial v'}{\partial y} + \frac{\partial W}{\partial z} + \frac{\partial w'}{\partial z} = 0 \quad [3.6]$$

となる。[3.6]式をアンサンブル平均すると

$$\left\langle \frac{\partial U}{\partial x} \right\rangle + \left\langle \frac{\partial u'}{\partial x} \right\rangle + \left\langle \frac{\partial V}{\partial y} \right\rangle + \left\langle \frac{\partial v'}{\partial y} \right\rangle + \left\langle \frac{\partial W}{\partial z} \right\rangle + \left\langle \frac{\partial w'}{\partial z} \right\rangle = 0 \quad [3.7]$$

となる。ここで、

$$\left\langle \frac{\partial U}{\partial x} \right\rangle = \frac{\partial U}{\partial x}, \quad \left\langle \frac{\partial V}{\partial y} \right\rangle = \frac{\partial V}{\partial y}, \quad \left\langle \frac{\partial W}{\partial z} \right\rangle = \frac{\partial W}{\partial z} \quad [3.8]$$

$$\left\langle \frac{\partial u'}{\partial x} \right\rangle = \left\langle \frac{\partial v'}{\partial y} \right\rangle = \left\langle \frac{\partial w'}{\partial z} \right\rangle = 0 \quad [3.9]$$

となるため、[3.8]式および[3.9]式を[3.7]式に代入すると、

$$\frac{\partial U}{\partial x} + \frac{\partial V}{\partial y} + \frac{\partial W}{\partial z} = 0 \quad [3.10]$$

となる。これをテンソル形式であらわすと、

$$\frac{\partial U_i}{\partial x_i} = 0 \quad [3.11]$$

となる。次に基礎方程式 (NS 方程式) の [3.2] 式について非圧縮の仮定においてクロス微分項  $\left( \frac{\partial}{\partial x_j} \cdot \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right)$  が無視できるほど小さいとすると、

$$\frac{\partial U_i}{\partial t} + U_j \cdot \frac{\partial U_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial P}{\partial x_i} + \nu \frac{\partial}{\partial x_j} \cdot \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - g_i \beta (\theta - \theta_0) \quad [3.12]$$

次に等温場として [3.12] 式の浮力項を無視し、同様に [3.6] 式を代入しアンサンブル平均を取ると、

$$\begin{aligned} & \frac{\partial U}{\partial t} + U \cdot \frac{\partial U}{\partial x} + V \cdot \frac{\partial U}{\partial y} + W \cdot \frac{\partial U}{\partial z} \\ &= -\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial P}{\partial x} + \nu \left( \frac{\partial^2 U}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial z^2} \right) - \frac{\partial \langle u'u' \rangle}{\partial x} - \frac{\partial \langle v'u' \rangle}{\partial y} - \frac{\partial \langle w'u' \rangle}{\partial z} \end{aligned} \quad [3.13]$$

$$\begin{aligned} & \frac{\partial U}{\partial t} + U \cdot \frac{\partial V}{\partial x} + V \cdot \frac{\partial V}{\partial y} + W \cdot \frac{\partial V}{\partial z} \\ &= -\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial P}{\partial x} + \nu \left( \frac{\partial^2 V}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial z^2} \right) - \frac{\partial \langle u'v' \rangle}{\partial x} - \frac{\partial \langle v'v' \rangle}{\partial y} - \frac{\partial \langle w'v' \rangle}{\partial z} \end{aligned} \quad [3.14]$$

$$\begin{aligned} & \frac{\partial U}{\partial t} + U \cdot \frac{\partial W}{\partial x} + V \cdot \frac{\partial W}{\partial y} + W \cdot \frac{\partial W}{\partial z} \\ &= -\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial P}{\partial x} + \nu \left( \frac{\partial^2 W}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 W}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 W}{\partial z^2} \right) - \frac{\partial \langle u'w' \rangle}{\partial x} - \frac{\partial \langle v'w' \rangle}{\partial y} - \frac{\partial \langle w'w' \rangle}{\partial z} \end{aligned} \quad [3.15]$$

と表される。テンソル形式で表現すると、

$$\frac{\partial U_i}{\partial t} + U_j \cdot \frac{\partial U_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial P}{\partial x_i} + \nu \frac{\partial}{\partial x_j} \cdot \left( \frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) - \frac{\partial}{\partial x_j} \cdot \langle u'_i u'_j \rangle \quad [3.16]$$

となる。[3.16] 式は Reynolds 方程式と呼ばれる。また、 $-\langle u'_i u'_j \rangle$  は Reynolds 応力と呼ばれる。Reynolds 応力の本来の定義では密度  $\rho$  と  $-\langle u'_i u'_j \rangle$  の積の形であるが、ここでは簡略化して  $-\langle u'_i u'_j \rangle$  のみで表している。これは移流項から発生したものであり、3次元で考えると9成分の変数である。これらは速度変動量の相関項であり、[3.11] 式では新たな未知数が増えたことになり、方程式系はクローズしなくなる。そのため、何らかの方法でこの新たな未知数を既知の変数と結びつけて方程式をクローズさせる工夫が必要となる。このような問題をクロージャープロblem (closure problem: 完結問題) と呼ぶ。また、この完結させる工夫が RANS モデルにおける乱流モデリングに対応し、 $-\langle u'_i u'_j \rangle$  の輸送方程式を解かずに、これを過粘性  $\nu_t$  を用いてモデリングすることによりクローズさせる方法が 0 方程式モデル, 1 次方程式モデル, 2 次方程式モデルなどである。

[RANS モデル]

RANS(Reynolds Averaged Navier-Stokes)モデルは、アンサンブル平均された Navier-Stokes 方程式 (Reynolds 方程式)を出発点とする乱流モデルである。[3.16]式で示された Reynolds 方程式中における Reynolds 応力は速度変動量の相関項であり、この項を平均量等でモデル化し、方程式系を閉じる必要がある。ここでは Reynolds 応力が平均速度勾配に比例すると仮定する渦粘性モデル(Eddy Viscosity Model:EVM)を用いる。

$$-\langle u'_i u'_j \rangle = \nu_t \left( \frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} k \delta_{ij} \quad [3.17]$$

ここで、右辺第3項中の  $k$  は乱流エネルギーであり、

$$k = \frac{1}{2} \langle u'_i u'_i \rangle \quad [3.18]$$

である。ここで  $\delta_{ij}$  は Kronecker のデルタと呼ばれ、 $i=j$  のとき  $\delta=0$ 、 $i \neq j$  のとき  $\delta=1$  となる。 $k$  は Reynolds 応力の垂直応力の和であり、右辺第3項は  $i=j$  で縮約をとったときの恒等関係から数学的に必要となる項である。[3.17]式において、渦動粘性係数  $\nu_t$  が算出されれば、Reynolds 応力が算出されることになる。しかし、渦動粘性係数  $\nu_t$  は本来流れ場の状態により変化する値であり新たな未知数である。そのため新たに渦動粘性係数  $\nu_t$  を求める方程式が必要となる。この評価に対して、0 方程式モデル、1 次方程式モデル、2 次方程式モデルが提案されている。その中でも最も成功し、広くしようされている  $k-\epsilon$  型 2 方程式モデルは、渦動粘性係数  $\nu_t$  を乱流エネルギー  $k$  と乱流エネルギーの散逸率  $\epsilon$  を用いて記述するモデルであり、乱流エネルギー  $k$  及び乱流エネルギーの散逸率  $\epsilon$  を算出するために、両者の輸送方程式を解くことになる。

[標準  $k-\epsilon$  2 方程式モデル]

渦動粘性係数  $\nu_t$  を乱流エネルギー  $k$  と乱流エネルギーの散逸率  $\epsilon$  を用いて記述すると次式となる。

$$\nu_t = C_\mu \frac{k^2}{\epsilon} \quad [3.19]$$

ここで、 $C_\mu$  は Spalding と Launder らにより  $C_\mu=0.09$  が提案されている。

[3.17]式を Reynolds 方程式に代入すると

$$\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} (U_i U_j) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \Pi}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left\{ (\nu_t + \nu) \left( \frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \right\} \quad [3.20]$$

ただし、 $\Pi$  は、

$$\Pi = \frac{P}{\rho} + \frac{2}{3} k \quad [3.21]$$

以上から、標準以下に乱流エネルギー $k$ と乱流エネルギーの散逸率 $\varepsilon$ の輸送方程式を示す。  
 [3.12]式に示された Navier-Stokes 方程式の浮力項を除いた式から [3.16]式に示された Reynolds 方程式を引くと、速度の変動量に関する運動方程式が導かれる。更にその方程式に変動成分 $u_i'$ をかけてアンサンブル平均を施し、アンサンブル平均の部分について近似を行うと次式となる。

$$\frac{\partial k}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (kU_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left\{ \left( \frac{v_t}{\sigma} + \nu \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right\} + v_t \left( \frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \varepsilon \quad [3.22]$$

ただし、 $\sigma_1$ は定数。これが $k$ の輸送方程式である。

次に $\varepsilon$ の輸送方程式を誘導する。同じように [3.12]式に示された Navier-Stokes 方程式の浮力項を除いた式から [3.16]式に示された Reynolds 方程式を引き、 $x_k$ で微分し、 $\pm 2\nu \partial u_i' / \partial x_k$ を乗じたのち、アンサンブル平均をとり、近似を行う。

$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\varepsilon U_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left\{ \left( \frac{v_t}{\sigma_2} + \nu \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right\} + C_1 \frac{\varepsilon}{k} v_t \left( \frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - C_2 \frac{k\varepsilon}{v_t} \quad [3.23]$$

となる。ただし、 $C_2 = CC_\mu$ である。このモデルで用いられる定数は実測結果による経験的に Launder と Spalding により以下の値が推奨されている。

$$\sigma_1 = 1.0, \quad \sigma_2 = 1.3, \quad C_1 = 1.59, \quad C_2 = 0.18, \quad C_\mu = 0.09 \quad [3.24]$$

以上より、標準 $k-\varepsilon 2$ 方程式モデルを解くのに必要な方程式を纏めると、

$$\frac{\partial U_i}{\partial x_j} = 0 \quad [3.25]$$

$$\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} (U_i U_j) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \Pi}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left\{ (v_t + \nu) \left( \frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \right\} \quad [3.26]$$

$$\frac{\partial k}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (kU_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left\{ \left( \frac{v_t}{\sigma} + \nu \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right\} + v_t \left( \frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \varepsilon \quad [3.27]$$

$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\varepsilon U_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left\{ \left( \frac{v_t}{\sigma_2} + \nu \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right\} + C_1 \frac{\varepsilon}{k} v_t \left( \frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - C_2 \frac{k\varepsilon}{v_t} \quad [3.28]$$

また、

$$v_t = C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad [3.29]$$

標準 $k-\varepsilon 2$ 方程式モデルでは、平均の風速の3成分 $U, V, W$ 、圧力 $P$ 、乱流エネルギー $k$ 、エネルギー散逸率 $\varepsilon$ の計6つの未知数に対して、連続の式、3成分それぞれの Reynolds 方程

式、 $k$ の輸送方程式、 $\varepsilon$ の輸送方程式の計6つにより求められる。ただし、標準 $k-\varepsilon$ 方程式モデルは、近似を行うにあたり、乱流が十分に発達していることを仮定しているため、Reynolds数が十分に大きくない弱い乱流状態の流れ、例えば壁近傍での壁の減衰効果や粘性効果のある流れ場、強い安定層が生じて流れが減衰し擬似層流化する流れ場などに対しては適用できないといわれている。また、等方的な渦粘性 $\nu_t$ に基づいてモデル化されているため、Reynolds応力 $-\langle u_i u_j \rangle$ が顕著な非等方的を有する流れ場に対しては予測精度に限界があると指摘されている。前者については低Re数型 $k-\varepsilon$ モデルが提案されており、後者に関しては非等方 $k-\varepsilon$ モデルが提案されている。

### 3.5 対流・放射連成解析

室内空間、屋外空間を問わず温熱環境を評価する場合、一般に、放射による熱移動は対流によるものと同じオーダーであることが多いため、対流による熱移動のみならず、放射による熱移動を同時に解析することが重要である。

#### [放射解析]

放射による熱伝達現象は、厳密性を追求すると極めて煩雑となり、計算負荷も増大するため、本研究では、解析対象は居住空間であることから、①空間内の気体は放射に寄与せず、②すべての固体表面上において熱放射及び反射の指向性は考慮しない、との仮定を設ける事ができる。居住環境における上記仮定による影響は極めて小さいと考えられる。

#### 形態係数

2つの黒体面（輻射率1の面）の間に定義され面の形状と相対位置で決まり、形態係数が決まれば黒体面間の輻射エネルギーの授受が計算できる。A, Bの2つの面を考え、A面のB面に対する形態係数 $F_{AB}$ 、A面の輻射エネルギーを $Q_A$ 、 $Q_A$ のうちB面に到達する輻射エネルギーを $Q_{A \rightarrow B}$ とすると[3.36]式が成り立つ。

$$Q_{A \rightarrow B} = F_{AB} \cdot Q_A \quad [3.30]$$

更に、 $Q_A$ は(4.31)式で与えられる。

$$Q_A = E_b \cdot S_A \quad [3.31]$$

$S_A$  : A面の面積  $E_b$  : 黒体の放射される熱エネルギー  $\sigma$  : ステファン・ボルツマン定数

つまり、形態係数 $F_{AB}$ が算出出来れば任意の温度 $T$ に対する $Q_{A \rightarrow B}$ が[3.31]式により算出できる。形態係数の算出法には、大きく分けて解析的に算出する方法と、空間内にランダムに放射される放射束を追跡することにより求める統計的方法がある。ここでは、モンテカルロ法について以下に示す。

#### モンテカルロ法

モンテカルロ法は、もともと確率的問題の処理に無作為抽出を使用する解法のことであ

り、希薄流体解析や放射解析に応用されている。放射場の解析においては、放射束の射出方向などを乱数によって与え、これらの放射束を追跡することによって形態係数を求める。

ここで、 $Q_A$ を多数の粒子に見立ててA面から周囲に放出し、B面に到達する粒子数を $Q_{A \rightarrow B}$ と、 $F_{AB}$ は(B面へ到達する粒子数)/(A面から放出される粒子数)の比の値として求められる。しかし、放射場の解析において、モンテカルロ法ではA面から放出される輻射エネルギーを有限数の粒子として代用するので、粒子数が直接、計算精度として影響する。数万個程度の粒子を放出して各面への到達数を求め、これを全面にわたり行う。更に、面の温度が変化する度にこのような計算を行うことになるので非現実的である。そのため、VF法では、前処理として一旦全ての形態係数Fを算出し本計算を行っている。

相反則、総和則と形態係数の対称化

形態係数は、エネルギー平衡の面からみて、相反則と総和則を満たさなければならない。複数の面からなる閉空間では、A面から放出された粒子は必ずどこかの面に到達する。形態係数は放出粒子数に対する各面への到達粒子数の比であるので、A面が各i面に対する形態係数 $F_{Ai}$ をiについての和を取れば(3.32)式が成り立つ。これが総和則である。

$$\sum F_{Ai} = 1 \tag{3.32}$$

放射の強さIは[4.32]式のランバートの法則に従う。これは、輻射の等方性の仮定から導かれる。輻射線密度がどの方向にも同じ場合、単位面積当たりでは角 $\theta$ 方向の輻射線数が $\cos \theta$ 倍に減少するためである。粒子はランバートの法則に従い放出され、角 $\theta$ に対する粒子分布が $\cos \theta$ のパターンになる。

$$I_{\theta} = I_n \cdot \cos \theta \tag{3.33}$$

$I_n$  : 面に垂直方向の強さ、 $I_{\theta}$  : 面の法線方向と角 $\theta$ をなす方向の強さ

2つの物体表面であるA面、B面間の放射による実質的な熱伝達を考える場合、A面から放射される熱エネルギーEA[W/m<sup>2</sup>・K]とすると、

$$E_i = \epsilon_i \sigma T_i^4 \tag{3.34}$$

$\epsilon_i$  : i面の放射率[-],  $\sigma$  : ステファンボルツマン定数(=5.66×10<sup>-8</sup>) [W/m<sup>2</sup>・K<sup>4</sup>],

$T_i$  : i面の温度[K]

となり、絶対温度の4乗で表される。

A面がB面に与える輻射エネルギーは、

$$Q_{A \rightarrow B} = F_{AB} \cdot \sigma_{SB} \cdot T^4 \cdot S_A \tag{3.35}$$

同様に、B面がA面に与える輻射エネルギーは、

$$Q_{B \rightarrow A} = F_{BA} \cdot \sigma_{SB} \cdot T^4 \cdot S_B \tag{3.36}$$

B面の温度とA面の温度を同じTとすると正味の輻射エネルギーの移動は、

$$\begin{aligned}
Q_{AB} &= Q_{A \rightarrow B} - Q_{B \rightarrow A} \\
&= F_{AB} \cdot \sigma_{SB} \cdot T^4 \cdot S_A - F_{BA} \cdot \sigma_{SB} \cdot T^4 \cdot S_B \\
&= \sigma_{SB} \cdot T^4 (F_{AB} \cdot S_A - F_{BA} \cdot S_B)
\end{aligned} \tag{3.37}$$

[3.37]式は、輻射の等方性を仮定すると0となる。A, B両面の温度を等温に保つため輻射エネルギーの移動が起こらないとすると0でないとならない。 $\sigma_{SB} T^4 > 0$ なので、対称性のある(3.38)式が導かれる(相反則)。

$$F_{AB} \cdot S_A = F_{BA} \cdot S_B \tag{3.38}$$

モンテカルロ法では相互関係は近似的にしか満たされず、総和則は満たしているが、相反則を満たしているとは限らず、その精度は粒子数に依存する。そこで、相互関係を満たすように、対称化及び企画化を行う。対称化とは、モンテカルロ法で求められた形態係数 $F_{AB}$ 、 $F_{BA}$ をA, B面の面積で修正することであり、2面の面積比から、2面のうち小さい方から大きい方の面を望んだ形態係数に大きな重みを課すような加重平均を行う。すると、今度は総和則が崩れるので $F_{AB}$ に対して規格化を行う。この結果、相反則の成立が保障されなくなるため、対称化と規格化を繰り返すことで、最終的な形態係数を求める。

#### Gebhartの吸収係数

建築空間において、固体表面に入射する放射熱エネルギーの一部は反射され、他の固体表面へ入射する。そのため、相互反射を考慮した熱輸送係数が定義される必要があり、それらは、Gebhartの吸収係数により定義される。Gebhartの吸収係数は、壁体各表面での反射の効果を考慮できるように、形態係数を修正したものである。以下に概説を示す。

今、B面に $E_b = \sigma_{SB} \cdot T^4$ の放射があり、面への入射エネルギーは全て吸収される。しかし、実際の物体表面は反射があり、放射も $E_b$ より若干少なくなる。

そこで、実在面の単位面積当たりの放射エネルギー $E$ を吸収係数 $\epsilon$ を用いると、

$$E = \epsilon E_b \tag{3.39}$$

となる。また、吸収率 $\alpha$ と輻射率 $\epsilon$ の間にはキルヒホッフの法則 $\alpha = \epsilon$ が仮定される。つまり、入射エネルギーの $\epsilon$ 倍を吸収し残り全てを反射するので、反射率 $\rho$ は $\rho = 1 - \epsilon$ となる。このように輻射率 $\epsilon$ で表現された物体の間にも形態係数 $F$ と同様に輻射形態係数 $f$ が定義できる。A面は黒体面でB面は輻射率 $\epsilon$ の物体表面とするときA面の放射エネルギー $Q_A$ のうちB面の吸収するエネルギー $Q_{A \rightarrow B}$ は、

$$Q_{A \rightarrow B} = f_{AB} \cdot Q_A \tag{3.40}$$

A面から多数の粒子を放出しB面に到達した粒子のうち吸収した粒子数を $Q_{A \rightarrow B}$ とする。形態係数 $F$ とほぼ同様であるが、ここにB面での吸収及び反射が加わる。ある粒子がB面に到達したとき、0から1までの乱数を発生させ、乱数が $\epsilon$ 以下ならば粒子を吸収し、それ以上であれば反射させる。

複数の面からなる閉空間では、A面から放出された粒子がB面を反射しC面に吸収される

場合や、更に反射しB面に到達する場合もあるが、いずれにせよどこかの面に吸収され、輻射形態係数でも総和関係が成立する。輻射率  $\varepsilon_A$  がある場合では放射エネルギーが  $\varepsilon_A Q_A$  になるので全てが  $\varepsilon$  倍になり、一般的な総和関係は次式となる。

$$\sum f_{Ai} = \varepsilon_A \quad [3.41]$$

相反則も形態係数 F と同様にして導かれるが、ここでも相互関係は近似的にしか成立しないので、最後に対称化、規格化を繰り返し、値を補正していく。

$$f_{AB} \cdot S_A = f_{BA} \cdot S_B \quad [3.42]$$

[熱収支式]

定常状態を想定した熱伝導に関して説明する。建築室内空間において、熱伝導は主に壁の外表面と内表面の温度差によって生じるものであり、熱の移動量はその温度差に比例する。したがって、壁面 i の熱伝導  $Q_{cdi}$  [W] は

$$Q_{cdi} = A_i K_t (T_o - T_{wi}) \quad [3.43]$$

$A_i$  : 壁面 i の面積[m<sup>2</sup>],  $K_t$  : 総合熱伝達係数[W/m<sup>2</sup>·K],  $T_{wi}$  : 壁面 i の表面温度[K],  
 $T_o$  : 外気温度[K],  $\alpha_o$  : 外気側の対流熱伝達率[W/m<sup>2</sup>·K],  
 $\delta_j$  : j 番目の壁体の厚さ[m],  $\lambda_j$  : j 番目の壁体の熱伝導率[[W/m·K]]

通常固体表面においては、図 3.5-1 に示すように周囲空気との熱交換（対流熱伝達）、周辺の固体表面との熱交換（放射熱伝達）、固体内部との熱交換（熱伝導）によって熱伝達を行う。これらの熱移動プロセスを連成させて解析を行う際には、常に[3.44]式に示す熱収支式を満足しなければならない。すなわち、この熱収支式を満たすように各熱移動プロセスが連成され解析が進められる。

$$Q_{cv} + Q_r + Q_{cd} + Q_g = 0 \quad [3.44]$$

$Q_{cv}$  : 対流による熱移動[W],  $Q_r$  : 放射による熱移動[W],  
 $Q_{cd}$  : 伝導による熱移動[W],  $Q_g$  : 発生項あるいは消失項[W]



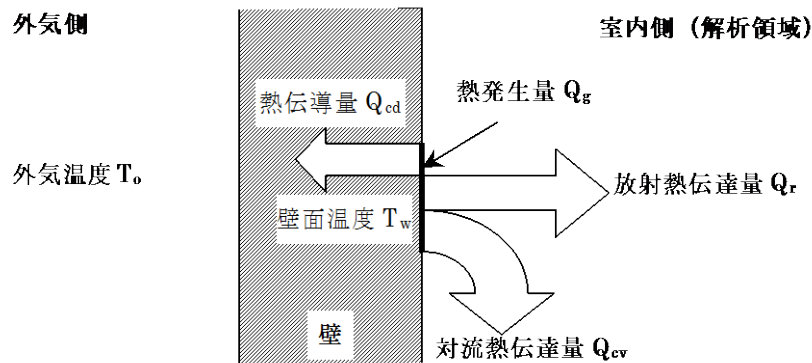


図 3.5-1 固体表面における各種熱移動

## [対流・放射連成解析]

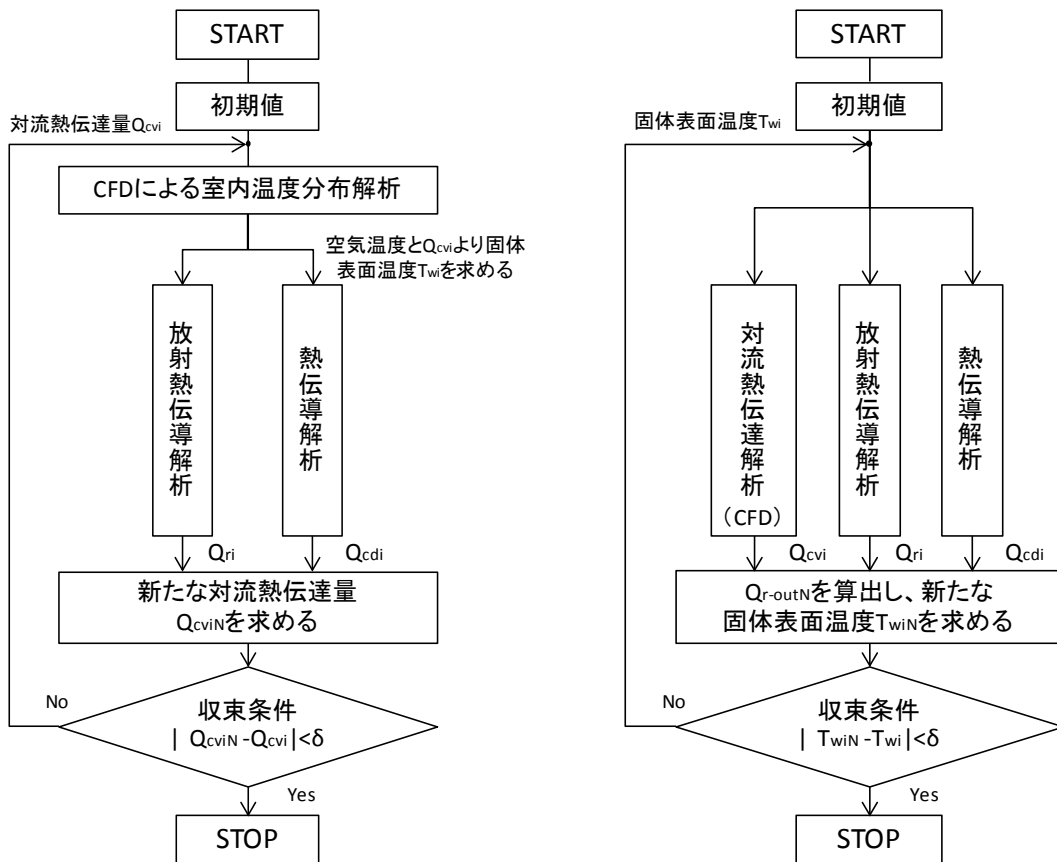
対流・放射・熱伝導の連成解析を行うには、固体表面において[3.44]式の熱収支式を満足するという拘束条件がある。伝導、対流および放射による熱移動現象はそれぞれ個別に解析されるため、それぞれの解析において固体表面での境界条件が必要となる。これらの境界条件を導出する役割を果たすのが[3.45]式に示す熱収支式である。したがって、以下では[3.45]式を境界条件とする放射・対流・熱伝導の連成解析手法について、対流熱伝達量、あるいは表面温度を境界条件として与えた場合について説明する。

連成解析において対流熱伝達量を境界条件とする場合

解析フローを図 3.5-2 に示す。連成解析の境界条件となる対流伝達量  $Q_{cvi}$  は、熱伝導量  $Q_{cdi}$  及び実質的な放射熱伝達量  $Q_{ri}$  を熱収支式[3.44]式に代入することで算出される。この  $Q_{cvi}$  を用いて連成解析により室内空気の温度分布を算出され、さらに空気温度より  $T_{wi}$  が新たに算出される。ここまでは、[3.44]式を満たしていたが、新たに  $T_{wi}$  が算出されたため、この  $T_{wi}$  を用いて  $Q_{cdi}$ 、 $Q_{ri}$  を修正する必要がある。その結果、[3.44]式を満足することが出来なくなり、修正された  $Q_{cdi}$ 、 $Q_{ri}$  を用い  $Q_{cvi}$  を再度算出する。この手順を収束するまで繰り返す。

連成解析において固体表面温度を境界条件とする場合

固体表面温度  $T_{wi}$  を用いて連成解析を行うことにより空気温度分布および固体表面の対流熱伝達量が算出される。その際に、一般的には熱伝達率などの壁関数が用いられる。同時にこの時点の  $T_{wi}$  を用いて熱伝導計算、放射計算を行う。放射計算においては、固体表面の実質的な放射伝達量  $Q_{ri}$  を他の面へ放出する放射熱量  $Q_{r-out, i}$  と、他の面から入射する放射熱量  $Q_{r-in, i}$  に分ける。この時点での他の面  $j$  の温度  $T_{wj}$  を用いて、 $i$  面の  $Q_{r-in, i}$  のみを算出する。次に熱収支式[3.45]式を満たすように、 $i$  面からの放射熱量  $Q_{r-out, i}$  を求める。この  $Q_{r-out, i}$  を用いて新たな固体表面温度  $T_{wi}$  を算出する。この修正された  $T_{wi}$  を用い、連成解析から空気温度分布及び固体表面の対流熱伝達量を算出する。この手順を収束するまで繰り返す。



1) 対流熱伝達量を境界条件とする場合

2) 固体表面温度を境界条件とする場合

図 3.5-2 固体表面における各種熱移動

3章の参考文献

- 1) 株式会社ソフトウェアクレイドルHP, <http://www.cradle.co.jp/>, (2013.01.20参照)

## 第4章 ES ツールの概要

表 4.0-1 に空調シミュレーションの分類、表 4.0-2 にライフサイクルマネジメント (LCM) におけるシミュレーションの位置づけを示す。空調システムシミュレーションは、静的シミュレーションと動的シミュレーションに分類することができる<sup>文1)</sup>。

静的シミュレーション：分秒単位の機器の挙動は再現せず、分秒単位の制御系の挙動を時間平均値としてとらえる。

動的シミュレーション：構成要素の挙動解析が目的であり、構成要素モデルの非線形特性や動的特性がモデル化され、分秒単位の時間ステップで計算される。

表 4.0-1 シミュレーションの分類<sup>文1)</sup>

	動的シミュレーション	静的シミュレーション
代表的なプログラム	HVACSIM+ TRANSYS (Energy PLUS 対応予定)	HASP/ACLD/ACSS DOE2 BLAST EnergyPLUS
計算間隔	秒単位 (1 秒～)	時間単位 (1 時間～)
計算モジュール	コンポーネントごと	サブシステムごと
動特性の扱い	分・秒単位の時間設定や 無駄時間を扱う	時間単位の時定数のみ 扱う (室・蓄熱槽)
シミュレーションの目的	異常・フォルトの計算 機器の挙動計算	正常 (理想) 状態の計算 エネルギー計算 室温計算

※静的シミュレーションに BEST が含まれる。

表 4.0-2 LCM におけるシミュレーションの位置付け<sup>文1)</sup>

		マクロ	マクロ～ミクロ	ミクロ
主たる 評価 対象	建物全体	建築物評価 例：CASBEE LEED		
	システム機器		目的と対象を特 化した評価 例：LCEM	静的シミュレーション 例：ACSS, EvergyPLUS
	コンポーネント			動的シミュレーション 例：HVACSIM+ TRANSYS

さまざまなシミュレーションの中から、目的に見合ったものを選定し、使用していくことが必要となる。本研究では、建物や空調システムの負荷特性及び機器の動特性、制御特性を考慮した定量的な評価や検証を行うことが可能な HVACSIM+(J) と、現在も国内で開発が進められている建物の総合エネルギーシミュレーションツール BEST を使用する。その概要を以下に示す。

#### 4.1 HVACSIM+(J) について

##### ●4.1.1 HVACSIM+(J) の開発の背景<sup>文2)</sup>

HVACSIM+(Heating Ventilation and Air Conditioning system SIMulation + other system) は、米国国家標準技術研究所(NIST) (旧 NBS: National Bureau of Standards 国家標準局) により、1986 年に開発された空調システムシミュレーションプログラムである。HVACSIM+は、空調システムとそれらのシステム間の動的な関係をシミュレートするものである。HVACSIM+の開発は米国エネルギー省(U. S. Department of Energy) と米国海軍土木研究所(U. S. Naval Civil Engineering Laboratory) の支援を得て、米国の Wisconsin 大学 Madison 校のソーラーエネルギー研究所により開発された動的シミュレーションプログラム TRNSYS のモジュール方式の採用など、長所を吸収して行われた。

日本では、1987 年に名古屋大学の中原信生教授が NBS より入手し、名古屋大学工学部建築学科の中原研究室にて、HVACSIM+の気象データ処理部分を日本の空調負荷計算シミュレーションプログラム HASP の標準年気象データに対応出来るように修正され、1993 年には、流体ネットワーク計算モジュールを HVACSIM+に導入した。その後、二つの委員会作業にて多くの計算モジュールが追加され、現在に至るまで使用されてきた。

●4.1.2 HVACSIM+(J)の特徴<sup>文2)</sup>

HVACSIM+は、FORTRAN77 言語に準じて書かれており、モジュール方式と言われる構造的アルゴリズムを採用しており、ファンや冷水コイルなどの空調システム機器や制御、建物モデルなどのシミュレーションは”TYPE”と呼ばれるコンポーネントモデルとして定義している。HVACSIM+の主な特徴を以下に示す。

HVACSIM+の主な特徴

- ① 拡張性の高いモジュール形式のプログラム構造
- ② ブロック化による計算効率と精度の向上
- ③ 可変タイムステップ

① 張性の高いモジュール形式のプログラム構造

HVACSIM+は、モジュール形式のプログラム構造をもち、各システムの構成要素を”TYPE”とよばれるサブルーチンとしているため、任意のシステムへの展開もユーザー側で必要に応じTYPEを開発することにより可能となる。また、また、TYPEは入力/出力およびパラメータにより構成され、各TYPEは互いの入/出力変数を対応させ、連結することでシステム全体を構築することができ、システムの一部や機器単体の動的挙動を解析することが可能である。更に、各TYPEに”UNIT”番号を振り分け、特性をパラメータとして与えることで、同じTYPEでも異なった特性を実現できる。これらのTYPEはユーザーが自由に改良/開発・追加することが出来るため、新たなシステムなどにも柔軟に対応することが出来る。

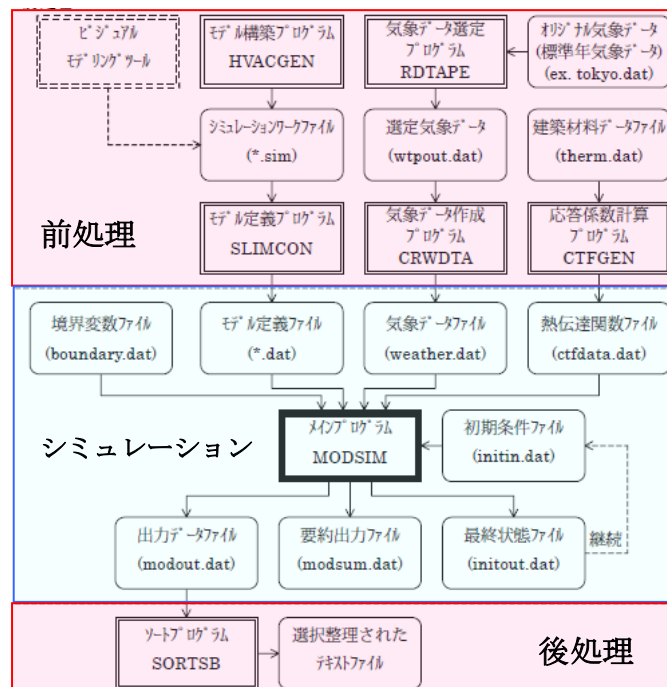


図 4.1-1 HVACSIM+(J)の全体構成<sup>文2)</sup>

図 4.1-1 に HVACSIM+(J)の全体構成を示す。HVACSIM+は一つのメインプログラム MODSIM

と幾つかの前処理プログラムと後処理プログラムで構成されている。前処理プログラムでは MODSIM に入力するデータファイルを用意し、後処理プログラムでは、MODSIM からの出力データファイルを扱い易いフォーマットに変換するためのものである。各 TYPE は、前処理プログラム中のモデル構築プログラム (HVACGEN) によりそれぞれの TYPE が連結され、そこで空調システムモデルが構築され、それをもとにシミュレーションプログラム中のメインプログラム (MODSIM) により、解析を行う。

主なプログラムの概要を以下に示す。

[前処理]

HVACGEN: システムの構成を入力する為のもの。システムの構成、コンポーネントの特性、境界変数、出力変数などを作成あるいは変更  
(コンポーネントモデルの情報が入った” typar. dat” を参照)

SLIMCON: ワークファイルをチェックし、MODSIM で読めるフォーマットのモデル定義ファイルに変換する。

[シミュレーション]

モデル定義ファイル: システムの構成、各物理量のつなぎ、各ユニットの特性、シミュレーション入出力が記述 (MODSIM を実行させるのに不可欠)

