

空気調和・衛生工学会論文集

Transactions of the Society of Heating, Air-Conditioning and Sanitary Engineers of Japan

No.164, November, 2010

学術論文

- 電気炉排熱回収による省エネルギー可能量の推定
福代和宏・金子準二・田中宏伸・松浦好宏 1
- 熱源システムのモデリングによるポンプ可変速制御方法に関する研究
第2報——異種熱源機器が混在する熱源システムへの適用と
熱源機器単体流量の安定性改善方法
岡崎徳臣・水谷国男・佐藤秀幸・西 浩之・高木大輔11
- 建築総合エネルギーシミュレーションツール BEST における
設計用最大熱負荷計算法に関する研究
郡 公子・石野久彌・長井達夫・村上周三19
- 連結完全混合槽型蓄熱槽の浮力の効果を考慮した槽内混合モデルに関する研究
第2報——槽内混合モデルの提案とその計算例
北野博亮・岩田 剛・一瀬茂弘・相良和伸27

技術論文

- 空調用熱源システムの部分負荷運転制御法の開発と導入効果の検証
松下直幹・李 霽憲・吉田健一・赤司泰義・住吉大輔・宮田征門・田中 誠・
藤村昌弘39
- プラスチック製ラジエータに関する研究
第2報——除湿型ラジエータの冷房能力の評価
白土博康・富田和彦・黒田邦臣・井浦奉昭49



空気調和・衛生工学会

The Society of Heating, Air-Conditioning and Sanitary Engineers of Japan

空調用熱源システムの部分負荷運転制御法の開発と 導入効果の検証

松下直幹^{*1} 李 霽 憲^{*2} 吉田健一^{*3} 赤司泰義^{*4}
住吉大輔^{*4} 宮田征門^{*5} 田中 誠^{*6} 藤村昌弘^{*6}

業務用建物で使用されるエネルギーの約半分は、空調設備の運転によるものとされる。一般に空調設備は最大負荷に基づいて設計されるため、部分負荷運転の割合が非常に高く、非効率な運転となっているケースが多くみられる。本論文では、空調設備方式の中でも、中規模以上のビルに採用されているセントラル空調方式の熱源システムを取り上げ、システム効率の改善によってエネルギー消費量削減を低コストで実現できる2つの制御法を提示する。そして、本制御法を実建物へ導入し、運転効率改善やエネルギー消費量の低減効果を明らかにした。

キーワード：実験・シミュレーション・セントラル空調・吸収式冷温水機・部分負荷運転・省エネルギー

はじめに

業務用建物で使用される建物全体のエネルギーのうち、空調設備に用いられる割合は約半分を占めると言われる¹⁾。従って、空調設備へのエネルギー削減対策の実施が重要である。しかし、老朽化した熱源機器の更新などは多額のコストがかかり、事業者にとって大きな負担となるため、低コストで実現できる改善策が求められる。

そこで、中・大規模建物に採用されている一般的な空調用熱源システムの低負荷時の運転を改善することを意図して、比較的低コストで導入可能な熱源低負荷運転回避制御と設定値最適化制御を提案する。本報では、これらの制御法の詳細を提示するとともに、それらの制御法を実建物に導入し、その効果を定量的に明らかにする。

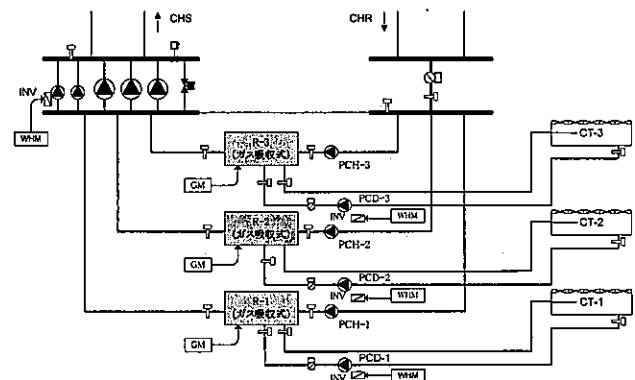
1. 対象とする熱源システム概要と制御の課題

開発した制御法は、セントラル空調方式で吸収冷温水機を用いた熱源システムを対象とするものである。

1.1 対象熱源システム

本研究では、開発した制御法の導入検証を行う熱源システムとして 年 月に竣工した大学施設を対象に研究を

進めた。図-1に熱源システム系統図を、表-1に熱源機器仕様を示す。この熱源システムは、大学管理棟、研究棟、教室など多岐にわたる用途の建物10棟に空調用冷温水を供給する。本熱源システムの各熱源機用冷却水ポンプにはインバータが導入されており、熱源機の冷却水温度差による



□：電力発生器 □：差圧式流量計 □：電圧流量計 □：インバータ
▽：配管挿入型温度センサ WMS：電力発生センサ GM：ガスメータ（VRS-免償付）

図-1 熱源システム図

表-1 熱源システム機器仕様

機器名	仕様
ガス吸収冷温水機 (R-1, R-2, R-3)	冷演能力 2408.7kW 冷水流量 5800L/min, 冷水入口温度 12.8℃, 冷水出口温度 6.8℃, 温水入口温度 54.4℃, 温水出口温度 60℃, 冷却水流量 11670L/min, 冷却水入口温度 32℃, 冷却水出口温度 37.4℃, 定格ガス消費量 187Nm ³ /h (冷房時), 209Nm ³ /h (暖房時)
開放式冷却塔 (CT-1, CT-2, CT-3)	冷却能力 4396.6kW, 循環水量 11670L/min, 冷却水出口温度 32℃, 冷却水入口温度 37.4℃, ファン定格風量 1200m ³ /h, ファン定格消費電力 3.7kW/台
冷温水ポンプ (PCH-1, PCH-2, PCH-3)	定格流量 5800L/min, 定格軸動力 26kW, 定格揚程 15m, 定格回転数 1800rpm
冷却水ポンプ (PCD-1, PCD-2, PCD-3)	定格流量 11670L/min, 定格軸動力 110kW, 定格揚程 37m, 定格回転数 1800rpm

*1 九州大学大学院人間環境学府博士後期課程 [(株)アレフネット 正会員]
*2 九州大学大学院人間環境学府博士後期課程 正会員
*3 九州大学大学院人間環境学府修士課程 正会員
*4 九州大学大学院人間環境学府 正会員
*5 (独)建築研究所 環境研究グループ 正会員
*6 (株)アレフネット 正会員

変流量制御が行われる。また、各冷却塔は5台のファンを持ち、冷却塔出口温度によりファンの台数制御が行われる。熱源の運転台数は、二次側負荷熱量に見合う運転台数に制御される。なお、本制御においては、二次側負荷熱量が熱源1台分の定格能力と比較して非常に低い場合でも、ベース運転として最低1台は運転するようになっている。

