

インバータエアコンの冷房時部分負荷特性と除湿能力について

細川, 隆行
九州大学総合理工学研究院エネルギー環境共生工学部門

林, 徹夫
九州大学総合理工学研究院エネルギー環境共生工学部門

野村, 幸司
九州大学総合理工学研究院エネルギー環境共生工学部門

<https://doi.org/10.15017/14547>

出版情報 : 九州大学大学院総合理工学報告. 27 (3), pp.329-334, 2005-09. Interdisciplinary Graduate School of Engineering Sciences, Kyushu University

バージョン :

権利関係 :

インバータエアコンの冷房時部分負荷特性と除湿能力について

細川隆行*1・林 徹夫*1・野村幸司*1

(平成17年10月31日 受理)

Survey on Partial Load Characteristics of Household Air-conditioner and Seasonal Coefficient of Operational Performance Combined with Dynamic Heat Load Calculation

Takayuki Hosokawa, Tetsuo Hayashi and Kouji Nomura

†E-mail of corresponding author: hosokawa@hrmbox.eee.kyushu-u.ac.jp

Now, 90% or more of the air conditioner used at home is an ability changeable type of the inverter method. However, only the performance in the state of ratings of JIS is described in the catalog of the air conditioner, and the relation to the frequency of the inverter is uncertain. In this paper, the partial load characteristic and the dehumidification ability of the ability changeable type air conditioner of the inverter method are investigated. Moreover, a numeric computing model of a household air conditioner is constructed based on the investigation result, and period COP of the air conditioner is evaluated by the single room calculation.

Key words: Air-conditioner, Partial load characteristics, Dehumidification, Experiment

1. 緒 言

ルームエアコンディショナ（以下、エアコン）による電力消費は、一般家庭の全電力使用量の24.4%を占めるといわれている¹⁾。1997年に開催されたCOP3を受けて、1998年に「エネルギーの使用合理化に関する法律（省エネ法）」の大幅な改正が行われた。その際、エアコンを含む家電機器の一部や、自動車で省エネ基準の「トップランナー方式」が導入された。トップランナー方式導入によるエアコンの性能改善は目覚ましく、冷房能力2.8kWクラスにおける冷暖房平均COPは1997年の4.33から2004年には6.30に上昇している（いずれも当時最もCOPが高い機種）。圧縮機のインバータ制御はその主因の一つで、現在日本で出荷されるエアコンの90%以上がインバータ制御による能力可変形となっている²⁾。しかし、エアコンのカタログ等にはJIS C 9612およびJIS B 8615-1で定められた定格状態（Table 1）での性能が記載されるのみで、インバータ周波数との関連は不明である。

また、住宅の室内熱環境、空調負荷の予測・評価において、冷房時の室内温湿度を一定と仮定することが多い。しかし、現実には家庭用エアコンの冷房時の湿度制御は成り行きであり、インバータ周波数と除湿性

Table 1 Test condition of air-conditioning ability in JIS

	Dry bulb temperature[]	Wet bulb temperature[]
Indoor	27	19
Outdoor	35	24

Table 2 Specification of air conditioner

Cooling	Rated capacity	[W]	2800 (700 ~ 3500)
	Rated power consumption	[W]	580 (150 ~ 1150)
	COP	[-]	4.83
	Indoor air-flow	[m ³ /h]	640
Heating	Rated capacity	[W]	3600 (700 ~ 5100)
	Rated power consumption	[W]	725 (120 ~ 1280)
	COP	[-]	4.97
	Indoor air-flow	[m ³ /h]	675

能の関係が不可欠である。

本研究ではエアコンの部分負荷特性および除湿能力を考慮した数値計算を行うために、エアコンの制御ロジックを吸込空気温度、吹出空気温度、コイル表面温度、設定温度の関係を中心に実験より明らかにする。また、得られた実験結果を元に構築したエアコンの数値計算モデルを用いて期間成績係数の試算を行う。

*1 エネルギー環境共生工学部門

2. 実験の概要

Table 2に実験に用いたエアコンのカタログ値を示す。本エアコンには、定風量の強、弱、静、変風量の自動の4つの風量設定がある。しかし、カタログには設定毎の風量は記載されておらず、恐らく最大風量と思われる値のみが記されていた。そこで実験に先立ち定風量運転時の風量を測定した。Table 3に設定毎の風量を示す。自動の風量については実験時に同時測定した。実験で得られた弱、静風設定の強風設定に対する風量の比率と、カタログ値640[m³/h]の積を弱、静の風量として用いた。自動風量は測定したものを15分ごとに平均して用いた。

