

業務用建築物の熱源システム効率に関する研究

－事務所ビル2棟における熱源システムCOPの実測評価－

竹内 伸介*¹・関根 賢太郎*¹・渡辺 健一郎*²・寺阪 知明*³・石黒 邦道*⁴・刑部 尚樹*⁵・柴田 理*⁶

Keywords : performance evaluation of heat source, system COP, annual energy consumption, measurement evaluation

熱源性能評価, システムCOP, 年間エネルギー消費量, 実測評価

1. はじめに

地球温暖化対策の一環として、省エネルギー診断やコミッショニングが以前にも増して注目されてきている。そのような中、熱源機器単体の性能については実測した事例がいくつか見られるが、一般的な建物の熱源システム（熱源機器及び冷却塔・ポンプ等の補機を含む）を実測し、省エネルギー診断やコミッショニングに活用できるデータを収集した事例はほとんどない。建物の用途や規模によらず熱源性能を評価できる指標として、年間の熱発生量（熱負荷量）とエネルギー消費量（熱源機器および補機を含む一次エネルギー換算値）との比であるシステムCOPで評価することが最も適切と考えられる。本報では実測に基づく報告例1)が極めて少ない業務用建築物のシステムCOPの数値を明らかにし、高効率なシステムの構築に向けた基礎データを示すことを目的とする。

2. 実測建物の概要

2.1 建物規模概要（表-1参照）

中央熱源方式を採用している既存事務所ビル2棟を抽出して計測機器を設置し、実測調査（2003年1～12月）を行った。実測した各ビルはいずれも本社機能を持つ事務所ビルであり、延床面積10,000㎡以上の中規模建物である。一部パッケージ系統はあるが、中央からの熱源機器でほぼ全館の空調を行っている。

2.2 熱源機器概要（表-2参照）

各ビルはガスと電気の複合熱源方式であり、かつ蓄熱

方式を採用している。Aビルは冷温水発生機および空冷HPチラーによる蓄熱・追掛運転が可能な熱源設備、Bビルは冷温水発生機および空冷冷専チラーによる蓄熱運転、空冷HPチラーによる非蓄熱運転が可能な熱源設備を採用している。

表-1 建物規模概要

Outline of Building Scale

建物名称	階	延床面積(㎡)	築年数	用途
Aビル	14F/B1F	約23,000	8年	事務所
Bビル	12F/B2F	約14,300	5年	事務所

表-2 熱源機器概要

Outline of Heat Source Machine

建物名称	ガス焚冷温水発生機	電動冷凍機	蓄熱槽
Aビル	826kW × 2台	空冷HPチラー 326kW × 2台	冷温水槽 (760m ³)
Bビル	422kW × 2台	空冷冷専チラー 419kW × 1台 空冷HPチラー 212kW × 1台	冷水槽 (680m ³)

3. 計測システム概要

図-1、図-2に各ビルの計測システム図を示す。計測対象はガス流量、電力量、冷温水流量、冷温水・冷却水往還温度とした。ガス流量は取引用メーターおよび冷温水発生機の機側ガスメーターにパルスロガーを設置し、インターバル10分で流量データを自動収録した（写真-1参照）。電力量は各測定負荷に対応した動力盤内のブレーカーにクランプ式電力計を設置し、インターバル10分で積算電力データを自動収録した（写真-2参照）。冷温水・冷却水の往還温度のデータは、各建物とも中央監視データからデータ回収を行っている（写真-3参照）。冷温水、冷却水流量は超音波流量計によるバッチ測定を冬期、中間期、夏期に行った（写真-4参照）。熱源機器の熱発生量は

*1 技術センター建築技術研究所環境研究室
*2 エンジニアリング本部エネルギー・インフラ施設グループ
*3 エンジニアリング本部生産施設グループ-1
*4 (株)タイセイ総合研究所
*5 東京ガス(株)
*6 東京ガス豊洲開発(株)

