

## 第4章 居住者のライフスタイルに応じた省エネルギー設備計画の最適化技術の開発

建物外皮の断熱性能とともに、住宅に導入される給湯、換気、暖冷房、照明設備等の設備機器の性能の良否は住宅のエネルギー消費量を大きく左右する。また、居住者のライフスタイル・設備システムの使われ方によっても大きな影響を受ける。設備システムが消費するエネルギー量を評価するためには、機器の仕様とともに使用実態を反映した評価法が必要であるが、居住者のライフスタイル・設備の使用実態には個々のばらつきが大きいこともあり、実態に即した評価法の構築は難しい状況にあった。

平成13年度から16年度にかけて実施した自立循環総プロでは、居住者の生活行動を模擬し住戸内で消費するエネルギー量を計測できる実証実験設備を作成して住宅設備の省エネルギー性能の評価を行ってきたが、本研究では実験設備を拡充して、実稼働条件下における消費エネルギー量とシステム効率の計測を、人工気候室内における詳細な挙動計測とあわせて行い、種々の生活条件や気象条件下における評価手法構築に向けた検討を行っている。

本章では、暖冷房設備(床暖房・エアコン)・給湯設備(太陽熱給湯器、CO<sub>2</sub>ヒートポンプ式給湯器等)について、居住者のライフスタイルを再現した実証実験、機器毎の特性把握実験を行って実使用時の効率評価手法を検討した結果について述べる。また、夏期に窓を開けて通風を行うライフスタイルが冷房消費電力に及ぼす影響を実証実験により検討した結果について記している。

### 4.1 床暖房システムの実働効率予測法の開発

#### 4.1.1 実験概要

人工気候室内に建つ木造2階建て住宅（以下、実験住宅）の1階部に、温水床暖房パネルを設置して実験を行った。実験条件として、暖房システム（熱源機の種類・温水配管の種類・床断熱材厚さ）と暖房負荷（人工気候室温度・実大住宅の換気量）を変化させた。

##### (1) 実験住宅の概要

実験住宅の平面図および各室の床面積・パネル面積を図4.1.1に、立面図を図4.1.2に示す。図4.1.1に床暖房の熱源機と温水配管の設置位置も併せて示す。換気はセントラル換気システムにより行われ、各室の給排気量を調節することができる。壁・床の断熱材厚さも調節可能である。窓は樹脂サッシLow-e複層ガラスである。床下には67cm×49.5cmの大きさの床下換気口が2カ所と41cm×20cmの大きさの床下換気口が4カ所設けられている。

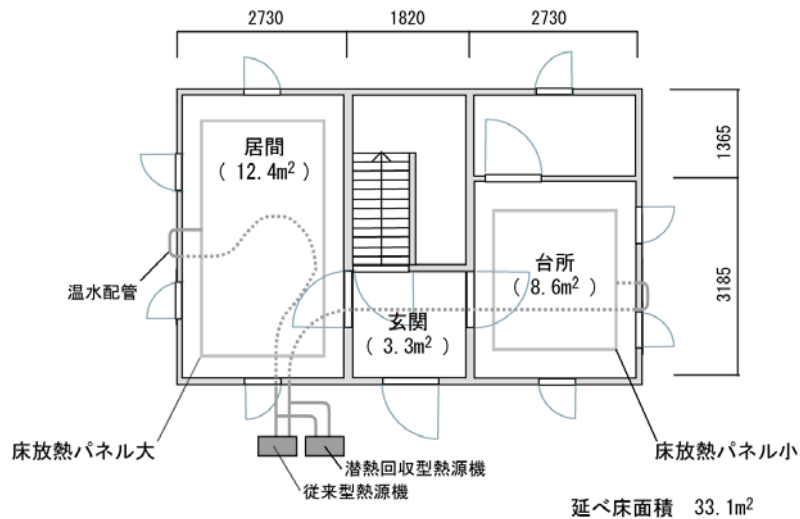


図4.1.1 実験住宅1階の平面図

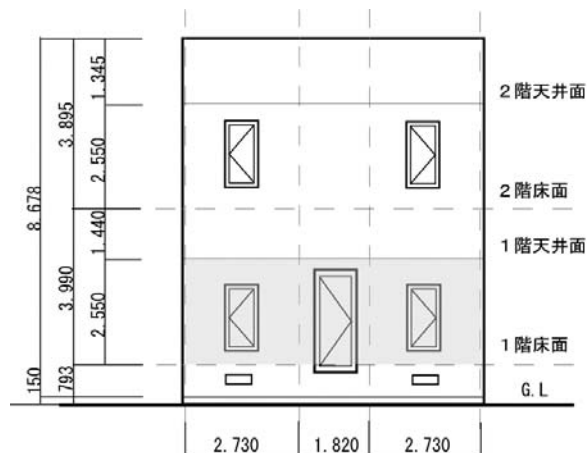


図4.1.2 実験住宅の立面図

## (2) 床暖房システムの概要

### 1) 熱源機

従来型と潜熱回収型の給湯・暖房併用のガス熱源機を2種類用意して実験した。従来型熱源機の暖房用供給温水温度は $60^{\circ}\text{C}$ 前後である。一方、潜熱回収型熱源機の供給温水温度は高温（約 $60^{\circ}\text{C}$ ）と低温（約 $40^{\circ}\text{C}$ ）に切替え可能である。給湯機の暖房能力は従来型、潜熱回収型ともに $2.56\sim 14.0[\text{kW}]$ である。

### 2) 床放熱パネル

床放熱パネルは根太上に設置するタイプを施工した。床放熱パネル周りの断面図を図4.1.3に示す。床の断熱材は押出法発泡ポリスチレンフォーム保温板（I種b）を用い、断熱材厚さを $40\text{mm}$ 、 $90\text{mm}$ の2パターンで実験した。床放熱パネルの敷設率は約70%とした。

### 3) 温水配管

温水配管には温水の行きと還りの配管を2つに束ねたペアチューブを用い、ポリエチレン塩化ビニル製のサヤ管、および厚さ約 $8\text{mm}$ の断熱材を巻いたもの（以下、断熱管）の2種類を用意して実験した。温水温度と配管周りの空気温度の差が $1^{\circ}\text{C}$ のときの単位長さあたりの熱損失（以下、熱損

失係数)はそれぞれ0.21 (W/mK)、0.15 (W/mK)である。温水配管の敷設経路は図4.1.1に示すとおりであり、パネル大・パネル小ともに、温水配管長は熱源機からパネルまで、ペアチューブの長さで10mである。なお、配管は床下側から放熱パネルに接続されるが、実験室の床は気密構造であるため、配管を一旦外気側に出し外気側から壁面の実験用換気口を通して室内側の放熱パネルに接続した。そのため、通常の施工方法よりも配管は長い。

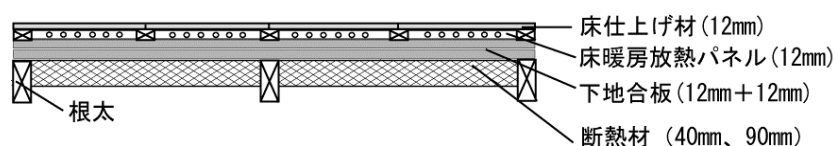


図4.1.3 放熱パネル断面図

### (3) 実験パラメータ

実験では、1) 熱源機の種類および供給温水温度設定、2) 温水配管の種類、3) 人工気候室内温度、4) 部屋の断熱性能(床の断熱材厚さと換気量)の4パラメータを変えた。これらのパラメータを図4.1.4に示すように組み合わせ、40条件で実験を行った。

#### <実験パラメータの補足説明>

(※1) 熱源機の種類：前述したとおり潜熱回収型給湯機は供給温水温度を約60℃と約40℃の2パターンに変更可能である。一方、従来型の給湯機は供給温水温度の変更ができない。従って、下記の3パターンで実験を行った。

- ・従来型給湯機(以下、従来型)
- ・潜熱回収型給湯機高温(約60℃)設定(以下、潜熱回収型)
- ・潜熱回収型給湯機低温(約40℃)設定(以下、潜熱回収低温型)

ただし、潜熱回収低温型はある程度暖房負荷が小さくならないと供給温水温度が低温(40℃)制御に移行しないため、暖房負荷によっては実験をしなかった。

(※2) 人工気候室内の温湿度設定：人工気候室内の温度は、-5、0、5、10℃の4パターンとした。湿度はいずれの条件も50%とした。ただし低負荷時の機器特性を調べるため、実大住宅の断熱性能が高い条件でのみ、人工気候室内温度が15℃の実験を行った。

(※3) 実大住宅の断熱性能：実大住宅の断熱性能は、「断熱レベル高」、「断熱レベル低」の2パターンとした。「断熱レベル高」を建築省エネルギー基準における次世代省エネレベル(Q値2.7 W/m<sup>2</sup>K)相当、「断熱レベル低」を新省エネレベル(Q値4.2 W/m<sup>2</sup>K)相当とし、各部位の断熱性能を定めた。床断熱材に押出法ポリスチレンフォームI種bを用い、「断熱レベル高」では90 mmの厚さに、「断熱レベル低」では40 mmの厚さに設定した。壁の断熱材にはフォームポリスチレン保温板3種を用い、厚さを両パターンとも簡単のため50 mm一定とし、断熱性能の違いは換気量を変えることで実現させた。壁、天井および床の貫流による熱損失を勘案した結果、換気量は「断熱レベル高」で17.5m<sup>3</sup>/h、「断熱レベル低」で63 m<sup>3</sup>/hとした。換気は第3種換気を行い、各壁に空けられた換気口(シリンダー)を通じて人工気候室空気が実大住宅室内に流入するようにした。

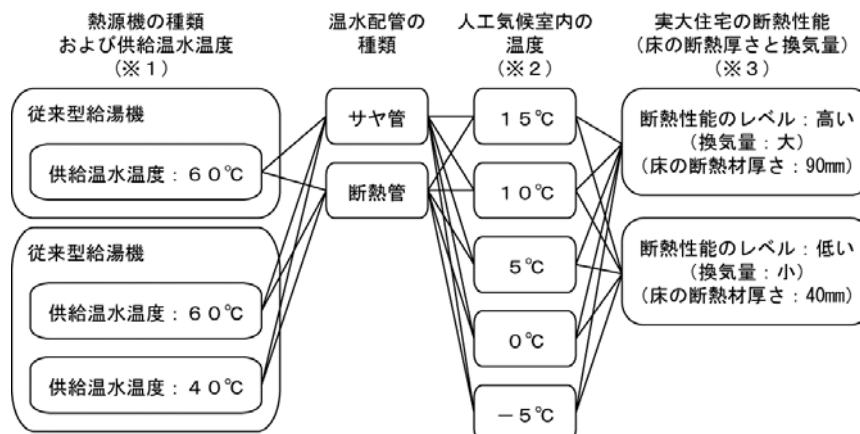


図4.1.4 実験パラメータの組み合わせ

(4) 測定方法

測定の概要を表4.1.1に示す。T型熱電対および熱流計のデータ収集はマルチロガー（江藤電気製）で行った。

表4.1.1 測定項目

測定項目	測定点数	用いた器具	データ収集時間間隔
天井表面温度 居室の空気温度分布 ・床+120cm	各室9点	T型熱電対 (0.2mmφ、ビニール被覆)	1分
居室の空気温度分布 ・天井-50cm ・床+180cm ・床+60cm ・床+30cm	各室1点	T型熱電対 (0.2mmφ、ビニール被覆)	
壁表面温度	各壁中央1点	T型熱電対 (0.2mmφ、ビニール被覆)	
床表面温度 床放熱パネル上温度 床放熱パネル下温度	各室13点	T型熱電対 (0.2mmφ、ビニール被覆)	
床合板下温度 床下側表面温度	各室5点	T型熱電対 (0.2mmφ、ビニール被覆)	
床表面熱流 床裏表面の熱流	各室1点		
グローブ温度	各室1点	T型熱電対 (0.2mmφ、ビニール被覆)	
居室室温度	各室1点	電気抵抗式小型温湿度計 (ロガー付き、T&D社製TR-72)	
人工気候室内温度	1点	T型熱電対 (0.2mmφ、ビニール被覆)	
床下空気温度	各室床下1点	T型熱電対 (0.2mmφ、ビニール被覆)	
地盤表面温度	各室床下1点	T型熱電対 (0.2mmφ、ビニール被覆)	
配管表面温度	各配管1点	T型熱電対 (0.2mmφ、ビニール被覆)	
温水流量	各配管熱源機の 出口部分に1点	流量計 (愛知時計電気社製 ND05-N ATAAC)	
温水温度 ・給湯機行き・還り ・パネル入口・出口	各配管ごとに計4点	シース型T型熱電対	
ガス流量	1点	ガス流量計 (金門製作所社製 ロータリーエンコーダ発信器RS型3線)	
給湯機消費電力	1点	クランプ電力計 (HIOKI社製 3168 クランプオンパワーハイテスタ)	1秒

## (5) 測定方法

実験スケジュールを図4.1.5に示す。計測を床暖房運転開始1時間前から開始した。床暖房のパネルおよび床の温度分布がほぼ定常状態に達するように床暖房を6～11時間運転した。定常状態の判定は床表面温度で行い、1時間の床表面温度の変動が約0.5℃以内である場合を定常状態と判断した。ただし、熱源機の制御によっては床表面温度が1～2℃程度周期的に上下する場合も見受けられたため、全てがこの限りではない。床暖房停止後の温度の変化を測定するため、運転を停止してから3時間データを収集した。

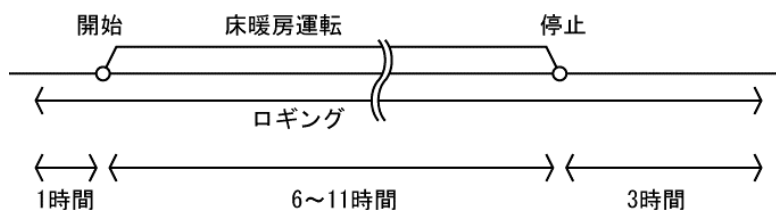


図4.1.5 実験スケジュール

## 4.1.2 実験結果

### (1) 各部の温度と流量の推移

図4.1.4に示す40条件で行った実験のうち、従来型熱源機の実験結果について、暖房負荷が大・中・小の3パターンを図4.1.6に示す。潜熱回収低温型熱源機については、暖房負荷が大きい場合、低温制御に移行しなかったため、従来型熱源機とほぼ同じ挙動を示したので図は割愛し、暖房負荷が小さいときの実験結果のみ、低温制御ありとなしの2パターンを図4.1.7に示す。各々の実験条件は表4.1.2に示す通りである。

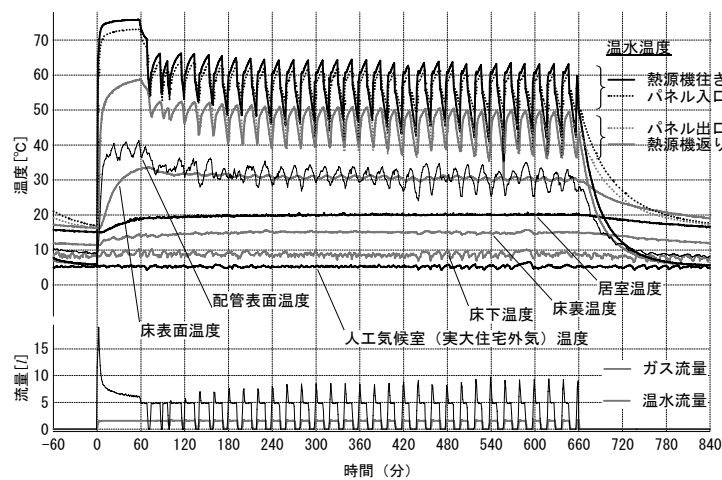
表4.1.2 実験例の実験条件と図中の記号

実験条件			対応する図中番号および実験例の記号		
実験住宅の断熱性能	外気温度	温水配管の種類	従来型熱源機	潜熱回収型熱源機	潜熱回収低温型熱源機
暖房負荷が中程度のときの 実験結果例			図7(i) (実験例A)	/	
高い	5℃	サヤ管			
暖房負荷が大きいときの 実験結果例			図7(ii) (実験例B)	/	
低い	-5℃	サヤ管			
暖房負荷が小さいときの 実験結果例			図7(iii) (実験例C)	図8(i) (実験例D)	図8(ii) (実験例E)
高い	15℃	断熱管			

従来型熱源機の実験例A～C(図4.1.6)を見ると、運転開始60分間は熱源機行き温水温度が約75℃に保たれている。これは、運転開始後の床表面温度を早く上昇させるために高温で60分間温水供給する制御が入ったためである。

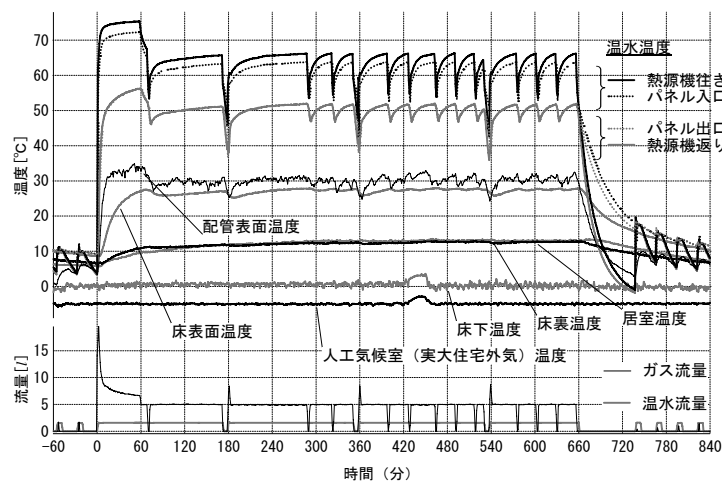
実験例Aは熱負荷が中程度の場合の結果である。熱源機行き温水温度は約60℃で断続的に供給

されていた。実験開始60分以降、熱源機のバーナーの燃焼が発停するのに対応して、ガスは断続的に消費されていた。120分から180分の間では、熱源機バーナーの燃焼発停と同時に温水供給の発停も行われており、この期間の発停は15分稼働し5分停止する20分サイクルであった。室温が20°C近くに達した170分あたりから徐々に稼働時間が短くなり、例えば600分あたりでは10分稼働し10分停止するサイクルであった。温水供給停止後、再稼働する際に、供給温水温度を60°Cに制御するためにガス消費量が多くなっていた。床表面温度は温水供給の発停により多少上下するものの、概ね31°Cで一定していた。熱源機行き温水温度に比してパネル入口温度は3°C程度低く、行き温水について温度低下が見られた。一方、パネル出口温度と給湯機還り温度はほぼ等しく温度低下は見られなかった。これは、行きと還りをペアにしたペアチューブを配管に使っていることから、行き温水から還り温水へ熱の授与が生じたためと思われる。



(i) 暖房負荷が中程度のとき

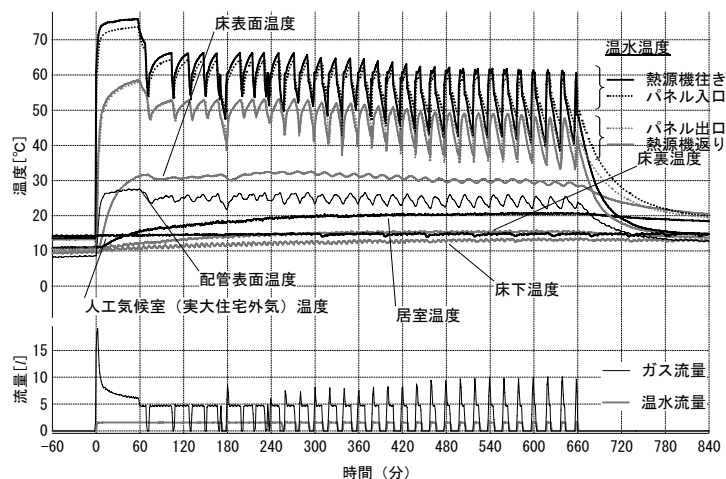
(実験例A：断熱性能「高い」 外気温度5°C 温水配管の種類「サヤ管」)



(ii) 暖房負荷が大きいとき

(実験例B：断熱性能「低い」 外気温度-5°C 温水配管の種類「サヤ管」)

図4.1.6 (1) 熱源機に従来型給湯機を用いた場合の各温度・流量の推移



(実験例C：断熱性能「高い」 外気温度15°C 温水配管の種類「断熱管」)

図4.1.6 (2) 熱源機に従来型給湯機を用いた場合の各温度・流量の推移

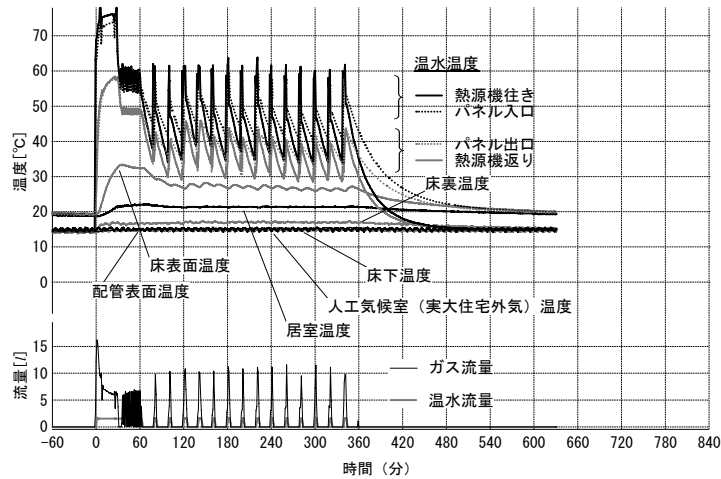
実験例Bは暖房負荷が大きい場合の結果である。床暖房の処理能力を超えるように暖房負荷を設定したため、室温は20°Cに達しなかった。また、温水の供給は連続して行われていた。ただし、180分ごとに温水供給が停止した。これは連続してガスを使用し続けると安全のためガスメーターにおいて使用時間遮断が働くようになっており、これを防ぐためである。床暖房の運転停止後(660分以降)、断続的にガスの消費が行われ、それに合わせて温水ポンプが作動していた。これは外気温度が低いために凍結防止装置が働いたためである。

実験例Cは暖房負荷が小さい場合の結果である。実験開始後約270分で室温は20°C近くに達し、それ以降温水供給の発停時間は減少した。実験開始後600分から660分の間では、温水供給は5分稼働し15分停止するサイクルであった。

潜熱回収型熱源機について、低温制御を行わない場合(実験例D)と低温制御を行う場合(実験例E)について図4.1.7に示す。

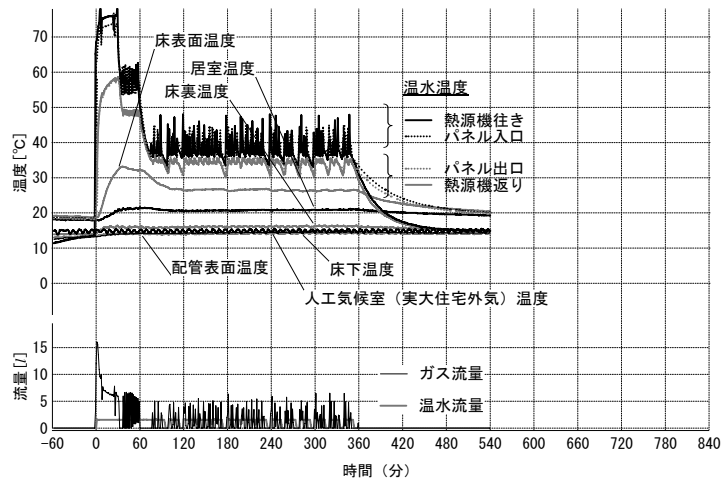
実験例Dは暖房負荷が小さく、供給温水の低温制御を行わない場合の結果である。なお、定常状態に達するのが早かったため、他の実験と異なり運転時間は6時間である。負荷が非常に小さいため、温水供給運転時間は短く、4分稼働し16分停止するサイクルであった。室温は20°Cを超えており、熱負荷が小さいため床パネルからの放熱も少なく、床表面温度は約27°Cと他の実験に比べて低かった。

実験例Eは暖房負荷が実験例Dと同様に小さく、供給温水の低温制御を行った場合の結果である。低温制御なしの場合(実験例D)と同様に定常状態に達するのが早かったため、床暖房の運転時間は6時間である。温水供給は14分稼働し6分停止するサイクルであった。暖房負荷は実験例Fとほぼ同じであったが、供給温水温度が約40°Cと低いため、稼働時間は実験例Fよりも長かった。



(i) 暖房負荷が小さいとき (低温制御なし)

(実験例D: 断熱性能「高い」 外気温度15°C 温水配管の種類「断熱管」)



(ii) 暖房負荷が小さいとき (低温制御あり)

(実験例E: 断熱性能「高い」 外気温度15°C 温水配管の種類「断熱管」)

図4.1.7 熱源機に潜熱回収型給湯機を用いた場合の各温度・流量の推移

(2) 熱供給量および熱損失量

実験結果より、パネル熱供給量、パネル熱損失量、配管熱損失量および熱源機熱損失量を計算する。各熱供給・損失量の定義を表4.1.3に、概念図を図4.1.8に示す。

表4.1.3 各熱供給／熱損失の定義

名称	意味
居室への熱供給	床に敷設された放熱パネルから居室側(床上側)へ放熱される熱量。
床パネル熱損失	床に敷設された放熱パネルから床下側へ放熱される熱量。
配管熱損失	熱源機と床放熱パネルをつなぐ温水配管から放熱される熱量。
熱源機熱損失	熱源機でロスされる熱量。熱源機出力から入力を減じた量。