エアコンの室内機を人工気候室内に、室外機をその前室に設置し実験を行った。実験条件をTable 4に示す。室内機吸込空気温度が設定温度に対して+4 から-2までの範囲で3時間ごとに1 ずつ上昇するように手動で調整した。測定時間間隔は1分とした。人工気候室の設定湿度は相対湿度60%とした。主な測定点をTable 5に示す。室外機を設置した前室は空調を行っていない。また、測定時期は冬季であるため(Table 4)、室外機の吸込温度は低く、凝縮器はかなり効率のよい状態にあったと考えられる (Fig. 1)。

3. 冷房時運転特性

Fig. 2に実験4 (風量自動, 温度26 設定)における圧縮機周波数, 吸込空気およびコイル表面温度を示す。吸込空気温度を段階的に変化させていくと、圧縮機周波数はある温度を境に大きく変化する。風量設定毎に周波数の値は異なっているが、すべての実験において同様の傾向が見られた。運転開始1時間が最も周波数が高い。吸込空気温度はその後2時間変わらないにも拘わらず、周波数は低下している。運転開始直後に室温を一気に下げってしまうように意図された制御と考えられる。また、吸込空気温度と設定温度の差が-2 を下回ると圧縮機は停止する。コイル表面温度は圧縮機周波数に対応した段階的な変化をする。圧縮機の運転状況を時間、風量設定、吸込空気温度と設定温度の差によって6つに分類した (Table 6)。運転開始1時間の最大能力による運転時に吸込温度が設定温度を下回ると1時間以内でも周波数の低い運転に移行する。必ずしも6段階連続で変化するのではなく、風量設定で運転状況が省略されることがある。圧縮機周波数は110 ~ 290Hzの範囲で変動し、強風設定や自動設定では190Hzの時間帯が最も長い。このときの運転が定格運転と思われる。

Fig. 3に圧縮機周波数と処理熱量, エアコン全体の消費電力を示す。圧縮機周波数とエアコン全体の消費電力はほぼ比例関係にある。圧縮機が停止すると消費

Table 3 Air volume at each setting of air conditioner

Setting	Measured air volume [m ³ /h]	Ratio of air volume to strong setting	Air volume after correction [m ³ /h]
strong	633	1	640
weak	428	0.677	433
silent	294	0.465	298

Table 4 Experimental conditions

No.	day	Setting of air-volume	Preset temperature [°C]	Inlet temperature [°C]
1	11/05	strong	26	30 24
2	11/02	weak	26	30 24
3	11/01	silent	26	30 24
4	01/12	auto	26	30 24
5	10/29	strong	28	32 26

Table 5 Main measurement point

Surface of coil	Temperature
Indoor inlet air	Temperature, Humidity
Compressor	Frequency of input current
Power consumption	Power consumption of air-conditioner
Indoor outlet air	Temperature, Humidity

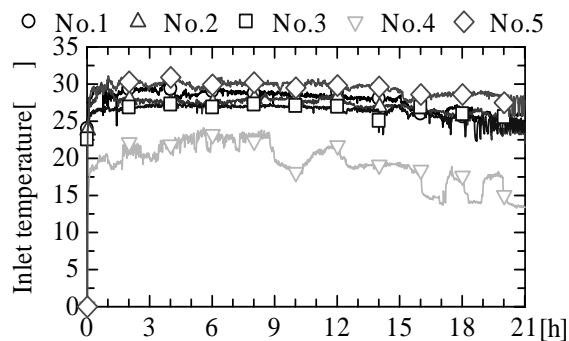


Fig. 1 Inlet temperature of Outdoor machine

電力が0[W]になっているが、実際には室内機ファンが稼働しており、電力は消費されているはずである。これは室内機ファンの電力消費が圧縮機に比べて非常に小さいために、測器の測定レンジの影響で値が検出されなかったと思われる。

Fig. 4に風量設定毎の部分負荷率 q (= 除去全熱量/定格冷房能力)と消費電力率 e (= 消費電力/定格消費電力)の関係を示す。空調負荷が小さく、断続運転になっている時間帯の値は除いている。図中の直線は定格冷房COP (カタログ値), 二次曲線は全データの最小二乗回帰したものである。

