

# 業務用エアコンにおける期間エネルギー消費量予測の 高精度化に関する研究

## Improvement of Seasonal Energy Consumption Prediction for Air-conditioners of Business Use

廣田真史<sup>1)</sup> 宮田秀俊<sup>1)</sup> 渡邊激雄<sup>2)</sup> 徳田匡彦<sup>2)</sup> 中山 浩<sup>2)</sup> 宮岡洋一<sup>3)</sup>  
Masafumi Hirota<sup>1)</sup> Hidetoshi Miyata<sup>1)</sup> Choyu Watanabe<sup>2)</sup> Masahiko Tokuda<sup>2)</sup>  
Hiroshi Nakayama<sup>2)</sup> and Yoichi Miyaoka<sup>3)</sup>

### Annual Energy Consumption, Multi-type Air-conditioners for Buildings, Partial Thermal Load Performance, Coefficient of Performance, JIS

#### 1. 緒言

事務所ビルや量販店舗といった業務用建物では、全エネルギー消費量の 30%から 40%が空調により占められている<sup>(1)</sup>。近年、これらの建物の空調にもパッケージエアコンやビル用マルチエアコンといった個別分散空調が用いられるようになってきており、こうした業務用エアコンの省エネ性向上は、建物におけるエネルギー消費量削減の観点から重要な課題である。これまでは、機器の省エネ性の基準を定めたトップランナー方式の導入により、定格運転時におけるエネルギー消費効率の高いエアコンが開発・製品化されている。しかし、省エネルギー性の向上を追求するためには、定格運転時のみではなく、実際エアコンの稼働状況である部分負荷運転時の性能を考慮に入れたエネルギー消費効率を的確に評価する必要がある。

このような背景のもと、定格冷房能力が 10 kW 以下のルームエアコンについては 2005 年に、同能力が 28 kW 以下の電気式パッケージエアコン (EHP) と 85 kW 以下のガスヒートポンプ (GHP) については 2006 年に、年間の総合空調負荷を総合エネルギー消費量で除した年間エネルギー消費効率すなわち APF (Annual Performance Factor) による機器の性能表示が義務づけられ、その算出方法

が JIS 規格に規定された。

著者らは、これまで定格冷房能力が 56 kW のビル用マルチエアコン (1 台の室外機に複数台の室内機が接続できる大容量の業務用エアコン) について、室内空調負荷と外気温度を任意に設定できる試験装置を用いた部分負荷性能試験を実施し、詳細な部分負荷性能を明らかにしてきた。その結果に基づき、JIS による期間エネルギー消費量評価方法の妥当性についても検討し、JIS の算出基準を上記のビル用マルチエアコンに適用した場合、低負荷時における COP (成績係数 = エアコンの冷・暖房能力 / エネルギー消費量) の低下が予測できず年間エネルギー消費量が過小評価されることを見出した<sup>(2)(3)</sup>。APF の問題点はより小容量のエアコンについても指摘されており、新しい性能評価方法も提案されている<sup>(4)</sup>。本研究では、EHP 式ビル用マルチエアコンについて、より高精度化が期待できる期間エネルギー消費量の予測手法を提案するとともに、その有効性について検証した。

#### 2. 試験装置および試験方法

エアコンの性能試験は、中部電力エネルギー応用研究所内に設置された大型空調設備試験装置を用いて行った。図 1 と表 1 に空調試験装置の概要

1) 三重大学大学院工学研究科 機械工学専攻 Department of Mechanical Engineering, Mie University

2) 中部電力 (株) エネルギー応用研究所 Energy Application R&D Center, Chubu Electric Power Co., Inc.

3) 中部電力 (株) 名古屋支店 Nagoya Branch, Chubu Electric Power Co., Inc.

