

大学施設における空調用熱源システムのコミッショニング

松下, 直幹
九州大学大学院人間環境学府空間システム専攻博士後期課程

李, 霽憲
九州大学大学院人間環境学府空間システム専攻修士課程

吉田, 健一
九州大学大学院人間環境学府空間システム専攻修士課程

赤司, 泰義
九州大学大学院人間環境学研究院都市・建築学部門

他

<https://doi.org/10.15017/19138>

出版情報：都市・建築学研究. 16, pp.119-124, 2009-07-15. Faculty of Human-Environment Studies, Kyushu University

バージョン：

権利関係：



大学施設における空調用熱源システムのコミッショニング

Commissioning of Heating and Cooling Plant System for Building Air-conditioning in University Campus

松下直幹*, 李 霽憲**, 吉田健一**, 赤司泰義***, 住吉大輔****, 宮田征門****

Naomiki MATSUSHITA, Je Hyeon LEE, Kenichi YOSHIDA,
Yasunori AKASHI, Daisuke SUMIYOSHI and Masato MIYATA

Energy consumption for air-conditioning such as generating hot and chilled water, air-handling, ventilating, etc. generally occupies about half of the whole in a building. Especially, the building energy consumption in university campus largely changes through a year and a day because the building includes different rooms such as class room, laboratory, experimental facility, office room, etc. and the way of the utilization is irregular. Furthermore, the air-conditioning operations in most of cases are inefficient due to the lower partial load rate because the air-conditioning system and the machine capacities are designed based on the maximum thermal load. This paper describes on the heating and cooling plant system which has been installed in a real university, and verifies the energy saving effects by the commissioning on the partial load operation problems using measured data stored in the Building Energy Management System.

Keywords : Commissioning, Energy saving, BEMS, Heating and cooling plant system, University facility
コミッショニング, 省エネルギー, BEMS, 熱源システム, 大学施設

1. はじめに

建物で使用されるエネルギーは、熱源、空調、換気といった空調設備に用いられる割合が非常に大きく、一般に建物全体のエネルギー消費量のうち約半分を占めると言われている¹⁾。建物用途の中でも大学施設は、教室、研究室、実験室、図書館、事務室、食堂など多種にわたる用途があるうえ、教室の利用率、出席者の数、研究室の利用時間帯の不規則さなどにより、空調設備のエネルギー消費は大学の年間スケジュールや1日の時間帯によって大きく変動する。さらに、空調設備のシステム設計や装置容量の算定には最大負荷を想定して行われることがほとんどであるため、年間の大部分は低負荷での非効率な運転となっている場合が多い²⁾。コミッショニングとは、ビルシステムの実性能の持つべき要求性能を規定し、新築ビル導入や既築ビル運用においてその実性能が要求性能や基準に合致しているかを検証して記録し、合致していなければ改善するといった品質志向のプロセスを指すが³⁾、本報では、その実施例として大学施設の熱源システムを取り上げ、ビルエネルギー管理システム(BEMS, Building Energy Management System)を活用した熱源システムの部分負荷運転対策による省エネルギー効果について明らかにした。

2. 熱源システム概要

対象とした大学施設の建物は1997年3月に竣工した地下1階、地上7階、延床面積22,800m²の建物で、図書館、図書事務室、研究室が含まれている。図1に熱源システム系統図を、表1に熱源機器仕様を、図2に空調システム系統図を示す。建物6~7階の個人研究室にはビルマルチ型のパッケージエアコンが導入されているが、それ以外の共用部を含めた全ての空調スペースには外気処理空調機とファンコイルユニットが設置され、ガス吸収式冷温水機から冷温水が供給される。外気処理空調機とファンコイルユニットでは2方弁による冷温水の