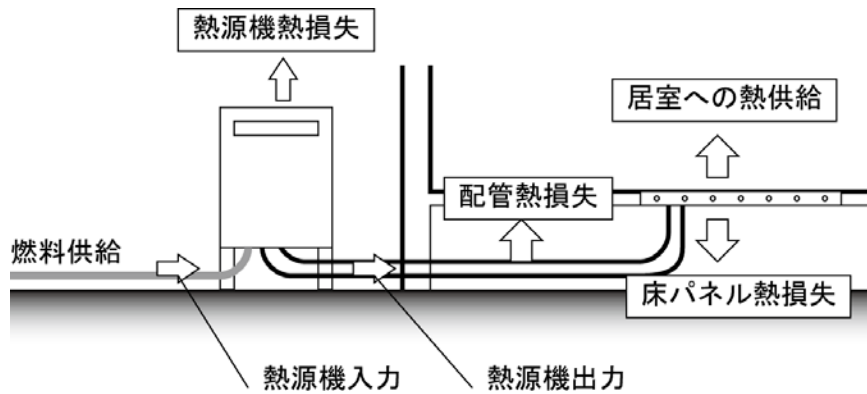


図4.1.8 熱供給・熱損失の概念図

床パネルに供給される熱 $q_{pnl}$ は、パネル入口温水温度 $T_{pnl,in}$ とパネル出口温水温度 $T_{pnl,out}$ の差に温水流量 $w$ を乗じて式(1)により与えられる。この値を居室側と床下側の床表面に取り付けた熱流計で計測した熱流 $h_{room}$ 、 $h_{crawl}$ に振り分け、居室への熱供給 $q_{pnl,spy}$ と床パネル熱損失 $q_{pnl,loss}$ を式(2a)および(2b)により求めた。

$$q_{pnl} = (T_{pnl,in} - T_{pnl,out}) \times w \times C \quad (1)$$

$$q_{pnl,spy} = q_{pnl} \times \frac{h_{room}}{h_{room} + h_{crawl}} \quad (2a)$$

$$q_{pnl,loss} = q_{pnl} \times \frac{h_{crawl}}{h_{room} + h_{crawl}} \quad (2b)$$

配管熱損失 $q_{pipe}$ は、熱源機行き温水温度 $T_{hs,spy}$ 、熱源機戻り温水温度 $T_{hs,rtn}$ より求まる熱源機出力 $q_{hs,out}$ から床パネルに供給される熱量 $q_{pnl}$ を減じて次式により求めた。

$$\begin{aligned} q_{pipe} &= q_{hs,out} - q_{pnl} \\ &= \left\{ (T_{hs,spy} - T_{pnl,in}) + (T_{pnl,out} - T_{hs,rtn}) \right\} \times w \times C \end{aligned} \quad (3)$$

熱源機の熱損失は、ガス消費量 $g$ から求まるエネルギー消費量（熱源機の入力） $E$ から出力 $q_{hs,out}$ を減じて、次式により求めた。

$$\begin{aligned} q_{hs,loss} &= E - q_{hs,out} \\ &= gH - (T_{hs,spy} - T_{hs,rtn}) \times w \times C \end{aligned} \quad (4)$$

各熱供給量・熱損失量の算出結果を図4.1.9に示す。外気温度が低くなるにつれて居室への供給熱量が大きくなっており、外気温度 $-5^{\circ}\text{C}$ の場合にパネル熱供給量 $1500\sim 2000[\text{W}]$ 、外気温度 $15^{\circ}\text{C}$ の場合 $300\sim 700[\text{W}]$ となった。配管熱損失も外気温度が低くなるにつれて大きくなり、外気温度 $-5^{\circ}\text{C}$ の場合に約 $500[\text{W}]$ 、外気温度 $15^{\circ}\text{C}$ の場合に $100[\text{W}]$ 以下となっている。一方、熱源機熱損失は外気温度やパネル熱供給量にあまり依存しておらず、従来型で $480\sim 890[\text{W}]$ 、潜熱回収型で $370\sim 750[\text{W}]$ 、潜熱回収低温型で $210\sim 320[\text{W}]$ となった。

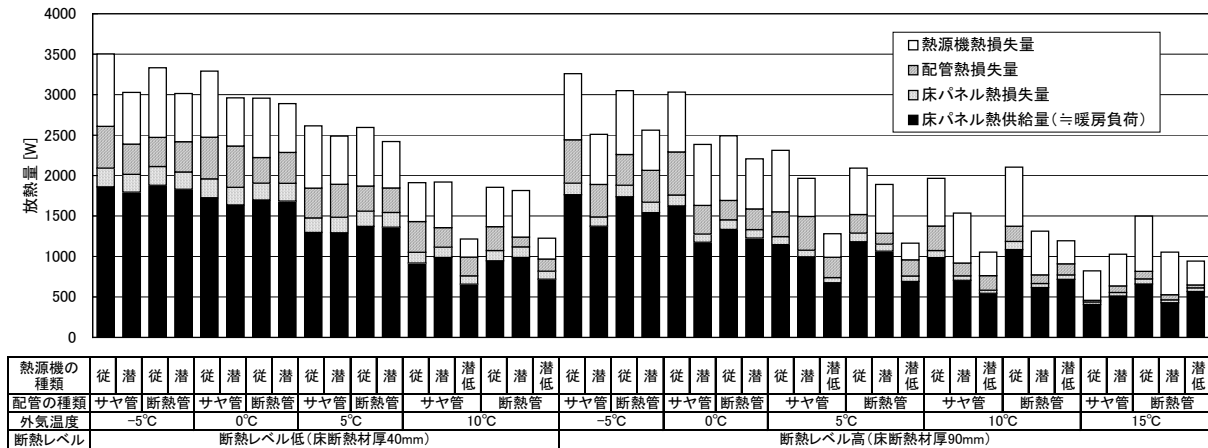


図4.1.9 熱供給量および熱損失量

#### 4.1.3 エネルギー消費量予測式の構築

本項では居室への熱負荷Lより一次エネルギー消費量（熱源機の入力）Eを推定する方法について述べる。

##### (1) 予測式の構築

まず、エネルギー消費量（熱源機の入力）Eは、熱源機効率 $e_{hs}$ 、熱源機出力 $q_{hs,out}$ を用いて次式で表される。

$$E = \frac{1}{e_{hs}} \times q_{hs,out} \quad (5)$$

熱源機出力 $q_{hs,out}$ は床パネルに供給される熱 $q_{pnl}$ と配管熱損失 $q_{pipe}$ の合計であり、式(5)は次式のよう書き替えられる。

$$E = \frac{1}{e_{hs}} \times (q_{pipe} + q_{pnl}) \quad (6)$$

次項以降、熱源機効率 $e_{hs}$ 、床パネルに供給される熱量 $q_{pnl}$ と配管熱損失 $q_{pipe}$ の定め方について示す。

##### (2) 予測式における各項の定め方

###### 1) 床パネルに供給される熱量 ( $q_{pnl}$ )

床パネルから居室への熱供給量 $q_{pnl,spy}$ と床下への熱損失量 $q_{pnl,loss}$ は、それぞれ居室温度 $T_{room}$ 、床下温度 $T_{crawl}$ 、床パネル放熱面平均温度 $T_{pnl}$ 、パネルから居室および床下までの熱抵抗 $R_u$ 、 $R_d$ を用いて式(7a)および(7b)で与えられると仮定する。なおここで、床パネル放熱面とは、図4.1.3の床暖房放熱パネル上面の温度分布を均一にするためにアルミ等が貼られた部分とする。

$$q_{pnl,spy} = \frac{T_{pnl} - T_{room}}{R_u} \quad (7a)$$

$$q_{pnl,loss} = \frac{T_{pnl} - T_{crawl}}{R_d} \quad (7b)$$

床パネルに供給される熱量 $q_{pnl}$ はこれらの和として次式で与えられる。

$$q_{pnl} = \frac{T_{pnl} - T_{room}}{R_u} + \frac{T_{pnl} - T_{crawl}}{R_d} \quad (8)$$

式(7a)と式(8)より床パネル放熱面平均温度 $T_{pnl}$ を消去すると、

$$\begin{aligned} q_{pnl} &= q_{pnl,spy} + \frac{1}{R_d} (q_{pnl,spy} \times R_u + T_{room} - T_{crawl}) \\ &= \frac{R_u + R_d}{R_d} \left( q_{pnl,spy} + \frac{T_{room} - T_{crawl}}{R_u + R_d} \right) \end{aligned} \quad (9)$$

となる。なお、式(9)を $q_{pnl,spy}$ について解き、式(10)のように変形すると、右辺第一項は居室温度と床下温度に差がないときのパネルから居室への熱供給量、右辺第二項は床暖房を運転していない時の居室から床下への熱損失を表し、これらの重ね合わせで床パネルから居室への熱供給量が求まることがわかる。

$$q_{pnl,spy} = q_{pnl} \times \frac{R_d}{R_u + R_d} - \frac{T_{room} - T_{crawl}}{R_u + R_d} \quad (10)$$

また、式(9)の右辺括弧内の第一項は床放熱パネルから室内側に供給される熱量を表し、第二項は床暖房を運転していない時の床放熱パネルを通した居室から床下への熱損失を表す。床放熱パネルから室内側に供給された熱は、最終的に床放熱パネル以外の外皮から外気へ流出すると考えると、第一項と第二項の和は熱負荷計算等で求まる暖房負荷 $L$ と等しくなることがわかる。

$$\begin{aligned} q_{pnl} &= \frac{R_u + R_d}{R_d} (L_{env} + L_{pnl}) \\ &= \frac{R_u + R_d}{R_d} \times L \end{aligned} \quad (11)$$

床放熱パネルの供給熱量に関して、式(11)を用いて計算した結果と実験で得られた結果とを比較した(図4.1.10)。その際、パネルから居室および床下までの熱抵抗 $R_u$ 、 $R_d$ は表4.1.4に示す値を用いた。なお、床放熱パネルの熱抵抗は貼付されている断熱材の熱抵抗に等しいとし、パネル配管の熱抵抗や配管内側の熱伝達抵抗等は無視した。

熱負荷 $L$ のうち、 $L_{env}$ は床パネルから居室への供給熱量 $q_{pnl,spy}$ に等しいとし、 $L_{pnl}$ は居室と床下の空気温度差と床の熱抵抗から算出した。その際、居室と床下の空気温度は実測値を用い、床の熱抵抗は表4.1.4の値を用いた。

床パネルから上下への放熱は水平温度分布が生じるなど、実際の性状は複雑であるが、図4.1.10の計算結果を見ると、熱抵抗 $R_u$ 、 $R_d$ を用いた単純な計算でも床パネル投入熱量を推定できるといえる。

表4.1.4 計算で用いた床放熱パネルの熱抵抗

断熱材厚40mmの実験			
床上側熱抵抗Ru			
	厚さ[mm]	熱伝導率[W/mK]	熱抵抗[m <sup>2</sup> K/W]
熱伝達抵抗(室内側)			0.14
+) 合板	12	0.16	0.075
床上側熱抵抗			0.215
床下側熱抵抗Rd			
床暖房パネル	12	0.045	0.27
合板	24	0.16	0.15
木材(8.4%)	40	0.12	0.33
断熱材(91.6%)	40	0.04	1.00
+) 熱伝達抵抗(室外側)			0.56
床下側熱抵抗			1.92
断熱材厚90mmの実験			
床上側熱抵抗Ru			
	厚さ[mm]	熱伝導率[W/mK]	熱抵抗[m <sup>2</sup> K/W]
熱伝達抵抗(室内側)			0.14
+) 合板	12	0.16	0.075
床上側熱抵抗			0.215
床下側熱抵抗Rd			
床暖房パネル	12	0.045	0.27
合板	24	0.16	0.15
木材(8.4%)	90	0.12	0.75
断熱材(91.6%)	90	0.04	2.25
+) 熱伝達抵抗(室外側)			0.56
床下側熱抵抗			3.10

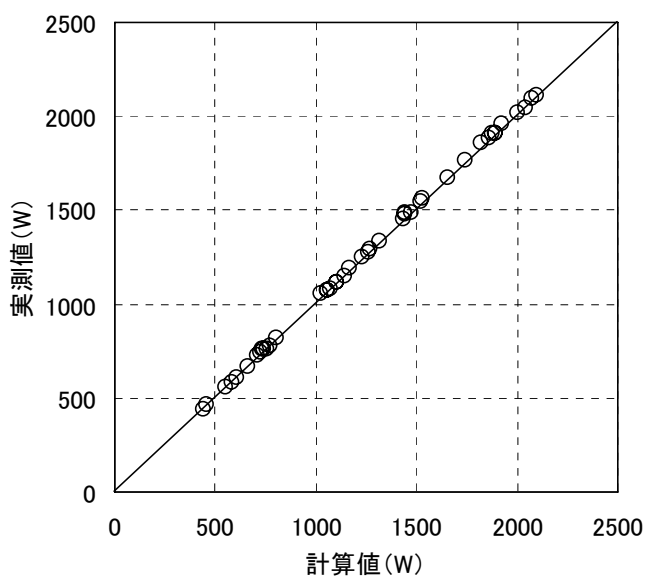


図4.1.10 床放熱パネル供給熱量に関する計算値と測定値の比較

2) 配管熱損失 ( $q_{pipe}$ )

配管熱損失は単位長さあたりの配管熱損失 $C_{pipe}$ と配管長さ $l_{pipe}$ により次式で表される。

$$q_{pipe} = C_{pipe} \times l_{pipe} \tag{12}$$

単位長さあたりの配管熱損失 $C_{pipe}$ は、熱源機の供給温水温度 $T_{water,ctrl}$ と床下温度 $T_{crawl}$ との差、配

管の熱損失係数 $K_{pipe}$ 、温度低下係数 $d$ を用いて、次式により与えられる。

$$C_{pipe} = K_{pipe} \times (T_{water,ctrl} - T_{crawl}) \times d \quad (13)$$

ここで温度低下係数 $d$ とは、温水の供給を停止した時に配管内の温水が放熱により温度低下し、放熱量が少なくなる影響を表した係数であり、配管の熱容量 $c$ 、温水供給の発停サイクル $h$ とそのサイクル内で温水供給を行っている時間の割合を表す係数である温水供給運転率 $r$ を用いて、次式により与えられる。なお、温水供給の発停サイクル $h$ は熱源機の仕様により定まっている。メーカーへのヒアリングや実験結果から、運転開始時以外は20分サイクルで制御が行われていたため、 $h$ を20分とした。

$$d = r + \frac{1 - e^{-(K_{pipe}h(1-r)/c)}}{K_{pipe}h/c} \quad (14)$$

なお、本来であれば $T_{water,ctrl}$ を連続通湯時の配管内温水温度の行きと還りの平均値を用いるべきである。しかし、温水温度は配管と床パネルの放熱に伴い徐々に低下すること、ペアチューブでは行きと還りの温水での熱の授受があることから、配管内の温水温度を計算で求めるのは難しい。そのため、ここでは簡易的に熱源機の供給温水温度を用いた。

温水供給運転率 $r$ は熱源機の制御により定まる値であるため、この値を求めるには正確には制御ロジックを定める必要がある。ただし制御ロジックは熱源機により多様であるため、 $r$ の推定方法を熱源機ごとに定めるのは望ましい方法とはいえない。そこで、温水供給運転率 $r$ を説明する変数として床暖房パネル投入熱量 $q_{pm}$ に着目した。両者の関係を図4.1.11に示す。本研究では簡単のため、両者は比例関係にあるとした。

次に配管熱損失に関して計算値と測定値を比較した（図4.1.12）。相関係数は0.48であり、良い一致を示しているとはいえない。これについては、今後、配管の熱容量や配管内の温水の上流から下流に至る温度分布などを考慮したより詳細な検討が必要と思われる。

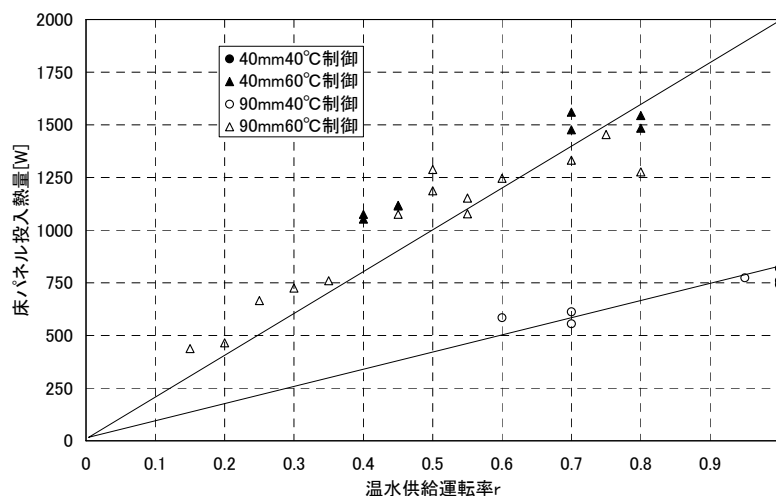


図4.1.11 温水供給運転率に対するパネル投入熱量

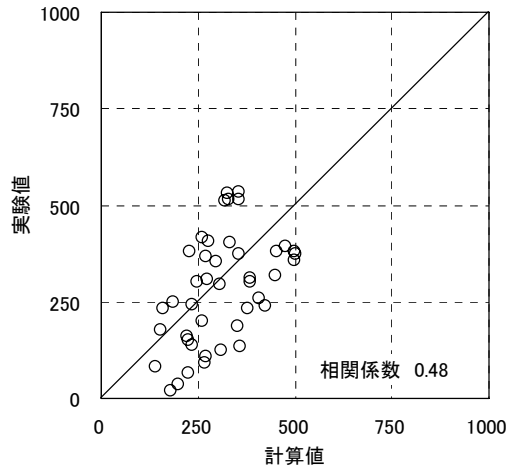


図4.1.12 配管熱損失に関する計算値と測定値の比較

### 3) 熱源機効率 ( $e_{hs}$ )

実験から得られた熱源機の出力と熱源機効率の関係を図4.1.13に示す。熱源機出力の下限値 (2.56kW) 以上では効率の低下はほとんど見られなかった。一方、この下限値を下回りバーナーの発停が行われる出力帯では熱源機効率の低下が見られた。熱源機はバーナーの発停や温水供給の発停を伴った複雑な挙動を示すため、効率の低下要因を検討するのは容易ではなく今後の課題である。ここでは、実験結果から、熱源機出力が熱源機出力の下限値の場合における熱源機効率を定格効率の0.9倍とし、負荷が熱源機の定格出力と熱源機出力の下限値との間の熱源機効率を直線で近似し (式15a)、負荷が熱源機出力の下限値を下回りバーナーの発停を伴う場合、熱源機熱損失を一定と仮定した (式15b)。

$$e_{hs} = e_{rated} \left( \frac{0.9q_{hs,rated} + 0.1q_{hs,out} - q_{hs,lower}}{q_{hs,rated} - q_{hs,lower}} \right) \quad (q_{hs,lower} < q_{hs}) \quad (15a)$$

$$e_{hs} = \frac{q_{hs,out}}{q_{hs,out} + q_{hs,loss}} \quad (q_{hs} < q_{hs,lower}) \quad (15b)$$

上式から $q_{hs,loss}$ を計算した結果、従来型で853[W]、潜熱回収型で640[W]、潜熱回収型低温制御で320[W]とした。

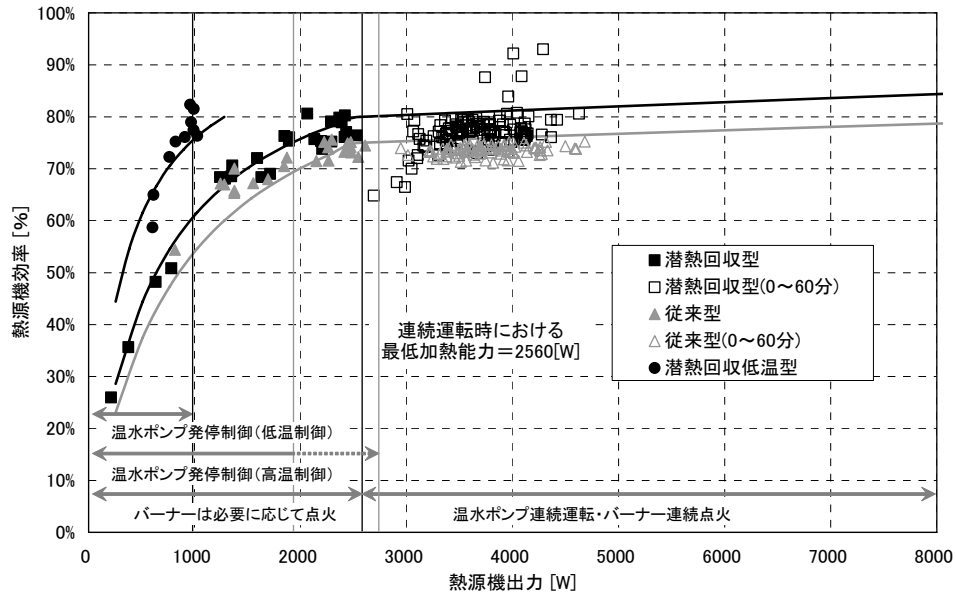


図4.1.13 熱源機出力に対する熱源機効率

4) 低温制御移行の判断

熱負荷から必要な床パネル供給熱量を式(11)により求めることができる。この値が低温制御（本実験では40℃制御）で連続運転（温水供給率 $r$ が1）した場合のパネル投入熱量を上回る場合、40℃制御で連続運転しても必要な熱負荷を補うことができないと考え60℃制御で運転するものとし、この値を下回る場合は40℃制御に移行すると仮定した。

5) 計算フロー

各入力パラメータから一次エネルギー消費量を求める計算手順を図4.1.14に示す。

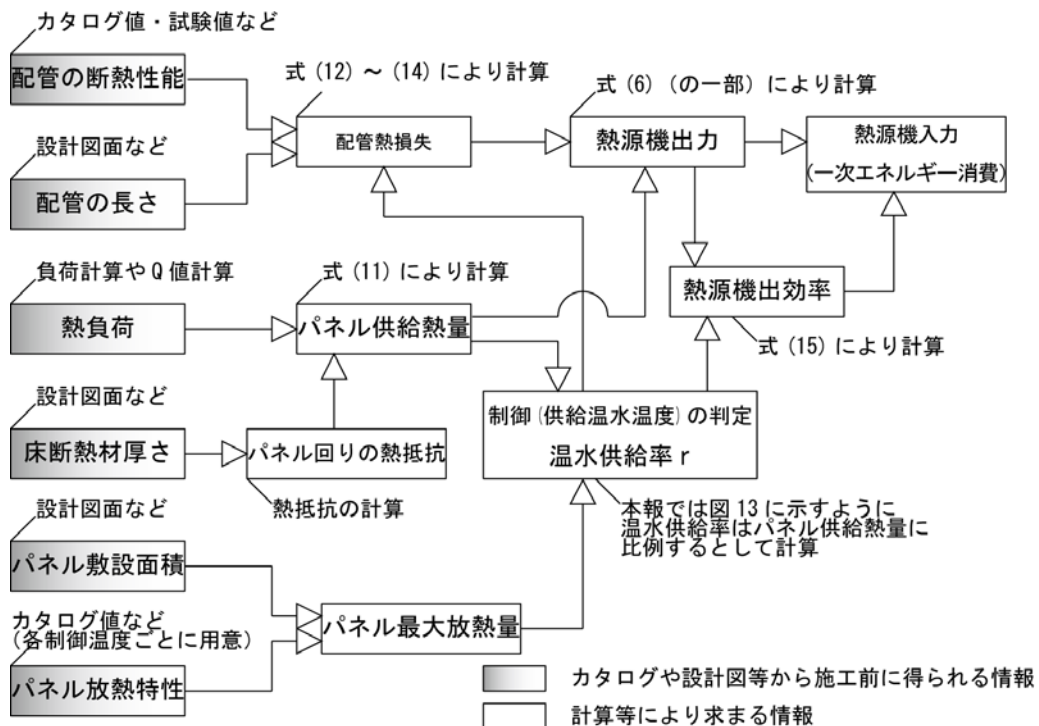


図4.1.14 本推定法の計算フロー

#### 6) 実験結果との比較

ここまで、床パネル供給熱量 $q_{pnl}$ 、配管熱損失 $q_{pipe}$ 、熱源機効率 $e_{hs}$ の定め方について示した。この値と式(6)から一次エネルギー消費量を計算し、計算結果と実験値とを比較した(図4.1.15)。両結果は概ね一致しており、本推定方法によりエネルギー消費量を十分に予測することができると言える。

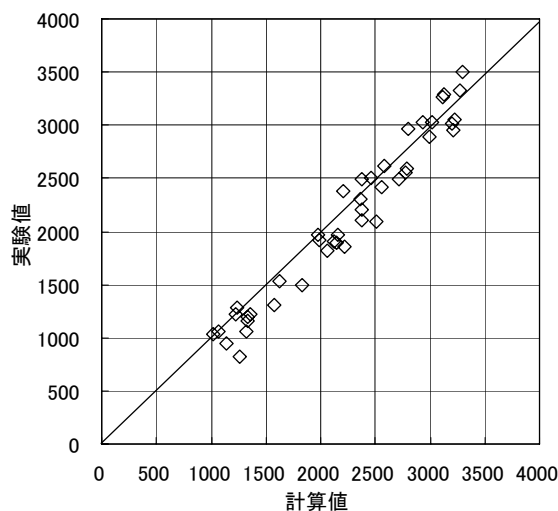


図4.1.15 推定結果と実験結果との比較

#### 4.1.4 まとめ

温水床暖房のシステムと暖房負荷を変化させた実験を行い、実験結果からエネルギー消費量推定法を構築した。推定法の入力パラメータは設計図面や機器のカタログ値等とし、設計段階においてエネルギー消費量を推定できるように留意した。床パネルの投入熱量は、熱抵抗 $R_u$ 、 $R_d$ を用いた計算により十分推定することができることを示した。配管熱損失については計算値と実測値とであまり良い一致が得られなかった。今後、配管の熱容量や配管内の温水の上流から下流に至る温度分布などを考慮したより詳細な検討が必要と思われる。上記、床パネル供給熱量および配管熱損失の予測方法と熱源機効率曲線を用いて、一次エネルギー消費量の推定法を構築し、本推定法によって得られた結果と実験値とを比較し、両者は概ね一致していることを確認した。



