複合熱源蓄熱システムの低負荷時の運転実測

MEASUREMENTS ON THE OPERATION RESULT IN PARTIAL LOAD OF HYBRID ENERGY HEAT SOURCE SYSTEM AND THERMAL STORAGE TANK

高橋淳一 —*1 近藤雅史 —*2
横尾昇剛 —*3 岡 建雄 —*4

Junichi TAKAHASHI —*1 Masafumi KONDOU —*2
Noriyoshi YOKOO —*3 Tatsuo OKA —*4

キーワード：
複合熱源システム, 蓄熱槽, ランニングコスト, エネルギー消費量

Keywords:
Hybrid energy heat source system, Thermal storage tank, Running cost, Energy consumption

To meet the stable supply and balanced consumption of energy, we took on a project to extensively introduce hybrid energy and thermal storage tank systems for medium-scale general office buildings. As a result of an experiment conducted on those systems, we succeeded in identifying the way to operate those systems in the most efficient manner. Especially we tested the measurement of changing operation of the heat source equipment in partial load season. This report introduces the actual operation date and effective operation manner of this systems.

1. はじめに

本研究は、電気・ガスの複合熱源と蓄熱槽を有する熱源システムを、中規模事務所ビルに適用した場合の最適運転手法を確立し、省エネルギー、省ランニングコストを図ることを目的とする。

筆者らは、92年より本システムを適用したOビルの実測を続けており、熱源の運転順序を変更して、年間の消費エネルギー、ランニングコストがどのように変化するか調査してきた。^{1)~3)}ここでは、6年間の上記年間データを示すと同時に、発生頻度の高いオフピーク時の低負荷時をいかに高効率に運転するかを見いだす為、中間期に各種運転条件を変更して実測した期間中の消費エネルギーやランニングコスト、機器の成績係数とシミュレーションの結果を報告する。これより、熱源機器の違いや蓄熱槽の設定温度の違いが、どのようにエネルギー消費や経済性に影響するかを確認した。

2. 建物及び熱源空調設備概要

表-1に実測を行ったOビルの建物概要を示す。表-2に熱源設備概要を、図-1に熱源系統図を示す。以降の表示として、空冷ヒートポンプチラーをHP、ガス焚冷温水発生機をABS、蓄熱槽をSTで示す。

3. 運転実態

3.1. 年間のエネルギー消費量とランニングコスト

(1) 年間の運転モード

各年の運転モードを表-3に示す。92年は夏期も冬期もSTをベース運転とし、次に稼働する機器としてHPを優先運転し、さらに負荷の多い時にもABSを運転するHP主体運転を行った。93年はSTのベース運転は同じだが、次に稼働する機器をABSとし、さらなる負荷増の時にHPを運転するABS主体運転としている。この2年間のデータ解析より、94年はSTをベース運転とし、夏期はABSを優先運転とし、冬期はHPを優先運転している。この3年間の結果より、4年目以降は94年の運転モードで運転を行っている。

表-1 建物概要

	所在	延床面積	階数	構造	竣工年月	用途
Oビル	福岡 60Hz	10,633m ²	地上11階 地下1階	RC造	1992年4月	事務所 自社ビル

表-2 熱源設備概要

	熱源機器構成
Oビル	①空冷ヒートポンプチラー 冷温水切換型 (HP) 冷房能力 外気 33℃DB 蓄熱時: 382.6kW 5℃-12℃ 70%RH 追従時: 409.4kW 7℃-14℃ 暖房能力 外気 -2℃DB 蓄熱時: 346.6kW 50℃-43℃ 57%RH 追従時: 378.0kW 48℃-41℃ 消費電力: 圧縮機 52kW×2台 送風機 0.7kW×12台 容量制御 (100-80-50-30-0%)
	②ガス焚冷温水発生機 冷温水同時取出型 (ABS) 冷房能力: 527kW 7℃-14℃ 暖房能力: 460kW 48℃-41℃ 消費ガス量 105m ³ /h [18,837kJ/(m ³ ・h)] 消費電力 8.6kW 容量制御 (100~25%まで比例制御)
	③熱交換器 熱交換器容量 382kW (HEX)
	④温度成層型水蓄熱槽 (単用式) (ST) 500m ³ 冷水蓄熱時 (6℃-13℃) 温水蓄熱時 (49℃-42℃)

図-1 熱源系統図

*1 宇都宮大学工学部建設学科 博士課程
大成建設設計本部設備設計部
(〒163-0606 新宿区西新宿1-25-1)

*2 宇都宮大学工学部建設学科修士課程

*3 宇都宮大学工学部建設学科 助手・工博

*4 宇都宮大学工学部建設学科 教授・工博

*1 Graduate School Student, Utsunomiya Univ.
General Manager Engineering Design Division Taisei Corp.

