

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設計法に関する研究

西山 紀光*¹・田尻 史郎*²

A Hybrid Energy Source System with Thermal Energy Storage
for Air Conditioning in a Middle Scale Office Building

Norimitsu NISHIYAMA and Shiro TAJIRI

Synopsis

In recent years, energy consumption for the domestic sector has increased with the improvement of the standard of living. The radical increase of the maximum hourly demand of electricity is threatening the generating capacity of electric utilities. On the other hand, city-gas utilities have the problem of seasonal imbalance of demand: peak in winter and off-peak in summer.

A thermal energy storage system is widely recognized as a demand-side management technology for shifting the electrical cooling demand from peaktime periods to off-peak nighttime. This system enables users to reduce their electricity costs by reducing peak demand and taking advantage of off-peak usage rates. City-gas companies are also promoting cooling by gas fired chiller-heaters, offering an incentive in usage rates.

This paper reports that a hybrid energy source system, using an electrically driven screw heat-pump chiller-heater and a gas fired absorption chiller-heater with thermally stratified chilled/hot water storage, adopted for a middle scale office building, is effective in demand-shifting and cost savings. The operating data for this hybrid system with the thermal storage tank was collected for three years. In the first two years ('92 and '93), various combinations of the elements have been tried and analyzed. And in the third year ('94), the optimum combination is to be selected from the results based on this analysis. The results of this study show that this system is effective for both users and energy utilities. This system enables users to reduce their energy costs, and in some cases, enables them to receive a tax privilege and low interest financing. It also enables the utilities to reduce peaks and fill off-peak valleys, thereby improving various management problems.

1. はじめに

民生用エネルギー消費量の増加傾向は、我が国のエネルギー需給を展望する際の大きな不安材料になっている。その中でも建築物で消費されるエネルギーの占める割合は大きく、とりわけ、夏季電力需要における尖塔のピークの主たる原因と見られる冷房用電力についての対策が急務とされている。

一方、都市ガスの需要について見れば冬、夏に大きな季節的な偏在が見られ、効率的経営のためには夏季の需要停滞をカバーする何らかの対策が必要とされている。

また、都市における水需要については、異常渇水期に対する節水対策についても最低限の配慮が必要である。

本研究で取り上げる複合熱源蓄熱空調システムの場合は、エネルギー供給サイドから提供される需要誘導、あるいは特定の時間帯に対する需要抑制の方策としての特別料金制度等の優遇策を取り入れることによって、運転コストの低減を計ることができる。また、省エネルギーへの貢献、エネルギー源の多様化政策への寄与や負荷平準化に寄与するシステムとして、状況によっては、低利融資による助成策や税制上の優遇策の対象として建設コストの削減を計ることも可能である。

* 1 建築設備工学科
平成 6 年 9 月 30 日受理

* 2 九州大学大学院総合理工学研究科熱エネルギーシステム工学専攻修士課程

前述のエネルギー供給サイドの諸問題を総合的に解決するために、電力利用熱源システムと蓄熱システムと都市ガス利用熱源システムとの組合せには一つの合理性があるといえる。複合熱源蓄熱システムの採用によって、電力と都市ガスにおける季節的需要偏在に対する相互補完の可能性や、電力利用熱源機器と都市ガス利用熱源機器が個々に有するシステム上の短所に対する相互補完能力を持ったシステム構成が可能となる。

しかしながら、従来においては、この複合熱源蓄熱空調システムが、高度の信頼性を要求される建物や大規模建築などの特殊な建物に採用されてその真価を発揮することがあっても、10,000～20,000m²程度の中規模事務所ビルに採用される例は少なかった。

この研究は、中規模一般事務所ビルに設置された複合熱源蓄熱空調システムを対象に、具体的には、空冷ヒートポンプチラーとガス焚冷温水機に地下二重ピットを利用した低水位型温度成層式蓄熱槽を組み合わせた熱源システムを対象に、長期に亘る運転実績データの追跡を行い、エネルギー需要の平準化とエネルギー利用の高効率化に対するシステムの有効性についての調査分析を行うものである。

対象建物を中規模事務所ビルに限定し、システムも汎用の空冷ヒートポンプチラーとガス焚吸収冷温水機の組合せに限定し、蓄熱槽は地下二重ピット空間の利用に限定して、本システムの有効性についての調査分析を行うことにより、建築設備生産工業化への糸口を模索しつつ、かつ設計指針の作成をめざすことがこの研究の基本的立場である。

2. 調査建物の概要

2.1 建築の概要

当建物は地上11階、地下1階、延床面積10,633m²の一般的事務所ビルである。図-1に基準階平面図を示す。地下1階は駐車場で非空調空間である。1, 2階は接客スペースとして用いられフロア中央南側に吹き抜け部分を持つ。3～11階は基準階である。コアは北に偏心した位置に設けられ、東、西には空調機械室が配置されている。また、建物の周辺は南、北面がそれぞれ幅員25m, 6mの道路に面し、建物西側には隣棟距離8.3mで軒高46mのビルが隣接している。東側は駐車場となっていて将来当建物と同程度の事務所ビルが建てられる可能性が強い。

2.2 空調設備の概要

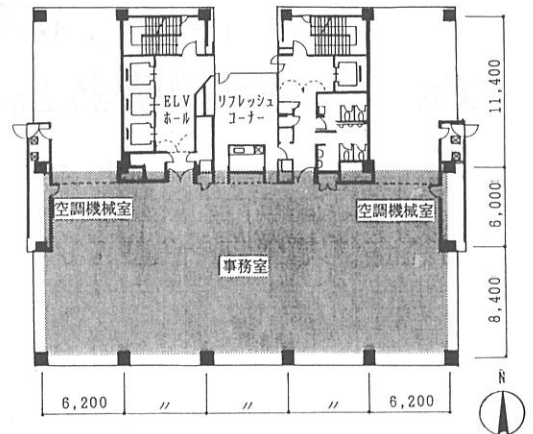


図-1 事務所ビル基準階平面図

図-2に示すように、汎用の電動空気熱源ヒートポンプチラー (100RT) とガス焚吸収式冷温水機 (150RT) の組合せによる電気・ガス併用の複合熱源方式をベースとして、通常の地下二重ピットスペースを利用して設置された低水位型温度成層式蓄熱槽 (出力100RT) からなる熱源システムが採用されている。

空調方式としては、インテリア部は各基準階の空調機械室内にシステム空調機 (4管式2コイル、電動2方弁制御) を備えた各階ユニットによるVAV方式を採用している。ペリメータ部はファンコイルユニット方式 (各階を4ゾーンに分け、立て管は4管式、ゾーンは2管式電動2方弁制御とする) を採用している。

表-1に熱源機器の測定項目を示す。

2.3 蓄熱槽の概要

蓄熱槽については、地下の二重ピットの有効利用を大前提として、且つ最大限の蓄熱容量を確保するために、あえて低水位型温度成層式を試みた。水資源有効利用や渇水期対策としての中水道設備や雨水貯留槽としての利用範囲の広がり傾向もあるなかで、地下ピットの利用を大前提とし、しかも限られた空間の中でできる限り高い電力夜間移行率と有効熱利用率を確保することを設計の基本方針としたために、図-3のように水深が1.7mと比較的浅い低水位型温度成層式蓄熱槽となっている。蓄熱槽の全容量は500m³である。槽は7つに分割され、各槽毎に、送水部と還水部を有する分配器を配置している。図-4の分配器には温度成層の形成を促進させるためディフューザーを設けた。ただし、水位調整のため隣接する槽とは連通管 (380φ) で繋がっている。槽の断熱仕