MODSIM: モデル定義ファイル、熱伝達関数ファイル、気象データファイルの各ファイルを呼び出す。MODSIM の構造を図 3.2 に示す。MODSIM は以下に示す数々のサブプログラムから成り立っている。シミュレーション後は、要約出力ファイル、出力データファイル、最終状態データファイルの3つが出力される。

[後処理]

SORTSB: Excel などを読めるフォーマットに変換することが出来る。

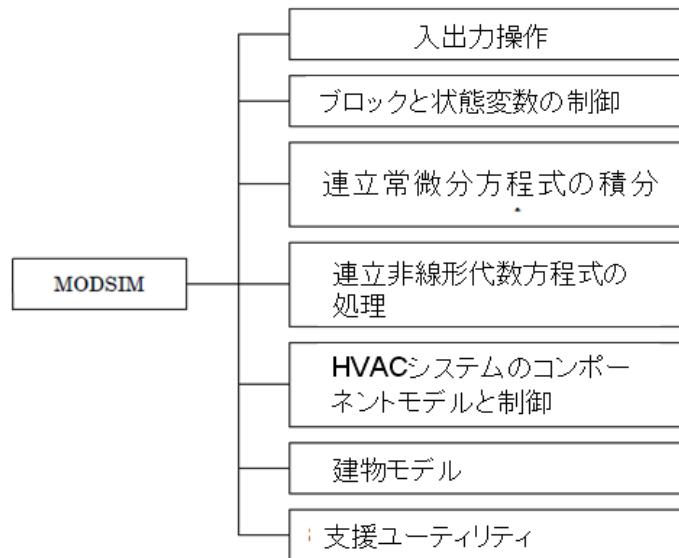


図 4.1-2 MODSIM の構成<sup>文2)</sup>

① ブロック化による計算効率と精度の向上<sup>文2)</sup>

実際の空調システムは、非線形性が強く、構成要素ごとに幅広い時定数を持つ。各 UNIT は、幾つかの TYPE を 1 まとめてにして”ブロック”とし、そのブロックを幾つか合わせて 1 つのシミュレーションとする”スーパーブロック”と呼ばれるグループに分類し、階層的な構造とすることで、各連立方程式はスーパーブロックごとに最適な計算間隔で収束計算され、効率的なシミュレーションを行っている。このため、制御ループや圧力・抵抗係数などの連立方程式として解くべき変数で連結されているグループは 1 つのブロックに納め、空調機と室内側などの比較的連結が弱いグループ同士は別のブロックにすることが必要である。シミュレーション構成を図 4.1-3 に示す。

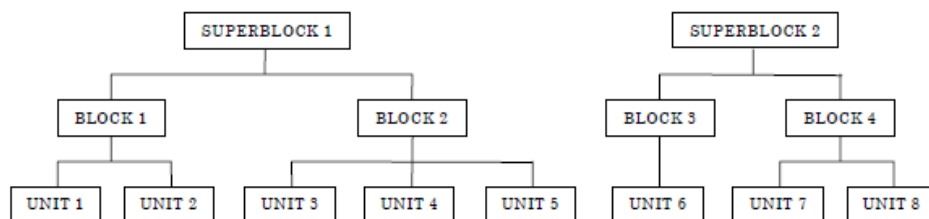


図 4.1-3 階層的なシミュレーション構成<sup>文2)</sup>

③ 可変タイムステップ<sup>文2)</sup>

計算間隔は、ユーザーの設定した範囲内（上限、下限を設定）で、システムの状態変化が小さいときは計算間隔を大きく、状態変化が大きいときは小さくなるように計算時間間隔を可変出来る。原則として、タイムステップは小さいほど、シミュレーションの精度と安定性



が良いが、計算量は増加する。

HVACSIM+におけるシステム系統図例を図 4.1-4 に示す。

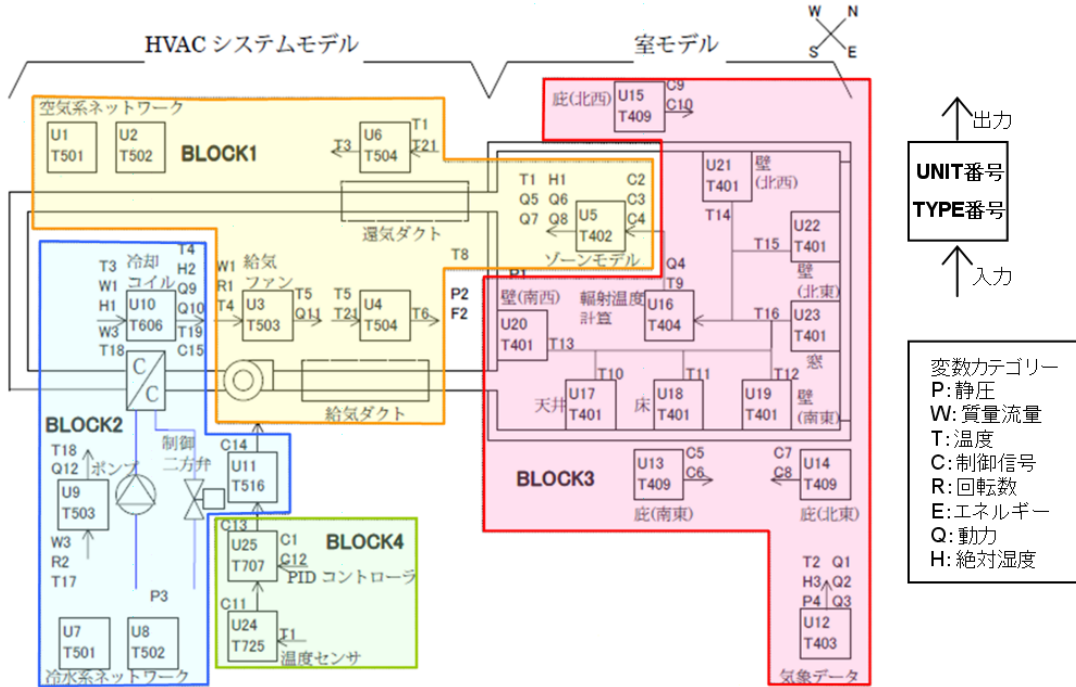


図 4.1-4 システム系統図例<sup>文3)</sup>

## 4.2 BESTprogram について

### ●4.2.1 BEST の開発背景<sup>文4)</sup>

過去において1979年代のオイルショックを契機に、空調の年間エネルギー消費をコンピュータシミュレーションするソフト（HASP/ACLD/ACSS）が1985年に開発され、その後このソフトをベースに省エネルギー法のCEC/ACを求めるためのソフト（BECS）が作られるなど日本国の空調分野における省エネルギーに大きな貢献をしてきた。しかしながら、その後のメンテナンスがなされなかったこともあり、これらのコード体系は幅広く普及しているとは言い難い。一方、米国ではDOE（エネルギー省）が中心となって年間の空調用エネルギー消費計算プログラムであるEnergy Plusを開発し、持続的な維持管理を行っている。また中国ではDeSTを開発し、Energy Plusと同様に維持管理されているなど、これらの国と比較して日本国はシミュレーションツール開発・維持管理といった点において立ち遅れている。このような状況を受けて国土交通省の主導により産官学の協力で、新たなエネルギーシミュレーションツールとしてのBEST（Building Energy Simulation Tool）開発を促進するため、平成17年度に（財）建築環境・省エネルギー機構に開発委員会が発足した。

その後、平成21年にはBEST省エネルギー計画書作成支援ツール、BEST平成25年には平成25年省エネ基準対応ツール等、省エネ法の届出に利用可能なUIが開発され、現在も継続して開発・利用されるに至っている。

●4.2.2 BEST の特徴

以下に今回 BEST を採用するに至った主な2つの特徴を示す。

[①建物の総合エネルギー解析と持続的な設備機器モジュールの開発]

第一に、空調・電気・衛生等の建物の総合エネルギー解析を目指していることに大きな特徴があり、これは本研究で BEST を採用した主な理由である。これまでのエネルギーシミュレーションツールは、HASP や HVACSIM+等のように空調用のエネルギー消費量の計算を中心に開発されるものが多く、建物全体の省エネルギーに配慮する場合、空調のエネルギー消費量だけでは不十分であった。そこで BEST は空調設備だけでなく、電気設備や衛生設備のエネルギー消費量、水資源消費量を算出可能にすることを目指した。これにより、BEST は各設備間の境界条件を共有できるようになり、照明の省エネによる夏期の冷房空調エネルギーが減少を正しく検討出来る等の整合性のとれた計算を行うことが可能になる。また BEST では各設備機器がモジュールとして実装されており、最新の設備機器モジュールが継続的に開発されている。これは実務レベルでの使用を考えた場合大きな強みであり、BIM の一環としてデータベースの役割も果たすことが期待される。

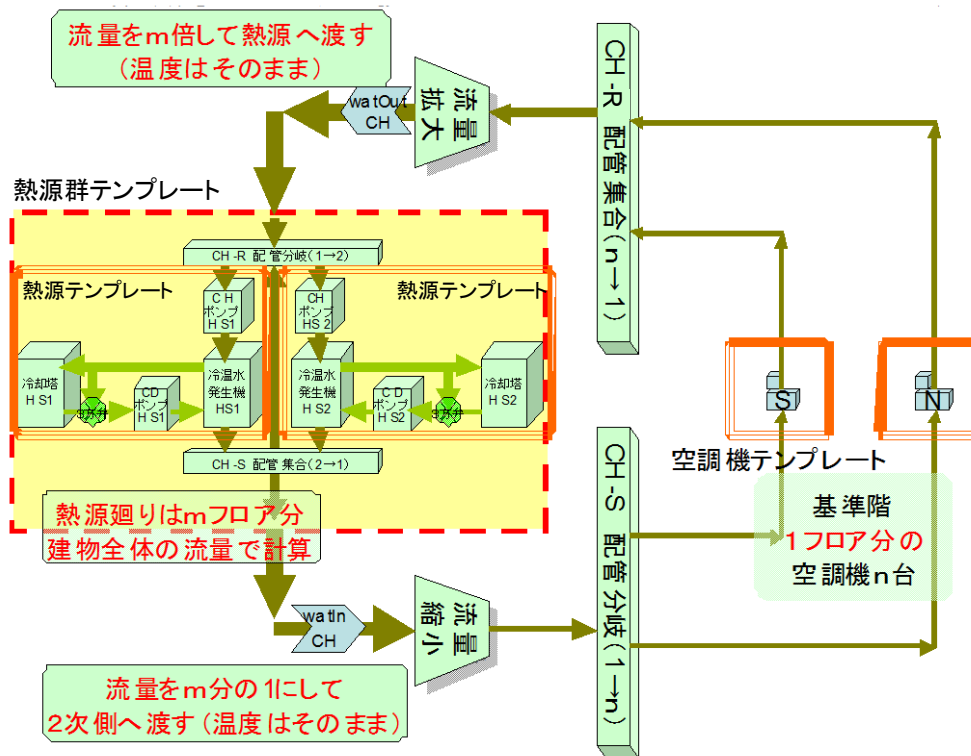


図 4.2-1 空調システムの構成例<sup>文5)</sup>

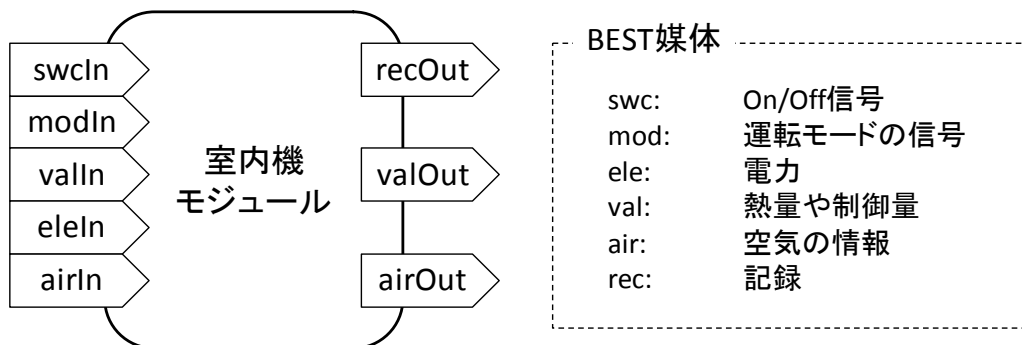
## [②オブジェクト指向プログラム]

オブジェクト指向とは、ソフトウェアの設計や開発において、操作手順よりも操作対象に重点を置く考え方で、関連するデータの集合と、それに対する手続き（メソッド）を「オブジェクト」と呼ばれる一つのまとまりとして管理し、その組み合わせによってソフトウェアを構築するプログラミング手法である。オブジェクトは、その内部構造や動作原理の詳細を知る必要がなく、外部からメッセージを送れば機能するため、ソフトウェアをサブシステムやコンポーネント単位に分割できるので、大規模なソフトウェアを多人数で分担して開発する場合に適している。この為 BEST では様々な目的に応じて自由にモジュールを開発することができ、拡張可能性や多様な設備システムの構築（図 4.2-1 に構成例を示す）を可能にしている。本研究でも独自のモジュールを開発することで連成解析体系を構築しており、CFD 側においてもユーザー関数として独自の開発コードを組み込むことで中間ファイルを介したデータの受け渡しを実現している（詳細は後述）。

## [設備モジュールについて]

BEST はポンプや熱源、送風機など複数の設備モジュールを組み合わせて自由にシステムを構築することが出来る。モジュールとは、建築設備システムを構築する熱源、搬送、配管ダクト、制御などの個々の設備機器や部品をシミュレーション用にモデル化したものであり、個々のモジュールは独立した Java のクラスとして作成されている。この為、先にも述べたが BEST プログラム本体のコードに関係なく新たな設備モジュールの作成が可能となっており、本研究でも連成解析用にモジュールコードを開発している。

図 4.2-2 に一例として室内機モジュールの概要を示す。各モジュールには「入口接続ノード」と「出口接続ノード」が備わっており、このノードを介して他の設備モジュールと接続される。尚、このノードを介する情報は「BEST 媒体」と呼ばれるクラスによって設備モジュール間の値が受け渡される。計算の過程において設備モジュール毎にその値が保存される。

図 4.2-2 空調機モジュールの概要<sup>文5)</sup>

[計算の流れ]

図 4.2-3 に構築システムにおける 1 時間ステップ ( $\Delta T$ ) の計算の流れを示す。二つのモジュール A, B (室内機と室内) によって構成されていると仮定し、BEST 媒体 (空気) の情報受渡しの過程を表している。まず各設備モジュールは、時刻 T における入口空気の状態を受け取り、それぞれ出口の値 ( $\Delta T$  後) を算出する。次に、各モジュールで算出された出口の値は物理的に下流の設備機器へ渡され、入口の空気状態が更新される。そして次の時間ステップへと移る。

以上のような計算の場合、プログラムの互換性は高まるが計算精度が問題となる。BEST では  $\Delta T$  を可変とすることで精度を保証しており、またこのことで 2, 3 時間のような定常的な解析から 1, 2 分という非定常性の強い解析までが可能となり、プログラムの汎用性を得ている。

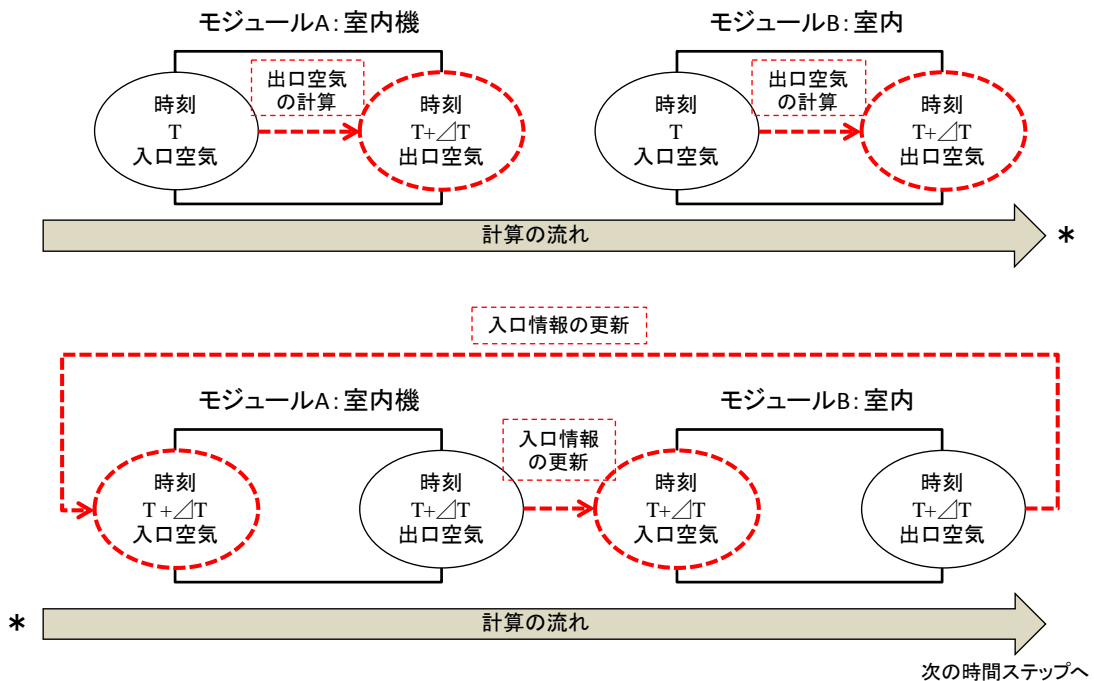


図 4.2-3 1 時間ステップにおける計算の流れ

●4.2.3 BEST による解析事例

平成 25 年省エネ基準対応ツールにより、室内の PMV と照度を考慮した省エネルギー運用効果の BEI 影響の検討事例を示す<sup>文6)</sup>。

[計算概要]

BEST 平成 25 年省エネ基準対応ツールの設計段階における利用として空調設定温度のセットバック及び低照度運用といった省エネ運用効果の BEI と PMV への影響を検討する。

対象は、延べ面積約 5,000 m<sup>2</sup>、10 階建の南西面・北西面に大きな開口を有する事務所ビルの基準階 1 フロアとした (図 1)。

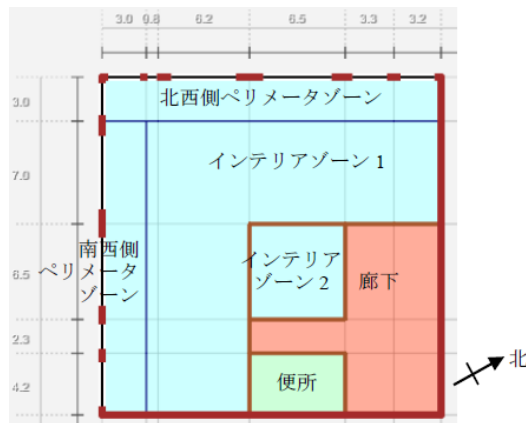


図 4.2-4 計算モデル<sup>文6)</sup>

表 4.2-1 に計算ケースを示す。窓面積等の外皮条件、室温設定温度、照明の昼光利用制御の条件を変えた比較検討を行う。

表 4.2-1 計算ケース<sup>文6)</sup>

	Case1	Case2	Case3	Case4	Case5	Case6	Case7	Case8
窓条件	フルハイト窓 窓面積率 0.70 庇無し		横連窓 窓面積率 0.45 横庇 0.9m					
夏季の空調設定温度 (ペリ・インテ共)	26℃		26℃		27℃		28℃	
ペリゾーン照明 昼光利用制御*	無	有	無	有	無	有	無	有

\* 昼光利用制御有のケースでは、設定照度を 300Lx とした。無のケースでは概ね 750Lx に相当する照明器具を設定した。

[結果]

各ケースの年間空調及び照明エネルギー消費量の結果を図 4.2-5 に示す。外皮性能の向上(Case1 →3)により 6%程度空調エネルギーの省エネとなった。また、昼光利用制御によって 10%程度照明エネルギーの省エネとなった(Case2, 4, 6, 8)。設定温度を 2℃緩和 (Case3→7) することで、6%程度空調の省エネとなった。

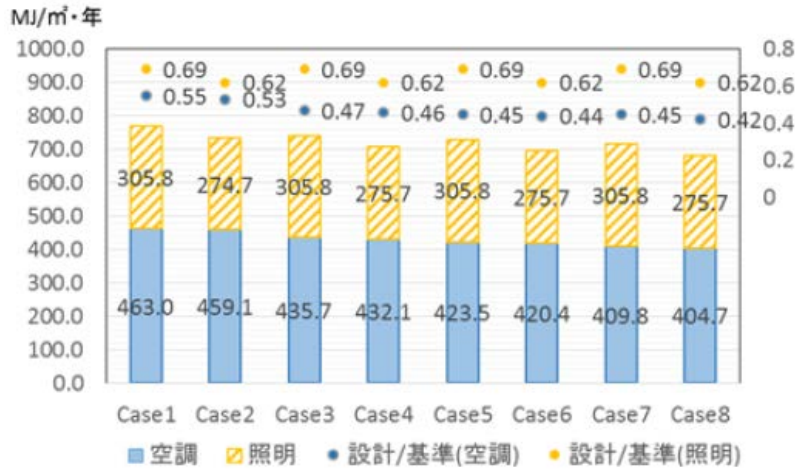


図 4.2-5 年間空調・照明エネルギー消費量<sup>文6)</sup>

6～9月の空調時間帯の冷房負荷と PMV の散布図を図 4.2-6 に示す。窓面積率 70%の Case1 では、PMV の平均が -0.16、最大 0.75 であった。一方 40%の Case3 では、平均 -0.20、最大 0.52 であり、快適性が向上した。また、室温を 28℃とした Case7 では、平均 0.55 となり Case3 と比較して快適性が悪化することがわかる。

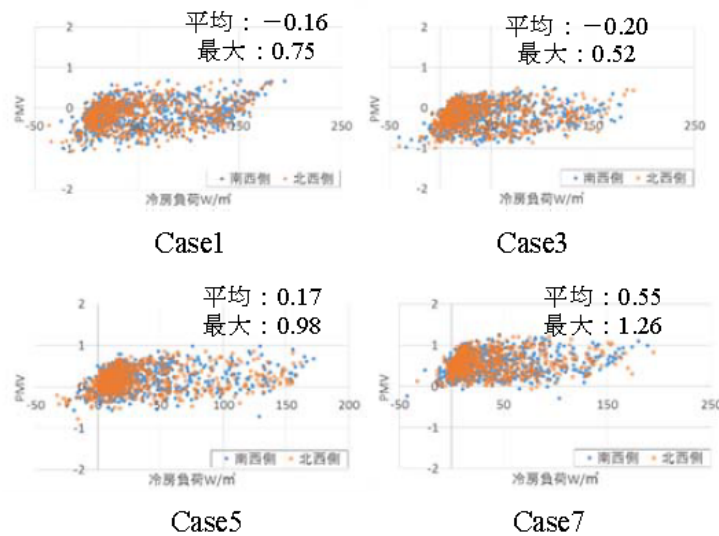


図 4.2-6 6～9月の空調時間帯の冷房負荷と PMV の散布図<sup>文6)</sup>

### 4.3 4章のまとめ

本章では、本研究で採用した ES ツールである HVACSIM と BEST の位置づけを示し、それぞれの特徴について述べた。双方ともオブジェクト指向のプログラム構造を有しており、空調システムや室計算もモジュール同士のつなぎ替えにより表現することが可能であるという特徴がある。

HVACSIM は、秒単位の詳細なシステムの動特性を含めた挙動を把握することが可能であるが、室内環境については1質点で評価しているため、室内の温熱環境の分布が生じるような空間の場合、予測精度の低下が予想される。

BEST では、照明・空調を含め様々な設備システムにおける省エネ手法による効果を、年間を通して検討することが可能であり、BEST 省エネ基準対応ツール<sup>※</sup>では、省エネ法で定められた基準一次エネルギー消費量と比較することによって建物の評価を容易に行うことが可能である。また、室内環境についてもゾーンの代表点にて計算が可能であり、室内環境 (PMV) と冷房負荷やエネルギー消費量の関係性を求めることが可能である。

年間の室内快適性と建物全体のエネルギー消費量をマクロ的に確認することは、設計段階の特に初期検討において有効である。ただし、室内環境は代表点1点で評価しており、日射等の影響で分布が生じる空間や上下温度分布が生じやすい大空間においては、温熱環境について十分な検討が行えない可能性が高い。快適性への要求が高い又は綿密な検討が必要な室の検討を行う場合には、更に CFD 等のツールを使用することが必要となる。

※BEST の UI の1つであり、平成 25 年省エネルギー基準に対応したツールである。

### 4章の参考文献

- 1) 渡邊剛, 丹羽英治, 他4名:建築設備のライフサイクルマネジメントにおけるシステムシミュレーションの活用に関する研究動的シミュレーションプログラムHVACSIM + の再現性とフォルト検知への適用の検討, 空気調和・衛生工学会論文集, No. 128, pp. 25～34, 2007. 11
- 2) NESTEC official site 動的シミュレーションのページ  
[http://www7a.biglobe.ne.jp/~nob\\_naka/sub\\_HV/HVkouzo.htm](http://www7a.biglobe.ne.jp/~nob_naka/sub_HV/HVkouzo.htm)
- 3) 鄭明傑, 林茂広, 他2名:動的シミュレーションHVACSIM+(J)の再現性の検証とパラメータの調整に関する研究, 空気調和・衛生工学会論文集, No. 75, 1999. 10
- 4) 村上周三, 他7名:外皮・躯体と設備・機器の総合エネルギーシミュレーションツール「BEST」の開発(その1) BEST開発の背景と趣旨, 平成19年度空気調和・衛生工学会大会学術講演梗概集, pp. 1969-1972, 2007. 09
- 5) BEST専門版 空調設備テンプレート操作マニュアル 2013年7月
- 6) 小林弘造, 建築エネルギー・環境シミュレーションツールBEST の開発 第 46 報 平成 25 年省エネ基準対応ツールによる室内の PMV と照度を考慮した省エネルギー運用効果の BEI 影響の検討, 日本建築学会大会学術講演梗概集, pp. 1251-1252, 2014. 9.



## 第5章 ES ツールと CFD の連成と連携手法

本章では、5.1にてESツールとCFDとの連成の種類を既往の研究より分類し、本研究の位置付けを示す。また、本研究で行った連成解析の手法として、CFDのユーザー関数による手法と、中間ファイルによる方法の2つを示す。

また、5.2では、BIMの一元管理の思想に倣い、BESTとCFDの連成解析における入力作業の省力化及び人為的ミスの低減を目的としたデータ連携手法を提案する。

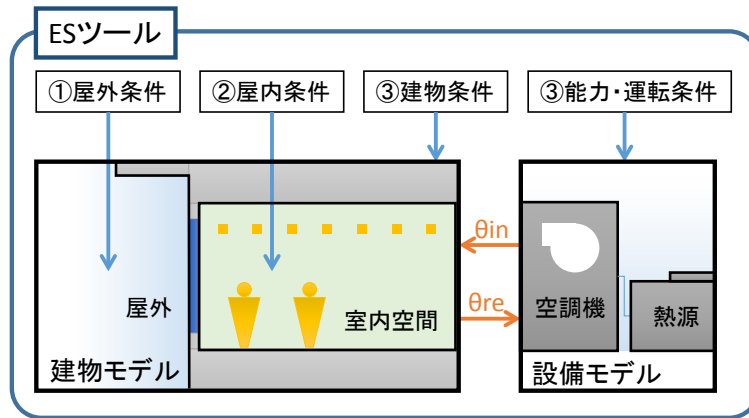
### 5.1 連成解析手法

#### ●5.1.1 既往の連成解析手法

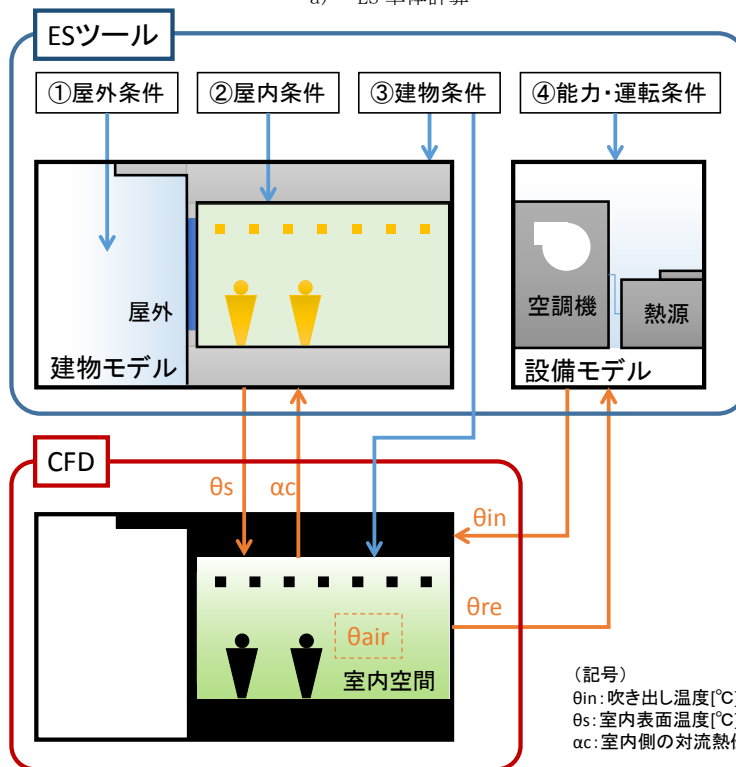
連成解析において採用されるESツールやCFDソフトは研究者によって様々ではあるが、連成解析手法及び受け渡しデータについては、大きく2種類に分類される。双方の特徴及び概要を、ESツール単体と比較して、図5.1-1にまとめて示す。

通常、ESツール単体の場合、図5.1-1のa)に示すように主に①～④の条件を入力し、建物モデル、空調機モデル\*1双方の解析がなされるが、図5.1-1のb)に示す連成手法(以下、ESメイン)では、建物、室内空間及び空調機の全体の解析はESツールで行い、室内空間のみ補助的にCFD解析を実施し、予測精度の向上を図る手法である<sup>文1～5)</sup>。双方の解析で受け渡すデータの組み合わせは幾つか提案されているが、収束性、安定性等の観点から、ESツールからCFDへは室内表面温度 $\theta_s$ 及び吹き出し温度 $\theta_{in}$ (風量固定の場合)、CFDからESツールへは室内側の対流熱伝達率 $\alpha_c$ 及びリターン空気温度 $\theta_{re}$ が推奨されている<sup>文3)</sup>(図5.1-1のb))。即ち、CFD解析の境界条件となる $\theta_s$ 、 $\theta_{in}$ はESツールにより求め、逆にESツールの解析にて用いる $\alpha_c$ 及び $\theta_{re}$ (必要に応じて、居住域温度 $\theta_{air}$ も)はCFD解析より求めて、連成解析を行う手法である。本手法では、建物と室内空間(空気)の応答性の違いや計算負荷低減のため、建物側を担当するESツールは非定常、室内側を担当するCFDは定常で解析を行う。また室内空間に関しては、ESツールとCFDの双方で解析を行うため、連成時にはESツールとCFDの双方の結果(空調処理熱量等)が一致するように、収束計算を行う必要がある。更に、計算負荷低減のため、CFD解析は代表時刻でのみ実施し、ESツールの非定常解析と連成されることになる\*1。同手法では、ESツール側で①及び②の条件を考慮した解析結果( $\theta_s$ )を出力し、CFD解析の境界条件として活用するため、通常、CFD側で①及び②の設定を行う必要がない点も特徴である。

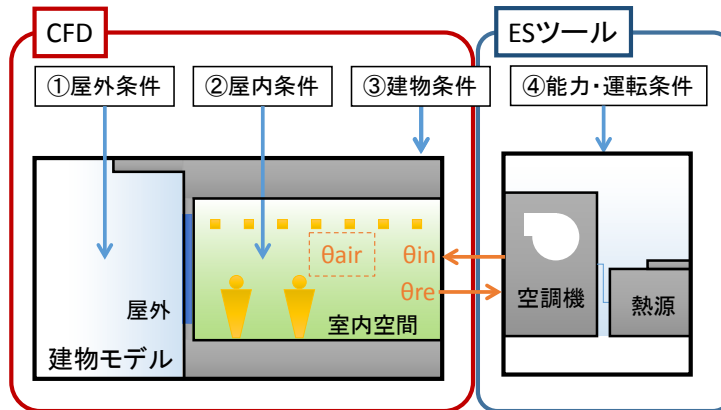
\*1 空調側(二次側)は定風量タイプを想定している。



a) ES 単体計算



b) ES メインの連成解析



c) CFD メインの連成解析

図 5.1-1 単独計算及び連成解析手法の分類

次に、図 5.1-1 の c) に示すように、ES メインの手法と比較して ES ツールの解析対象を低減(CFD の解析対象を拡張)した連成手法(以下、CFD メイン<sup>\*3</sup> も提案されている<sup>文 6~9</sup>)。同手法では、基本的に空調システム側を ES ツールが、建物側(室内空間を含む)を CFD が担当し、双方の役割分担をより明確にした上で解析を行う。従って、前述の手法と異なり、メイン、サブといった関係ではなく、双方が相互補完的に境界条件となるデータを受け渡し、双方の予測精度向上を図る手法であると言える<sup>\*2</sup>

)。具体的には、CFD 解析の境界条件となる  $\theta_{in}$ (風量固定の場合)は ES ツールにより求め、逆に ES ツールの解析に必要となる  $\theta_{re}$ (必要に応じて、 $\theta_{air}$  も)は CFD 解析より求めて、連成解析を行う手法である。ただし、建物側全体を CFD にて解析を行うため、CFD 解析にて①や②の条件を設定する必要がある(図 5.1-1, c))。尚、ES ツールはこれらのデータ設定に優れたプログラムであるため、データ連携(後述)によって ES ツールから関連データの受け渡しを工夫することによってより効率的な解析が実施できる<sup>\*4</sup>)。また建物側と室内空間という応答性の異なる空間を、CFD にて一括して解析を行う場合には、予測精度や計算時間等に配慮し、双方のタイムステップや連成させるインターバルを決定する必要がある。本研究では、上記 2 手法の特徴や筆者らのこれまでの研究実績を踏まえ、“CFD メイン”の手法を採用する。

\*2 放射計算は、基本的に ES ツール側で行われる。尚、後述する CFD メインでは、放射計算は CFD 側で行われる。

\*3 例えば、ES ツールのタイムステップを 1 時間とし、CFD 解析(定常解析)との連成を 3 時間毎に行うことになる。

\*4 ただし、連成解析手法の呼称としては、“ES メイン”との対比を考え、“CFD メイン”としている。

## ●5.1.2 ユーザー関数による連成解析

HVACSIM+(J)は、コンポーネント形式のプログラム構造を有し、ファンやコイルなどの空調システムを構成する各機器を”TYPE”と呼ばれるサブルーチンとして定義している。シミュレーションはこの”TYPE”の組み合わせにより行われ、各”TYPE”の入出力変数を対応させ、連結することで空調システム全体を再現している。一方、CFD解析ツールは操作性が高く、検証実績の多い商用コードの利用が主流となっており、それらの多くはユーザーによるカスタマイズが可能なユーザー関数が準備されている。本研究では、CFD商用コードにユーザー関数を用いて各種”TYPE”を組み込み、連成解析を行う。連成解析の概要及び解析フローを図5.1-2、5.1-3にそれぞれ示す。連成解析を行うにあたり、まず初期条件として、ファンの特性など、空調システムを構成する各機器のパラメータ(固有値)をタイムステップループの開始前に設定する。また、1サイクル目のAHU及びFCUの初期条件に関しても実験時のデータを用いて、ここで設定する。CFD解析における時間間隔 $\Delta T$ とHVACSIM+(J)の時間間隔 $\Delta t$ <sup>\*5</sup>は、計算の安定性や予測精度等を勘案すると、通常、 $\Delta T \ll \Delta t$ となるため、複数回のCFD解析ステップに対し、1回のHVACSIM+(J)の解析を行うことになる<sup>\*6</sup>。タイムステップループ開始後、CFD解析に必要となるAHU及びFCUの吹出口の境界条件<sup>\*7</sup>は、前タイムステップのCFD解析の結果(還気温湿度等)を入力値としたAHU及びFCUモデルの解析結果をそれぞれ与える。ただし、FCUの風量は実験条件と同様に一定値で与えている。なお、空調システムとCFDの連成解析の詳細に関しては、IZとPZに分けて、以下に示す。