*2 Graduate School Student, Utsunomiya Univ.

*3 Dept. of Architecture and Civil Eng., Utsunomiya Univ., Dr. Eng.

*4 Prof., Dept. of Architecture and Civil Eng., Utsunomiya Univ., Dr. Eng.

a) 全館電力使用量

b) 熱源ガス使用量

c) 全館の上水と中水使用量

図-3 年間一次エネルギー換算量

図-2 年間電気・ガス・水道使用量

(2) 年間の実績値

当ビルは、92年4月初旬に施工した為、年間の合計値は5月より翌年の4月までの値を用いている。図-2に各年の年間電力消費量とガス消費量と全館の上水と中水の使用量を示す。電気は熱源機器だけでなく、照明等を含む建物全体の消費量を示すが、年間の変動量の差は主に熱源機器の稼動状況によるとみなせる。全電力に占める熱源設備（1次ポンプを含む）の電力量の割合は、92年が約25.0%、93年が約21.4%、94年が約25.6%となっている。ガスは冷暖房用のみを示す。ガスの発熱量は18,837kJ/m³である。中水は、便所の洗浄水に使用している。

図-3に各年の一次エネルギー換算量を示す。一次エネルギーへの換算値は表-4の値を使用した。図-4に年間のランニングコストを示す。料金体系は、九州電力㈱と西部ガス㈱、福岡市水道局の料金を使用した。ガスは4月より10月まで、冷房特約料金を適用している。94年より、7月から9月まで電力のピーク時間調整契約を結んでいる。図-5に福岡市の各年の月別平均最高・最低外気温を示す。

92年のHP主体運転と93年のABS主体運転を比較すると、電力使用量は、92年は93年より5.5%程度多くなっているが、ガス使用量は、43%程度となっている。93年のガス使用量は、冷房と暖房でほぼ同量となっている。92年は冷却塔の使用時間が少なくなり、上水の使用量が少なくなっている。一次エネルギー換算量では、93年の値が小さくなっているが、この年は冷夏で負荷が少なかった為といえる。電気使用量の全体に占める割合が大きい為一次エネルギー換算量の変化は、電気使用量の変化傾向と同じとなっている。冷房でのエネルギー消費の方が、暖房より大きいことを示している。ランニングコストは、両年ともほぼ等しい値となっているが、93年は負荷が少ないことを考えると、割高となっている。又、冷房期のみのコストを比べると、ABS主体の方が安く、暖房期はHP主体の方が安くなっている。そこで、3年目の94年は、冷房時はABS主体運転、暖房時はHP主体運転とした。94年は猛暑の夏で冬も寒い日が多い年で、負荷的には大きい値となった年であったが、電気消費量もガス消費量も一次エネルギー換算量も、前2年の中間値程度であった。そしてランニングコストは、93年に比べて12%程度低下している。この内、ピーク時間調整契約による電力料金の低下分が4.6%含まれているが、残り7.4%は運転モード変更による低減といえる。7月～9月の間は、午前中の室内設定温度を2℃下げて、24℃設定とし、13:00から16:00までの3時間は26℃設定としてHPを強制停止している。これにより、ABS

表-3 年間の運転モード

年月	冷房期(4月～10月)	暖房期(11月～3月)
1992年5月～1993年4月	ST→HP→ABS	ST→HP→ABS
1993年5月～1994年4月	ST→ABS→HP	ST→ABS→HP
1994年5月～1995年4月	ST→ABS→HP	ST→HP→ABS
1995年5月～1998年4月	ST→ABS→HP	ST→HP→ABS