○ Electric current frequency △ Inlet temperature
 □ Coil Surface Temperature

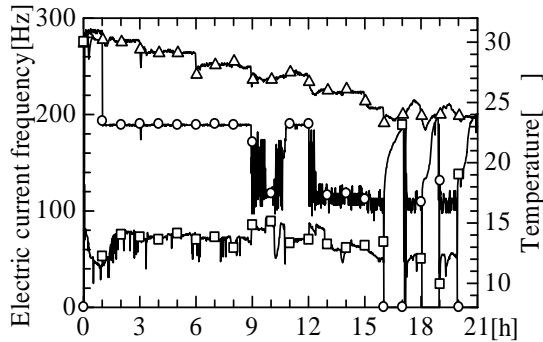


Fig. 2 Electric current frequency, Inlet temperature and Coil surface temperature (No. 4)

Table 6 Relation of inlet air and coil surface temperature, electric current frequency of compressor, quantity of heat extraction, COP

Condition	No.1	No.2	No.3	No.4	No.5
One hour after driving begins	13.5 290 4201 3.4	16.0 290 3495 3.1	14.5 168 2186 4.5	13.0 290 5153 4.6	13.0 290 4077 4.0
$1 < T_i - T_s$	11.5 190 3255 5.3	11.0 135 1996 6.2	11.5 116 1444 6.2	12.0 190 4085 6.7	11.5 190 3244 5.5
$0 < T_i - T_s < 1$	11.5 190 3255 5.3	11.0 135 1996 6.2	11.5 116 1444 6.2	9.5 138 2732 6.5	11.5 190 3244 5.5
$-1 < T_i - T_s < 0$	11.5 190 3255 5.3	11.0 135 1996 6.2	11.5 116 1444 6.2	9.0 110 2032 8.5	9.0 145 2665 6.0
$-2 < T_i - T_s < -1$	8.0 110 1901 7.9	9.0 110 1600 6.8	11.0 110 1290 5.6	9.0 110 2032 9.5	7.0 110 2013 8.8
$T_i - T_s < -2$	7.0	10.0	7.5	11.0	7.5

T_s : Preset temperature, T_i : Inlet temperature
 The numerical value in the table sequentially shows temperature difference between inlet air and coil surface[°C], electric current frequency of compressor[Hz], Heat extraction rate[W] and COP[-]

$$e = 0.648q^2 - 0.141q + 0.287 \quad (1)$$

すべての風量設定において部分負荷率が小さくなると、それ以上に消費電力率は小さくなり、効率が良くなる。また、最大出力での運転時を除けば、定格冷房 COPを示す直線よりも右下に分布しており、定格能力での運転に比べ効率がよい。風量設定で比較すると定格能力以上の運転をする場合は自動、強、弱の順に効率がよい。自動が最もよかった原因は、室外機側の影響と考えられる。定格能力以下では風量設定の影響は小さい。

Fig. 5に全処理熱量と顕熱処理量の関係（顕熱比）を示す。Fig. 4の部分負荷特性と同様に、断続運転時

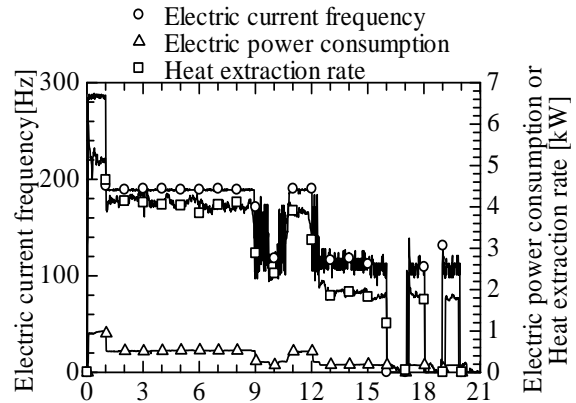


Fig. 3 Electric current frequency, Quantity of heat extraction, Electric power consumption (No. 4)

