

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 89）
 水熱源ヒートポンプパッケージ空調機のモデル化と試算例

Development of an Integrated Energy Simulation Tool for Buildings and MEP Systems, the BEST (Part89)
 Modeling and case study of water source packaged air conditioners

正会員 ○品川 浩一（日本設計） 特別会員 村上 周三（建築研究所）
 技術フェロー 石野 久彌（首都大学東京） 技術フェロー 柳井 崇（日本設計）

Koichi SHINAGAWA^{*1} Shuzo MURAKAMI^{*2} Hisaya ISHINO^{*3} Takashii YANAI^{*1}

^{*1} Nihon Sekkei, Inc ^{*2} Building Research Institute ^{*3} Tokyo Metropolitan University

In this part, progress of characterization of water source packaged air conditioners is reported. The method for calculating the heating / cooling capacity and the energy consumption from the characteristics that uses heating / cooling air conditioning load are shown though various parameters. Further study of the characterization will improve the versatility and application of the BEST program.

はじめに

本報では、個別分散空調システムのうち、水熱源ヒートポンプパッケージ空調機の BEST における機器特性及び、それを用いたケーススタディの結果について報告する。

1. 計算モデルの概要

1.1. 計算フロー

水冷式ビル用マルチエアコン（分離型）^{※1}と、水熱源ヒートポンプ（一体型）^{※2}の定速型及びインバータ型、（以降、両者を併せて WHP とする）の機器特性は、同じ計算フローを用いて、他のパッケージ空調機と同じく多項式である特性式の係数及び適用範囲を変化させて対応している。表-1 及び図-1 に、計算過程の入出力変数と計算フローを示す。

冷暖房負荷混在時の熱回収による効果の反映方法は、分離型は空冷ビル用マルチエアコンと同様に内部計算によって能力・入力・熱源水温度へ、その効果を反映して

いる。また、一体型は冷房機・暖房機それぞれの熱源水出口温度の変化によって、熱源補機（冷却塔・ボイラ）の入力が変化することによってシステム全体の評価が可能である。

2. 機器特性

図-2 は、一体型水熱源ヒートポンプパッケージ空調機の各運転モードでの定格の能力・効率を基準とした変化率、及び、熱源水温度変化を示す。

各モード共に熱源水温度による最大能力変化や、COP 変化、熱源水量による影響が再現されている。暖房は、熱源水送水量の変化による影響は小さいため、変流量制御による熱源補機を含めた場合に効果が見込まれる。

※1) 分離型：圧縮機・凝縮器（冷房時）が一体となった熱源機と、蒸発器が内蔵された複数の室内機を冷媒配管で接続したもの。暖房時は凝縮器と蒸発器が入れ替わる。

※2) 一体型：室内機に圧縮機・凝縮器・蒸発器が一体となったもの。

表-1 WHP の入出力変数一覧

①全冷房モード				②全暖房モード					
特性	出力変数	入力変数	入力範囲	特性	出力変数	入力変数	入力範囲		
室温	能力補正	Kcti(WB)	WB:室内湿球温度°C	17°C~23°C	室温	能力補正	Khti(DB)	DB:室内乾球温度°C	18°C~26°C
	入力補正	Kewti(WB)	WB:室内湿球温度°C		室温	入力補正	Khwti(DB)	DB:室内乾球温度°C	
熱源水水温	能力補正	Kctwi(WTin)	WTin:入口水温°C	15°C~45°C	熱源水水温	能力補正	Khtwi(WTin)	WTin:入口水温°C	15°C~45°C
	入力補正	Kewwi(WTin)	WTin:入口水温°C			水温	入力補正	Khwti(WTin)	
熱源水量	能力補正	Kcfr(fr)	fr:熱源機水流量比	0.8~1.2	熱源水量	能力補正	Khfr(fr)	fr:熱源機水流量比	0.8~1.2
	入力補正	Kcwfr(fr)	fr:熱源機水流量比			水量	入力補正	Khwr(fr)	
負荷率	室外機基準の負荷率	Kchp(kkchp)	kkchp:室内機基準の負荷	0.3~1.3	負荷率	室外機基準の負荷率	Khhp(kkchp)	kkchp:室内機基準の負荷	0.3~1.3
	個別中間容量比	φ cm	Qcm:冷房中間能力			個別中間容量比	φ hm	Qhm:暖房中間能力	
	個別中間入力比	Pcm	Wcm:冷房中間入力			Qc:冷房定格能力	Phm	Qh:暖房定格能力	
						Wc:冷房定格入力		Whm:暖房中間入力	
						Wh:暖房定格入力			
	代表入力補正	Kchpid(kkchp)	Kchp:室外機基準の負荷率			代表入力補正	Khhpid(khhp)	Khhp:室外機基準の負荷率	
個別中間性能補正	β c(kchp)	φ cm, Pcm, Kchpid	未入力時はβ c=1.0	個別中間性能補正	β h(khhp)	φ hm, Phm, Khhp	未入力時はβ h=1.0		
入力補正	Kchpi	Kchpid, β c	—	入力補正	Khhpi	Khhpid, β h	—		
室内容量補正	α c	Rc:冷房運転室内容量比	—	室内容量補正	α h	Rh:暖房運転室内容量比	—		
その他	—	Pci:室内機入力	—	その他	—	Phi:室内機入力	別表		