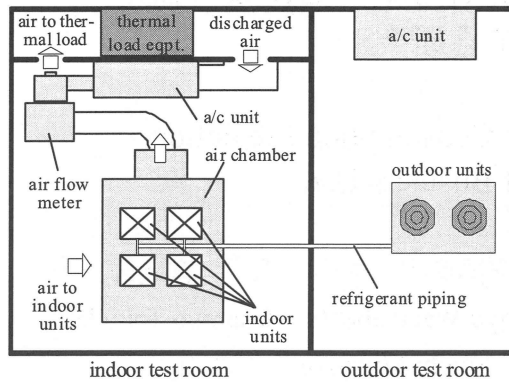


Fig. 1 Schematic diagram of testing apparatus

Table 1 Specifications of testing apparatus

Types of Tested Air-Conditioners	Multi-type, Packaged	
	Test Range	Cooling Capacity
	Heating Capacity	10 ~ 67 kW
	Humidifying Capacity	Max. 0.035 m <sup>3</sup> /h
	Air-flow rate	10 ~ 160 m <sup>3</sup> /min
Range of Temperature and Humidity	Indoor Air	+2 ~ +50 °C 30 ~ 90% RH
	Outdoor Air	-20 ~ +60 °C 30 ~ 90% RH
Dimension	Indoor	11.8 m (L) × 8.8 m (W) × 4.0 m (H)
	Outdoor	16.8 m (L) × 16.4 m (W) × 11.7 m (H)

とその仕様を示す。試験装置は室外側試験室、室内側試験室、および熱負荷室から構成される。室外側試験室には室外機を、また室内側試験室の受風チャンバーには1台から4台の天井カセット型室内機を設置し、56 kW までの冷房能力と 67 kW までの暖房能力を空気エンタルピー法により測定することが可能である。また、本装置では室外側試験室の吸込空気温度・湿度、および室内側試験室の空調熱負荷を任意に設定できるため、外気温度によるエアコンの性能変化や部分熱負荷時の冷暖房性能を、エアコン自身に室内温度を制御させる実際の運転状況を模擬した状態で評価することができる。試験機には、従来の研究<sup>(2)</sup>と同様に定格冷房能力 56kW、定格暖房能力 63kW で製造者

Table 2 Conditions of partial load tests

Type of Test	Outdoor Air Temperature D.B.T. / W.B.T.	Thermal Load Ratio (%)
Cooling	20 °C / -	25, 50, 75, 100
	25 °C / -	25, 50, 75, 100
	30 °C / -	25, 50, 75, 100
	35 °C / -	25, 50, 75, 100
Heating	2 °C / 1 °C	25, 50, 75, 100
	7 °C / 6 °C	25, 50, 75, 100
	12 °C / 11 °C	25, 50, 75, 100

Table 3 Conditions of performance tests provided in JIS B 8616:2006

Cooling Performance Tests				
Capacity	Outdoor Air		Indoor Air	
	D.B.T.	W.B.T.	D.B.T.	W.B.T.
Rating	35 °C	-	27 °C	19 °C
Half (50 %)	35 °C	-	27 °C	19 °C
Heating Performance Tests				
Capacity	Outdoor Air		Indoor Air	
	D.B.T.	W.B.T.	D.B.T.	W.B.T.
Rating	7 °C	6 °C	20 °C	15 °C (max)
Half (50 %)	7 °C	6 °C	20 °C	15 °C (max)
Standard (Low temp.)	2 °C	1 °C	20 °C	15 °C (max)

の異なる2機種種の電気式ビル用マルチエアコンを用いたが、紙数の都合上ここでは1機種の結果を主に示す。なお、圧縮機回転数の制御はいずれの機種でもインバータで行っている。今回は、1台の室外機と4台の天井カセット式室内機から構成されるシステムを用いた。

表2に本研究で実施した部分負荷性能試験の試験条件を示す。冷房性能試験においては、室外側試験室の吸込空気温度を20°Cから35°Cまで変化させ、各外気温度に対し定格冷房能力実測値の25%~100%に相当する冷房負荷(顕熱比0.85)をエアコンに与えた状態で、試験するエアコン自身に室内側試験室の吸込空気乾球温度が27°Cになるように温度制御させた。暖房性能試験は、室外側空気の乾球/湿球温度を2°C/1°Cから12°C/11°Cまで変化させ、定格暖房能力の25%~100%に相当