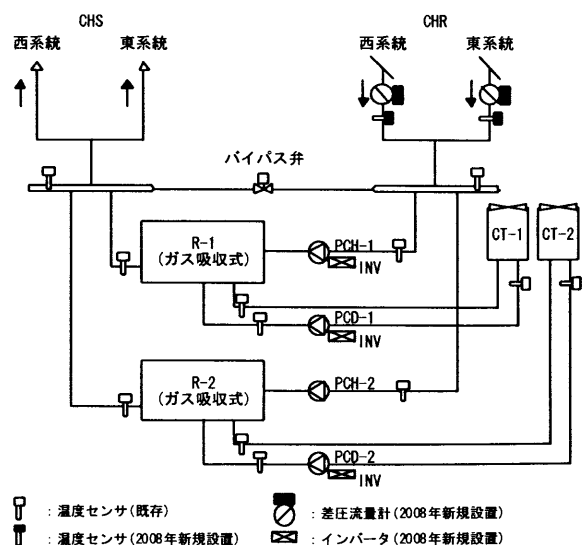


図1 熱源システム系統図

* 空間システム専攻博士後期課程
** 空調システム専攻修士課程
*** 都市・建築学部門
**** (独) 建築研究所

表1 熱源機器仕様

熱源名称	記号	仕様
ガス吸収式冷温水機	R-1 R-2	冷却能力:985kW, 冷水温度7~12℃, 暖房能力:823kW, 温水温度:45~40℃
冷温水ポンプ	FCH-1 FCH-2	流量:2,850ℓ/min(171m ³ /h), 揚程:35m, 電気容量:30.0kW
冷却水ポンプ	PCD-1 PCD-2	流量:4,700ℓ/min(282m ³ /h), 揚程:15m, 電気容量:18.5kW
冷却塔	CT-1 CT-2	冷却能力:1,804kW, 水量:282m ³ /h, ファン:5.5kW×2台

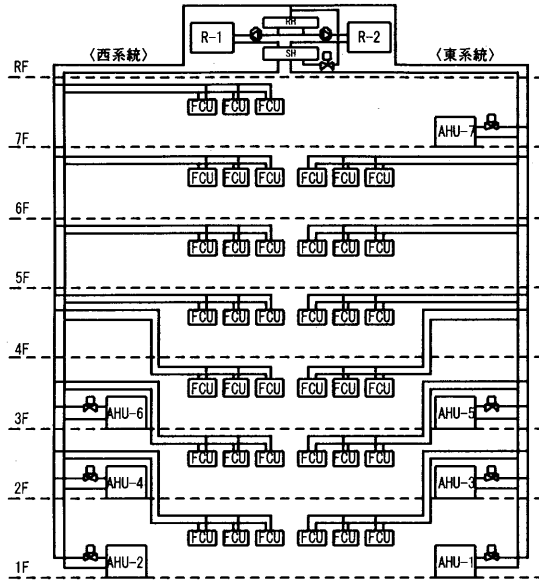


図2 空調システム系統図

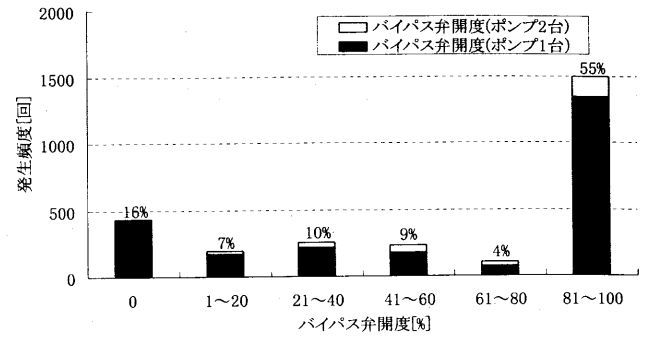
流量制御が行われる。熱源システムにおいて竣工当初に導入されていた制御方法を以下に示す。

- 1) ガス吸収式冷温水機の運転台数制御: 冷水製造時は、往ヘッド内の冷水温度が 13℃ 以上の場合に増台し、還ヘッド内の冷水温度が 12℃ 以下になった場合に減台する。また、温水製造時は、往ヘッド内の温水温度が 40℃ 以下の場合に増台し、還ヘッド内の温水温度が 42℃ 以上になった場合に減台する。本制御中は少なくとも 1 台のガス吸収式冷温水機を運転させ、増減台後の 10 分間は待ち時間として新たな増減台を行わない。
- 2) バイパス弁制御: 往還ヘッド間差圧 0.07MPa を維持するようにバイパス弁開度を制御することによって、バイパス流量を調整する。
- 3) 冷却塔ファンの運転台数制御: 冷却塔出口冷却水温度が設定値(30℃)に達するように、冷却塔ファン(冷却塔 1 台に冷却塔ファン 2 台が設置)の運転台数を制御する。

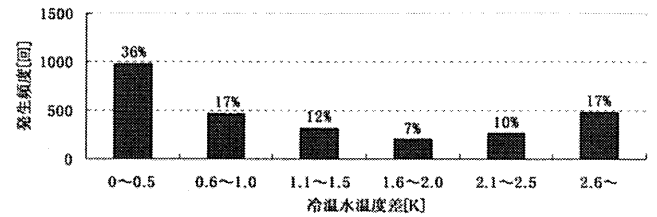
なお、以下では往還ヘッドより先の建物側に流れる冷温水の流量(建物側から要求される冷温水流量)を「**負荷流量**」と称し、冷温水ポンプによってガス吸収式冷温水機を流れる「**冷温水流量**」と区別する。