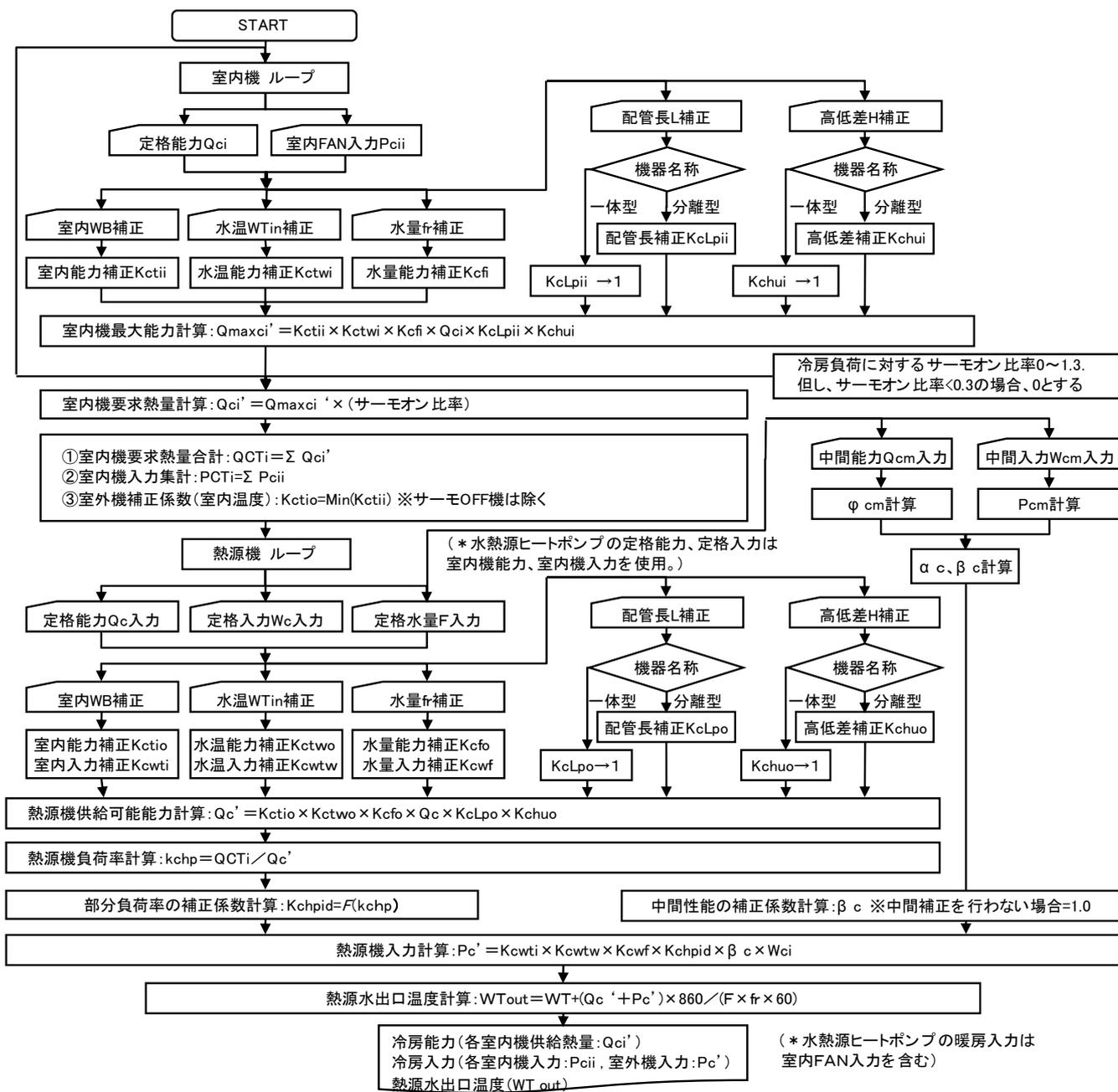


図-1 WHPの計算フロー(冷房)

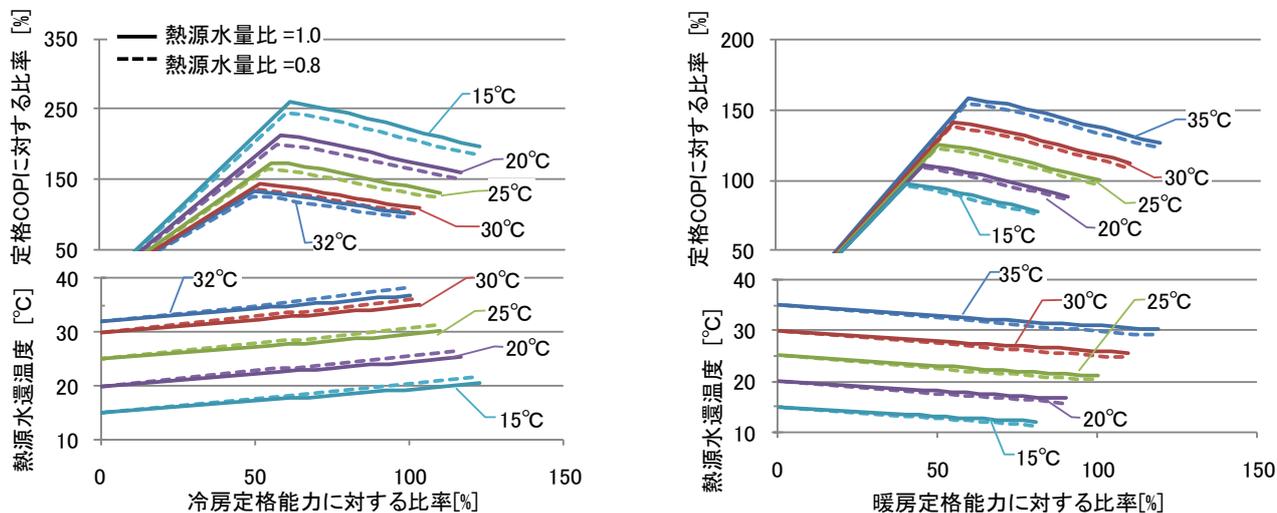


図-2 一体型WHP(インバータ型)の機器特性

3. 計算フローの検証

3.1. 検証モデルと検証方法

検証用の計算モデルは、事務所を想定したモデル¹⁾で検証を行った。計算上の諸条件を図-3及び、表-2・3に示す。室内機（WHP 一体型）は、各ゾーンに複数台設置しているが、同じサーモで制御するものとして簡略化を図った。

室内負荷は、室内外温度差と総合熱損失係数による貫流熱と内部発熱のみとし、簡略化を図った。また、空調ゾーン毎に室内機のゾーンへの顕熱供給量及び潜熱供給量による、室の熱平衡式を解いて、次Stepの室内温度及び室内湿度を決定する手法とし、室内温湿度は必ずしも設定値にならないものとして、室内機側吸込温湿度による影響を反映するものとした。