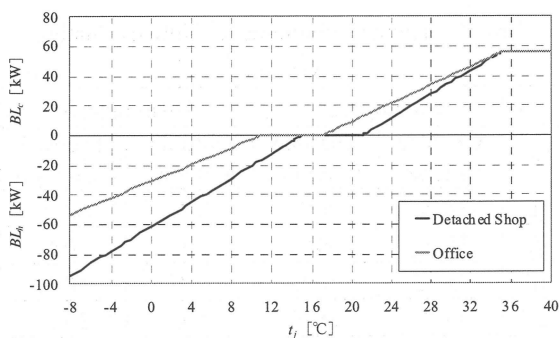


Fig. 2 Thermal load models in JIS B 8616:2006

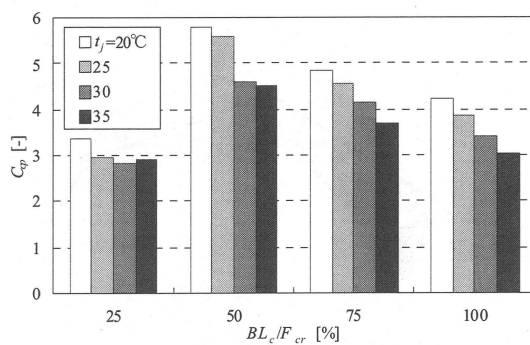
する暖房負荷をエアコンに与えた状態で室内側空気温度が20℃になるように制御させた。

表3はJIS B 8616:2006<sup>(5)</sup>に定められた試験条件である。表中の中間性能(Half capacity)試験とは、圧縮機の回転数を能力が定格値の半分となる値に固定して行う試験であり、試験するエアコン自身に室内温度を調整させる部分負荷試験とは運転条件が異なる。部分負荷性能試験では、エアコンの能力や室内温度が定常状態に至るのを確認した上でデータを取得し、圧縮機が断続運転となる場合は能力などに周期性が出現するのを確認後、1サイクルにわたる平均値からCOP等を算出した。

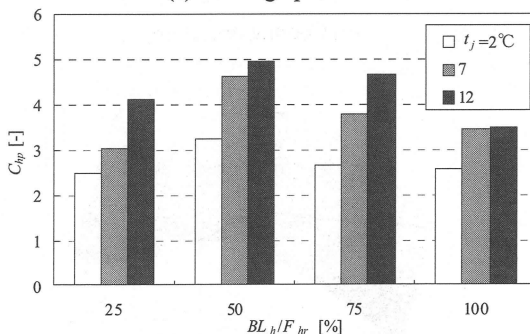
エアコンのCOPは外気温度と空調負荷により変化するため、エアコンの期間エネルギー消費量を評価するためには、実際の使用状況を模擬できる空調負荷と外気温度データを与える必要がある。本研究では、JIS B 8616:2006に採用されている空調負荷モデルから、事務所と戸建て店舗のモデルを選択した。図2に示すように冷房負荷 $BL_c$ および暖房負荷 $BL_h$ は外気温度 $t_j$ に対する一次関数として与えられるが、戸建て店舗では事務所に比べて暖房負荷が大きく設定されている。また、外気温度 $t_j$ の年間出現時間数には、JISの名古屋市における標準気象データを用いた。

### 3. 部分負荷性能試験の結果

図3(a)は部分負荷性能試験で測定された冷房運転時の成績係数COP( $C_{op}$ )の結果であり、空調負



(a) Cooling operation

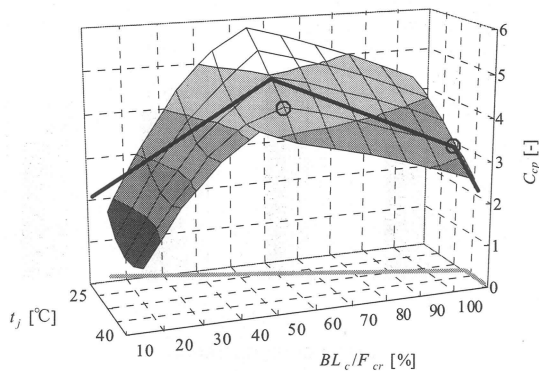


(b) Heating operation

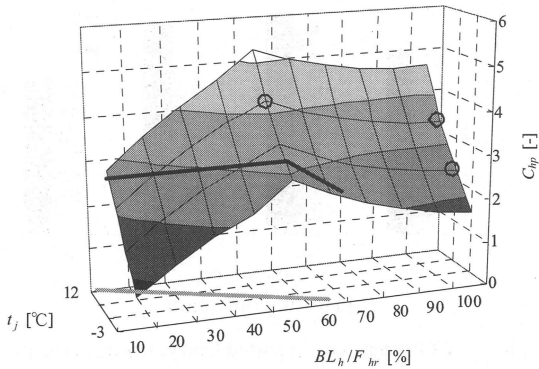
Fig. 3 COP measured in partial load performance tests