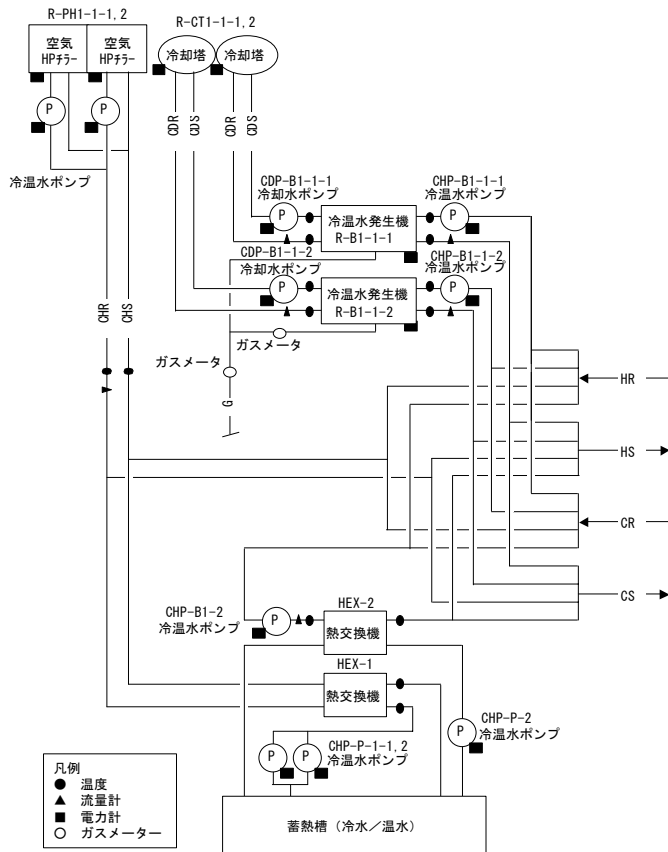


図-1 Aビル計測システム図
A Building Measurement System Figure

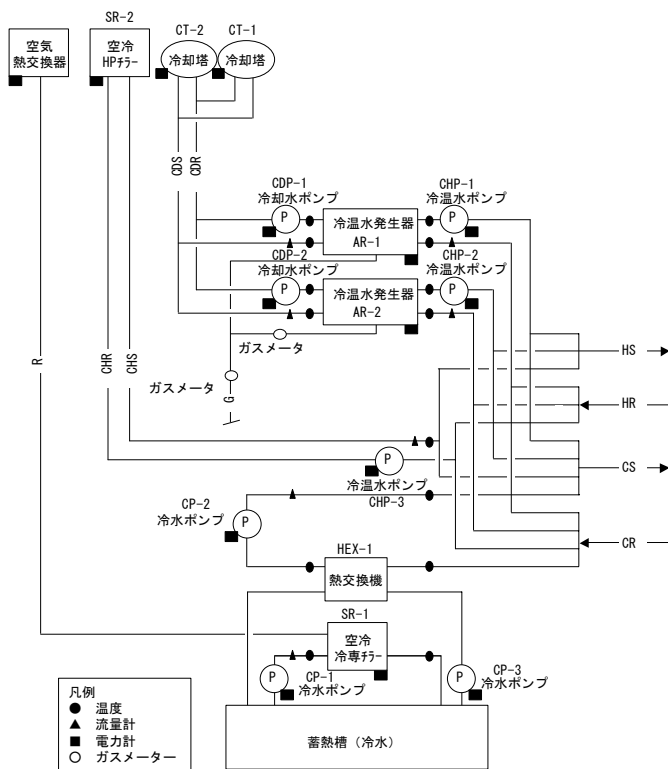


図-2 Bビル計測システム図
B Building Measurement System Figure

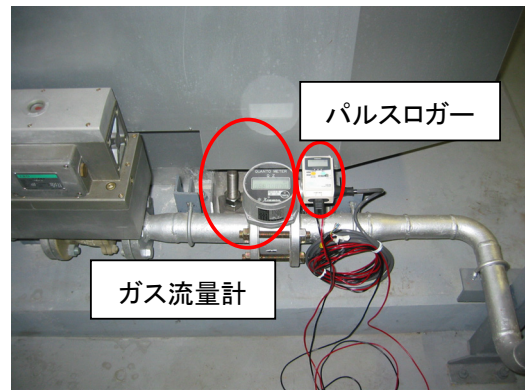


写真-1 ガス流量測定状況
Gas Flux Measurement Situation

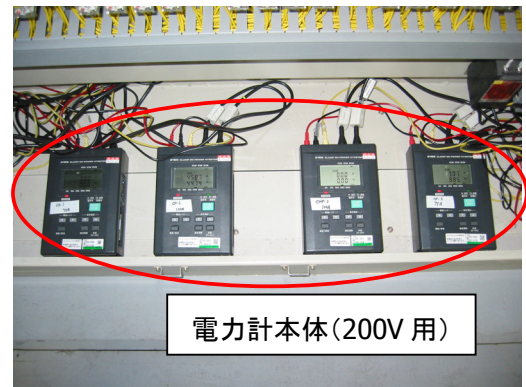


写真-2 電力量測定状況
Electric Power Measurement Situation

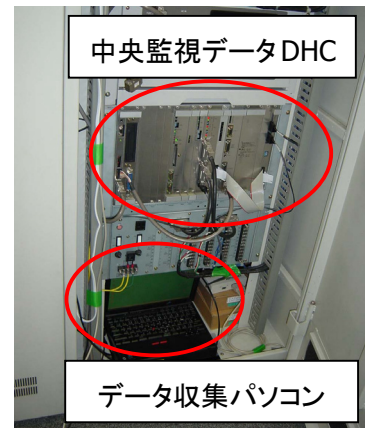


写真-3 中央監視データ回収状況
Central Surveillance Data Recovery Situation

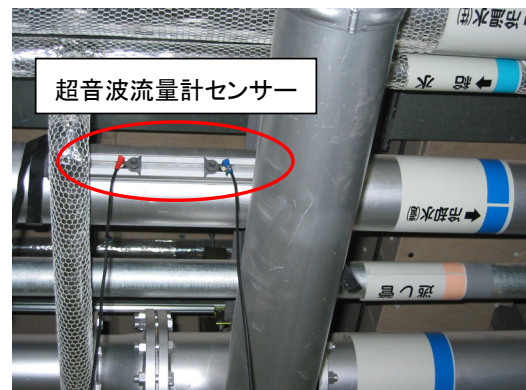


写真-4 冷温水流量測定状況
Hot and Chilled Streams Measurement Situation

冷温水流量に出入口温度差（インターバル10分）を乗じて、時間積算することによって求めた。

$$\text{熱源機器の熱発生量} = \int (\text{冷温水流量(L/min)} \times \text{出入口温度差(}^{\circ}\text{C)}) dt$$