3. 熱源システム性能の検証と問題点

まず、中央監視室の BEMS に保存されている 2007 年度のデータを用いて熱源システムの性能を検証し、問題点の把握を行った。

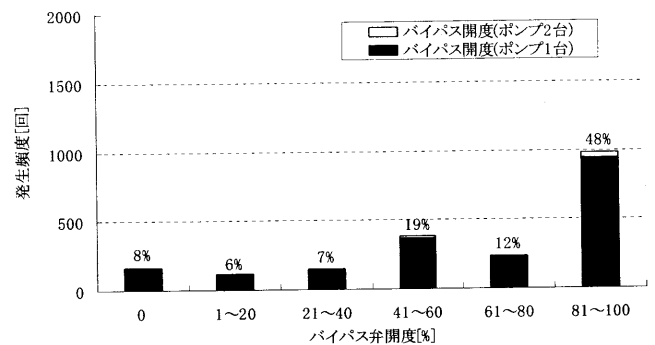


(a) バイパス弁開度の発生頻度

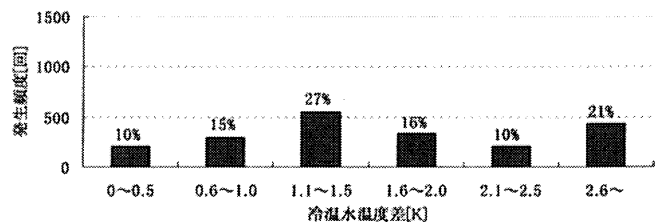


(b) 冷温水温度差の発生頻度

図3 往還ヘッド間のバイパス弁開度と冷温水温度差の発生頻度(冷房)



(a) バイパス弁開度の発生頻度



(b) 冷温水温度差の発生頻度

図4 往還ヘッド間のバイパス弁開度と冷温水温度差の発生頻度(暖房)

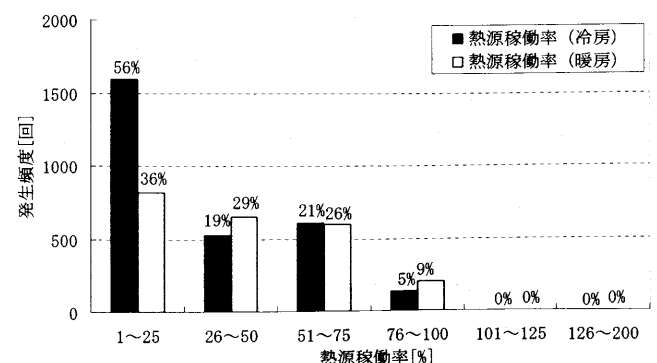


図5 ガス吸収式冷温水機の稼働率と発生頻度

3.1 往還ヘッド間の冷温水温度差

往還ヘッド間のバイパス弁開度と冷温水温度差の発生頻度を図3(冷房期)と図4(暖房期)に示す。図3より、冷房期のバイパス弁開度は81%以上、冷水温度差は0.5℃以下が多く発生していることがわかった。このことは、建物側が要求する冷水流量が少ないため、冷温水ポンプが送水する冷水流量の多くが往還ヘッド間バイパスを経由してガス吸収式冷温水機に還流していることを示している。図4に示す暖房期においても、バイパス弁開度は81%以上、温水温度差は1.5℃以下の発生頻度が高いことから、冷房期と同様な状況が発生していると考えられる。冷温水ポンプは負荷流量に比べ過剰の冷温水を送水しており、搬送動力に多くの無駄が生じていると推察された。

3.2 ガス吸収式冷温水機の稼働率

ガス吸収式冷温水機の稼働率とは、ガス吸収式冷温水機1台の定格ガス消費量(定格能力時のガス消費量)に対する実測ガス消費量の割合と定義する。これをガス吸収式冷温水機がその能力に対してどの程度の熱量を処理しているかを示す指標とした。2台のガス吸収式冷温水機が定格で運転される場合は200%となる。図5にガス吸収式冷温水機の稼働率と発生頻度の関係を示す。稼働率は1時間間隔データから算定しており、発生頻度(回数)を発生時間とみることもできる。図5によれば、ガス吸収式冷温水機の稼働率50%以下の発生頻度は冷房期で75%、暖房期で65%も発生していることがわかった。また、ガス吸収式冷温水機が2台とも稼働していることを表す稼働率100~200%の間の発生頻度は0%であり、2007年度の場合はガス吸収式冷温水機1台分の能力で十分であったことが明らかとなった。