荷率 $BL_c/F_{cr}$ ( $BL_c$ :冷房負荷, $F_{cr}$ :定格冷房能力実測値)と外気温度 $t_j$ に対する変化を示す<sup>(3)</sup>。空調負荷率を一定にした場合、COPは外気温度の低下に伴い上昇する。また、同一室外温度で比較した場合は、COPは負荷率が100%から減少するに伴い増大し、負荷率50%で最大値に達するが、負荷率25%では最小値にまで急減している。暖房性能試験の結果を図3(b)に示す。COP( $C_{hp}$ )は $t_j$ の上昇に伴い大きくなり、また冷房運転時と同様に空調負荷率50%で最大値に達し負荷率25%では急減している。

以上のCOP実測値を、外気温度と空調負荷率を変数とした2次曲面で整理した結果(COP曲面)を図4に示す。図の底面には事務所における空調負荷と外気温度の関係(負荷直線)を、またCOP曲面上にはこの負荷直線の投影線と表3に示したJISの試験条件(丸印)を併記した。これらの関係より、JISの試験条件では低負荷時におけるCOPの予測が困難なこと、またとくに暖房性能の試験



(a) Cooling operation



(b) Heating operation

Fig. 4 COP surfaces and testing conditions in JIS

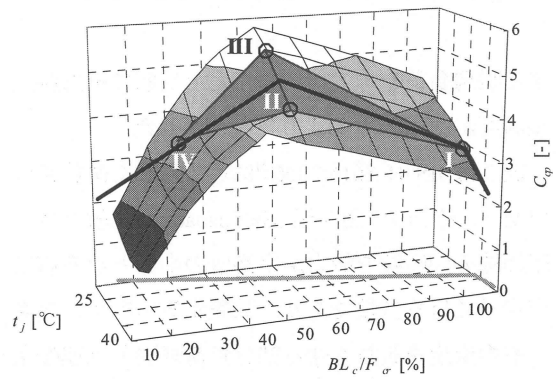
条件が負荷直線から遠い点に設定されていることが理解される。本研究では、こうした JIS の試験条件の欠点を補い、可能な限り少ない試験条件で外気温度と空調負荷率に対する COP の変化を表現する方法について考案する。

#### 4. 新たな評価手法の概念

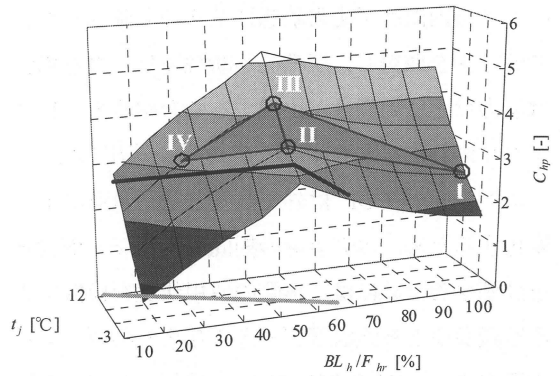
図3と図4に示したように、本研究で試験したエアコンの COP は、冷房運転・暖房運転ともに負荷率 50% で極大値に達する。したがって、COP 曲面は負荷率 50% の線を境界として二つの領域に分割できる。そこで著者らは、冷房と暖房について表4に示す各4条件で部分負荷性能試験を実施し、それにより測定した COP を用いて COP 曲面を再構成することを考えた。図5に上述の COP 曲面とこれらの試験条件で測定された COP との関係を示す。本試験条件で得られた COP は、図中に

Table 4 Testing Conditions for New Evaluating Method

No.	Cooling tests		Heating tests	
	Outdoor air temp.	Thermal load ratio	Outdoor air temp.	Thermal load ratio
I	35 °C	100 %	2 °C	100 %
II	35 °C	50 %	2 °C	50 %
III	25 °C	50 %	7 °C	50 %
IV	25 °C	25 %	7 °C	25 %