## 4.2 エアコンの実働効率予測法の開発

これまで暖冷房機器性能はJIS等の規格で定められる定格状態で評価されるのが一般的であり、エアコンの場合、JIS8605-1<sup>1)</sup>にその測定方法が規定されており、測定されたエネルギー効率 $\text{COP}$ として表現されている。

一方で、エアコンの効率は、外気や室内の温湿度、暖冷房負荷、運転モードなどにより変動することが知られており<sup>2)~7)</sup>、文献6)、7)では、これらの運転状況が機器効率に与える影響について明らかにされている。住宅の暖冷房負荷計算結果から、暖冷房期間中ほとんどが部分負荷運転である<sup>8)</sup>ことを考えると、期間エネルギー消費量を推定するには、定格能力以外の効率について明らかにすることが不可欠であるといえる。

建物の躯体性能に加え、そこに導入されるエアコンの機器効率も勘案し、暖冷房の期間一次エネルギー消費量により躯体と機器を併せて省エネ性能を評価すること<sup>注1)</sup>を最終の目的とし、種々の運転状況がエアコンの機器効率に与える影響を把握するための実験を行った。

### 4.2.1 実験概要

人工気候室内に建つ木造住宅にエアコンを設置し、人工気候室内の温湿度、木造住宅の換気量および室内発熱量を変動させて、室内機および室外機まわりの温湿度、処理熱量（暖冷房負荷）を制御した。以下本論文では、木造住宅内を室内側、人工気候室内で木造住宅に対し外側を室外側と呼ぶ。

実験で用いたエアコンの仕様を表4.2.1に、測定項目を表4.2.2に示す。エアコンの処理熱量は室内機の吸い込みと吹き出しのエンタルピー差に吹き出し風量を乗じて算出した。吹き出し風量の計測は、室内機ファンの回転数を計測し、別途作成した回転数と風量との関係式を用いて求めた<sup>注2)</sup>。

表4.2.1 実験に用いたエアコンの仕様

		冷房	暖房
COP		6.38	6.67
能力	定格[kW]	2.2	2.8
	最小[kW]	0.6	0.6
	最大[kW]	3.3	5.9
消費電力	定格[W]	345	420
	最小[W]	75	75
	最大[W]	690	1300

表4.2.2 測定項目

測定項目		測定点数	測定器の種類	測定間隔	
エアコン	室内機	吹き出し温度	3	T型熱電対	1分
		吹き出し湿度	1	静電容量型湿度計	1分
		吸い込み温度	1	T型熱電対	1分
		吸い込み湿度	1	静電容量型湿度計	1分
		回転数	1	フォロマイクロセンサ	1分
室外機		吹き出し温度	1	T型熱電対	1分
		吸い込み温度	1	T型熱電対	1分
消費電力		1	電力計	1分	
室内側		温度	1	サーミスタ	1分
		湿度	1	抵抗変化型湿度計	1分
室外側		温度	1	サーミスタ	1分
		湿度	1	抵抗変化型湿度計	1分

実験条件を表4.2.3に示す。屋外温湿度と室内温度は、JISで示される定格条件をもとに作成し、その条件を基準として外気温度を5°C刻みに、外気相対湿度を概ね20%刻みに変動させた。室内湿度は成り行きとし、エアコンの設定温度を冷房の場合24,27,30°C、暖房の場合20,22,24°Cとし、通常の冷房運転に加え、除湿モードも実施した。また、第三種換気により換気量を調節することで、暖冷房負荷を変動させた。ただし、設備上、換気量に上限があったため、冷房実験のみ室内をヒーターにより加熱することで負荷を調節した。換気量およびヒーター発熱量の設定値を表4.2.4に示す。表4.2.3に示す実験ごとに、設定1から設定7（冷房）あるいは設定4（暖房）まで変えた。各条件および各設定において、消費電力・暖冷房負荷を計測した。その際、エアコンの挙動が十分定常となったところを計測するために、少なくとも1設定に3時間以上の時間をかけた。

表4.2.3 実験条件

空調条件	検討項目	屋外条件		エアコン設定
		温度 [°C]	湿度 [%]	温度 [°C]
冷房	屋外温度	35	40	27
		30	40	27
		25	40	27
	屋外湿度	35	80	27
		35	60	27
	室内温度	35	40	30
		35	40	24
除湿	35	40	27	
暖房	屋外温度	-3	87	20
		2	87	20
		7	87	20
		12	87	20
	屋外湿度	7	70	20
		7	50	20
	室内温度	7	87	22
		7	87	24

表4.2.4 換気量およびヒーター発熱

	冷房実験		暖房実験
	換気量	ヒーター発熱量	
設定1	150m <sup>3</sup> /h	1500W	150m <sup>3</sup> /h
設定2	150m <sup>3</sup> /h	1000W	100m <sup>3</sup> /h
設定3	150m <sup>3</sup> /h	500W	50m <sup>3</sup> /h
設定4	150m <sup>3</sup> /h	0W	0m <sup>3</sup> /h
設定5	100m <sup>3</sup> /h	0W	/
設定6	50m <sup>3</sup> /h	0W	
設定7	0m <sup>3</sup> /h	0W	

## 4.2.2 結果と考察

### (1) 測定結果

冷房実験結果の例を図4.2.1に示す。上段は室内機吸い込み空気と吹き出し空気の温湿度、下段は消費電力と潜熱と顕熱を合わせた処理熱量（以下、全熱処理熱量）、潜熱処理熱量、および機器効率（処理熱量を消費電力で除した値）である。例として、立ち上がり時の負荷が大きい場合（設定1）と、最も負荷が小さい場合を示す（設定7）。負荷が大きい場合（1）、立ち上がり直後30分間は消費電力と処理熱量ともに大きい。その後、運転開始後1時間半あたりから定常運転となる。吸い込み空気の絶対湿度と吹き出し空気の絶対湿度の差はわずかであり、処理熱量（潜熱）はほとんどなかった。機器効率は4～5であった。負荷が小さい場合（2）、発停を繰り返しており、運転中の吹き出し温度は16～17℃であり、停止中は吸い込み温度に近づいていく。運転中の絶対湿度は吸い込み吹き出しともに10.5～11.0(g/kg)であり、ほとんど処理熱量（潜熱）はなかった。停止中に吹き出し空気の絶対湿度が上昇するのは、温度センサと湿度センサの時定数の違いが原因と考えられる。

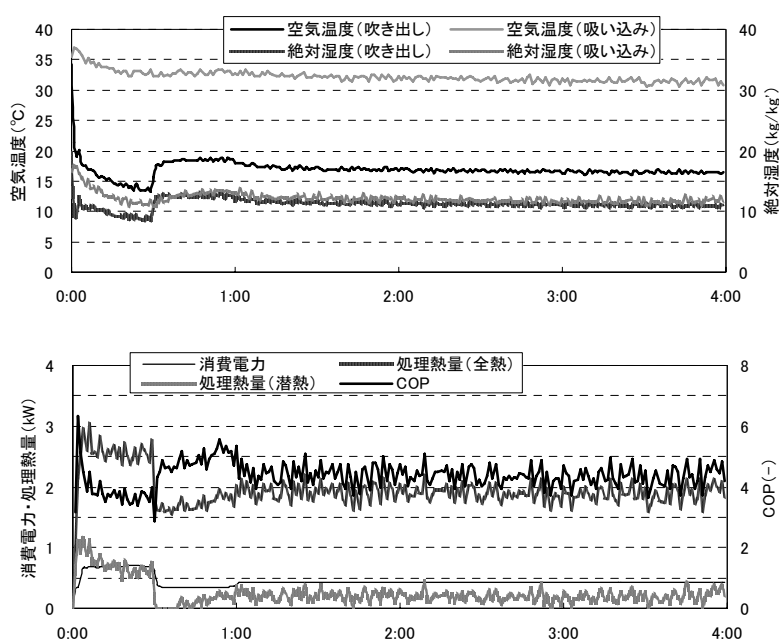


図4.2.1 (1) 冷房実験の結果（屋外条件35℃40%・設定温度27℃）：設定1

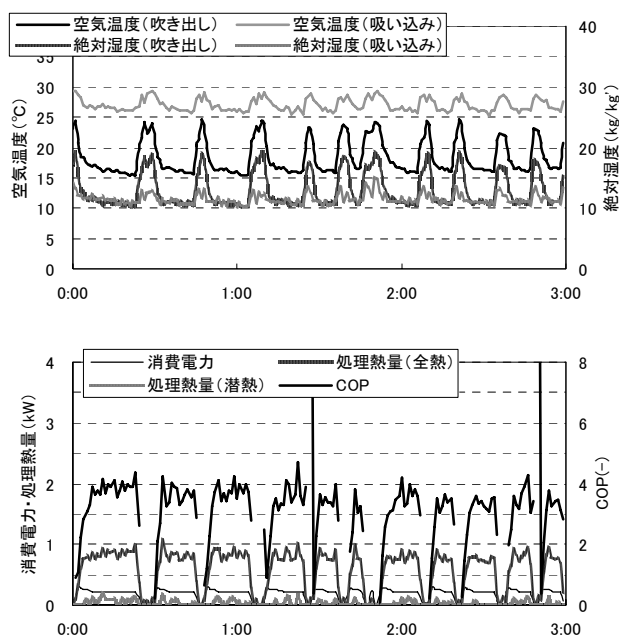


図4.2.1 (2) 冷房実験の結果（屋外条件35°C40%・設定温度27°C）：設定7

図4.2.2は暖房実験結果の例を示したものであり、図4.2.1同様、運転開始直後の負荷が大きい場合（設定1）と負荷が小さい場合（設定4）を示す。運転開始後1時間で挙動は安定し、機器効率は3.7～4.2となった。負荷が小さい場合、発停を繰り返していた。消費電力は運転再開直後、250（W）程度を示すが、10分ほどで200～220（W）に落ち着く。処理熱量は消費電力ほどすぐには上昇せず、650（W）程度まで上昇するのに10分ほど時間を要する。その後、消費電力の減少とともに処理熱量も減少するが、再び徐々に上昇し、運転停止直前では670（W）程度まで上昇する。

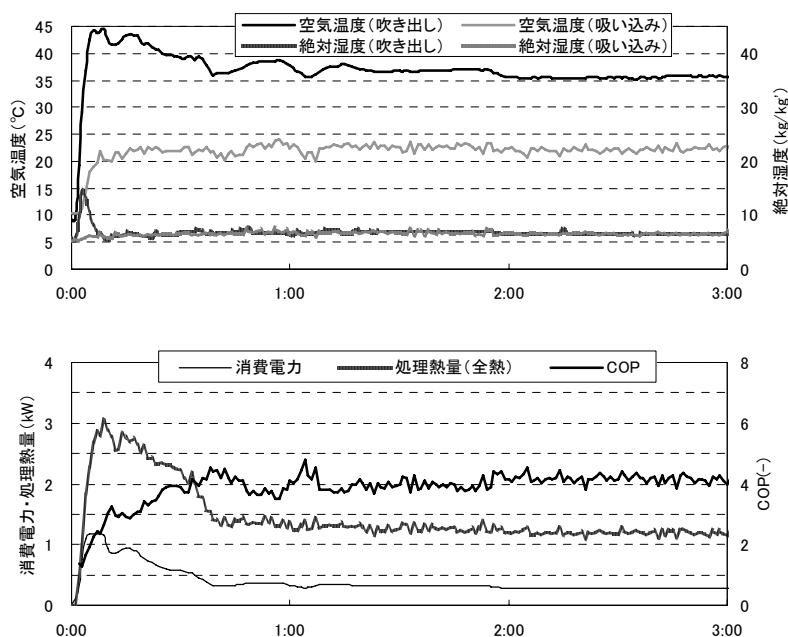


図4.2.2 (1) 暖房実験の結果（屋外条件7°C87%・設定温度20°C）：設定1

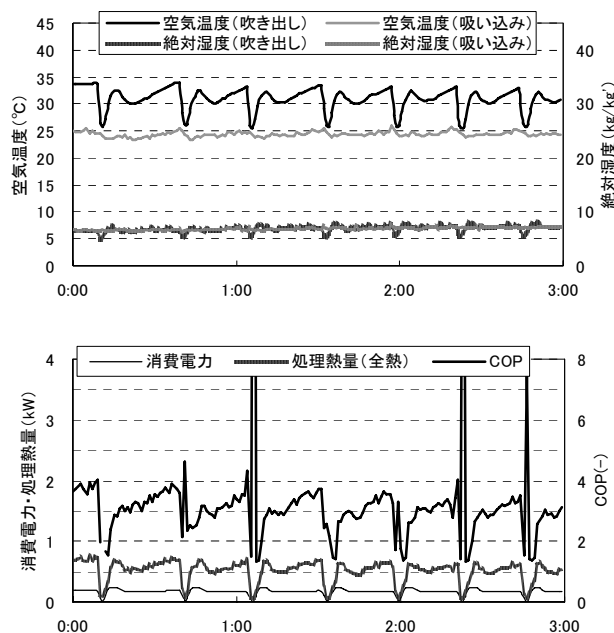


図4.2.2 (2) 暖房実験の結果（屋外条件7°C87%・設定温度20°C）：設定4

図4.2.1、図4.2.2は今回実施した実験の一部であり、他の結果も含め、次節以降で室内外の温湿度や処理熱量が機器効率に与える影響を検討する。その際、各値に2時間以上の平均値を用い、同時に時系列データから十分に挙動が安定していることを確認した。

## (2) 運転条件が処理熱量に及ぼす影響

冷房時の消費電力と顕熱処理熱量の関係を図4.2.3に示す。凡例は室外温度を27.5°C未満、27.5°C以上32.5°C未満、32.5°C以上のカテゴリに分け、それぞれ25°C、30°C、35°Cと示し、同様に室内相対湿度も40%、50%、60%に分けた。消費電力が140~250(W)以下の領域では断続運転となった。室内湿度が40%の時の処理熱量を比較すると（図中、A、B、C）、室外温度が低いと顕熱処理熱量が大きい。一方、室外温度35°Cの時の処理熱量を比較すると（図中、あ、い、う）、相対湿度が高いと、顕熱処理熱量が小さい。これは、相対湿度が高いと潜熱処理熱量が増え、冷媒の凝縮温度が処理熱量の増加分だけ下がることが要因である。ただし、その差はわずかであることから、今後、冷房時に顕熱処理熱量のみから電力消費量を推定する方法も考えられる。

冷房時の消費電力と潜熱処理熱量の関係を図4.2.4に示す。室外温度35°Cの時の処理熱量を比較すると（図中、あ、い、う）、室内相対湿度が潜熱処理熱量に与える影響が大きいことがわかる。一方で、断続運転が行われている低負荷時の潜熱処理熱量は小さい。これは低負荷運転では凝縮温度が上昇し、吸い込み空気の露点温度に近く、あるいはそれ以上になるため、潜熱処理熱量が低くなるものと推測される。

暖房時の消費電力と処理熱量の関係を図4.2.5に示す。室外相対湿度90%の時の処理熱量を比較すると（図中、あ、い、う、え）、室外温度が高いと処理熱量も大きい。一方、室外相対湿度が処理熱量に及ぼす影響は実験結果が少ないことからあまりよく分からなかった。ただし全体的に絶対湿度が低いことからあまり影響はないものと推測される。また、冷房運転と同様、消費電力が150~200(W)未満の領域で断続運転がみられた。デフロスト運転の有無は、外気温湿度が-3°Cおよ

び2℃かつ、暖房負荷が大きい（設定1～2）ときに発生した。暖房負荷が大きいときにデフロスト  
 運転がおきやすいのは凝縮温度が低下するためと推測される。

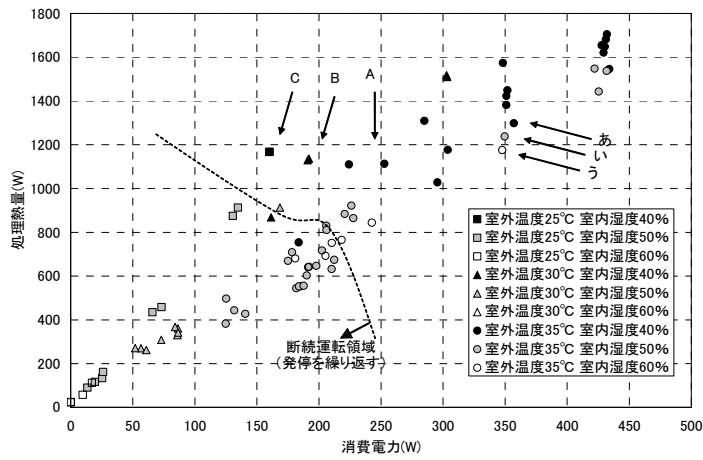


図4.2.3 消費電力と顕熱処理熱量（冷房運転時）

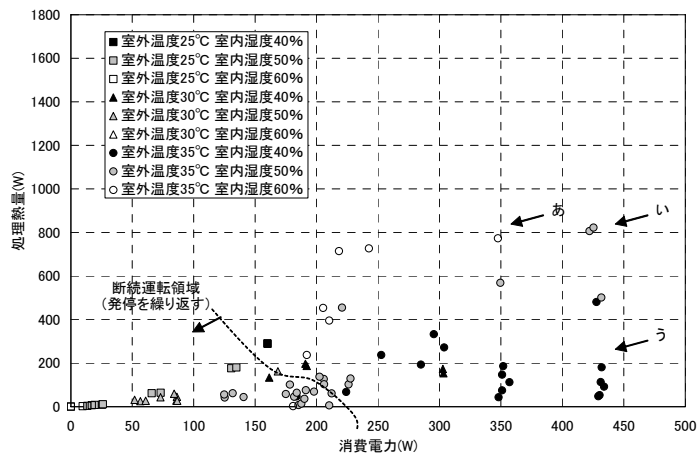


図4.2.4 消費電力と潜熱処理熱量（冷房運転時）

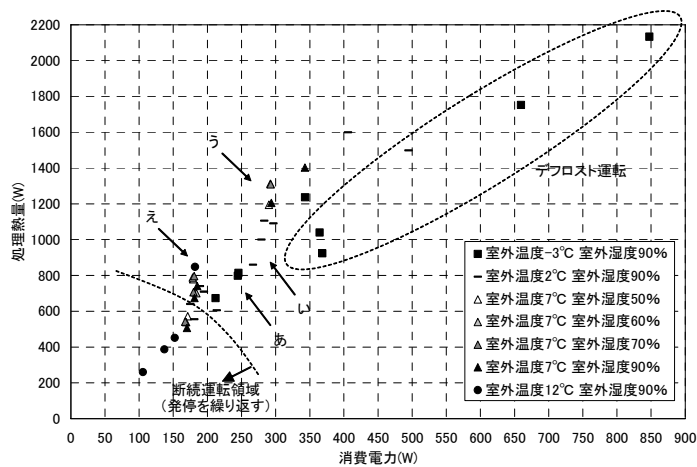


図4.2.5 消費電力と処理熱量（暖房運転時）

### 4.2.3 計算方法作成の基礎的検討

実験結果から、処理熱量の大小は、室内外の温湿度に大きく影響を受けていることが確認できた。文献2), 6), 7)では、室内外の温度が電力消費量や処理熱量に及ぼす影響についてまとめられている。ここでは、文献3)を参考に、表4.2.5に示す補正係数を用いて、冷房時は外気温度35℃、室内温度27℃、暖房時は外気温度7℃、室内温度20℃に修正した。修正結果を図4.2.6および図4.2.7に示す。なお、室内外の湿度が電力消費や暖冷房能力に与える影響は不明な点が多いため、プロットを室内湿度（冷房時）又は室外湿度（暖房時）ごとに分類した。図4.2.6、図4.2.7を見ると、概ね電力消費量と処理熱量に近似曲線（負荷曲線）がひけると考えられる。機種や容量が異なる機器においても、ここで示したような補正方法が適用できることが示されれば、次に、任意の機器における負荷曲線の定め方が必要となってくる<sup>注3)</sup>。

表4.2.5 室内外温度が電力消費量と暖冷房能力に与える影響

	暖房運転時		冷房運転時	
	室内温度	室外温度	室内温度	室外温度
電力消費変化割合(%/℃)	1.4%	1.3%	1.3%	1.4%
暖冷房能力変化割合(%/℃)	-1.3%	2.6%	2.6%	-1.3%

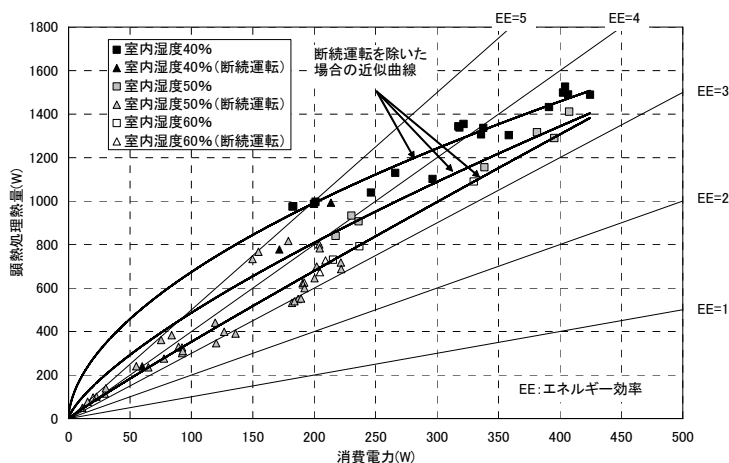


図4.2.6 補正後の消費電力と顕熱処理熱量（冷房運転時）

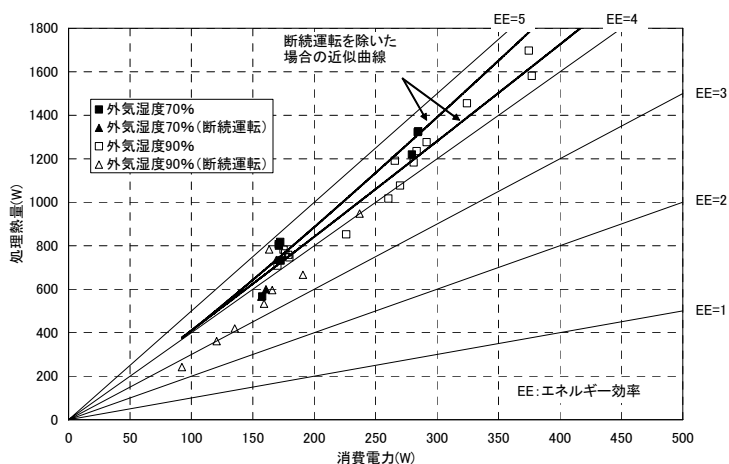


図4.2.7 補正後の消費電力と処理熱量（暖房運転時）

#### 4.2.4 まとめ

室内外温湿度や運転モードが処理熱量と電力消費量の関係に及ぼす影響を検討し、以下のことを明らかにした。

- (1) 試験機では、暖冷房運転ともに消費電力が140~250(W)以下の領域で断続運転となった。
- (2) 暖冷房時の室外外温度が顕熱処理熱量に与える影響について検討した。
- (3) 冷房時、室内相対湿度が高いと、顕熱処理熱量がわずかに小さくなる。
- (4) 冷房時、室内相対湿度が潜熱処理熱量に与える影響は大きい。一方で、断続運転が行われている低負荷時の潜熱処理熱量は小さく、室内相対湿度の影響はほとんどみられなかった。
- (5) 暖房時、デフロスト運転は、外気温湿度が-3℃および2℃かつ、暖房負荷が大きい（設定1~2）ときに発生した。
- (6) 室内外温度が処理熱量に与える影響について検討し、文献3)を参考に補正係数を導入した。その結果、概ね電力消費量と処理熱量に近似曲線がひけた。

#### 注釈

- 1) エアコンの省エネ性能の評価は従来のCOPによる評価から、外気温や暖冷房負荷を勘案し期間エネルギー消費で評価するAPF評価に移行しつつある。APF評価では簡易的に暖冷房負荷が外気温度に比例するとしている。エアコン同士の省エネ性能比較では問題ないが、他の暖房方式との比較などを目的とした場合、これは大胆な仮定であり、熱負荷計算を実施することが不可欠である。特に間欠運転を行う際の負荷分布は大きく異なる。
- 2) エアコン室内機の吹き出し風量は吹き出し口にフードを取り付け、その先に風量計（2台）を設置して計測した。測定は暖房と冷房でそれぞれ行った。
- 3) 個別の機器についてはあるが、細井らは蒸発温度と凝縮温度の実験値から理論COPを算出しそれに補正をすることで負荷曲線を作成している。また、細川はコンプレッサー周波数等を説明変数とし、処理熱量と電力消費の実験値から負荷曲線を作成している。

#### 参考文献

- 1) JIS B 8605-1 (1999)
- 2) 下田吉之ら:家庭用ルームエアコンディショナーの期間成績係数評価手法に関する研究, 第18回エネルギーシステム・経済・環境コンファレンス講演論文集, pp.167~172, 2002.1
- 3) JIS C 9612 (2005)
- 4) 赤林伸一ら:家庭用エアコンCOP簡易測定法の開発, 日本建築学会技術報告集, 第22号, 2005.12
- 5) 浅間英樹ら:家庭用エアコンの実使用時における成績係数に関する研究 独立戸建住宅13棟に設置されたエアコンの測定結果, 日本建築学会環境系論文集, 第613号, pp.35~40, 2007.3
- 6) 細川隆行ら:家庭用ルームエアコンディショナーの冷房能力特性に関する実験, 日本建築学会環境系論文集, 第620号, pp.51~58, 2007.10
- 7) 細井ら:人工気候室における測定結果に基づく冷暖房COPの部分負荷特性 ルームエアコンディショナーの冷暖房COPおよびエネルギー消費量に関する研究 その1, 日本建築学会環境系論文集, 第621号, 2007.11