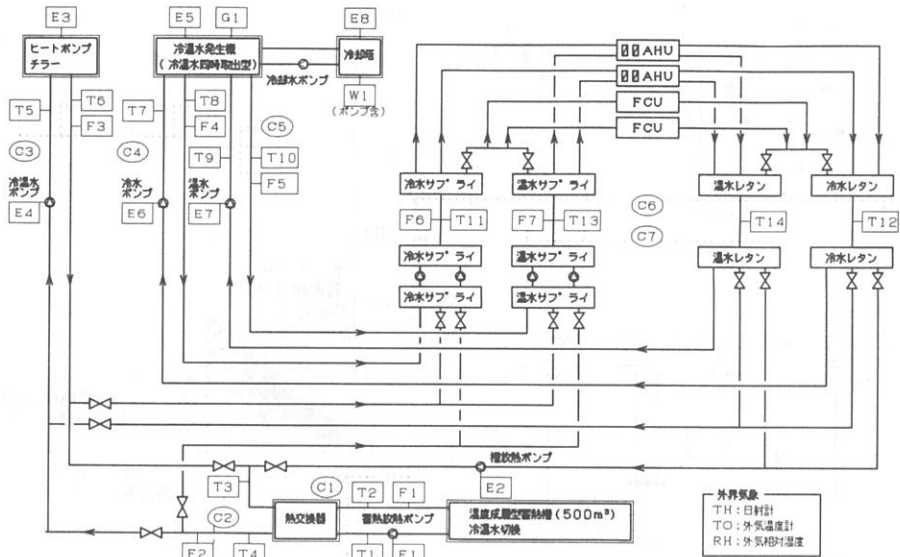


図-2 空調システムフロー図

表-1 熱源機器の測定項目

記号	測 定 点 名 称	記号	測 定 点 名 称	記号	測 定 点 名 称
C 1	熱交換器蓄熱槽側熱量	4	ヒートポンプラー冷温水ポンプ電力量	G 1	冷温水発生機ガス量
2	熱交換器チャラー, 空調機側熱量	5	冷温水発生機電力量	W 1	冷却塔補給水量
3	ヒートポンプチャラー熱量	6	冷温水発生機冷水ポンプ電力量	T H	水平面全日射量
4	冷温水発生機冷水熱量	7	冷温水発生機温水ポンプ電力量	R H	外気相対湿度
5	冷温水発生機温水熱量	8	冷却塔電力量 (冷却塔ポンプ含)	T O	外気温度
6	除去熱量	T 1	熱交換器蓄熱槽側入口温度	測定センサー種類	
7	供給熱量	2	出口温度	温度センサー：白金抵抗体	
F 1	熱交換器蓄熱槽側流量	3	熱交換器チャラー, 空調機側入口温度	湿度センサー：セラミックセンサー	
2	熱交換器チャラー, 空調機側流量	4	出口温度	流量計：電磁流量計	
3	ヒートポンプラー冷温水流量	5	ヒートポンプチャラー入口温度	消費電力計：積算電力計	
4	冷温水発生機冷水流量	6	出口温度	(パルス発信器付)	
5	冷温水発生機温水流量	7	冷温水発生機冷水入口温度	ガス使用量：ガスメータ	
6	空調機側冷水流量	8	出口温度	(パルス発信器付)	
7	空調機側温水流量	9	冷温水発生機温水入口温度		
E 1	熱交換器蓄熱槽側ポンプ電力量	10	出口温度		
2	空調機側ポンプ電力量	11	冷水ヘッダーサブライ温度		
3	ヒートポンプチャラー電力量	12	レタン温度		
		13	温水ヘッダーサブライ温度		
		14	レタン温度		

様はスラブ面、床面、壁面とすべてフォームポリスチレンボード (50mm 厚さ) による内断熱である。それぞれの槽毎に、図-3 に示す位置において、垂直温度分布 (10 点) とディフューザーの開口部上下 2 点の水温を測定している。

2. 4 建物の負荷分析

2. 4. 1 設計条件

夏期外気条件 33.5°CDB 24.9°CDP

冬期外気条件 0.3°CDB -7.1°CDP

夏期室内条件 26.0°CDB 50.0%RH

冬期室内条件 22.0°CDB 50.0%RH

人員密度 0.1人/㎡

取入外気量 25.0㎡/h・人

照明, OA 機器 40.0W/㎡

2. 4. 2 熱負荷計算結果

冷房ピーク負荷 1058Mcal/h (350USRT)

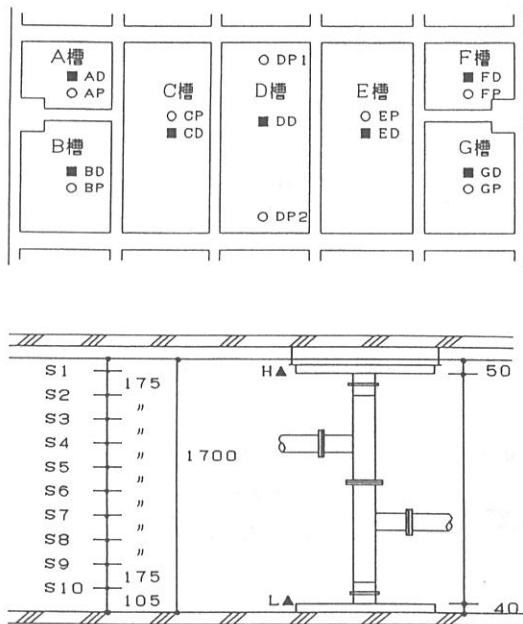


図-3 蓄熱槽の平面・断面と測定点位置

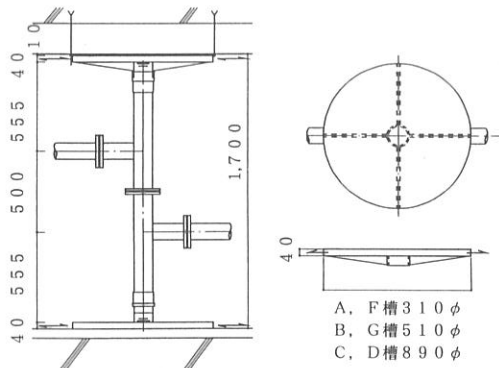


図-4 ディフューザー付分配器

暖房ピーク負荷 899Mcal/h

熱源容量の選定については他の建物の熱源容量との比較を行ってみたが、その結果については図-5に見られるように平均値か平均値以下の選択であることがわかる。

2. 4. 3 HASPによる動的負荷計算

MICRO-HASP/1982を用いて6, 7階の動的熱負荷計算を行った。入力条件については、実際の建物の使用状況を反映させるために建物利用状態下での内部負荷調査の結果に基づくデータを用いた。調査項目は以下の4項

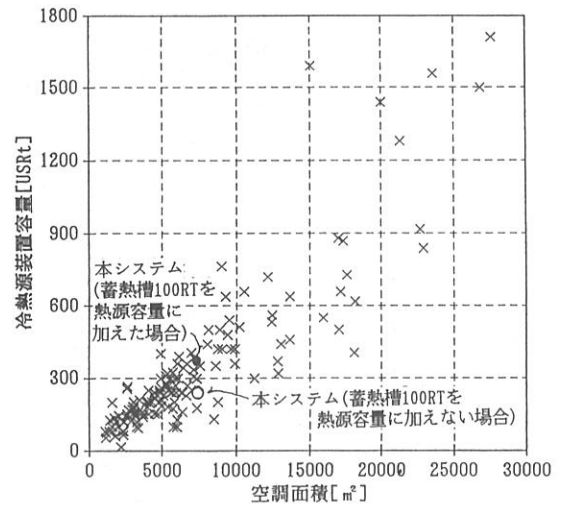


図-5 熱源容量の比較

目である。

- 1) 照明点灯率
- 2) ブラインドの使用状況
- 3) OA機器の設置台数と稼働実況の調査
- 4) 在室者の人数調査

外界気象条件として福岡標準気象データ2を用いた。

建物の四周1mをペリメータゾーンとしそのゾーンには照明、人体、機器などの発熱体はなく、外気導入もないものとする。インテリアゾーンの外気導入量は実際に各階に設定されている値を用いている。