IZに関しては、前タイムステップのAHUファンの出口空気温度と、室内センサ温度を用いてPID制御(TYPE707)の操作量[-]を求める。室温制御の場合は、操作量をダンパ開度としてダンパ(TYPE506)に与え、そこで算出された抵抗を入力値として流量バランスの計算(TYPE501)を行う。また、吹出温度制御の場合は、冷水コイルの最大・最小流量を考慮して操作量を比例換算し、冷水流量を求めた。これらのデータ及び前タイムステップの還気温度を冷水コイル(TYPE602)の入力値とし、冷水コイルの出口空気温度を算出する。この出力値をファン(TYPE503)の入力値として、ファンの出口空気温度を算出し、更にこの出力値をダクト(TYPE504)の入力値として、ダクトの出口空気温度を算出する。最後に、この出力値をAHU吹出口の境界条件として与えてCFD解析を行う。

PZに関しては、前タイムステップのFCU吸込温度をファン(TYPE503)の入力値として与え、ファンの出口空気温度を算出する。またIZ同様に、PZセンサ温度を用いてPID制御(TYPE707)の操作量を求め、温水流量の最大・最小値を考慮して比例換算し、温水コイルの温水流量を求めた。温水流量とファン出口空気温度のデータを温水コイル(TYPE603)の入力値とし、温水コイルの出口空気温度を算出する。この出力値をFCU吹出口の境界条件として与えてCFD解析を行う。

- \*5 HVACSIM+(J)の最小計算時間間隔( $\Delta t$ )は1秒であり、本研究においてはこの最小値を用いた。
- \*6 本研究の場合、CFD解析の計算時間間隔 $\Delta T$ は0.01秒としたため、100回のCFD解析ステップに対して1回のHVACSIM+(J)の解析を行っている。
- \*7 実験では、潜熱負荷を考慮していないため、本解析では湿度場の解析を行っておらず、吹出口の湿度設定は必要ない。

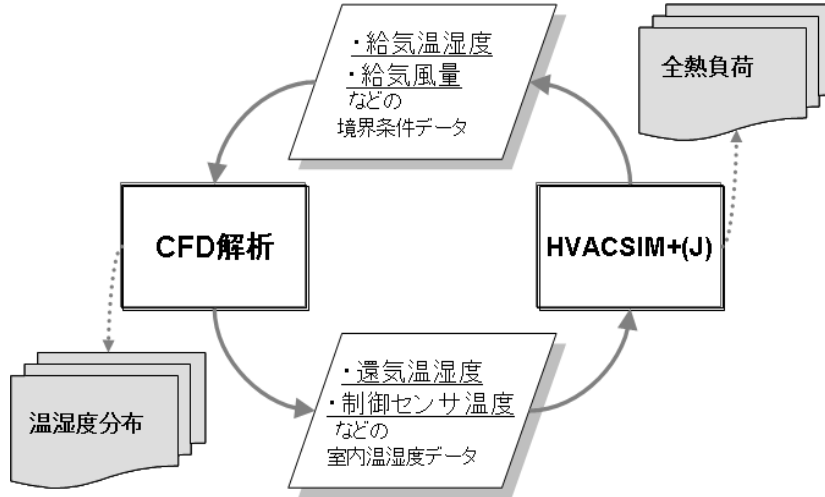


図 5.1-2 連成解析の概要

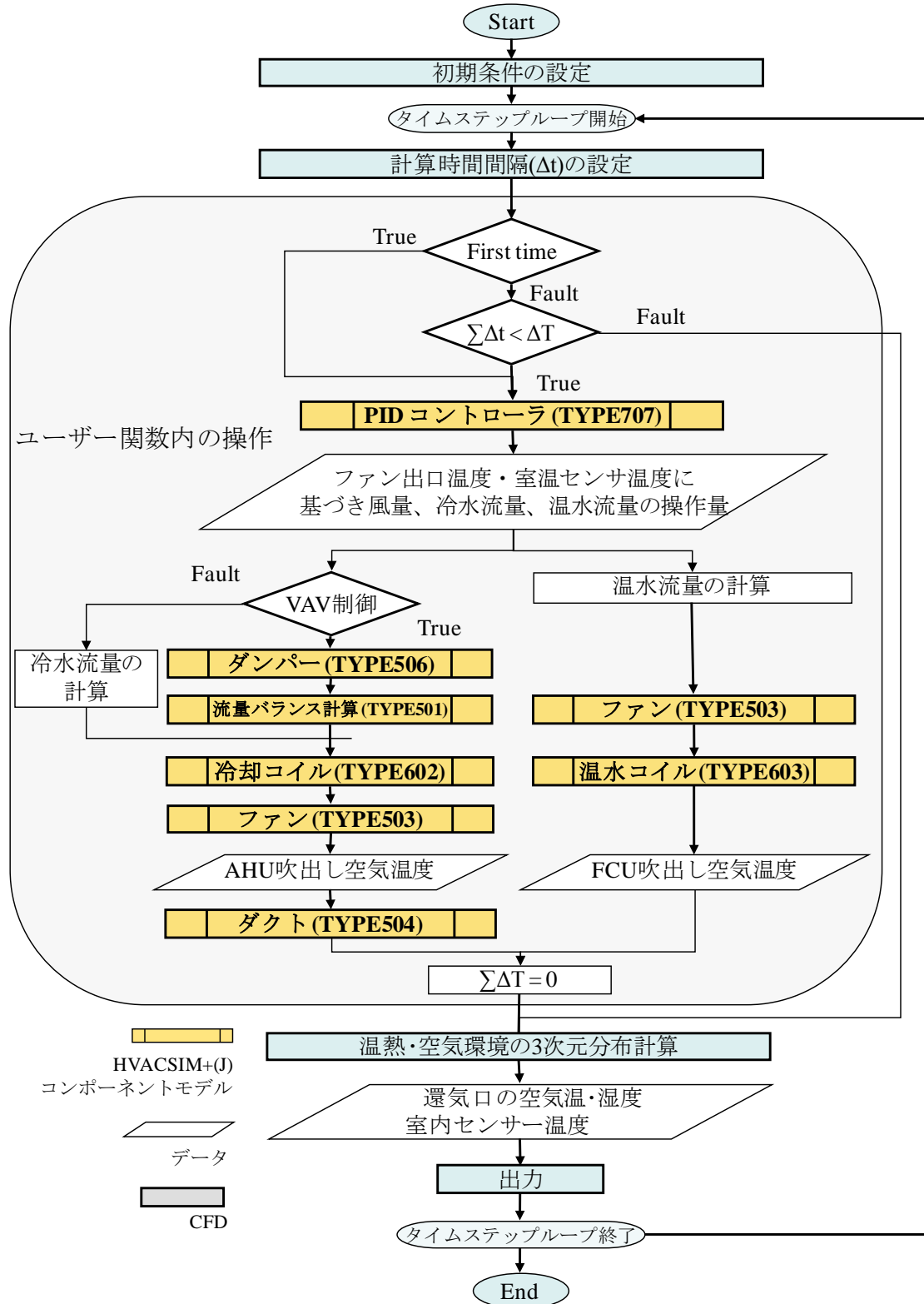


図 5.1-3 連成解析のフロー

## ●5.1.3 中間ファイルによる連成解析

本研究で採用する連成解析手法は、前述の図 5.1-1 c) に示す CFD メインの手法であるため、ES ツールから CFD へ空調吹出温度  $\theta_{in}$ 、CFD から ES ツールへ還気温度  $\theta_{re}$  及びセンサー温度として室温  $\theta_{room}$  を受け渡す。本研究では、前述の通り ES は BEST、CFD は商用コードを採用している。

連成解析を行うにあたり、BEST 及び CFD それぞれの特徴を以下に簡単に示す。BEST は、オブジェクト指向言語である Java で開発されており、1 つのクラスとして表現された設備部品のモジュールを接続することで全体の設備システムを構築することが可能である<sup>文 10)</sup>。また、統一フォーマットに従って作成することで、自由に新たなモジュールを追加することが可能である。構築したシステムは、計算順序を指定することで順番に実行されるため、タイムステップ毎に他のプログラムと連成することも可能である。一方、CFD 解析は近年、操作性が高い商用コードの利用が主流であり、ユーザーによるカスタマイズが可能なユーザー関数が準備されている。このユーザー関数を利用することで様々な処理を行うことが可能である。本研究ではこれらの特徴を利用し、中間ファイルを経由した連成手法を採用する(図 5.1-4)。

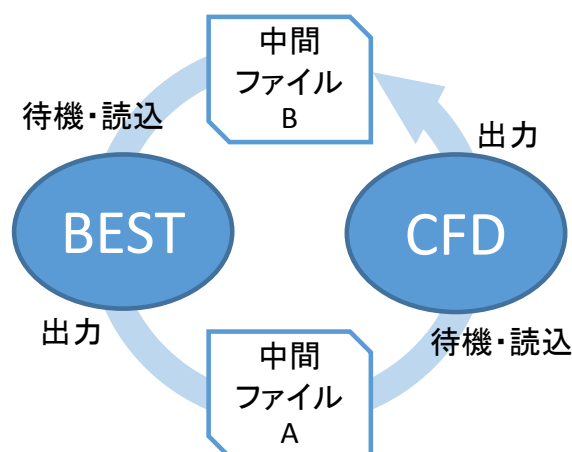


図 5.1-4 連成解析の概要

具体的な連成方法を以下に示す。BEST では以下の 1)～3) の機能を有する CFD 連成用のモジュールを作成し、解析モデルの設備システム内に同モジュールを組み込むことで、BEST の 1 タイムステップ毎にこのモジュールの計算が行われるようにした。

- 1) BEST で計算された値を中間ファイル A に出力
- 2) CFD で計算された値が中間ファイル B に出力されるまで待機
- 3) 2) の中間ファイル B の値を読み込み

CFD では、ユーザー関数を利用して以下の 1)～3) の処理を追加した。

- 1) BEST で計算された値が中間ファイル A に出力されるまで待機
- 2) 1) の中間ファイル A から BEST で計算された値を読み込み
- 3) CFD で計算された室内環境値を中間ファイル B へ出力

尚、BEST と CFD の連成のタイミングに関しては、通常、ES の計算時間間隔( $\Delta T$ )の方が CFD のもの( $\Delta t$ )より大きいため( $\Delta t < \Delta T$ )、BEST が  $\Delta T$  の計算を行う間、CFD は短い  $\Delta t$  で複数のタイムステップの計算を行うことになる。

BEST と CFD の具体的な連成フローを図 5.1-5 に示す。計算開始後、それぞれのプログラムにて建築条件や設備仕様、スケジュール等の固定条件及び初期条件を設定する。BEST は、タイムステップループにて構築した設備システムのモジュールを順番に実行し、吹出条件を算出した後、既存の室モジュール(室内の温熱環境を計算)に代わり新たに開発した CFD 連成用モジュールを実行する。このモジュールは吹出条件を中間ファイル A に出力後、待機する。CFD は、中間ファイル A が出力されるまで待機しており、出力されると吹出条件を読み込む。その後、CFD の解析条件として設定し、3次元熱流体解析を実行する。BEST の計算時間間隔は CFD より長いため、これを超えるまで同じ吹出条件にて CFD のタイムステップループを繰り返し、超えた段階で室温及び還気温度を中間ファイル B に出力する。BEST は、中間ファイル B を読み込み、CFD 連成用モジュールの出力として室温や還気温度を次のモジュールへ受け渡す。これらのフローを繰り返すことで、BEST と CFD の連成解析を行う。

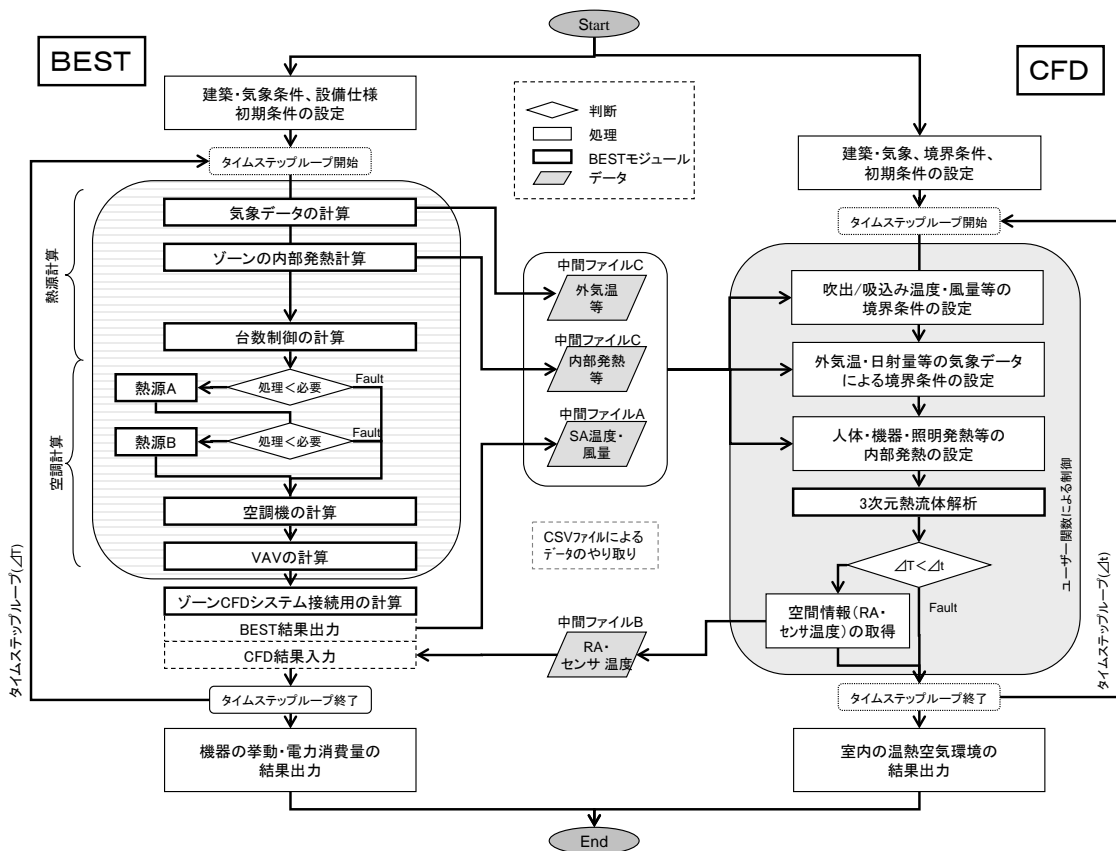


図 5.1-5 連成解析フロー



本研究では、BEST (Java) 及び CFD の商用コード (Fortran) 内に独自のコードを組み込むことで連成系を構築している。以下は BEST と CFD に分けてプログラムの挙動を概説する。これらの開発コードによって、BEST 側の全ての空調システムモジュールと CFD を連成させることを可能とした。

#### [BEST]

開発コードの一部 (図 5.1-3 の CFD 連成用モジュール「ゾーン CFD システム接続用の計算」に該当する箇所) を以下に示す。その他、監視スレッド等がある。

プログラム内で使用されている変数やクラスについての説明は省略するが、おおよその見当はつくよう配慮してある。

---

#### BEST 側の開発コード (Java)

---

中間ファイルを介してデータをやり取りするクラス

ZoneCFDforSystemModule20120923.java

```
package cfd.module;

import java.io.BufferedReader;
import java.io.File;
import java.io.FileReader;
import java.io.IOException;
import java.io.PrintWriter;
import java.text.NumberFormat;
import java.text.ParseException;
import java.util.ArrayList;
import java.util.List;
import java.util.Map;
import java.util.StringTokenizer;

import jp.or.ibec.best.DO.BestAir;
import jp.or.ibec.best.DO.BestElectricity;
import jp.or.ibec.best.control.schedule.IBestDomainSchedule;
import jp.or.ibec.best.dk.test.TestCommand;
import jp.or.ibec.best.domain.air2.Heat;
import jp.or.ibec.best.domain.building.load.AbstractSystemHeat;
import jp.or.ibec.best.domain.building.load.HeatCRL;
import jp.or.ibec.best.domain.building.manager.SpaceManager;
import jp.or.ibec.best.domain.building.spaces.ISpace;
import jp.or.ibec.best.domain.building.spaces.LoadElementManager;
import jp.or.ibec.best.domain.building.spaces.ZoneElectric;
import jp.or.ibec.best.domain.building.spaces.ZoneEnv;
import jp.or.ibec.best.domain.sample.air.CheckPrintModule;
import jp.or.ibec.best.essentials.AbstractBestModule;
import jp.or.ibec.best.essentials.BestSpecs;
import jp.or.ibec.best.essentials.IBestControlMessage;
import jp.or.ibec.best.essentials.IBestMetaModule;
import jp.or.ibec.best.essentials.IBestRecordMessage;
import jp.or.ibec.best.essentials.IBestStateMessage;

/**
 * 空調吹出空気情報を建物側に渡し、リターン空気を出力するモジュール
 * env、照明、コンセント (機器) 消費電力を出力、heat を接続可能
 * @author iida
 *
 */
public class ZoneCFDforSystemModule20120923 extends AbstractCFDCoupledModule {

    //外部定義項目
    private final String SPEC_msName = "MultiSpaceName";
    private final String SPEC_zName = "ZoneName";
```

```
//
private final String moduleName = "(ZoneCFDforSystemModule) ";

//接続ノード
//入口 接続名称は L0_airInPair[0],L0_airInPair[1]・・・とする
//出口 接続名称は L0_airOutPair[0],L0_airOutPair[1]・・・とする
private String[] S_NODE_airInPair;
private String[] S_NODE_airOutPair;
//入口 接続名称は L0_heIn[0],L0_heIn[1]・・・とする
private String[] S_NODE_heInPair;

private String[] S_NODE_envOutPair;
private final String S_NODE_eleInLighting = "L0_eleInLighting";
private final String S_NODE_eleInConcent = "L0_eleInConcent";

private final String C_NODE_swIn = "L1_swIn";
private final String R_NODE = "L2_recOut";

//仕様
private final String SPEC_name = "名称";
private final String SPEC_bestcfdSaveField = "中間ファイルの保存場所";
private final String SPEC_BESTCFDFileSavename = "BEST→CFD 接続用中間ファイル名";
private final String SPEC_CFDBESTFileSavename = "CFD→BEST 接続用中間ファイル名";
private final String SPEC_NumberOfSystem = "[]給気の系統数";
private final String SPEC_isRecord = "記録を有効とする";//このモジュールの記録を有効とする

//記録
private final String RECORD_message = "ZoneforSystemMessage#-#-";
private final String RECORD_PPE_eleInLighting = "ZoneforSystem 室照明消費電力##電力 照明・コンセント 照明";
private final String RECORD_PPE_eleInConcent = "ZoneforSystem 室コンセント消費電力##電力 照明・コンセント コンセント

//接続熱媒など
private BestAir[] airInPair = null;
private BestAir[] airOutPair = null;
private BestAir airMy = null;

private Heat[] heaIn = null;

private ZoneEnv[] envOut = null; //センサー温度
private BestElectricity eleInLighting = null;
private BestElectricity eleInConcent = null;

//制御信号など
private int swIn; //運転モード

//仕様など
private String name; //名称
private String bestcfdFileName; //BESTCFD ファイルのファイル名
private String cfdbestFileName; //BESTCFD ファイルのファイル名
private String bestcfdSaveField;
private int numberOfAirInlet; //Air 入口 接続数
private int numberOfAirOutlet; //Air 出口 接続数
private int numberOfHeatInlet; //Heat 入口接続数
private int numberOfenvOut; //センサー温度の接続数
private boolean isRecord = false; //記録を有効とする=true

private ArrayList<ZoneElectric> zonesElectric; //建物側電力情報インスタンス

private AbstractSystemHeat systemHeat; //建物側設備機器発熱インスタンス
private HeatCRL heatCRL;

private StringBuffer message = new StringBuffer();

private ISpace coreSpace ;//建物側インスタンス
private static final double CP=1.0;
private static final double R=2500. ;
private int Minutes = 999; //現在の計算時刻 (分) を格納
private int cycle = 0;
```

```

@Override
public void setProfile(BestSpecs spec) {
    if(spec == null) {
        return;
    }

    Map<String, String> map = spec.getSpec();
    if(map == null) {
        return;
    }

    //名称を取得
    if(null != map.get(this.SPEC_name)) {
        this.name = (String)map.get(this.SPEC_name);
    }else{
        System.out.println( this.moduleName + "(W)名称がありません");
        this.message.append( "(W)名称がない->=ZoneAirforSystem" );
        this.name = this.moduleName;
    }

    //BESTCFD のファイル保存場所 bestcfdSaveField を取得
    if (null != map.get(this.SPEC_bestcfdSaveField)) {
        this.bestcfdSaveField = (String)map.get(this.SPEC_bestcfdSaveField);
    }else{
        System.out.println( this.moduleName + "(W)保存場所の指定がありません");
    }

    //BESTCFD のファイル名 bestcfdFileName を取得
    if (null != map.get(this.SPEC_BESTCFDFileSavename)) {
        this.bestcfdFileName = (String)map.get(this.SPEC_BESTCFDFileSavename);
    }else{
        System.out.println( this.moduleName + "(W)ファイル名の指定がありません");
    }

    //BESTCFD のファイル名 cfdbestFileName を取得
    if (null != map.get(this.SPEC_CFDBESTFileSavename)) {
        this.cfdbestFileName = (String)map.get(this.SPEC_CFDBESTFileSavename);
    }else{
        System.out.println( this.moduleName + "(W)ファイル名の指定がありません");
    }

    //系統数毎に全て同じ数とする。
    if (null != map.get(this.SPEC_NumberOfSystem)) {
        this.numberOfAirOutlet
        = Integer.parseInt( (String)map.get( this.SPEC_NumberOfSystem ));
        numberOfAirInlet = numberOfAirOutlet;
        numberOfHeatInlet = numberOfAirOutlet;
        numberOfenvOut = numberOfAirOutlet;
        //出口 n 系統初期化
        if( this.numberOfAirOutlet > 0 ){
            this.airOutPair = new BestAir[this.numberOfAirOutlet];
            this.S_NODE_airOutPair = new String[this.numberOfAirOutlet];

            for( int i=0; i<this.airOutPair.length; i++){
                this.S_NODE_airOutPair[i] = new String( "LO_airOutPair[" + i + "]" );
            }
            this.airInPair = new BestAir[this.numberOfAirInlet];
            this.S_NODE_airInPair = new String[this.numberOfAirInlet];

            for( int i=0; i<this.airInPair.length; i++){
                this.S_NODE_airInPair[i] = new String( "LO_airInPair[" + i + "]" );
            }
            this.heaIn = new Heat[this.numberOfHeatInlet];
            this.S_NODE_heaInPair = new String[this.numberOfHeatInlet];

            for( int i=0; i<this.heaIn.length; i++){
                this.S_NODE_heaInPair[i] = new String( "LO_heaIn[" + i + "]" );
            }
            this.envOut = new ZoneEnv[this.numberOfenvOut];
            this.S_NODE_envOutPair = new String[this.numberOfenvOut];

            for( int i=0; i<this.airInPair.length; i++){

```

```

        this.S_NODE_envOutPair[i] = new String( "L0_envOutPair[" + i + "]" );
    }
}
}

//
this.airMy = new BestAir();

//
String multiSpaceName=null;
String zoneName=null;
if(null!=map.get(this.SPEC_msName)){
    multiSpaceName=(String)map.get(this.SPEC_msName);
}else{
    System.out.println("(E) MultiSpaceName is null !!");
    return;
}

if(null!=map.get(this.SPEC_zName)){
    zoneName=(String)map.get(this.SPEC_zName);
}else{
    System.out.println("(E) ZoneName is null !!");
    return;
}

//          //名称を取得
name = multiSpaceName + "_" + zoneName;
coreSpace=SpaceManager.getISpace(multiSpaceName, zoneName);
//maxFlowRateOut を取得

//MultiSpaceName と ZoneName を指定したとき
//該当するゾーンの電力情報インスタンスを取得
ISpace zone = SpaceManager.getISpace( multiSpaceName, zoneName );
if( zone != null ){
    ZoneElectric zoneElectric=zone.getZoneElectric();
    if( zoneElectric != null ){
        zonesElectric = new ArrayList<ZoneElectric>();
        zonesElectric.add(zoneElectric);
    }
}

//Heat
systemHeat=(AbstractSystemHeat) coreSpace.getLoadElement( LoadElementManager.SYSTEMHEAT );
heatCRL = new HeatCRL();

//isRecord を取得
if( null != map.get( this.SPEC_isRecord ) ) {
    this.isRecord = Boolean.parseBoolean( map.get( this.SPEC_isRecord ) );
}else{
    System.out.println( this.moduleName + "(W) 記録指定がありません->=false" );
    this.isRecord = false;
}
}

public void initialize( IBestStateMessage stateNodes,
    IBestControlMessage commandNodes, IBestRecordMessage recordNodes,
    IBestDomainSchedule schedule ) {
    //状態ノードを取得
    super.sm = stateNodes;

    //制御ノードを取得
    super.cm = commandNodes;

    //記録ノードを取得
    super.rm = recordNodes;

    //接続ノード 出口
    //airOutPair[ ]
    if( this.numberOfAirOutlet > 0 ){
        for( int i=0; i< this.airOutPair.length; i++){
            if( super.sm.getState( super.getConnectionNode( this.S_NODE_airOutPair[i] ) ) != null ){
                this.airOutPair[i]
                    =(BestAir)super.sm.getState( super.getConnectionNode( this.S_NODE_airOutPair[i] ) );
            }
        }
    }
}

```

```

    }else{
        this.airOutPair[i] = new BestAir();
        super.sm.setState(
            super.getConnectionNode( this.S_NODE_airOutPair[i]), this.airOutPair[i] );
    }
}

//envOut[ ]
if( this.numberOfenvOut > 0 ){
    for( int i=0; i< this.envOut.length; i++ ){
        if( super.sm.getState(super.getConnectionNode( this.S_NODE_envOutPair[i])) != null){
            this.envOut[i]
                =(ZoneEnv)super.sm.getState( super.getConnectionNode(this.S_NODE_envOutPair[i]));
        }else{
            this.envOut[i] = new ZoneEnv();
            super.sm.setState(
                super.getConnectionNode( this.S_NODE_envOutPair[i]), this.envOut[i] );
        }
    }
}

//入口
//airInPair[ ]
if( this.numberOfAirInlet > 0 ){
    for( int i=0; i< this.airInPair.length; i++ ){
        if( super.sm.getState(super.getConnectionNode( this.S_NODE_airInPair[i])) != null){
            this.airInPair[i]
                =(BestAir)super.sm.getState( super.getConnectionNode(this.S_NODE_airInPair[i]));
        }else{
            this.airInPair[i] = new BestAir();
            super.sm.setState(
                super.getConnectionNode( this.S_NODE_airInPair[i]), this.airInPair[i] );
            this.message.append( "(W)airInPair[]の接続がない→作成");
        }
    }
}

//heaIn[ ]
if( this.numberOfHeatInlet > 0 ){
    for( int i=0; i< this.heaIn.length; i++ ){
        if( super.sm.getState(super.getConnectionNode( this.S_NODE_heaInPair[i])) != null){
            this.heaIn[i]
                =(Heat)super.sm.getState( super.getConnectionNode(this.S_NODE_heaInPair[i]));
        }else{
            this.heaIn[i] = new Heat();
            super.sm.setState(
                super.getConnectionNode( this.S_NODE_heaInPair[i]), this.heaIn[i] );
            System.out.println( this.moduleName + ">>Warning<< heaIn[] is null !!" );
            this.message.append( "(W)heaIn[]の接続がない→作成");
        }
    }
}

//eleInLighting
if( super.sm.getState( super.getConnectionNode( this.S_NODE_eleInLighting)) != null ){
    this.eleInLighting
        = (BestElectricity) super.sm.getState( super.getConnectionNode( this.S_NODE_eleInLighting));
}else{
    this.eleInLighting = new BestElectricity();
    super.sm.setState( super.getConnectionNode( this.S_NODE_eleInLighting ), this.eleInLighting );
    System.out.println( this.moduleName + ">>Warning<< eleInLighting is null !!" );
    this.message.append( "(W)eleInLighting の接続がない→作成");
}

//eleInConcent
if( super.sm.getState( super.getConnectionNode( this.S_NODE_eleInConcent)) != null ){
    this.eleInConcent
        = (BestElectricity) super.sm.getState( super.getConnectionNode( this.S_NODE_eleInConcent));
}else{
    this.eleInConcent = new BestElectricity();
    super.sm.setState( super.getConnectionNode( this.S_NODE_eleInConcent ), this.eleInConcent );
}

```

```

        System.out.println( this.moduleName + ">>Warning<< eleInConcent is null !!" );
        this.message.append( "(W)eleInConcent の接続がない→作成");
    }
}

public void outputs() {

    // ↓wait 前の処理
    ///////////////////////////////////////////////////////////////////

    //接続 入口状態値の取得
    if( this.numberOfAirInlet > 0 ){
        for( int i=0; i< this.airInPair.length; i++){
            this.airInPair[i] = (BestAir) super.sm.getState( super.getConnectionNode( this.S_NODE_airInPair[i]));
        }
    }
    if( this.numberOfHeatInlet > 0 ){
        for( int i=0; i< this.heaIn.length; i++){
            this.heaIn[i] = (Heat) super.sm.getState( super.getConnectionNode( this.S_NODE_heaInPair[i]));
        }
    }

    this.swcIn = super.cm.getCommand(super.getConnectionNode( this.C_NODE_swcIn ));

    //BESTの結果を出力
    double[][] best = new double[this.airInPair.length][3];

    try{
        File outputBEST = new File(bestcfdSaveField + "¥¥" + bestcfdFileName + ".txt");
        PrintWriter pw = new PrintWriter(outputBEST);
        int i0 = 0; //[]系統
        int j0 = 0; //[0]吸込み温度°C、[1]風量 g/s、[2]湿度 g/g
        if( this.numberOfAirInlet > 0 ){
            for( i0=0; i0<this.airInPair.length; i0++){//書き出す変数の個数 3
                best[i0][0] = this.airInPair[i0].getTempDB();
                best[i0][1] = this.airInPair[i0].getFlowRate();
                best[i0][2] = this.airInPair[i0].getHumi();
            }
        }
        if( this.numberOfAirInlet > 0 ){
            for( i0=0; i0<this.airInPair.length; i0++){
                pw.println(best[i0][0] + "," + best[i0][1] + "," + best[i0][2]+"¥n");
            }
        }
        pw.close();
    }catch(IOException e){
        System.out.println(e);
    }

    ///////////////////////////////////////////////////////////////////
    // ↑wait 前の処理

    // TODO
    // モニタ登録 & wait 開始
    MonitoringThread.regist(new RegistParam(this, 999));
    super.waitCFDAction();

    // ↓wait 後の処理
    ///////////////////////////////////////////////////////////////////

    //CFD 計算終了まで待機
    File outputCFD = new File(bestcfdSaveField + "¥¥" + cfdbestFileName + ".txt");

    //CFDの結果があれば読み込む。
    double[][] cfd = new double[this.airInPair.length][4];
    BufferedReader br = null;

    try{
        br = new BufferedReader(new FileReader(outputCFD));

```

```

//最終行まで読む
String line;
int i = 0; //[]系統

while((line = br.readLine()) != null){

    if (line.isEmpty()) {
        continue;
    }

    //1 行をデータ要素に分割
    //[0]吸込み温度°C、[1]風量 g/s、[2]湿度 g/g、[3]センサー温度°C
    String st[] = line.split(",");
    for(int j = 0; j< st.length;j++){
        cfd[i][j] = Double.parseDouble(st[j]);
    }
    i++;
}
//BESTの出口値にセット[i][j] = [系統[][]][([0]吸込み温度°C、[1]風量 g/s、[2]湿度 g/g、[3]センサー温度°C)]
if( this.numberOfAirInlet > 0 ){
    for( i=0; i<this.airInPair.length; i++){
        airOutPair[i].setTempDB(cfd[i][0]);
        airOutPair[i].setFlowRate(cfd[i][1]);
        airOutPair[i].setHumi(cfd[i][2]);
        envOut[i].setTaXa(cfd[i][3],cfd[i][2]);
    }
}
} catch(IOException e){
    System.out.println(e);
} finally {
    if (br != null) {
        try {
            br.close();
        } catch (Exception e) {
        }
    }
}

outputCFD.delete(); //ファイルの削除

//記録
if( this.isRecord && super.rm != null ){
    this.record();
}

////////////////////////////////////
// ↑wait 後の処理
}

@Override
public boolean canRstart() {

    // TODO 再始動するための判定条件を記述する

    // CFDからの出力ファイルがあるか
    File outputCFD = new File(bestcfdSaveField +"¥¥" + cfdbestFileName + ".txt");
    File outputBEST = new File(bestcfdSaveField +"¥¥" + bestcfdFileName + ".txt");
    boolean bool = outputCFD.exists();
    if(bool){
        bool = !( outputBEST.exists());
    }
    return bool;
}

/**
 * 記録
 */
private void record(){
    if( CheckPrintModule.isPrintMessage ){
        super.rm.setRecord( super.getConnectionNode( this.R_NODE ),

```

```

        this.RECORD_message, this.name, this.message.toString() );
    }

    if( CheckPrintModule.isPrintEnergy ){
        super.rm.setRecord( super.getConnectionNode( this.R_NODE ),
            this.RECORD_PPE_eleInLighting, this.name,
            this.eleInLighting.getActivePower() ); //”ZoneforSystem 室照明消費電力#W#電力 照明・コンセント 照明”;
        super.rm.setRecord( super.getConnectionNode( this.R_NODE ),
            this.RECORD_PPE_eleInConcent, this.name,
            this.eleInConcent.getActivePower() ); //”ZoneforSystem 室コンセント消費電力#W#電力 照明・コンセント コ
ンセント”;
    }
    if( CheckPrintModule.isPrintLoad ){
    }

    if( CheckPrintModule.isPrintStateOut ){
        //出口
        if( this.numberOfAirOutlet > 0 ){
            for( int i=0; i<airOutPair.length; i++ )
            {
                super.rm.setRecord( super.getConnectionNode( this.R_NODE ),
                    this.S_NODE_airOutPair[i] + ”吸込み乾球温度#C#温度”, this.name,
                    this.airOutPair[i].getTempDB() );
                super.rm.setRecord( super.getConnectionNode( this.R_NODE ),
                    this.S_NODE_airOutPair[i] + ”センサー乾球温度#C#温度”, this.name,
                    this.envOut[i].getTaXa() );
                super.rm.setRecord( super.getConnectionNode( this.R_NODE ),
                    this.S_NODE_airOutPair[i] + ”吸込み絶対湿度#g/g’#絶対湿度”, this.name,
                    this.airOutPair[i].getHumi() );
                super.rm.setRecord( super.getConnectionNode( this.R_NODE ),
                    this.S_NODE_airOutPair[i] + ”吸込み質量流量#g/s#流量”, this.name,
                    this.airOutPair[i].getFlowRate() );
            }
        }
    }

    if( CheckPrintModule.isPrintStateIn ){
        //入口
        //Heat
        if( this.numberOfHeatInlet > 0 ){
            for( int i=0; i<heaIn.length; i++ )
            {
                super.rm.setRecord( super.getConnectionNode( this.R_NODE ),
                    this.S_NODE_heaInPair[i] + ”室機器顕熱負荷#W#負荷”, this.name,
                    this.heaIn[i].getSensibleHeat() );
                super.rm.setRecord( super.getConnectionNode( this.R_NODE ),
                    this.S_NODE_heaInPair[i] + ”室機器潜熱負荷#W#負荷”, this.name,
                    this.heaIn[i].getLatentHeat() );
            }
        }
    }
}

public void update() {
}

//Heat
public Object viewInternal(TestCommand cmd) {
    List<Object> result = new ArrayList<Object>();
    result.add(super.cm);
    result.add(super.rm);
    result.add(super.sm);
    return result;
}

@Override
public String getName() {
    return this.getClass().getName();
}
}

```



[CFD]

以下に開発コードの一部 (図 5. 1-3 のユーザー関数に該当する箇所) を示す。尚、IPOS とは商用コード内で定義された割り込み関数のことで、IPOS3 は流体計算後に、IPOS2 は流体計算前に、1 時間ステップに 1 度呼ばれるものである。その他の関数や変数の詳細については本論文内で触れないが、おおよそ察しがつくよう配慮している。

CFD 側では、まず現在の計算時刻が次の連成計算時刻に達しているかを判断する。例えば時刻  $T$  にて連成を行った場合、次の連成時刻は  $T + \Delta T$  である。しかしながら CFD の計算時間刻み  $\Delta \text{time} \ll \Delta T$  であるため、連成を行うまでに複数ステップ単独で計算を行う必要がある。連成時刻に到達すれば、以降の流れは BEST と同様であり、最後に連成の時間を格納する変数に  $\Delta T$  を加えて次の時間ステップへと移る。