4. 建物の年間冷暖房負荷

4.1 年間累積冷暖房負荷（図-3, 4参照）

Aビルは冷房運転時間が3,588時間(1年間の41%)に対して、暖房運転時間は2,417時間(1年間の28%)となっている。Bビルは冷房運転時間が1,865時間(1年間の21%)に対して、暖房運転時間は1,690時間(1年間の19%)となっている。

Bビルは1年間を通じて空調運転時間が短い。特に冷房運転時間はAビルの約半分となっている。また両ビルに共通するが、建物冷暖房負荷が最大となるような期間は1年を通すと非常に少ない。

4.2 月別建物冷暖房負荷（図-5, 6参照）

Aビルは冷房負荷が通年で発生しているのに対して、Bビルは5月～12月を除いた冬期、中間期では冷房負荷がほとんど発生していない。暖房負荷ではAビルが10月～6月、Bビルは10月～5月に発生している。

単位面積当りの月別冷暖房負荷では、各ビルとも冷房が8月（Aビル：40.5MJ/m²月、Bビル：39.5MJ/m²月）、暖

房が1月（Aビル：24.5MJ/m²月、Bビル：39.4MJ/m²月）にピークとなっている。8月の単位面積当りの冷房負荷ではAビルとBビルはほぼ同じであるが、1月の単位面積当りの暖房負荷ではBビルがAビルの約1.6倍となっている。またBビルの単位面積当りの8月の冷房負荷と1月の暖房負荷はほぼ同じであった。

4.3 代表日時刻別冷暖房負荷（図-7, 8参照）

中間期、冬期の冷房負荷は、夏期と比較すると極端に小さい。特にBビルはその傾向が顕著であり、冷房負荷が極端に小さい。一方、冬期の暖房負荷は各ビルとも朝方にピークとなっている。Aビルでは中間期（5/13）の朝方にも暖房負荷が発生している。

4.4 年間熱負荷

各ビルの年間熱負荷（熱源機器の熱発生量）の集計結果を表-3に示す。単位面積当りの年間冷房負荷はAビル：195.1MJ/m²年、Bビル：128.3MJ/m²年、年間暖房負荷はAビル：96.6MJ/m²年、Bビル：159.8MJ/m²年であった。Bビルは年間の暖房負荷が冷房負荷を上回る結果となった。

表-3 年間熱負荷

Annual Heat Load

単位：GJ/年、()はMJ/m²・年

物件名称	冷房負荷 (冷熱発生量)	暖房負荷 (温熱発生量)	合計負荷 (冷熱+温熱)
Aビル (23,000m ²)	4,503 (195.1)	2,230 (96.6)	6,733 —
Bビル (14,300m ²)	1,836 (128.3)	2,285 (159.8)	4,121 —