1.2 対象熱源システムの運転状況と課題

運転制御の課題を明らかにするため、BEMS に保存されていた 2006 年度のデータを用いて熱源システムの負荷発生状況を分析した。

図-2 に冷房期間 (2006 年 5 月 7 日～10 月 31 日, 全 4272 時間) 及び暖房期間 (2006 年 4 月 1 日～4 月 30 日及び 2006 年 11 月 1 日～2007 年 3 月 31 日, 全 4344 時間) について、熱源運転台数別の発生累積時間と各期間内の発生割合を示す。横軸の「停止」とは、熱源システム自体が運用されていない状態、すなわち熱源も二次ポンプもすべて停止している状態を表す。一方、横軸の「1台運転」～「3台運転」は、熱源システムが稼働し、台数制御により決定された運転台数毎の発生時間を示す。この図より、冷房期間の 80%、暖房期間の 69%は、ベース機 1 台で運用されていることがわかる。図-3 にベース機 1 台の運転負荷率別の発生累積時間を示す。負荷率は熱源機であるガス吸収冷温水機 1 台の定格能力に対する生成熱量の割合と定義する。負荷率が 50%以下での運転が冷暖房ともに 60%を超えており、25%以下の超低負荷での運転割合も 40%前後と高い。一般に吸収冷温水機は、低負荷域では燃焼制御が、On-Off 制御と

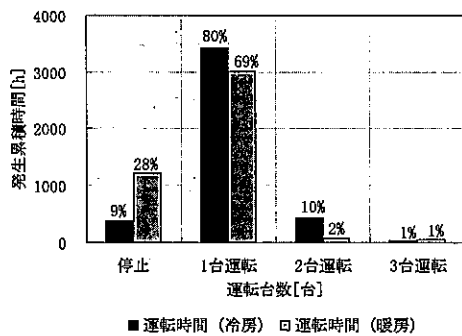


図-2 2006 年度の熱源運転台数別発生累積時間

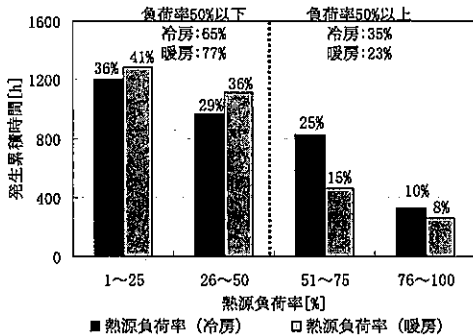


図-3 2006 年度の熱源 1 台運転時の負荷率別発生累積時間

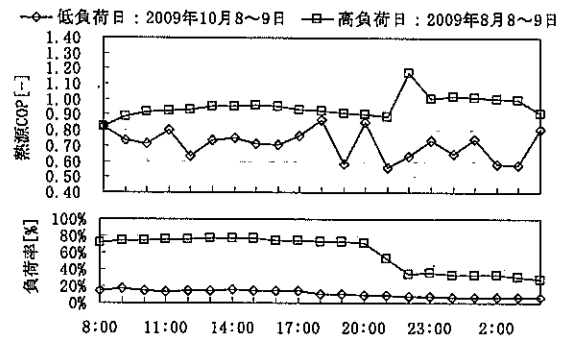


図-4 低負荷日と高負荷日の負荷率・熱源 COP の比較

なり、効率が低下する。これを示す例として、対象システムにおいて、負荷が高い 2009 年 8 月 8～9 日にかけてと、負荷が低い 2009 年 10 月 8～9 日にかけての負荷率と熱源 COP (定義は「生成熱量/ガス消費量の熱量換算値 (換算係数: 40.6MJ/Nm³(低位発熱量基準))」とする) の比較結果を図-4 に示す。熱源 COP は、冷却水温度が影響するが、この両日の冷却水平均温度は、8 月 8～9 日が 30.4℃、10 月 8～9 日は 30.9℃とほぼ同条件であった。図より、熱源の負荷率が 20%以下である低負荷日の熱源 COP は、負荷率が 40～80%である中・高負荷日の熱源 COP に比べて低くなっていることがわかる。特に、負荷率が 10%程度のときは、熱源 COP が著しく悪化している。なお、低負荷日の熱源 COP のトレンドで、18 時や 20 時などにおいて負荷率が 10%程度でも熱源 COP が高いところがある。この理由について説明する。同日の 1 時間毎のガス燃焼時間、ガス消費量、生成熱量の推移を図-5 に示す。図より、18 時以降は負荷の減少に伴い、ガス燃焼時間が短くなり、かつ 1 時間毎の燃焼時間が 40 分 (18 時台)、26 分 (19 時台)、38 分 (20 時台)、25 分 (21 時台) と大きく変動している。18 時と 20 時については、燃焼時間が短くガス消費量は少なくなっているが、生成熱量はその前の 1 時間の燃焼余熱による生成熱量発生分がカウントされて、その結果として熱源 COP が高くなっていると推察される。従って、18 時～21 時の熱源 COP は、その時間帯の平均値である 0.7 程度が実態であると考えられる。以上の考察から、熱源台数制御により低負荷時に運転台数が 1 台に制御されたとしても、その 1 台

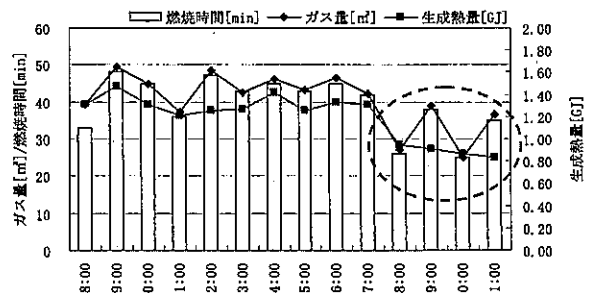


図-5 2006 年 10 月 8 日 (低負荷日) のガス燃焼時間・消費量、生成熱量の推移

が非常に低い負荷率で運転しており、台数制御だけでは部分負荷対策としては不十分であることがわかる。

2. 熱源低負荷運転回避制御の概要と導入効果の検証

2.1 熱源低負荷運転回避制御の概要

1. で示したような低負荷運転が占める割合が大きい熱源システムに対し、安価に導入可能な省エネルギーのための制御法として熱源低負荷運転回避制御を提案する。本制御では、熱源台数制御においてベース機1台運転の際に低負荷となった場合、その1台も停止し、冷温水のみを循環させる。この状態を「0台運転」と定義する。本制御の導入効果として次の2点が挙げられる。