---

CFD 側の開発コード (Fortran)

---

```

C*****
      if (IPOS==3) then !RA 温度、湿度、濃度、センサ温度を取得
C*****
C      RA の温度取得
      ZoneName='RAtempゾーン'
      do i=1,46
        write(ZoneNo,*) i
        REGION_NAME=trim(adjustl(ZoneName))/trim(adjustl(ZoneNo))
        LVAR='TEMP'
        call IRAVRG(LVAR, REGION_NAME, IR)
        if (IR /= 0) then
          call GTAVRG(IR, DVA1, DVA2, DAVE)
          aRAtemp(i)=DAVE
        end if
      end do
C      RA の湿度取得
      ZoneName='RAtempゾーン'
      do i=1,46
        write(ZoneNo,*) i
        REGION_NAME=trim(adjustl(ZoneName))/trim(adjustl(ZoneNo))
        LVAR='AHUM'
        call IRAVRG(LVAR, REGION_NAME, IR)
        if (IR /= 0) then
          call GTAVRG(IR, DVA1, DVA2, DAVE)
          aRAhumi(i)=DAVE
        end if
      end do
C      RA の濃度取得
      ZoneName='RAtempゾーン'
      do i=1,aZoneKazu
        write(ZoneNo,*) i
        REGION_NAME=trim(adjustl(ZoneName))/trim(adjustl(ZoneNo))
        LVAR='CN01'
        call IRAVRG(LVAR, REGION_NAME, IR)
        if (IR /= 0) then
          call GTAVRG(IR, DVA1, DVA2, DAVE)
          aC(i)=DAVE
        end if
      end do
C      センサ温度の取得
      zoneName='センサ tempゾーン'
      do i=1,aZoneKazu
        write(ZoneNo,*) i
        REGION_NAME=trim(adjustl(ZoneName))/trim(adjustl(ZoneNo))
        LVAR='TEMP'
        call IRAVRG(LVAR, REGION_NAME, IR)
        if (IR /= 0) then

```

```

        call GTAVRG(IR, DVA1, DVA2, DAVE)
        aSENSRtemp(i)=DAVE
    end if
end do
end if
C*****
if (IPOS==2) then !BEST と CFD のデータ受け渡し
C*****
C BESTtime より CFDtime が大きくなったらデータの授受
    if (BESTtime <= TIME) then
        open(100, file='C:\Users\YPS8100\Desktop\fcupling\test.txt')
        write(M6, *) 'CFDtime', TIME, 'BESTtime', BESTtime
C BEST から SA データの読み込み 吹出し温度[°C], 風量[g/s], 湿度[g/g]
        do
            open(11, file=FileBEST, status='old', err=500)
            exit
500         call sleep(1)
        end do
        do i=1, aZoneKazu
            read(11, *) aSAtemp(i), aSAvolume(i), aSAhumi(i)
        end do
C CFD のデータを書き込む 吸込み温度[°C], 風量[g/s], 湿度[g/g], センサー温度[°C]
        do
            open(21, file=FileCFD, status='new', err=700)
            exit
700         call sleep(1)
        end do
        if (NCUCY==1) then
            do i=1, aZoneKazu
                write(21, *) 30.0, ', ', 0.0, ', ', 0.0, ', ', 30.0
                write(M6, *) 'ゾーン', i, 'SA:temp', aSAtemp(i), ', ', vol', aSAvolume(i)
                write(M6, *) 'RA:temp', aRAtemp(i), ', ', sensTemp', aSENSRtemp(i), ', ', RAhu', aRAhumi(i)
            end do
            close(21)
        else
            do i=1, aZoneKazu
                write(21, *) aRAtemp(i), ', ', aSAvolume(i), ', ', aRAhumi(i), ', ', aSENSRtemp(i)
                aSAvolume(i) = aSAvolume(i)/1200/3 !単位変換 g/s→m3/s
                write(M6, *) 'ゾーン', i, 'SA:temp', aSAtemp(i), ', ', vol', aSAvolume(i), 'humi', aSAhumi(i)
                write(M6, *) 'RA:temp', aRAtemp(i), ', ', sensTemp', aSENSRtemp(i), ', ', RAhu', aRAhumi(i)
            end do
            close(21)
        end if
C BEST.txt ファイルの消去
        do
            close(11, STATUS='DELETE')
            EXIT
            call sleep(1)
        end do
        BESTtime = BESTtime + 60
    end if
C 機械換気の温度と風量, 稼働時間の設定
C ON, OFF の設定(CC 以外)
    if (28800 <= TIME. and. TIME < 79800) then
        kikaiONOFF(1) = 1
    else if (160800 <= TIME. and. TIME < 166200) then
        kikaiONOFF(1) = 1
    else
        kikaiONOFF(1) = 0
    end if
C ON, OFF の設定(CC)
    if (TIME < 103200) then
        kikaiONOFF(2) = 1
    else if (160800 <= TIME) then
        kikaiONOFF(2) = 1
    else
        kikaiONOFF(2) = 0
    end if
C 風量の設定(CC 以外)
    if (kikaiONOFF(1) == 1) then
        aSAvolume(39) = 350.0/60.0/60.0
    else

```

```
        aSAvolume(39) = 0.0
    end if
C   風量の設定(CC)
    if(kikaiONOFF(2) == 1) then
        aSAvolume(40) = 500.0/60.0/60.0
    else
        aSAvolume(40) = 0.0
    end if
C   温度の設定
    aAverage = 0.0
    do i = 37,44
        aAverage = aAverage+aRAtemp(i)
    end do
    aAverage = aAverage/8.0

    call USER_GET_OV_VAL(IADRtemp, VARL)
    aSAtemp(39) = VARL-(VARL-aAverage)*0.7 !パンプ型
    aSAtemp(40) = VARL-(VARL-(aRAtemp(45)+aRAtemp(46))/2.0)*0.7 !CCのライン型
C   濃度の設定
    aC(39) = 0.0
    aC(40) = 0.0
C   湿度の設定
    aAverage = 0.0
    do i = 37,44
        aAverage = aAverage+aRAhumi(i)
    end do
    aAverage = aAverage/8.0

    call USER_GET_OV_VAL(IADRhumi, VARL)
    aSAhumi(39) = VARL-(VARL-aAverage)*0.70 !パンプ型
    aSAhumi(40) = VARL-(VARL-(aRAhumi(45)+aRAhumi(46))/2.0)*0.70 !CCのライン型
end if
C
```

## 5.2 データ連携手法

### ●5.2.1 データ連携手法

設計業務においては、メンバーが多種かつ扱う情報量が膨大であることから、データの不整合やミス防止のため度重なる確認作業を要してきた。また、設計の初期段階から実施設計段階に至るまで何度も検討が行われる BEST や CFD 等の環境解析においても、入力が煩雑かつ多岐に渡るため、注意深く作業を行っても人為的なミスが発生する可能性はゼロとはならない。本研究では、近年、高効率かつ高品質な設計業務を実現しつつある BIM の一元管理の思想に倣い、BEST と CFD の連成解析における入力作業の省力化及び人為的ミスの低減を可能とするデータ連携手法を提案する。

### ●5.2.2 BIM によるデータ連携事例

建築分野におけるシミュレーションプログラムは日本のみならず、世界に多数存在する。ユーザーは、これらプログラム毎に定められたフォーマットの入力データやデータベースを準備する必要があり、一方で、入力が煩雑かつ多岐に渡るため、人為的な入力ミスが生じてしまう。このような問題を解決する方法として、普遍的なデータ記述形式である XML (Extensible Markup Language) の利用がある。XML とは、タグと呼ばれる特定の文字列で情報の意味や構造・装飾などを埋め込んでいく言語で、ユーザーが独自のタグを指定できる。データの構造そのものを反映させることが可能であり、データの中身だけを分析すれば他の補助資料を必要とせず全内容を解読することができるようになっている。汎用的なテキストデータであり、言語や処理系に依存することなく、データを利用することができる。

システムシミュレーションに関連する代表的な例として、北米で開発された gbXML (Green Building XML) <sup>文11)</sup> という XML スキーマ (データフォーマット) がある。これは、シミュレーションに係わる建物・設備機器・熱・光・空気といった要素からコストにいたるまで階層構造や関係性がモデル化されている (図 5.2.2-1 参照)。データを記述するタグ名、データベースの普遍性が鍵となることから、この XML スキーマは常に内容の見直しが行われ、更新されている。gbXML を利用することによって、図 5.2.2-2 に示すように 3D 建築 CAD と DOE2、Energy Plus 等のシミュレーションプログラムの連携を実現している。このような普遍性・再利用性の高いデータを用いることにより設計・施工・運用の各段階において、同一の仮想建物モデルデータで共有可能であることから、大幅なコスト削減、高効率化等が図れる。また、最近では、gbXML は BIM (Building Information Model) のうち、グリーンビルディング設計および管理に特化している。BIM とは、建物とそれに関わる多様な情報を 3 次元建物モデルに集約・統合したもので、これを一種の建物データベースとして、設計から施工、維持管理に至るプロジェクト全体で活用する建築手法の一つである。その他にも、IAI<sup>\*8</sup> (International Alliance for Interoperability) が開発した ifcXML<sup>\*9</sup>、aecXML<sup>10\*</sup>、bcXML<sup>\*11</sup>

などの XML スキーマが利用されている。



図 5.2.2-1 gbXML スキーマの概要<sup>文12)</sup>

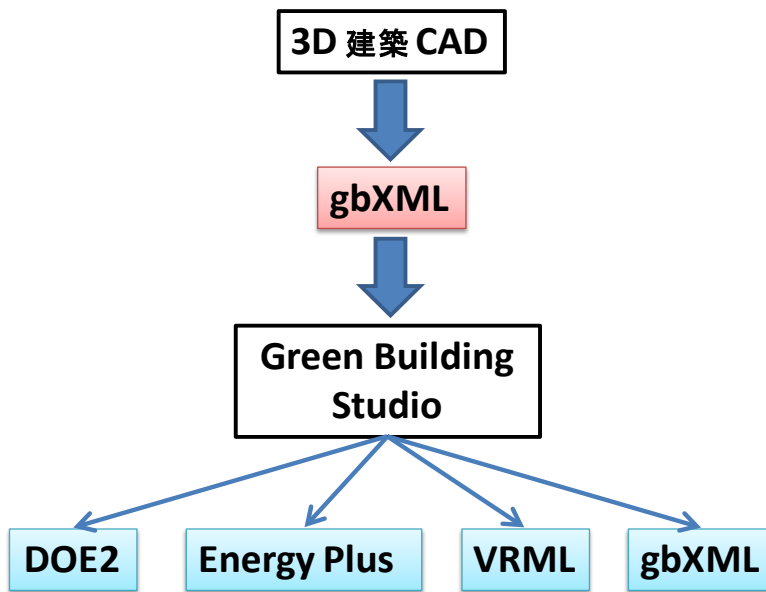


図 5.2.2-2 シミュレーションプログラムの流れ

\*8 IAI : データを共有化し、相互運用するための活動をする世界的な組織。ifc の利用推進。20 カ国程度が加盟。  
 \*9 ifcXML : 建物を構成する全てのオブジェクト (ドア、窓、壁などのような要素) のシステム的な表現方法に関する仕様。  
 \*10 aecXML : AEC/FM 分野での利用を目指した XML スキーマ。  
 \*11 bcXML : EU 諸国で検討している aecXML と同様の XML スキーマ。

設計段階において図面作成やプレゼンテーションなど様々な用途で利用可能な建築 BIM を、BEST 平成 25 年省エネ基準対応ツール(5.2.2 では以降 BEST)へ連携している事例を図 5.2.2-1 に示す。BEST においても、BIM(建築情報)を利用した設備設計業務への展開の可能性が示されている<sup>文12)</sup>。

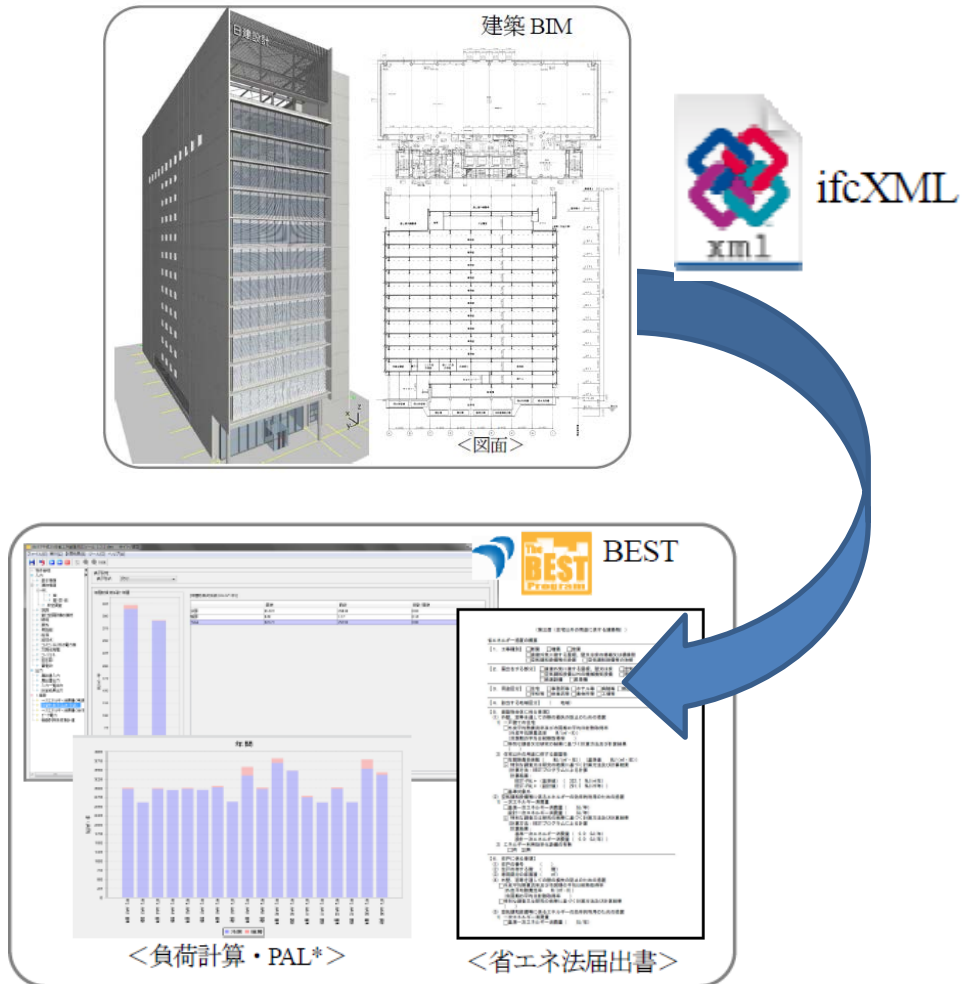


図 5.2.2-1 BIM によるデータ連携の例

●5.2.3 解析データ連携手法の概要

BEST 及び CFD 解析を実施する際に必要となる入力データの一例を表 5.2-1 に示す。これらのデータは、大きく 2 つに分けられる。1 つ目は、建築、気象、内部発熱条件等の固定値、2 つ目は空調条件等の連成計算により計算される値である。1 つ目の固定値は、さらに時刻変動の無い建築条件、時刻変動のある気象及び内部発熱条件に分けられる。データの入力・連携の概要を図 5.2-1 に示す。図 5.2-1 に示す通り、通常、①から⑥の順でデータ入力・連携が行われ、次の時刻のステップでは再び①からスタートする。前述の通り、BEST と CFD の連成解析では、双方で空調関連の入力条件が必要となり、タイムステップ毎に相互にデータのやり取りを行う（図 5.2-1 の③⑥）。その他の必要な条件としては、建築・気象・内部発熱条件がある。まず、建築条件は、シミュレーションの 1 タイムステップ目に 1 度だけ入力する入力条件である。これは、近年の BIM の進展により、建築データの様々なツール間での連携が可能となりつつある<sup>文13)</sup>。次に、気象・内部発熱条件は、同じく入力データであるが、タイムステップ毎に変動する膨大なデータである。これらのデータは双方でタイムステップ毎に設定することも可能（図 5.2-1 の①④）であるが、どちらか一方で設定した方が入力作業及び人為的ミスの低減に繋がる。BEST はこれら時刻変動データの入力インターフェースがあるため、本研究では BEST で入力されたデータを CFD へ出力し、連携する方法（図 4 の③）を提案する。尚、BEST は、建物全体の年間 ES を行うことを目的としたツールであるため、CFD 以外との連成解析に必要な様々な設備シミュレーションのデータ連携プラットフォームとしての役割も期待される。

表 5.2-1 BEST 及び CFD 解析に必要な入力条件とデータの性質

データ		性質	備考
項目			
建築条件	室形状・位置	入力値	BIM との連携可能
	面積・方位		
	部材熱性能		
気象条件	気温	入力値(時刻変動) (図 5.2-1 の①・④)	—
	湿度		
	日射量		
	風向・風速		
内部発熱条件	人体	④	
	機器		
	照明		
空調条件	給気温湿度・風量	時刻毎の	BEST から出力
	還気温湿度・風量	計算値	CFD から出力
	センサー温度	(図 5.2-1 の③, ⑥)	

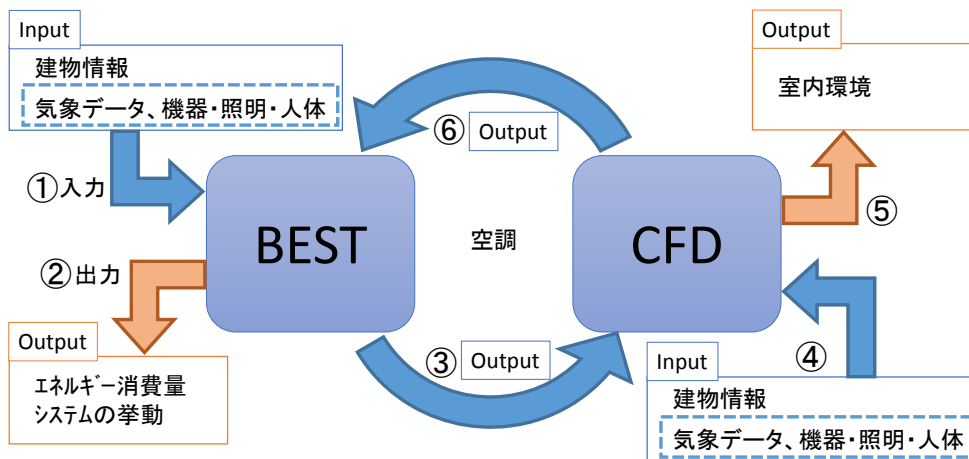


図 5.2-1 データ連携の概要

連携のためのデータの受け渡し手法については、前節にて示した手法と同様である。BEST では、気象・内部発熱データを中間ファイルへ出力する CFD 連携モジュールを作成し、タイムステップの初めに計算されるように追加する(図 5. 1-5)。一方、CFD は、ユーザー関数によりこれらの中間ファイルを読み込み、3次元熱流体解析の内部発熱や外気温度条件として設定する。

本研究で開発した BEST (Java) のデータ連携のためのクラスとして、内部負荷を連携するためのコードを以下に示す。

#### BEST の開発コード (Java)

中間ファイルを介してデータをやり取りするクラス  
LoadCFDforSystemModule20140420.java

```
package cfd.module;

import java.io.File;
import java.io.IOException;
import java.io.PrintWriter;
import java.util.ArrayList;
import java.util.List;
import java.util.Map;
import jp.or.ibec.best.control.schedule.BestTimeManager;
import jp.or.ibec.best.control.schedule.IBestDomainSchedule;
import jp.or.ibec.best.dk.test.TestCommand;
import jp.or.ibec.best.domain.building.load.Equipment;
import jp.or.ibec.best.domain.building.load.Human;
import jp.or.ibec.best.domain.building.load.InternalWall;
import jp.or.ibec.best.domain.building.load.Lighting;
import jp.or.ibec.best.domain.building.load.LoadElement;
import jp.or.ibec.best.domain.building.load.OutsideWall;
import jp.or.ibec.best.domain.building.load.Window;
import jp.or.ibec.best.domain.building.load.WindowConditions;
import jp.or.ibec.best.domain.building.load.WindowConduct;
import jp.or.ibec.best.domain.building.load.WindowSolar;
import jp.or.ibec.best.domain.building.manager.SpaceManager;
import jp.or.ibec.best.domain.building.spaces.ISpace;
import jp.or.ibec.best.domain.building.spaces.Space;
import jp.or.ibec.best.domain.sample.air.CheckPrintModule;
import jp.or.ibec.best.essentials.AbstractBestModule;
import jp.or.ibec.best.essentials.BestSpecs;
```



```

import jp.or.ibec.best.essentials.IBestControlMessage;
import jp.or.ibec.best.essentials.IBestMetaModule;
import jp.or.ibec.best.essentials.IBestRecordMessage;
import jp.or.ibec.best.essentials.IBestStateMessage;

/**
 * ゾーンの内部発熱の条件を CFDconnect に出力するモジュール
 * @author iida
 */
public class LoadCFDforSystemModule20140420 extends AbstractBestModule implements IBestMetaModule{

    //外部定義項目
    private int[] dateTime; //0:年、1:月、2:日、3:年間通算日、4:曜日、5:時、6:分、7:秒
    private final String SPEC_msName = "室グループ/室/ゾーン";
    //
    private final String moduleName = "(ZoneCFDforSystemModule) ";
    //接続ノード
    private final String R_NODE = "L2_recOut";
    //仕様
    private final String SPEC_name = "名称";
    private final String SPEC_bestcfdSaveField = "中間ファイルの保存場所";
    private final String SPEC_BESTCFDFileSavename = "BEST→出力ファイル名";
    //記録

    //仕様など
    private String bestcfdFileName; //BESTCFD ファイルのファイル名
    private String multiSpaceName=null;
    private String zoneName=null;
    private String bestcfdSaveField;

    @Override
    public void setProfile(BestSpecs spec) {
        if(spec == null) {
            return;
        }

        Map<String, String> map = spec.getSpec();
        if(map == null) {
            return;
        }

        //名称を取得
        if(null!=map.get(this.SPEC_msName){
            // MultispaceName/RoomName/ZoneName
            String spaceName = (String)map.get(this.SPEC_msName);
            multiSpaceName=spaceName.split("/")[0];
            zoneName=spaceName.split("/")[2];
        }else{
            System.out.println("(E) MultiSpaceName is null !!");
            return;
        }
    }

    //BESTCFD のファイル保存場所 bestcfdSaveField を取得
    if (null != map.get(this.SPEC_bestcfdSaveField)) {
        this.bestcfdSaveField = (String)map.get(this.SPEC_bestcfdSaveField);
    }else{
        System.out.println( this.moduleName + "(W) 保存場所の指定がありません");
    }

    //BESTCFD のファイル名 bestcfdFileName を取得
    if (null != map.get(this.SPEC_BESTCFDFileSavename)) {
        this.bestcfdFileName = (String)map.get(this.SPEC_BESTCFDFileSavename);
    }else{
        System.out.println( this.moduleName + "(W) ファイル名の指定がありません");
    }
}

    PrintWriter pwDebug = null;

    public void initialize(IBestStateMessage stateNodes,
        IBestControlMessage commandNodes, IBestRecordMessage recordNodes,
        IBestDomainSchedule schedule) {

```

```

//状態ノードを取得
super.sm = stateNodes;

//制御ノードを取得
super.cm = commandNodes;

//記録ノードを取得
super.rm = recordNodes;

//接続ノード 出口
//eleInLighting

File outputDebug = new File(bestcfdSaveField + "¥¥" + bestcfdFileName + zoneName + "_debug.csv");

try {

    pwDebug = new PrintWriter(outputDebug);
    Space zone = (Space)SpaceManager.getInstance().getISpace(multiSpaceName, zoneName);
    StringBuilder header = new StringBuilder();
    header.append("1:月,2:日,4:曜日,5:時,6:分,7:秒,");
    List<LoadElement> loadElements = zone.getLoadElementManager().getLoadElements();
    for(LoadElement element : loadElements) {
        if(element instanceof OutsideWall) {
            OutsideWall ow = (OutsideWall)element;
            header.append(ow.getSurfaceName() + ",");
        }
        if(element instanceof InternalWall) {
            InternalWall iw = (InternalWall)element;
            header.append(iw.getSurfaceName() + ",");
        }
        if(element instanceof WindowConduct) {
            WindowConduct w = (WindowConduct)element;
            header.append("[window load],");
            header.append("[srhg[0 : 全成分],");
            header.append("[srhg[1 : 透過成分],");
            header.append("[srhg[2 : 長波放射・対流成分],");
        }
    }
    pwDebug.println(header.toString());
    pwDebug.flush();

} catch (Exception e) {
    e.printStackTrace();
}

}

public void outputs() {

    //接続 ゾーンの発熱量の取得
    dateTime = BestTimeManager.getDateWeatherTime();//時間
    //0:年, 1:月, 2:日, 3:年間通算日, 4:曜日, 5:時, 6:分, 7:秒
    int timeInterval;//計算時間間隔
    timeInterval = BestTimeManager.getCurrentInterval();

    // 室情報の取得
    Space zone = (Space)SpaceManager.getInstance().getISpace(multiSpaceName, zoneName);
    List<LoadElement> loadElements = zone.getLoadElementManager().getLoadElements();

    String[] bestload = new String[3];
    String[] debugWallload = new String[3];

    double humanNumber = 0;

    for(LoadElement element : loadElements){
        if(element instanceof Lighting) {
            Lighting lig = (Lighting)element;
            double[] hg = lig.getHg();//対流、放射、潜熱
            bestload[0]=Double.toString(hg[0]) + ", " + Double.toString(hg[1]) + ", " + Double.toString(hg[2]);
        }
        if(element instanceof Equipment) {
            Equipment equ = (Equipment)element;
            double[] hg = equ.getHg();//対流、放射、潜熱

```

```

        bestload[1]=Double.toString(hg[0]) + "," + Double.toString(hg[1]) + "," + Double.toString(hg[2]);
    }
    if(element instanceof Human) {
        Human hum = (Human)element;
        double[] hg = hum.getHg();//対流、放射、潜熱
        bestload[2]=Double.toString(hg[0]) + "," + Double.toString(hg[1]) + "," + Double.toString(hg[2]);
        double density = hum.getDensity(); //人員密度人/m2
        int number = hum.getNumber(); //人数
        double dailySchHuman = hum.getDailySchHumanVs1(); //人員スケジュール (0-1)
        double floorArea = zone.getValue(ISpace.FLOORAREA); //床面積[m2]
        double nHuman = floorArea * density + number; //合計人数 (max)
        humanNumber = nHuman * dailySchHuman; //合計人数 (スケジュール)
    }
}

//BESTの結果を出力
PrintWriter pw = null;
try{
    File outputBEST = new File(bestcfdSaveField + "¥¥" + bestcfdFileName + ".txt");
    pw = new PrintWriter(outputBEST);
    //計算時間間隔、1:月、2:日、4:曜日、5:時、6:分、7:秒
    pw.println(timeInterval + "," + dateTime[1] + "," + dateTime[2] + "," + dateTime[4] + "," + dateTime[5] + ","
+ dateTime[6] + "," + dateTime[7]);
    pw.flush();
    int i = 0; // [0]照明発熱 W (対流,放射,潜熱)、 [1]機器発熱 W (対流,放射,潜熱)、 [2]人体発熱 W (対流,放射,潜熱)、人
数(人)
    for( i=0; i<bestload.length; i++){
        pw.print(bestload[i] + ",");
    }
    pw.print(humanNumber); //合計人員
} catch (IOException e) {
    System.out.println(e);
} finally{
    pw.close();
}

// debug
try {

    StringBuilder data = new StringBuilder();
    data.append(dateTime[1] + "," + dateTime[2] + "," + dateTime[4] + "," + dateTime[5] + "," + dateTime[6] + ","
+ dateTime[7] + ",");

    for(LoadElement element : loadElements){
        if(element instanceof OutsideWall) {
            OutsideWall ow = (OutsideWall)element;
            data.append(ow.getLoad() + ",");
        }
        if(element instanceof InternalWall) {
            InternalWall iw = (InternalWall)element;
            data.append(iw.getLoad() + ",");
        }
        if(element instanceof WindowConduct) {
            WindowConduct w = (WindowConduct)element;
            data.append(w.getLoad() + ",");
            WindowConditions condNoBlind = w.getWindow()[0];
            data.append(condNoBlind.getSolarHG()[0] + ",");
            data.append(condNoBlind.getSolarHG()[1] + ",");
            data.append(condNoBlind.getSolarHG()[2] + ",");
        }
    }
    pwDebug.println(data.toString());
    pwDebug.flush();

} catch (Exception e) {
    e.printStackTrace();
}

}

/**
 * 記録

```

```
    */
private void record() {
}

public void update() {
}

public Object viewInternal(TestCommand cmd) {
    List<Object> result = new ArrayList<Object>();
    result.add(super.cm);
    result.add(super.rm);
    result.add(super.sm);
    return result;
}
}
```

### 5.3 5章のまとめ

本章では、5.1にて、既往の研究成果と比較することで、採用したESツールとCFDの連成解析手法を2つに分類し、本手法は、ESツールの予測精度向上を主目的とする(補助ツールとしてのCFD)のではなく、ESツールとCFDの双方の予測精度を向上させる手法であることを示した。また、本研究では、CFDのユーザー関数による手法と、中間ファイルによる手法の2つを挙げ、それぞれの連成方法を示した。CFDのユーザー関数による手法は、ESツールとCFDのプログラム言語が同一であることから、CFDプログラム内にESのライブラリ(モジュール)をセットし、CFDのユーザー関数内で構築した空調システムが当該モジュールを呼び出すことで連成を可能とした。この手法は処理プロセスがシンプルであるため開発が容易であるという特徴がある。一方の中間ファイルによる手法は、プログラム言語が同一でない場合に有効な方法であり、空調システムの構築などを、ESツール側で行うことが出来、連成に必要な処理をES、CFD双方で用意することで、モデルの変更やシステムの変更にも容易に対応することが可能である。

5.2では、BIMの一元管理の思想に倣い、BESTとCFDの連成解析における入力作業の省力化及び人為的ミスの低減を目的としたデータ連携手法を提案した。これにより、BESTとCFD双方で入力が必要であった時刻ごとに変動する内部発熱や外気条件などの膨大なデータを、ユーザーインターフェースの優れた一方(BEST)のみで設定することが可能となる。

### 5章の参考文献

- 1) Peter V. Nielsen et al: Computational Fluid Dynamics and Building Energy Performance Simulation, Proceedings of ROOMVENT' 98, Sixth International Conference on Air Distribution in Rooms, Stockholm, Vol.1, pp.101-107
- 2) Zhiqiang J. Zhai et al.: Solution characters of iterative coupling between energy simulation and CFD programs, Energy and Buildings, Vol.35 (2003), pp. 493-505
- 3) Zhiqiang J. Zhai et al.: Performance of Coupled building energy and CFD simulations, Energy and Building Vol.37 (2005), pp.333-344
- 4) Qingyan Chen et al.: On approach to couple energy simulation and computational fluid dynamic programs, Building and Environmental, Vol.37 (2002), pp.857-864
- 5) 范 芸青, 伊藤 一秀ほか: 中規模オフィスビルを対象とした全熱交換器の空調消費電力削減効果に関する実測研究 第3報 全熱交換器モデルを介したCFDとBESの連成解析, 空気調和・衛生工学会論文集, No.180 (2012), pp.13-21
- 6) 平川 聡, 白石 靖幸ほか: 空調システムシミュレーションとCFDの連成解析による空調性能シミュレータに関する研究 第1報 シミュレータの概要及びオフィス空間を想定した定常実験による予測精度の検証, 空気調和・衛生工学会論文集 Vol.170 (2011), pp.1-9

- 7) 大野 茂, 村上 周三ほか: 数値室内気候実験室の開発 : 基本性能の検証, 日本建築学会計画系論文集, No. 553 (2002), pp. 85-90
- 8) 飯田 玲香, 富安 雄太ほか: オフィスビルにおける自然換気併用空調システムの性能検証 (第2報) 建築物総合 ES ツールと非定常 CFD の連成解析による検討, 空気調和・衛生工学会論文集, Vol. 216 (2015), pp. 27-35
- 9) 尹 奎英, 近藤 順也ほか: CFD と連成した空調システムシミュレーションに関する研究 (第1報) 連成解析の設計段階における適用事例: 床吹き出し空調方式導入時, 日本建築学会環境系論文集, No. 658 (2010), pp. 1069-1076
- 10) 長井 達夫ほか: 外皮・躯体と設備・機器の総合エネルギーシミュレーションツール「BEST」の開発 (その 16) 空調システムのシミュレーション手法, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文, 2007, pp. 2029-2032
- 11) gbXML (Green Building XML) <http://www.gbxml.org/>
- 12) 飯田 玲香 他, 外皮・躯体と設備・機器の総合エネルギーシミュレーションツール「BEST」の開発 (その 157) BEST と BIM の連携に関する検討, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文, 2015
- 13) 横井 睦己ほか: 設備設計における BIM の実践的利用: その 1 システム構成、熱負荷計算自動化とシミュレーション利用 日本建築学会学術講演梗概集, 2010 (環境工学 2), pp. 1229-1230

## 第6章 HVACSIM と CFD の連成解析による 熱的混合損失・利得量の評価

近年、低炭素社会の推進に伴い建築設備、特に空調システムの省エネ化が重要となっている。このため、実験室実験もしくは実在ビルを対象とした実測に基づく様々な性能検証が行われているが、これらは測定精度や実験・実測に要する時間、労力などの面で問題も多い。更に、実在オフィスの場合、建物各々で立地、気象条件、建物仕様が異なるため、設計段階もしくはチューニング段階における検証ではシミュレーションによる高精度且つ簡易な手法が必要となる。このため、省エネ性能評価が可能なツールとして空調システムシミュレーションが導入され、その有効性が検証されている。しかし、簡易な空調熱負荷計算プログラムだけでなく、それらのシミュレーションツールの殆どは、室内の温熱空気環境の情報は代表点（室内平均）1点で表現しており、室内物理環境の3次元分布については考慮していない。また、吹出口・吸込口・熱負荷・センサ等の位置や数の情報も解析には考慮されておらず、室内環境側、室内の温熱・空気環境の空間分布を詳細に再現できるツールとしてCFD（Computational Fluid Dynamics）が挙げられ、これまでに空間分布の顕著な大空間空調やゾーン別空調などの検討の際に重要な役割を担っており、居住域の快適性や空調の効率化のための設計ツールとしてその有効性が認識されるに至っている。更に、商用コードの普及に伴い、その実績の多さと簡易さから、CFD解析による様々な空調方式を対象とした研究が行われている。しかし、CFD解析だけでは、空調機の運転条件、制御条件も含めた省エネルギー評価が困難である等の理由から、空調システムと室内環境の空間分布を同時に解析する試みも幾つか検討されている。例えば、室内の空間分布に対応する簡易な年間空調負荷予測モデル<sup>文1)</sup>や、室内環境の鉛直分布を再現した空間と空調システムの連成モデル<sup>文2)</sup>、CFDと簡易な空調制御モデルの連成解析<sup>文3)</sup>、自然換気システムとCFDの連成解析<sup>文4)</sup>等である。しかし、空調システムとの連成による計算負荷や煩雑さ等の問題から、室内側と空調システム側を詳細且つ同時に解析できるモデルは殆ど提案されていない。また、先行研究として提案されている数値室内気候実験室<sup>文5)</sup>は、本研究の空調性能シミュレータと類似した概念であり、実験室の意義づけも明確に示され、また詳細な検討が行われている。しかし、本研究とは連成手法が異なる上、実験との比較による予測精度の検証も不十分である。

そこで本研究では、空調システムの省エネ設計や効率的な運用支援を目的として、空調システムシミュレーションHVACSIM+(J)<sup>文6)</sup>とCFD商用コードとの連成解析手法を構築し、同手法を用いて事務所ビルを模擬した空調性能試験室<sup>文7)</sup>を再現した、空調性能シミュレータを提案すると共に、設計・運用段階を想定した同シミュレータの利用可能性を示す。ここでは、連成解析手法の概要を示すと共に、設定室温及び空調機の吹出条件等を変化させた計20ケースの定常実験を対象として、室内環境側及び空調機側の各種物理量の実験値と解析

値の比較によって、提案するシミュレータの予測精度の検証を行う。加えて、室内側の物理量として熱的混合損失・利得量に関する詳細情報や解析時間等を示すことにより、同シミュレータの有効性を検証する。