設定外気導入量 入力値

6階	2,820m³/h	4.6m³/m²・h
7階	2,300m³/h	3.8m³/m²・h

図-6に6, 7Fペリメータゾーンの日積算冷暖房負荷の経日変化を示す。冷暖房負荷に6階と7階の差は見られない。僅かではあるが冬期に冷房負荷が生じている。

図-7に6, 7Fインテリアゾーンの日積算冷暖房負荷の経日変化を示す。7階は冬期でも冷房負荷が大きく、暖房負荷は僅かである。一方、6階の冬期は暖房負荷が大きい。夏期の冷房負荷は7階が内部発熱が大きいため約20%程度大きい。

冬期は6, 7階ともに冷房負荷よりも暖房負荷の方が大きく、蓄熱槽には暖房用の温水を蓄熱するのが妥当である。さらに、6, 7階ともに3月下旬～4月下旬と11月中旬の冷暖房負荷が小さく、これらの期間は蓄熱槽の冷温水の切替え時期を示唆している。

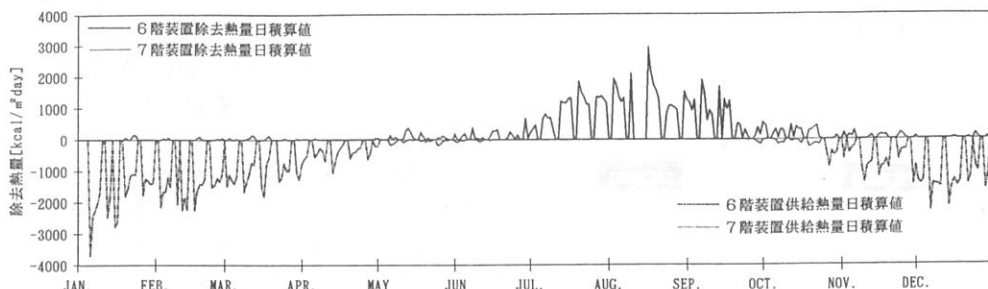


図-6 6, 7 Fペリメータゾーンの日積算冷暖房負荷の経日変化

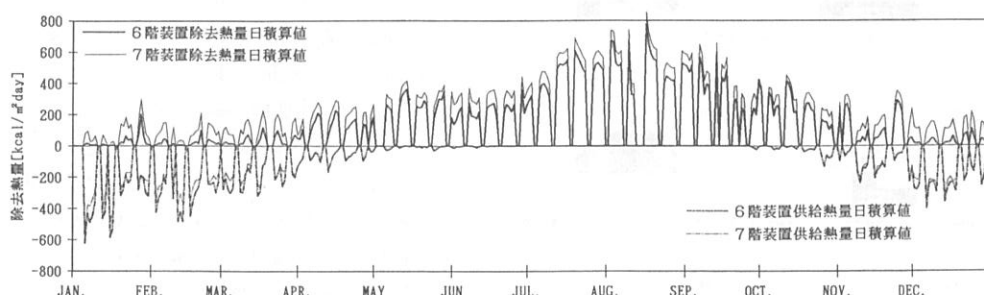


図-7 6, 7 Fインテリアゾーンの日積算冷暖房負荷の経日変化

3. 運転実績データ解析結果と評価

3. 1 機器運転実績データ

3. 1. 1 熱源機器運転計画

本研究では、実績データをもとに、蓄熱槽および各熱源機器系の運転特性を把握し、さらに、蓄熱槽ベース運転を基本とした熱源機器の追従運転順序の違いや運転制御方法の違いがエネルギー消費量とランニングコストに及ぼす影響を明らかにする。また本調査で得られた運転実績データをもとに、複合熱源空調システムのエネルギー消費面での位置付けや、ピーク時間調整契約などを含めたコスト効果の確認や夜間移行率など負荷平準化への貢献度の確認を行うために、種々のケースについての予測による比較検討を行った。

深夜電力利用による蓄熱空調運転をベースにして、ヒートポンプチラーとガス焚冷温水発生機の追従運転順序を入れ替えたり、放熱運転時の蓄熱槽汲上げ流量を変化させたりすることによって、図-8に示す8つの供給パターンを比較検討した。

(a) 夏期供給パターン

パターン1：蓄熱槽の放熱運転をベースとし、不足分をヒートポンプ、冷温水機の前で対応する。

パターン2：蓄熱槽の放熱運転をベースとし、不足分を冷温水機、ヒートポンプの前で対応する。

パターン3：槽汲上げ流量70%、他は**パターン1**と同様。

パターン4：槽汲上げ流量70%、他は**パターン2**と同様。

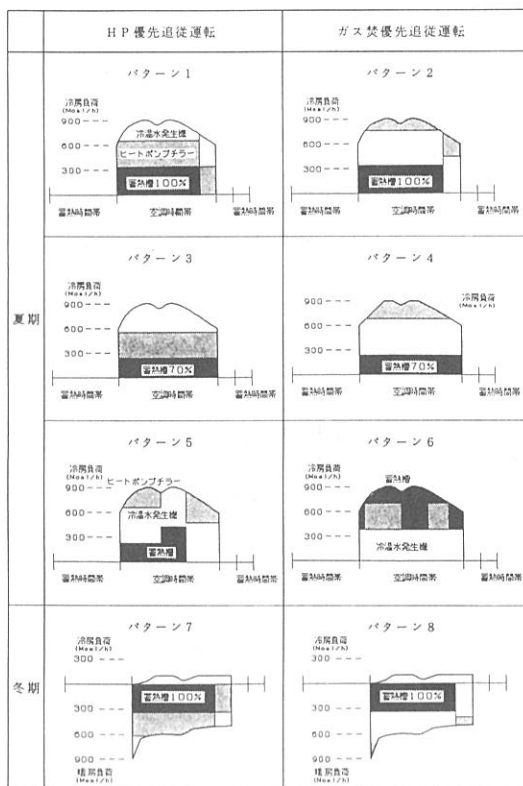
パターン5：冷房ピーク時間調整契約制度利用のために13~16時の間はヒートポンプを強制全停止し、冷温水機と蓄熱槽の集中放熱により対処する。

パターン6：**パターン5**に準じるが、さらに負荷予測制御を取り入れることにより全日負荷を想定し、ヒートポンプの計画的運転（13~16時以外の時間帯にヒートポンプ運転を行い蓄熱槽出力をピーク調整時間帯へ振り替える）による蓄熱槽出力の温存や躯体蓄熱などの異常負荷対策要素を加味して負荷の変動に対処する。