1) 補機類停止による電力消費量の削減

熱源機の停止に伴い、冷却水ポンプ、冷却塔を停止する。また、熱源システムが一次ポンプと二次ポンプからなる2ポンプ方式の場合は、一次ポンプも停止する。これにより補機動力の削減が期待できる。一次ポンプの停止については暖房時にも削減効果が期待できる。

2) 熱源機の負荷率の向上

図-6 に一般的なガス吸収冷温水機の冷房時の性能特性を示す。負荷率が低い場合に熱源 COP が悪化することがわかる。負荷率が20%以下の超低負荷状態になると、吸収冷温水機内の燃焼制御が連続運転できず、On-Off 制御となるため、さらに効率が悪化する可能性がある。従って、低負荷時には一旦停止し、負荷がある程度かかった段階で再起動すれば、負荷率が高い状態で運転する割合が増え、熱源 COP の向上が期待できる。

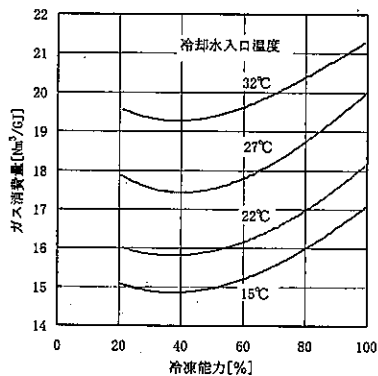


図-6 一般的なガス吸収冷温水機特性図 (出口温度7°C一定)²⁾

熱源低負荷運転回避制御フローを図-7 に示す。また、対象熱源システムにおける本制御のパラメータ項目とその設定値を表-2 に示す。表-2 に示す設定値は、熱源冷水出口温度設定が7°Cの冷房運用時のものである。0台運転へ移行する条件は、負荷熱量が1.0GJ/h (定格能力の約10%に設定) 以下であるか、もしくは二次側からの還水温度が11°C以下でかつ二次側への往水温度が9°C以下の場合とする。往水温度条件設定の目的は、送水温度が上昇することで、空調

の除湿効果を損なうことを防ぐためである。一方、0台運転から1台運転への復帰条件は、往水温度が13°C以上となった場合とする。このように熱源低負荷運転回避制御では、送水温度が9°C~13°Cまで変動する。ガス吸収冷温水機は送水温度が高くなると熱源 COP が向上する傾向にあり、このことによる好影響も期待できる。なお2台以上への増段や1台運転までの減段については、従来の制御と同様に負荷熱量で決まる。

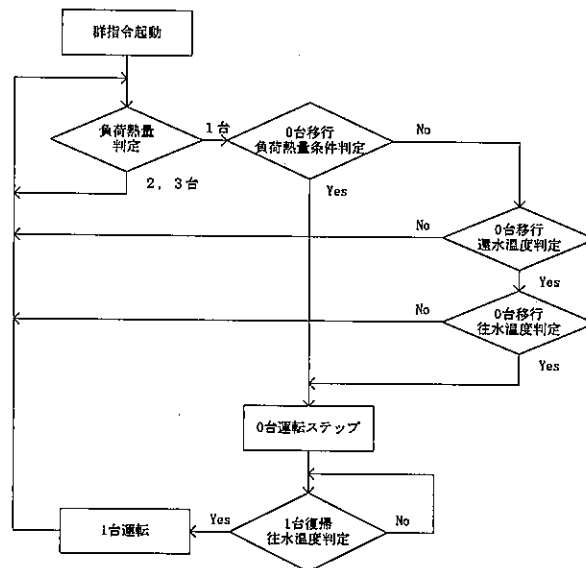


図-7 熱源低負荷運転回避制御フロー図

表-2 熱源低負荷運転回避制御における0台運転移行・復帰設定値

制御パラメータ	設定値	設定値
0台移行還水温度判定 (冷房)	11.0°C	以下
0台移行往水温度判定 (冷房)	9.0°C	以上でない
1台復帰往水温度判定 (冷房)	13.0°C	以上
0台移行負荷熱量 (冷房)	1.0GJ/h	以下
0台移行還水温度判定 (暖房)	38.5°C	以上
0台移行往水温度判定 (暖房)	39.0°C	以下でない
1台復帰往水温度判定 (暖房)	35.5°C	以下
0台移行負荷熱量 (暖房)	1.0GJ/h	以下

2.2 熱源低負荷運転回避制御の導入効果の検証

2009年1月から対象熱源システムに熱源低負荷運転回避制御を導入した。そこで、導入前の2008年と導入後の2009年の各5月~10月の運転データを用いて比較を行った。ただし、2009年8月20日~9月30日の期間は、後述する設定値最適化制御の実験等を行っていたため、本制御の効果検証期間から除外した。

運転時間帯 (8:00~22:00) における月別の0台運転時間の割合を図-8 に示す。5月、10月の低負荷期に0台移行割合が59%、44%と非常に高い。中負荷期の6月も26%と比較的高い。一方、ピーク負荷月である7月は、5%とほとんど移行していない。そこで、5月、6月、10月を対象に分析を行った。熱源システムの電力消費量とガス消費量の比較を図-9 に、熱源 COP 比較を図-10 に示す。また、熱源機の運転効率には、冷却水温度が影響するため、表-3 に冷却

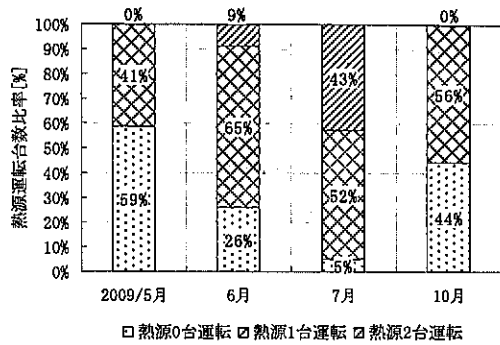


図-8 運転時間帯 (8:00~22:00) の0台運転移行率

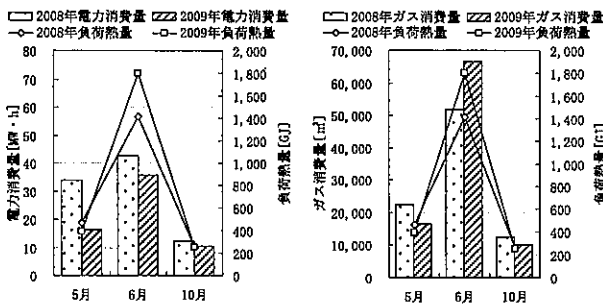


図-9 電力消費量・ガス消費量及び負荷熱量比較

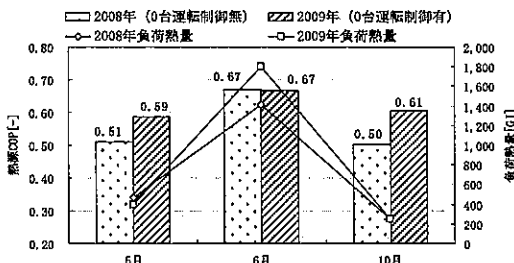


図-10 月別熱源 COP 比較

表-3 冷却水温度設定

	2008年		2009年	
	設定平均値 [°C]	実測平均値 [°C]	設定平均値 [°C]	実測平均値 [°C]
5月	28.3	27.3	32.0	30.5
6月	28.8	28.6	32.0	31.3
7月	29.0	31.3	28.7	31.1
10月	32.0	29.9	31.2	29.4