## 6.1 実験概要

### ●6.1.1 実験室の概要

図 6.1-1 に平面図を示す。試験室は、6 面をガードルーム（以下 GR ） と称する任意の温度条件を実現できる空間によって囲まれており、一般的なオフィス空間の 1 スパンを切り取った空間（6m × 10m × 2.7m ） を想定している。外気を想定した南面の GR1 には、全面シングルガラス窓を設けている。ペリメータゾーン（以下 PZ ）は VVW 制御を行う 2 台のファンコイルユニット（以下 FCU ）、インテリアゾーン（以下 IZ ）は VAV 制御を行う空調機（以下 AHU ）により室温制御を行う。南側窓面から 4m を PZ とし、PZ 室温センサーは東側壁面中央、 IZ 室温センサーは北側壁面中央の床上 1.2m にそれぞれ設置している。また、室内には OA 機器及び人体発熱を想定した模擬発熱体を 20 個設置している。

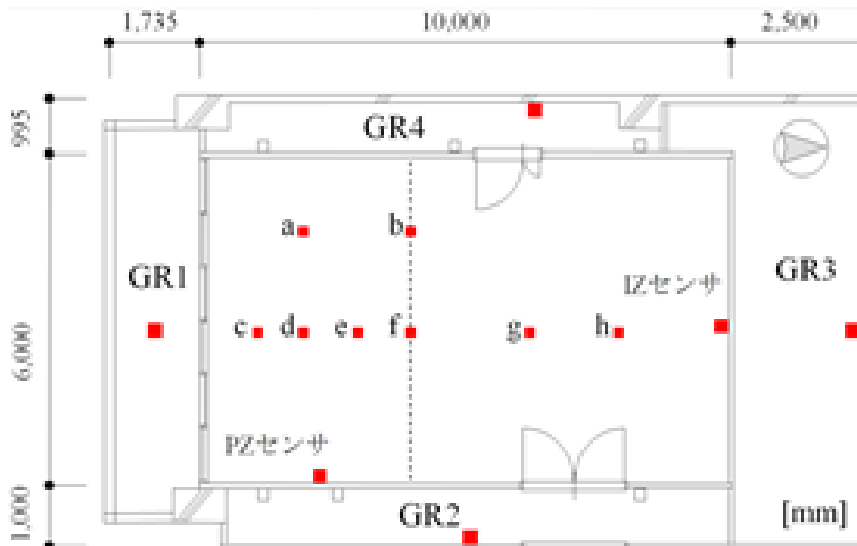


図 6.1-1 試験室平面図及び空気温度の測定点

### ●6.1.2 計測概要

空調制御に関するデータ、空気温度、表面温度、表面熱流を計測し、コンピュータに記録した。図 6.1-1 に空気温度の測定点を示す。室内の鉛直温度の測定位置は、a 点から h

点の 8 点、測定高さは 0.1m、0.6m、1.1m、1.8m、2.4m、2.6m の 6 点とし、計 48 点の測定を行った。GR の空気温度に関しては、GR1～4 では各 GR 内に設置した室温センサー、GR5 では 6 点（PZ 側 3 点、IZ 側 3 点）、GR6 では 10 点（PZ 側 4 点、IZ 側 6 点）の空気温度をそれぞれ測定している。空気温度は熱電対、表面温度と熱流はそれぞれ表面温度センサー、熱流センサーにより測定し、測定間隔は空調制御データを 1 分



間隔、その他の計測データを 5 分間隔とした。

●6.1.3 実験条件

表 6.1-1 に全ケース共通の実験条件を示す。実験は熱的混合損失や不均一な温熱環境が生じやすい冬季の曇天日を想定しており、日射は考慮していない。また、簡略化のため外気導入も行っていない。定常実験であるため、照明及び模擬発熱体を点灯したまま空調を連続的に運転している。GR2～4 の室温は IZ の室温、上階 GR5 は試験室内の 2 重床空間、下階の GR6 は試験室の天井裏空間を模擬するように制御する<sup>文7)</sup>。具体的には、上階スラブの上表面温度については、試験室内スラブの上表面温度を設定値とし、試験室スラブの下表面温度については、上階スラブの下表面温度を設定値として各々制御する。表 6.1-2 に各ケースの実験条件を示す。PZ 設定値、IZ 設定値、外気温度 (GR1 の設定温度)、AHU 吹出温度、AHU 風量上限値、FCU 温水流量上限値の 6 要因を変化させた計 20 ケースの実験を行った。

表 6.1-1 全ケース共通の実験条件

項目		設定内容	
対象日		冬期曇天日	
空調機	制御	VAV	
	外気導入	無し	
FCU	制御	VWV	
GR <sup>文7)</sup>	GR1 (外気)	一定	
	GR2~4 (隣室)	IZ 室温	
	GR5 (天井)	床下温度	
	GR6 (床)	天井裏温度	
試験室	窓性能		シングルガラス
	内部発熱	模擬発熱体	90W×20 個
		照明	128W×15 個

表 6.1-2 ケース毎の実験条件

case	PZ 設定値	IZ 設定値	GR1 温度 (外気)	AHU 吹出 温度設定	AHU 風量 上限	FCU 温水 流量上限
単位	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[m <sup>3</sup> /h]	[ℓ/min]
1-1	24	24	12	16	1100	30
1-2				20		
1-3				16		10
1-4				20		
2-1	24	24	7	16	1600	30
2-2				20		
2-3				16		10
2-4				20		
3-1	22	24	7	16	1600	30
3-2				20		
3-3	24	22		16		
3-4				20		
4-1	22	24	12	16	1600	20
4-2		22				
4-3	24	22				
4-4		24				
5-1	22	24	5	20	1600	20
5-2		22				
5-3	24	22				
5-4		24				

## 6.2 解析概要

### ●6.2.1 連成解析の概要

連成解析の概要を図 6.2-1 に示す。HVACSIM + (J) は、コンポーネント形式のプログラム構造を有し、ファンやコイルなどの空調システムを構成する各機器を”TYPE”と呼ばれるサブルーチンとして定義している。シミュレーションはこの”TYPE”の組み合わせにより行われ、各”TYPE”の入出力変数を対応させ、連結することで空調システム全体を再現している。一方、CFD 解析ツールは操作性が高く、検証実績の多い商用コードの利用が主流であり、それらの多くはユーザーによるカスタマイズが可能なユーザー関数が準備されている。本研究では、CFD 商用コードにユーザー関数を用いて各種”TYPE”を組み込み、連成解析を行う。

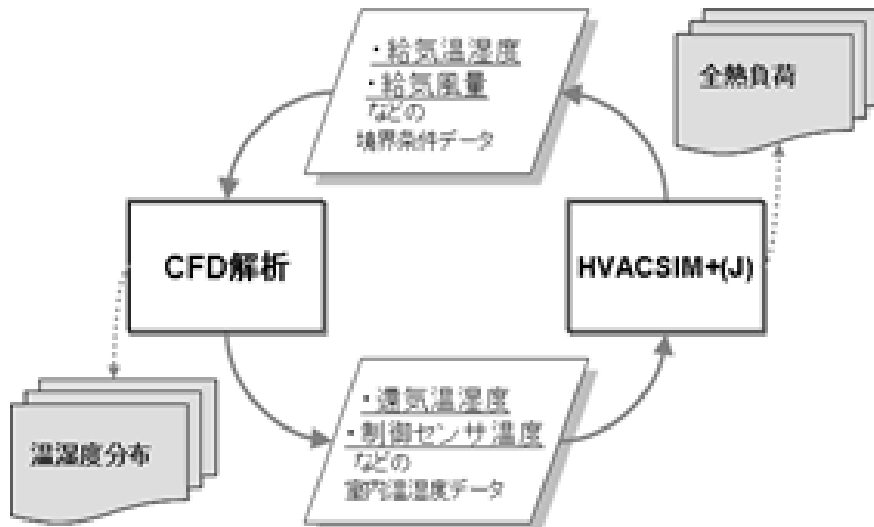


図 6.2-1 連成解析の概要

●6.2.2 解析モデル

解析モデル及び空調システムの概要を図 6.2-2 に示す。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 (TYPE501)、ファン (TYPE503)、ダクト (TYPE504)、ダンパ (TYPE506)、冷却コイル (TYPE602)、PID コントローラ (TYPE707)、FCU モデルとしてファン TYPE503)、温水コイル (TYPE603)、PID コントローラ (TYPE707) を用いている。CFD 解析では室モデルを作成し、AHU の吹出口、吸込口、FCU、照明及び模擬発熱体を試験室と同様に再現している。また、温度測定点として、鉛直温度及び両ゾーンのセンサー温度測定点を設置している。

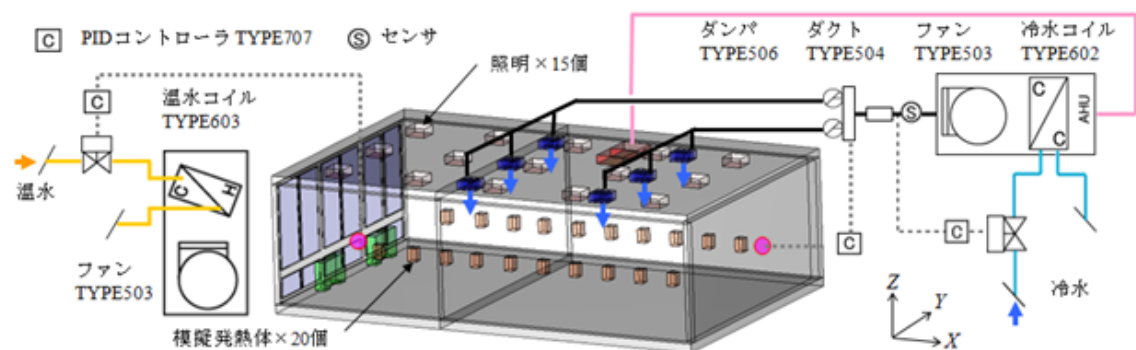


図 6.2-2 連成解析の概要

●6.2.3 連成フロー

解析フローを図 6.2-3 に示す。まず初期条件として、ファンの特性など、空調システムを構成する各機器のパラメータ（固有値）をタイムステップループの開始前に設定する。また、1 サイクル目の AHU 及び FCU の初期条件に関しても実験時のデータを用いて、ここで設定する。CFD 解析における時間間隔 $\Delta T$  と HVACSIM + (J) の時間間隔 $\Delta t_3$  は、計算の安定性や予測精度等を勘案すると、通常、 $\Delta t_3 \ll \Delta T$  となるため、複数回の CFD 解析ステップに対し、1 回の HVACSIM + (J) の解析を行うことになる。タイムステップループ開始後、CFD 解析に必要となる AHU 及び FCU の吹出口の境界条件では、前タイムステップの CFD 解析の結果（還気温度湿度等）を入力値とした AHU 及び FCU モデルの解析結果をそれぞれ与える。ただし、FCU の風量は実験条件と同様に一定値で与えている。

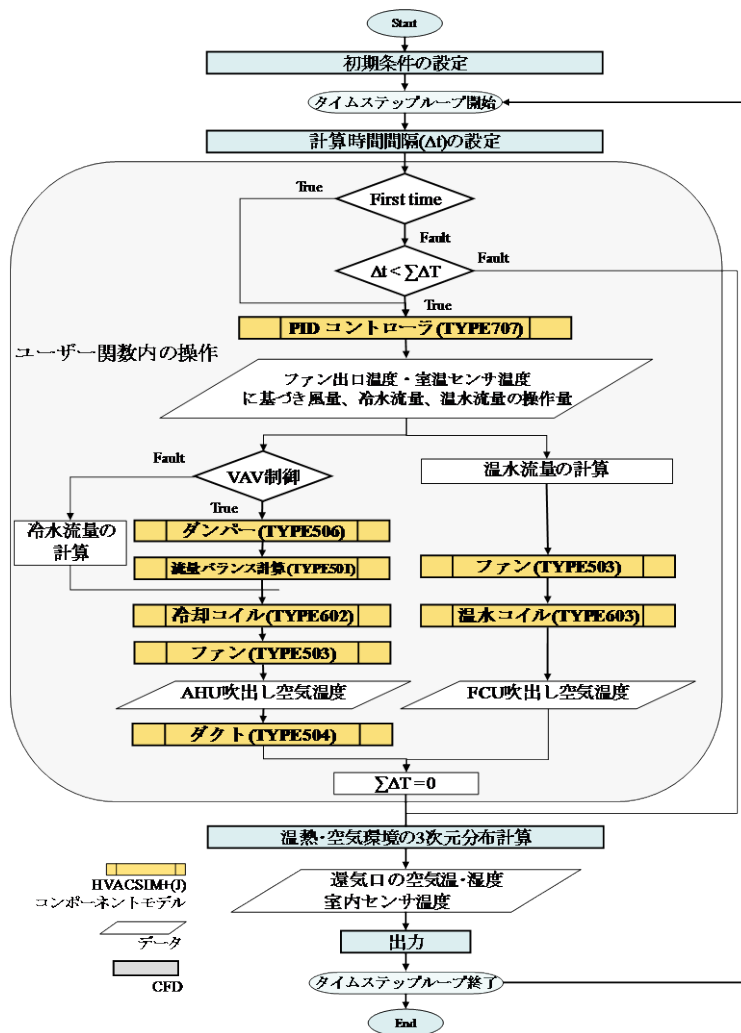


図 6.2-3 連成解析フロー

尚、空調システムと CFD の連成解析の詳細に関しては、IZ と PZ に分けて、以下に示す。

IZ に関しては、前タイムステップの AHU ファンの出口空気温度と、室内センサー温度を用いて PID 制御 (TYPE707) の操作量日を求める。室温制御の場合は、操作量をダン

パ開度としてダンパ (TYPE506) に与え、そこで算出された抵抗を入力値として流量バランスの計算 (TYPE501) を行う。また、吹出温度制御の場合は、冷水コイルの最大・最小流量を考慮して操作量を比例換算し、冷水流量を求めた。これらのデータ及び前タイムステップの還気温度を冷水コイル (TYPE602) の入力値とし、冷水コイルの出口空気温度を算出する。この出力値をファン (TYPE503) の入力値として、ファンの出口空気温度を算出し、更にこの出力値をダクト (TYPE504) の入力値として、ダクトの出口空気温度を算出する。最後に、この出力値を AHU 吹出口の境界条件として与えて CFD 解析を行う。PZ に関しては、前タイムステップの FCU 吸込温度をファン (TYPE503) の入力値として与え、ファンの出口空気温度を算出する。また IZ 同様に、PZ センサー温度を用いて PID 制御 (TYPE707) の操作量を求め、温水流量の最大・最小値を考慮して比例換算し、温水コイルの温水流量を求めた。温水流量とファン出口空気温度のデータを温水コイル (TYPE603) の入力値とし、温水コイルの出口空気温度を算出する。この出力値を FCU 吹出口の境界条件として与えて CFD 解析を行う。

- \*1 本研究では、CFD 解析の商用コードとして株式会社ソフトウェアクレイドル製の熱流体解析ソフト「STREAM ver.8」を用いた。
- \*2 AHU 及び FCU のバルブはシミュレーションの中で再現しておらず、PID コントローラの出力値である操作量[%]を冷・温水流量の最大値、最小値を考慮して比例換算している。
- \*3 HVACSIM+(J)の最小計算時間間隔( $\Delta t$ )は1秒であり、本研究においてはこの最小値を用いた。
- \*4 本研究の場合、CFD 解析の計算時間間隔 $\Delta T$ は0.01秒としたため、100回のCFD解析ステップに対して1回のHVACSIM+(J)の解析を行っている。
- \*5 実験では、潜熱負荷を考慮していないため、本解析では湿度場の解析を行っておらず、吹出口の湿度設定は必要ない。

#### ●6.2.4 解析条件

解析条件を表6.2-1に、解析に用いたメッシュ図を、図6.2-4にそれぞれ示す。空調システム側においては、AHU、FCU共に熱源側は再現していないため、AHUの冷水コイル入口温度及びFCUの温水コイル入口温度には、実験値をそれぞれ固定値として与えた。その他各コンポーネントの初期値には実験値を与えた。室内側においては、GRの形状モデルは再現していないため、隣室の境界条件として、実験より得られたGRの空気温度を与えている。本研究では、CFD解析による対流熱伝達量の評価に加え、固体内の熱伝導、Gebhartの吸収係数を用い固体表面間の放射熱伝達も連成して解析を行っている。放射解析に用いた総メッシュ数は2,035、放射率[一]は発熱体(アルミ)のみ0.2とし、他は全て0.95とした。連成解析では、各タイムステップで固体表面の熱収支を満たすように対流、放射、熱伝導の各成分をそれぞれ算出している。

表 6.2-1 解析条件<sup>文8,9)</sup>

メッシュ数	111 (X) × 83 (Y) × 49 (Z) = 439,236	
乱流モデル	LK モデル <sup>9)</sup>	
吹出口	AHU	$k_{in} = (U_{in}/10)^2$ <sup>8)</sup> , $\epsilon_{in} = C_u^{3/4} \cdot k_{in}^{3/2} / \ell_{in}$ <sup>8)</sup>
	FCU	$k_{in} = 3/2 (U_{in} \times 0.05)^2$ , $\epsilon_{in} = C_u^{3/4} \cdot k_{in}^{3/2} / \ell_{in}$
吸込口	自由流入出条件	
壁面境界	速度:一般化対数則, 温度:対流熱伝達率(6.0W/m <sup>2</sup> K)	
隣室温度	実験値(GR 内の熱伝達率は 9.0W/m <sup>2</sup> K)	
内部発熱	照明	128W×15 個 (体積発熱)
	発熱体	90W×20 個 (体積発熱)

$U_{in}$ : 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)  
 $\ell_{in}$ : 乱れ長さスケール[m] (AHU:0.05m<sup>8)</sup>, FCU:吹出口の幅の 1/2 として 0.06m に設定)

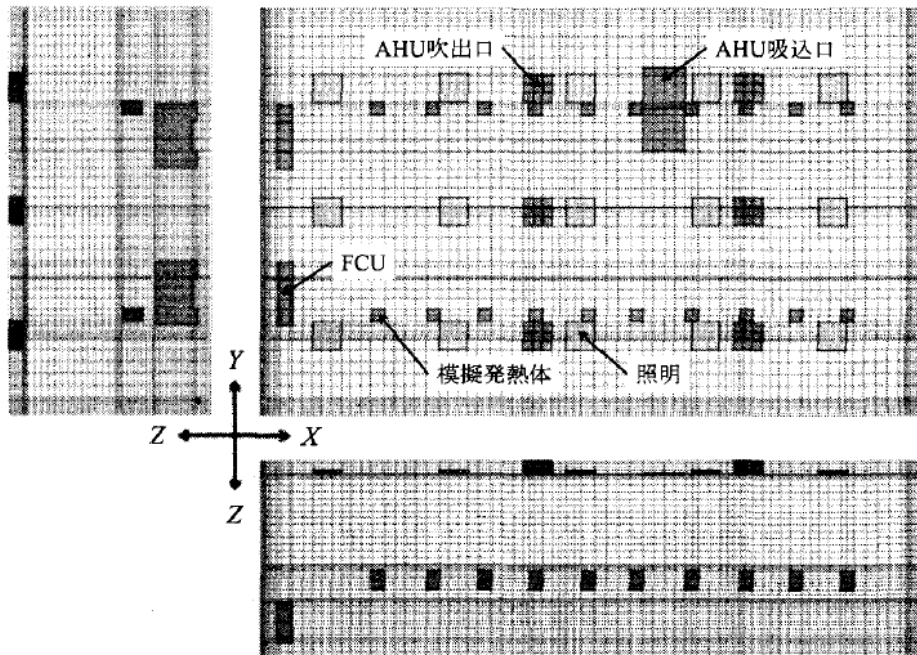


図 6.2-4 CFD 解析メッシュ図

また、図 6.2-5AHU の吹出口の解析モデルを示す。試験室の吹出口はアネモスタット型である。吹出面を図のように 9 分割し、中央を除く各面から 8 方向に吹出す簡易的な吹出条件で解析を行っている。境界条件の設定方法に関しては近藤らの RV 法<sup>8)</sup> を参考にし、一部改良を加え解析を行った。また、天井面からの吹出角度は 25 ° とした。

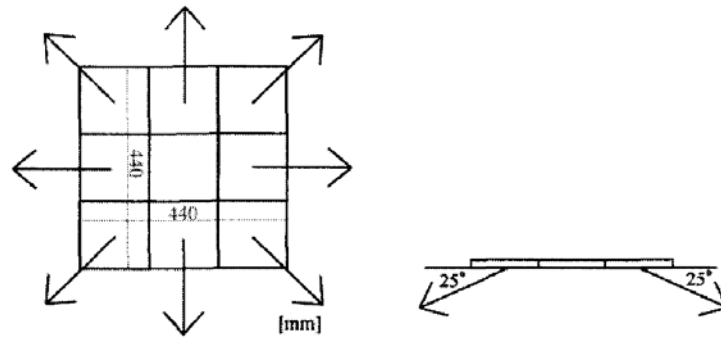


図 6.2-5 アネモスタット型吹出口モデル

### 6.3 解析結果

#### ● 6.3.1 予測精度の検証

図 6.3-1~6.3-3 に、実験との比較による空調性能シミュレータの予測精度の検証結果を示す。横軸に実験値、縦軸に解析値をとり、AHU、FCU 関連の各種物理量及び室内関連データ（センサー温度、吸入口温度、混合損失・利得量）について、実験値と解析値の定常時の比較を行った。尚、混合損失・利得量に関しては、実験においては各ゾーンの熱収支<sup>文10)</sup>より、解析においては IZ-PZ 境界面における移流・拡散フラックスより算出した<sup>文11)</sup>。全ての項目において相関係数は 0.8 以上となり、比較的高い精度で PZ、IZ における室温センサーやファン出口温度センサーに対応した VAV、VWV 制御が再現できている。

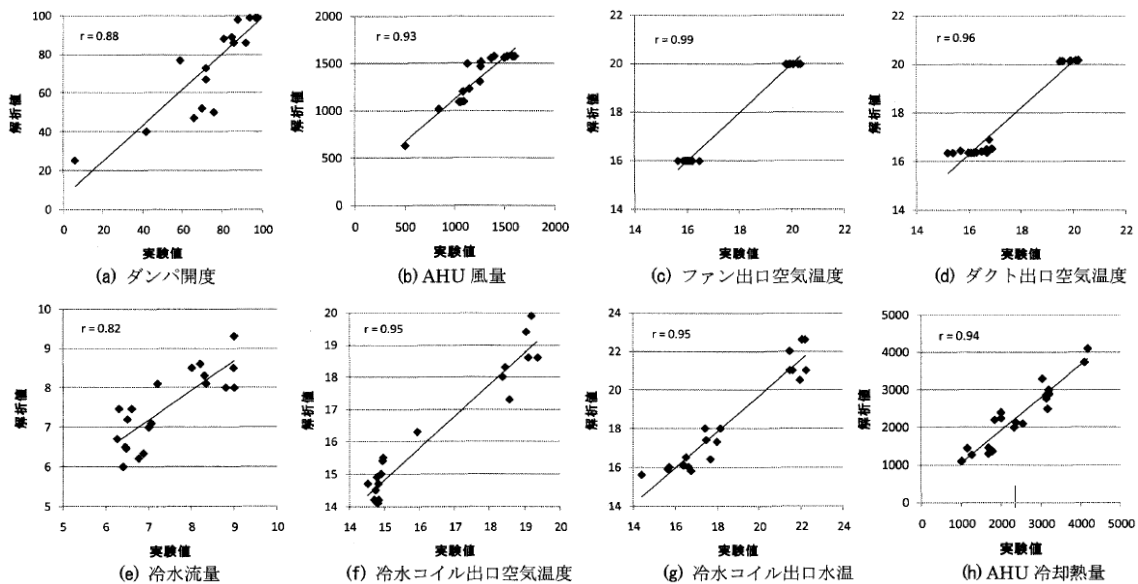


図 6.3-1 AHU 関連データの予測精度の検証

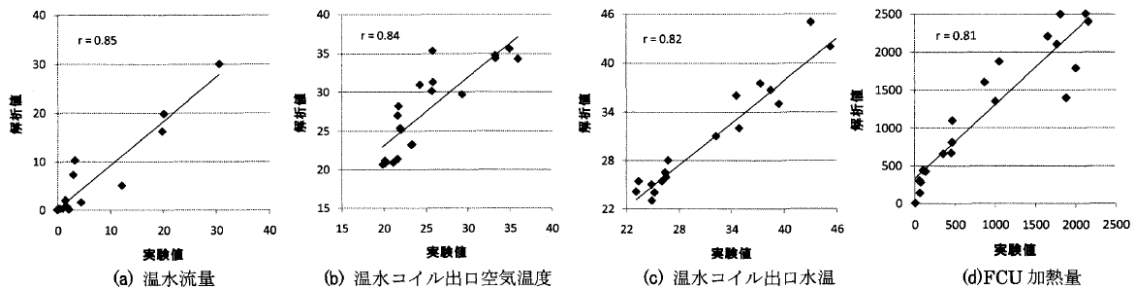


図 6.3-2 FCU 関連データの予測精度の検証

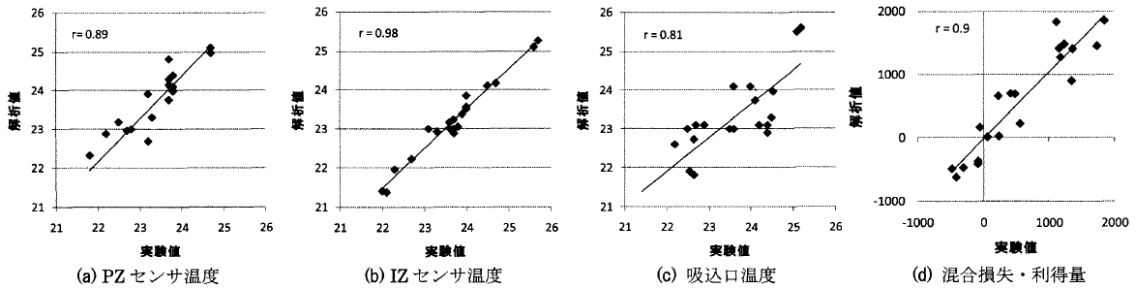


図 6.3-3 室内環境関連データの予測精度の検証

また、室内の鉛直温度の比較を行った。図 6.3-4 に、一例として case5-4 における c 点、 e 点、 g 点、 h 点の鉛直温度分布の結果を示す。h 点上部において、AHU 吹出しの影響により実験と解析で  $2^{\circ}\text{C}$  程度の差が生じているが、その他の点において温度差は  $1^{\circ}\text{C}$  以内となっており、概ね一致している。他のケースにおいても同様の結果が得られている（図は省略）。以上より、設定室温や空調機の吹出条件等を変化させた場合においても、空調機側の挙動や室内の温度分布を十分に再現できており、提案するシミュレータの予測精度の高さを示した。



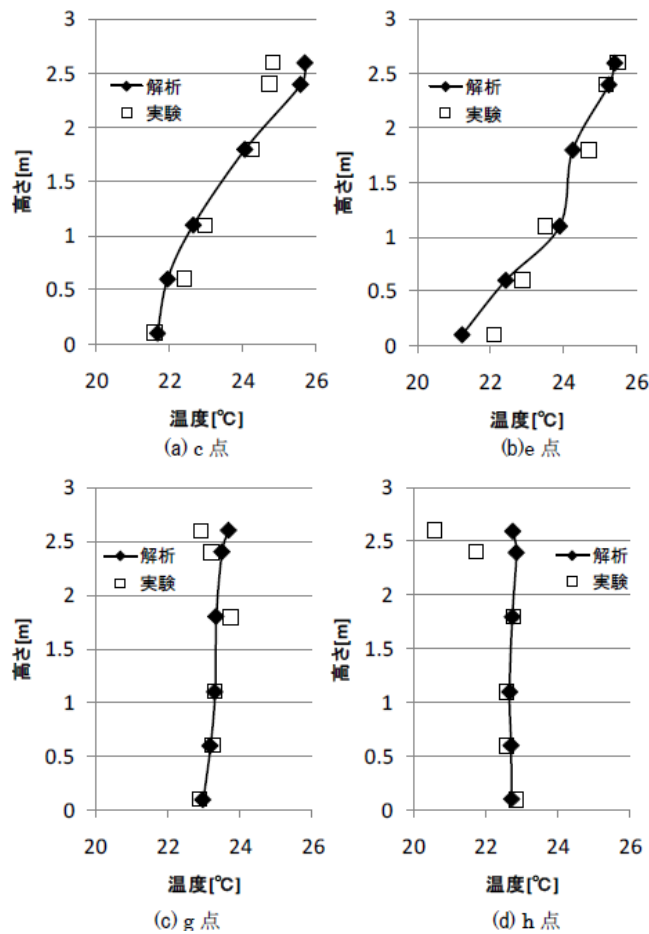


図 6.3-4 鉛直温度分布 (case5-4)

●6.3.2 温度場及び流れ場

図 6.3-5 に case1-1 (設定室温 PZ : 24 °C、IZ : 24°C)、case3-3 (設定室温 PZ : 24 °C、IZ : 22 °C)、case5-1 (設定室温 PZ : 22°C、IZ : 24°C) における鉛直面 (Y=3.0m)、水平面 (Z=1.1m) の温度及び流速ベクトル分布を示す。全てのケースにおいて、水平面の温度分布はあまり生じておらず、設定温度に近い温度分布となっている。鉛直面に関しては、照明発熱の影響により天井付近の温度が床付近の温度より高くなる。

また、外気温度 12 °C の case3-3 に比べ、5°C の case5-1、7°C の case1-1 において、コールドドラフトの影響が大きく PZ 下部が低温となっている。case3-3 においては、FCU 吹出温度が他のケースと比較して高くなり、PZ において顕著な上下温度差が生じている。以上より、窓面からのコールドドラフトや AHU による冷風、発熱体、照明などの発熱による空間上部の熱溜り等が詳細に再現でき、実測では測定が困難な詳細かつ複雑な温度場及び流れ場を把握することができた。

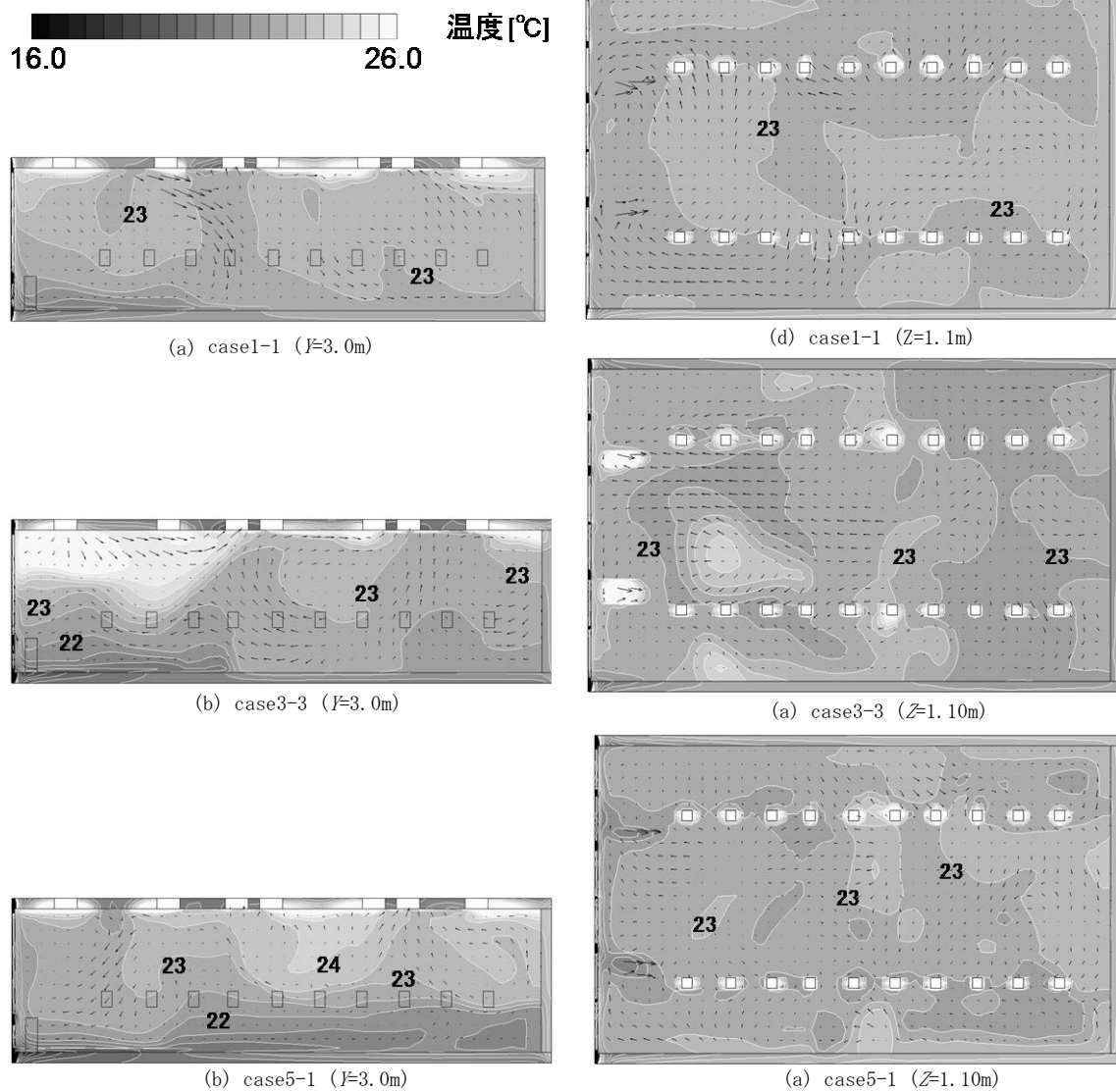


図 6.3-5 水平面及び鉛直面温度・流速ベクトル分布（上段：鉛直面、下段：水平面）

●6.3.3 熱的混合損失・利得量の評価

IZ-PZ 境界面における流速ベクトル分布の解析結果を示す。解析ケースを熱的混合損失・利得量の大小関係に着目して整理すると、(1) 混合利得、(2) 混合損失 (1000W 以下)、(3) 混合損失 (1000W 以上) のケースにおいて類似した解析結果が得られたため、20 ケースを 3 つのグループに分類した。図 6.3-6 には各グループの代表的な 3 ケースの結果を示す。また、ケース名の隣の括弧内の数値は熱的混合損失・利得量を表す。

流速ベクトルについては、全てのケースにおいて境界面上部の流速ベクトルが大きく、(1) 混合利得では主に IZ から PZ 方向へ、(2) 混合損失 (1000W 以下) では手前側で IZ から PZ 方向へ奥側ではその逆方向へ、(3) 混合損失 (1000W 以上) では PZ から IZ 方向へと流速ベクトルに顕著な差異が確認できる。

温度場については、(1) 混合利得のケースでは  $1^{\circ}\text{C} \sim 2^{\circ}\text{C}$ 、(2) 混合損失 (1000W 以下) のケースでは  $3^{\circ}\text{C} \sim 4^{\circ}\text{C}$ 、(3) 混合損失 (1000W 以上) のケースでは  $4^{\circ}\text{C} \sim 6^{\circ}\text{C}$  程度の上下温度差が生じており (図は省略)、床面付近の温度が低く、天井付近は FCU 吹出空気や照明発熱の影響により温度が高くなる傾向にある。

以上より、実験では分析が困難である熱的混合損失・利得発生時における IZ・PZ 境界面の性状を詳細に把握し、連成解析の有効性を示した。なお、熱的混合損失・利得量の評価に関しては、図 6.3-3 の (d) に示した通り、高い予測精度であることは確認している。