表-4 一次エネルギー換算値

発熱量(kJ)	電力(kWh)		都市ガス(m³)
	昼	夜	
	10,250	9,620	18,837

図-4 年間ランニングコスト

a) 最高気温月別平均

b) 最低気温月別平均

図-5 福岡市年別外気温

の負荷率も高くなり、高効率運転が行なわれている。

96年4月より、4階に入居している住宅関連の子会社が日曜日の営業を開始し、1階ロビー・2階応接も含めて、空調時間が増大することとなった。上水の使用量も増大している。98年3月には蓄熱槽の清掃と水替えを行なっている。上水と中水の比率は、平均56:44となっている。

3.2. 中間期の運転モード変更による実測結果

夏・冬のピーク時にST、HP、ABSをすべて運転するときの運転方法は、3年間の実測結果より、方向性は出せたが、中間期は、一部の熱源機器のみの運転で負荷が処理できるので、どの機器を選定して運転したら効率が良いか調べる為、実測を行なった。表-5に示すように、96年10月と97年5月～6月、10月の冷房期で3期間、97年2月～4月の暖房期で1期間、運転モードを変更して低負荷時の運転実測を行なった。

冷房中間期の期間平均負荷は約290kWで、各熱源機器単体で負荷を処理できる時間数が多い事を示している。ケースAは、STで主に負荷を処理しているが、負荷が多い日には、HPが低負荷で追従運転をしている。ケースBは、STを使用せずHPで主に負荷を処理している。ケースCは、STの蓄熱温度を冷房期4℃上昇させ、暖房期は4℃低下させて、STを主体に運転を行なっている。しかし、冷房期においては、室内設定温度に往還水温度が近づく為、空調コイルで温度差がつかず、その結果STの出力が減少し、負荷処理能力が不足し、HPの追従運転が頻繁に行なわれている。ケースDは、STを使用せず、ABSのみで負荷を賄っている。

表-6に97年の10月の各モード毎の各熱源機器の日平均負荷分担と冷房負荷を示す。値の表は省略するが暖房期は立上がり時の負荷が大きく、朝の1～2時間のみ追従機器の運転が行なわれており、日中はほとんどの時間、単独運転となっている。表-7に各モード毎の、熱源機器の平均COPと平均外気温を示す。ケースA、CからHPの冷房蓄熱時は、送水温度を日中より低く設定しているのにもかかわらず、外気温度が2～3℃低いと、機器の高負荷率運転により日中のCOPより8～12%程度高くなっている。暖房時は、外気温が低いにもかかわらず、蓄熱時の方がHPのCOPが良い値となっている。これは、ケースAとBを比べてみて、機器の負荷率の違いによるものと思われる。

表-8に中間期のSTの熱損失量を示す。熱損失量は、24時間自然放熱による加重平均水温の変化を理論的満蓄量で割って求めた。中間期は外気温と蓄熱水温との差が少なくなるため、ピーク負荷時より値は小さくなっている。

運転モードを変更した場合のエネルギー消費量とランニングコストを比較する為、発生負荷1GJ当りの一次エネルギー換算量と従量料金を算出した。ここでの電気量は一次ポンプを含む熱源設備についてのみの値を使っている。

図-6に、発生負荷1GJ当りの熱源設備の一次エネルギー換算量の比を示すが、冷房期は蓄熱槽の送水温度を上昇させたケースCがもっともエネルギー消費量が少ないことを示している。ケースCは、HPの追従運転が行なわれているが、その送水温度も蓄熱槽の送水温度

に合わせて上昇させている。その次は蓄熱槽を使用しない、HPのみの運転モードのケースBとなっている。しかし、ケースAからCまでは大差がないといえる。ABSは、低負荷時の効率が低く、エネルギー消費量が多くなっている。

暖房期は、蓄熱槽を使用しないHPのみの運転のケースBがもっともエネルギー消費量が少なくなっており、他のケースは大差がない。これは、冬期の蓄熱槽の熱損失や、HPの低負荷運転による効率低下、夜間の外気温の低下、ABSの暖房時の効率の低下に起因する。

図-7に発生負荷1GJ当りの従量料金を示す。ランニングコスト的には冷房期、暖房期共に蓄熱槽を利用したケースが安く、冷房期は蓄熱槽の設定温度を変更しても、それほどランニングコストには影響がないといえるが、暖房期は設定温度を下げた効果が現れている。冷房、暖房共、ABS主体よりHP主体の方がランニングコストは安くなっている。