熱源水温度の往温度は、冷房時は熱源水を定流量として外気温湿度と冷却塔機器特性（近似式）による推計、暖房時は設定温度に加熱するものとしてボイラ効率より温熱源の必要入力算出を行った。

3.2. 検証結果

図-4に冷温熱顕熱量の期間ディレクションカーブを示す。負荷要求の大きい時点での能力不足や負荷要求が、小さい時点の過供給が見られ、室内の温度及び湿度状況も設定値からスイングする結果が再現できている。

また、図-5に冷暖房負荷と、システム全体、WHP 単体、補機（冷却塔・ポンプ・ボイラ）の入力の関係を示す。冷暖房共に、WHP 単体は負荷率が50%までは機器特性の向上影響から下向きに凸な変化をしている。暖房時はボイラ入力が額に上向きに凸な変化をするため、システム全体では負荷比=入力比となるため、能力比50%まではシステムCOPがほぼ定格となる。

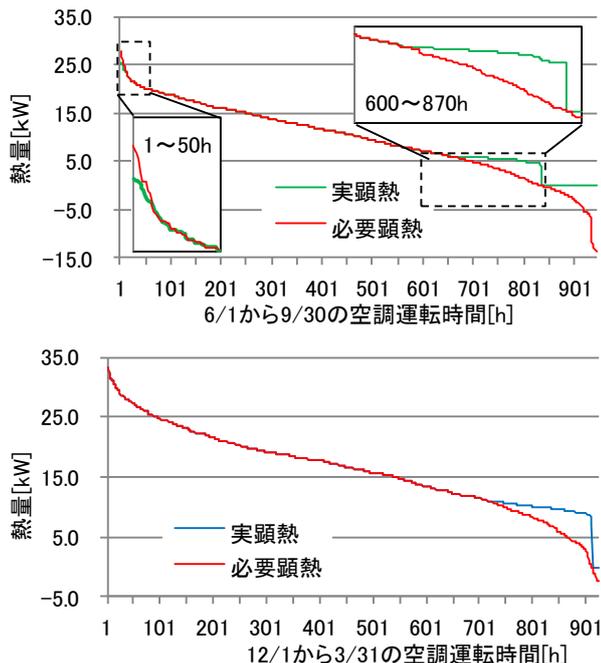


図-4 冷熱・温熱顕熱量の期間ディレクションカーブ

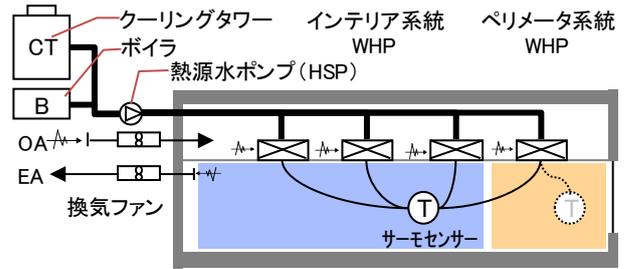


図-3 検証に用いた計算モデル

表-2 計算モデルの条件

機器	台数	項目	冷房	暖房
			インテリア	4
ペリメータ	2	定格能力 [kW] 定格入力 [kW] 定格風量 [CMH]	5 1.09 660	6 1.09 660
仕条件			インテリア	ペリ
	床・屋根面積 [m ²]	200	50	
	窓面積 [m ²]	—	196	
	壁面積 [m ²]	—	84	
	人員密度 [人/m ²]	0.15		
	照明発熱 [W/m ²]	16.8		
	機器発熱 [W/m ²]	15		
	総合熱損失係数 [kW/K]	0.40	1.07	
人体発熱 [W/人]	54 (顕熱) / 64 (潜熱)			
外気導入量 [CMH]	1,000	250		

表-3 計算条件

項目	計算条件
計算期間	冷房時: 6/1~9/30、暖房時12/1~1/3
計算間隔	60minに固定
空調時間	8:00~18:00
空調条件	冷房: 室温26℃、湿度成り行き 暖房: 室温22℃、湿度40%
気象条件	HASP東京
その他	空調時間帯のみ計算 室の顕熱・潜熱バランスは定常計算