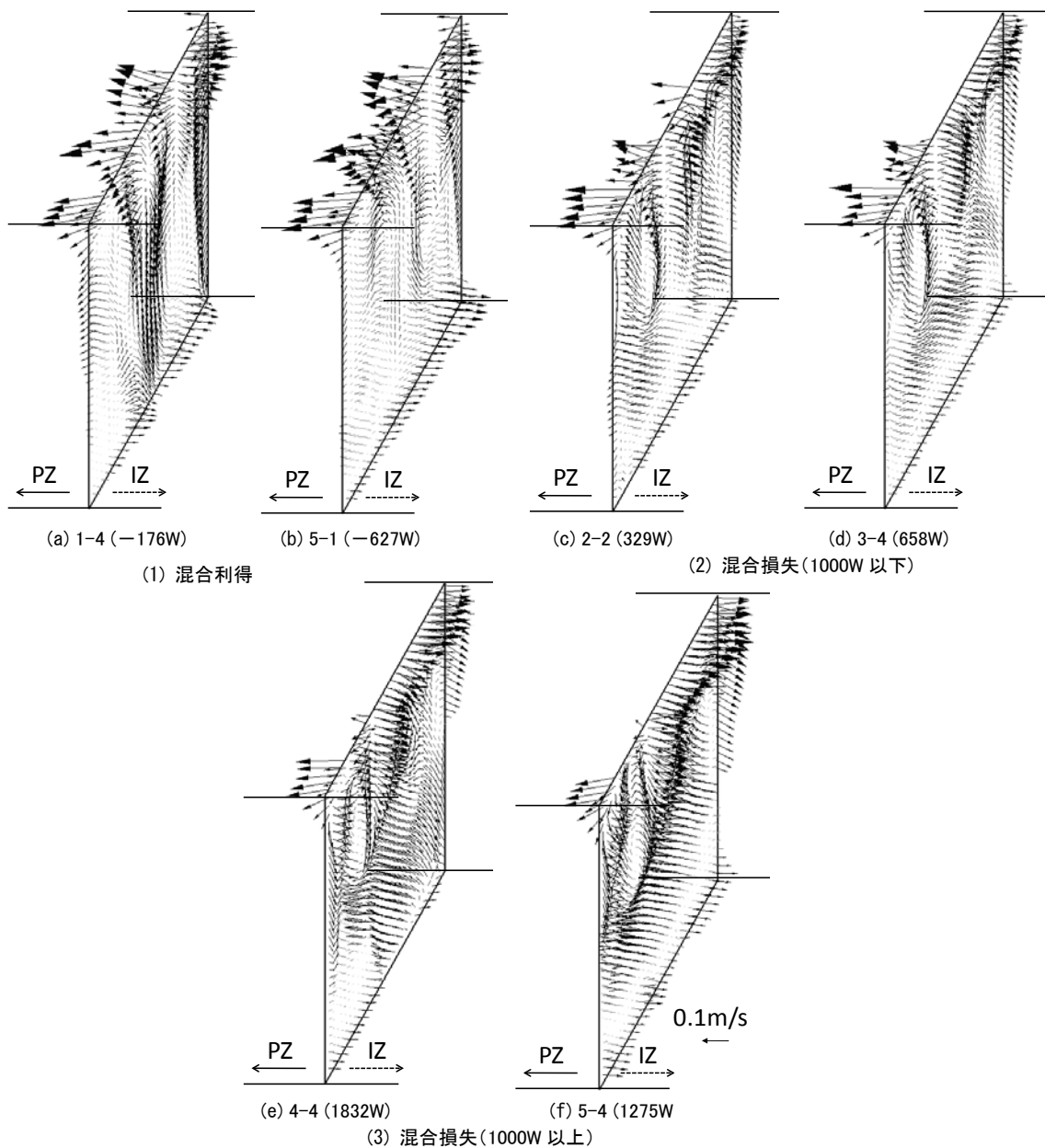


図 6.3-6 IZ-PZ 境界面における流速ベクトル ( $X=4.0\text{m}$ )

## ●6.3.4 空調性能シミュレータの有効性の検証

実験と解析それぞれで1 ケースに費やす時間の比較を行ったところ、実験が2~3 日に対し、解析時間は3 時間半程度と大幅に時間を短縮できることが分かった。なお、実験及び解析双方の準備に要する時間は含めていない。表 6.2-2 に解析に用いた PC のスペックを示す。

表 6.3-2 PC スペック

CPU	Intel(R) Xeon(R)
クロック周波数	2.50GHz
メモリ	3.25GB

本研究では、AHU 及びFCU モデルの導入により、二次側の組み込みは完了している。このため、解析対象が変化した場合（室内形状、吹出口の数や位置、内部負荷等が変化した場合等）においても比較的容易に対応が可能となり、実験よりも自由度が高いと言える。

#### 6.4 6 章のまとめ

本報では、空調システムシミュレーションツールである HVACSIM + (J) と CFD の連成解析による空調性能シミュレータを開発し、解析ツールの概要及びオフィス空間を想定した定常実験を対象とした予測精度の検証結果を示した。

以下に得られた知見を示す。

- 1) 実験予測精度の検証において実験値と解析値は概ね一致し、設定室温や空調機の吹出条件等を変化させた場合においても、空調機側、室内側の挙動を十分な精度で再現できることを示した。
- 2) 連成解析によって再現された試験室内の温度場・流れ場より、実験では把握が困難な室内の温度分布、流速分布を示した。
- 3) IZ-PZ 境界面の温度、流速ベクトル分布より、熱的混合損失・利得量発生時における壇界面の基本性状を把握した。
- 4) 予測精度の高さ、実験・解析時間の比較、解析の自由度の高さより、空調性能シミュレータの有効性を確認した。

#### 6 章の参考文献

- 1) 長谷川 侑希・加藤 信介・近本 智行・伊香賀 俊治・林 立也・永瀬 修： パーソナル空調機を用いた自然換気併用空調オフィスに関する研究：（その 7）室内の負荷分布に対応する空調負荷予測モデルに関する検討，日本建築学会学術講演梗概集，(2005 -7) pp. 1169 ~1170
- 2) 加藤 正弘・武政 祐一： マクロ・CFD 連成モデルによるタスクアンビエント空調の評価（第 1 報）等温吹出時の詳細温熱環境と冷房負荷，空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集，(2008 -8)，pp . 1903F1906
- 3) 安友 哲志・鄭 明傑・近藤 靖史： 床下空間を空調還気経路とした大空間の暖房特性 躯体熱容量と空調制御を組み込んだ非定常 CFD による検討，日本建築学会環境系論文集，No. 596 (2005 -10) pp. 75-82
- 4) 鄭 明傑・潘 嵩・吉田 治典： クールチューブ併用自然換気システムの性能検証：（第 1 報）CFD 連成解析による自然換気解析方法，空気調和・衛生工学会学術講演論文集，(2007・9)，pp. 1909~1912
- 5) 大野 茂・村上 周三・森川 泰成・大黒 雅之； 数値室内気候実験室の開発 1 基本性能の検証，日本建築学会計画系論文集，No. 553 (2002)，pp . 85-90
- 6) 渡邊 剛・丹羽 英治・西谷 義彦・鄭 明傑・奥宮 正哉・中原 信生： 建築設備のライフサイクルマネジメントにおけるシステムシミュレーションの活用に関する研究：動的シミュレーションプログラム HVACSIM+の再現性とフォルト検知への適用の検討，空気調和・衛生工学会論文集，No. 128 (2007-11)，pp. 25-34

- 7) 相楽典泰・龍 有二・尾崎明仁・高 偉俊・白石靖幸：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
- 8) 近藤靖史・長澤康弘・張本和芳・守屋賢志：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 -7), pp . 65 ~72
- 9) 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 )
- 10) 金田信二・相楽典泰・白石靖幸・前原勝樹・王 准：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
- 11) 平川 聡・白石靖幸・前原勝樹・相楽典泰：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 12) 移流・拡散フラックスによる熱的混合損失・利得量の算出, 日本建築学会九州支部研究報告, (2010), pp. 341-344

## 第7章 BEST と CFD の連成解析による 自然換気併用システムの性能検証

近年、自然換気と機械的な空調制御を併用することで、冷房負荷のみならず良好な室内環境の持続的形成を図る手法（以下、自然換気併用空調システム）が提案され、オフィスビルを中心に導入事例が増えつつある<sup>文1)</sup>。同システムでは、自然換気による冷房負荷の低減等が期待されるものの、換気量は屋外環境や建物形状（階数や方位特性も含む）に依存するため、結果として温熱・空気環境の不均一化等の問題も懸念される。自然換気併用空調システムに関しては既に様々な研究が為されているが<sup>文2-4)</sup>、自然換気が行われる空間に対して空調制御、特に近年多くのオフィスビルで採用されている個別分散空調方式を再現しつつ、室内の温熱・空気環境評価を行った研究事例は少なく、実測による詳細な性能検証も含めて検討の余地があると言える。

既報<sup>文5)</sup>では、①実測による対象オフィスビルの室内温熱環境、空調（冷房）処理熱量の把握、②個別分散空調制御を再現した定常 CFD 解析モデルの提案とその精度検証、③同解析モデルを用いたケーススタディによる執務空間内の詳細な温熱・空気環境及び空調処理熱量の評価を行った。しかし、空調システムの挙動を加味した非定常的な解析を実施していないため、温熱環境が局所的に悪化したことに起因する執務者による空調の強制停止といった同システムの不具合等に関する検討には至っていない。一方、筆者らは同オフィスビルを対象に熱・換気回路網解析による検討を行い<sup>文6)</sup>、比較的良好な予測精度が得られることを確認しているが、自然換気時の室内温熱環境は不均一な状態を呈しやすく、室温センサーの設置位置によっては完全混合を前提とした解析手法の適用限界を超えるため、予測精度の低下も懸念されており、CFD 解析やブロックモデル等による室内空気の温度分布を考慮した解析の必要性が示唆されている。

そこで本報では、空調システムと CFD を連成させた非定常解析を行い、①実測値との比較により連成解析モデルの予測精度の検証を行うと共に、②同解析モデルを用いたケーススタディにより、自然換気併用空調システムの特徴や問題点を明らかにすることを目的としている。②のケーススタディでは、執務者による局所的な空調の強制停止がなかった場合、更にはセンサ位置を温熱環境の不均一性が生じやすい室内側に変更した場合の連成解析に加え、一般に建物全体の年間熱負荷予測に広く用いられている一質点系の熱・換気回路網解析モデルによる評価も行い、それらの結果の比較を通じて、今回提案する連成解析モデルの有効性を示す。尚、空調システムの解析モデルには、建築物総合エネルギーシミュレーションツール（以下、ES ツール）である BEST <sup>文7)</sup>の空調システムモジュールを使用する。

## 7.1 建物概要

図7.1-1、7.1-2に建物外観及び南北の断面図をそれぞれ示す。対象建物は地上5階建て、両端コアのオフィスビルであり、1階はエントランスや会議室、2～5階が執務空間となっている。執務空間の南北には自然換気の給気口が設置されており、給気された外気は中央の吹抜け部を介して建物上部の排気口より排気される仕組みとなっている（図7.1-2）。また本建物ではBEMS（Building Energy Management System）が導入されており、建物内外のセンサ情報に基づいて自然換気有効・無効の切り替えを含めた室内環境の制御や機器・設備等の自動管理が行われている。尚、自然換気が無効と判断された時間帯には機械換気が行われる。

\*1 本来空気熱源5台、地中熱源1台であるが、解析の際は簡略化のため、全て空気熱源とした。

図7.1-3に対象オフィスビルに導入されているハイブリッド空調システムの概要、図7.1-4に基準階平面、表7.1-1に空調機器及び機械換気設備の概要をそれぞれ示す。自然換気と機械空調（冷房）の併用は主に中間季に行っている。自然換気時において外気は、図7.1-4に示す室南北の給気口より導入され、中央の吹き抜けを介して、建物上部の排気口より排出される仕組みとなっており、条件<sup>文6)</sup>に応じて自然換気と機械換気の切り替えがなされる。



図7.1-1 建物外観

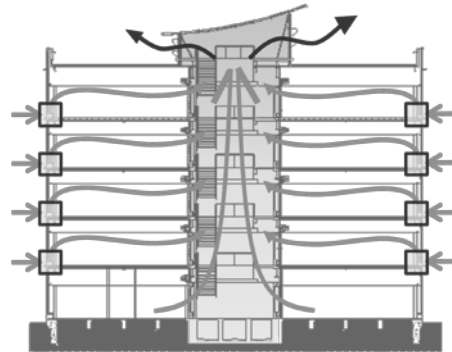


図7.1-2 断面図（自然換気経路）

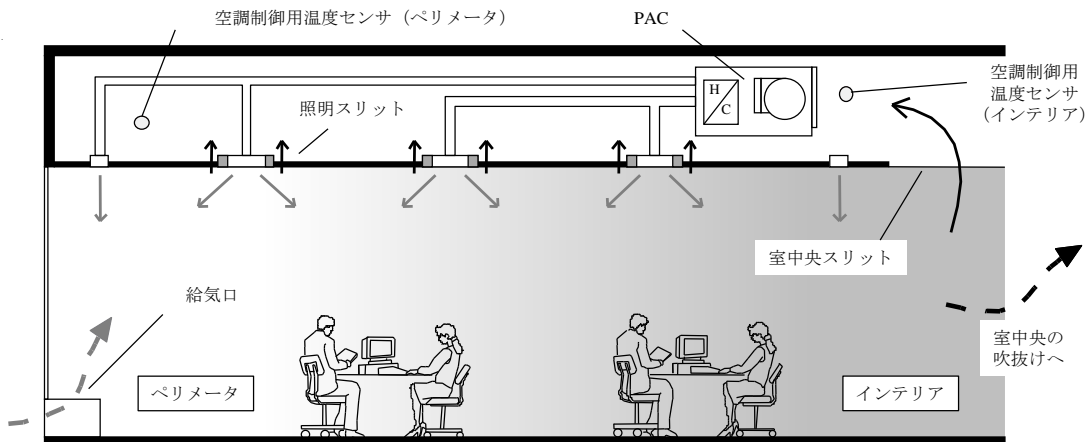


図7.1-3 自然換気併用空調システムの概念図



表 7.1-1 空調機器及び機械換気設備の概要

名称	消費電力量	能力等	台数 (1フロア)
PAC	0.133kW	流量 (弱) : 960m <sup>3</sup> /h 流量 (強) : 1050m <sup>3</sup> /h 流量 (急) : 1170m <sup>3</sup> /h 冷房能力 : 7.1kW	36 (図 4 の 36 zones に対応)
全熱交換器 (執務スペース)	0.757kW	流量 (弱) : 700m <sup>3</sup> /h 流量 (強) : 900m <sup>3</sup> /h 流量 (特強) : 1000m <sup>3</sup> /h 熱交換効率 : 70%	8 (図 4 の①~⑧)
全熱交換器 (C&C スペース)	0.532kW	流量 (弱) : 500m <sup>3</sup> /h 流量 (強) : 700m <sup>3</sup> /h 流量 (特強) : 800m <sup>3</sup> /h 熱交換効率 : 70%	2 (図 4 の⑨, ⑩)

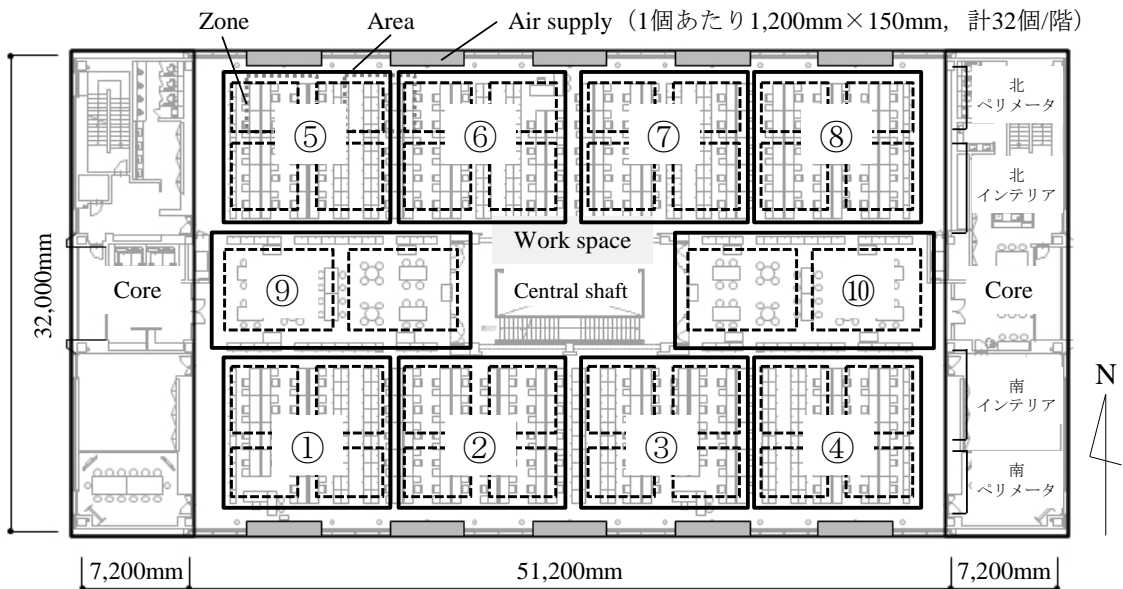


図 7.1-4 基準階執務空間の平面図

機械空調 (冷暖房) としては個別分散方式を採用しており、屋上には空気熱源及び地中熱源 HP を設置し、1フロアを6台のHP\*1が担っている。また室内機 (以下、PAC) は、各フロアの天井裏 (図 7.1-3) に設置されており、1つのPACの冷房能力は7.1kW、風量は3段階の切り替えが可能である (表 7.1-1)。還気は室中央にある天板のスリット (図 7.1-3) を介して行われるが、照明位置にもスリット (図 7.1-3) が設けられており、照明による熱だまりを解消する仕組みとなっている。執務空間は計36ゾーンに分割 (図 7.1-4) され、1ゾーンに1台のPACを割り当てることで各ゾーンの温熱環境が個別に制御されている。

空調制御用の温度センサーに関しては各ゾーンの天井裏 (図 7.1-3) に設置され、設定温度はエリア (図 7.1-4) 毎に設定が可能となっている。機械換気については各エリアの天井裏にそれぞれ1台の全熱交換換気設備が設置されており、エリア外の中央4ゾーンには東西にそれぞれ1台の換気設備が設けられている。給排気はPACと同様に天井面を介して行われており、風量は排気口のCO<sub>2</sub>濃度を検知することで3段階の切り替えが為されている (表 7.1-1)。その他の概要については既発表論文<sup>1, 6, 8)</sup>にて示す。

## 7.2 解析概要

[建築物総合 ES ツールと CFD の連成解析手法]

本報では、建築物総合 ES ツールである BEST<sup>文7)</sup>の空調システムモジュールを用いて、CFD との連成解析<sup>文9)</sup>を行う (図 7.2-1)。対象建物に導入されているビルマルチエアコンに関しては、BEST のモジュール (“室内機”, “室外機”, “空調機制御”, “PID 制御”, “サーモ ON/OFF 制御” の 5 つ) を用いて作成する (図 7.2-2)。BEST は熱源やファン等を 1 つのモジュールとして作成しており、それらを繋ぐことで空調システム全体を構築している。BEST 内の計算は、基本的に冷温水や空気等の流れに沿って順番に行われるため、本報では、連成解析用に新たに開発した “ゾーン CFD システム接続用” モジュール<sup>文9)</sup>を用いて CFD 解析とのデータの受け渡しを行う。このモジュールは、BEST で算出した吹出温湿度や風量などの情報を txt ファイル (中間ファイル) として出力すると共に (CFD 側で利用)、外部プログラムである CFD で計算した還気温湿度やセンサー温度等の情報が記入された txt ファイルを読み込む (図 7.2-1) \*1。また、読み込んだデータをビルマルチエアコン用のモジュール (前述の 5 つ) の入力値として受け渡す役割も持つ。時間間隔に関しては、計算の安定性等の問題から、殆どの場合 CFD の方が BEST よりも小さく設定されるため、CFD 側では BEST からデータを受け取った後、BEST の時間間隔 (=1 分=連成時間間隔  $\Delta T$ ) よりも大きくなるまで計算を繰り返し、その後 BEST ヘデータを受け渡している。

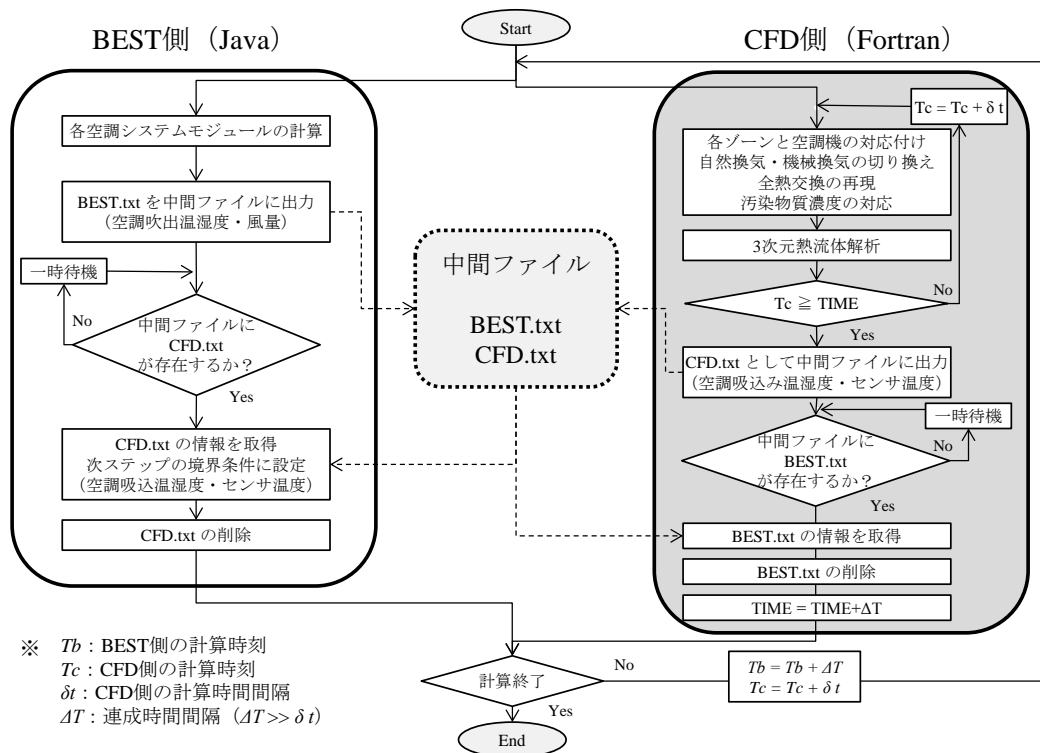


図 7.2-1 連成解析の流れ

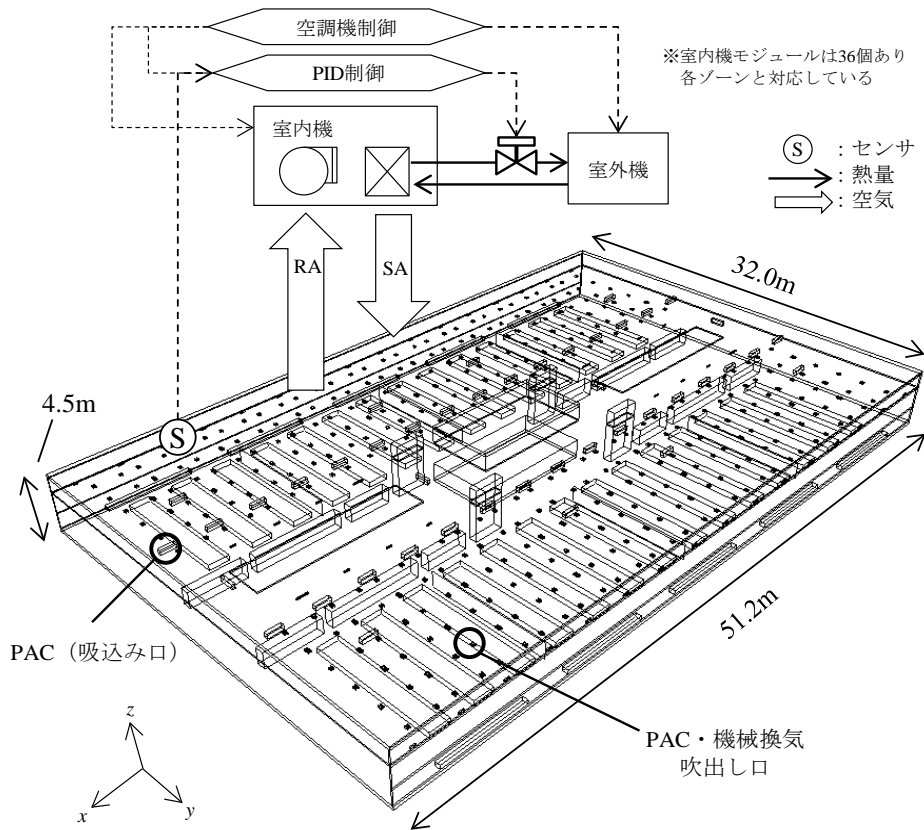


図 7.2-2 空調システムモジュールと CFD の連成解析モデル

[解析対象]

本報では、対象オフィスビル 3F の執務空間（図 7.1-4）及び機械空調システム（ビルマルチエアコン及び全熱交換換気設備）を解析対象とし、計 36 ゾーンの個別分散空調制御を再現する。

[解析条件]

解析条件を表 7.2-1 に示す。対象オフィスビルの室内温熱環境の把握と連成解析モデルの予測精度の検証を目的として、2012年5月1日～5月31日の1ヶ月間を対象に実測を行っているが<sup>文5)</sup>、本報では自然換気が効率的に行われていた日(2012年5月10日)を対象に非定常の連成解析を行う(図 7.2-3, 7.2-4, 7.2-5)。空調(冷房)設定温度は 25.0℃とした。また、対象日ではエリアによって執務者による空調の局所的な強制停止\*1が行われていたが、解析においてもエリア毎に実測時の状況を詳細に再現している。また機械換気時(全熱交換器)の吹出温湿度については熱交換効率 70%として CFD 解析のユーザー関数を用いて簡易的に算出している。

\*1 空調は BEMS により自動で制御されているが、図 7.1-4 の Area 毎に手動で設定を変更することも可能となっている。

表-7.2-1 CFD 解析条件

解析領域	32.0m(x) × 51.2m(y) × 4.45m(z)	
メッシュ	223(x) × 139(y) × 20(z) = 619,940	
放射メッシュ	4,000	
乱流モデル	標準 $k-\epsilon$ モデル	
流入条件	空調	温湿度：BEST による制御 流量：17.5m <sup>3</sup> /min 台 $k_{in}=(U_{in}/10)^2$ , $\epsilon_{in}=C_u^{3/4}k_{in}^{3/2}/\ell_{in}^{文10)}$
	自然換気	温湿度：実測値 流量：実測値 $k_{in}=3/2(U_{in} \times 0.05)^2$ , $\epsilon_{in}=C_u^{3/4}k_{in}^{3/2}/\ell_{in}^{文11)}$
	機械換気	温湿度：熱交換効率 70%として算出 流量(空調時)：6,600m <sup>3</sup> /h 流量(非空調時)：1,000 m <sup>3</sup> /h $k_{in}=(U_{in}/10)^2$ , $\epsilon_{in}=C_u^{3/4}k_{in}^{3/2}/\ell_{in}^{文10)}$
流出条件	空調	流量固定
	自然換気	表面圧力規定
	機械換気	流量固定
壁面境界条件	速度：対数則, 熱：対流熱伝達率 5.0W/m <sup>2</sup> K	
外界条件 (部材外側)	南北面：相当外気温度(日射吸収率 0.3[-]) 及び総合熱伝達率(23W/m <sup>2</sup> K), 東西面：断熱	
内部発熱	日射, 照明, OA 機器, 人体：実測値	

$U_{in}$ ：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[-]),  $\ell_{in}$ ：乱れ長さスケール[m] (空調及び機械換気：4×面積[m<sup>2</sup>]/周長[m], 自然換気：吹出口幅の 1/2 として 0.6m に設定)

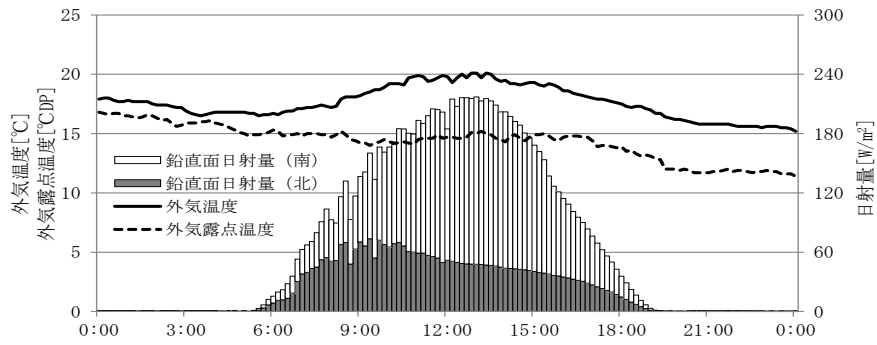


図 7.2-3 外気温度・露点温度／室内側の南北鉛直面日射量

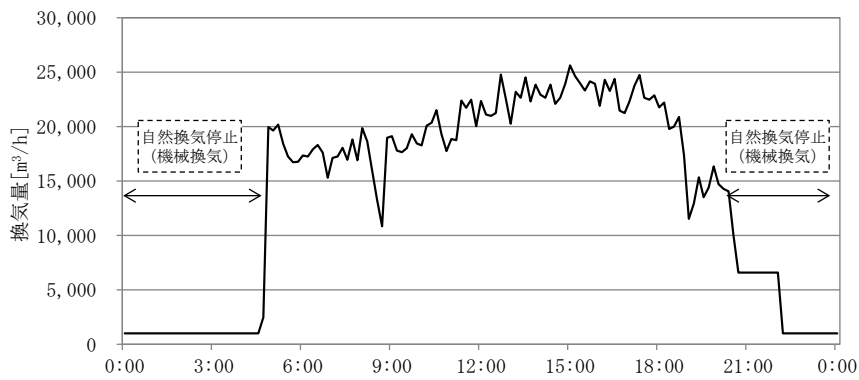


図 7.2-4 換気量の時系列変化 (3F)

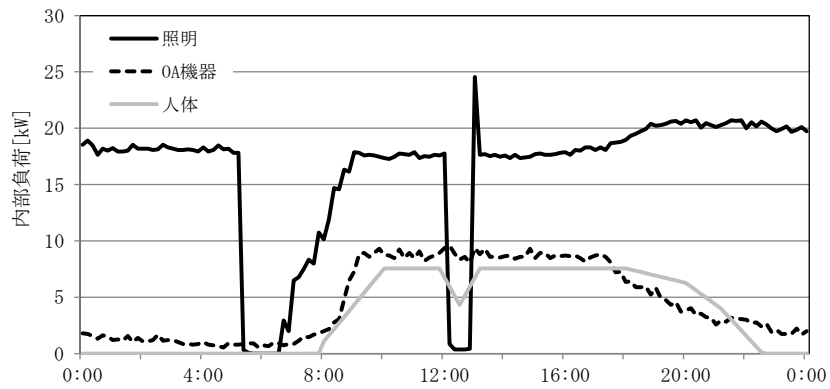


図 7.2-5 内部負荷

[ケーススタディ]

自然換気併用空調システムの特徴や問題点を明らかにすることを目的として、連成解析モデルを用いた以下のケーススタディを行う。

- (1) 執務者による局所的な空調の強制停止がない場合の解析を行い、局所的な温熱環境の悪化の有無を確認する。温熱環境の悪化が確認された場合は改善策の提案を併せて行う。
- (2) センサー位置を天井裏空間\*2から温熱環境が不均一になりやすい天井下に変更した解析を行い、センサー位置の違いが同システムに与える影響を明らかにする。尚、空調の強制停止は両ケースとも行われていないものとして解析を行う。

\*2 対象オフィスビルの温度センサーは室中央付近の天井裏（インテリアゾーン及びペリメータゾーン）に設置されている（図7.1-3）。このセンサー位置は自然換気及び機械空調経路の下流側にあるため、センサーは完全混合に近い温度を測定しているものと推察される。

[熱・換気回路網解析の概要]

建物全体の熱負荷予測等に広く用いられている解析ツールとして熱・換気回路網があるが、同ツールは実務レベルで必要とされる年間予測が可能となるものの、空間を一質点でモデル化するため、内部負荷の偏在や温熱・空気環境の不均一性等を詳細に再現できないといった問題が懸念される。そこで本研究で提案する連成解析モデルの有効性を示すために、同オフィスビルを対象とした熱・換気回路網解析を実施し、連成解析の結果との比較を行う。本解析では既報<sup>文6)</sup>にて作成した対象建物の熱・換気回路網解析モデルを用いる。同解析の概要を表7.2-2に示す。

表 7.2-2 熱・換気回路網の解析条件

計算期間	2012/5/10
対象空間	執務空間 (3F)
気象データ	外気温湿度：BEMS データ 風速, 風向：気象庁観測データ <sup>文12)</sup>
空調時間帯	平日 8：00～22：00、温度設定値：25.0℃ 絶対湿度設定値：9.0g/kgDA
機械換気量 (1フロア)	空調時間帯 6,600m <sup>3</sup> /h ナイトパーシジ時間帯 1,000m <sup>3</sup> /h
室内発熱	OA 機器, 日射, 照明, 人体：実測値
節点数 (熱回路網)	117 点
流路数 (換気回路網)	給気 10 流路, 排気 6 流路
計算間隔	10min (非定常)

### 7.3 解析結果

[連成解析の予測精度の検証]

代表時刻における上下温度分布を図 7.3-1 に、空調処理熱量を図 7.3-2 にそれぞれ示す。上下温度分布は解析値が実測値よりも全体的に低い値となったが、いずれの時間帯も概ね RMSE\*1 が 1℃以下と低い値を示しており、実測時の不確定要素（自然換気量の変動に伴う気流の乱れ、内部負荷の偏在性など）を鑑みれば、本解析モデルの予測精度は良好であると言える。図 7.3-2 より空調処理熱量に関しても、解析においてエリア毎に PAC の稼働状況（図 7.3-3 の“強制停止あり”に対応）を詳細に再現したことにより実測値（76.3kWh）と解析値（70.4kWh）の日積算値の誤差は約 8%となり、本解析モデルは比較的良好な解析精度を有していることを確認した。

\*1RMSE とは、2乗平均平方根誤差(Root Mean Square Error)を指し、以下の式を用いて算出している。

$$RMSE = \sqrt{\sum_{i=1}^n (\bar{x} - x_i) / n} \quad \bar{x}: \text{実測値}, \quad x_i: \text{解析値}, \quad n: \text{データ数}$$

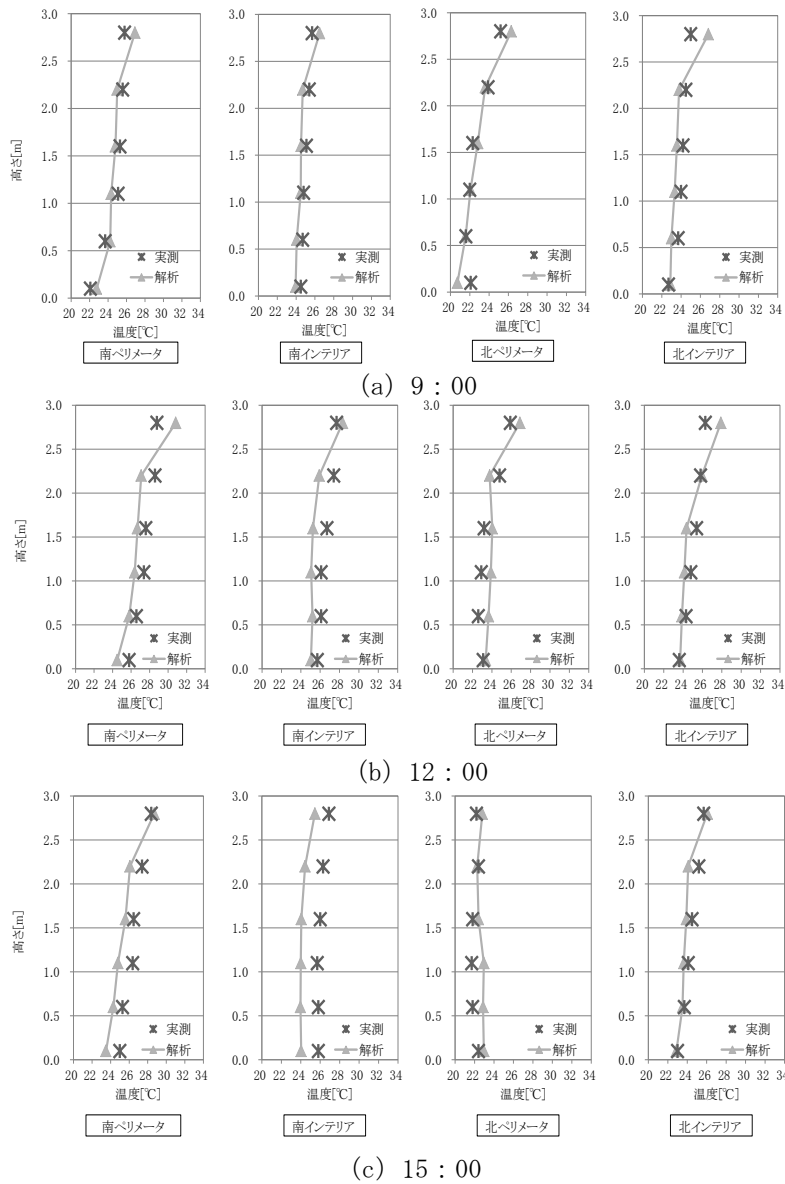


図 7.3-1 代表時刻における上下温度分布

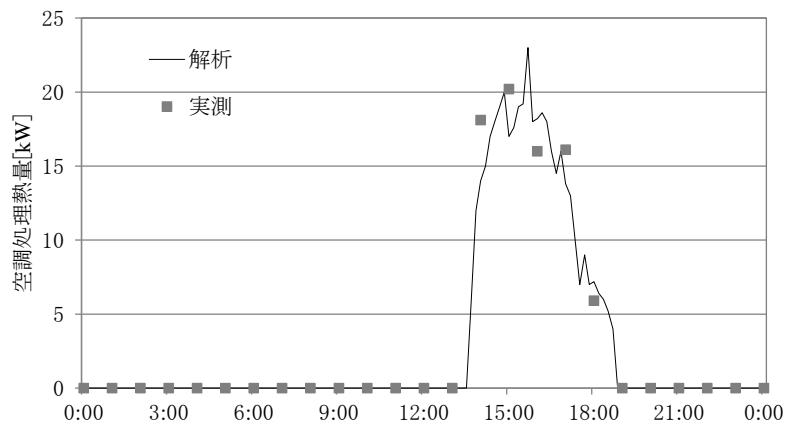


図 7.3-2 空調処理熱量



[ケーススタディ]