表-5 中間期の運転モードと実測期間

a) 冷房期温度条件			
ケース	運転パターン	期間	運転条件(設定温度)
A	ST→HP→ABS 蓄熱槽主体運転	96/10/1～10/6 97/5/12～5/16 97/10/1～10/9	蓄熱槽取出温度 7℃ HP送水温度蓄熱時5℃ 放熱時7℃
B	HP→ABS ヒートポンプチラー主体運転	96/10/7～10/13 97/5/21～5/22 97/10/14～10/17	蓄熱槽は無蓄熱未使用 HP送水温度放熱時7℃
C	ST→HP→ABS 蓄熱槽設定温度上昇 蓄熱槽主体運転	96/10/14～10/20 97/6/2～6/6 97/10/20～10/24	蓄熱槽取出温度 11℃ HP送水温度蓄熱時9℃ 放熱時11℃
D	ABS 冷水発生機主体運転	96/10/21～10/26 97/6/9～6/13 97/10/29～10/31	蓄熱槽は無蓄熱未使用 ABS送水温度7℃

b) 暖房期温度条件			
ケース	運転パターン	期間	運転条件(設定温度)
A	ST→HP 蓄熱槽主体運転	97/2/24～3/1	蓄熱槽取出温度 48℃ HP送水温度蓄熱時50℃ 放熱時50℃
B	HP→ABS ヒートポンプチラー主体運転	97/3/5～3/15	蓄熱槽は無蓄熱未使用 HP送水温度放熱時48℃
C	ST→HP 蓄熱槽設定温度低下 蓄熱槽主体運転	97/3/17～4/2	蓄熱槽取出温度 44℃ HP送水温度蓄熱時46℃ 放熱時44℃
D	ABS (冷水水同時取出) 冷水発生機主体運転	97/4/7～4/11	温水送水温度47℃ 冷水送水温度7℃

表-6 各モード毎の各熱源機器日平均負荷分担割合と冷房負荷
1997年10月(単位 GJ/日)

ケース	A	B	C	D
ST	8.25	0.00	5.48	0.00
HP	3.39	8.58	4.90	0.00
ABS	0.69	0.08	0.25	5.44
合計	12.31	8.66	10.63	5.44
期間ピーク負荷(kW)	421.0	308.7	409.6	271.1
期間平均負荷(kW)	301.3	228.3	273.7	170.1

表-7 各運転モードの熱源機器平均COPと平均外気温

ケース	冷房期								暖房期			
	A		B		C		D		A	B	C	D
	97/5・6	97/10	97/5・6	97/10	97/5・6	97/10	97/5・6	97/10	97/2～4			
HP蓄熱時COP	2.83	2.73	—	—	2.89	3.07	—	—	2.28	—	2.28	—
HP追従時COP	2.63	2.43	2.92	2.81	2.84	2.80	2.18	—	1.97	2.41	2.22	—
ABS COP	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
(低位発熱量・本体補機含)	0.37	0.65	0.31	0.41	0.69	0.88	0.98	1.07	—	0.67	—	0.69
夜間平均外気温(℃) (22:00～8:00)	20.8	19.1	15.6	15.6	21.8	18.8	20.8	13.2	10.9	11.8	9.0	12.4
日中平均外気温(℃) (8:00～22:00)	23.2	22.2	18.6	19.8	22.6	22.2	22.6	13.5	14.0	13.8	10.8	14.6

表-8 中間期自然放熱時の蓄熱槽熱損失量

	槽内平均温度 ℃	年月日	熱損失量 %
冷房期	7.2～7.6	96/10/25	4.1
		96/10/26	3.7
		96/10/27	3.4
暖房期	44.4	97/3/9	7.3
	39.3	97/3/15	8.7
	44.0	97/3/20	7.6
	28.5～28.9	97/4/8	1.5
		97/4/9	1.7
		97/4/10	1.6

a) 冷房期

b) 暖房期

図-6 運転モード毎の1GJ当たりの一次エネルギー換算量比

a) 冷房期

b) 暖房期

図-7 運転モード毎の1GJ当たりの従量料金

図-8 運転モード毎の1GJ当たりの一次エネルギー換算量比と従量料金のシミュレーション結果

3.3. 中間期のシミュレーション結果

実測結果では、各熱源機器が完全に単独で運転しているわけではなく、一部他の熱源が同時に運転されている時間も含むので、97年10月の1ヶ月の実測負荷と、実測COPを用いて、STとHPとABSの容量を実際の値より増大させて、単独で運転した場合のエネルギー消費量とランニングコストをシミュレーションで求めた。⁶⁾ 計算条件として、蓄熱槽の熱損失量は3%とし、機器のCOPは外気温と負荷率により変動させ1時間毎の計算を行った。