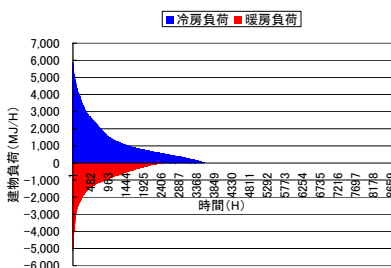


図-3 Aビル年間累積冷暖房負荷
Annual Accumulation Heat Load

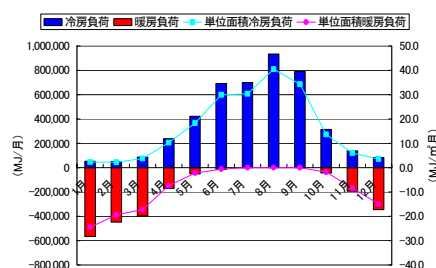


図-5 Aビル月別建物冷暖房負荷
Monthly Heat Load

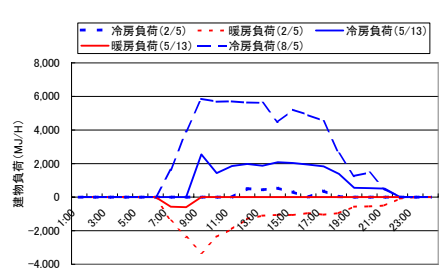


図-7 Aビル代表日冷暖房負荷
Representation Day Heat Load

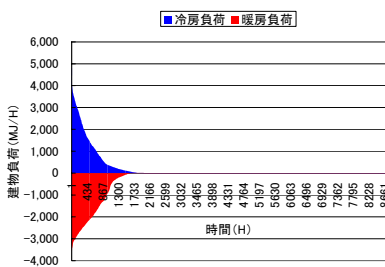


図-4 Bビル年間累積冷暖房負荷
Annual Accumulation Heat Load

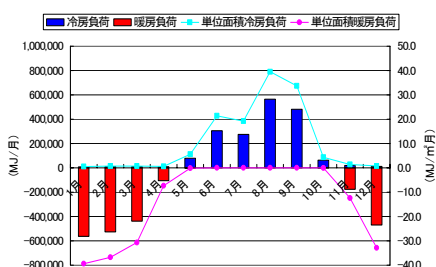


図-6 Bビル月別建物冷暖房負荷
Monthly Heat Load

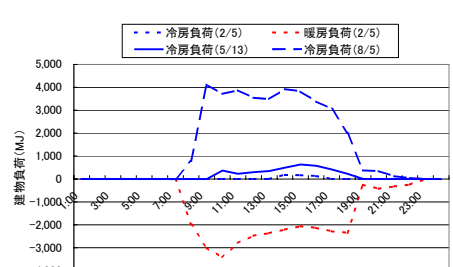


図-8 Bビル代表日冷暖房負荷
Representation Day Heat Load

また、図-9に各ビルの年間熱負荷（熱源機器の熱発生量）の冷熱・温熱比率および冷熱・温熱それぞれに対する熱源機種・システム別の熱発生比率を参考に示す。

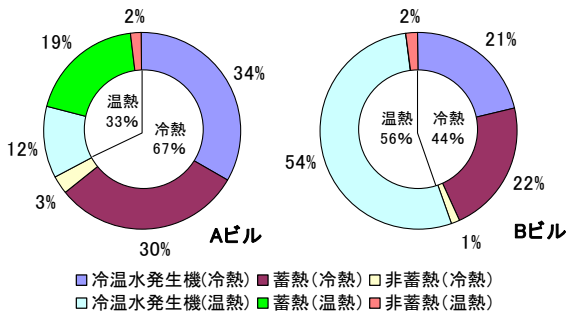


図-9 年間の熱源機種別熱発生量の割合
Rate of Annual Generating Quantity

5. 熱源システムと建物の年間エネルギー消費量

各ビルの熱源システムと建物全体における年間エネルギー消費量の集計結果を表-4に示す。Aビル、Bビルの建物全体の一次エネルギー消費量^{註1)}は各々1,756 MJ/m²年、1,405 MJ/m²年であり、一般事務所ビルの1,919MJ/m²年²⁾を下回る値となった。特にBビルは27%も下回りエネルギー消費量の小さい建物といえる。

表-4 熱源システムと建物の年間エネルギー消費量
Annual Energy Consumption

単位：GJ/年、()はMJ/m²・年

物件名称	冷熱発生	温熱発生	年間 (冷熱+温熱)	建物全体
Aビル (23,000m ²)	7,611 (329.8)	3,409 (147.7)	11,020 (477.5)	40,519 (1,756)
Bビル (14,300m ²)	2,524 (176.5)	3,632 (254.0)	6,156 (430.4)	20,087 (1,405)

図-10より実測した各ビルの年間エネルギー消費量全体に対する熱源システムのエネルギー消費量の占める割合はAビル27.2%、Bビル30.6%であり、一般的な事務所ビルの標準的な構成比率であることが確認できた。図-11、12より冬期と夏期におけるビルのエネルギー消費量全体に対する熱源エネルギー消費量の占める割合は、2月でAビル26.8%、Bビル43.5%、8月でAビル40.3%、Bビル38.7%となった。熱需要の大きい1月、8月に熱源のエネルギー消費量は大きな比率を占めることが確認できた。図-13に各ビルの冷熱・温熱発生に消費するエネルギー比率と、熱

源機種別のエネルギー消費比率を参考に示す。

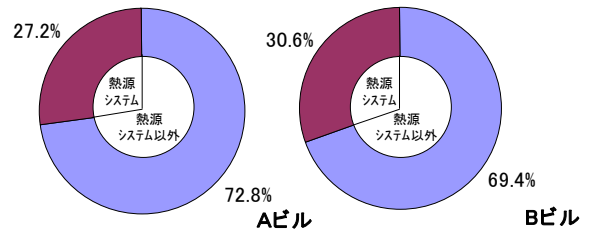


図-10 建物に対する熱源システムのエネルギー消費割合(年間)
Rate of Energy Consumption (Year)

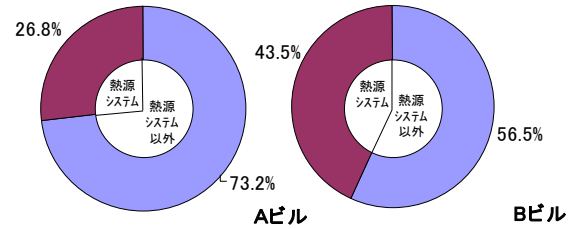


図-11 建物に対する熱源システムのエネルギー消費割合(2月)
Rate of Energy Consumption (February)

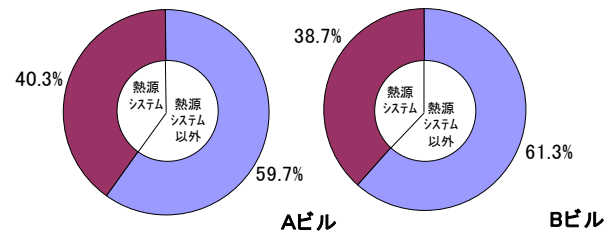


図-12 建物に対する熱源システムのエネルギー消費割合(8月)
Rate of Energy Consumption (August)

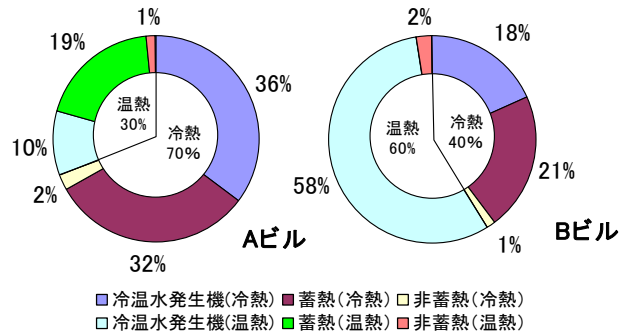


図-13 年間の熱源機種別エネルギー消費量の割合
Rate of Annual Energy Consumption

6. 負荷率とCOP

6.1 冷温水発生機の負荷率とCOP

COPの定義を以下に示す。

【冷温水発生機】

$COP = \text{熱発生量(MJ)} / \text{ガス消費量(Nm}^3/\text{h)} \times 46.1 \text{ MJ/Nm}^3$