4. 熱源システム性能の改善対策

2007年度の実測データ分析に基づいて、2008年5月より以下の改善対策を施した熱源システムの運転を実施した。

4.1 冷温水ポンプの小容量化とインバータ制御

ガス吸収式冷温水機と冷温水ポンプの2系統のうち1系統を完全に停止させ、既設の冷温水ポンプ(流量2,850ℓ/min, 揚程35m, 消費電力30kW)をその70%程度の能力の冷温水ポンプ(流量2,000ℓ/min, 揚程30m, 消費電力18.5kW)に変更して小容量化を行った。さらに、冷温水ポンプにインバータを設置し、往還ヘッド間のバイパス弁開度ができるだけ閉じるように冷温水流量の制御を行った。バイパス弁開度は、往還ヘッド間差圧が一定になるように制御するので、負荷流量を反映するものになる。つまり、負荷流量が少ない場合は差圧が上昇し、バイパス弁が開方向となりバイパス流量が増大する。この無駄を省くことが目的である。理想的にはバイパス弁開度を0%で維持できるとよいが、制御を安定させるため、その弁開度の目標値に幅を持たせた。これらの制御フローと制御概念を図6、図7に示す。すなわち、往還ヘッド間差圧の設定差圧を負荷流量によって変化させ、その設定差圧に達するようにバイパス弁開度を制御する。そして、そのバイパス弁開度が20~40%に維持

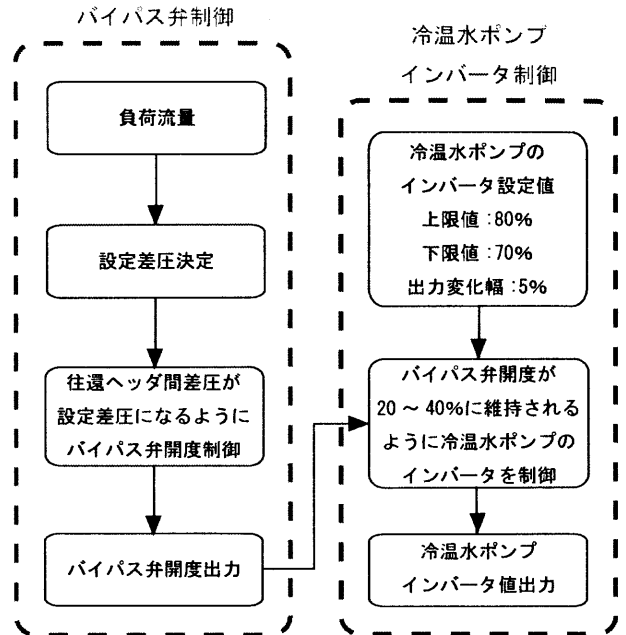


図6 バイパス弁制御及び冷温水ポンプインバータ制御のフロー図

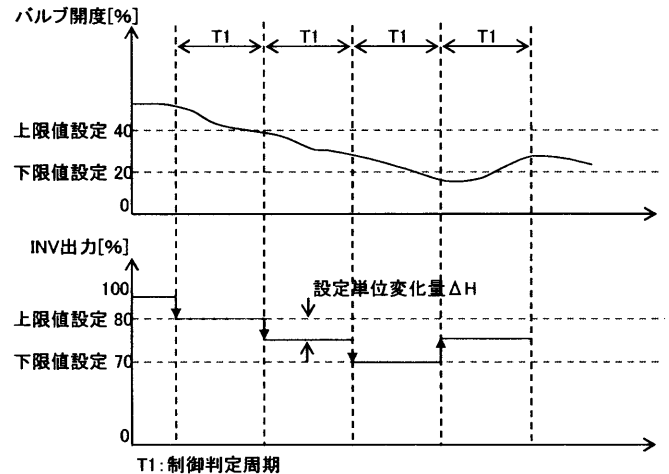


図7 バイパス弁制御及び冷温水ポンプインバータ制御の概念図

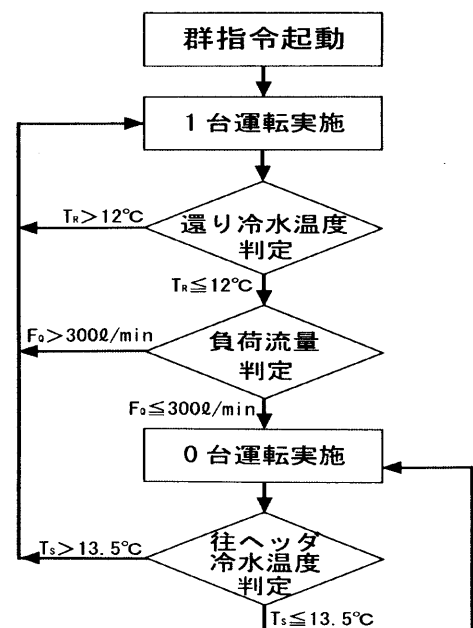


図8 ガス吸収式冷温水機の0台運転制御

表2 冷温水ポンプの改善効果

	運転時間 [h]	電力消費量 [kWh]	電力削減量 [kWh]	削減率 [%]
2007年5月～10月	2,521	71,849	50,295	70.0
2008年5月～10月	2,874	21,554		