- 8) 坂本雄三ら : 住宅のエアコン暖冷房における消費エネルギー計算の標準化に関する研究 (その  
1:暖冷房負荷の標準化に関する検討) , 日本建築学会大会学術講演梗概集, pp.1105~1106,  
2006.9

## 4.3 給湯設備の実働効率予測法の開発

### 4.3.1 実験概要

#### (1) 目的

住宅全体に占める給湯の消費エネルギーの割合は大きく、特に暖房負荷が小さい温暖地においては最大の用途の一つである。そのため住宅の省エネ化において、給湯における対策は極めて重要である。給湯の省エネ措置は主に、燃料を用いて給水を加熱する熱源の熱効率の向上（熱源の高効率化）と、消費される湯量の削減（給湯負荷の低減）の2つに分類される。

熱源については、燃料もガス・石油・電力と多様であり、地域ごとにその普及状況には特色がある。近年になり、熱源の高効率化の重要性が認知されるに従い、潜熱回収やヒートポンプを用いて高効率を達成している機種が登場、本格的な普及段階に入っている。

また、湯消費量については負荷の削減としては、従来より太陽熱温水器が用いられてきたが、最近では節湯型シャワーヘッドや水栓を用いたものも登場してきている。

一方で、そうした熱源や負荷低減の手法の効果については、特定の試験条件における評価が一般的であり、実使用に基づいた評価とはなっていない。また、機種ごとの形式ごとに異なった試験による効率がカタログ等に記載されており、機種間での横並びの評価を困難としていた。

本研究においては、こうした状況にかんがみ、以下の目的について検討を行ったものである。

- ・実住宅における実使用に基づいた給湯消費エネルギーの試験方法の開発
- ・開発された試験方法に基づき、日本における主要な形式の熱源機器や太陽熱温水器について網羅的に試験を実施し、その実効率を詳細に把握する
- ・試験結果を元に、地域の外気・給水温度から年間の消費エネルギーを算出する評価方法を構築する

## (2) 評価対象機器

日本においては地域ごとに気候が大きく異なっており、給湯機の燃料や形式も地域ごとに多様である。従来は、温暖地の都市圏では都市ガス・郊外ではプロパンガス、寒冷地では安価であった灯油が一般的であった。近年では、ヒートポンプ式の電気温水器が急速に普及してきている。また、温暖で晴天に恵まれる東海・中国・四国・九州では、太陽熱温水器の普及が進んでいる。

本研究においては、こうした全国の多様な給湯機に対応するため、図4.3.1に示すようにガス・灯油・電気の全ての燃料の試験対象機を、実証実験用集合住宅に設置した。この中には、高効率とされる潜熱回収型・ヒートポンプ式も含まれる。各試験機は、実証実験用集合住宅の4室にそれぞれ設置した。

また、太陽熱温水器については、安価で広く普及している自然循環式を主な対象とする一方で、不凍液を循環させて集熱させるソーラーシステムも最新のものを含めて試験対象としている(図4.3.2)。



図4.3.1 試験対象給湯機（熱源）



自然循環式太陽熱温水器



真空貯湯式



ソーラーシステム集熱部（真空管式）



ソーラーシステム貯湯部



ソーラーシステム集熱部（平板式）



ソーラーシステム貯湯部（右）

図4.3.2 試験対象 太陽熱温水器

### (3) 給湯の制御方式

本実験における計測状況について、全住戸共通の制御の状況を、図4.3.3に示す。給湯機の給水・給湯の温度と流量が2秒間隔で高速シーケンサーにより計測され、ネットワークを經由して制御PCにデータが転送される。

PC上では制御プログラムが計測値に基づいてリアルタイムにモニター・水栓開閉制御を行っている。

制御プログラムは設定された給湯モードに従い、出湯時刻になると自動水栓に開放の信号を送信し、水栓を開放する。開放時には、給湯流量を逐次積算し、所定量を出湯した時点で水栓閉鎖の信号を出し、水栓を閉じる。水栓の制御を全自動で行うことで、実験の再現性を確保し、給湯機の効率を精度よく計測できるようにしている。

本計測においては、各自動水栓において給湯温度を計測しているのので、水栓での出湯熱量による制御（熱量ベース制御）も可能であるが、本節の計測は給湯量ベースで制御を行った結果を示している。

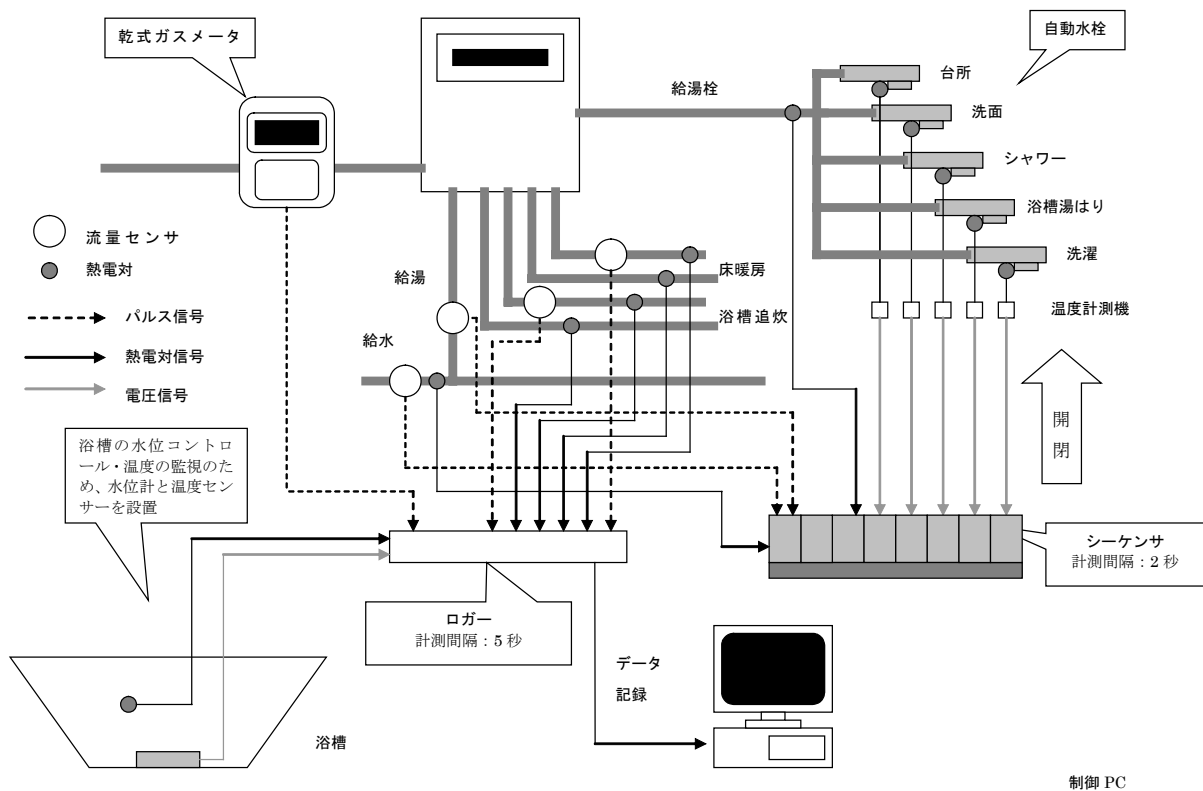


図4.3.3 試験方法

(4) 実使用を反映させた給湯消費モードの設定

1) 給湯消費のマクロ特性とマイクロ特性

実使用時の熱源等の効率を機種間で比較するためには、実使用を標準化した給湯消費モードが不可欠である。以下では、熱源機器の効率特性を考慮しながら試験モード策定の根拠を示す。なお文中では、季節や地域による給水温度変化の影響を避けるため湯消費量をすべて湯量40℃換算の値で表現する。

住宅における湯消費は、空調・照明・家電機器とくらべて、ごく短時間の出湯に代表されるように断続的であり、またランダム性が強く日々消費量が大きく変動する傾向がある。そのため、ある時間間隔（時・日・月・年）における量ベースでの特性をマクロ特性、1つ1つの水栓の開け閉めを「消費行為」と定義し、「消費行為」ベースでの特性をマイクロ特性と呼ぶ（図4.3.4）。

- 消費行為: 1回の水栓開閉に伴う、時間的に連続した消費

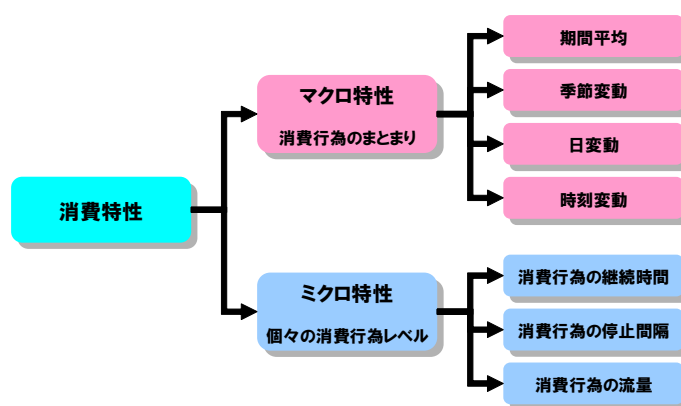


図4.3.4 給湯消費のマクロ特性とマイクロ特性

2) 給湯消費のマクロ特性と機器効率

貯湯式などの機種によっては、給湯消費の履歴が効率に大きな影響を与える場合がある。これは、翌日の沸上量を決定する際に、前日までの湯消費履歴を判断の根拠とする場合があるためである。沸上量が多すぎると、熱ロスが増加し省エネ性が低下する一方、沸上量を絞ると省エネ性が向上するが湯切れのリスクが高まる（図4.3.5）。そのため、こうした学習・予測制御には独自の工夫が凝らされており、住戸の湯消費特性を学習しながら、沸上量の調整をおこなっていく。そのため、消費の平均・変動等のマクロ特性は効率に大きな影響を及ぼす。

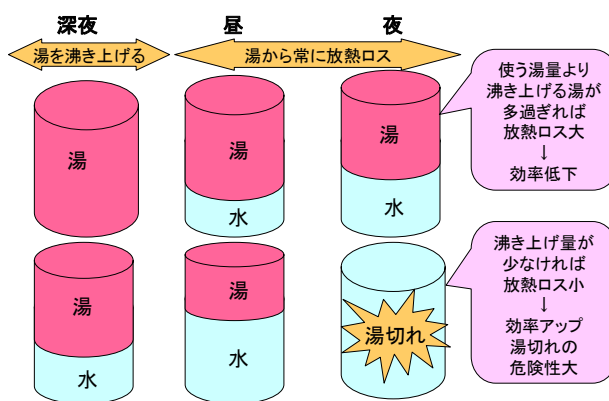


図4.3.5 貯湯式の効率特性

日消費量に対して、平均や変動の定義を図4.3.6に示す。また、実測結果より、世帯人数別の消費量の期間平均を図4.3.7に、各住戸の期間平均と短期変動（月標準偏差）の分布をに示す。

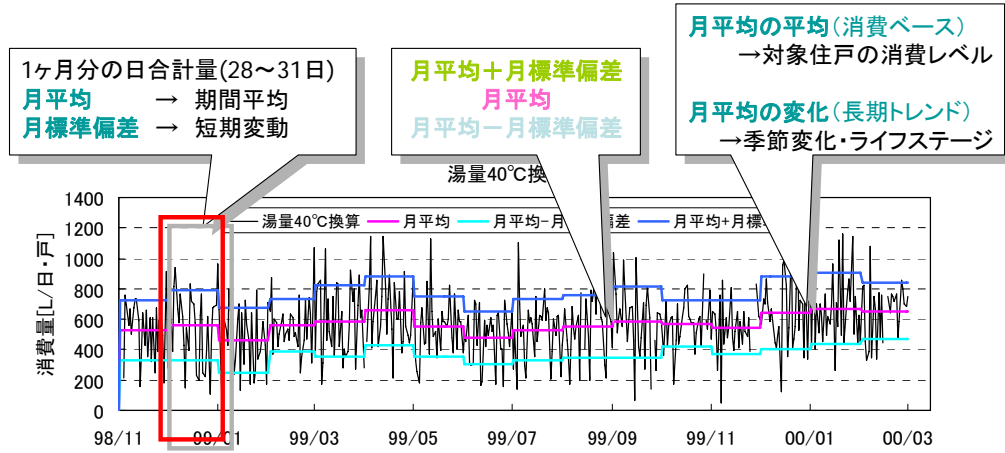


図4.3.6 消費のマクロ特性（平均・変動）の定義

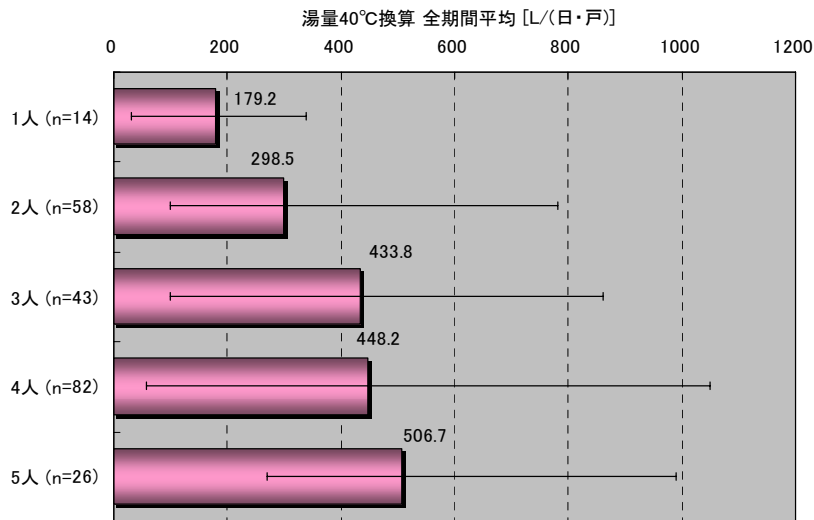


図4.3.7 世帯人数別の平均湯消費量（湯量40°C換算値）

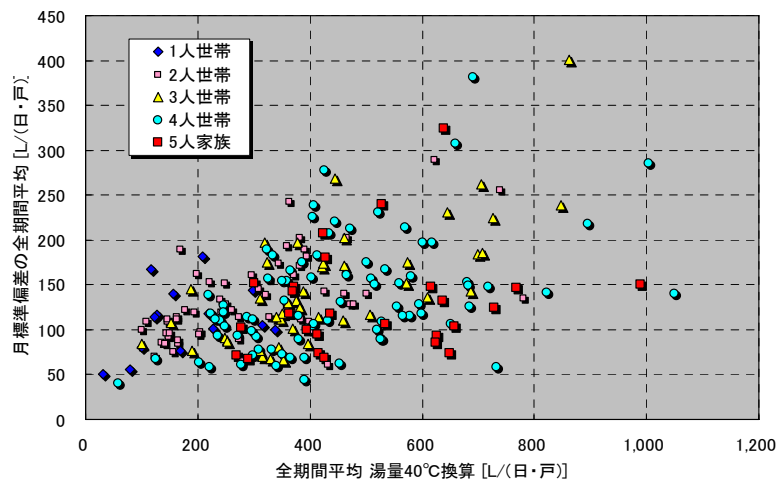


図4.3.8 世帯人数別 日消費量の平均と標準偏差（湯量40°C換算値）

世帯人数別の期間平均では、1人世帯で約180[L/日]、4人世帯で約450[L/日]である。ただし、住戸間のばらつきは大きい。また、月標準偏差は日々の消費量の変動を意味し、この値が小さい住戸では日々安定して湯を消費していること、大きい住戸では日ごとにランダム的な面が大きいことを示す。

### 3) 給湯消費のマイクロ特性と機器効率

マイクロ特性は、マクロ特性に並び、湯消費の重要な特性である。

マイクロ特性の重要な特性は、継続時間（1回に水栓を開放していた時間）と停止間隔（直前の出湯からの経過時間）である。実住戸における継続時間の分布例を、図4.3.9に示す。継続時間一般に考えられているより短い場合が多く、行為回数の割合では30秒以下の出湯が50～70%程度を占めている(図4.3.10)。実住宅においては、断続的な消費が行為回数としてはかなり多いことを示している。

給湯消費がどのように断続的に行われるかは、出湯の都度過熱を行う瞬間式給湯機においては、効率に大きな影響を与える。一般に、瞬間式においては継続時間が長い・停止間隔が短いほど、効率が高くなる傾向がある。逆に、継続時間が短く・停止間隔が長いと効率が低下するが、実測結果はこうした瞬間式の低効率の領域での消費が少なくないことを示している。

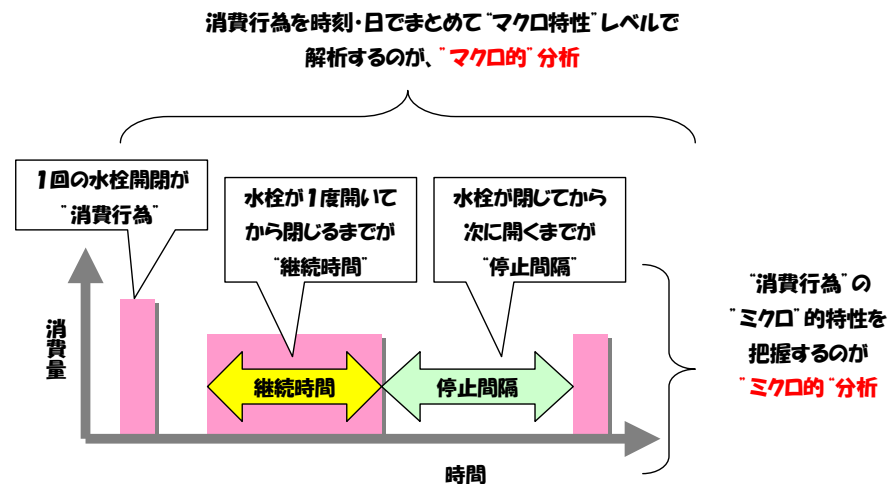


図4.3.9 給湯消費のマイクロ特性

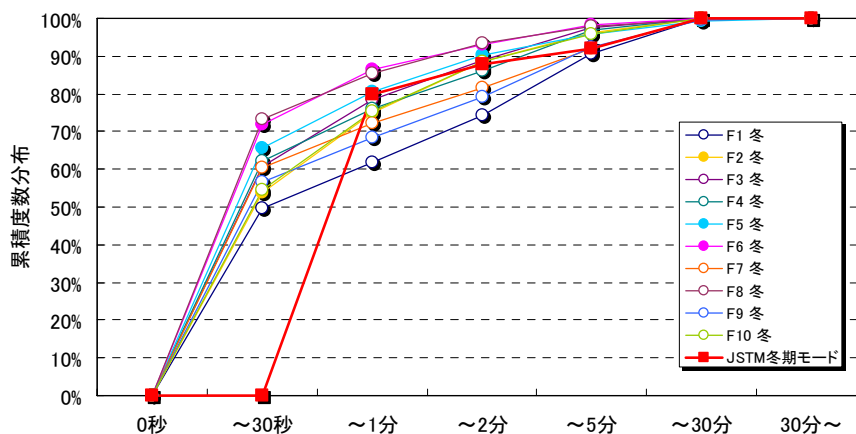


図4.3.10 実住戸における継続時間の実測例



#### 4) 修正M1モードの設定

「修正M1モード」の検討においては、前述の分析結果に基づき、給湯消費の平均値・短期変動・消費行為の継続時間等を総合的に考慮しつつ、まずS/M1/M2/Lモードを制定した。特に重視されたのは、平均と短期変動であり、図4.3.11に示す4人世帯の実測結果から、典型的な平均と短期変動（月標準偏差）を選定したものである。Sモードは小消費（250[L/日]）、Lモードは多消費（750[L/日]）である。標準的な平均値であるMモード（平均550[L/日]）については、同じ平均でも日変動が異なる場合を再現するため、変動が比較的小さい住戸をM1（標準偏差100[L/日]）、大きい住戸をM2（標準偏差200[L/日]）と区別して設定した。

その後、当時の実測データでは洗濯に湯消費を使用している住戸が多く見られたこと、実測データが充実する中で、4人家族の平均的な湯消費は450[L/日]程度であることが明らかになった。このため、M1モードから洗濯の湯消費を除いたものを、「修正M1モード」とした。「修正M1」とは、「標準的な平均・標準～若干少なめの日変動」を意味する。

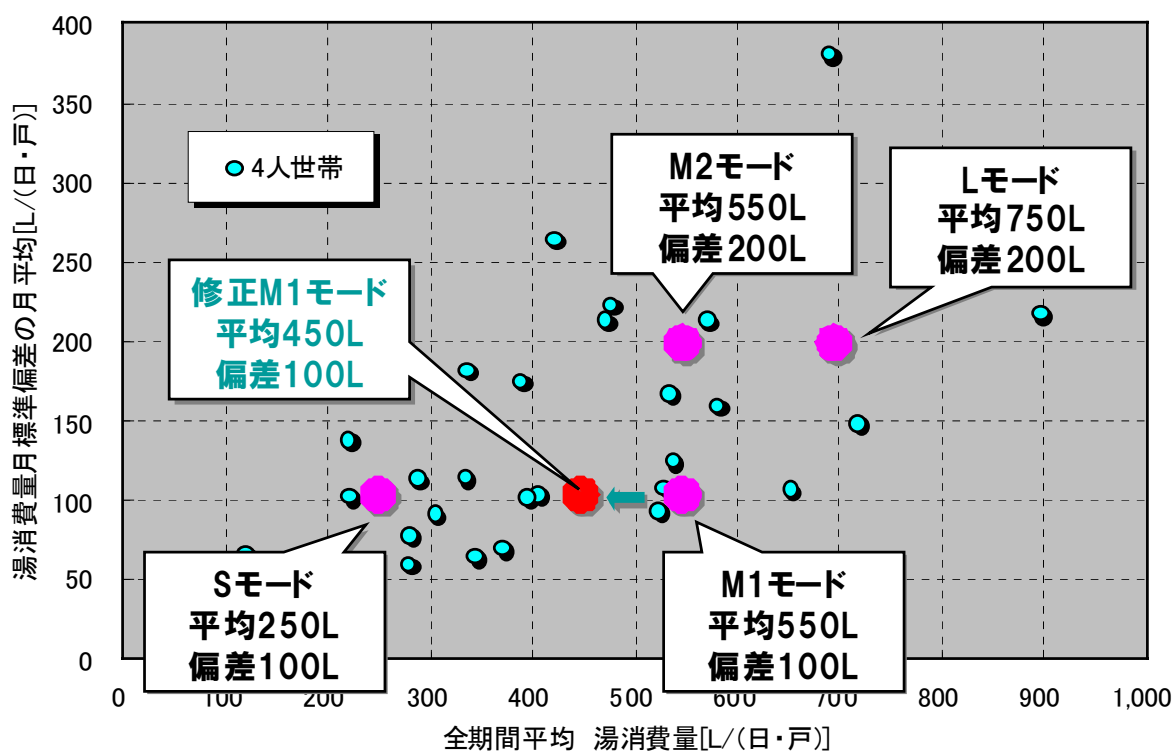


図4.3.11 修正M1モードの設定位置(4人世帯を想定)

生活スケジュール「平日」「休日在宅」「休日外出」の3つに対して、それぞれ「大・小」を設けることで、代表6日からなる複数日モードになっている(図4.3.12、表4.3.1)。最大の消費量となるのは「休日在宅(大)」の650[L/日]、最小は「休日在宅(小)」となっており、それぞれ概ね平均 $\mu \pm 2 \times$ 標準偏差( $2\sigma$ )になっている。休日は、在宅が大きめ、外出が少なめとなっており、特異な消費を代表している。とりわけ、「休日在宅(大)」の650[L/日]は、貯湯式においては湯切れリスクが高くなることから学習機能に影響を与えるものと考えられる。

ただし、これらは月に2～3日程度しか発生しない特異な日であり、多くは「平日（大）」470[L/日]と「平日（小）」380[L/日]と比較的安定した消費となっている。

代表6日における消費行為の分布を、表4.3.2に示す。前述のマイクロ特性を考慮し、消費量が2～3[L]程度とごく少ない洗面行為から、150[L]と大きい浴槽湯はりまで、多様で多くの行為数が展開されている。平日は比較的1日の中に分散して給湯消費が行われ、行為数も多めである。「休日在宅」は比較的特定の時間に湯消費が集中し、行為数は中程度である。「休日外出」は、日中に全く消費がなく、行為数もごく少ない。「休日外出（小）」は、6日の中で唯一浴槽湯はりがない。

給湯箇所（台所・浴槽・シャワー・洗面）の一部に、風呂釜・小型湯沸器による局所給湯方式が採用される場合もありうる。その場合には、一部用途を大型熱源以外の熱源が分担することになるが、これらを個別に扱うことは煩雑であり、また新築でこうした方式を採用することはごく少ないと考えられることから、本評価では局所給湯の用途についても、仮想的に大型熱源が分担しているものとして扱っている。また、最近の住宅では洗濯用途に給湯が利用できる場合もあるが、実態調査等から必ずしも洗濯用途への給湯使用は一般的でないことから、修正M1モードでは洗濯における給湯消費は考慮しない。