*実測平均値は、熱源運転中のみのデータ

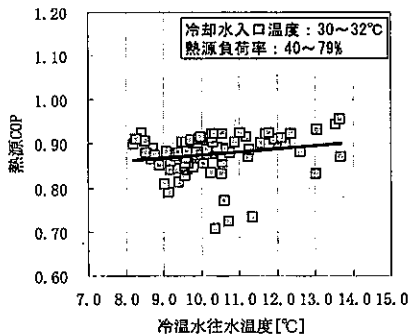


図-11 冷水往水温度と熱源 COP の関係 (5,6月データ)

水温度の設定値と実測値の月別平均値を示す。さらに、熱源低負荷運転回避制御では、本設定値では送水温度が 9~13°C まで変動する。この冷水温度上昇による熱源 COP の影響について調べるため、5月と6月のデータを用い、熱源

負荷率が 40~79%で、熱源冷却水入口温度が 30~32°C のときの送水温度に対する熱源 COP の関係を図-11 に示す。

まず、図-8 より低負荷月である 5月、10月は、2008年と 2009年の負荷熱量がほぼ同じとなっており、電力消費量、ガス消費量ともに熱源低負荷運転回避制御により削減されている。また、熱源 COP は 5月で 27%、10月で 20%向上している。このとき、冷却水温度は 5月に関しては 2009年の方が高く、10月はほぼ同等であることから、冷却水温度の影響で熱源 COP が向上したのではなく、熱源低負荷運転回避制御による効果と推察する。一方、中負荷月である 6月については、2009年の負荷熱量が 2008年に比べて増加している状況で、熱源低負荷運転回避制御により電力消費量は減少したが、ガス消費量は増加した。また、熱源単体の効率である熱源 COP は同等であった。熱源 COP の向上が見られなかった原因の一つには、現場ビル管理員の操作により、冷却水温度設定値が高めに設定されていたため、6月は冷却水温度の平均値が、2008年に比べて 2.7°C 高かったことが影響していると考えられる。

また、図-11 より送水温度の上昇に伴い、熱源 COP が向上する傾向が確認できた。

ここで 5月や 10月の低負荷期に、熱源低負荷運転回避制御が働いた場合に、熱源 COP が向上する要因について検証するため、本制御を無効にしていた 2009年 10月 9日と有効にしていた 10月 15日の 8:00~22:00 の昼間運転時間帯におけるガス燃焼 On-Off 回数等の比較を表-4 に示す。この結果より、本制御が無効日のガス燃焼回数は 26 回に対して、有効日は 4 回と大幅に減少している。また、有効日の方が、日積算負荷熱量が少ないにもかかわらず、熱源運転中の負荷率は 24.5%と高くなっており、期待する結果が確認できた。

表-4 低負荷運転回避制御有効・無効日の燃焼 On-Off 回数比較

比較日	0台運転制御	日積算負荷熱量 [GJ]	ガス燃焼 On-Off 回数 [回]	0台運転移行回数 [回]	0台運転移行時間 [min]	日平均熱源負荷率 [%]
10月9日	無効	16.7	26	-	-	13.7
10月15日	有効	13.4	4	2	353	24.5

2.3 熱源低負荷運転回避制御で想定される問題点の

列挙と検証及び改善方法の検討

(1) 熱源機起動・停止のエネルギーロスについて

熱源低負荷運転回避制御は、負荷状況を判断しながら熱源本体を On-Off 運転する。吸収冷水機は電気式熱源機と異なり、熱容量が大きく、On-Off 運転によるエネルギーロスが懸念される。そこで、熱源起動時 (0台運転から 1台運転復帰時) と停止時 (1台運転から 0台運転移行時) の挙動に関する検証を 1分データにより行った。まず、ガス消費率、生成熱量率、熱源機冷却水入口温度について、熱源起動直後の挙動を図-12 に示す。ここで、生成熱量率とは、熱源定格能力に対する実測生成熱量の割合と定義する。図-12 を見

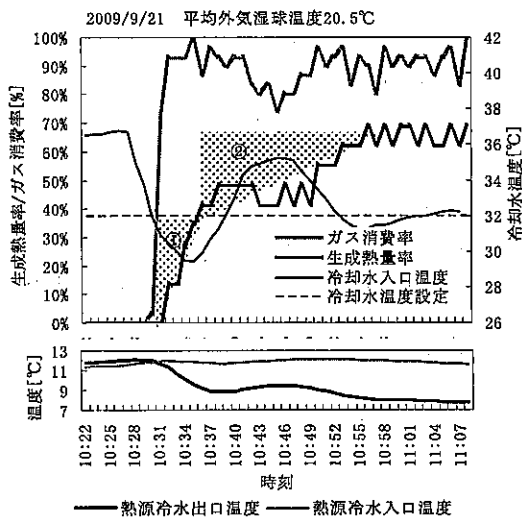


図-12 熱源起動時のガス消費率・生成熱量率と冷却水温度の挙動

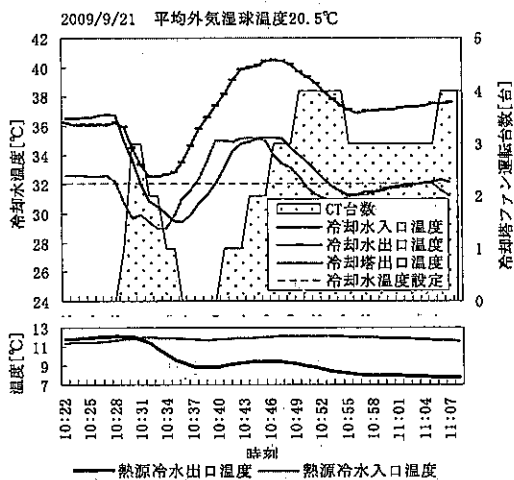


図-13 熱源起動時の各所冷却水温度と冷却塔ファン運転台数

ると、10時28分に起動指令が入り、起動後すぐにガス消費率は上昇し3分後の10時31分頃には90%を超える。その後、11時08分まで90%前後で推移している。一方、生成熱量率はガス消費率が90%を超えた10時31分頃から上昇し始め、その5分後の10時36分頃に40%に達しその後の約14分間、40-50%で横ばいの状態となる。その後、再び上昇し始め70%程度で安定する。ガス消費率は90%前後で一定であるのに対して、10時36分～10時50分まで、能力が40-50%で横ばいとなっている。このガス消費率と生成熱量率の推移を、熱源機冷却水入口温度の推移と照らし合わせると、生成熱量率が横ばいの部分(図-12の②部分)は、一旦下がった熱源機冷却水入口温度が再び上昇している部分に合致する。その後、熱源機冷却水入口温度が設定値である32℃に収束していくにつれて、再び生成熱量率が上昇している。なお、図-12は、比較的負荷が高い日の熱源起動時の挙動であるが、中負荷期や低負荷期においても同様な挙動が見られた。このような挙動の原因を探るため、