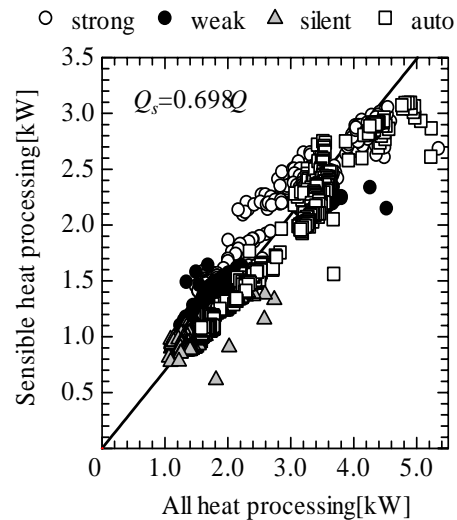


Fig. 5 Sensible heat ratio

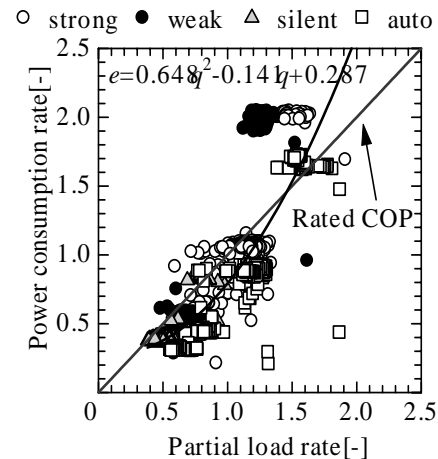


Fig. 4 Partial load characteristics

の値は除いた。顕熱比は全処理熱量が多くなると若干小さくなる傾向があるが、その変化は小さく風量設定や圧縮機の運転状況によらずほぼ一定になると考えてもよい。図中の全データから最小二乗法によって求めた顕熱比は0.698であった。

$$Q_s = 0.698Q \quad (2)$$

ここに Q は全処理熱量, Q_s は処理顕熱量である。

4. 吹出温湿度予測

1節で述べたように家庭用エアコンの冷房時の湿度制御は成り行きである。エアコンで除湿される水分量は吸込空気の温湿度、圧縮機の運転状況によってまちまちである。そこで、吹出湿度の予測が必要になる。

4.1. 吹出湿度

Fig. 6, Fig. 7, Fig. 8はそれぞれ実験1, 実験2, 実験3における吹出空気絶対湿度, コイル表面の飽和絶対湿度, 吸込空気の絶対湿度の関係を示す。すべての実験において、吹出絶対湿度とコイル表面の飽和絶対湿度は概ね一致している。運転開始1時間のコイル表面温度が安定するまでの時間帯と断続運転時に若干の差が見られるが、圧縮機が連続稼働中については吹出絶対湿度はコイル表面温度からその飽和絶対湿度を求めることにより予測が可能である。

Fig. 6, Fig. 7, Fig. 8において断続運転時に圧縮機が停止したとき、吹出湿度が吸込湿度よりも高くなることもある。コイル表面の水分が蒸発し、室内空気を加湿していると思われる。しかし、再び圧縮機が動き出すと、除湿を行うため断続運転時の平均絶対湿度は吸込空気とほぼ一致している。

4.2. コイル表面温度

吹出湿度を予測するにはコイル表面温度が必要になる。そこで、吹出温度 T_{out} と吸込温度 T_{in} からコイル表面温度 T_{coil} を推定するために必要なパラメータを実験値から求める。

エアコンの除去顕熱量は、コイルと吸込空気の交換熱量とファン発熱量 W が平衡するので次式で表される。

$$c\rho V(T_{in} - T_{out}) = k(T_{in} - T_{coil}) + W \quad (3)$$

ここで c は空気の比熱、 ρ は空気の密度、 V は風量、 k はコイルの顕熱交換率を表す。ファンの発熱量はエアコンの処理熱量に対して、非常に小さいので $W = 0$ として取り扱う。コイルの表面温度は式(4)で表される。

$$T_{coil} = \frac{c\rho V}{k}(T_{out} - T_{in}) + T_{in} \quad (4)$$

実験1(風量設定 強), 実験2(同 弱), 実験3(同 静)の結果を用いて各時刻の顕熱交換率 k を計算した。Fig. 9に風量別のコイルの顕熱交換率を示す。断続運転時を除けば、顕熱交換率はほぼ一定値になった。断続運転時以外の0~18[h]のデータから各風量における k の平均値を求め、風量との相関をとるとFig. 10になる。風量 V とコイルの顕熱交換率 k の関係は次の一次関数で表すことができる。

$$k = 1188.4V - 13.27 \quad (5)$$

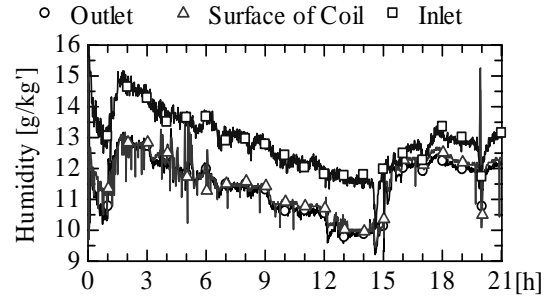


Fig. 6 Comparison of inlet humidity and saturated humidity on surface of coil (strong)