(b) 冬期供給パターン

パターン7：蓄熱槽、ヒートポンプ、冷温水機の前で対応し、冷房負荷が発生する場合には冷温水発生機の冷温水同時取り出し機能で対応する。

パターン8：**パターン7**と冷温水機、ヒートポンプの先後順が逆になる。



図－8 熱供給パターン

3. 1. 2 冷房時の運転実績データによる評価

運転データの省エネルギー評価のために表－2に示す1次エネルギー換算値を用いる。1992年7月下旬から8月初旬にかけて、**パターン1**（HP先発追従運転）と**パターン2**（ガス焚先発追従運転）を比較した。両期間の外界気象が異なるため、単純に両者を比較することはできないが、実測で得られたデータをもとにして、その比較結果を表－3のa欄に示す。

単位除去熱量あたりのコストについてはガス焚先発追従運転の方がやや有利という結果を得たが、この原因については、

- 1) ガス焚先発運転期間の外気温度が相対的に低く

表－2 1次エネルギー換算値

	電力 [kWh]		都市ガス [m ³]
	1次換算値	2次換算値	
発熱量[kcal]	2,450	860	4,500

なったためヒートポンプチラーの成績係数が高くなるという気象条件の好影響を受けたこと。

- 2) 冷温水発生機は最終追従運転時に頻繁な起動停止と低負荷運転を行い成績係数が低下したこと。

によると思われる。
この結果、ガス焚冷温水発生機については、ある程度安定した負荷が存在する状態での運転が望ましく、負荷が常に変動し発停を繰り返す可能性が高い最終追従機器としての使用には不向きであることが分かる。

1993年7月から8月にかけて同じ運転パターンの比較を行った結果を表－3のb欄に示す。1993年は冷夏の影響で全般に負荷が小さく2台目の運転データが少ないが、分析結果は同様の傾向にあることが分かる。

3. 1. 3 中間期の運転実績データによる評価

1993年3月から5月にかけて得られた実測データをもとにして、エネルギーとコストによる比較結果を表－4のa欄に示す。負荷が常に変動し低負荷運転や起動停止の可能性が高い中間期の追従機器としてはヒートポンプがやや有利であることが分かる。

3. 1. 4 暖房時の運転実績データによる評価

1993年冬はHP先発追従運転を基本的な運転パターンとし、2月14日～22日の期間、ガス焚先発追従運転を行い比較検討を行った。空調時間帯は8時～20時、蓄熱時間帯は22時～8時である。

HP先発追従期間とガス焚先発追従期間では外界気象が異なるため、単純に両者を比較することはできないが、実測で得られたデータをもとに、その比較結果を表－4のb欄に示す。

消費エネルギー的にはHP先発追従運転、ガス先発追従運転の間に大きな差は認められないが、コスト的にはHP先発追従期間の方が有利という結果が得られた。これは

- 1) ガスの料金体系が、冷房特約料金のある夏期に比べて、冬期は割高であること。
- 2) ヒートポンプチラーは機器発停時のロスや低負荷運転時の効率低下がガス焚冷温水機に比べ小さいこと。などに起因する。

3. 1. 5 消費エネルギー実績値

竣工後約2年半に亘るエネルギー使用量に関する運転データの実績値について、図－9に電力消費量の推移を示す。電力消費量については外界気象条件の猛暑度に比例している。電力料金についてはピーク時間調整契約によるコスト節減の効果がみられる。図－10に都市ガス消

表—3 夏期におけるエネルギー消費量・コスト比較

期	間	a. 夏期 ('92 7/27~8/29)		b. 夏期 ('93 7/5~8/6)	
		HP 先発追従 (7/27~8/29)	ガス先発追従 (8/5~8/22)	HP 先発追従 (7/26~8/6)	ガス先発追従 (7/5~7/16)
期間の除去熱量 [Gcal]	冷房負荷	89.77	67.51	55.05	57.67
	蓄熱槽	33.30	29.64	26.63	28.74
	ヒートポンプチラー	35.45	3.58	22.48	0.95
	冷温水発生機	21.02	34.29	5.94	27.98
期間の供給熱量 [Gcal]	暖房負荷	—	—	—	—
	蓄熱槽	—	—	—	—
	ヒートポンプチラー	—	—	—	—
	冷温水発生機	—	—	—	—
期間のエネルギー使用量	電気 [夜間 [kWh]	14,252	13,981	12,135	12,135
	電気 [昼間 [kWh]	22,362	6,582	12,247	4,144
	ガス [m³]	6,236	8,616	2,018	7,520
	水道 [m³]	85	127	21	92
期間のコスト [円] 従量料金のみ	総コスト	767,056	511,668	387,052	375,673
	電気 [夜間	104,967	103,831	72,032	71,834
	電気 [昼間	466,673	133,637	257,818	86,264
	ガス	170,147	235,085	49,532	184,578
	水道	25,269	39,115	7,670	32,997
総熱量 1 Gcal 当たりのコスト [円] 従量料金のみ		8,675	7,743	7,030	6,514
総熱量 1 Gcal 当たりの 1 次換算エネルギー		1,263	1,264	1,190	1,219
期間平均 COP	HP (蓄熱時)	2.46	2.69	2.81	2.64
	(追従時)	2.27	2.88	2.46	1.94
	冷温水発生機	0.70	0.79	0.66	0.78

表—4 中間期・冬期におけるエネルギー消費量・コスト比較

期	間	a. 中間期 ('93 3/29~5/25)		b. 冬期 ('93 2/4~2/22)	
		蓄熱槽温水放熱 (3/29~4/10)	蓄熱槽冷水放熱 (4/12~5/25)	HP 先発追従 (2/4~2/12)	ガス先発追従 (2/15~2/22)
期間の除去熱量 [Gcal]	冷房負荷	0.79	36.29	—	—
	蓄熱槽	—	32.68	—	—
	ヒートポンプチラー	—	—	—	—
	冷温水発生機	0.79	3.61	—	—
期間の供給熱量 [Gcal]	暖房負荷	65.59	8.35	16.97	14.02
	蓄熱槽	61.91	0.00	12.71	11.60
	ヒートポンプチラー	2.26	0.00	3.74	0.08
	冷温水発生機	1.42	3.61	0.52	2.34
期間のエネルギー使用量	電気 [夜間 [kWh]	5,502	14,819	8,966	7,504
	電気 [昼間 [kWh]	1,140	3,026	2,400	541
	ガス [m³]	384	4,361	173	842
	水道 [m³]	3	17	—	—
期間のコスト [円] 従量料金のみ	総コスト	65,294	257,695	112,631	111,658
	電気 [夜間	33,165	88,272	54,308	44,198
	電気 [昼間	21,614	56,366	46,605	10,429
	ガス	9,488	107,237	11,718	57,031
	水道	1,027	5,820	0	0
総熱量 1 Gcal 当たりのコスト [円] 従量料金のみ		3,966	5,772	6,637	7,964
総熱量 1 Gcal 当たりの 1 次換算エネルギー		1.019	1.045	1.568	1.524
期間平均 COP	HP (蓄熱時)	2.38	3.19	2.12	2.24
	(追従時)	2.10	—	2.33	2.42
	冷温水発生機	0.62	0.57	0.65	0.61