熱源冷却水出入口温度、冷却塔冷却水出口温度、及び冷却塔運転台数に関する起動直後の様子を図-13に示す。冷却塔ファン台数制御は冷却塔冷却水出口温度で制御されているため、起動後すぐに冷却塔冷却水出口温度は低下し、冷却塔ファンは減段する。減段しファンがすべて停止したときに、熱源機の冷却水熱交換器からの排熱により温度上昇した冷却水が冷却塔に入ってくる。冷却塔ファンは増段していくが1台増段するごとに効果待ち時間を2分ずつとっていたため、増段が追いつかず冷却水温度が上昇していることがわかった。従って、冷却塔ファン台数制御を改善すれば、生成熱量率が横ばいの部分(図-12の②部分)が改善されると考えられる。一方、図-12の①に示した部分は、高温再生器の溶液温度上昇分にガスのエネルギーが用いられ、冷却能力として発揮されないために生じるロスと考えられ、外部からの制御では対処できない。

0台運転移行時の送水温度と還水温度の推移を図-14に示す。本起動の前の9時15分頃に、還水温度が11.0℃を下回り0台運転に移行し、約1時間後に送水温度が13.0℃付近に上昇し、1台運転に復帰している状況がわかる。

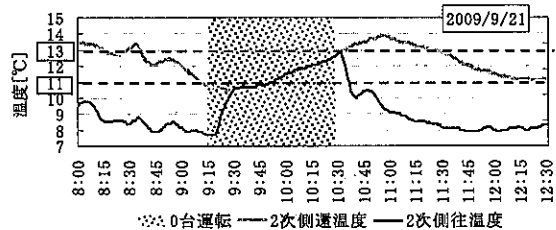


図-14 0台運転時の送水温度と還水温度の推移

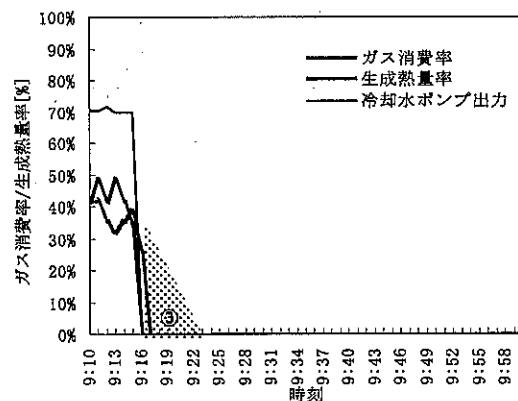


図-15 熱源停止時のガス消費率・生成熱量率の挙動

次に停止指令直後のガス消費率と生成熱量率の推移を図-15に示す。吸収冷温水機は停止指令後希釈運転を行う。希釈運転とは、吸収冷温水機内の再生器で作られた濃溶液が、停止後の機内温度低下により結晶化を防止するために、停止後に機内の冷媒ポンプや溶液ポンプや機外の冷水ポンプ、冷却水ポンプを一定時間継続して運転することである。対象熱源機の停止指令後の希釈運動作は、次

のような手順で行われている。

- 1) 熱源停止指令。
- 2) 1)の1分後に冷却水ポンプを停止。
- 3) 2)の1分後に冷水ポンプ停止。
- 4) 3)の5分後に溶液ポンプなど熱源機内部補機が全て停止し、この時点で熱源機の完全停止。

つまり、熱源停止指令後2分で、冷却水ポンプと冷水ポンプが熱源機本体制御で停止されており、図-15の③部分に示す希釈運転中の冷却能力を活用できていない。この希釈運転での熱ロスを減らすには、熱源機本体から出力される冷水・冷却水ポンプ連動信号とは別に、空調制御システムから発停できるようにし、熱源機本体から連動停止信号が出たとしても、熱源機本体が完全停止するまで、これらの補機ポンプを継続して運転できる機構の構築が必要である。

(2) 0台運転移行時の熱源負荷率について

熱源低負荷運転回避制御における0台運転への移行は、熱源負荷率が低いときに行われることを想定しているが、実際にどの程度の熱源負荷率で移行していたかについて検証を行った。日平均熱源負荷率を熱源1台の定格能力に対する1日(0:00~24:00)積算負荷熱量の1時間平均値の割合(「(日積算負荷熱量/24時間)/熱源1台の定格能力」)と定義し、2009年の5月と6月に発生した日平均熱源負荷率帯別の発生頻度と0台運転移行時の平均熱源負荷率を0台運転移行率とともに、表-5に示す。

表-5 日平均熱源負荷率帯と0台運転移行時の平均熱源負荷率

日平均熱源負荷率帯[%]	発生頻度[%]	0台運転移行時の平均熱源負荷率[%]	0台運転移行率[%]
0~20	56	20	65
21~40	22	45	49
41~60	17	56	28
61~100	5	57	23

* 日平均負荷率が100%とは、「1時間平均負荷熱量=熱源1台分の定格能力」を意味する。

表より、日平均熱源負荷率が0~20%の低負荷帯の発生頻度は56%と最も高く、0台運転移行時の平均熱源負荷率は20%以下であった。日平均熱源負荷率が21~40%の発生頻度は、22%とその次に高く、この負荷率帯での0台運転移行時の平均熱源負荷率は、45%と高くなっている。日平均熱源負荷率が41%以上となると、0台運転移行時の平均熱源負荷率は、56~57%とさらに高くなっている。日平均熱源負荷率が21%以上の場合の0台運転移行時の熱源負荷率(44~57%)は、熱源機にとって運転効率のよい部分である。このような負荷率で運転している熱源を低負荷運転回避制御により停止させてしまうと、かえって熱源機の運転効率を悪化させてしまう可能性がある。しかも、その発生頻度は44%と高い。このことから、2.1節の図-7で示した本制御フローでは不十分であり、熱源負荷率が高い場合には、往還水温度条件が満足していても0台移行判定をキャンセルするなどの処理を加える必要がある。これについ