【空冷HPチラー、空冷冷専チラー】

$COP = \text{熱発生量(MJ)} / \text{電力消費量(kWh)} \times 3,600 \text{ kJ/kWh}$

註1 本報では断りのない限りエネルギー消費量は一次エネルギー換算値で示している。換算値は、都市ガス(13A)：46.1MJ/m³（高位発熱量）、電力：10.05 MJ/kWh（昼間）、9.31 MJ/kWh（夜間）を用いた。

各ビルの冷温水発生機の緒元を表-5に示す。

表-5 冷温水発生機1台当りの緒元表 (冷房)
Performance Table

物件名称	冷房能力	ガス消費量	単体COP	往還温度
Aビル	826kW	64.5 Nm ³ /H	1.07	7 - 14℃
Bビル	422kW	32.3 Nm ³ /H	1.02	7 - 14℃

冷温水発生機の冷房時年間COPはAビルの2台が各々0.85、0.76であるのに対して、Bビルの2台は各々1.25、0.78であった。Aビルは2台とも緒元値を下回っているが、Bビルは1台が緒元値を上回った。図-14、図-15はAビル、図-16、図-17はBビルの冷温水発生機の負荷率とCOP (冷房時) のグラフを示す。機器差はあるが、負荷率が50%を下

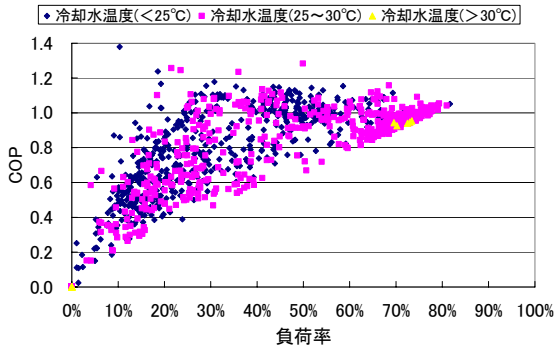


図-14 Aビル冷温水発生機No1 負荷率とCOP
Rate of load and COP

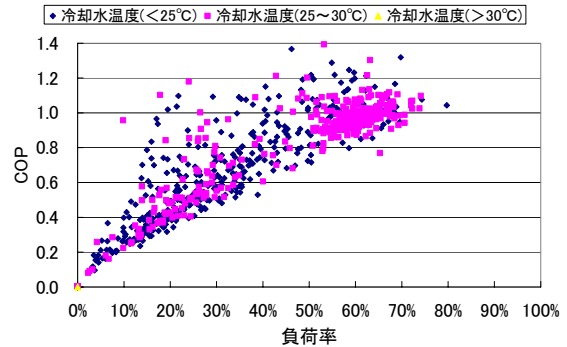


図-15 Aビル冷温水発生機No2 負荷率とCOP
Rate of load and COP

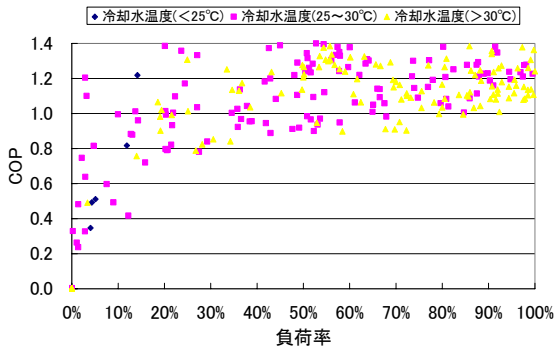


図-16 Bビル冷温水発生機No1 負荷率とCOP
Rate of Load and COP

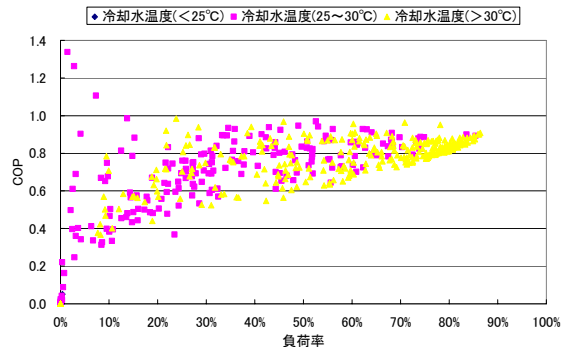


図-17 Bビル冷温水発生機No2 負荷率とCOP
Rate of Load and COP

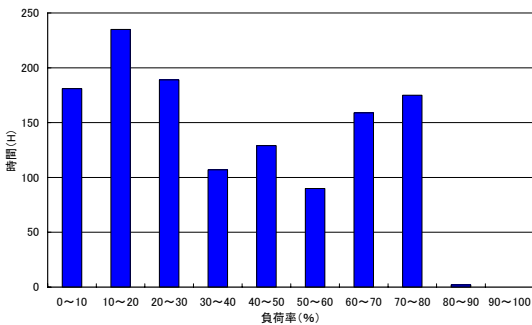


図-18 Aビル冷温水発生機No1 熱源出力頻度分布
Heat Source Output Frequency Distribution

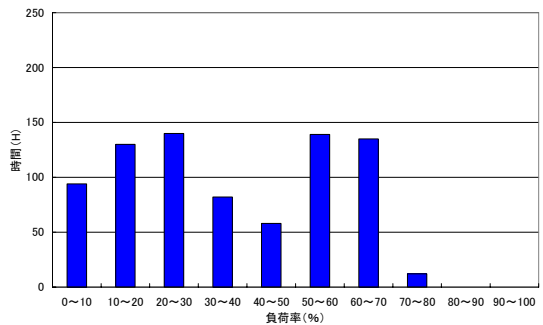


図-19 Aビル冷温水発生機No2 熱源出力頻度分布
Heat Source Output Frequency Distribution

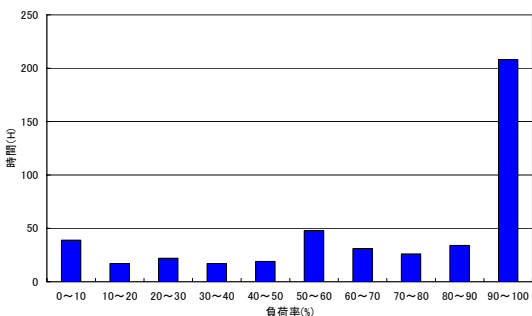


図-20 Bビル冷温水発生機No1 熱源出力頻度分布
Heat Source Output Frequency Distribution