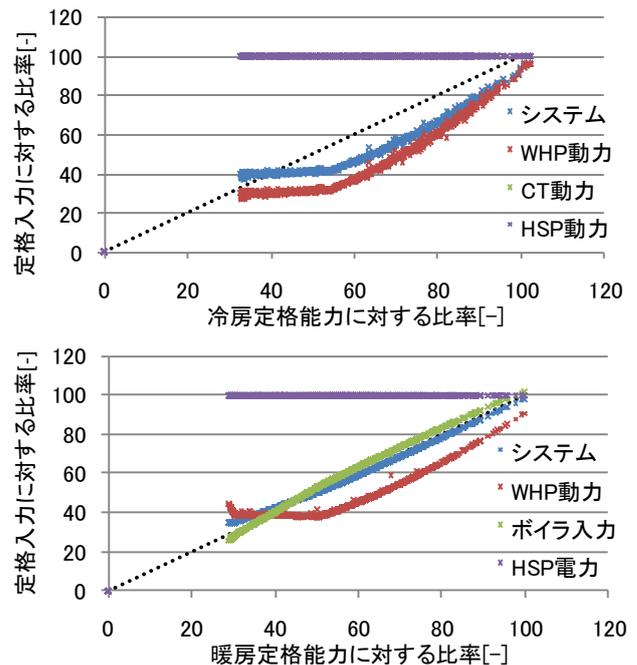


図-5 能力変化と入力の関係

4. 計算モデルの感度解析と考察

計算条件を変更して、今回検討対象とした機器モデルの感度解析を行った。感度解析の計算条件を表-4に示す。

表-4 感度分析の計算条件

ケース	計算条件	
熱源水温度下限設定値の影響	全冷房	下限設定値を32、30、25℃に変化
	全暖房	下限設定値を35、30、25、20、15℃に変化
冷暖同時運転時の計算方法	計算期間	4/1～5/31
	空調条件	冷房：室温24℃、湿度成り行き 暖房：室温24℃、湿度成り行き
	熱源水温度	下限設定値を25、20、15℃に変化

4.1 熱源水温度設定の影響

熱源水温度下限設定値による期間COPの影響について考察する。表-4に示すように全冷房時には3ケース、全暖房時には5ケースを想定した。結果を図-7に示す。

冷房運転時は、熱源水温度の下限設定値は低い方が、システム効率が高い。これは、WHP単体は熱源水温度によるCOPの変化と、最大能力の変化による機器負荷率の変化によって、期間COPの変化が生じるためである。暖房運転時は、熱源水温度による効率の変化はほとんどない。これは、電力消費の削減＝燃料消費の増大となるため、システムCOPがほぼ一定となるためである。

4.2 計算モデルの感度解析と考察

次に、冷暖房同時発生時の熱源水温度設定値の期間COPに与える影響について考察する。ペリメータとインテリアの冷暖房同時を想定し、別々に制御するものとする。²⁾また、インテリア・ペリメータ各々の計算結果と熱源水量から、システム全体の熱源水温度変化を推計し、往温度下限設定値を満足するように、熱源補機が冷却・加熱を行うものとする。結果を図-7・8に示す。

冷房運転同様に、熱源水温度を低下させた方が、期間COPが向上する結果となった。ただし、熱源水温度が15℃の場合、ペリメータの暖房不足が生じている時間が多く、室温が22℃以下となる時間は、対象期間の11%となっている。冷暖房同時運転の場合、ペリメータにおける室内温度の低下を許容し、熱源水を下げた方が効率的なシステム運用となる。

5. まとめと今後の課題

水熱源ヒートポンプパッケージの計算フロー及び簡易なモデルによる試算・感度解析を行った。今後は、機器のデータベース化、メンテナンス等を継続検討していく予定である。

【参考文献】

- 1) 柳井ほか、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18）機器特性の概要、平成19年度空調和・衛生工学会学術講演論文集、2007.9
- 2) 品川ほか、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73）機器特性の概要、平成22年度空調和・衛生工学会学術講演論文集、2010.8