ては、今後の実施課題としたい。

(3) 低負荷運転回避制御による室内温湿度環境への影響

熱源低負荷運転回避制御では、送水温度が13℃付近まで変化する。本制御による送水温度の上昇に対する室内環境への影響について検証を行った。本熱源システムから供給されている建物で最遠点にある建物の空調機の給気温度及び還気温湿度を、0台運転移行状況と冷水送水温度と合わせて、2009年6月14日の1分データの推移を図-16に示す。

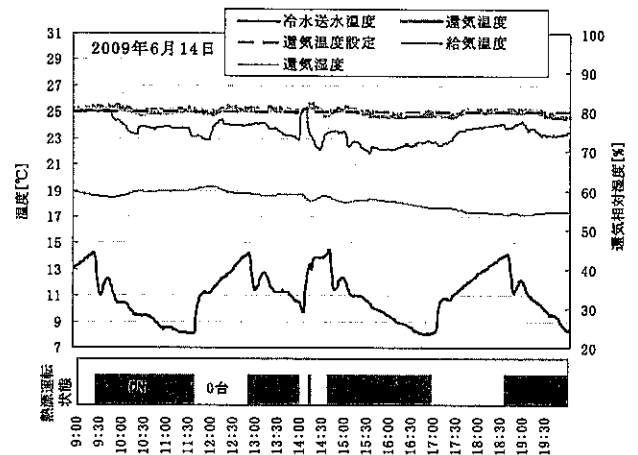


図-16 熱源低負荷運転回避制御運用時の冷水供給最遠点建物の空調機の制御状況

図より、熱源低負荷運転回避制御時の送水温度の変動により給気温度が影響を受けている所も見られるが、還気温度は概ね設定値に追従している。2009年6月14日については、その他の建物の空調機の空調温度についても、同様な傾向であった。熱源低負荷運転回避制御による室内温湿度環境への影響については、負荷が低い時期は、0台移行時間は長くなるが、元々負荷が低いために送水温度が上昇しても影響が少なく、一方負荷が高い時期には、0台に移行しても長時間とはならないため、その影響が二次側には現われていないものと推察している。しかし、今回調査を行った6月14日の日平均熱源負荷率は30%程度であり、日平均熱源負荷率が更に高い日でも調査を行う必要があると考えている。これについては、今後の調査課題とする。

3. 設定値最適化制御の概要と導入効果の検証

3.1 設定値最適化制御の概要

通常の熱源システムにおいて固定的に扱われている設定値を日々変化する状況に応じて最適な設定値にすることによって、熱源システムの省エネルギー化を図る³⁾。提案する設定値最適化制御の概念図を図-17に示す。設定値最適化制御ではシミュレーションを用いて熱源システム一次側の設定値の最適化を行う。最適化時間間隔は1時間とし、シミュレーションの境界条件(気象データや二次側負荷など)は計算開始前60分間の気象条件と二次側負荷の実測値の1分データを用いる。熱源システムのシミュレーション

フローを図-18に、最適化計算フローを図-19に示す。

熱源システムの一次エネルギー消費量が最小となる冷却塔冷却水出口温度設定値と熱源冷却水出入口温度差設定値の組み合わせを求める。ここで、冷却塔冷却水出口温度は冷却塔の台数制御に、熱源冷却水出入口温度差設定は、冷却水ポンプのインバータ制御に使用する設定値である。従来制御では、これらの設定値は固定である。最適化計算におけるこれらの最適設定値の探索範囲は、冷却塔冷却水

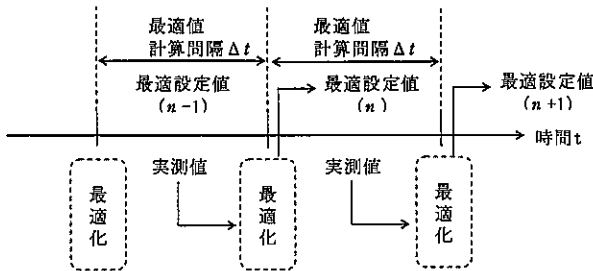


図-17 運転最適化手法の概要

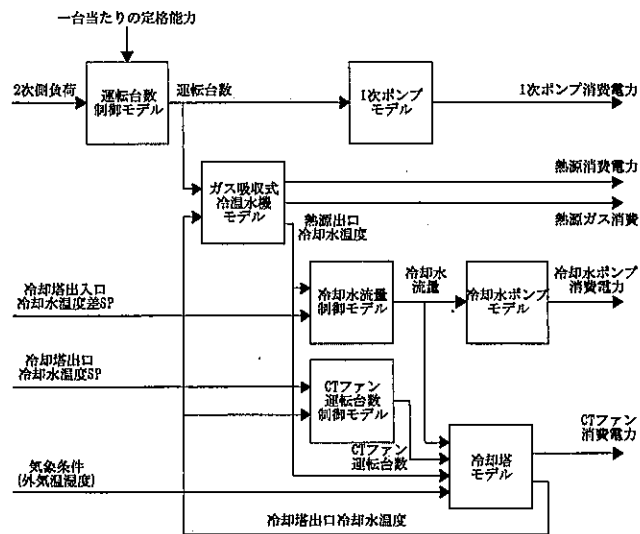


図-18 熱源システムシミュレーションフロー

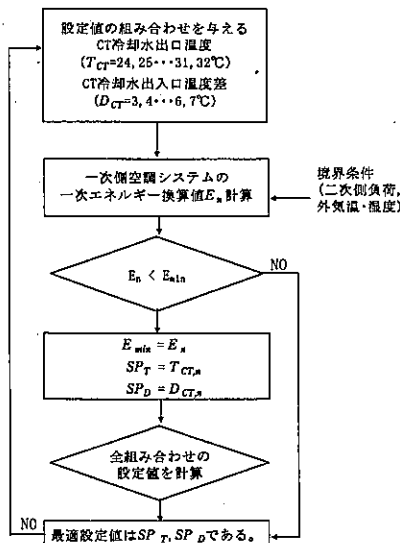


図-19 最適化計算フロー図

出口温度が24~32℃、冷却塔冷却水出入口温度差が3~7Kとする。最適解は、総当り法を用いて求める。

3.2 設定値最適化制御の導入効果の検証

設定値最適化制御の効果を検証するため、図-1に示したシステムを対象に図-20に示すスケジュールでCASE-1(通常運転)とCASE-2(設定値最適化制御)を実施した。

CASE-1: 従来運転を行うケース。冷却塔出口冷却水温度設定値 32℃、冷却塔出入口冷却水温度差設定値 5K とする。

CASE-2: 設定値最適化運転を行うケース。冷却塔出口冷却水温度設定値の範囲 24~32℃、冷却塔出入口冷却水温度差設定値の範囲 3~7K より最適な組み合わせを計算し、設定する。