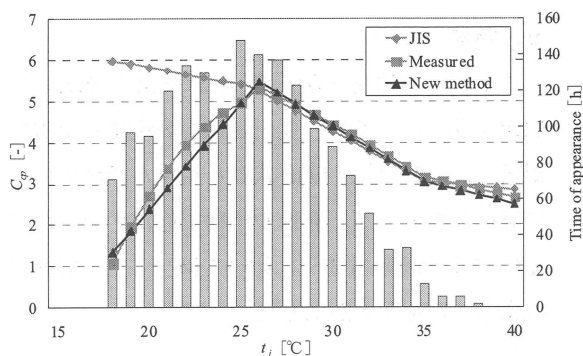
(a) Cooling operation



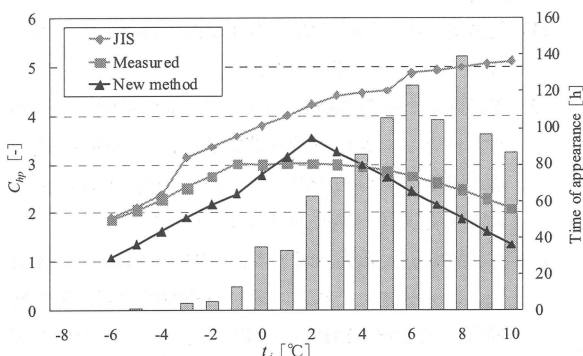
(b) Heating operation

Fig. 5 COP surfaces formed by the new testing conditions

丸印と番号 [I, II, III, IV] で示した。ここで提案する評価手法では、負荷率 50% 以上の COP 曲面を、面上に示した [I, II, III] の 3 点を通る平面で近似する。一方、負荷率 50% 以下の COP 曲面については、[II, III, IV] を通る平面で近似する。これら二つの平面で COP 曲面を近似することにより、JIS の評価手法では再現できない低負荷時における COP の低下を予測することが可能となるとともに、



(a) Cooling operation



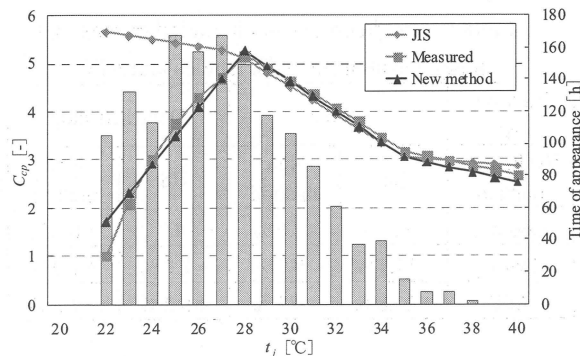
(b) Heating operation

Fig. 6 Comparisons of COPs measured by the partial load performance test and predicted by JIS and the new method (building use: office)

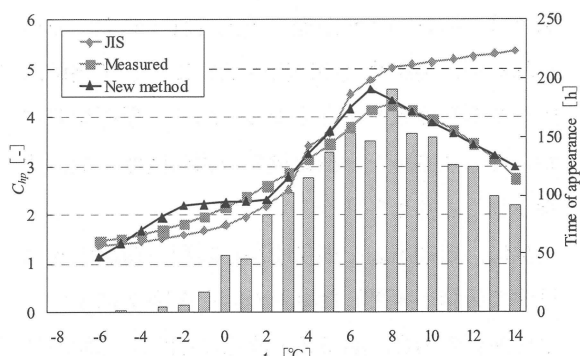
性能試験条件と空調負荷との不整合を解消することもできる。次章では、この新たな評価手法の有効性について検討する。

### 5. 新評価手法の検証

図 6(a)に冷房運転について部分負荷性能試験により実測した COP, JIS B 8616: 2006 に基づき算出した COP, および新評価手法により求めた COP の外気温度  $t_j$  に対する変化を示す。建物用途は事務所であり、図中には冷房期間における  $t_j$  の出現時間数も棒グラフで併記した。空調負荷は外気温度に比例して増加するため、本図の COP は  $t_j$  と  $BL_c$  両者の影響を反映した値となっている。JIS により予測される COP は、外気温度とそれに対応した冷房負荷が低下するにつれて単調に上昇している。しかし、部分負荷試験による COP 実測値は、