表3 冷却水ポンプの改善効果

	運転時間 [h]	電力消費量 [kWh]	電力削減量 [kWh]	削減率 [%]
2007年5月～10月	2,501	43,948	26,623	60.6
2008年5月～10月	1,859	17,325		

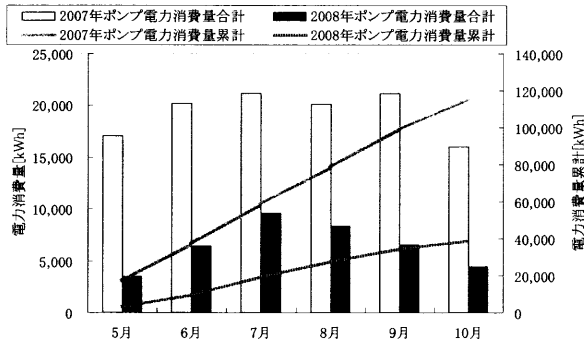


図9 ポンプ電力消費量の比較

されるように冷温水ポンプのインバータ出力を制御する。インバータ出力変化幅の単位周波数は定格値60Hzの5%(3Hz)とし、バイパス弁開度の下限設定値以下もしくは上限設定値以上で待ち時間が経過した場合、単位周波数だけインバータ出力を変化させる。インバータ出力の下限設定値は70%、上限設定値は80%である。インバータ出力の下限設定値を設ける理由は、ガス吸収式冷温水機が冷温水流量の極端な低下によって異常停止することを防止するためである。また、インバータ出力変化幅の単位周波数は、冷温水流量の急激な変化によるガス吸収式冷温水機への悪影響を排除するために小さく設定した。

4.2 冷却水ポンプのインバータ制御

低負荷運転時は冷却塔の冷却熱量も小さくなるため、冷却水ポンプにインバータを設置し、冷却塔出入口冷却水温度差による冷却水の変流量制御を導入した。冷却塔出入口冷却水温度差の設定値を4K、冷却水ポンプのインバータ出力の最小設定値を50%とした。

4.3 ガス吸収式冷温水機の0台運転制御

ガス吸収式冷温水機1台を完全に停止したことによって、残りのガス吸収式冷温水機1台は空調時間帯において必ず運転されることになるが、図5から、たとえガス吸収式冷温水機が1台になっても低負荷運転は避けられないことが推察される。この問題を解決するために、低負荷時に残りのガス吸収式冷温水機1台も停止し、冷水のみを循環させるという0台運転制御を導入した。0台運転制御フローを図8に示す。まず、空調開始時にはガス吸収式冷温水機1台を起動する。還り冷水温度が12℃以下で負荷流量が300ℓ/min以下の場合は負荷熱量が

表4 受電点の電力消費量の比較

	電力消費量 [kWh]	電力削減量 [kWh]	削減率 [%]
2007年5月～10月	1,305,660	147,830	11.3
2008年5月～10月	1,157,830		

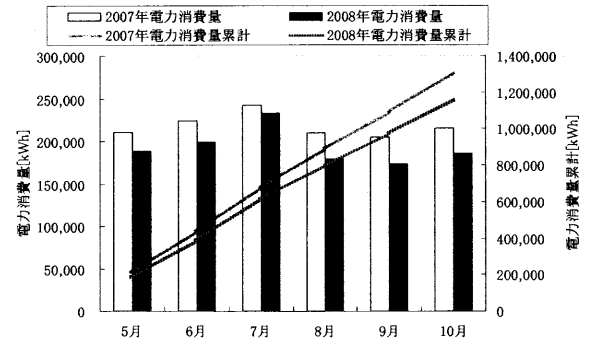


図10 サブ変電所受電点の電力消費量の比較

表5 低圧フィーダ盤別電力消費量の比較

	低圧フィーダ盤			高圧 フィーダ盤
	一般電灯 NO.1～NO.3	一般電力 NO. 1	一般電力 NO. 2	
2007年 電力消費量 [kWh]	852,458	272,591	180,834	1,305,883
2008年 電力消費量 [kWh]	821,652	253,575	82,474	1,157,701
差[kWh]	30,806	19,016	98,360	148,182

小さいと判断し、ガス吸収式冷温水機を停止する(0台運転)。ガス吸収式冷温水機が停止中に往ヘッダ内の冷水温度が13.5℃以上になれば負荷熱量が増加していると判断し、ガス吸収式冷温水機の運転を再開する。