各行為の流量を表4.3.3に示す。ガス・石油を燃料とする瞬間式給湯機においては、流量の違いが瞬時の負荷を決定するため、効率に影響を与える。そのため、用途ごとに異なった流量を想定している。試験においては、3つの系統別を用意し、あらかじめ手動弁等で流量を調整した上で出湯を行うことになる。貯湯式においては、あらかじめ貯めた湯を使うために流量の多少は効率にほとんど影響を及ぼさない。このため、流量は適宜でよいが、8～10[L/min]程度が適当と思われる。

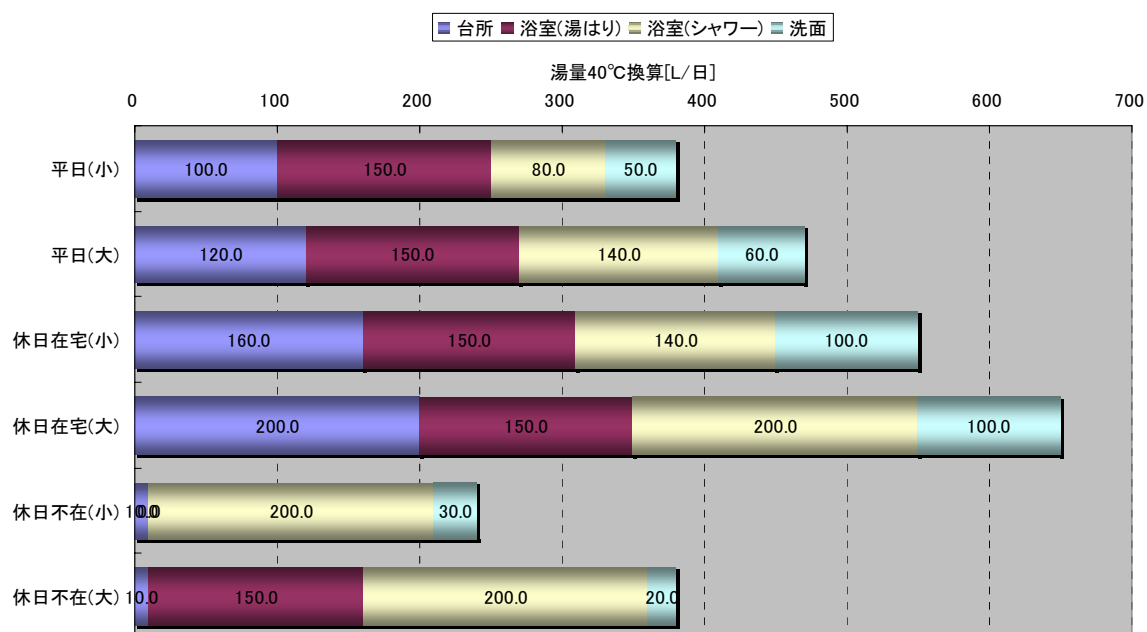


図4.3.12 代表6日間の基準給湯量

表4.3.1 代表6日の設定条件

代表日	30日内の日数	台所	浴室	浴室	洗面	洗濯	合計
			(湯はり)	(シャワー)			
休日在宅(大)	3日	200	150	200	100	$\mu + 2\sigma$	650
休日在宅(小)	2日	160	150	140	100	$\mu + \sigma$	550
平日(大)	11日	120	150	140	60	$\mu$	470
平日(小)	9日	100	150	80	50	$\mu - \sigma$	380
休日不在(大)	3日	10	150	200	20	$\mu - \sigma$	380
休日不在(小)	2日	10		200	30	$\mu - 2\sigma$	240

表4.3.2 代表6日の毎時時刻分布

1日目「平日(小)」	2日目「平日(大)」	3日目「休日外出(大)」	4日目「休日在宅(小)」	5日目「休日在宅(大)」	6日目「休日外出(小)」
時刻 量[L] 水栓	時刻 量[L] 水栓	時刻 量[L] 水栓	時刻 量[L] 水栓	時刻 量[L] 水栓	時刻 量[L] 水栓
06:30 3 洗面	06:30 3 洗面	06:30 2 洗面	07:15 10 洗面	07:15 10 洗面	06:30 3 洗面
06:35 3 洗面	06:35 3 洗面	07:45 2 洗面	07:55 10 洗面	07:55 10 洗面	07:45 3 洗面
07:15 5 台所	07:15 5 台所	08:00 2 洗面	08:10 10 洗面	08:10 10 洗面	08:00 3 洗面
07:20 10 台所	07:20 10 台所	08:15 2 洗面	08:30 10 台所	08:30 10 台所	08:15 3 洗面
07:25 3 洗面	07:25 3 洗面	08:45 10 台所	08:35 10 台所	08:35 10 台所	08:45 10 台所
07:30 3 洗面	07:30 3 洗面	20:00 6 洗面	08:40 10 洗面	08:40 10 洗面	20:00 9 洗面
08:30 3 洗面	08:30 3 洗面	20:30 150 浴槽	11:55 12 洗面	11:55 12 洗面	21:00 25 シャワー
09:30 2 洗面	09:30 3 洗面	21:00 25 シャワー	12:45 15 台所	12:45 20 台所	21:05 25 シャワー
10:15 2 洗面	10:15 3 洗面	21:05 25 シャワー	12:50 15 台所	12:50 20 台所	21:15 25 シャワー
12:45 5 台所	12:45 5 台所	21:15 25 シャワー	12:55 20 台所	12:55 20 台所	21:20 25 シャワー
12:50 10 台所	12:50 10 台所	21:20 25 シャワー	16:00 9 洗面	16:00 9 洗面	21:45 3 洗面
13:45 2 洗面	13:45 3 洗面	21:45 2 洗面	18:00 3 洗面	18:00 3 洗面	22:15 25 シャワー
16:00 2 洗面	16:00 3 洗面	22:15 25 シャワー	18:05 25 シャワー	18:05 25 シャワー	22:20 25 シャワー
17:15 2 洗面	17:15 3 洗面	22:20 25 シャワー	18:10 25 シャワー	18:10 25 シャワー	22:25 3 洗面
18:00 2 洗面	18:00 3 洗面	22:25 2 洗面	18:15 3 洗面	18:15 3 洗面	22:30 25 シャワー
18:15 2 洗面	18:15 3 洗面	22:30 25 シャワー	18:25 12 洗面	18:25 12 洗面	22:35 25 シャワー
19:15 2 洗面	19:15 3 洗面	22:35 25 シャワー	19:30 15 台所	19:30 20 台所	22:45 3 洗面
19:20 2 洗面	19:20 3 洗面	22:45 2 洗面	19:35 15 台所	19:35 20 台所	
19:25 2 洗面	19:25 3 洗面		19:40 15 台所	19:40 20 台所	
20:15 10 台所	20:15 15 台所		19:45 15 台所	19:45 20 台所	
20:20 10 台所	20:20 15 台所		19:50 15 台所	19:50 20 台所	
20:25 10 台所	20:25 15 台所		19:55 15 台所	19:55 20 台所	
20:30 10 台所	20:30 15 台所		20:45 150 浴槽	20:45 150 浴槽	
20:35 15 台所	20:35 15 台所		21:15 25 シャワー	21:15 25 シャワー	
20:40 15 台所	20:40 15 台所		21:20 25 シャワー	21:20 25 シャワー	
20:45 150 浴槽	20:45 150 浴槽		21:45 5 洗面	21:45 5 洗面	
21:10 20 シャワー	21:10 20 シャワー		22:15 10 シャワー	22:15 25 シャワー	
21:15 3 洗面	21:15 3 洗面		22:20 10 シャワー	22:20 25 シャワー	
21:25 10 シャワー	21:25 25 シャワー		22:25 5 洗面	22:25 5 洗面	
21:30 10 シャワー	21:30 25 シャワー		22:30 10 シャワー	22:30 25 シャワー	
21:45 3 洗面	21:45 3 洗面		22:35 10 シャワー	22:35 25 シャワー	
22:00 10 シャワー	22:00 10 シャワー		22:45 11 洗面	22:45 11 洗面	
22:05 10 シャワー	22:05 10 シャワー				
22:15 3 洗面	22:15 3 洗面				
22:30 10 シャワー	22:30 25 シャワー				
22:35 10 シャワー	22:35 25 シャワー				
23:15 3 洗面	23:15 3 洗面				
23:20 3 洗面	23:20 3 洗面				
合計 380 L 行為数 38 回	合計 470 L 行為数 38 回	合計 380 L 行為数 18 回	合計 550 L 行為数 32 回	合計 650 L 行為数 32 回	合計 240 L 行為数 17 回

表4.3.3 行為種別ごとの流量

行為の用途	瞬間式給湯機の流量	貯湯式給湯機の流量
洗面・台所	5[L/min]	8~10[L/min]
シャワー	10[L/min]	8~10[L/min]
浴槽湯はり	15[L/min]	8~10[L/min]

### 4.3.2 実験結果

以下では、本研究で実施された実験の中で、主な給湯機別に代表的な日（主に平日大 470[L/日]、熱負荷の大きい冬期条件）における挙動について示す。本実験は主に、「修正M1(4人世帯)・浴槽水栓落とし込み・保温なし」とした。

#### (1) 従来型ガス瞬間式(図4.3.13)

従来型ガス瞬間式は、現状において最も広く普及している形式である。本試験機のJISにおける定格効率は83%であるが、本試験におけるガスのみの効率は78.1%程度で5%程度低下している。また、電力(2次)を含めたエネルギー効率は77.1%程度とさらに低下する。これは、修正M1モードにおいては短時間の出湯など、瞬間式の効率が低下する領域の消費が再現されているためと考えられる。

#### (2) 潜熱回収型ガス瞬間式(図4.3.14)

潜熱回収型ガス瞬間式は、近年になって普及が本格化している形式である。本試験機のJISにおける定格効率は95%であるが、本試験におけるガスのみの効率は93.3%、電力を含めると92.4%である。従来型に比べると15%程度の改善になっており、ほぼ定格効率と同様の効率向上が確認された。

#### (3) 潜熱回収型石油瞬間式(図4.3.15)

潜熱回収型石油瞬間式は、2005年になって導入された比較的新しい機器である。本試験機のJISにおける定格効率は95%であるが、本試験における石油のみの効率は90.0%、電力を含めると89.0%である。石油についても従来型に対して効率の向上が確認された。

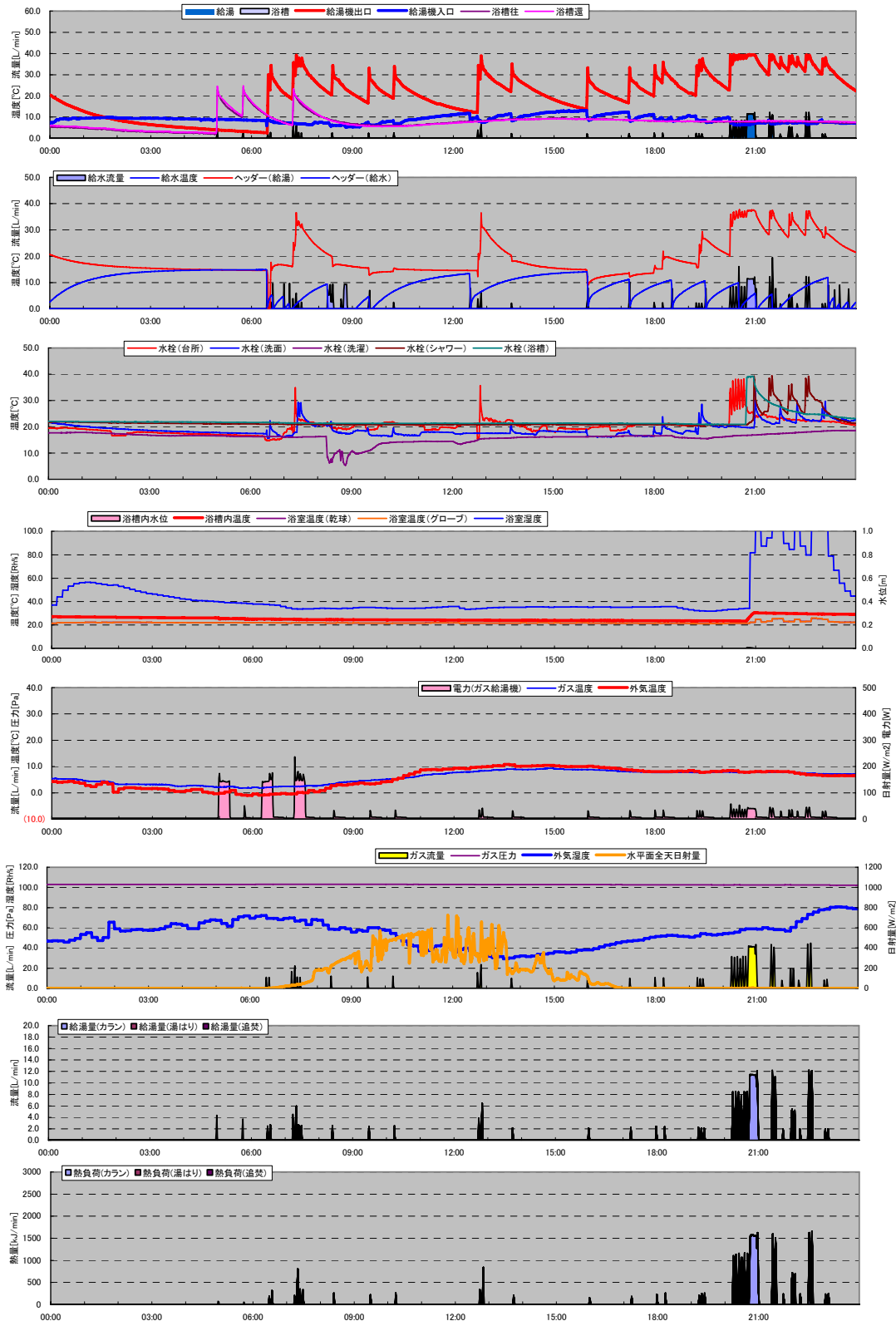
#### (4) ヒートポンプ式電気温水器(A社05年度 住戸103) (図4.3.16)

空気集熱のヒートポンプにとっても最も条件が厳しい冬期においても、ヒートポンプと貯湯槽を含めたシステム効率で、2次換算で264%、1次エネルギー換算でも101%と高い効率が出ることを確認した。なお、ヒートポンプ式では、沸上温度と沸上量が効率に大きな影響を与えることが判明したため、複数の制御モードによる試験を行うこととした。

#### (5) 太陽熱温水器（平板型自然循環式）(図4.3.17)

冬期においても、天候の良い日においては貯湯時の熱ロスを含めても集熱効率は40%程度となっており、通年で有効に集熱できていることを確認した。

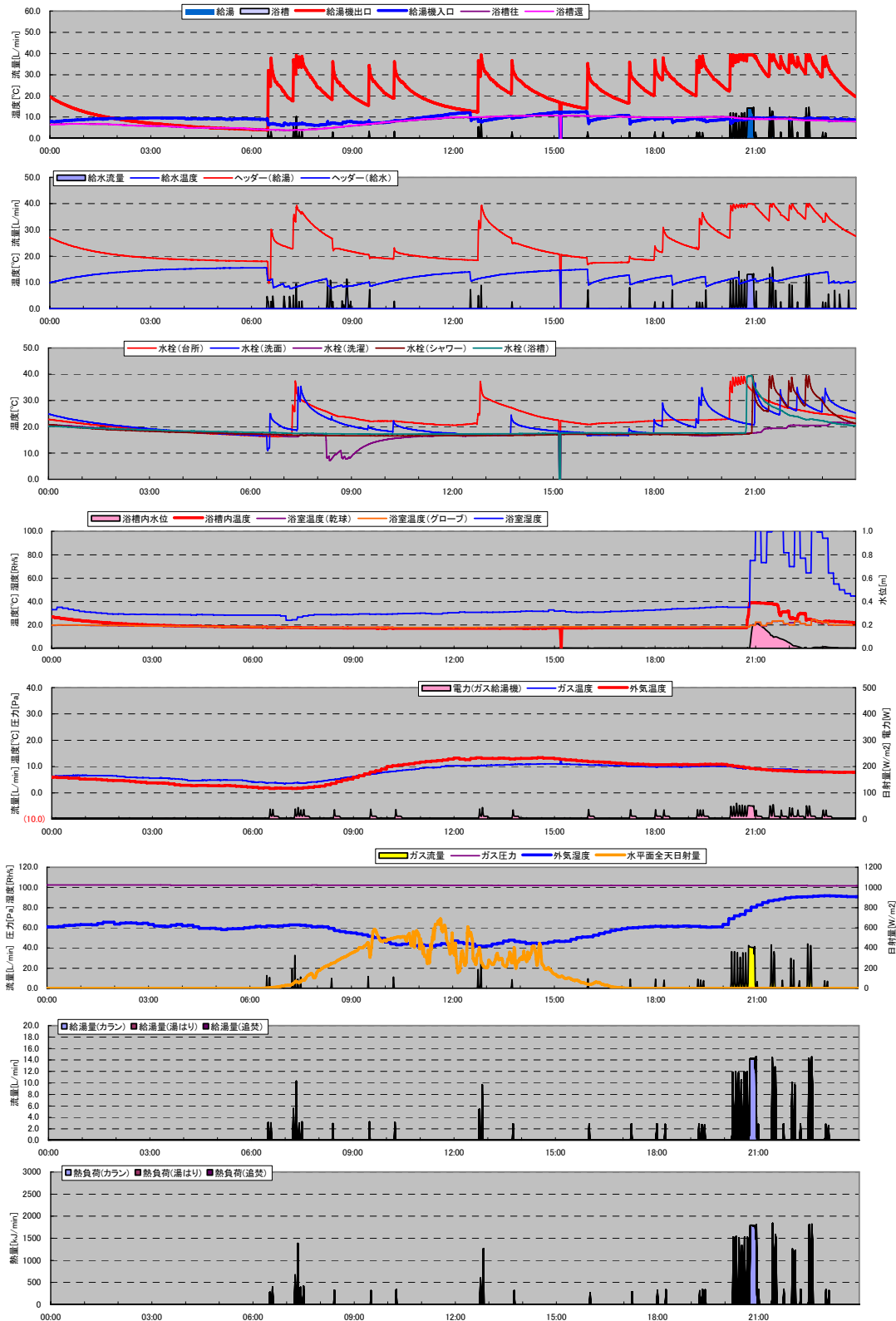
給湯共通項目+ガス瞬間式給湯機  
対象住戸 303 従来型 対象日 07/01/26 金



平均温度	外気	給水	給湯量	水栓	浴槽	熱負荷	水栓	浴槽	追焚	合計	エネルギー	ガス	電気(2次)	効率	ガス	ガス+電気
5.6	7.1	471.2	5.2	61.9	0.3	0.2	62.4	79.9	1.1	78.1%	77.1%					

図4.3.13 従来型ガス瞬間式の試験例

給湯共通項目十ガス瞬間式給湯機  
 対象住戸 103 潜熱回収型 対象日 07/02/09 金



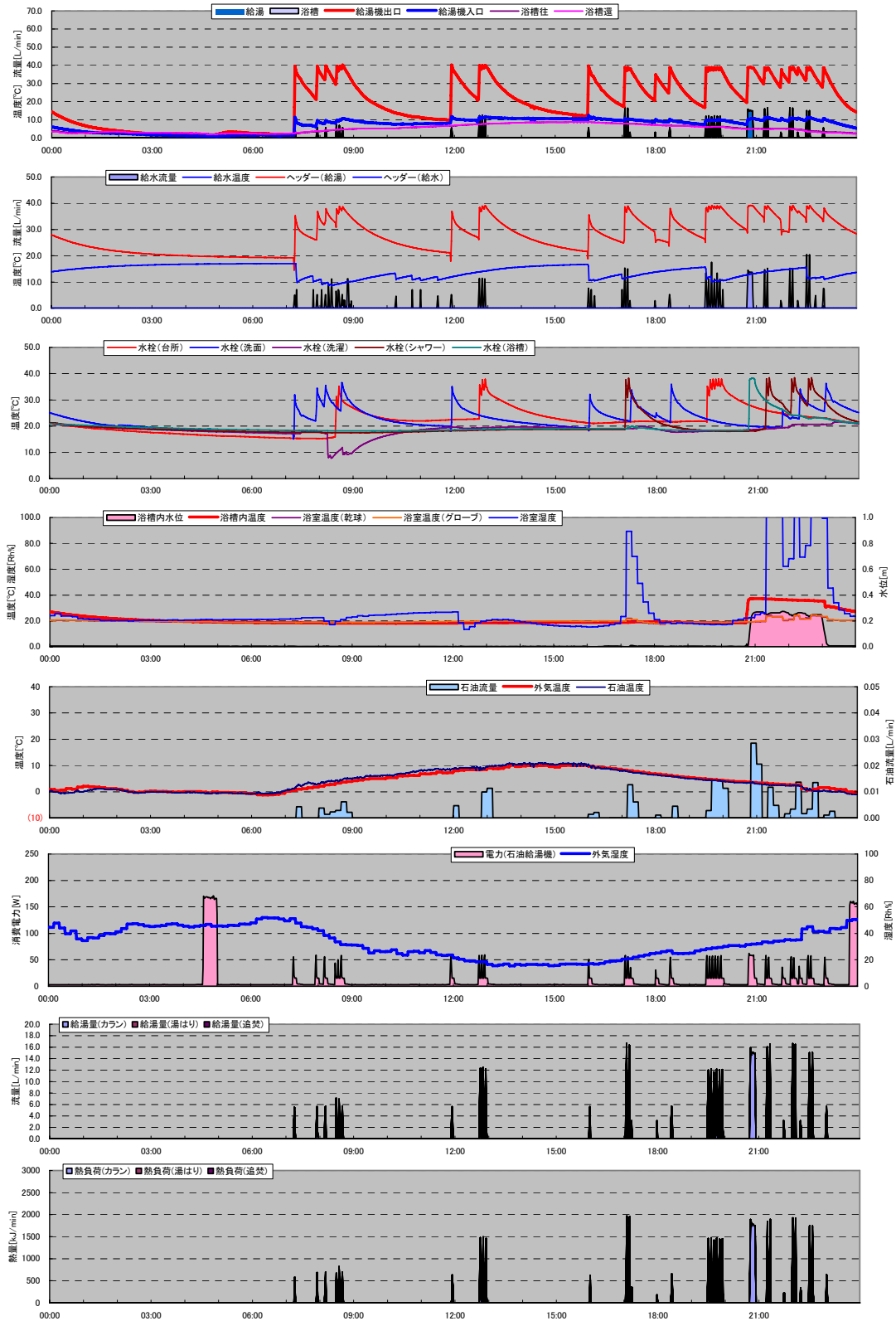
平均温度	外気	給湯量	給水	給湯量	水栓	浴槽	熱負荷	水栓	浴槽	追焚	合計	エネルギー	ガス	電気(2次)	効率	ガス	ガス+電気
8.0	8.7	486.7	0.0	60.2	0.0	0.0	60.2	64.5	0.7	93.3%	92.4%						

図4.3.14 潜熱回収型ガス瞬間式の試験例

給湯共通項目+石油給湯機

対象給湯機 潜熱回収型

対象日 07/03/18 日



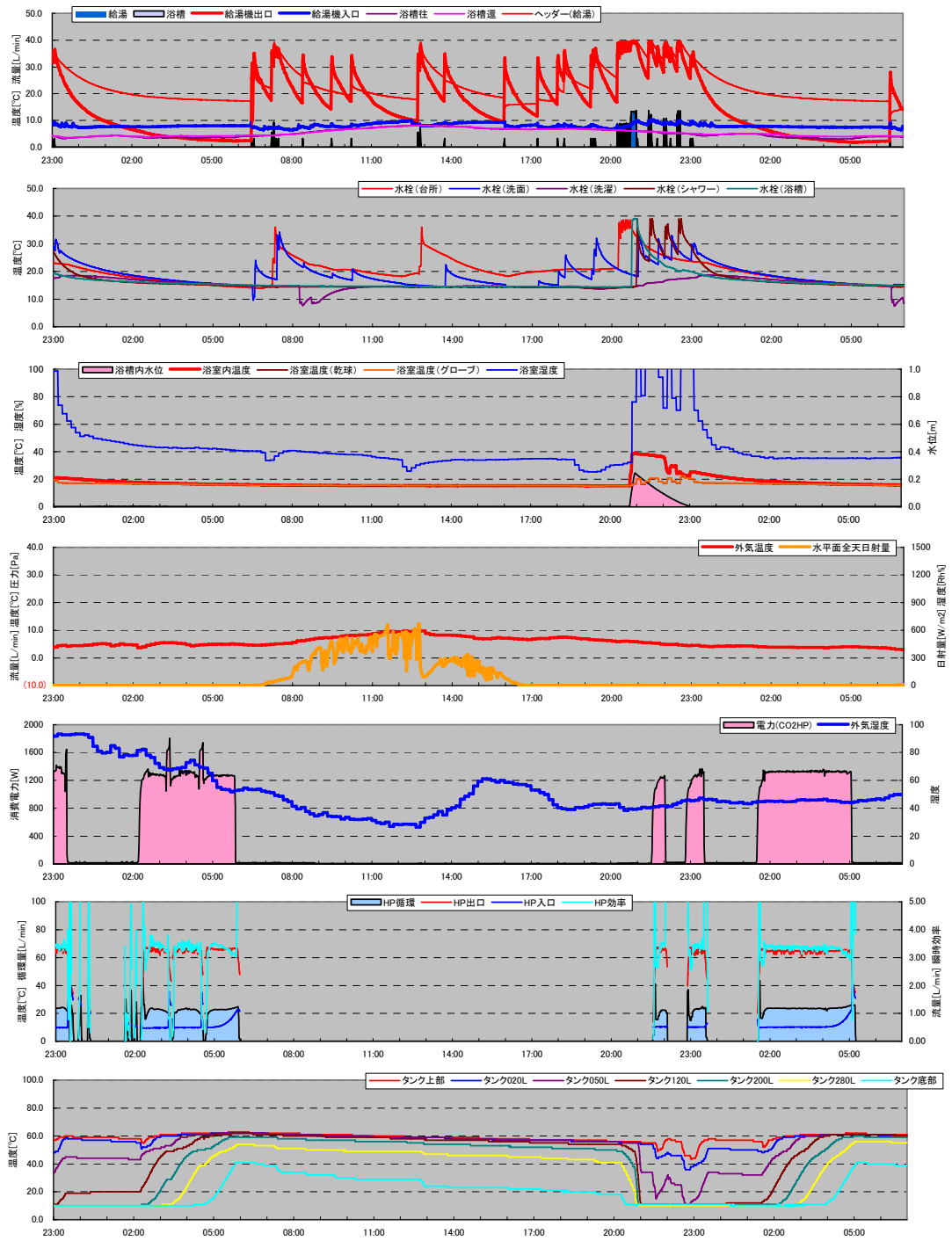
平均温度	外気	給湯量	給水	水栓	浴槽	熱負荷	水栓	浴槽	追焚	合計	エネルギー	石油	電気(2次)	効率	石油	石油+電気
4.1	9.6	667.6	0.0	74.6	0.0	0.0	74.6	82.9	1.0	90.0%	89.0%					