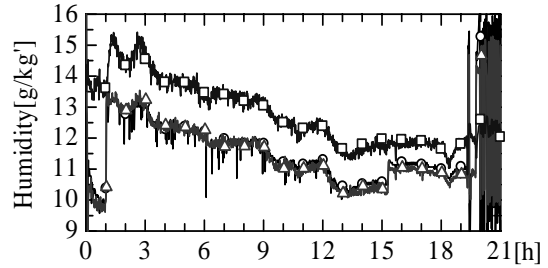


Fig. 7 Comparison of inlet humidity and saturated humidity on surface of coil (weak)

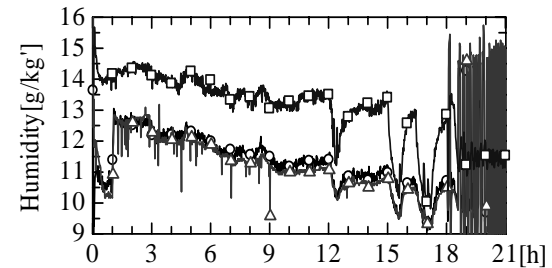


Fig. 8 Comparison of inlet humidity and saturated humidity on surface of coil (silent)

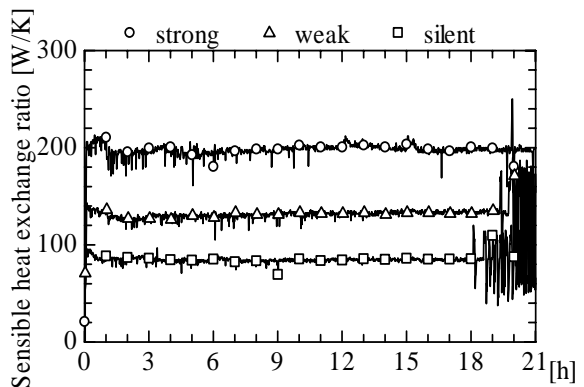


Fig. 9 Sensible heat exchange rate at each air volume

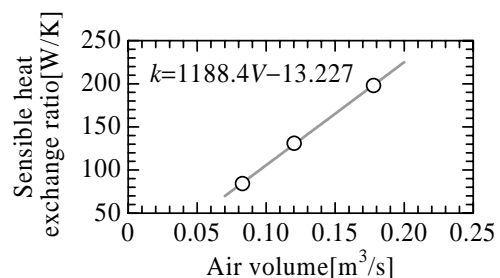


Fig. 10 Relation of air-flow and sensible heat exchange ratio

5. 期間成績係数の試算

以上のデータをもとに動的熱負荷計算により家庭用エアコンの期間積算除去熱量，期間積算消費電力，期間成績係数を試算する。

5.1. 除去潜熱量および消費電力の計算フロー

Fig. 11 にエアコンの除去潜熱量および消費電力の計算フローを示す。まず，あらかじめカタログ値の定格冷房能力にFig. 5で得られた顕熱比を乗じて，最大除去顕熱量を算出しておく(2式)。

顕熱負荷計算を行い，顕熱負荷がエアコンの最大除去顕熱量を越えた場合，最大除去顕熱量分のみを処理し，処理できなかった負荷は室内空気温度(室温上昇)に反映されるようにする。

次にコイル表面温度の計算を行う。実験において圧縮機周波数の段階的な変化に伴い，コイル表面温度も段階的な変化をしていたが，ここでは圧縮機周波数は除去顕熱量に応じて変化すると仮定する。除去顕熱量と室内空気温度を式(4)に代入すれば，コイルの表面温度が得られる。この温度の飽和絶対湿度がエアコンの吹出湿度となる。これを用いて室内空気の水分収支を解き，室内湿度を求める。得られた室内湿度とエアコンの吹出湿度から除去潜熱量を求める。