5. 熱源システム性能の改善効果

前節の熱源システム性能の改善対策によって得られた効果(2008年5月1日～10月31日)を改善前の2007年(同期間)と比較して検証する。

5.1 冷温水ポンプと冷却水ポンプの改善効果

冷温水ポンプの改善効果はポンプの小容量化とバイパス弁開度を一定範囲に維持するためのインバータ制御によるものであり、冷却水ポンプの改善効果は冷却塔出入口冷却水温度差を一定とするためのインバータ制御とガス吸収式冷温水機の0台運転制御に伴う冷却水ポンプの停止によるものである。冷温水ポンプの改善効果を表2に、冷却水ポンプの改善効果を表3に、両ポンプの合計の改善効果について、2007年と2008年における月別比較及び累積比較を図9に示す。両ポンプ合計の改善効果は76,918kWhとなった。ただし、2007年の電力消費量は、当時、ポンプ電力量計が未設置であったため、ポンプの定格電力に運転時間を乗じて得られる推定値を使用した。一方、両ポンプの改善効果は別の方法によっても推定できる。対象建物のサブ変電所受電点での電力消費量の比較を

表 4, 図 10 に示す. 全体の電力消費量の削減量は 147,830kWh である. この削減量には本報で示した改善対策以外にサーバ室パッケージエアコンの室外機に水噴霧を行う対策等による効果が含まれており, 本報の改善対策による効果を全体から推定する必要がある. ここでは, BEMS に蓄積されている対象建物サブ変電所の低圧フィーダ盤の電流値から電力消費量を推定した. 電流値から電力消費量を求める算定式を式(1)に示す.

$$E_c = \sqrt{3} \cdot V \cdot I \cdot P_f \quad \text{式(1)}$$

ここで, E_{c1} :消費電力[kW], V :電圧[V](=205V), I :電流[A], P_f :力率[-](=0.88)

低圧フィーダ盤別の電力消費量を表 5 に示す. 表 5 から得られる 2008 年の全体の電力消費量の削減量は 148,182kWh であり, これは表 4 で示した削減量 147,830kWh とほぼ一致していることから, 低圧フィーダ盤の電流値を使って電力消費量を推定することに大きな問題はないと考えた. 本報で対象とした熱源システム関連の低圧フィーダ盤は一般動力 No.2 であり, 今回の改善対策における電力消費量の削減量は 98,360kWh に含まれることになる. サーバ室パッケージエアコン室外機の水噴霧対策等による削減量は 19,070kWh と別途報告されているので, その差 79,290kWh が今回の改善対策による電力消費量の削減量と推定される.

いずれにしても, 冷温水ポンプと冷却水ポンプの改善効果はおおよそ 78,000kWh 程度と推定され, 2007 年の全体の電力消費量 1,305,660kWh の約 6% が削減された.

5.2 ガス吸収式冷温水機の改善効果

ガス吸収式冷温水機の改善効果は 0 台運転制御の導入によるものである. ガス消費量の比較を表 6, 図 11 に示す.

2007 年に比べ削減量は 5,591m³, 削減率は 9% である. ガス吸収式冷温水機の成績係数(COP)は 2007 年と 2008 年でほぼ同じ値となった. 2007 年と 2008 年における月平均の気温と冷却塔出口冷却水温度を図 12 に示す. 2007 年に比べて 2008 年 7 月は気温が高く, 2008 年 5~7 月の冷却塔出口冷却水温度も高い. よって, 2008 年は 2007 年に比べて大きな処理熱量とガス消費量が発生するはずであるが, 0 台運転制御によってそれらの 5~10 月の積算値を小さくすることができた.

6. 熱源システム性能の改善対策における問題点

図 13 は 2007 年と 2008 年におけるバイパス弁開度の発生頻度分布を示したものである. 改善対策前(2007 年)では明らかに弁開度 100% の発生頻度が高く, 改善対策後(2008 年)では弁開度が小さい範囲にシフトしていることがわかる. しかし, 改善対策でのバイパス弁開度を 20~40% に維持するという目標に対しては十分に実現できていない. この理由はガス吸収式冷温水機の冷温水流量下限値によるもので, ガス吸収式冷温水機の運転時間帯においては本体機器保護の観点から定格

表 6 処理熱量, ガス消費量, 成績係数の比較

	処理熱量 [GJ]	ガス消費量 [m ³]	成績係数(COP) [-]
2007 年 5 月~10 月	2,303	65,138	0.77
2008 年 5 月~10 月	2,152	59,547	0.78