※但し春期の蓄熱槽冷水放熱期間は、蓄熱槽の温水から冷水への切替え期間を除いた値を表示している。

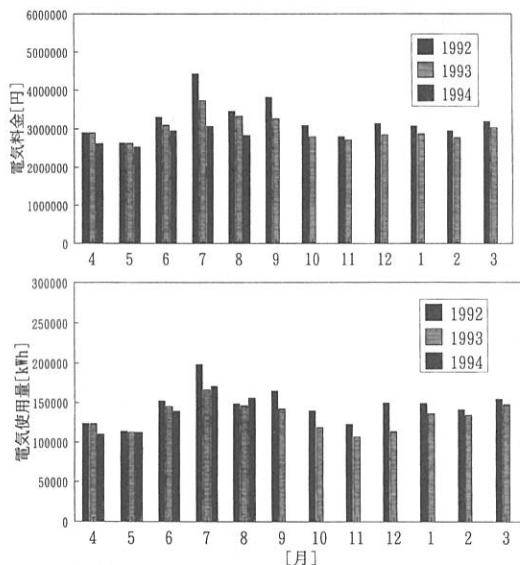


図-9 月別電力消費実績値の推移

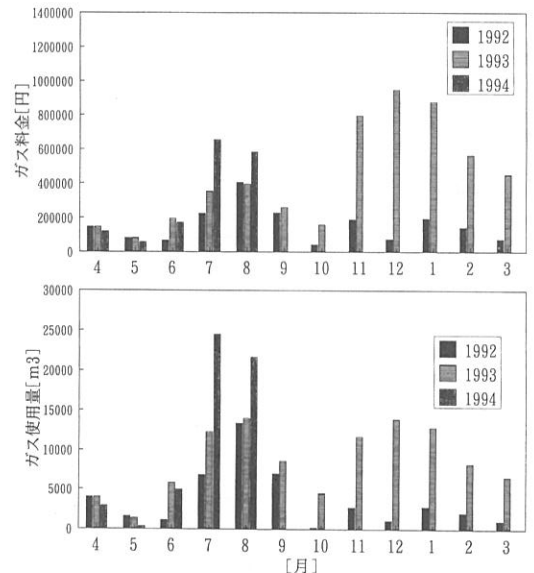


図-10 月別ガス消費実績値の推移

費量の推移を示す。第3年度の夏期3カ月は一貫してガス焚先発追従パターンを採用しているためガス消費量が多くなっている。ガス使用料金については電力料金との見合いであり、その有利性が確認された。表-5に主な運転データやエネルギーの年間使用量の実績値を示す。

3. 2 蓄熱槽の運転データによる評価

3. 2. 1 蓄熱槽の各種効率

図-11に1992年7月から1994年6月までの各種蓄熱評

価指標の月別推移をグラフに示す。蓄熱効率については夏冬のピーク時に比較して中間期の効率が低下している点、改良すべき要因が多い。低負荷時における温度成層形成不良の問題を含めて、総合的な自動制御の検討や、蓄熱槽の容量制御や容量設定の検討など、効率追究のみならず、省エネルギーや省コスト効果も勘案しながら、基本的な検討と対策が必要である。

有効熱利用率とは夜間の深夜電力時間帯に投入した熱量がどのくらい有効に利用されているかを示す、熱損失を含めた蓄熱システムの性能評価指標である。全般的には蓄熱水温と周囲温度との差が小さい夏期に熱損失が小さく、冬期に大きい傾向があるが、やはり中間期に問題があつて、低負荷時や冷温切替時に利用率が低下する。これは過剰蓄熱による残留熱量に比例し、蓄熱槽から周

表-5 各種エネルギーの年間使用量

項目	1992年度	1993年度	1994年度	単位
最大デマンド値	558	504	540	Kw
契約電力量	600	600	600	Kw
ピーク調整契約電力	***	***	-150	Kw
月間最大ガス使用量	13,509	14,112	24,694	m³/月
年間電力使用量	1,770,792	1,605,828	***	Kwh/年
年間ガス使用量	44,853	105,178	***	m³/年
年間上水使用量	6,396	5,322	***	m³/年
年間中水使用量	3,667	3,916	***	m³/年
年間下水使用量	10,062	9,238	***	m³/年
年間電力使用料金	38,970,654	36,182,133	***	円/年
年間ガス使用料金	1,911,748	5,272,121	***	円/年
年間上水使用料金	2,309,422	2,195,813	***	円/年
年間中水使用料金	1,156,311	1,462,681	***	円/年
年間下水使用料金	2,411,484	2,559,250	***	円/年
年間光熱費合計	46,671,998	47,671,998	***	円/年
同上延面積当り料金	4,398	4,483	***	円/m²/年

但し、1994年度は4月～8月間のデータによる

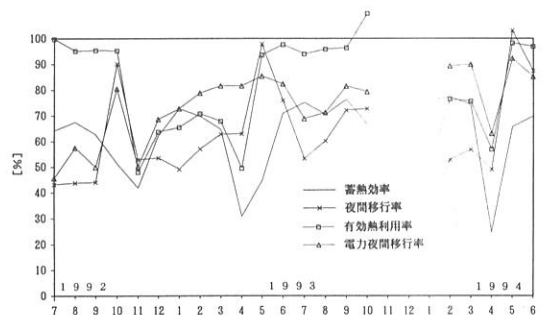


図-11 蓄熱に関する各種評価指数の月別推移

囲への損失熱量が大きくなることに起因する。

夜間移行率とは一日の空調全負荷を蓄熱で処理した割合を示し、電力夜間移行率とは1日の空調用全電力を深夜電力時間帯電力で処理した割合を示す。年間を通じて積極的な深夜電力の利用が行われ運転費軽減と電力負荷平準化に大きく貢献していることがわかる。冬期、夜間移行率に比べ電力夜間移行率が高い値を示しているのは、冬期に槽からの熱損失が大きく有効熱利用率が低下することに原因がある。

3. 2. 2 蓄熱槽の熱損失

図-12に蓄熱槽の熱損失についての実測データを示す。冷水蓄熱時の熱損失量は24時間放置状態で蓄熱可能量に対して約5～6％となっている。また温水蓄熱時の熱損失量は24時間放置状態で蓄熱可能量に対して約10～12％となっている。中間期の槽分割による部分蓄熱や蓄放熱温度設定値の可変制御、断熱仕様の見直しなどトータルでの検討が今後の課題である。

3. 3 エネルギー消費量とランニングコストの予測
本調査で得られた運転実績データをもとに、複合熱源蓄熱空調システムの省エネルギー性能やコスト低減効果

や負荷平準化への貢献度の確認を行うために、表-6に示す5つのケースについて、予測による比較検討を行った。

表-7に月別の消費エネルギー1次換算値の予測結果を示す。当然のことであるが、蓄熱槽を持つケースより蓄熱槽を持たない「ケース4」の場合がエネルギー消費量が最も少ない。蓄熱に伴う熱損失を回避することはできないが、その差を最小限にすることが蓄熱システムの成否にとって重要である。予測の結果からみて、冷房時のエネルギー消費量については顕著な差が見られないが、冬季のエネルギー消費量に大きな差がある点、冬季の蓄熱効率などの向上に対する対策が今後の課題となる。なお、蓄熱システムを採用した他の4ケースについては、ヒートポンプチャラーの運転比重が高いほうがやや有利な傾向にあるといえるが、消費絶対量として見れば、この4種のケース間に顕著な差は見られない。

表-8に月別のランニングコストの予測結果を示す。

非蓄熱システムである「ケース4」の場合、エネルギー消費の面では最も有利であったが、ランニングコスト的には割安な深夜電力を利用できないため最も不利となる。

表-6 シミュレーション予測対象熱源システム

ケース1	蓄熱槽(500m ³)→H P 先発→冷水発生機
ケース2	蓄熱槽(500m ³)→冷水発生機先発→H P
ケース3	蓄熱槽(500m ³)→ヒートポンプチャラー2台
ケース4	ヒートポンプチャラー3台(蓄熱槽なし)
ケース5	蓄熱槽(500m ³)→冷水発生機先発→HP(ピーク調整契約)