最後に，エアコンの全除去熱量と定格冷房能力から部分負荷率を求めて，(1)式に代入し得られた消費電力率に定格消費電力を乗じて消費電力を求める。

コイル表面温度の計算において除去顕熱量がエアコンの最小除去顕熱量を下回った場合，コイル表面温度はエアコンの最小除去顕熱量から求める。ただし，除去顕熱量と最小除去顕熱量の比に応じて運転時間を減らし，断続運転を近似する。消費電力を求める際に全除去熱量がエアコンの最小除去熱量を下回る場合も，最小除去熱量での消費電力を求め，全除去熱量と最小除去熱量の比を乗じる。

5.2. 計算条件

計算対象はFig. 12に示す単室である。南面に1800×1800mmの窓を設定し，室内への透過日射を考慮している。また，南面以外は隣室として計算した。隣室温度は外気温と同一変動すると仮定する。Table 7に壁体の構成を示す。側壁については，壁体表面での吸放湿を考慮している³⁾。気象条件は福岡の標準気象データを用いる。計算期間は夏季7月～9月とし，計算時間間隔は15分間である。

設置するエアコンは実験に用いたものと同一機種とする(Table 2)。空調時間は16時～22時で，設定温度は27℃である。風量は640[m³/h]一定(強風設定)とする。前節で述べたエアコンの最小除去顕熱量は吸込

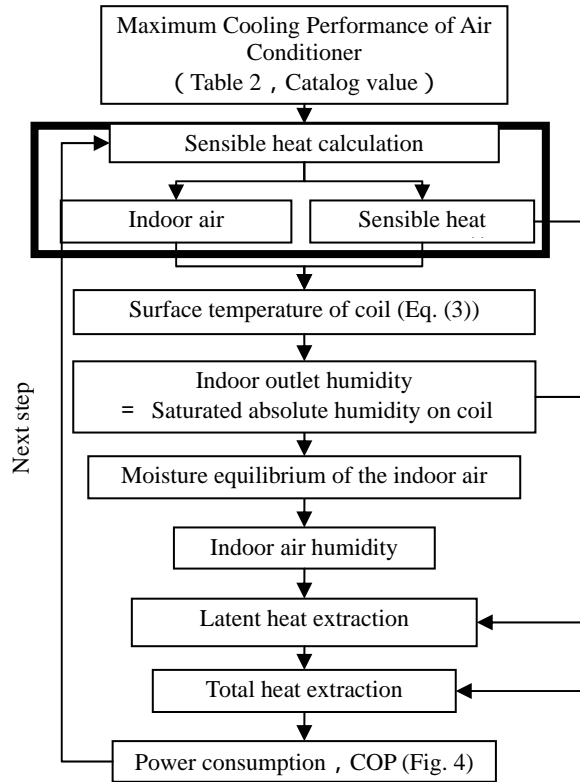


Fig. 11 Calculation flow latent heat extraction and Electric power consumption

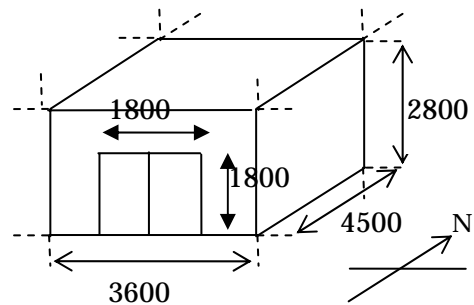


Fig. 12 Building for calculation

Table 7 Construction of walls (show from inside)

side wall	Calcium silicate board	10mm
	Grass wool	100mm
	siding board	10mm
ceiling and floor	Plywood	12mm
	Grass wool	100mm
	Plywood	12mm
window	Plane glass	6mm

温度とコイル表面温度の差が7℃になるように(2)式，(3)式から求める。最小除去熱量は得られた最小除去顕熱量に顕熱比を乗じた値(1986W)を用いる。

換気は換気回数1.0回/hとする。また，内部発熱や250Wを与える。室内の水蒸気発生として室内空気に毎時刻100gを与えた。

5.3. 計算結果

Table 8に計算期間中の除去熱量，消費電力の積算値，成績係数を示す。また，Fig. 13～16に代表日8月1日と2日における室内空気温度，湿度，除去熱量，消費電力および冷房COPを示す。