図-8に示す結果より、一次エネルギー換算的には、HP単独運転が、ランニングコスト的には蓄熱槽を優先運転するのが有利となり、実測結果の傾向と同じとなった。

4. まとめ

複合熱源蓄熱システムの中間期低負荷時の運転手法について、実運転データの解析により、次のようなことが分かった。

(1) 冷房期

①エネルギー消費量については、低負荷時の効率が、ガス焚冷温水発生機に比べて、空冷ヒートポンプチャラーの方が良いので、空冷ヒートポンプチャラーのほうが少ない。

②蓄熱システムは、槽内外温度差が小さくなるので熱損失量も少なくなり、夜間の外気温の低下と高負荷運転による負荷率の向上により、非蓄熱システムとの消費エネルギーの差は小さくなる。

③ランニングコストは、蓄熱システムがかなり安く有利となる。次に空冷ヒートポンプチャラーが安くガス焚冷温水発生機は高くなっている。

従って、夏のピーク時は、ガス焚冷温水発生機にフルロードがかかるように、運転順序を蓄熱槽→ガス焚冷温水発生機→空冷ヒートポンプチャラーとしており、冷房時は中間期もこの順序で運転して来たが、以上のことから、ガス焚冷温水発生機の負荷率が下がり、蓄熱槽と空冷ヒートポンプチャラーのみで負荷を賄える時期には、蓄熱槽→空冷ヒートポンプチャラー運転に切替えるのが良いと言える。

(2) 暖房期

①エネルギー消費量は、非蓄熱システムの空冷ヒートポンプチャラーの単独運転が有利となる。

②蓄熱システムは、夏期と比べて槽内外温度差が大きく、ピーク時よりは少ないが、熱損失もあり、夜間の外気温の低下による空冷ヒートポンプチャラーのCOPの低下もあり、消費エネルギーが増大する傾向がある。

③ランニングコストは、蓄熱槽を利用した方が安く、有利となる。

従って、暖房の中間期の運転は、ピーク時と同じように運転順序は蓄熱槽→空冷ヒートポンプチャラー→冷温水発生機とするのが良い。

謝辞

本研究を進めるにあたり、九州大学 渡辺俊行教授、龍有二郎教授、赤司泰義助教授、久留米工大西山紀光教授、大成建設㈱の斧田浩一氏、岡部裕之氏、小林光氏、宇都宮大学 高橋進二氏、大成サービス㈱九州支店の方々のご多大なご協力をいただきました。ここに記して感謝の意を表します。

参考文献

- 高橋淳一、岡部裕之、他：複合熱源蓄熱システムの低負荷時の高効率運転手法に関する研究(その1)～(その3)(その6)～(その7)、空気調和・衛生工学会学術講演会梗概集, pp.697-708 1997.8, pp.1773-1780 1998.8
- 高橋淳一、他：Hybrid energy system & temperature stratified thermal storage tank installed on medium-scale general office building. MEGASTOCK 7 SAPPORO, pp.479-484 1997.6
- 岡部裕之、高橋淳一、他：事務所ビルの電気・ガス複合熱源空調システムに関する研究(その10)、日本建築学会大会 学術講演梗概集, pp.983-984 1995.8
- 龍有二郎、渡辺俊行、他：中規模事務所ビルにおける電気・ガス複合熱源蓄熱空調システムに関する研究 第1編, 第2編, 空気調和・衛生工学会論文集, pp.163-173 1995.10, pp.51-61 1996.2
- 赤司泰義、渡辺俊行、他：複合熱源蓄熱システムの運転計画における最適化効果について、日本建築学会計画集論文集, No.499, pp.27-34 1997.9
- 近藤雅史、高橋淳一、他：複合熱源蓄熱システムの低負荷時の高効率運転手法に関する研究(その12)、空気調和・衛生工学会学術講演会梗概集, pp.997-1000 1999.9

[1999年4月20日原稿受理 1999年7月27日採用決定]