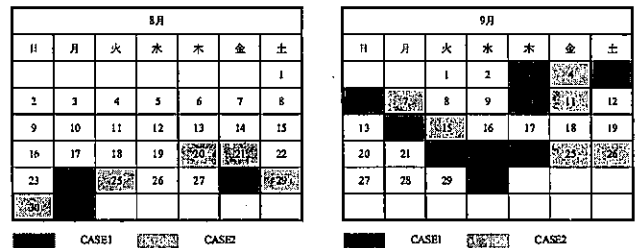


図-20 CASE-1・2の実験スケジュール

表-6 CASE-1 と CASE-2 実験日全体結果比較

	日平均 生成熱量 [GJ]	日平均 ガス消費量 [m ³]	日平均 電力消費量 [kW]	日平均 冷却水温度 [℃]	日平均外気 湿球温度 [℃]	平均 熱源COP [-]	平均 システム COP [-]
CASE-1	65	1853	1386	31.9	21.3	0.86	0.64
CASE-2	66	1885	1300	29.9	22.3	0.87	0.66

表-6 に実験期間通算の運転結果を示す。各 CASE の日平均生成熱量、日平均外気湿球温度はほぼ同じである。CASE-1 に比べ CASE-2 では熱源 COP が 1%、システム COP(定義は「生成熱量/熱源機本体及び冷温水一次ポンプ、冷却水ポンプ、冷却塔の一次エネルギー換算(電力換算係数: 9.76MJ/(kW・h)、ガス換算係数: 45MJ/Nm³(高位発熱量基準))での消費量合計」とする)が 3%向上した。

次に、境界条件(外気湿球温度日平均、生成熱量日積算値)がほぼ同じ日での比較を行う。CASE-1 は 9 月 10 日、CASE-2 は 9 月 11 日を代表日とする。代表日の境界条件の比較を図-21、図-22 に示す。また、エネルギー消費量の比較を図-23 に、その内訳を表-7 に示す。両 CASE の代表日と比較すると、CASE-2 では冷却水温度を下げるために冷却塔ファンの電力消費量が 82%増加しているが、ガス消費量が 10.6%、冷却水ポンプ電力消費量が 40%削減され、合計で約 11% (一次エネルギー換算) の削減が確認された。

CASE-2 の設定値最適化制御により変更された冷却塔冷却水出口温度設定値と熱源冷却水出入口温度差設定値について期間全体の平均値を各々の実測値平均値とともに表-8 に示す。CASE-1 では、冷却塔冷却水出口温度設定が 32.0℃

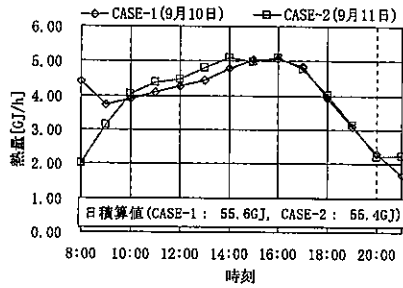


図-21 生成熱量比較

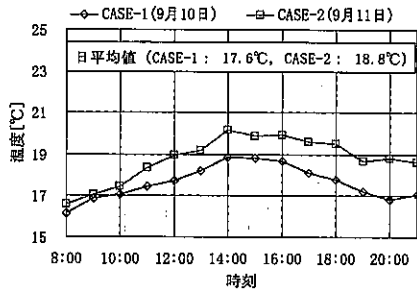


図-22 外気湿球温度比較

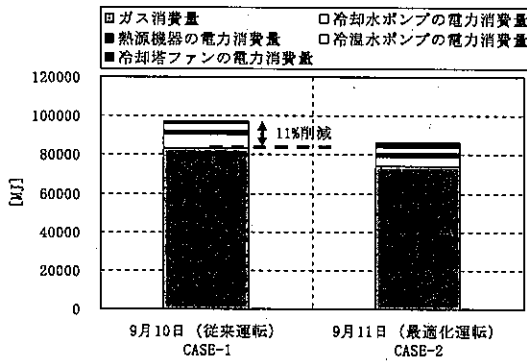


図-23 日積算エネルギー消費量比較

表-7 エネルギー消費量の内訳 (一次エネルギー換算)

	9月10日 (従来運転)	9月11日 (最適化運転)	削減率
熱源ガス消費量 [MJ]	83248.83	74422.26	10.60%
熱源機器の電力消費量 [MJ]	1927.19	1927.19	0.00%
冷温水ポンプ電力消費量 [MJ]	3309.52	3299.43	0.30%
冷却水ポンプ電力消費量 [MJ]	7234.53	4358.88	39.75%
冷却塔ファン電力消費量 [MJ]	1341.97	2441.78	-81.95%
合計[MJ]	97062.04	86449.54	10.93%

表-8 CASE-1 と CASE-2 の設定値と実測値の比較

	外気湿球 温度日平均	冷却水温度 日平均	冷却水温度 設定値	冷却水 温度差 設定値	冷却水 温度差 日平均
	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]
CASE-1	21.3	31.9	32.0	5.0	4.9
CASE-2	22.3	29.9	26.6	6.5	5.7

*実測値は、熱源運転中の計測値の平均値

に対して、実際の温度は 31.9°C とほぼ目標値を達成できているが、一方の CASE-2 では、設定値最適化制御で決定された設定値の平均値は 26.6°C に対して、実際の冷却水温度の平均値は 29.9°C と乖離が大きい。これには二つの要因が

考えられる。一つは、最適化計算において冷却塔冷却水出口温度の設定値が実現可能かどうかを検証しておらず、計算結果のエネルギー消費量が最も少なくなった設定値を最適設定値として出力していることによるものである。もう一つは、冷却塔の劣化によって計算上の冷却塔性能と実際の性能とに乖離が生まれているためと考えられる。CASE-2 の検証期間における冷却塔ファンが 5 台フル運転しているときの外気湿球温度と冷却塔処理熱量の関係を図-24 に示す。このときの平均冷却塔処理熱量は 3170kW、一方設計性能は 4397kW であり、劣化していることが確認できる。そこで、次節では劣化の影響がどの程度か検証を行う。