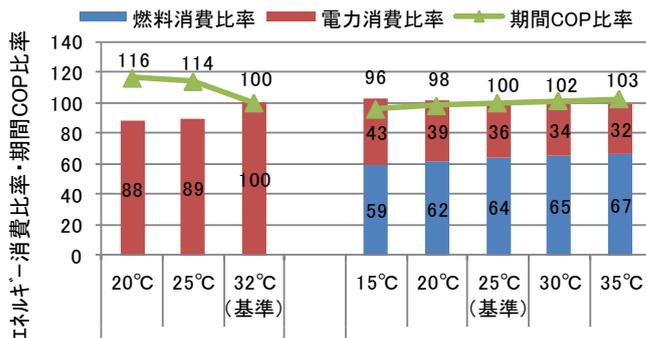


図-6 期間エネルギー消費とCOPの変化（夏期・冬期）

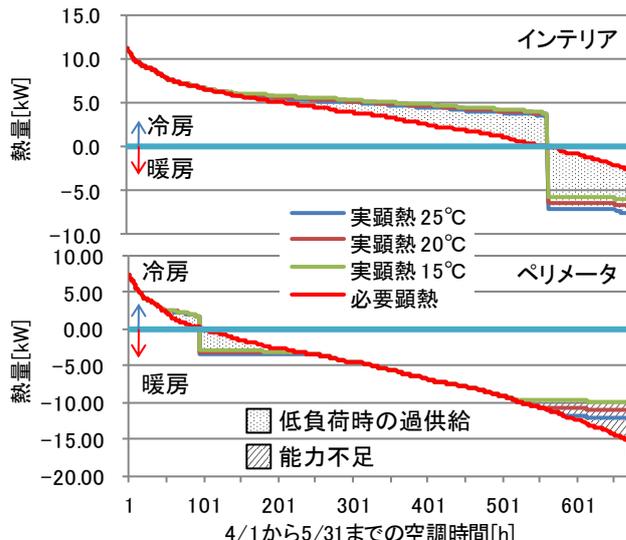


図-7 冷熱顕熱量の期間ディレクションカーブ

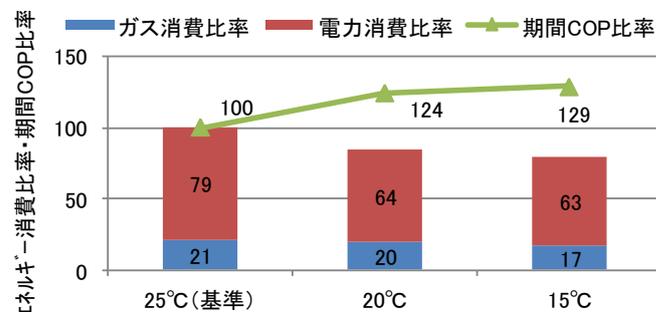


図-8 期間エネルギー消費とCOPの変化（中間期）

【謝辞】

本報は、(財)建築環境・省エネルギー機構内に設置された産官学連携による環境負荷削減のための建築物の総合的なエネルギー消費量算出ツール開発に関する「BEST コンソーシアム」・「BEST 企画委員会(村上 周三委員長)」及び、専門版開発委員会(石野 久彌委員長)、行政支援ツール開発委員会(坂本 雄三委員長)、機器特性SWG(柳井崇主査)の活動成果の一部であり、関係各位に謝意を表するものである。機器特性SWG名簿(順不同)主査:柳井 崇(日本設計)、幹事:藤居 達郎(日立製作所) 委員:阿部 裕司(竹中工務店)、石野 久彌(首都大学東京大学院名誉教授)、工月 良太(東京ガス)、品川 浩一(日本設計)、丹羽 勝巳(日建設総合研究所)、野原 文男(日建設)、熊谷 雅彦(日本ファシリティソリューション ～2011/1)、野田 浩志(東京電力 2011/1～)、助飛羅 力(三機工業)、伊藤 祥一(日建設)、村上 高(東京ガス)、篠田 友博(日建設)、事務局:生稲 清久((財)建築環境・省エネルギー機構) また、各種機器特性のデータ収集、モデル化に当たっては、(社)日本冷凍空調工業会(パッケージエアコン技術専門委員会、GHP委員会、蓄熱空調専門委員会)、日本ビーマック(株)の協力を得た。ここに謝意を表します。