図4.3.15 潜熱回収型石油瞬間式の試験例

給湯共通項目+CO2HP

対象給湯器 C社05年

対象日 07/01/07 日



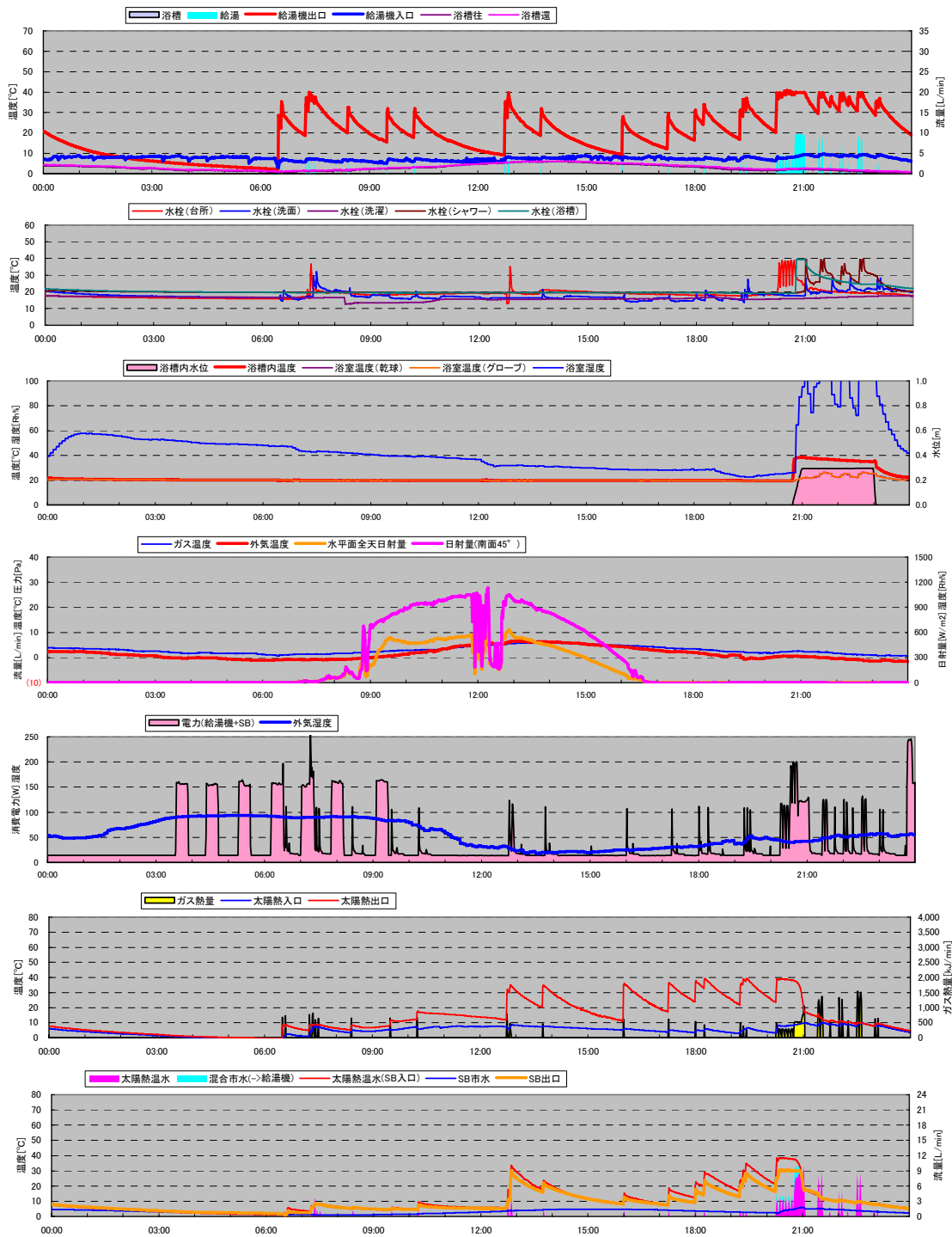
平均温度 [°C]	給湯量 [L/min]	熱負荷 [MJ/日]		電力[MJ/日]				電力[MJ/日]			
外気	給水	水栓	浴槽	水栓	浴槽	追焚	合計	前23-当23 (2次)	前23-当23 (1次)	当07-翌07 (2次)	当07-翌07 (1次)
6.3	8.8	487.1	0.0	59.0	0.0	0.0	59.0	22.7	59.0	22.3	58.2

HP関係	熱量	当07-翌07	平均温度	効率	当07-翌07	システム	前23-当23	システム	当07-翌07
沸上量[L]	出湯	入水	沸上	HP単体	タンク	(2次)	(1次)	(2次)	(1次)
343.1	90.7	16.9	73.8	330.4%	79.9%	260%	100%	264%	101%

図4.3.16 ヒートポンプA社05年の試験例



自立循環P2 太陽熱平板式(自然循環) 消費モード 浴槽 浴槽水位 給湯器  
 平板式 対象日 08/01/17 木 修正M1(4人) 水栓落込 浴槽水位 給湯器 on



※ADMAG ※ND				※SB電力込 ※9760kJ/kWh			
平均温度 [°C]	給湯量 [L/min]	熱負荷 [MJ/日]		エネルギー [MJ/日]		効率(従来ガス+太陽熱)	
外気	給水	①水栓	②浴槽	ガス	電気(2次)	電気(1次)	ガス熱効率 電気込(1次)
1.5	8.0	472.5	0.0	54.67	3.31	8.99	109.6% 94.1%
※集熱面積 3.84m <sup>2</sup>				給湯量との残差 (1)+(2)-(3)-(4) 29.6 [L] ガス量補正 105.4%			
日射量 [MJ/(m <sup>2</sup> ・日)]	[MJ/日]	供給熱量 [MJ/日]	給水温度基準	太陽熱 分担率	供給量 [L/日]	効率(従来ガス単体)	
水平面	南面45°	温水器	配管ロス	SB出口	③太陽熱 ④混合市水	ガス熱効率	電気込(1次)
11.3	20.7	79.6	30.9	4.6	26.3	33.6	44.0%
※集熱効率 38.9%		※システム効率 85.1%		※熱負荷残差 0.0 [MJ/日]		※要知時計ND10Iによる計測	

図4.3.17 自然循環式太陽熱温水器の試験例

### 4.3.3 予測手法

#### (1) 給湯設備一次エネルギー消費量・一次エネルギー消費係数の計算フロー

前述の熱源や太陽熱温水器の試験結果を元に、地域別の給湯における年間消費エネルギーの計算手法を開発した。計算フローは、熱負荷（左列）と機器効率（右列）に大別される（図4.3.18）。

「基準給湯量」は、本手法が対象とする4人家族における標準的な湯消費を想定した「修正M1モード」における湯消費である。ついで、節湯型機器・太陽熱温水器の有無を考慮して「補正給湯熱負荷」を算出する。

本手法においては、熱源の効率はすべて「修正M1モード」の消費下で、3季節（冬期・中間期・夏期）における実機の実証実験から得られた値を採用している。実証試験から得られた効率を「試験時熱源機器効率」とよぶが、これは「修正M1を構成する代表6日」ごとに3季節分あるため、6日×3季節＝18日分の効率となる。それを試験時と計算地域の気象条件の差異を外気温度により補正したものが「補正熱源機器効率」である。

計算地域の外気条件には月平均値を採用しているため、「補正熱負荷」と「補正熱源機器効率」は月ごとに異なる。「補正熱負荷」を「補正熱源機器効率」で除して代表6日の発生頻度で積算したものが「各月の1次消費エネルギー」であり、これを年間で積算したものが「 $E_w$ ：給湯設備の一次エネルギー消費量」となる。

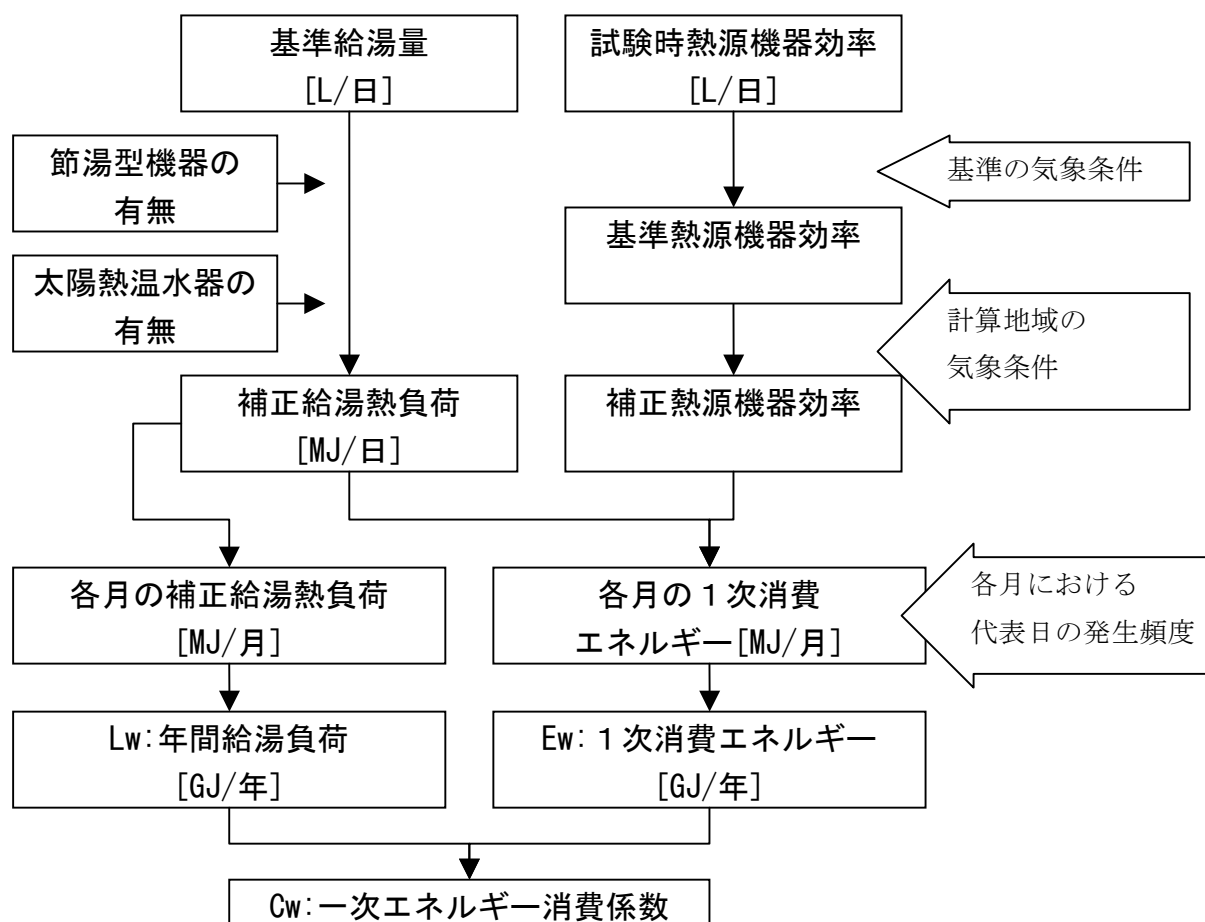


図4.3.18 年間給湯消費エネルギーの計算フロー

(2) 給湯負荷の計算方法

以下では、節湯・太陽熱を考慮した給湯熱負荷の計算方法について記述する。給湯熱負荷の計算フローを図4.3.19に示す。前述の通り、基準給湯量は、各種実測調査の結果を元に4人家族を想定して作成された「修正M1モード」に基づき、平均で1日あたり40℃の湯を約450[L]使うものとして標準化している。

節湯機器を導入した場合は、台所やシャワーでの湯消費が削減されるものとして、「基準給湯量」から削減分が除かれて「補正給湯量」となる。当然、節湯型機器を利用しない場合は、この450[L/日]の消費量分がそのまま「補正給湯量」になる。

「補正給湯量」から、地域ごとの給水温度から40℃に昇温させるのに必要な「熱負荷」を算出する。節湯や太陽熱利用を考慮しない基準給湯量分の熱負荷を「基準給湯熱負荷」、考慮した補正給湯量分の熱負荷を「補正給湯熱負荷」と呼ぶ。両者の差が、節湯と太陽熱による熱負荷の削減量となる。

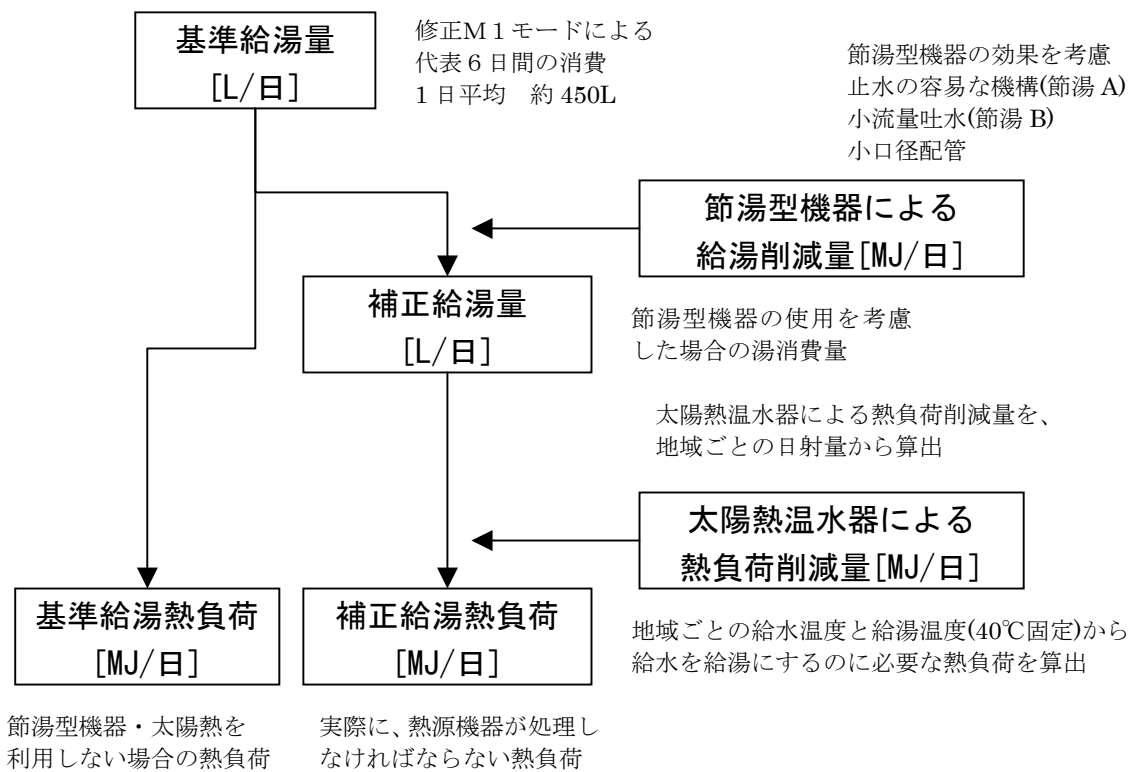


図4.3.19 給湯熱負荷の計算フロー

### (3) 熱源機器効率の算出

熱源機器の効率については、本研究における試験が屋外試験であることから、まず試験時の外気温度から基準気象条件（表4.3.4）への補正を行う。この補正された効率が「基準熱源機器効率」である。

ついで該当地域における各月の熱源機器効率である「補正熱源機器効率」を算出する。月ごとの平均外気温度に合わせて、4点の基準熱源機器効率から推定を行う。このとき、各月の平均外気温度については、空気を熱源としない機器については単純日平均とするが、空気を熱源とする機器（ヒートポンプ式など）については集熱時間帯を考慮した温度を採用する。

表4.3.4 標準気象条件

	外気条件（乾球）	給水温度
夏期	25℃	24℃
中間期	16℃	17℃
冬期	7℃	9℃
厳寒期	-7℃	5℃

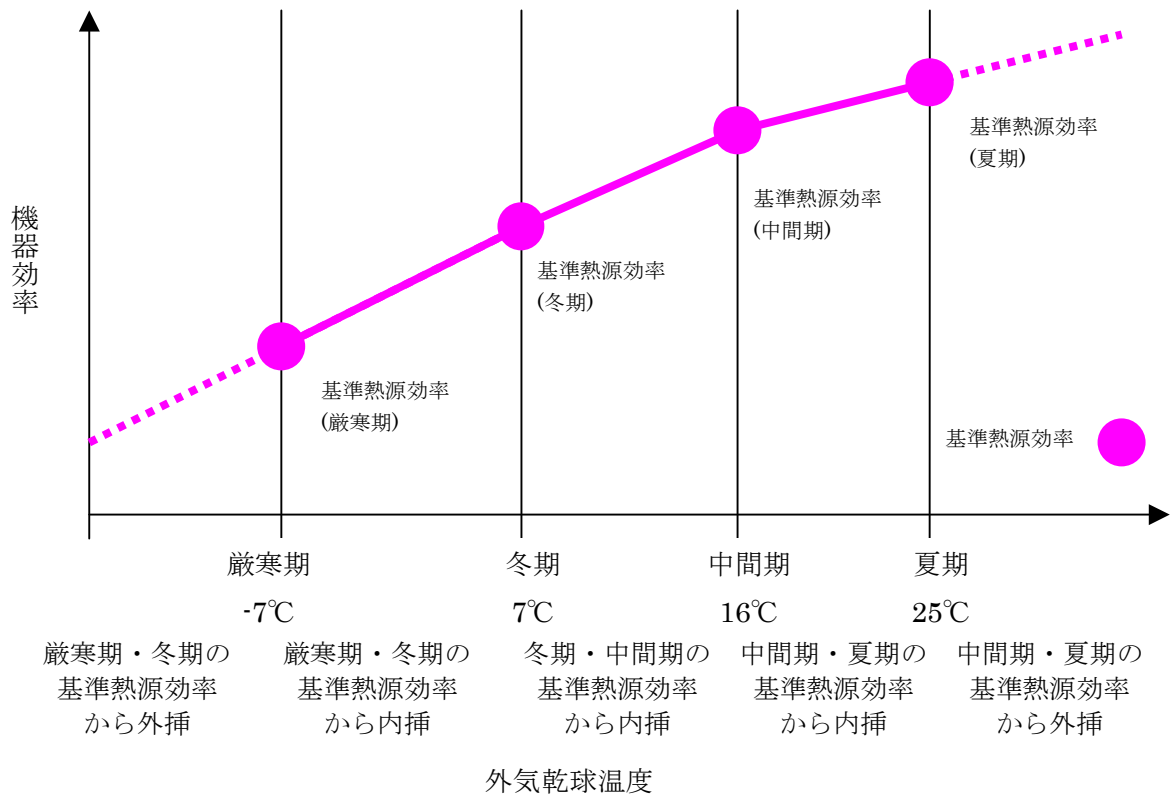


図4.3.20 熱源機器効率の補正

(4) 計算結果

計算した結果について、2次エネルギー換算の値を図4.3.21に、1次エネルギー換算の値を図4.3.22に示す。いずれも実試験を行った結果より推定したものである。太陽熱温水器については複数機種の実験を行ったが、ここでは最も一般的な平板型自然循環式（集熱面積 3.84m<sup>2</sup>、貯湯容量 210L）のみ扱っている。

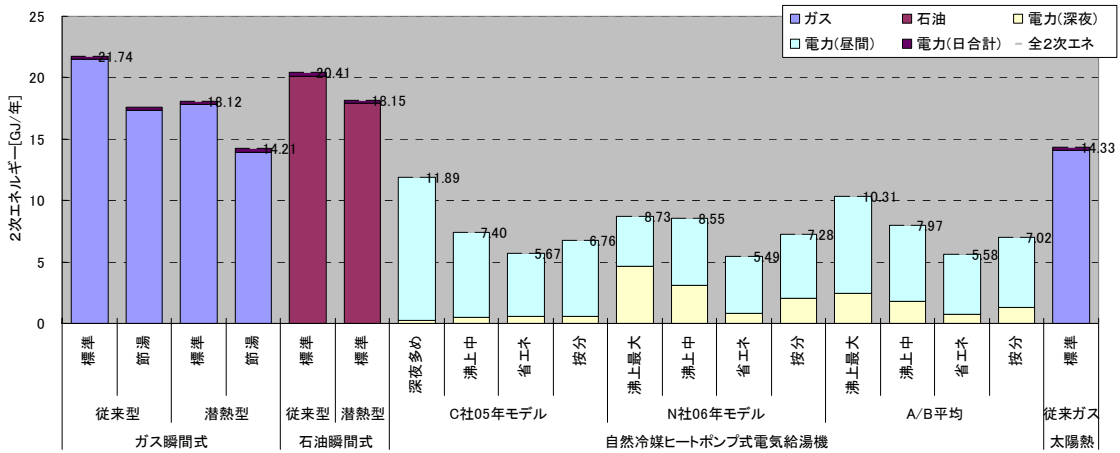


図4.3.21 給湯の2次エネルギー消費量 計算例 (東京)

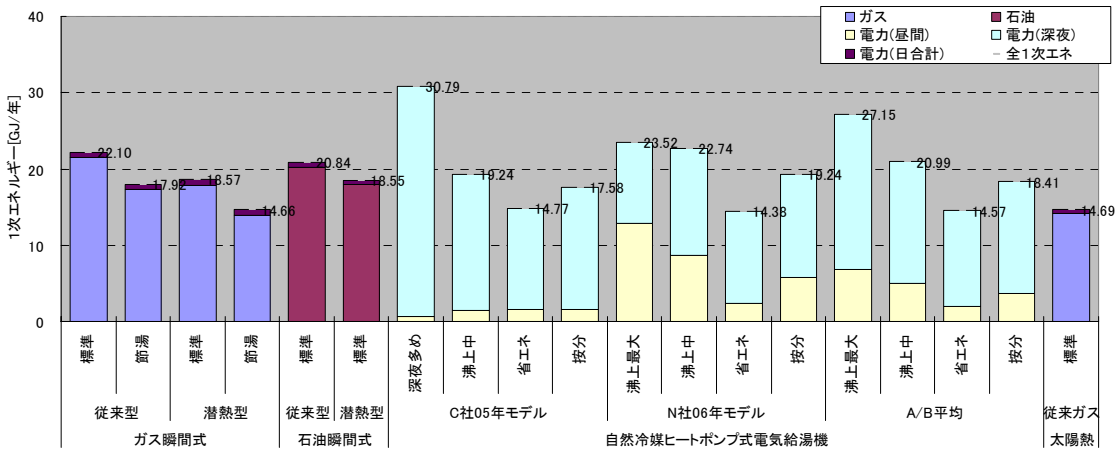


図4.3.22 給湯の1次エネルギー消費量 計算例 (東京)

## 4.4 通風冷房行為が冷房消費エネルギーに及ぼす影響の検討

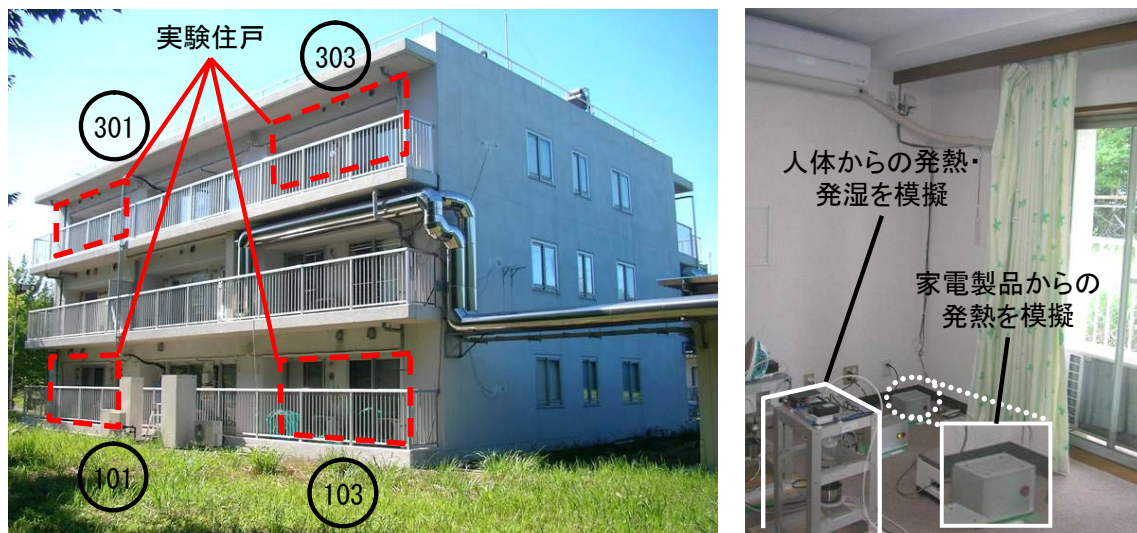
### 4.4.1 実験概要

#### (1) 実験住戸の概要

実験住戸は、RC造3階建ての集合住宅の1階および3階の妻側に位置する4住戸（101号室、103号室、301号室、303号室）である。101号室、103号室および301号室は省エネ型の住戸を、303号室は従来型の住戸を想定して住宅設備や家電機器が導入されている。集合住宅の外観と住戸内部（居間）の様子を図4.4.1に示す。なお、実験住宅の周辺には建物や樹木が存在するものの、実験住宅からは十分に離れており、それらが外部風に与える影響は小さい。