※「ケース5」は、夏期(7月～9月)にピーク時間調整契約を行い、その他の期間は「ケース1」の運転を行ったとする。

表-7 月別の消費エネルギー1次換算値の予測結果

期間	ケース1	ケース2	ケース3	ケース4	ケース5
1月	155.3	158.8	154.4	114.5	155.3
2月	130.3	130.8	129.9	91.1	130.3
3月	121.4	121.6	120.8	82.8	121.4
4月	42.8	48.7	36.8	36.2	42.8
5月	33.4	34.0	32.3	33.1	33.4
6月	89.9	95.9	88.7	85.5	89.9
7月	186.1	187.9	184.1	181.4	184.8
8月	162.8	167.3	157.5	154.4	165.9
9月	148.9	155.0	145.3	143.5	152.0
10月	48.8	54.9	51.0	49.9	48.8
11月	61.9	58.3	57.9	38.9	61.9
12月	120.9	119.6	118.1	77.1	120.9
年間	1302.5	1332.8	1276.8	1088.4	1307.4
順位	3	5	2	1	4

単位：[Gcal]

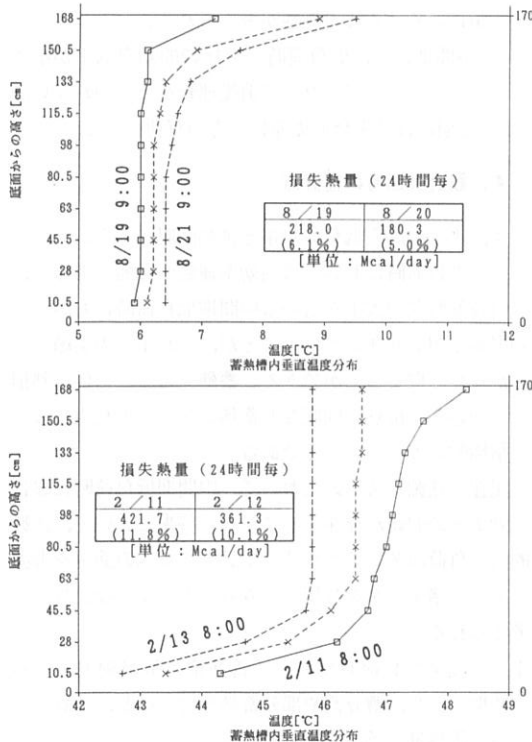


図-12 蓄熱槽の熱損失

表—8 月別のランニングコストの予測結果

期間	ケース 1	ケース 2	ケース 3	ケース 4	ケース 5
1 月	1097	1461	1028	1315	1097
2 月	875	1099	851	1129	875
3 月	803	965	782	1063	803
4 月	515	543	545	693	515
5 月	447	413	430	668	447
6 月	682	707	690	1085	682
7 月	1383	1253	1310	1995	959
8 月	1237	1128	1244	1758	845
9 月	1154	1070	1166	1663	781
10 月	470	487	479	801	470
11 月	627	540	521	714	627
12 月	839	932	767	1018	839
年間	10129	10598	9813	13902	8940
順位	3	4	2	5	1

単位：[千円]

ランニングコスト的には、各ケースを、年間を通じて、それぞれのパターン通りに運転した場合、ヒートポンプチャラー2台と蓄熱槽からなる「ケース3」が複合熱源システムである「ケース1」や「ケース2」より有利となるが、「ケース5」のように複合熱源システムの利点を生かして、ピーク時間調整契約を取り入れるなど、エネルギー供給者サイドが提供する特約料金を適宜選択しながら運転することによって、本システムが最も有利なシステムとなり得る可能性がある。

実績データの解析結果をシーズン毎にみれば、冬期暖房時においては、エネルギー的にもランニングコスト的にも、ヒートポンプチャラー主体運転の方が有利である。

中間期においては、相対的に負荷が小さく、追従運転する機器の負荷が安定しないこともあって、低負荷運転時の効率低下が少ないヒートポンプチャラー主体運転の方がやや有利である。

夏期冷房時においては、エネルギー的にはいずれの方式にも差が見られないが、ランニングコスト的には、ガス冷房特約料金の特典を生かせるガス焚冷温水機主体運転の方が有利である。

年間を通じては、ヒートポンプチャラー主体がやや有利と思われるが、蓄熱システムを前提条件に、かつ複合熱源システムだけに可能なピーク時間調整契約制度を利用するなどの組合せ効果によって、本システムのランニングコスト上の有利性を確認することができた。

3. 4 エネルギー評価と経済性評価

実績データおよびエネルギー消費量の予測結果より、電気・ガス複合熱源空調システムの特性について以下の

知見を得た。

- 1) エネルギー消費については、蓄熱システムを前提とした複合熱源システムの場合、ヒートポンプ機先発追従運転とガス焚冷温水機先発追従運転の間に決定的な差は認められない。
- 2) 暖房期において、蓄熱槽の有効熱利用率は冷房期より低い値を示す傾向がある。非蓄熱システムと蓄熱システムとのエネルギー効率の差は主として冬期蓄熱時や中間期低負荷時の槽熱損失量に起因すると考えられるため、その対策が今後の課題となる。低負荷時には蓄熱水温設定の変更や蓄熱槽の容量制御といった蓄熱槽の高効率化を図る必要がある。
- 3) ランニングコストに関する経済性については以下の通りである。
 - a) ランニングコスト低減のためには、年間を通じ深夜電力利用蓄熱運転をベース運転とするのがよい。
 - b) ピーク時間調整契約の可能な複合熱源とすることによりランニングコストの低減が期待できる。
 - c) 夏期は、冷温水発生機の安定運転が可能なガス先発追従運転の方が有利である。これによりピーク調整契約も可能になるなど省エネルギーと省コスト対策にいろいろな可能性が考えられる。
 - d) 中間期には、低負荷時でも比較的効率低下が小さいヒートポンプチャラーで追従運転を行うのがよい。
 - e) 冬期はHP先発追従運転の方が有利である。

4. 設計計画時の留意点

4. 1 中間期低負荷対策と排熱回収システム

ピーク負荷時においては高効率運転が可能であるが、その運転時間の大半を占める中間期低負荷時における効率が予想より悪いということが、これまでの実績データから見て取ることができる。蓄熱システムに伴う熱損失については排熱の回収など蓄熱システムの利点によって積極的にカバーすべきである。

現在の熱源システムにおいて、中間期低負荷時における効率上の問題が存在することや、将来において、比較的内部負荷の多いインテリジェントビルへの適用を考慮に入れて諸データを分析してみると次のような改良点が考えられる。

- 1) 中間期低負荷時において蓄熱槽容量が過大となる時期があり、槽分割や部分蓄熱を行うなど、装置の改良と蓄熱量の予測制御が必要である。
- 2) 内部負荷が増大した場合や、OA機器負荷が多いイ

ンテリジェントビルへの適用を考慮した場合、冬期冷房から生じる多量の排熱を回収できるシステムの採用を考慮すべきである。

図-6, 7はHASPによる年間熱負荷予測を示すが、負荷計算の結果によれば年間を通じて冷房負荷が存在することがわかる。当建物の場合各階が大部屋として使用されているせいもあって、中間期や冬期の冷房負荷の要求度が計算負荷に比較して少なくなっている。OA機器発熱負荷が多いインテリジェントビルの場合は経常的に中間期、冬期の冷房負荷が発生することはもちろんのこと、一般事務所ビルにあっても、状況によっては中間期および冬期冷房の要求が生じる可能性が強い。