1) 執務者による空調の強制停止の有無による比較

図 7.3-4 に連成解析及び熱・換気回路網解析<sup>\*2</sup>より算出した空調処理熱量の比較結果を示す。空調の局所的な強制停止の有無に着目すると、強制停止がない場合の空調処理熱量（79.1kWh）は強制停止がある場合（70.4kWh）と比較して日積算値で約12%増加することが示唆された。また、熱・換気回路網解析の結果（84.3kWh）と比較すると、空調の強制停止がない場合、温度センサーが設置されている天井裏空間は完全混合に近い状態となるため、両者の結果は概ね対応しており、天井裏にセンサーがある場合は熱・換気回路網解析においても十分な予測精度を有することを示した。

\*2 熱・換気回路網解析では、1フロアを一質点をモデル化しており、また、空調システムとの連成も行っていないため、空調の強制停止は考慮していない。

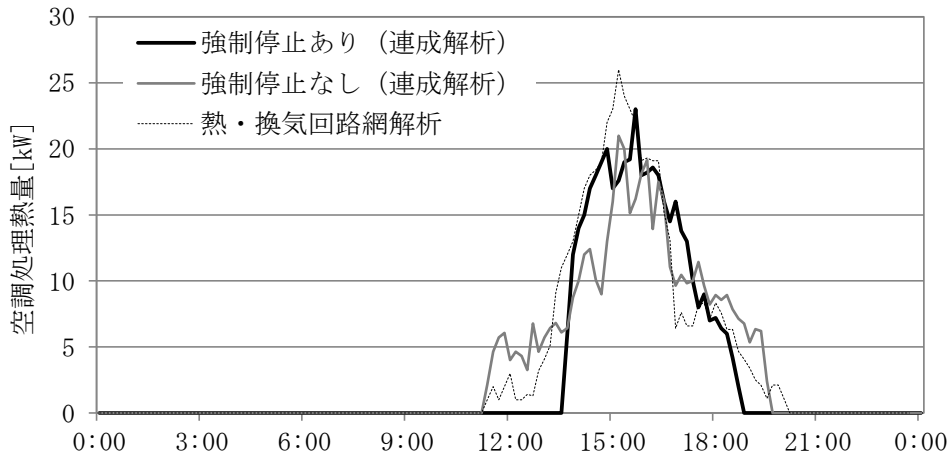


図 7.3-4 空調処理熱量の比較

図 7.3-3 に連成解析により算出した各ケースの PAC の稼働台数を示す。図より執務者による局所的な空調の強制停止がなかった場合には PAC の稼働台数は強制停止ありの場合と比較して南側（図 7.1-4 中の①及び③）で増大し、最大で 10 台（実際の PAC 稼働台数は最大 4 台）、稼働時間は 7 時間 40 分（実際の PAC 稼働時間は 4 時間 20 分）であることが示唆された。これは、センサー位置が天井裏にあり、この温度が設定値となるように空調制御が行われるため、室温が設定温度以下の場合においても PAC 吸込口の温度が設定温度を超えた場合には PAC が稼働したものと推察される。

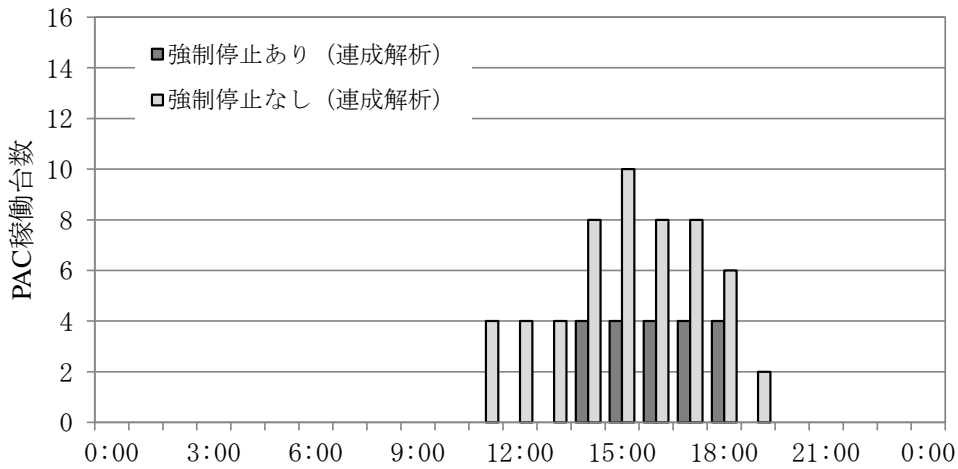


図 7.3-3 PAC稼働台数の比較

また、図 7.3-5 に代表時刻における水平面 EDT (Effective Draft Temperature) 分布及び ADPI (The Air Diffusion Performance Index) をそれぞれ示す。EDT\*1 とは人体がドラフトを受けた際の快適性を表す温度<sup>文13)</sup> であり、EDT が  $-1.7^{\circ}\text{C} < \text{EDT} < 1.1^{\circ}\text{C}$ 、かつ居住域の局所風速が  $0.35\text{m/s}$  以下であれば在室者の大多数が快適とされている<sup>文13)</sup>。ADPI\*1 とは室内におけるドラフト感を表す指標であり、EDT より算出することができる。図より両ケースとも自然換気量の多い北側給気口付近で  $\text{EDT} < -1.7^{\circ}\text{C}$  となり、快適域から外れていることが確認できる。また、空調の強制停止なしの場合には南側ゾーンにて PAC の稼働台数が増加し、室内が設定値以下に過剰に冷却されたことにより ADPI は 84% から 76% に減少し、不快なエリアが増加することが確認できた。このことから、実運用時において、執務者によって空調が強制的に停止されていたものと推察される。以上より、運用時における空調の設定温度の見直しやゾーン毎の温度設定、更には執務空間側へのセンサー位置の変更等の対応の必要性が示唆された。

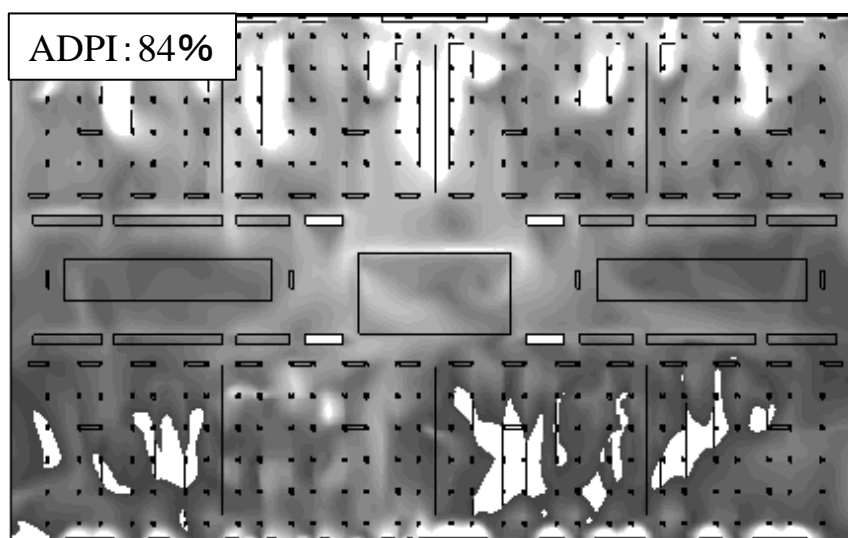
\*1  $\text{EDT} = (\text{Ti} - \text{Tave}) - 7.66(\text{Vi} - 0.15)$

Ti: 居住域局所温度 [ $^{\circ}\text{C}$ ], Tave: 居住域平均温度 [ $^{\circ}\text{C}$ ],

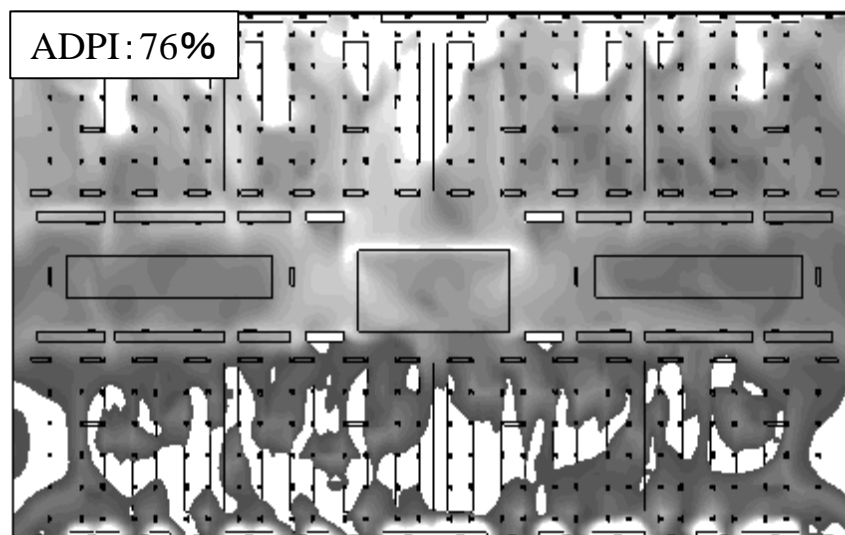
Vi: 居住域局所気流速度 [ $\text{m/s}$ ]

$\text{ADPI} = \eta / \eta' \times 100$

$\eta$ : データ数 [個],  $\eta'$ : EDT が上記の範囲内にある数 [個]



a) 強制停止あり

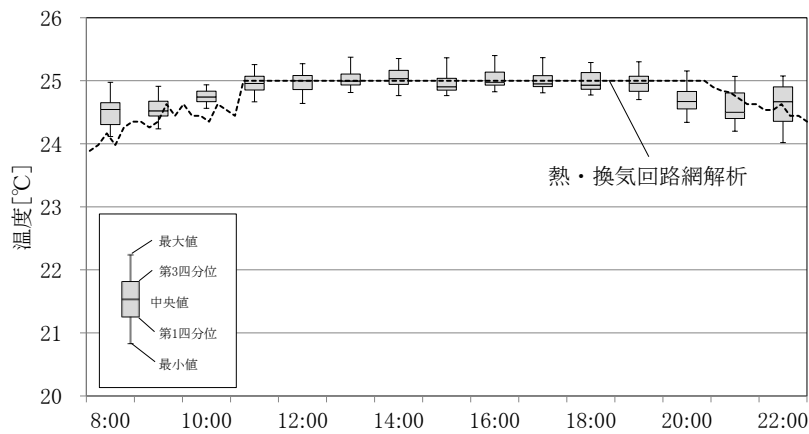


b) 強制停止なし

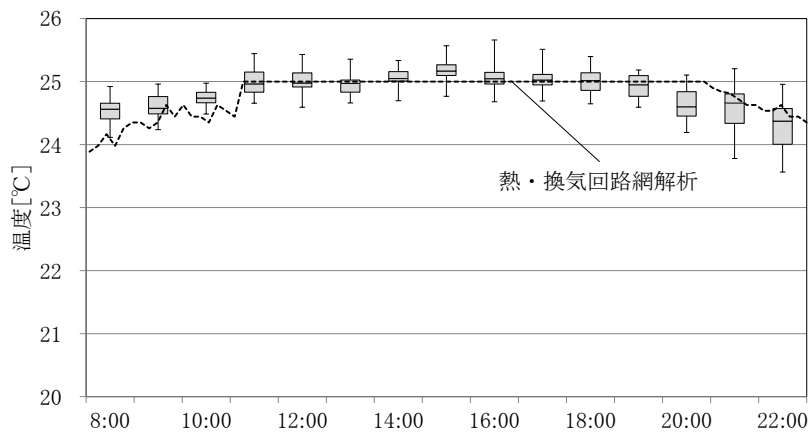
図 7.3-5 水平面 EDT 分布 (床上 1.1m 15:00 図中の白抜きは快適範囲外を表す)

2) センサー位置の変更による比較

センサー位置変更前後の PAC 吸込口温度及び室温（図 7.1-4 の Zone 毎の平均値）の経時変化を図 7.3-6, 7.3-7 にそれぞれ示す。PAC 吸込口温度及び室温は各時刻でそれぞれ 36 箇所の温度を取得し、箱ひげ図で示している。また、熱・換気回路網解析の結果も併せて示す。尚、同解析モデルは室空間を一質点でモデル化しているため、PAC 吸込口温度と室温は同一である。図より PAC 吸込口温度は両ケースとも天井裏にて完全混合に近い状態になるため、概ね設定温度の 25°C で推移していることが確認できる。一方、室温に関しては、センサー位置を変更する前は全体的に設定値よりも 1°C 程度低く推移しており、空調により室内が過剰に冷却されている可能性が示唆された。しかし、センサー位置を天井下に変更することにより、居住域の温度がより設定温度（25.0°C）に近い値に制御されていることが確認できる。尚、熱・換気回路網解析では、PAC 吸込口温度、室温共に、設定値である 25.0°C に制御されている。



(a) センサー位置変更前



(b) センサー位置変更後

図 7.3-6 PAC 吸込口温度の経時変化

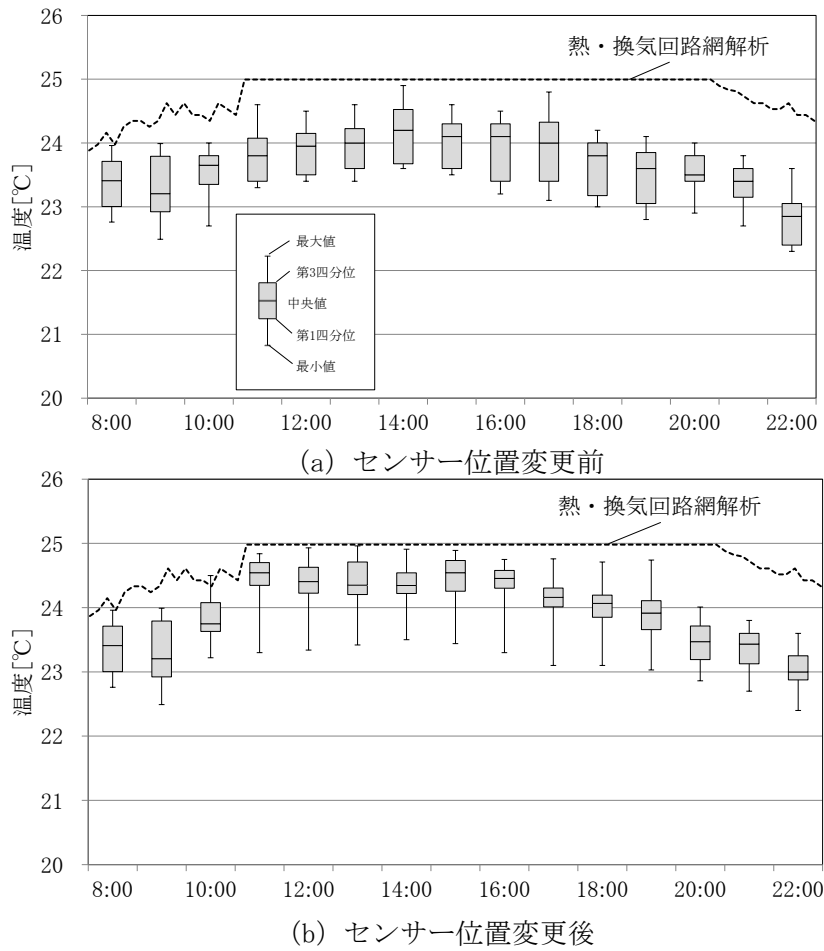
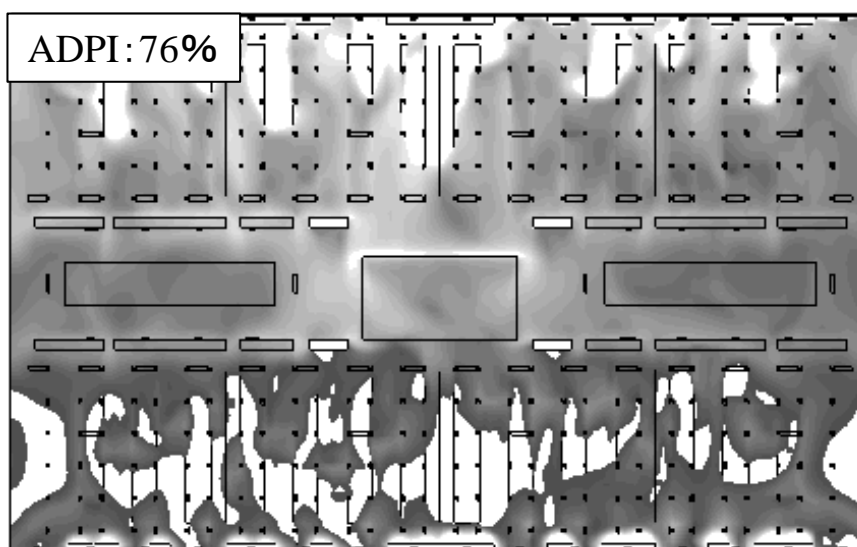
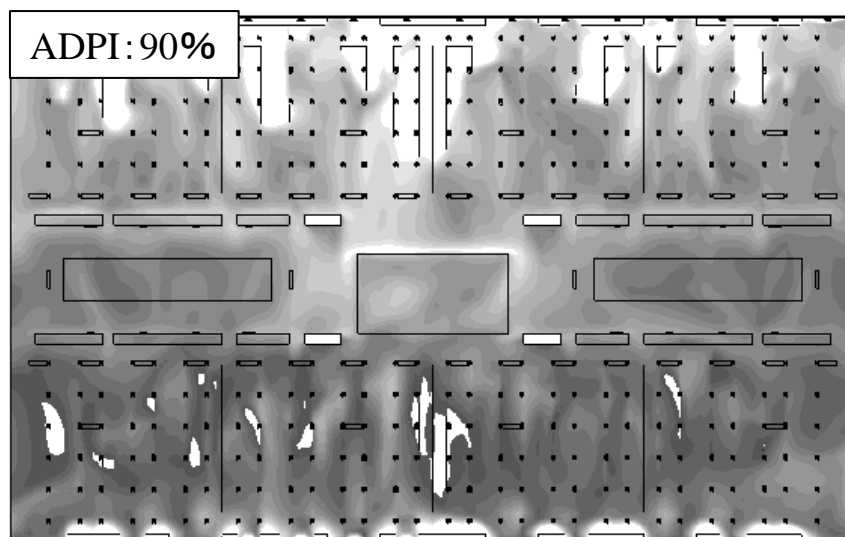


図 7.3-7 室温の経時変化

図 7.3-8 に代表時刻における水平面 EDT 分布及び ADPI を示す。図より、センサー位置を天井下に変更したことにより、室温更には EDT の空間分布が小さくなったため ADPI はセンサー位置変更前と比較して 90%と大幅に改善される結果となった。以上より、センサー位置を天井下に変更することで、同システムの問題点である空調の強制停止が改善できる可能性が示唆された。



a) センサー位置変更前



b) センサー位置変更後

図 7.3-8 水平面 EDT 分布 (床上 1.1m 15:00 図中の白抜きは快適範囲外を表す)

図 7.3-9 にセンサー温度と PAC 吸込口の平均温度の相関図を示す。図よりセンサー位置が天井裏にある場合、双方の測定ポイントは共に天井裏空間となる上、天井裏空間は完全混合に近い状態となるため、センサー温度と PAC 吸込口の平均温度が概ね一致し、両者の相関が高くなる ( $R^2=0.84$ )。一方、センサー位置を天井下に変更した場合、両者の相関は非常に低くなっていることが確認できる ( $R^2=0.03$ )。

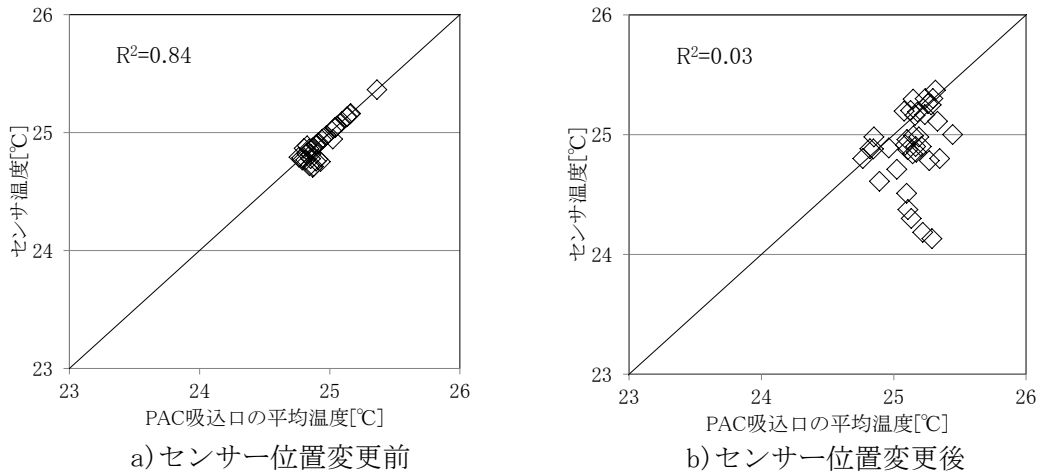


図 7.3-9 センサー温度と PAC 吸込口の平均温度の相関 (15 : 00)

図 7.3-10 にセンサー位置変更前後の空調処理熱量の比較を示す。図より、センサー位置を変更したことにより空調の応答が早くなり、結果として稼働開始時間が 40 分早く、停止時間は 20 分早くなる。更に、空調処理熱量はセンサー位置変更前 : 79.1 kWh、センサー位置変更後 : 72.9kWh であり、センサー位置を天井下に変更したことにより約 8% 減少することが示唆された。一方、熱・換気回路網解析の結果 (84.3kWh) と比較すると、執務空間のような室容積が大きく室温の空間分布が生じやすい場所にセンサー位置を変更した場合、両者の空調処理熱量の挙動が大きく異なることが確認できる。

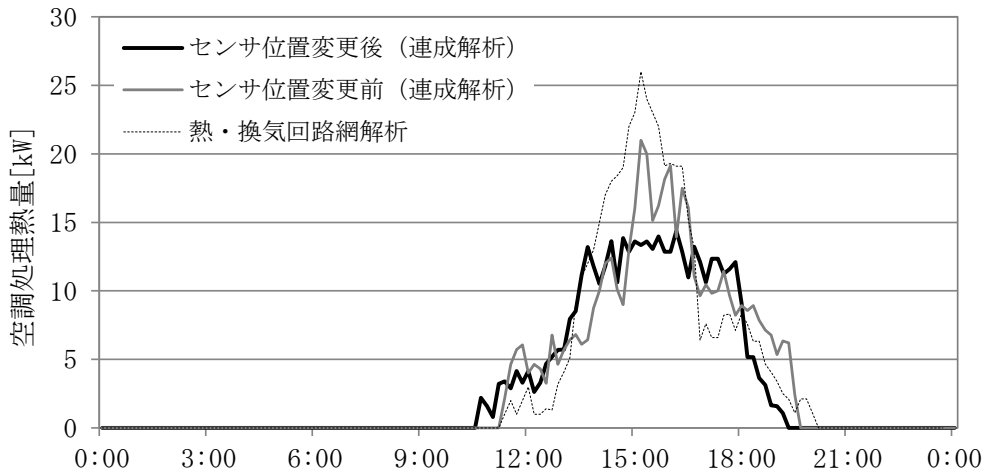


図 7.3-10 空調処理熱量の比較

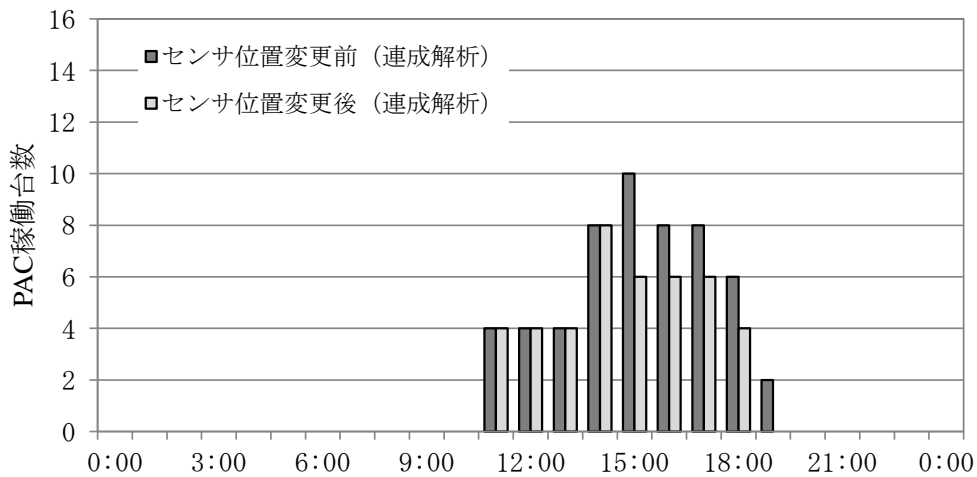


図 7.3-11 センサー位置変更後の PAC 稼働台数

図 7.3-11 にセンサー位置変更後の PAC 稼働台数を示す。図より立ち上がり時及び停止直前に関しては PAC の稼働台数は同数であるが、15 時～18 時においてはセンサー位置を変更したことで稼働台数が減少していることが確認できる。以上より、自然換気時のオフィスビルのように室内温熱環境に顕著な分布がある空間に対して、熱・換気回路網解析のような室空間を一質点でモデル化する場合、センサーの設置位置によっては実現象と対応しない結果となる可能性がある。一方、本報にて提案する連成解析のように室内空間を詳細に再現し、空調機の挙動を加味した非定常連成解析はセンサーの設置位置に関係なく有効なツールであることが示唆された。



## 7.4 7章のまとめ

空調システムと CFD を連成させた非定常解析を行い、①実測値との比較により連成解析モデルの予測精度の検証を行うと共に、②同解析モデルを用いたケーススタディによる自然換気併用空調システムの特徴や問題点を明らかにした。以下に得られた知見を示す。

- 1) 本研究にて提案した連成解析モデルは実測値とも概ね一致しており、比較的良好な解析精度を有していることを確認した。
- 2) 同解析モデルを用いたケーススタディにより、①執務者による局所的な空調の強制停止がなかった場合、室内が設定値以下に過剰に冷却されたことにより温熱環境の悪化が懸念される。②温度センサーの設置位置を天井下に変更することで空調化同時において、より良好な温熱環境を形成できる可能性が示唆された。
- 3) 熱・換気回路網解析の結果との比較を行い、自然換気時のオフィスビルのように室内の温熱環境が顕著に不均一となる空間に対して、空調器の挙動を加味した非定常の連成解析は有用なツールであることが示唆された。

### 7章の参考文献

- 1) 安永 龍一, 芦谷 友美, 白石 靖幸, 打川 芳恵, 中村 靖: 流量制御機能を有する給排気口を設置したオフィスビルにおける自然換気及び空調システムの併用手法に関する研究 (第一報), 空調試運転時を対象とした実測・数値シミュレーションによる自然換気量評価, 日本建築学会環境系論文集, 第 678 号, pp. 681-688, 2012. 08
- 2) イム ウンス, 山中 俊夫, 相良 和伸, 甲谷 寿史, 桃井 良尚: 風力換気併用ハイブリッド空調を導入したオフィス室内における温度・汚染物質濃度分布及び省エネルギー性, 日本建築学会環境系論文集第648号, pp. 171-178, 2010. 02
- 3) 張 賢在, 加藤 信介, 村上 周三, 近本 智行, 金 泰延: オフィスにおける自然換気併用ハイブリッド空調に関する研究 (第1報), タスク・アンビエント型ハイブリッド空調方式とその省エネルギー効果に対する外気条件の影響, 空気調和・衛生工学会論文集, No. 83, pp. 81-90, 2001. 10
- 4) 張 賢在, 加藤 信介, 近本 智行: オフィスにおける自然換気併用ハイブリッド空調に関する研究 (第2報), 各種設定条件が室内環境と期間のエネルギー仕様に与える影響, 空気調和・衛生工学会論文集, No88, pp. 63-72, 2003. 01
- 5) 安永 龍一, 坂本 知也, 白石 靖幸, 打川 芳恵, 中村 靖: オフィスビルにおける自然換気併用空調システムの性能検証 (第1報), 個別分散空調制御を再現した定常CFD解析による検討, 空気調和・衛生工学会論文集, No. 193, pp. 9-17, 2013. 04.
- 6) 坂本 知也, 富安 雄太, 白石 靖幸, 打川 芳恵, 中村 靖: 流量制御機能を有する給排気口を設置したオフィスビルにおける自然換気及び空調システムの併用手法に関する研究 (第三報), 実測・数値シミュレーションによる年間の省エネ効果の推定, 日本建築学会

- 環境系論文集, 第 678 号, pp. 777-784, 2014. 09
- 7) 村上 周三 他: 外皮・躯体と設備・機器の総合エネルギーシミュレーションツール「BEST」の開発 (その1~152), 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集, 0S, 2007~2014
  - 8) 安永 龍一, 坂本知也, 白石靖幸, 打川芳恵, 中村靖: 春季における自然換気性状及び省エネ効果の実測・数値シミュレーションによる検討: 流量制御機能を有する給排気口を設置したオフィスビルにおける自然換気及び空調システムの併用手法に関する研究 (第二報), 日本建築学会環境系論文集, 第 686 号, pp. 351-357, 2013. 04
  - 9) 飯田 玲香, 安永 龍一, 白石 靖幸: 建築物総合ESツールとCFDの連成解析に関する研究(その1), 中央式空調システムのオフィスを対象としたケーススタディ, 日本建築学会学術講演梗概集, D-2, 環境工学II, pp. 1025-1026, 2013. 08.
  - 10) 近藤 靖史, 長澤 康弘, 張本 和芳, 守屋賢志: 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 (その1), 等温実大実験と数値シミュレーション, 日本建築学会環境系論文集第557号, pp. 65-72, 2002. 03
  - 11) 加藤 伸介, 金 泰延, 村上 周三: 対流・放射・湿度輸送と空調システム制御の連成シミュレーション (第1報), 作用温度一定条件での空調負荷の評価, 空気調和・衛生工学会論文集, No. 74, pp. 81-89, 1999. 7
  - 12) 気象庁: 気象統計情報 <http://www.jma.go.jp/jma/menu/report.html>
  - 13) R. G. Nevins, E. D. Ward: Room air distribution with an air distributing ceiling, ASHRAE Transactions, vol. 74, Part1, No. 2072, pp. VI. 2. 1-VI. 2. 14, 1968

## 第8章 BEST と CFD の連成解析による 内部発熱偏在時のケーススタディ

建築物の運用時においては、設計時に想定した内部発熱や空調のゾーニングとは異なる運用をされる場合がある。但し、ES ツール単体での計算では、内部発熱が偏在化する場合の室内の温熱環境及び空調システムへの影響を正確に把握することが出来ない可能性がある。そこで、本章では、セントラル空調システムを導入した実在オフィスビルを対象とし、熱源を含めた建物全体の非定常連成解析手法を示すとともに、内部発熱の偏在化がある場合の各ゾーンの処理負荷の変動及び室内環境の変動についての検討を行った。

具体的には、BEST 単体計算と連成解析を実施し、双方の結果の比較を行う。更に、連成解析では内部発熱分布の偏在による室内温熱環境及び空調処理負荷への影響を比較することで、性能検証・設計（運用改善）検討ツールとしての有用性を示すことを目的とする。

### 8.1 建物概要

建物側の解析対象は、東西面に窓を有する14階建ての基準階1フロアとする。空調機は、東西に1台ずつ設置されており、西ペリメータゾーン(PZ)、西インテリアゾーン(IZ)、東IZ、東PZの4ゾーン毎にVAV制御を行っている。給気は、各ゾーンに南北方向に配置された16本のソックダクト表面より均等に行われる。また、還気口はそれぞれのゾーンの廊下側天井に配置されており、各ゾーンにおいて還気温度を制御する。熱源(一次側)は、基準階が14階分あるものと想定し、空気熱源ヒートポンプチャラー(HP)3台と吸収式冷温水発生機(AR)1台の計4台の台数制御を行っている(図8.1-1)。

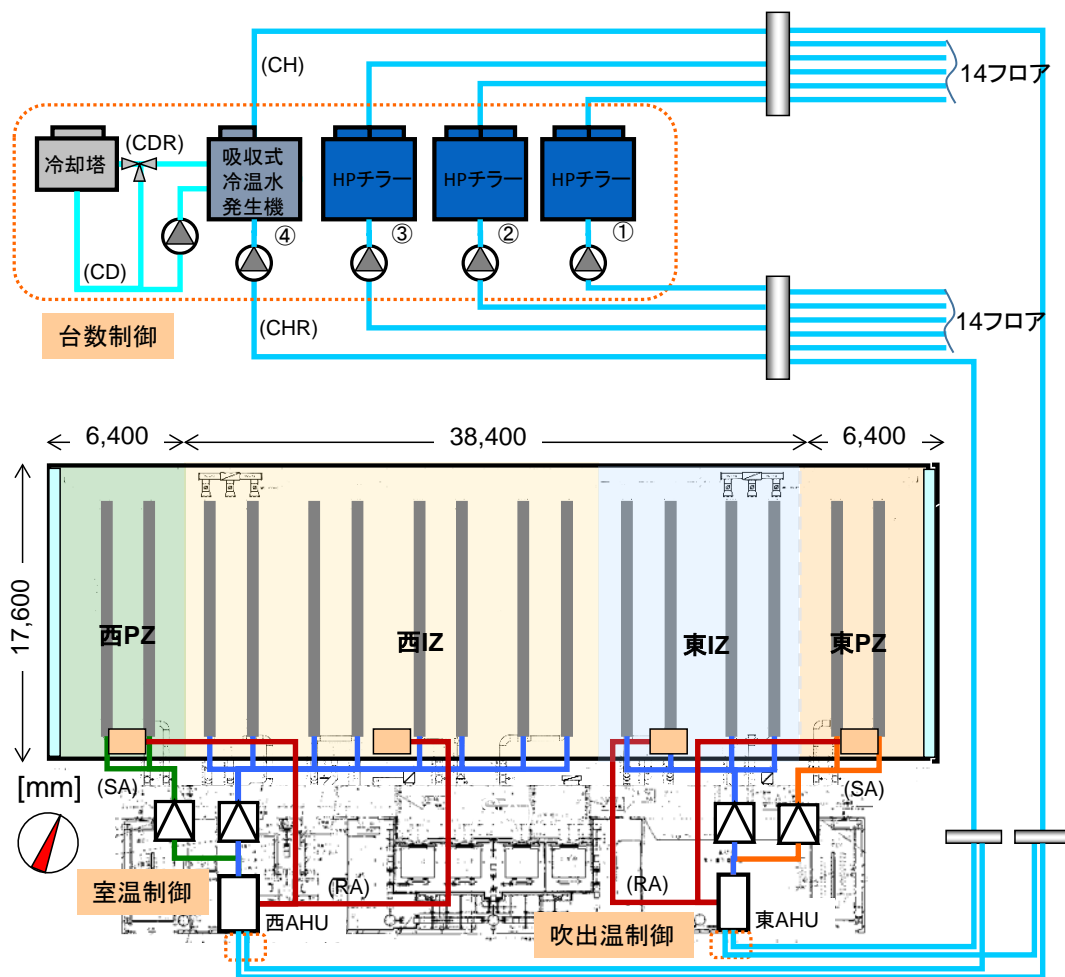


図 8.1-1 対象建物及び空調システムの概要

## 8.2 解析概要

### [解析条件]

BEST 単体計算と連成解析の共通の条件を表 8.2-1、CFD の解析条件を表 8.2-2 にそれぞれ示す。BEST と CFD の建物モデルは、外壁の反射率及び部材の放射率、什器の熱容量、壁・床・天井の熱貫流率、比熱、密度、窓の熱貫流率、部材の面積、内部発熱を一致させた。尚、人体発熱は、顕熱：53W/人、潜熱：62W/人の固定値として与えた。また、BEST は、各ゾーンのゾーン間の換気量を 250CMH/m(ゾーンの境界線あたり)<sup>文1)</sup>とした。