(a) Cooling operation



(b) Heating operation

Fig. 7 Comparisons of COPs measured by the partial load performance test and predicted by JIS and the new method (building use: detached shop)

空調負荷率が約 50%となる  $t_j = 26^\circ\text{C}$  付近で最大値を示した後、 $t_j$  の低下とともに減少していく。したがって、JIS による COP 予測値は、外気温度が  $26^\circ\text{C}$  以下の低負荷領域で実測値との乖離が大きくなる。 $t_j$  の出現時間数は低温側に偏っているため、この温度域の COP 予測値が実測値と大きく異なることは、期間エネルギー消費量予測値の精度低下を招く。本研究で提案する新しい評価手法では、こうした低温度・低冷房負荷領域における COP の低下を良好に再現できており、期間エネルギー消費量の予測精度の向上が期待できる。

図 6(b)は暖房運転時の結果である。JIS による COP 予測値は外気温度が上昇するにつれて増加していくが、COP 実測値は空調負荷率が約 50%となる  $t_j = 0^\circ\text{C}$  付近で最大値に達した後、外気温度の上昇に伴い低下していく。JIS による手法は、全温度

Table 5 Prediction errors included in seasonal energy consumption efficiencies and APF

Building use	Office		Detached shop	
	JIS	New method	JIS	New method
Cooling	+9.7%	-2.9%	+14.7%	+0.6%
Heating	+57.1%	-8.7%	+2.2%	+1.9%
APF	+21.8%	-4.9%	+6.2%	+1.5%

領域で COP を過大予測している。一方、新評価手法では、全般に COP が過小予測される傾向が認められるが、実測値との差異は JIS による予測値に比べて全温度域で小さくなっており、暖房期間においてもエネルギー消費量の予測精度は大幅に改善されると考えられる。

次に、建物用途を事務所から暖房負荷が大きな戸建て店舗へ変更した場合の結果を図 7 に示す。冷房運転の場合、図 6(a)と同様に JIS では低温度域で COP が過大予測されるのに対し、新手法により求めた COP は全温度域で実測値とほぼ一致している。暖房運転では、空調負荷の変化に伴い外気温度に対する COP の分布特性も変化し、暖房負荷の大きい低温度域では JIS の予測値と実測値は図 6(b)に比べて良い一致を示している。しかし、高温域では冷房運転と同様に JIS の手法は COP を過大予測するのに対して、新評価手法による COP は実測値とほぼ一致した値を示している。

表 5 に、各建物用途について JIS および新評価手法で求めた期間エネルギー消費効率と APF の予測誤差を示す。建物用途が事務所の場合、JIS による暖房期間エネルギー消費効率の予測誤差は 57%にも達し、APF も 20%以上過大評価されるが、著者らが提案する新評価手法によれば APF の予測誤差は約 5%に減少している。戸建て店舗においては、JIS による APF の予測誤差は約 6%であり事務所の場合に比べて小さいが、新評価手法による誤差は 1.5%にまで低下している。なお、別の機種で評価した結果も同程度の精度を示した。

## 5. 結言

本研究では冷房・暖房各 4 試験条件で求めた COP に基づき COP の変化特性を表現する手法を提案し、その手法を EHP 式ビル用マルチエアコンに適用したところ、機種や建物用途にかかわらず APF の予測誤差は JIS に比べて減少し 5%以内に収まることを明らかにした。

## 参考文献

- (1) 業務用ビルにおける省エネ推進のてびき、省エネルギーセンター、東京 (2007)。
- (2) 廣田真史・渡邊激雄・古川正英・永松克明、ビル用マルチエアコンの期間性能評価に関する研究—第 1 報：EHP における期間エネルギー消費、日本冷凍空調学会論文集、Vol. 24, No. 4, 1 (2007)。
- (3) 渡邊激雄・大橋英一郎・永松克明・中山浩・廣田真史、ビル用マルチエアコンの期間性能評価に関する研究—第 2 報：EHP と GHP の比較、日本冷凍空調学会論文集、Vol. 26, No. 3, 225 (2009)。
- (4) 堀江勇人・飛原英治、空調機の期間効率と性能評価方法、日本冷凍空調学会年会講演論文集、15 (2009)。
- (5) JIS B 8616:2006、パッケージエアコンディショナー、日本規格協会、東京 (2006)。