4. 2 異常負荷への対応策

本建物の竣工初年度は平均的な夏であったが、第2年度は異常冷夏、第3年度は、記録破りの猛暑に見舞われ、一気に多様な外界気象条件の洗礼を受けることになった。それぞれの気象条件の影響が図-13のグラフに如実に現れているが、各年のシーズン最大負荷の差についてはそれほどではない。運転者の学習効果によって3年目の猛暑がカバーされた可能性もあるが、いずれにしてもビル竣工後の数年間は熱源容量に十分な余力があることが分かった。図-5に見られるように熱源機器容量については平均的な容量選定がなされている中で、負荷計算による設計値ほどのピーク負荷がかからないことについては、西側敷地に隣接して建つビルによる日射遮蔽効果や内部発熱負荷が設計値に比較してまだ少ないことや運転者の省エネルギー意識の効果など種々の要因が考えられるが、いずれをとっても特に当該ビル特有の条件であるともいえない。内部発熱負荷の将来増などを含めても当面、ピーク時間調整契約を実行するになんらの支障がないことが立証された。空調負荷の出現頻度を年間で見てみる

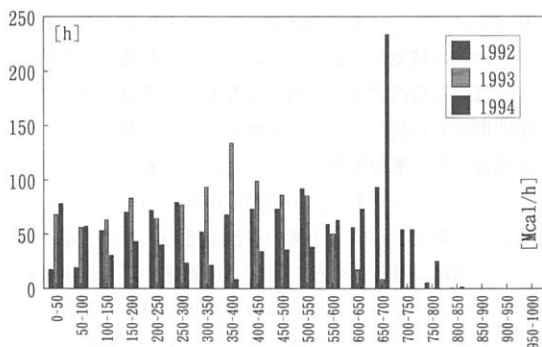


図-13 時間あたり冷房負荷の出現頻度

と中・低負荷状態の出現頻度が圧倒的に多く、ピークに近い負荷状態は意外に頻度が少ないことが分かる。

1994年度夏季は異常負荷状態であったにもかかわらず、現在の熱源機器容量で、また現状の内部負荷の状態では、何らの支障も生じなかったが、将来、内部発熱負荷の急速な増大などの要因が重なりピーク時間調整契約時間中に蓄熱槽出力とガス焚冷温水機だけでは負荷を賄い切れなくなるときが来るかもしれない。かかる過負荷状態の下で運転を継続すると、冷水温度が急激に上昇し、その結果二次側空調機の熱交換能力が低下し、送気温度が上昇し、室内温度が上昇することが予想される。ピーク時間調整契約の続行によるコスト効果と居住者への温湿度環境との選択をどの時点で転換すべきかの見通しを立てておく必要がある。

図-14にピーク負荷調整契約時間中の蓄熱槽出力を強制的に停止した時の運転状態（自動制御の不具合によりピーク負荷調整時間中に蓄熱槽出力が停止状態になった）を示したものであるが、この状態がその過負荷状態下での推移を極端な形で再現していると考えられる。

メーカーの見解によればガス焚冷温水機を過負荷状態で運転することについては何らの障害もないということであるから、最悪の場合でも機器運転についてはこの運転状態を継続放置しても差し支えはないといえる。

室内側にあっても、13時から16時まで、3時間のピーク時間調整契約時間内を過負荷状態で運転した結果が約1.5~2.0°CDBほどの緩やかな室温上昇で済むことがこのデータから明らかになった。結果としては、室内居住者からの室温上昇に対するクレームもなかった。この状態は蓄熱槽側運転を完全に停止し出力を0にし、ガス焚冷温水機だけの単機による運転状態であるため、極端に

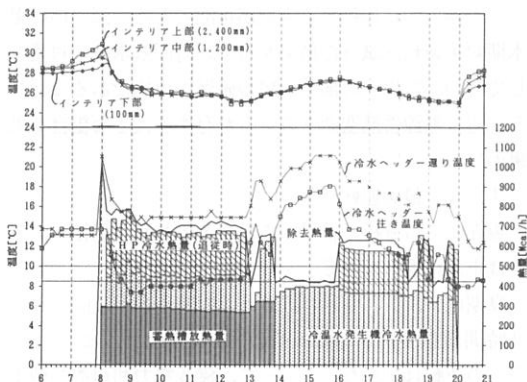


図-14 ピーク調整契約時間中の蓄熱槽強制停止運転

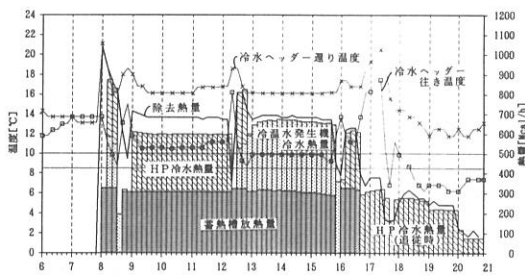


図-15 温水期対策運転パターン

冷水温度が上昇しているが、蓄熱槽運転が加わる本来の運転状態であればこれほどの急激な冷水温度の上昇は生じず、室温上昇ももっと緩やかに推移するものと予想される。

極論すれば、異常負荷対策が一切機能しない最悪の事態を想定したとしても、室温上昇その他、決定的といえるような支障は発生しないままピーク時間調整契約時間を凌ぐことができるといえる。

現在、異常負荷対策として検討中の項目のみ下記に列記する。

- 1) 躯体蓄熱の利用
- 2) 予測制御によりガス焚冷温水機で予冷運転をする。
- 3) 蓄熱槽の一時的出力増対策
ガス焚冷温水機で蓄熱を応援運転（過負荷運転を継続した時に槽水温が設計値以上に上昇した場合）
- 4) 外気取入量の CO_2 制御
外気量をカットして一時避難

4. 3 温水期対策

水飢饉時の節水対策としては、ピーク調整契約時間以外ではガス焚先発追従運転に代えて電動ヒートポンプチラーを優先的に運転する選択が可能である。図-15に温水期対策運転を試みた結果を示す。時間断水時の対策としても約60%以上の部分冷房の確保が可能であることなど、複合熱源蓄熱空調システムが有する大きな組合せ効果のひとつである。

4. 4 最適運転パターン

現在までの分析の結果から最適と思われる運転パターンは下記の通りである

夏期の7, 8, 9月の3カ月は13時～16時の間、ピーク時間調整契約を結び、その間は電動ヒートポンプチラーの運転は行わない。従って、深夜電力利用蓄熱槽出力(280Mcal/h)をベースにガス焚冷温水機(450Mcal/

h)を追従運転先発機、電動ヒートポンプ(330Mcal/h)を後発機とする。上記契約時間内については強制的に電動ヒートポンプを停止する。負荷予測によってその間の時間負荷が730Mcal/hを超えることが予想される場合は前記異常負荷対策により蓄熱槽の出力をその時間帯に集中的に増大できる対策をとる。

異常温水期など公共的使命から節水が優先される場合にあってはヒートポンプ機を先発機に指定する温水期運転パターンをとる。その程度によってはピーク時間調整契約時間の縮小も考慮に入れる。

中間期軽負荷時にあっては負荷予測により時間負荷のピークが400Mcal/h以下の場合はヒートポンプ先発追従運転とする。蓄熱槽のみの運転でカバーできる期間の運転については負荷予測による。蓄熱槽の熱損失を最小限に抑えるための蓄放熱温度の変更や蓄熱時間調整による部分蓄熱制御の必要性については今後の検討課題である。