表 8.2-1 共通の条件

気象	7月17日(拡張アメダス気象データ(1991-2001))
外皮	熱貫流率：0.99W/m <sup>2</sup> K(外壁)、2.98W/m <sup>2</sup> (窓)
床・天井	上下階は断熱
内部負荷	人体：58W/人(顕熱)、62W/人(潜熱)、0.15人/m <sup>2</sup> 、 機器：14.4W/m <sup>2</sup> 、照明：17.3W/m <sup>2</sup>
空調時間	9:00-22:00
設定温度	26°C(湿度はなりゆき)

表 8.2-2 CFD 解析条件

解析	非定常解析(放射計算・湿度計算を含む)
乱流モデル	標準 k-ε
メッシュ数	141(X)×52(Y)×15(Z)=109,980メッシュ
吹出口	温度：BESTの算出値 但し、温度補償制御あり(下限12°C、上限26°C) 風量：BESTの算出値 但し、風量はソックダクト側面及び下面に配分
吸入口	風量：BESTの算出値
壁面境界	速度：対数則、屋内：対流熱伝達率5W/m <sup>2</sup> K、 屋外：外気温度、総合熱伝達率23W/m <sup>2</sup> K

計算時間間隔等に関する解析条件を表 8.2-3 に示す。夏期の晴天日を対象とした非定常解析とし、BEST の計算時間間隔及び BEST と CFD の連成間隔は 1 分とした。また、CFD は流れ場、温度場等の予測精度を考慮して 1 秒とした。BEST は、躯体等の初期温度の設定が 0℃ となるため、助走計算は長く設定し、CFD は建物側の初期値を 30℃ として助走期間を 1 日とした。

表 8.2-3 BEST 及び連成解析のその他の条件

項目	BEST (単体及び連成解析)	CFD (連成解析)
計算時間間隔	1 分	1 秒
建物の初期温度	0℃	30℃
助走期間	16 日	1 日

## [連成解析の概要]

BEST の CFD 連成用モジュールは、図 8.1-1 に示す 4 ゾーンの VAV モジュールから受け取った吹出条件を出力し(図 5.1-3 の中間ファイル A)、CFD から出力された還気温度(図 5.1-3 の中間ファイル B)を空調機の還気ファン及び VAV 制御用 PID モジュールへ受け渡すよう接続した。一方、CFD は、BEST から出力された吹出条件(図 5.1-3 の中間ファイル A)を各ゾーンのソックダクトの側面及び下面にそれぞれ分配して与え、3 次元熱流体解析を実施した後、4 ゾーンの吸込み空気温湿度を出力する(図 5.1-3 の中間ファイル B)ものとした。

## [データ連携の概要]

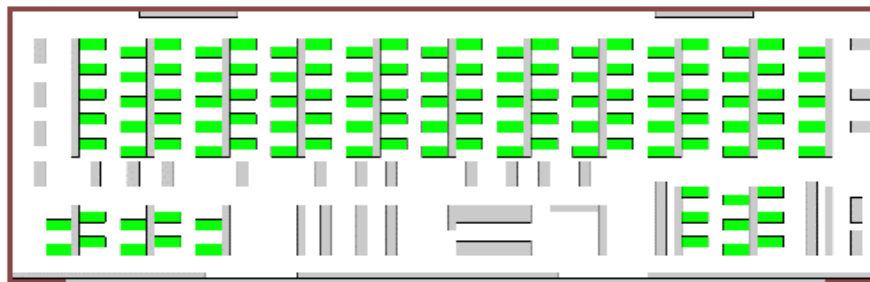
本研究では、外気温度及び内部負荷(電力)が時系列で変動する。よって、これらのデータを BEST から CFD へ連携する。これらのデータ(図 5.1-3 の中間ファイル C)は、CFD 連成用モジュールより前に出力させることで、CFD 連成用モジュールが実行された後に同時に CFD 側へ読み込まれるように設定した。CFD 解析では、外気温は外壁及び窓の屋外側の境界条件、照明発熱は空間上部に設置した照明器具の下面側発熱条件、人体及び機器発熱は、デスク近傍の空間に発熱条件として与えた。

[解析ケース]

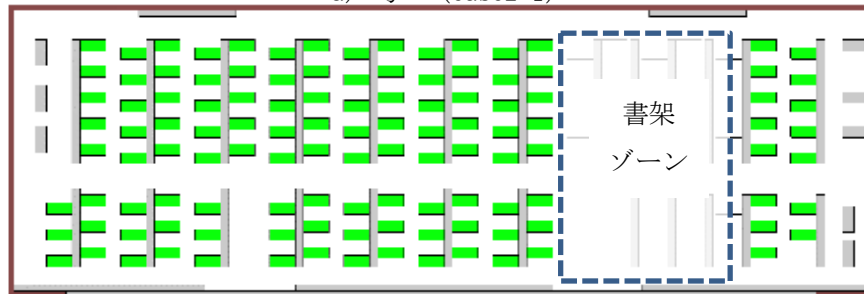
解析は、BEST で建物側・設備側の両方の計算を行う単体計算 (Case1) と、建物側を CFD、設備側を BEST で計算する連成解析を行う。連成解析では、計画時の配置を再現し、内部発熱を均一とした Case2-1 と、空調ゾーニングに合わせて一部を書架ゾーン (内部発熱無し) とした Case2-2 (偏在①)、空調ゾーニングを無視して廊下側半分を PC 等の発熱が無い打ち合わせスペースとした Case2-3 (偏在②) の計 4 ケースとする (表 8.2-4)。内部発熱の配置は図 8.2-1 に示す。尚、各ケースで内部発熱の総量は一致している。

表 8.2-4 計算ケース

ケース名	解析方法	内部発熱の分布
Case1	BEST 単体計算	—
Case2-1	連成解析	均一 (図 8.2-1 a))
Case2-2		偏在① (図 8.2-1 b))
Case2-3		偏在② (図 8.2-1 c))



a) 均一 (Case2-1)



b) 偏在① (Case2-2)



c) 偏在② (Case2-3)

図 8.2-1 各ケースの内部発熱の配置

### 8.3 解析結果

#### 1) BEST 単体計算 (Case1) と連成計算 (Case2-1) の比較

##### 1-1) 室内温熱環境

各ケースの 9:00~21:00 までの 1 時間毎の居住域温度、相対湿度、風速、MRT、PMV の箱ひげ図を図 8.3-1~7 に示す。尚、単体計算では各ゾーンの結果を、連成計算では、計画時の 149 か所の座席位置 (FL+0.7m) の結果を用いた。空調時間帯は概ね 26°C に制御されているが、連成計算 (Case2-1) の方が、居住域温度が若干低い傾向にあり、23.5~27°C 程度の温度分布が生じている。これは、連成計算の場合、制御対象である還気温度より居住域温度の方が低いためと推察される。

相対湿度は、冷却コイルで除湿されることで 45% 程度と低く (BEST 単体計算)、連成計算の方が、室温が低いため、相対湿度がやや高い傾向にある (図 8.3-2)。

風速は、単体計算が固定値 (0.15m/s) であるのに対し、連成計算では、CFD 解析により算出される値が 0.02~0.2m/s まで分布しているが、中央値は 0.1m/s 程度と小さい (図 8.3-3)。

MRT は、時間帯によっては連成計算より単体計算の方が、変動が大きく、特に日射の当たる午後の西 PZ は単体計算の場合 30°C 以上となる時刻があった (図 8.3-4)。PMV についても MRT と同様の傾向を示すが (図 8.3-5)、他の時間帯のばらつきは連成解析の方が大きい。各時刻の西 PZ の PMV 分布を表 8.3-1 に、15:00 における連成計算の室内表面温度の分布を図 8.3-6 にそれぞれ示す。すべての時刻において連成解析の方が、PMV が小さい。これは、居住域の温度が設定温度よりもやや低いことが要因として考えられる。15:00 の時点で、連成解析の方が、MRT 及び PMV の変動が小さい理由としては、15:00 の西 PZ の窓及び床表面温度は高温になっているものの、机などの障害物に遮られ座席位置の MRT が低く保たれているためと考えられる。また、単体計算では、西 PZ の負荷が処理しきれず室温が上昇しているが、連成計算では、ゾーン間換気により、隣接ゾーンが処理したものと推察される (図 8.3-1)。尚、単体計算の MRT は作用温度と室温より算出した\*1。

\*1 空調システムによって異なり、例えば、放射冷暖房では、冷水温度[°C]と冷水流量[L/min]や熱量[W]等となる。



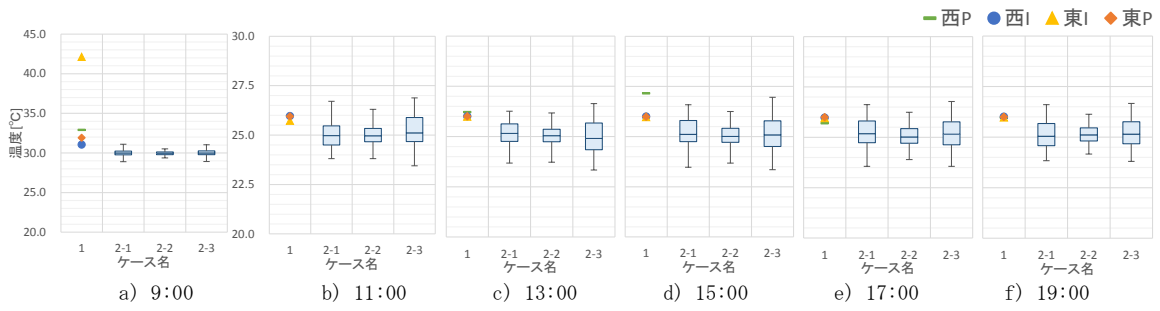


図 8.3-1 時刻別の各ケースにおける居住域温度の箱ひげ比

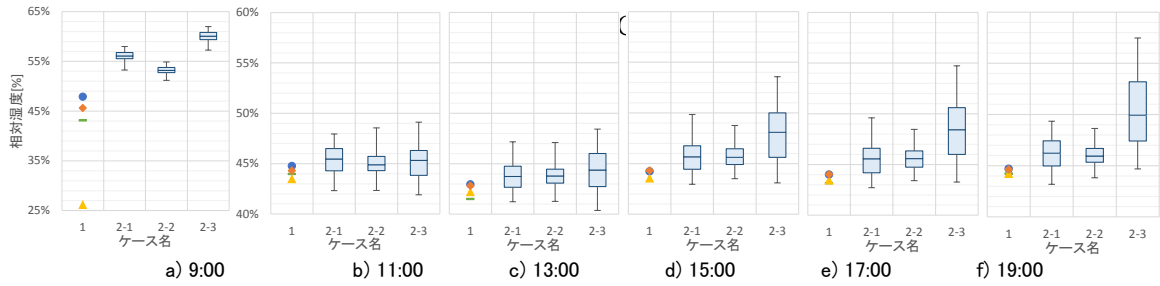


図 8.3-2 時刻別の各ケースにおける居住域相対湿度の箱ひげ比較

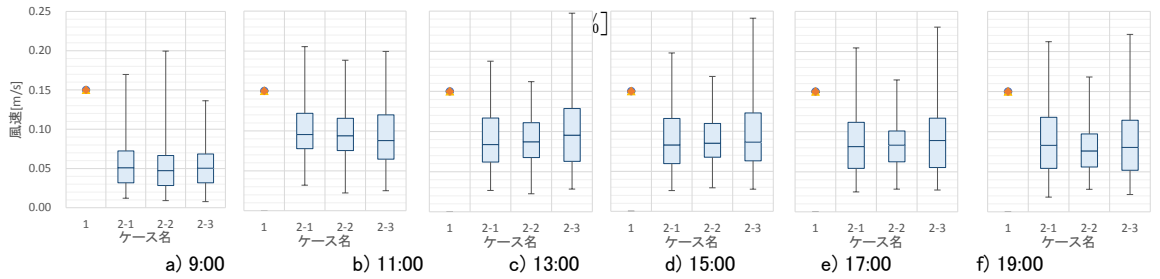


図 8.3-3 時刻別の各ケースにおける居住域風速の箱ひげ比

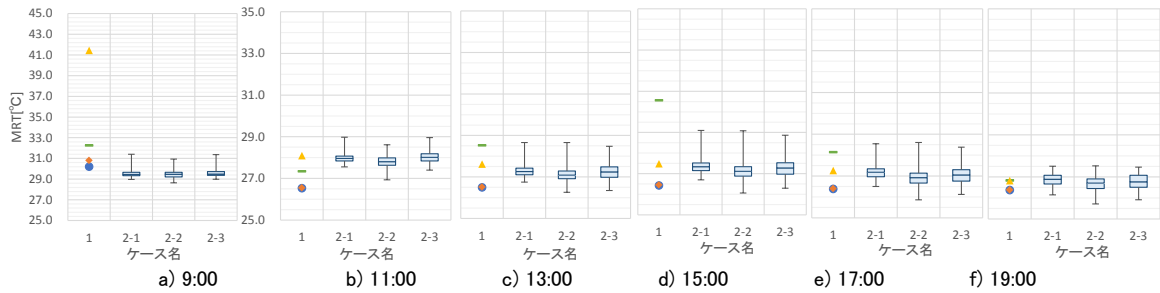


図 8.3-4 時刻別の各ケースにおける居住域 MRT の箱ひげ比較

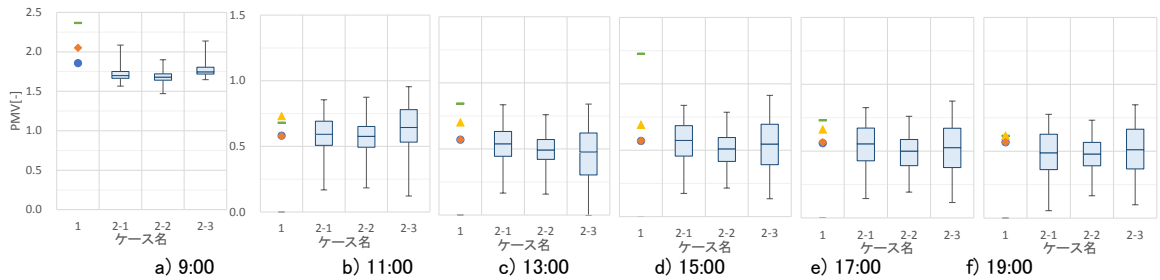

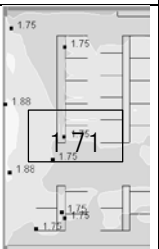
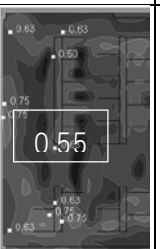
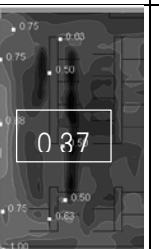
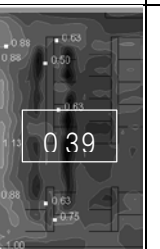
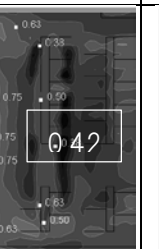







図 8.3-5 時刻別の各ケースにおける居住域 PMV の箱ひげ比較[-]

表 8.3-1 Case1-1 及び Case2-1 の各時刻の西側ペリメータにおける PMV[-]

PMV[-] (代謝量:1.2met、着衣量:0.6clo)



Case	9:00 空調開始	11:00	13:00	15:00	17:00	19:00
1(単体)	2.37	0.68	0.84	1.23	0.73	0.61
2-1 (連成)	平面分布					
	断面					

※□内の数値は座席位置 (FL+0.7m) の平均 PMV[-]

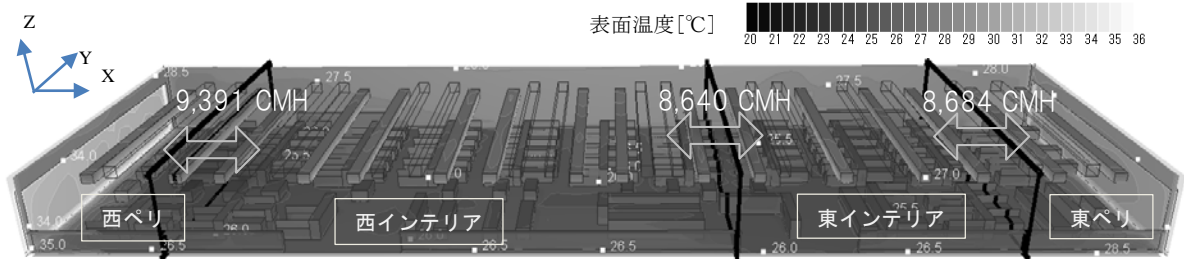


図 8.3-6 Case2-1 の 15:00 における Case2 の室内表面温度[°C]とゾーン間の換気量[CMH]

1-2) 熱負荷

各ゾーンの空調時間帯の 1 日の空調処理負荷[MJ/日]を図 8.3-7 に示す。やや連成計算の方が小さく、全体で 5%程度の差が生じている。これは、対象建物では CFD 解析にて算出した室内風速が全体的に極めて小さいため、連成計算の方が、躯体からの対流による熱伝達(外皮負荷)が小さくなったことが要因の一つとして考えられる。また、連成計算ではゾーン内に温度分布が生じており、特に西 IZ の居住域の室温が高い傾向にある(表 8.3-2)。還気温度はどのゾーンも 26°Cとなっているため、周囲のゾーンが西 IZ の負荷を処理することで、西 IZ の負荷が小さくなったと考えられる。また、図 8.3-8 に各ゾーンの空調処理熱負荷[kW]の時系列変化を示す。時系列の大きな変動については、両ケースで同様の傾向を示すが、連成計算の方が比較的緩やかな変動となる傾向にある。これは、図 8.3-6 に示す通り、ゾーン間の換気量が連成計算の方が大きいことが要因と考えられる。また、単体計算では各ゾーンの負荷比率の変化は小さいのに対し、連成解析の場合はゾーン間に自由な気流の流れが生じることから、比率も時刻毎に変化している。

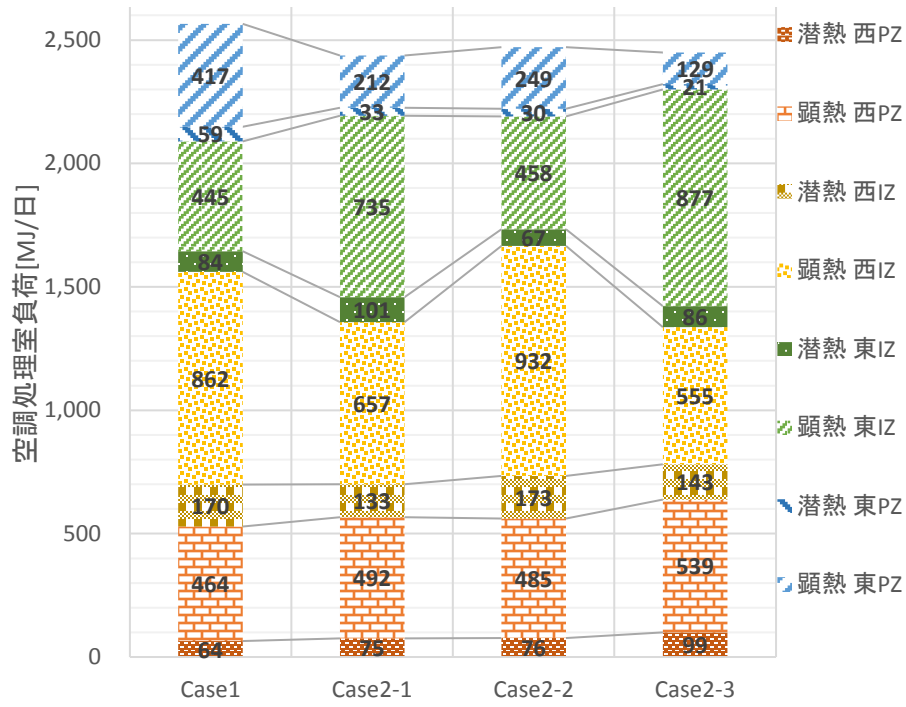


図 8.3-7 各ケースのゾーン別空調処理負荷[MJ/日]

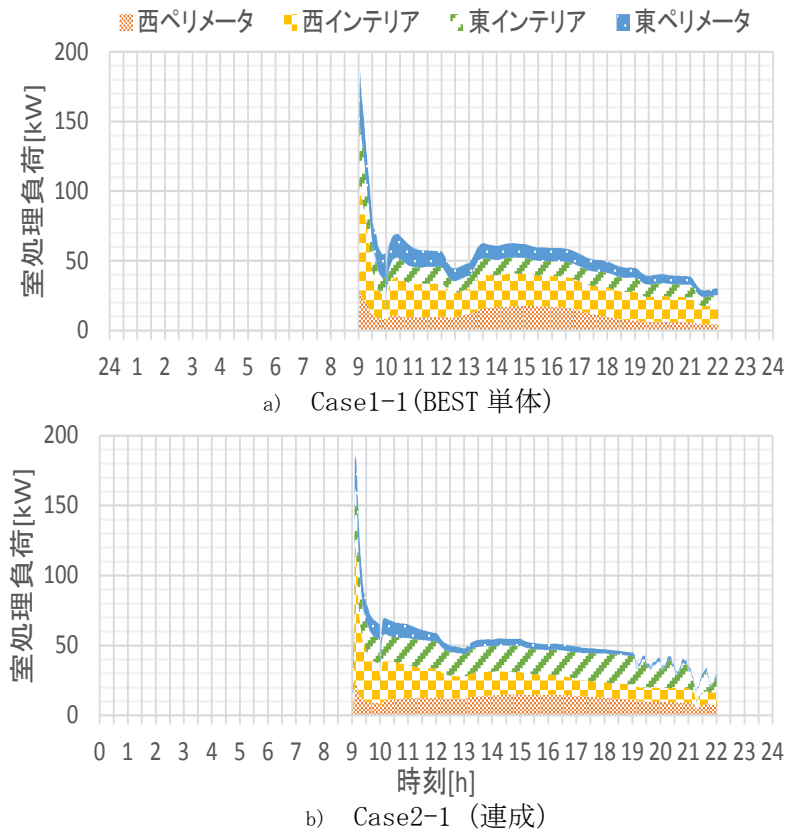


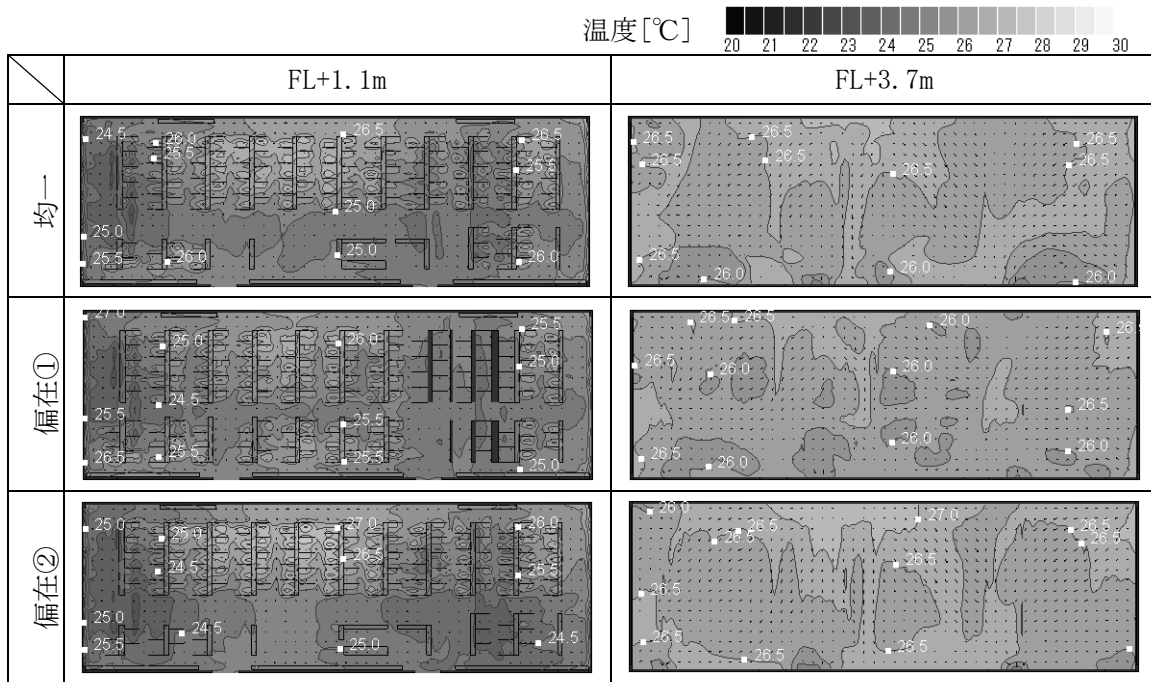
図 8.3-8 時系列空調処理負荷[kW]

2) 連成解析における内部発熱の偏在による比較

2-1) 室内温熱環境

各時刻の居住域温度及び相対湿度は、空調ゾーニングを考慮した配置の Case2-2(偏在①)が最も分布幅が小さく、良好な制御が行えていると考えられる(図 8.3-1, 2)。水平面温度分布についても、発熱が無い書架ゾーンも他のゾーンと同等の温度に制御されている(表 8.3-2)。一方、Case2-3(偏在②)は打ち合わせスペースが低温、西 IZ の一部が高温となっており、同一の空調ゾーニングにおいて負荷が異なるエリアがある場合は良好な制御が行えない可能性が示唆された。また、Case2-3(偏在②)の相対湿度が高い原因としては、温度補償制御により、東側空調機の吹出温度が上昇し、除湿量が減少したことが挙げられる。MRT 及び PMV の中央値は Case2-2 が最も小さく、Case2-3 はばらつきが大きい。

表 8.3-2 15 時における水平面温度分布[°C]



2-2) 熱負荷

各ゾーンの空調処理負荷の比率は大きく異なるものの、総量は各ケースで殆ど差が見られない(図 8.3-7)。Case2-2(偏在①)は、東 IZ の負荷がないため処理負荷は最も小さく、他のゾーンの負荷が増加する。エネルギー消費量や空調処理負荷の総量はどのケースも同等となるが、二次側の挙動が大きく異なることを示した。

#### 8.4 8章のまとめ

総合エネルギーシステムシミュレーションツールである BEST と CFD の連成解析手法及びデータ連携手法を示した。また、実在オフィスビルを対象とした非定常解析を実施し、同手法の有用性を示した。以下に得られた知見を示す。

- 1) 連成解析では、空調システムが還気温度を設定値に制御していても、居住域の温熱環境は均一とならない状況を再現することが可能であり、什器や躯体形状を再現することにより、居住域の詳細な温熱環境を把握することが可能であることも示した。
- 2) 平面的に内部発熱が偏在化することで、空調ゾーニングと内部発熱の分布が合致しない場合は、居住域の温熱環境が悪化することを示した。
- 3) 本ケーススタディではケース間の差異はあまり見られなかったが、本提案手法により室内環境だけでなく、空調処理負荷及びエネルギー消費量を同時に検討することが可能であることを示した。

また、本報における単体計算のゾーン間換気量の設定や CFD のメッシュ依存性に関する検討、更には実験や実測との比較による提案手法の予測精度の検証を今後の課題と位置づけている。

#### 8章の参考文献

- 1) BEST-P 建築操作マニュアル(2015年6月), pp. 79

## 第9章 総括

本論文では、第1章で研究の背景としてESツールとCFDの連成解析の目的について述べ、第2章では、ESツールとCFDの連成解析に関する既往の研究の内容を述べるとともに、その特徴より2つの手法として分類した。また、本研究で採用する連成解析手法を既往の研究と比較することで、本研究の新規性や目的及び意義としてまとめた。

第3章では、CFDの概要として基礎方程式とその数値計算法、乱流モデルの計算法、対流・放射連成解析の方法について述べた。

第4章では、本研究で採用したESツールであるHVACSIMとBESTの概要や特徴、計算ロジックの概略について述べた。

第5章では、5.1にて既往の研究成果の特徴や課題点について更に整理し、本研究の位置づけを明らかとした。本研究では、室内の温熱環境とエネルギー性能評価の双方に重点を置いたHVACSIMもしくはBESTとCFDの連成解析手法を提案しており、連成解析に用いた2つ方法について述べた。5.2では、実務利用への展開を踏まえ、解析の手間や人為的ミスの低減を目的とした照明・機器の電力消費量(内部発熱)のデータ連携方法の提案を行うとともにその概要について述べた。

第6章では、HVACSIMとCFDの連成解析として、実験室を対象とした予測精度の検証、第7章、第8章では、実建物における自然換気併用の空調システムの性能評価、室内負荷分布パターンの違いによるケーススタディにより、本手法の総合的な建物性能評価及び空調設計支援ツールとしての有用性を示した。9.1では主に6章～8章で得られた知見を示し、9.2では、今後の課題を示す。

### 9.1 得られた知見

#### ●9.1.1 HVACSIMとCFDの連成解析について

動的空調システムシミュレーションツールであるHVACSIM+(J)とCFDの連成解析による空調性能シミュレータを開発し、実験室における実測値との比較による実現象の再現性の高さを示すとともに、実測やESツール単体では困難な混合ロスの検証により建築・空調システムの性能検証ツールとしての有用性を示した。

以下に得られた知見を示す。

- 1) 実験予測精度の検証において実験値と解析値は概ね一致し、設定室温や空調機の吹出条件等を変化させた場合においても、空調機側、室内側の挙動を十分な精度で再現できることを示した。
- 2) 連成解析によって再現された試験室内の温度場・流れ場より、実験では把握が困難な室内の温度分布、流速分布を示した。
- 3) IZ-PZ境界面の温度、流速ベクトル分布より、熱的混合損失・利得量発生時における境

界面の基本性状を把握した。

- 4) 予測精度の高さ、実験・解析時間の比較、解析の自由度の高さより、空調性能シミュレータの有効性を確認した。

### ●9.1.2 BEST と CFD の連成解析について

#### [自然換気併用個別分散空調システム]

実在オフィスビルの再現により自然換気併用時の個別分散空調システムの性能評価を行い、更にケーススタディにより改善案の検討を行うことで性能検証及び改修(設計)支援ツールとしての有効性を示した。具体的には、空調システムと CFD を連成させた非定常解析を行い、①実測値との比較により連成解析モデルの予測精度の検証を行うと共に、②同解析モデルを用いたケーススタディによる自然換気併用空調システムの特徴や問題点を明らかにした。以下に得られた知見を示す。

- 1) 本研究にて提案した連成解析モデルは実測値とも概ね一致しており、比較的良好な解析精度を有していることを確認した。
- 2) 同解析モデルを用いたケーススタディにより、①執務者による局所的な空調の強制停止がなかった場合、室内が設定値以下に過剰に冷却されたことにより温熱環境の悪化が懸念される。②温度センサーの設置位置を天井下に変更することで空調稼働時において、より一様な温度場を形成できる可能性が示唆された。
- 3) 熱・換気回路網解析の結果との比較を行い、自然換気時のオフィスビルのように室内の温熱環境が顕著に不均一となる空間に対して、空調機の挙動を加味した非定常の連成解析は有効なツールであることが示唆された。

#### [セントラル空調システム]

セントラル VAV 空調システムを有するオフィスビルを対象とし、内部負荷が偏在化する場合の各ゾーンの処理負荷や室内環境の予測を行うことで空調設計支援ツールとしての可能性を示した。以下に得られた知見を示す。

- 1) 連成解析では、空調システムが還気温度を設定値に制御していても、居住域の温熱環境は均一とならない状況を再現することが可能であり、什器や躯体形状を再現することにより、居住域の詳細な温熱環境を把握することが可能であることも示した。
- 2) 平面的に内部発熱が偏在化することで、空調ゾーニングと内部発熱の分布が合致しない場合は、居住域の温熱環境が悪化することを示した。
- 3) 本ケーススタディではケース間の差異はあまり見られなかったが、本提案手法により室内環境だけでなく、空調処理負荷及びエネルギー消費量を同時に検討することが可能であることを示した。

## 9.2 今後の課題

本研究の空調設計支援、性能検証ツールとしての今後の課題を以下に示す。

### 1) 計算手法について

本研究で採用した連成手法(CFD メイン)は、ES メインとの連成手法と比較して CFD の室内環境の再現性に優れた明快な連成手法であるが、既往の研究で挙げられているように計算コスト(計算時間やメモリ)が大きい。既往研究では、流れ場の計算負荷を低減した非定常 CFD 解析に関する研究が進められるなど、CFD 解析の高速化により年間エネルギー計算と CFD の連成解析の可能性も見出されており、今後は、実用的な手法として計算の簡易化手法の検討や連成解析のタイミングの調整によって予測精度を保ちつつ計算負荷を小さくする方法を検討することを課題とする。

### 2) 予測精度について

本研究では、HVACSIM+(J)と CFD との連成解析では、定常時における実験値との比較により、空調システムの動きと室内の温熱環境の双方の予測精度の高さを示し、BEST と CFD との連成解析では、非定常時における空調処理熱量や温度分布等の実測値との比較により、連成解析による性能検証の可能性を示した。尚、HVACSIM と BEST を使った連成解析では、同じモデルでの検討・比較等は行っていない。ツールの違いによる結果検証や目的に合わせた選択方法等については、今後の検討課題として位置付けたい。

以上の検討は、一般的な事務所における空調システムを対象としているが、今後は、様々な建物やシステムにおける実測値との比較が必要である。

例えば、以下のような建物や空調システムにおける実プロジェクトを通じた比較が考えられる。

#### 【空間の温度分布が生じやすい建物】

- ・アトリウムのような大空間における局所空調
- ・床吹出し、パーソナル空調システム

#### 【空気環境の均一性が求められ、省エネの要求が高い建物】

- ・高い快適性や空気質を要求される病室や工場
- ・OM ソーラーシステムを利用した住宅

#### 【ES ツールではシミュレーションが困難な特殊な空調システム】

- ・躯体蓄熱を利用した空調システム
- ・金属パンチングパネルによる空気式放射パネル
- ・デシカントと放射パネル、自然換気の併用

また、本研究では、空調処理負荷に着目した比較を行ったが、今後は、空調システムの挙動や熱源システムのエネルギー消費量の予測精度の検証も課題である。

### 3) その他の空調設計支援・性能検証ツールとしての利用可能性



以下の目的での検討についても今後の課題として検討する。

- ・ 基本設計時における快適性と省エネ性の両面を評価した空調システムの比較検討
- ・ 実施設計時における最大負荷条件での計算により、最適な設備容量の決定
- ・ 運用時のピークのエネルギー消費量の算出やエネルギー消費量の上限が定められた際の室内環境評価（BCP の検討）
- ・ データ連携による他の設備設計との連携
  - 昼光利用制御を行った場合の室内環境(空調)と照明電力(電気)の検討
    - ◇ BEST で昼光利用計算により照明消費電力を計算し、その結果(発熱量)を CFD へ受け渡すことで室内環境も合わせて計算する。
  - 電気室のトランスの発熱量(電気)と室温(空調)の検討
    - ◇ BEST で建物全体の計算を行い、消費電力に合わせたトランスの発熱量を CFD へ受け渡すことで、空調機や換気ファンの設計検討が可能

#### 4) ツール開発について

本研究の実用化に向けて、以下の対応を今後の課題とする。

- ・ 計算の高速化（並列計算、流れ場固定による簡易手法）
- ・ ES ツール、CFD 双方の連成解析に必要な処理の実装(中間ファイルの出力等)
- ・ BIM 連携などを利用した実務者負担の軽減(データ連携等の実務者向け UI の開発)