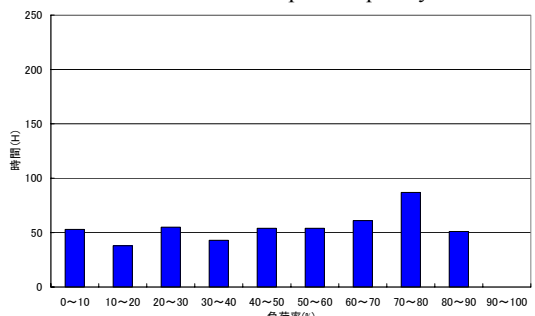


図-21 Bビル冷温水発生機No2 熱源出力頻度分布
Heat Source Output Frequency Distribution

回るとCOPが低下する傾向にある。比較するとAビルは負荷率が小さいポイントでの運転が多いのに対して、Bビルは比較的負荷率の高いポイントで運転をしている。これはAビルが冬期の小さい冷房負荷を冷温水発生機1台で対応しているのに対し、Bビルは冷温水発生機ではなく蓄熱槽（冷専）で対応していることが原因と考えられる。

図-18、19よりAビルの2台の冷温水発生機は負荷率において顕著な差は見受けられないが、若干No1の負荷率が高い。図-20、21よりBビルのNo1の冷温水発生機は高負荷率での運転時間が長い。よって、各ビルでの2台の冷温水発生機のCOPの差は、負荷率や年間運転時間によるものと考えられる。

6.2 電気熱源方式の負荷率とCOP

各ビルの空冷(HP)チラーの緒元を表-6に示す。

表-6 空冷 (HP) チラー 1 台当りの緒元表 (冷房)
Performance table

物件名称	冷房能力	消費電力	単体COP	往還温度	外気条件(°C)
Aビル	326kW	109.0kW	2.89	7-12°C	35.0 (DB)
Bビル	419kW	130.0kW	3.22	5-10°C	33.4 (DB)

Aビルの空冷HPチラーの冷房時年間COPが2.71に対して、Bビルの空冷冷専チラーは3.79であった。各ビルとも、空冷(HP)チラーは蓄熱運転がメインの為に、冷温水発生機と比較すると負荷率の高いポイントで運転している。

特にBビルは冷房専用機の為に、冬期のCOPが夏期を上回ることもあり、年間COPが高い値となっている。図-22、図-23はAビルの空冷HPチラー、Bビルの空冷冷専チラーの負荷率とCOP（冷房時）のグラフを示す。Bビルは蓄熱専用であるが、Aビルは蓄熱運転以外にも昼間追掛運転が可能なシステムとなっている。図-24、25よりAビルはBビルと比較すると負荷率の小さいポイントでの運転が長い。これはAビルが昼間に負荷追従運転を行う為である。

7. システムCOPの実測結果

システムCOPの定義を以下に示す。

$$\text{システムCOP} = \frac{\text{熱発生量(MJ)}}{\text{熱源機器および補機を含む一次エネルギー換算値(MJ)}}$$

一般的に、熱源設備のシステムCOPは年間の総発生熱量（冷熱＋温熱）を用いて算出されている。近年、地域冷暖房プラントのシステム効率比較にシステムCOPが使われるようになり、公表されている熱販売量（熱発生量）とエネルギー消費量から容易に求められる。しかし、冷熱源・温熱源別のシステムCOPの算出は、入力エネルギーを冷熱・温熱別に計測する必要があり、地域冷暖房プラ