4月中旬に蓄熱槽を温水から冷水に切り替える。11月初旬に冷水から温水に切り替える。切替時には無蓄熱放熱運転により省エネルギーを図る。

冬期は深夜電力利用蓄熱槽出力(290Mcal/h)をベースに電動ヒートポンプ(300Mcal/h)を追従運転先発機、ガス焚冷温水機(400Mcal/h)を後発機とする。

4. 5 中央管制と自動制御システムの課題

本システムの課題は省エネルギーと省コストのために最適の運転パターンを選択しながら無人運転化を図ることである。その前提として負荷予測制御が上げられる。

すでに開発された負荷予測制御のなかでコスト的にも精度的にも充分実用的な制御システムが選択購入できる。

蓄熱槽の入出力の制御、ガス焚冷温水機、ヒートポンプ機の組合せパターンの選択制御のためにはさほど高い負荷予測精度は必要はない。多少の過大蓄熱に対しての熱損失については過大蓄熱量の5～6%程度と考えればそれほどの精度は必要ではないし、過小蓄熱時の対策としては異常負荷対策を流用するなど対応策は容易である。中間期部分負荷については必要蓄熱量を予測することで必要最小限の部分蓄熱を行うことによる省エネルギー運転に努力すべきである。予測精度の向上のためには内部負荷の変動にたいする予測の方法とその入力の方法についての課題が残る。今後の設計上の課題としては運転制御システムを含めてシステムの標準化が重要な課題となるであろう。システム自体の省エネルギーと運転コスト上の優位性については立証できたが、設計と施工や運転

保守に係わるソフト技術に関するコスト節減を達成することが本システム普及への今後の鍵となるであろう。

5. ま と め

3年間に亘る実測データの解析結果から第一の目標であるエネルギー需要の平準化と多様化を含めた資源エネルギー政策に対する貢献については、昼間電力の夜間移行、夏期の電力ピーク時間調整契約の可能性の実証、都市ガスの夏期需要増加への寄与、水飢饉時の節水対策と最小限冷房確保の可能性などの所期の設計目標達成が可能であることが確認された。

第二の目標である本システム普及促進のためのコスト削減の可能性については、シミュレーションの結果、業務用深夜蓄熱調整契約制度、ピーク時間調整契約、都市ガス冷房特約の特別料金制度のすべてを取り込むことによって、本システムの運転費に関する有利性が確認できた。またエネルギー政策上の観点から提供されている省エネルギーに寄与するシステムやエネルギー源多様化へ寄与するシステム、負荷の平準化に寄与するシステムへの公的機関による低利融資助成策や税制上の優遇策を取り入れることによって、建設コストの低減を計ることも可能となる。

第三のエネルギー利用の高効率化については、非蓄熱システムに比べ蓄熱システムは蓄熱損失分だけ不利になるのは自明の理であるが、負荷予測制御技術を前提として蓄熱槽の容量制御や蓄放熱可変温度制御システムなどの検討を行い、熱損失を最少限に止める対策を進めるとともに、積極的な排熱回収システムの採用などによって省エネルギー性を強化すべきである。

本システムの普及促進のための技術上の問題としては

- 1) 蓄熱槽を含めてのメンテナンスフリー化
- 2) システム全体の無人運転化

が今後の残された課題となる。

開放型蓄熱槽にまつわる水質管理と機器配管の腐食の問題については水水熱交換器の介在による二次側の密閉化と耐食性機材の利用や容量増による汚れ係数の確保によってメンテナンスフリーが可能となる。

無人運転化については火気を使用するガス焚吸収式温水機の水無人自動運転にやや不安が残るが、既に長年にわたる無人自動運転の実績が重ねられていて安全上の問題はないとされている。万一の事故を想定し屋上設置を標準とするのがよいと思われる。

一方、建設コスト上の問題については蓄熱槽に関する

コスト増や、無人運転化のための中央管制や自動制御のためのコスト増がある。計画時に政策上の低金利融資による助成策や税制上の優遇策や運転費低減による初期投資効果を充分検討する必要がある。さらに、本計画と類似のプロジェクトを同一方式で複数件計画することが出来れば、設計施工に関するエンジニアリングコストを大幅に削減出来ることも考慮すべきであろう。

ここで得られた多くの知見は東京以西、太平洋側に位置する中規模事務所ビルに複合熱源蓄熱空調システムを導入するメリットを明らかにしたものであり、また、その際の設計指針となるものである。

この中規模事務所ビルの空調設備に関する市場においては、マルチエアコン方式が種々の優位性をもって主流となっているが、このシステムの欠点は、同時に冷房電力需要の集中を加速する主因をなしていることも事実である。

設備費用が比較的安価であること、無人運転化や個別制御が容易であることなど機器分散システムの優位性を否定するものではないが、現在問題となっている冷房用電力需要の集中がもたらす弊害の緩和やエネルギー需要の平準化への寄与という視点から、集中熱源方式が有するエネルギー利用の高効率化への可能性と蓄熱方式という熱バッファ機能が有する多様な可能性にもう一度着目し、その欠点とされるものの克服について改めて見直しを行うべきである。

その後のエレクトロニクス技術の大容量化や高速化とそれに伴うソフト開発技術をもってすれば、これまで技術的にもコスト的にも困難とされてきた自動無人運転化やメンテナンスフリー化の問題が、容易に、かつ安価に解決できて、今や決定的要因ではなくなってきたことがわかる。

問題があるとするなら、マルチエアコンは量産効果によって製品の精度が高く、自動制御の標準化が進んでいる点である。この複合熱源蓄熱空調システムにおいても、基礎データを収集解析する事によって設計、施工、運転保守に関する工業化の手法を取り入れた標準化を計ることが大事である。

また運転実績データの蓄積をはかることで建築設備、中でも蓄熱システムに対する性能評価と性能保証の問題について検討すべき時期でもある。設計者と施工者と運転管理者との間における意志疎通の不足から無駄なエネルギーが費やされ、節約されるべきエネルギーが看過される事例が少なくない。基準となるべきエネルギー利用

の指標を明確に提示することにより運転管理の目標が定められ、省エネルギー手法の効果の検証が可能となり、必然的に省エネルギーが促進されることになる。

本システムを中規模事務所ビルに適用するに際して、蓄熱槽をはじめとする各構成要素についての研究は既に理論的にも確立され蓄積されたデータも豊富であるが、それをシステムとして統合するための運転実績の追跡調査研究が不足してきたといえる。そのため総合システムとしての正確な評価がなされないまま、中規模事務所ビル以下への適用は検討されることすらなく、採用を見送られてきた経緯がある。本研究は、現在のエネルギー需給を取り巻く環境の変化と、コンピューターやセンサーなど支援技術の進歩を背景に、そのシステムの当否についての調査分析を継続するものである。

謝 辞

実測データの収集と解析に当たっては、九州電力㈱、大成建設㈱、大成サービス㈱の関係各位ならびに九州大学の大学院生の諸君に多大の御協力をいただきましたこ

とに対し、ここに深甚の謝意を表します。

参 考 文 献

- 1) 中島康孝他：商業施設における蓄熱空調システムの性能評価に関する研究（その1～6）空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集，1987年10月～1989年10月
- 2) 龍 有二他：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1～9），日本建築学会大会学術講演梗概集，1992年8月～1994年9月
- 3) 西山紀光他：深夜電力利用蓄熱システムにおける電気・ガス複合熱源方式の運転実績データ解析（その1～4），空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集，1993年10月～1994年10月
- 4) 岡部裕之他：電気・ガス複合熱源ベストミックス空調システムに関する研究（その1～7），日本建築学会中国・九州支部研究報告，1993年3月～1994年3月
- 5) 空気調和・衛生工学，竣工設備一覧，1988～1993年