期間成績係数は定格冷房COP（4.83）よりも低かった（Table 8）。除去熱量（Fig. 15）を見ると，空調開始2時間に最大能力による運転で，その後はエアコンの最小除去熱量を下回っており，断続運転になっている。これに対応してFig. 16において空調開始2時間の冷房COPは3.5程度であり，断続運転時の冷房COP5.2に比べてかなり低い。冷房COPが低い最大能力での運転が長時間連続したため期間成績係数が定格冷房COPよりも低くなったと考えられる。実験に使用したエアコンが開始1時間で最大能力運転から定格能力による運転に切り替える要因になっていると思われる。

Fig. 14の室内相対湿度は，空調開始に伴い室温が急激に下降するため，35%から60%に上昇する。エアコンが断続運転に入るとさらに65%まで上昇する。低負荷運転になるとコイル表面温度が高くなるため，除湿能力が低下してまったと考えられる。Fig. 15の潜熱処理熱量を見ても低負荷空調開始時に比べ，その後の除湿量は4～5割程度である。

6. おわりに

本論文では特定機種についてはあるが，家庭用エアコンの部分負荷特性を実験により明らかにした。また，実験から得られたデータに基づき，吹出空気温湿度の算出方法について検討し，期間成績係数の試算を行った。本論文におけるエアコンの特性には屋外の状態を考慮していない。今後の検討課題としたい。

参考文献

- 1) 資源エネルギー庁：平成 15 年度 エネルギーに関する年次報告，<http://www.enecho.meti.go.jp/>
- 2) 日本冷凍空調工業会：工業会調査による冷凍空調機器の統計データについて，<http://www.jraia.or.jp/>
- 3) 細川隆行，ほか：水分ポテンシャルに基づく壁体内表面における吸放湿の簡易法，日本建築学会環境系論文集，No.573，pp.47-53，2003,11

Table 8 Removal heat quantity , power consumption and COP of a Year

Sensible heat extraction [kWh]	429
Latent heat extraction [kWh]	98
Total heat extraction [kWh]	528
Electric power consumption [kWh]	104
COP [-]	5.10

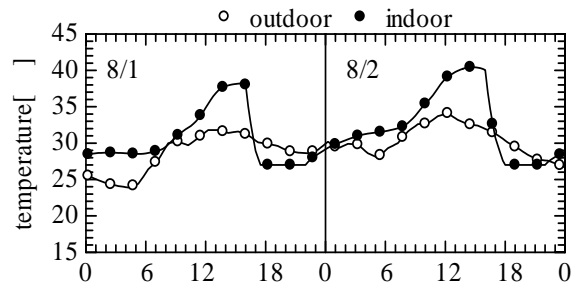


Fig. 13 Outdoor and indoor temperature

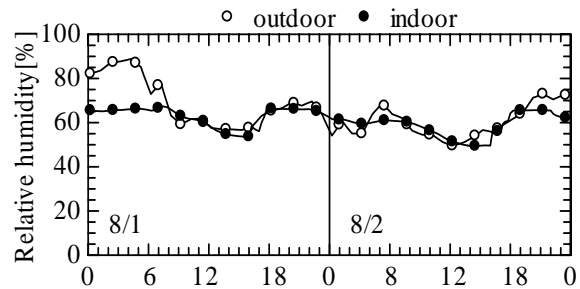


Fig. 14 Outdoor and indoor humidity

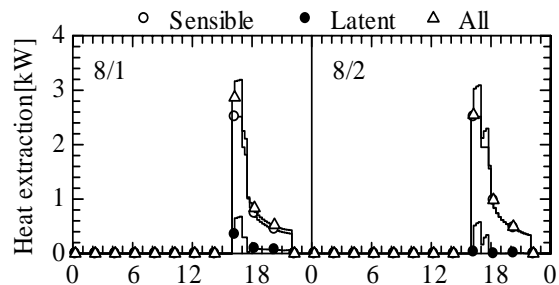


Fig. 15 Quantity of heat extraction

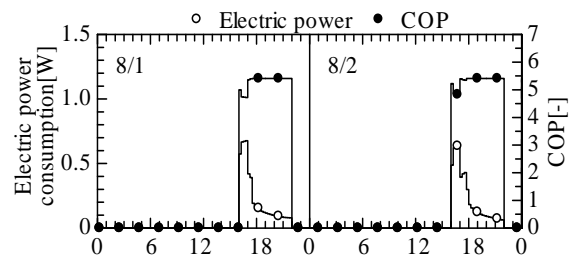


Fig. 16 Electric power consumption and COP