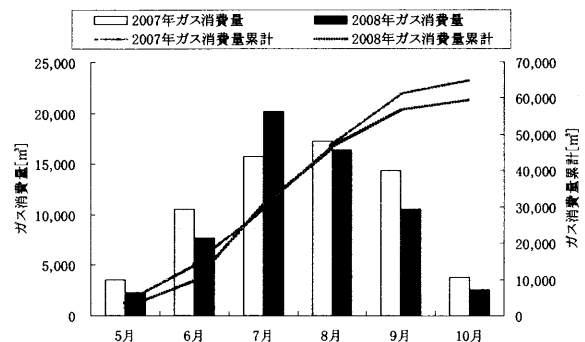


図 11 ガス消費量の比較

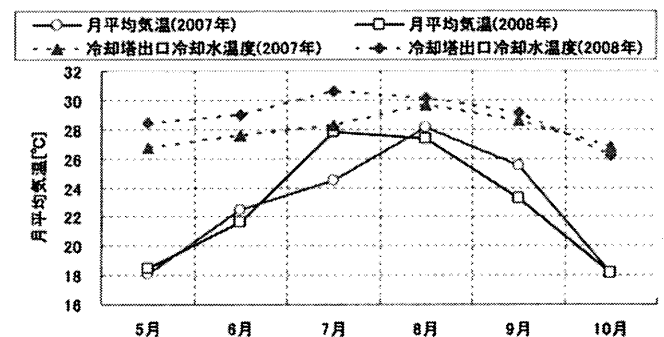


図 12 月平均の気温と冷却塔出口冷却水温度の比較

流量の約 50% 以下にすることができない. その定格流量は竣工当初の冷温水ポンプの能力 2,850ℓ/min であり, 今回の改善対策において取り換えた冷温水ポンプ(流量 2,000ℓ/min)のインバータ出力下限値を 70% としているのはこのためである(4.1 節). バイパス流量を抑えて冷温水ポンプの電力消費量を更に削減するには, ガス吸収式冷温水機を小さい能力のものに取り換えるしかないが(能力を小さくすることによって冷温水流量の下限値が小さくなる), ガス吸収式冷温水機の 0 台運転制御は, 機器交換によるコスト増加を避け, かつその冷温水流量下限値の制限を無効にするための一つの方策にもなっている.

図 14 と図 15 は, ガス吸収式冷温水機の運転時間帯(2008 年)における負荷流量と建物側で発生している負荷(負荷熱量)の降順分布を示したものである. 負荷熱量は選ヘッドから建物側寄りの配管内で計測される還り冷水と往ヘッド内の冷水の温度差に負荷流量を乗じて算出される. いずれも実測データは 1 分間隔のデータだが, 図 14 と図 15 はそれらを 60 分間の平均データとして表示している. 本来, ガス吸収式冷温水機の運転時間帯では負荷流量は必ず発生するはずであるが, 負荷流量や負荷熱量がともに 0 となっているデータが存在する. これは, 使用している冷温水の流量計ではそのレンジ 5%(約 300ℓ/min) 以下が計測不能になるためである. 0 ではないが 300ℓ/min 以下を示すデータもあり, これは 60 分間のうち一部が 300ℓ/min を超え, 一部がそれ以下の流量となっているため

ある。よって、ガス吸収式冷温水機の運転時間帯のうち約 40% が冷温水流量の計測不能域である。図 14 からガス吸収式冷温水機における冷温水流量下限値(約 1,400ℓ/min)以下となる時間帯はガス吸収式冷温水機の運転時間の約 70%を占めることがわかる。また、図 14 において、冷温水ポンプのインバータ出力が 70~80%に制御されていることから、本来、1,600ℓ/min 以上の負荷流量は流れないはずであるが、実際にはそれ以上の負荷流量が生じている。これは、冷温水ポンプの小容量化において既存の冷温水ポンプより揚程の小さなものを選定したが、それでも実際の揚程より大きな能力の冷温水ポンプであったことが原因である。いずれにしても、冷温水流量 1,400ℓ/min における負荷熱量は約 1,000MJ/h であり、ガス吸収式冷温水機の能力の約 30%に相当するので(図 15)、依然としてガス吸収式冷温水機の低負荷運転が多く発生していることになる。

前述したとおり、ガス吸収式冷温水機の 0 台運転制御は、バイパス流量を抑えることによって冷温水ポンプの電力消費量を削減し、同時にガス吸収式冷温水機の非効率な運転(低負荷運転)を避けて、そのガス消費量を削減するのに有効と思われるが、今回導入した 0 台運転制御は試行段階であり、0 台運転を判断する冷水温度条件等には検討の余地がある。また、実際にはクレーム等は生じなかったものの、0 台運転制御によって室内温熱環境の悪化が懸念され、注意が必要である。