住宅の断熱性能は、平成11年省エネルギー基準（地域区分Ⅳ）を満たしている。各住戸は東西反転の同一プランであり、4つの居室（居間、和室、洋室1、洋室2）を有する。各居室には外気に接する開口1つとエアコン1台が備え付けられている。開口の形状およびエアコンの仕様を表4.4.1および表4.4.2に示す。なお、表4.4.1は窓・室内開口のうち通風時に実際に開放される部分の形状を示している。また、全ての窓には網戸が設置されている。全居室ではレースカーテンおよび厚手カーテンにより日射遮蔽を行っており、レースカーテンは常に閉じ、厚手カーテンは在室時に屋外の日射量が $10\text{W}/\text{m}^2$ 以上の場合に開くこととした。

家族構成は4人世帯（専業主婦、勤め人夫、高校女子、中学男子）を想定している。内部発熱については、NHK生活時間調査を参考に生活スケジュールを作成した上で、発熱発湿模擬装置（調理・人体）、家電機器、照明の動作スケジュールを設定して与えた。なお、生活スケジュールは平日パターン（以下、平日と記す）、休日に外出するパターン（以下、外出と記す）、休日に在宅するパターン（以下、在宅と記す）の計3種類を作成した。なお、発熱量・発湿量および生活スケジュールについては参考文献<sup>1)</sup>に詳しい。



(a) 集合住宅の外観（南東から撮影）

(b) 居間の様子

図4.4.1 実験用集合住宅の外観と住戸室内（居間）の様子

表4.4.1 窓および室内開口の形状

		幅 [m]	高さ [m]	開口面積 [m <sup>2</sup> ]	
窓	居間	掃き出し窓	0.617	1.860	1.148
	和室	掃き出し窓	0.580	1.860	1.079
	洋室1	腰窓	0.462	1.060	0.490
	洋室2	腰窓	0.345	1.065	0.367
室内開口	居間-廊下	開き戸	0.850	2.000	1.70
	居間-和室	ふすま	1.223	2.000	2.445
	洋室1-廊下	開き戸	0.800	2.000	1.60
	洋室2-廊下	開き戸	0.800	2.000	1.60

表4.4.2 エアコンの機器能力および定格COP

住戸	室名	能力			COP		
		定格 [kW]	最大 [kW]	最小 [kW]	定格 [-]	最大 [-]	最小 [-]
101/103	居間/和室/洋室1/洋室2	2.2	3.3	0.6	6.4	4.8	8.0
301	居間	2.8	3.7	0.6	5.8	4.1	8.0
	和室/洋室1/洋室2	2.2	3.3	0.6	6.0	4.8	8.0
303	居間	3.2	3.7	0.9	2.7	2.5	4.7
	和室/洋室1/洋室2	2.2	2.6	1.2	2.5	2.5	2.8

(2) 通風冷房行為再現装置の概要

通風行為は、窓および室内開口の自動開閉装置を作成して再現した。窓および室内開口の開閉装置を図4.4.2に示す。窓の開閉は、上部に取り付けたモーターによりワイヤーを巻き伸ばしすることで行った。室内開口の開閉は、市販の開閉装置を外部からの信号により制御できるように改造して行った。ただし、窓の開閉装置については全居室に設置したが、室内開口の開閉装置については居間-廊下間の開き戸、洋室1-廊下間の開き戸、居間-和室間のふすまの3箇所だけに設置した。

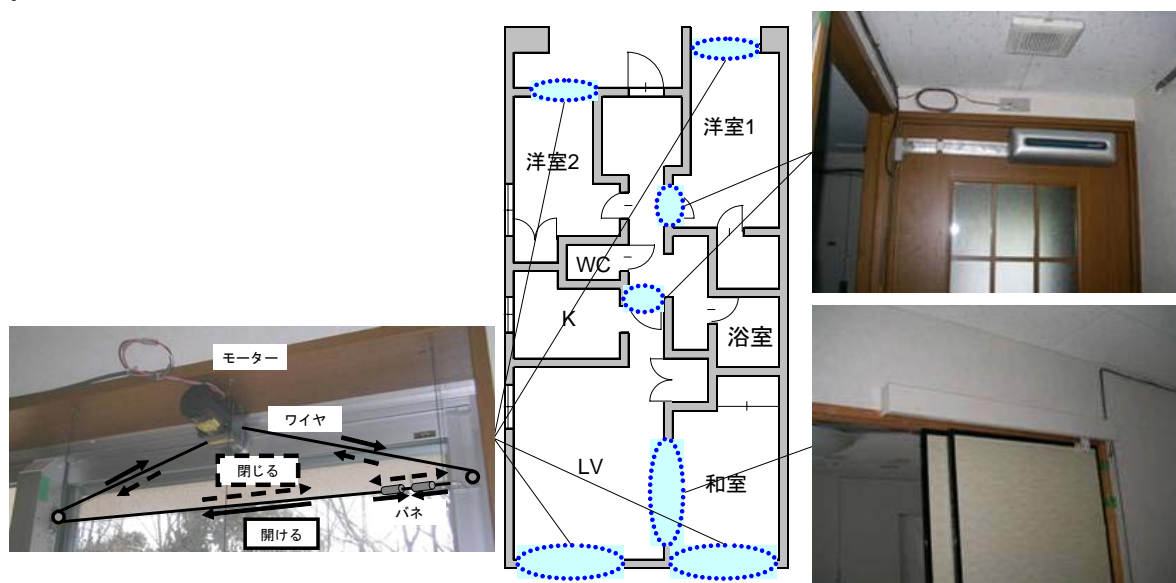


図4.4.2 窓および室内開口の開閉装置

冷房行為は、学習リモコンユニットから赤外信号をエアコン室内ユニットの送受信部に直付けされたIRアダプターを通じて送信し、エアコンの発停を行うことで再現した。エアコン発停装置を図4.4.3に示す。ここで、学習リモコンユニットは、実際のリモコンから送信される信号情報を学習させることが可能であり、様々なモードでエアコンを運転させることができる。



図4.4.3 エアコンの発停装置

### (3) 実験概要

#### 1) 実験条件

居住者の通風冷房行為による室内温熱環境および冷房消費電力量への影響について検討をするため、2007年7月～同年10月の期間において5つの異なる通風冷房行為を想定した実験を行った。通風冷房行為のうち2つは通風利用を想定し、窓と室内開口を開放することで昼間は居間と洋室1、夜間は和室と洋室1との間で2面開口による通風を行うパターン（以下、「通風南北」と記す）、窓のみを開放して単一開口による通風を行うパターン（以下、「通風片面」と記す）とした。一方、残りの3パターンは通風を利用せずにエアコンのみで対処することを想定し、冷房時のリモコン設定温度を24℃、26℃、28℃とした（以下、それぞれ、「冷房24℃」、「冷房26℃」、「冷房28℃」と記す）。また、内部発熱および発湿が室内環境に与える影響を検討するために、冷房を行わずかつ窓および室内開口を常時閉じたパターン（以下、「空調なし」と記す）での実験を行った。

各住戸の実験スケジュールを表4.4.3に示す。101号室と301号室では通風利用による影響を、103号室と303号室ではリモコン設定温度による影響を検討することを目的とした。

なお、実験期間中は、対象住戸の隣戸である102号室、201号室、203号室、302号室ではエアコンによりリモコン設定温度26℃で冷房を行い、室温を一定に保つようにした。



表4.4.3 実験スケジュール

実験期間	101号室	103号室	301号室	303号室
7/4 - 7/9	通風南北	冷房24°C	通風南北	冷房24°C
7/11 - 7/16	通風片面	冷房28°C	通風片面	冷房28°C
7/18 - 7/23	冷房26°C	冷房26°C	冷房26°C	冷房26°C
7/25 - 7/30	通風南北	通風南北	通風南北	通風南北
8/1 - 8/6	通風南北	冷房24°C	通風南北	冷房24°C
8/8 - 8/13	通風片面	冷房28°C	通風片面	冷房28°C
8/15 - 8/20	冷房26°C	冷房26°C	冷房26°C	冷房26°C
8/22 - 8/27	冷房26°C	冷房26°C	冷房26°C	冷房26°C
8/29 - 9/3	通風南北	冷房24°C	通風南北	冷房24°C
9/5 - 9/10	通風片面	冷房28°C	通風片面	冷房28°C
9/12 - 9/17	冷房26°C	冷房26°C	冷房26°C	冷房26°C
9/19 - 9/24	通風南北	通風南北	通風南北	通風南北
9/26 - 10/1	通風片面	冷房24°C	通風片面	冷房24°C
10/3 - 10/8	通風南北	冷房28°C	通風南北	冷房28°C
10/10 - 10/15	空調なし	空調なし	空調なし	空調なし
10/17 - 10/22	通風南北	通風南北	通風南北	通風南北

## 2) 通風冷房行為の制御条件

通風冷房行為や行為に伴うエアコン・窓・室内開口の操作は睡眠時には1時間毎に、その他の時間帯は5分毎に在室状況と室内温熱環境に応じて居室毎に決定した。ここで、室内温熱環境は室温、湿度、風速、壁表面温度など様々な要素から成り立つが、本実験では検討の第一段階として室温（室内中央床上900mmの空気温度）のみを判断に用いた。本実験で用いた通風冷房行為の決定条件を表4.4.4に、行為に対応するエアコン・窓・室内開口の操作を表4.4.5に示す。また、各実験条件で使用する通風冷房行為の決定条件とエアコン・窓・室内開口の操作を整理して表4.4.6に示す。なお、在室スケジュールは図4.4.4に示すように在室者が不在（不在）、在室者の行為が睡眠以外（在室）、在室者の行為が睡眠（睡眠）に区分して、5分間隔で与えた。

"通風南北"および"通風片面"は、表4.4.4- (a) により通風冷房行為を決定した。通風利用を行うこれらの実験条件では、より積極的な通風利用を想定して入室直後の5分間は必ず通風を行うものとした。入室後5分以降については、既往研究<sup>2), 3)</sup>を参考に通風を利用する室温範囲を20°C以上28°C未満とし、20°C未満は閉鎖に移行、28°C以上で冷房を開始することとした。冷房時にはエアコンのリモコン設定温度は26°Cとした。また、台風の際に実験機材を保護することを目的に、通風時に外部風が10m/sを上回った場合には強風と判断して開口を閉じた。閉鎖時には、室温が26°C以上である場合に冷房を開始した。エアコン・窓・室内開口の操作は、表4.4.4- (a) で決定される通風冷房行為を基に"通風南北"については表4.4.5- (a)、表4.4.5- (b)、表4.4.5- (c)、表4.4.5- (d) により、"通風片面"については表4.4.5- (d) により決定した。

"冷房24°C"、"冷房26°C"および"冷房28°C"では、表4.4.4- (b) により通風冷房行為を決定した。冷房のみで対処するこれらの実験条件では、室温がエアコンのリモコン設定温度以上の場合に冷房を開始した。エアコン・窓・室内開口の操作は、表4.4.4- (b) で決定される通風冷房行為を基に表4.4.5- (d) により決定した。

なお、冷房の停止条件については、既往研究において屋外温熱環境との関連性は弱いこと<sup>3)</sup>や、生活行為により大きく影響を受けること<sup>4)</sup>が報告されている。本研究では、これらの結果を参考に、全ての実験条件において、冷房は一旦開始されると次に不在となるまで利用され続ける

とした。

表4.4.4 通風冷房行為の決定条件

(a) "通風南北"・"通風片面"

与条件				当該時刻の行為	備考	
当該時刻の在室スケジュール	一時刻前の行為	環境条件		当該の居室		
		外部風速	室温			
在室 または 睡眠	不在	10m/s以上	26°C以上	冷房	入室直後の行為を決定	
			26°C未満	閉鎖		
		10m/s未満	-	通風		
	通風	10m/s以上	26°C以上	26°C以上	冷房	入室後5分以降の行為を決定
				26°C未満	閉鎖	
		10m/s未満	28°C以上	28°C以上	冷房	
				20°C以上28°C未満	通風	
	閉鎖	-	26°C以上	20°C未満	閉鎖	
26未満				閉鎖		
冷房	-	-	-	冷房		
不在	-	-	-	不在		

(a) "通風南北"・"通風片面"

与条件			当該時刻の行為	備考
当該時刻の在室スケジュール	一時刻前の行為	環境条件	当該の居室	
		室温		
在室 または 睡眠	閉鎖または不在	Ta°C以上	冷房	Taはリモコン設定温度で、 24/26/28のいずれか
		Ta°C未満	閉鎖	
	冷房	-	冷房	
不在	-	-	不在	

表4.4.5 エアコン・窓・室内開口の操作決定

(a) "通風南北"の居間に対する操作

当該時刻の行為		操作		
居間	和室	居間		
		エアコン	窓	開き戸
冷房	-	オン	閉	閉
通風	-	オフ	開	開
閉鎖または不在	通風	オフ	閉	開
閉鎖または不在	通風以外	オフ	閉	閉

(b) "通風南北"の和室に対する操作

当該時刻の行為		操作		
和室	居間	和室		
		エアコン	窓	ふすま
冷房	-	オン	閉	閉
通風	冷房以外	オフ	開	開
通風	冷房	オフ	開	閉
閉鎖または不在	-	オフ	閉	閉

(c) "通風南北"の洋室1に対する操作

当該時刻の行為			操作		
洋室1	居間	和室	洋室1		
			エアコン	窓	開き戸
冷房	-	-	オン	閉	閉
通風	-	-	オフ	開	開
閉鎖	-	-	オフ	閉	閉
不在	冷房	-	オフ	閉	閉
不在	通風	-	オフ	開	開
不在	閉鎖または不在	通風	オフ	開	開
不在	閉鎖または不在	通風以外	オフ	閉	閉

(d) "通風南北"の洋室2および"通風片面"・"冷房24℃"・"冷房26℃"・"冷房28℃"の全居室に対する操作

当該時刻の行為	操作		
当該の居室	当該の居室		
	エアコン	窓	開き戸
冷房	オン	閉	閉
通風	オフ	開	閉
閉鎖または不在	オフ	閉	閉

表4.4.6 各実験条件において通風冷房行為およびエアコン・窓・室内開口の操作決定に用いる条件表

実験条件の名称	通風冷房行為決定 各居室	エアコン・窓・室内開口の 操作決定			
		居間	和室	洋室1	洋室2
通風南北	表4.4.4-(a)	表4.4.5-(a)	表4.4.5-(b)	表4.4.5-(c)	表4.4.5-(d)
通風片面	表4.4.4-(a)	表4.4.5-(d)			
冷房24℃	表4.4.4-(b)	表4.4.5-(d)			
冷房26℃					
冷房28℃					

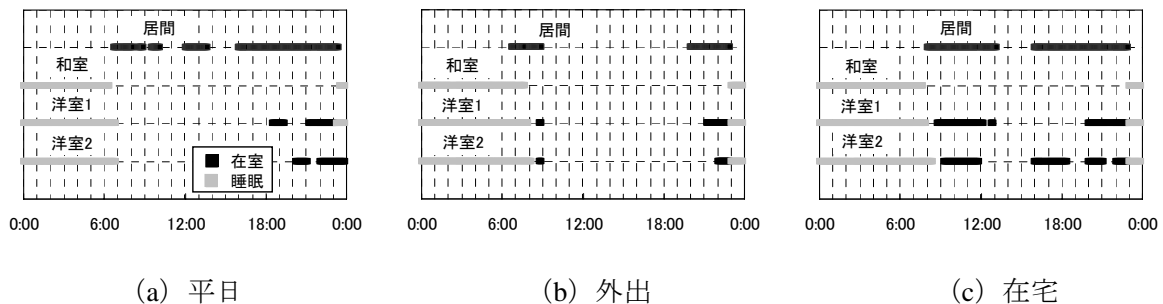


図4.4.4 各居室の在室スケジュール

### 3) 計測項目および計測方法

計測は、屋外環境、室内環境、隣戸環境、電力消費量、エアコン、通風量について行った。計測の概要を表4.4.7に示す。また、室内の計測項目については計測位置を図4.4.5に示す。

屋外環境としては、気温、相対湿度、日射量、風向・風速、雨量を実験用集合住宅の屋上で計

測した。気温については、抵抗温度計（HMP45A；VAISALA社）を用い、計測間隔を5分とした。湿度については、高分子抵抗式湿度計（HMP45A；VAISALA）を用い、計測間隔を5分とした。日射量については、全天日射計（MS-42；英弘精機株式会社）を用い、計測間隔を5秒とした。風向・風速計については、超音波風速計（ANEMO METER SAT-550；カイジョーソニック）を用い、計測間隔を5秒とした。雨量については、転倒ます式雨量計（NW-010；英弘精機株式会社）を用い、計測間隔を5分とした。

室内環境としては、空気温度、相対湿度、グローブ温度、壁表面温度、風速を計測した。空気温度については、T型熱電対（JIS）を用い、室中央床上50mm（1階のみ）、床上900mm、床上1200mm、床上1800mm（1階のみ）、天井-50mm（1階のみ）において計測間隔5分で計測した。相対湿度については、静電容量式湿度計（3階居間：HMP45；VAISALA社、左記以外：CHS-MSS；TDK社）を用い、室中央床上900mmにおいて計測間隔5分で計測した。グローブ温度については、T型熱電対（JIS）に黒色塗料を塗布した球を組み合わせた簡易のグローブ温度計を用い、室中央床上900mmにおいて計測間隔5分で計測した。壁表面温度については、T型熱電対（JIS）を用い、床面中央、天井面中央および東西南北面中央の6点を計測間隔5分で計測した。

隣戸環境については、実験住戸に隣接する地下ピット、102号室、201号室、203号室、302号室の中央で空気温度と相対湿度を計測した。空気温度については、T型熱電対（JIS）を用い、計測間隔5分で計測した。相対湿度については、静電容量式湿度計（CHS-MSS；TDK）を用い、計測間隔5分で計測した。

消費電力については、クランプオンセンサ（9695-02；HIOKI）を用い、家電機器、照明器具ごとに計測間隔1分で計測した。

エアコンについては、室内機の吹き出し・吸い込みの空気温度および相対湿度、送風ファン回転数を計測した。吹き出し・吸い込みの空気温度については、T型熱電対（JIS）を用い、1点を計測間隔5秒で計測した。吹き出し・吸い込みの相対湿度については、静電容量式湿度計（居間：HMP50；VAISALA、左記以外：CHS-MSS；TDK）を用い、1点を計測間隔5秒で計測した。送風ファン回転数については、フォト・マイクロセンサ（EE-SY672；OMURON）を用いて、計測間隔5秒で計測した。

通風量については、301号室のみを対象として窓面の通過風速を計測し、開口面積を乗じて算出した。通過風速の計測は、超音波風速計（ANEMO METER SAT-550；カイジョーソニック）を用いて、居間・和室・洋室1では5点（開口面を縦2×横2に分割した断面の中央4点と開口面中央1点）、洋室2では4点（開口面を縦2×横2に分割した断面の中央4点）において計測間隔0.1秒で行った。

表4.4.7 計測の概要

計測項目	計測器	測定点数	計測間隔
屋外環境	気温	抵抗温度計	1点
	相対湿度	高分子抵抗式湿度計	1点
	日射量	全天日射計	1点
	風向	超音波風速計	1点
	風速	超音波風速計	1点
	雨量	転倒ます式雨量計	1点
室内環境	空気温度	T型熱電対	1階:各室5点
			3階:各室2点
	相対湿度	静電容量	各室1点
	グローブ温度	T型熱電対	各室1点
	壁表面温度	T型熱電対	各室6点
風速	熱線風速計	各室1点	
隣戸環境	空気温度	T型熱電対	各住戸1点
	相対湿度	静電容量	各住戸1点
消費電力	電力	クランプセンサー	各機器1点
エアコン	吹き出し空気温度	T型熱電対	各1点
	吹き出し相対湿度	静電容量	各1点
	吸い込み空気温度	T型熱電対	各1点
	吸い込み相対湿度	静電容量	各1点
	送風ファン回転数	フォト・マイクロセンサー	各室2点(居間・洋室1)
通風量	断面通過風速	超音波風速計	計19点(301号室のみ)

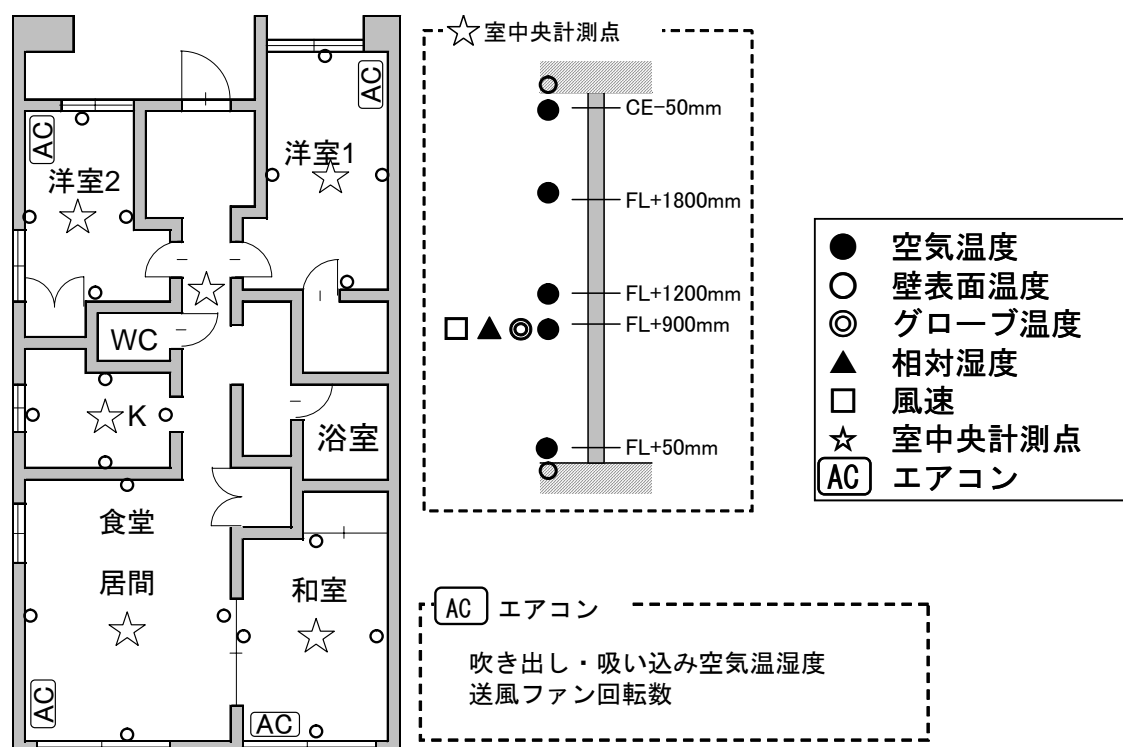


図4.4.5 室内における計測項目の計測位置

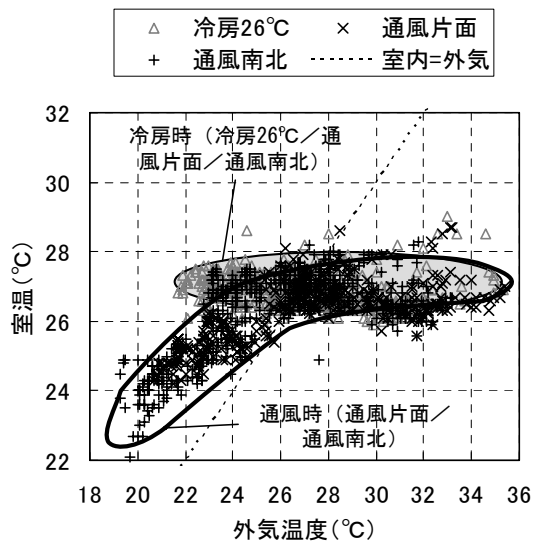
#### 4.4.2 実験結果

##### (1) 通風冷房行為による室内温熱環境への影響

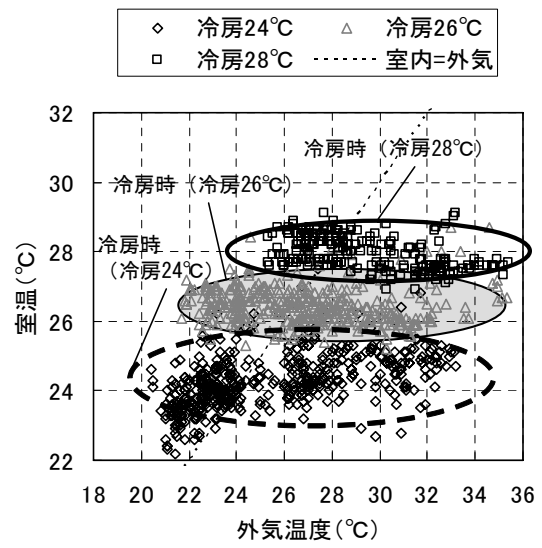
"通風南北"、"通風片面"、"冷房24℃"、"冷房26℃"、"冷房28℃"について、在室時の居間の空気温度（床上900mm）および絶対湿度（床上900mm）と外気との相関を15分ごとの瞬時データにより整理した結果を住戸別に図4.4.6および図4.4.7に示す。なお、図中の"冷房時"とは"通風南北"、"通風片面"、"冷房24℃"、"冷房26℃"、"冷房28℃"において冷房が使用されている時の室温範囲、"通風時"とは"通風南北"、"通風片面"において通風が使用されている時の室温範囲を示す。