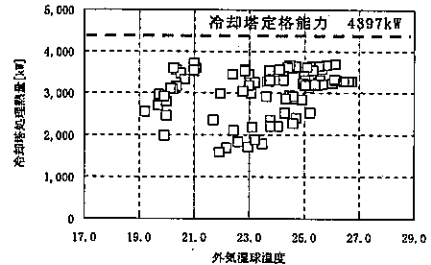


図-24 CASE-2 実験期間における冷却塔ファン 5 台フル運転時の外気湿球温度と冷却塔除去熱量との関係

3.3 シミュレーションによる導入効果の検証

3.2 に示した実験では、冷却塔の劣化の可能性を示唆し、その結果、設定値最適化制御の効果が十分に得られていない可能性があることを指摘した。そこで、冷却塔が設計通りの能力を発揮した場合についての導入効果をシミュレーションにより検討した。冷却塔が設計時の性能を発揮できるとした計算ケースを CASE-A とする。また、現状の劣化状況を反映させるため 2009 年 8 月 20 日～9 月 30 日の実測データを用いて冷却塔モデル式を補正した場合を CASE-B とする。前節での最適化運転制御 (CASE-2) 実施日の外気湿球温度と生成熱量を入力として、各日の冷却塔冷却水出口温度、ガス消費量、熱源 COP を計算した結果を表-9 に示す。冷却水温度は CASE-A が CASE-B より 3°C 程度低く、ガス消費量が 8% 削減された結果、熱源 COP は 8% 向上している。従って、設定値最適化制御について冷却塔の性能が設計通り発揮されていれば、大きな削減効果を見込めることが本シミュレーション結果より明らかとなった。

表-9 CASE-A と CASE-B 計算結果比較

	外気湿球 温度 [°C]	生成熱量 [GJ]	CASE-A			CASE-B		
			冷却水温度 [°C]	ガス消費量 [m3]	熱源 COP	冷却水温度 [°C]	ガス消費量 [m3]	熱源 COP
8月20日	24.77	89.79	27.27	2138.53	1.03	31.12	2321.63	0.95
8月21日	25.45	74.37	28.89	1806.23	1.01	31.65	1929.77	0.95
8月25日	20.25	82.15	23.65	1846.57	1.10	27.61	2028.08	1.00
8月30日	23.26	47.20	25.66	1236.44	0.94	28.10	1319.83	0.88
9月4日	23.88	87.46	26.55	2066.45	1.04	30.46	2251.23	0.96
9月7日	23.27	73.15	26.34	1877.33	0.96	29.96	2050.92	0.88
9月11日	18.77	54.44	22.77	1323.78	1.01	26.06	1442.81	0.93
9月25日	21.71	67.96	25.60	1574.90	1.06	29.01	1716.95	0.97
9月26日	20.68	49.85	26.97	1180.58	1.04	29.60	1268.80	0.97
平均値	22.45	69.60	25.97	1,672.31	1.03	29.29	1,814.45	0.94

まとめ

本研究では、セントラル空調方式で、空調用熱源として主に吸収冷温水機を用いる既存熱源システムを対象に比較的 low コストで導入可能な2つの制御法を提案し、実システムでの導入検証によりそれらの導入効果を把握した。

熱源低負荷運転回避制御では、低負荷期において熱源機の運転効率を改善し、補機動力を削減する効果が確認された。熱源 COP は 20%~27% 向上する結果であった。一方で、中負荷期には熱源機の起動・停止回数が増え、その際のエネルギーロスの影響や、0 台運転移行時の熱源運転負荷率が比較的高いときでも実行されていたことなど、本制御の問題点も明らかになった。しかし、冷却塔ファン台数制御や希釈運転時の一次ポンプの制御ロジックを変更することや、0 台運転移行条件に熱源負荷率の条件を加えるなどすれば改善が見込まれ、これを今後の実施検討課題とする。また、本制御による二次側の室内環境への影響については、さらに詳細に検証していく考えである。

次に設定値最適化制御では、代表日の比較により一次エネルギー消費量で 11% の削減効果が得られた。また冷却塔の劣化等による能力低下によって設定値最適化制御の効果は十分に発揮されていないことが分かった。シミュレーションによる追加的な検討では、冷却塔の性能が設計通り

発揮されれば、さらに 8% ガス消費量を削減できる結果となった。

これらの開発制御法の特徴は、既存計器を使用することを前提に、新たに設置する計器類を最小限に留め、大掛かりな工事を不要とすることで、安価で手軽に導入できるという点である。省エネ法の規制を受け、具体的なエネルギー削減対策を迫られている事業者に対して、広く水平展開できる手法であると期待できる。

謝 辞

本研究を進めるにあたり、立命館大学の関係者の方々にご協力を頂きました。ここに記して謝意を表します。

参考文献

- 1) 宇田川光弘, 他: 建築環境工学—熱環境と空気環境—, 朝倉書店, p. 4, 2009 年 5 月
- 2) 高田秋一, 他: 吸収式冷凍機—蒸気吸収冷凍機とガス吸収冷温水機—, 省エネルギーセンター, p. 101, 2004 年 11 月
- 3) 吉田健一, 他: 空調用熱源システム運用におけるコミッションングツールの開発 (第 1 報) リアルタイム運用最適化ツールの概要とシミュレーションによる省エネ効果の推定, 空調調和・衛生工学会大会学術講演論文集, p. 1367-1370, 2009 年 9 月

(平成 22. 6. 1 原稿受付)

Development of Control Methods for the Partial Load Operation in Heating and Cooling Plant System for Building Air-conditioning and Verification of the Effect

by Naomiki MATSUSHITA^{*1}, Je Hyeon LEE^{*2}, Kenichi Yoshida^{*3}, Yasunori AKASHI^{*4},
Daisuke SUMIYOSHI^{*4}, Masato MIYATA^{*5}, Makoto TANAKA^{*6} and Masahiro FUJIMURA^{*6}

Key Words: Experimentation, Central Air Conditioning System, Absorption Refrigerating Machine, Partial Load Operation, Energy Saving

Synopsis: The energy consumption of air-conditioning system generally accounts for about half of the whole energy consumption of the buildings for business purposes. Usually, the system and machine capacities are designed based on the maximum thermal load. Therefore, in many cases, the system

provides inefficient performances under the partial load most of the time.

In this paper, we focus on a central heating and cooling plant systems installed in over-medium-sized building. We have developed two low-cost control methods to reduce energy consumption realizing the improvement of system efficiency in low load operation. One is Chillers "0" unit operation control, which shuts down the chillers and circulates only cold and hot water in very low load. The other one is online real-time operation optimized operation control, which optimizes the set values that generally are fixed and maintained in the real time. We adopted these two low-cost control methods to the system in the real building, and proved how effective they work.

(Received June 1, 2010)

*1 Graduate School of Human-Environment Studies, Kyushu University
(Aleph Networks Co., Inc.), Member

*2 Graduate School of Human-Environment Studies, Kyushu University,
Member

*3 Graduate School of Human-Environment Studies, Kyushu University,
Member

*4 Faculty of Human-Environment Studies, Kyushu University, Member

*5 Building Research Institute, Member

*6 Aleph Networks Corporation, Member