7. おわりに

大学施設において熱源システムのコミッショニングを実施し、ガス吸収式冷温水機が稼働率 50%以下で運転される頻度が多いこと、冷温水ポンプは建物側が要求する流量よりも過剰な冷温水を送水しており、多くの搬送ロスが発生していることが確認された。熱源システムの省エネルギーを目的とした改善対策として、2008 年に冷温水ポンプの小容量化とインバータ制御、冷却水ポンプのインバータ制御、ガス吸収式冷温水機の 0 台運転制御を行ったところ、2007 年と比較して電力消費量約 6%、ガス消費量約 9%が削減された。

本報の改善効果は、建物設計時の最大熱負荷計算に基づいて選定された熱源機器等の装置容量が施工後の実際の運用状況に比べて結果的に過大であったことを実測データの分析により見出し、この卓越する低負荷時の省エネルギー対策によって得られたものである。本報で取り上げた熱源システムは 1997 年竣工後 10 年しか経過しておらず、今回更新した冷温水ポンプには機械的な問題はなかった。通常、機器が使えるうちはできるだけ使用すると考えるのが設備保全の考え方であるが、今回の更新は省エネルギーのために実施したという点が特徴的である。本報の改善対策は竣工して 10 年経過後に実施したわけだが、その間、エネルギーを無駄に消費し続けていたことになる。すなわち、もし竣工後数年で運転状況を分析し、今回と同様の対策をその時点で実行していれば、累積のエネルギー浪費分を大幅に削減できていたと思われる。今後は設備の耐用年数や故障を待つのではなく、省エネルギーという

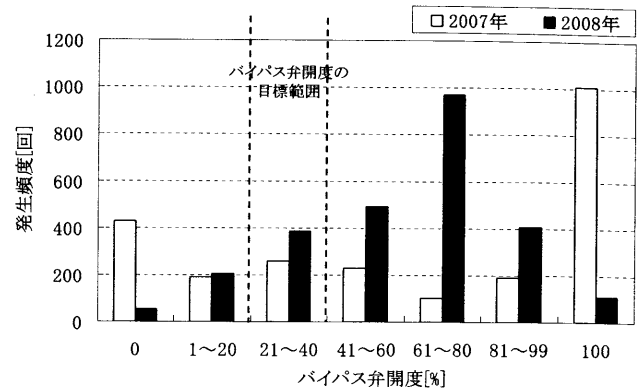


図 13 バイパス弁開度の発生頻度分布

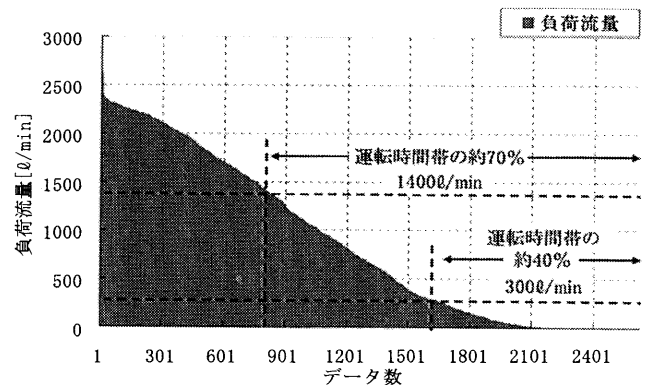


図 14 負荷流量の降順分布(2008年)

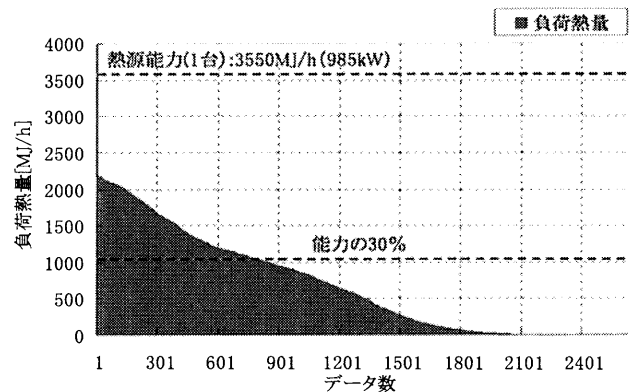


図 15 負荷熱量の降順分布(2008年)

観点で早めに諸対策を考え、必要に応じて実施していくことが非常に重要になると考えられる。

【謝辞】

本研究を進めるにあたり、立命館大学及び株式会社アレフネット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。
- 2) 空気調和・衛生工学会: 図解 空調・給排水の大本科, オーム社, p.250, 1998年。
- 3) 空気調和・衛生工学会: 建築設備の性能検証過程指針, SHASE-G 0006-2004, 2005年。

(受理:平成 21 年 6 月 4 日)