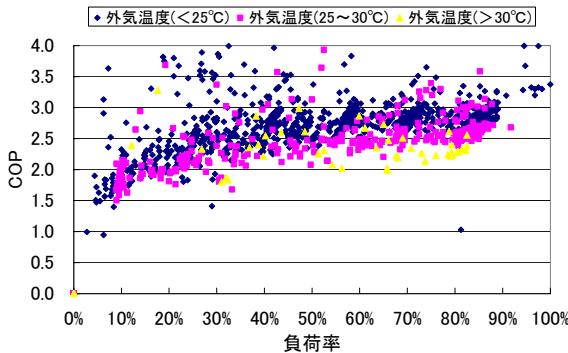


図-22 Aビル空冷HPチラー 負荷率とCOP
Rate of Load and COP

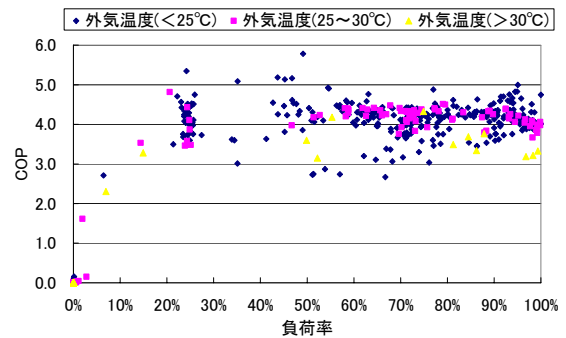


図-23 Bビル空冷冷専チラー 負荷率とCOP
Rate of Load and COP

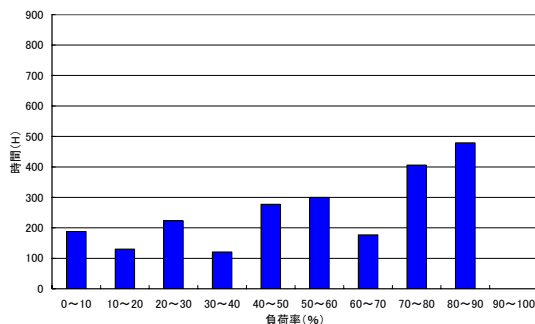


図-24 Aビル空冷HPチラー 熱源出力頻度分布
Heat Source Output Frequency Distribution

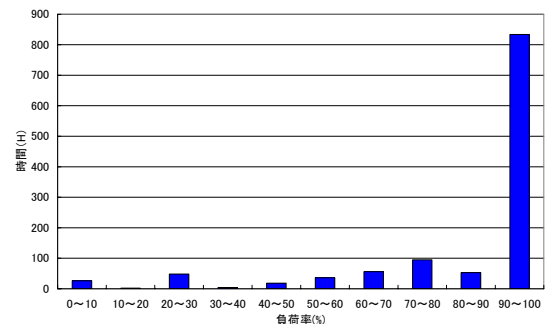


図-25 Bビル空冷冷専チラー 熱源出力頻度分布
Heat Source Output Frequency Distribution

ントにおいてもその計測は困難であり、したがって報告例はほとんど無いに等しい。

7.1 年間システムCOP

表-7に実測によって求めた各ビルの年間システムCOPを示す。システムCOPはAビルが0.61、Bビルが0.67という結果が得られた。既往の研究³⁾によると中央熱源方式の平均的なシステムCOPは0.5～0.6程度と報告されており、今回調査した両ビルはその値を上回る結果となった。ここでは各ビルの実測結果から、参考として冷熱・温熱別のシステムCOPを算出し、その結果を表-8に示す。

表-7 年間システムCOP
Annual System COP

物件名称	システムCOP	システムCOP (冷温水発生機)	システムCOP (電気熱源)
Aビル	0.61	0.61	0.61
Bビル	0.67	0.68	0.67

表-8 冷熱・温熱別システムCOP

System COP Classified by Hot and Chilled Heat

物件名称	システムCOP	冷熱源 システムCOP	温熱源 システムCOP
Aビル	0.61	0.59	0.65
Bビル	0.67	0.73	0.63

7.2 熱源機種別システムCOP

各ビルの実測で得られた結果から、冷温水発生機に関しては冷房時と暖房時、電気熱源方式に関しては蓄熱時と非蓄熱時の熱源機器単体のCOP^{註2)}とシステムCOPの月別変化を求めた。COPとシステムCOPの差は、熱源機器の補機類（冷却塔・ポンプ等）のエネルギー消費により生じている。また、年間エネルギー消費量の中で補機類の占める割合を熱源システム別に示した。以下にそれぞれの算出結果を示す。

7.2.1 冷温水発生機のシステムCOP

【冷水発生時】

図-26に冷房(冷水発生)時の月別COP・SCOPの変化を示す。COP・SCOPとも冷房負荷の大きい夏期が高くなる傾向にある。冷房時における補機動力（冷温水一次ポンプ、冷却水ポンプ、冷却塔）の年間エネルギー消費量に占める割合はAビル22%、Bビル17%となった。補機類の中では冷却水ポンプの占める割合が最も大きく、それぞれ16%、9%を占めている。

【温水発生時】

図-27に暖房（温水発生）時の月別COP・SCOPの変化を

示す。6～7月、9月の冷暖切替時はCOP・SCOPとも低い値となっている。暖房時における補機動力（冷温水一次ポンプのみ）の年間エネルギー消費量の割合はAビル、Bビルともに5%であった。冷房時では月別の熱源機器単体のCOPとシステムCOPの差は約0.2であるが、暖房時は約0.1と小さい。

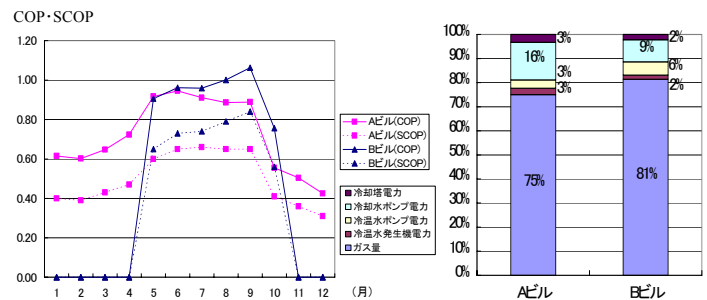


図-26 冷温水発生機月別COP・SCOPと補機比率(冷房)
Monthly COP, System COP (Cooling)