"通風南北"と"通風片面"について、通風時の室内の空気温度は外気温に比べて2～3℃程度高かった。また、1階よりも3階の方が室内の空気温度は高くなる傾向があった。通風時の室内の絶対湿度は、外気に比べて1～2g/kg(DA)程度高かった。しかし、"通風南北"と"通風片面"の間では空気温度や絶対湿度に明確な差は生じなかった。このことは、"通風片面"は"通風南北"に比べて通風量は小さいものの、同程度の排熱・排湿効果を有していることを示唆している。

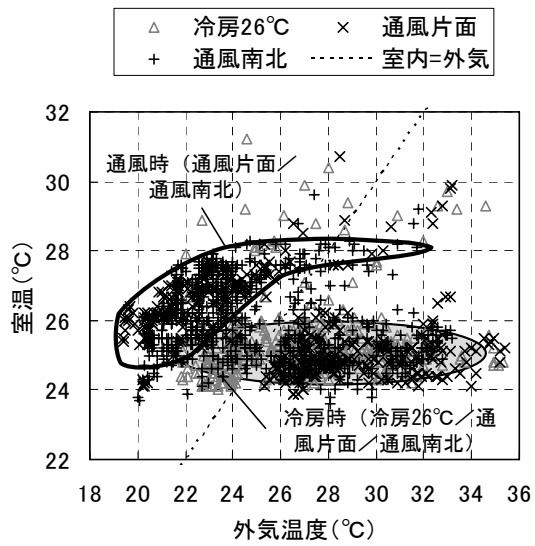
一方で、冷房時の室内の空気温度は、101号室と103号室ではほぼリモコン設定温度となったが、301号室では1℃程度低め、303号室では1度程度高めとなる傾向があった。住戸によりエアコンの機種が異なるため、風向や風量の制御に違いがある。他の住戸に比べて、301号室は室中央の計測点においてエアコンの風が当たりやすい。一方で、303号室は左右方向のルーバーにスイング機能がなく、向きが中央に固定されているため、空気が攪拌されにくい。以上の要因により、住戸により室内の空気温度に差が生じたと考えられる。また、103号室および303号室では、実現される室内の空気温度はリモコン設定温度に応じて上下した。冷房時の室内の絶対湿度は外気に比べて低く、エアコンによる除湿の効果が現れた。また、リモコン設定温度を下げるとそれに伴って絶対湿度は低くなった。一般的にエアコンは湿度を制御しないが、設定温度が下がることで増加する処理熱量に対処するために蒸発温度が下がることから、結果的に除湿量が増加したと考えられる。



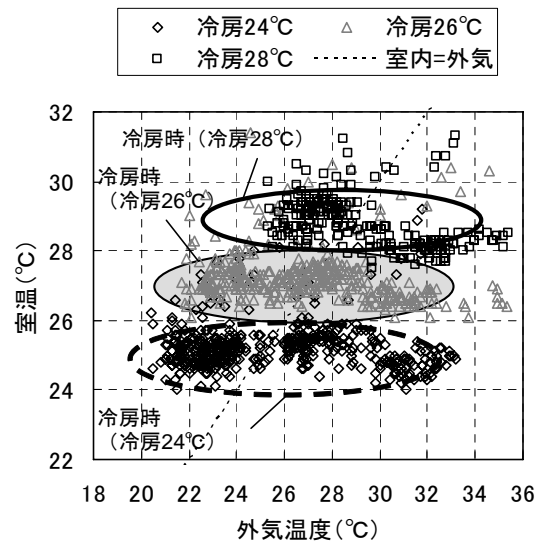
(a) 101号室



(b) 103号室



(c) 301号室



(d) 303号室

図4.4.6 居間における在室時の室内空気温度（床上900mm）と外気温との関係

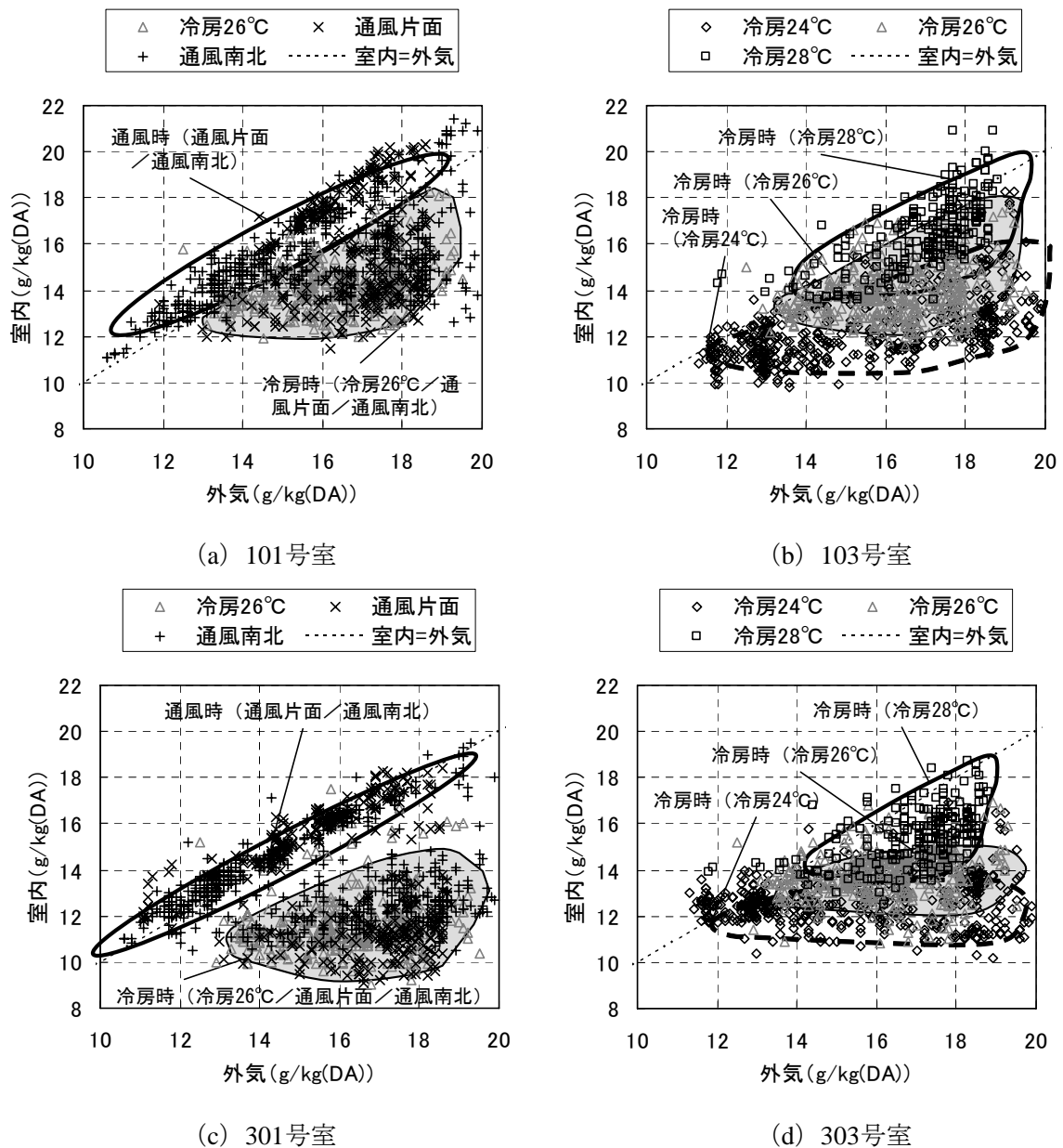
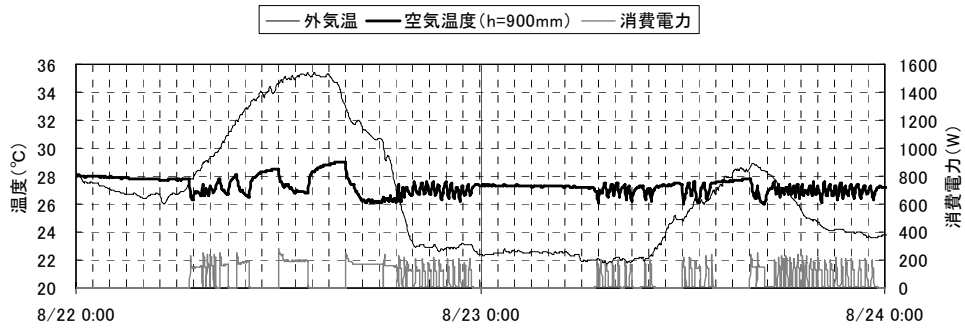


図4.4.7 居間における在室時の室内絶対湿度（床上900mm）と外気の絶対湿度との関係

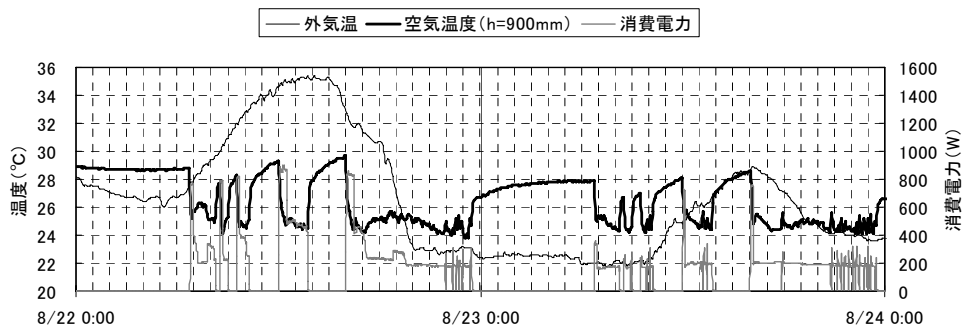
(2) 通風冷房行為による消費電力量および冷房時間への影響

"冷房26°C"について、8月22日（生活スケジュール：平日）と8月23日（生活スケジュール：平日）の居間における室内空気温度（床上900mm）およびエアコンの消費電力の日変化を図4.4.8に示す。なお、8月22日は"冷房26°C"の実験の中で最も気温が高かった日であった。図4.4.8のように、1階の2住戸ではほとんどの時間で消費電力200W程度の運転であり、その大半が断続運転であった。一方、3階の2住戸では連続運転の割合も多く、また外気温の高かった8月22日には日中の起ち上がり時にはカタログに記載されている最大消費電力を示す運転も見られた。

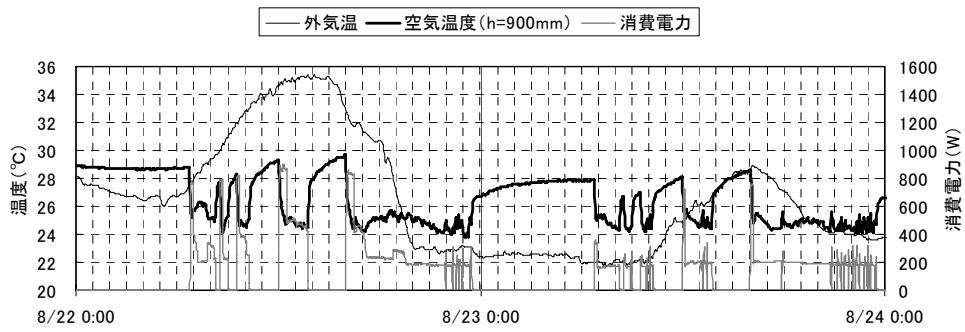




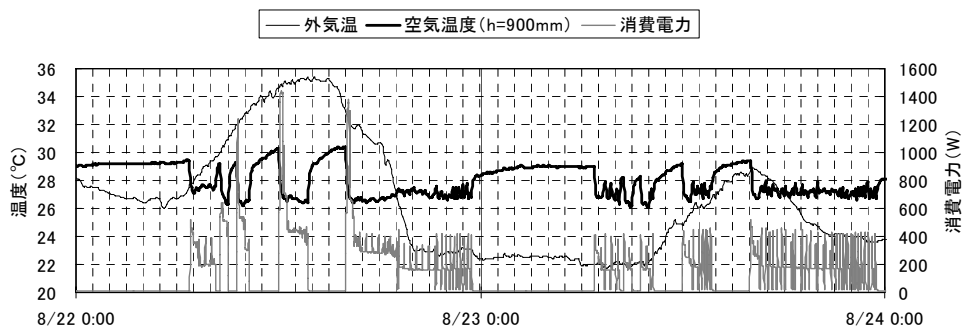
(a) 101号室



(b) 103号室



(c) 301号室



(d) 303号室

図4.4.8 居間における空気温度 (床上900mm) とエアコンの消費電力量の日変化 ("冷房26°C")

"通風南北"、"通風片面"、"冷房24℃"、"冷房26℃"、"冷房28℃"について、居間の日積算消費電力量および日積算冷房時間を日平均外気温で整理した結果を図4.4.9および図4.4.10に示す。"通風南北"および"通風片面"は"冷房26℃"に比べて、平均外気温が低い領域では冷房使用が抑制され、消費電力量も小さくなるが、28℃付近を境にその差はなくなる傾向にあった。これは、外気温が高い場合には"通風南北"や"通風片面"において通風では十分な快適性が得られず、エアコンがほぼ終日使用されるようになるため、"冷房26℃"と差がなくなることに起因している。"冷房24℃"、"冷房26℃"、"冷房28℃"については、リモコン設定温度が高いほどエアコンの消費電力量は小さかった。また、日積算冷房時間については、"冷房28℃"のみ日平均外気温による変動が見られたが、"冷房24℃"と"冷房26℃"では日平均外気温によらず終日冷房が行われた。一方、1階と3階を比較すると、日積算消費電力量については3階が1階の2倍程度となった。また、日積算冷房時間については通風の有無やリモコン設定温度の変更による影響は、3階に比べて1階の方が強く現れる傾向が見られた。表4.4.7に示すように1階と3階では日射や内部発熱(303号室のみ)に相違があり、1階に比べて3階の方が室温が高くなることから、3階の冷房負荷や冷房時間を増加させる原因として挙げられる。さらに、冷房負荷の差異に加えて表4.4.7のように住戸によりエアコンの機器容量やCOPが異なることが、消費電力量に差が生じる要因となっている。

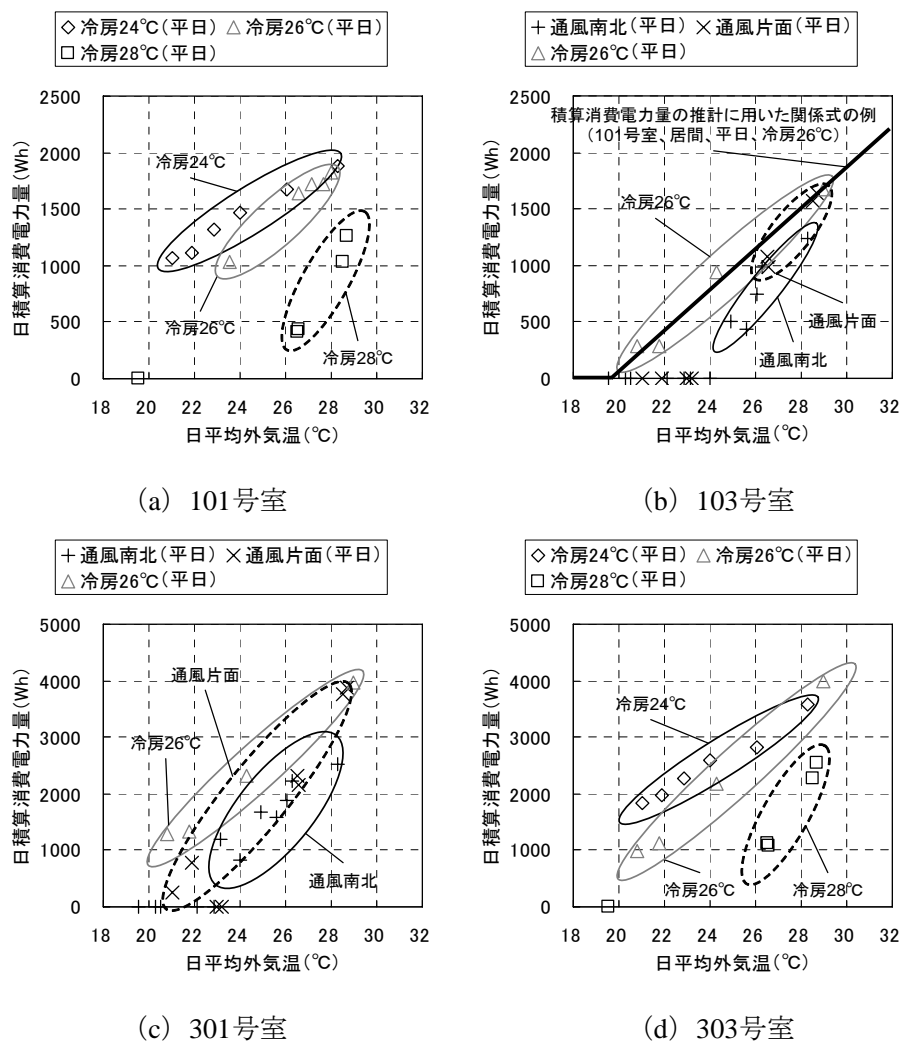


図4.4.9 居間の日積算消費電力量と日平均外気温との関係

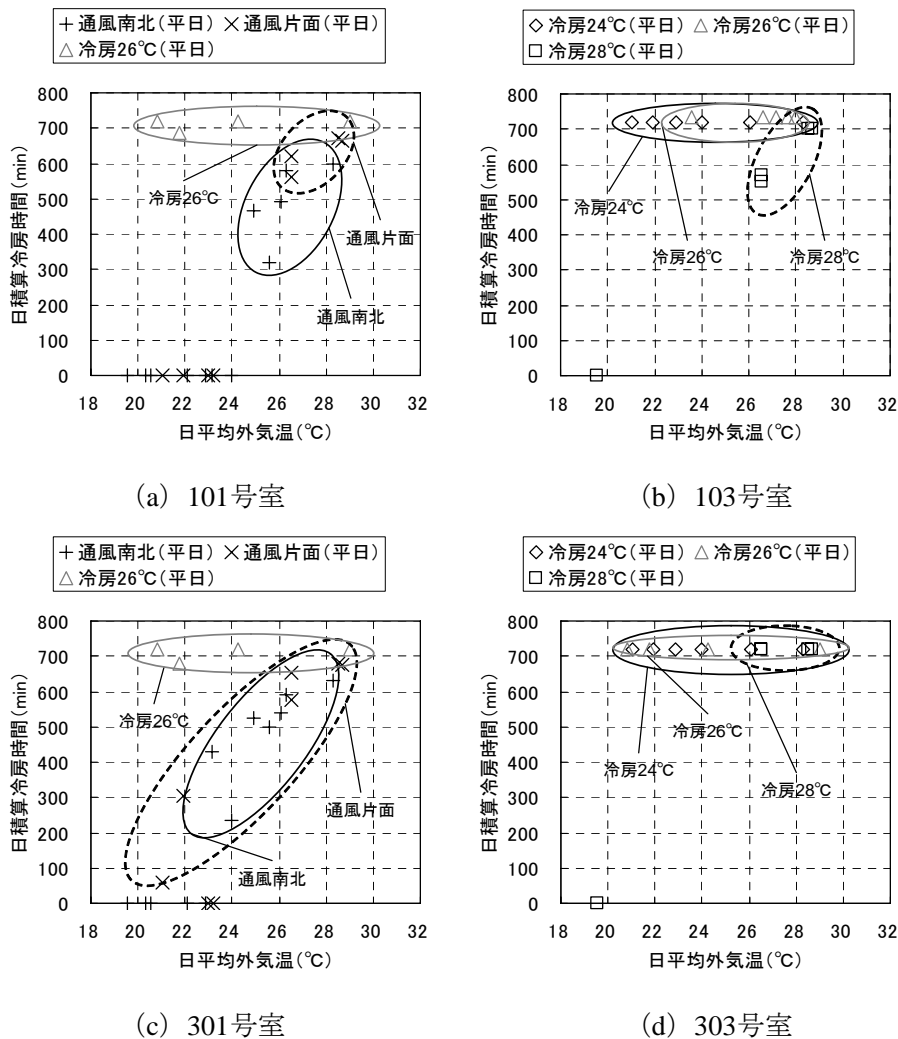


図4.4.10 居間の日積算冷房時間と日平均外気温との関係

表4.4.7 冷房消費電力に影響する主要素に関する住戸間の相対比較

住戸	エアコン			内部発熱	日射 (窓および躯体からの侵)
	機器容量		COP		
	居間	居間以外			
101	小	全て同じ	高	小	小
103	中		中		
303	大		低	大	

実験用集合住宅において、7月から9月までの期間を通して各実験条件 ("通風南北", "通風片面", "冷房24°C", "冷房26°C", "冷房28°C"のいずれか) で通風冷房行為が起こったと想定した場合の期間積算消費電力量を実験結果に基づき推計した。推計結果により、通風利用およびエアコン設定温度の変更による期間積算消費電力への影響について検討した。7月から9月までの各住戸における期間積算冷房消費電力量を各実験条件に対して推計した結果を図4.4.11に示す。ここで、推計は、図4.4.9に示す実験結果より日積算消費電力量と日平均外気温との関係式を直線近似で導出し (一例を図4.4.9- (a) 中に示す)、実験用集合住宅の屋上で計測した外気温の日平均値を用いて行った。なお、各実験条件に対する関係式は生活スケジュールごと (平日、外出、在宅)、居室

ごと（居間、和室、洋室1、洋室2）ごとに導出しており、推定値は日曜祭日を在宅、土曜を外出、その他を平日として各居室ごとに算定した値の総和とした。通風冷房行為による違いについて、各住戸における"冷房26℃"の推計結果を基準にすると、通風利用については101号室では"通風片面"で34%の減少、"通風南北"で58%の減少、301号室では"通風片面"で41%の減少、"通風南北"で56%の減少となった。また、月別に比較すると、7月や9月には削減効果が現れたが、8月は"冷房26℃"との差はほとんど生じなかった。これは、前述のように外気温が高い場合には、通風利用による削減効果を得ることができないことに起因している。一方で、リモコン設定温度の変更については103号室では"冷房24℃"で75%の増加、"冷房28℃"で63%の減少、303号室では"冷房24℃"で27%の増加、"冷房28℃"で65%の減少となった。

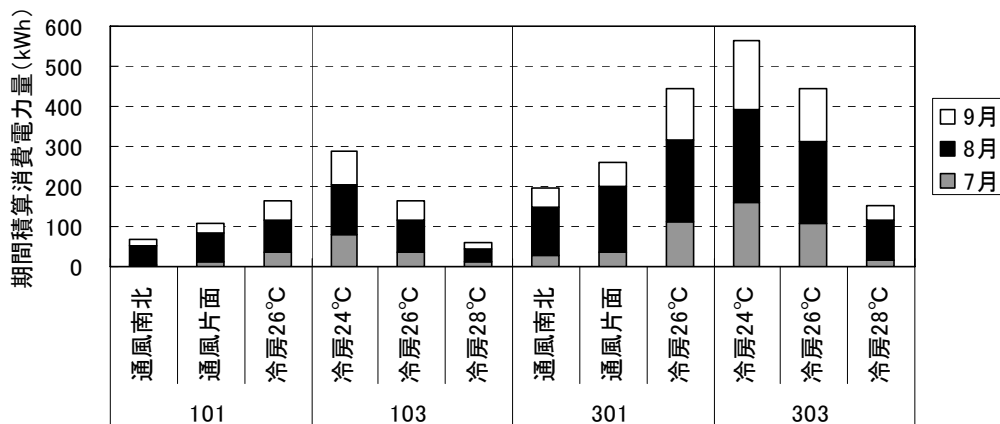


図4.4.11 各住戸の期間積算冷房消費電力量の推計結果

#### 参考文献

- 1) 澤地孝男、堀祐治、細井昭憲、前真之、秋元孝之、桑沢保夫、三浦尚志、三木保弘、田島昌樹、齋藤宏昭、戸倉三和子、西澤繁毅、羽原宏美、青木正諭、宇梶正明：省エネルギー効果検証を目的とした生活模擬手法を含む実験手法の提案：住宅のための省エネルギー手法の実験的研究に関する研究その1、日本建築学会環境系論文集、第621号、pp.69-76、2007.11
- 2) 澤地孝男、松尾陽、羽田野健、福島弘幸：暖冷房行為生起の決定要因と許容室温範囲に関する検討 住宅の室内気候形成に寄与する居住者の行動に関する研究 その1、日本建築学会計画系論文報告集、第382号、pp.48-59、1987.12
- 3) 羽原宏美、鳴海大典、下田吉之、水野稔：一般住戸を対象とした実態調査に基づく冷房発停の生起要因に関する検討、日本建築学会環境系論文集、第589号、pp.83-90、2005.3
- 4) 谷本潤、萩島理、片山忠久：冷房発停にマルコフモデルを適用した場合の熱負荷特性に関する基礎的検討 第3報-実測に基づく冷房発停状態の遷移特性に関する考察、空気調和・衛生工学会論文集、No.82、pp.59-66、2001.7