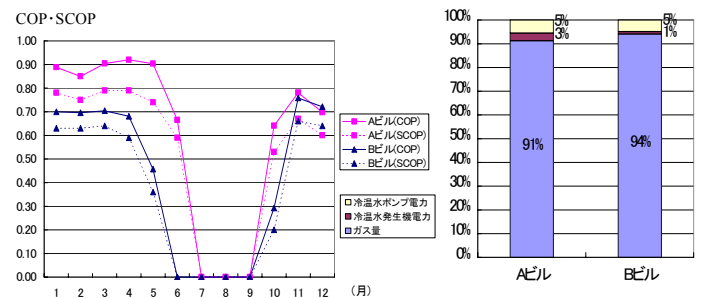


図-27 冷温水発生機月別COP・SCOPと補機比率(暖房)
Monthly COP, System COP (Heating)

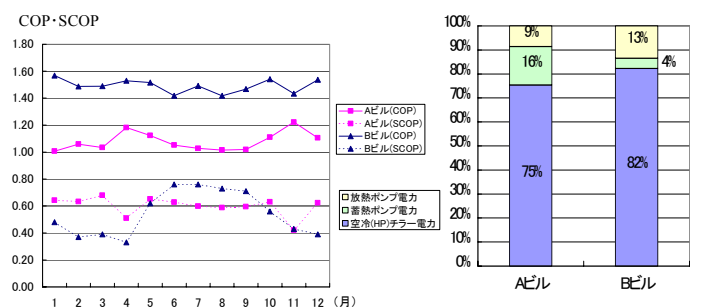


図-28 電気熱源月別COP・SCOPと補機比率(蓄熱)
Monthly COP, System COP (Thermal Storage)

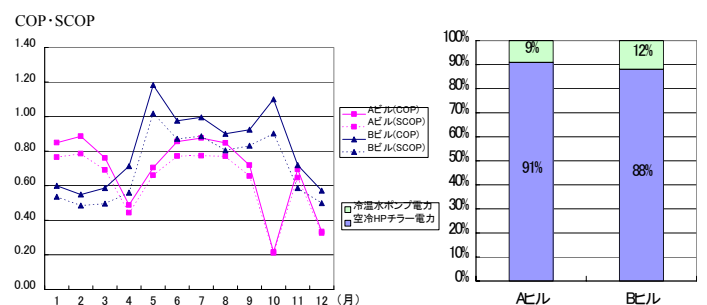


図-29 電気熱源月別COP・SCOPと補機比率(非蓄熱)
Monthly COP, System COP (Non-Thermal Storage)

註2 冷温水発生機は各ビル2台設置されている為、機器単体COPは2台の熱発生量、ガス消費量を合算して算出した。COP算出時のエネルギー消費量は一次エネルギー換算値を採用。

7.2.2 電気熱源方式のシステムCOP

【蓄熱時】

図-28に蓄熱システムの月別COP・SCOPを示す。Aビルは夏期、中間期は冷水蓄熱運転、冬期は温水蓄熱運転を行っている。4月、11月の冷暖切替時はSCOPが低い値となっている。Bビルは空冷冷専チラーによる蓄熱でありCOPは年間を通じて一定しているが、SCOPは夏期が高く、冬期が低い値となっている。これは冬期に冷熱需要が少なく、蓄熱・放熱運転があまり行われない為、蓄熱槽からの放熱ロスが大きいからであると考えられる。蓄熱システムの補機動力（蓄熱ポンプ、放熱ポンプ）の年間エネルギー消費量に占める割合は、Aビル25%、Bビル17%となった。

【非蓄熱時】

図-29に非蓄熱システムの月別COP・SCOPを示す。Aビル、Bビルとも夏期、中間期は冷房運転、冬期は暖房運転を行っている。非蓄熱システムの補機動力（冷温水ポンプのみ）の年間エネルギー消費量に占める割合はAビル9%、Bビル12%となっている。

8. まとめ

中央熱源方式の平均的なシステムCOPは0.5～0.6程度と報告されており、今回調査した2つのビルはその値を上回る結果となった。システムCOPのさらなる向上を図るため

には高効率なシステムの構築と適切な運転方法が必要となるが、熱源機器の補機類の選定や運転方法が大きな要因になるとの知見が得られた。

熱源機器の選定は、建物の最大負荷によって決定されるが、熱源機器の台数分割に関しては明確な選定基準がないのが実情である。台数分割が建物の負荷特性に合わなければ低負荷運転での運転時間が長くなり、熱源機器単体・システム全体の効率低下につながる。これらを解決するためには、熱源システムの実態調査によるデータ収集・解析が不可欠であり、これらの基礎データが整備されることによって高効率熱源システムの構築が可能であると考えられる。

参考文献

- 1) 渡辺，竹内他：業務用建築物の熱源システム効率に関する研究（その1）熱源システムの年間エネルギー消費量と性能に関する考察（その2）事務所ビル3棟における熱源システムCOPの実測，日本建築学会大会学術講演梗概集（東海）40264，40265，2003年9月
- 2) 財団法人建築環境・省エネルギー機構：平成15年度建築物の省エネルギー基準と計算の手引
- 3) 下田吉之，佐土原聡，福島朝彦：地域熱供給システムの省エネルギー性，CO₂削減効果に関する実態研究・（その1）地域熱供給システムの総合エネルギー効率の実態，（その2）個別熱源システムの総合エネルギー効率の実態，日本建築学会大会学術講演梗概集（東海）40258，40259，2003年9月