

論文・報告

地中熱利用ヒートポンプ空調システムの省エネ対策

～ハードとソフトの複合技術で GSHP の高効率化を実現～

Energy-Saving Method for Geo Thermal Air-Conditioning System by Sequence Control

勝俣 盛 ^{*1}
Mori KATSUMATA

畠中 真一 ^{*1}
Shinichi HATAKENAKA

越後 滋 ^{*2}
Shigeru ECHIGO

串田 勝治 ^{*3}
Katsuji KUSHITA

伊藤 一英 ^{*4}
Kazuhide ITOU

小神野 東賢 ^{*5}
Token OKANO

川田工業では、2009 年より地中熱利用技術の開発に取り組み、2010 年秋に、富山本社事務所棟に地下水を熱源としたヒートポンプ空調システムを導入した。従来、この地下水は雑用水や消雪などに利用してきたが、井戸の適正揚水量に対して余剰が認められたため、空調の熱源に利用したものである。本システムは、既存設備を流用することでイニシャルコストを大幅に抑えることができた。しかし、一般的なオープンループ方式に比較して、エネルギー消費効率が低く、当初より様々な問題点が指摘されてきた。また、熱源水使用にあたり、揚水ポンプの発動停止を直接コントロールできないなど、いくつかの制限があった。これらの課題に対して、機器構成の見直しと計装による制御で高効率化を実現した。

キーワード：GSHP、COP、インバータ、シーケンサ、省エネ

1. はじめに

川田工業が生産拠点を置く富山県南砺市は、庄川流域に広がる扇状地の中央部に位置しており、地下水資源に恵まれた地域である。創業当初より、富山本社の事務所棟や富山工場でも、この地下水を雑用水や冬期の消雪などに利用してきた。しかし、井戸設備の老朽化に伴い、維持管理するうえで、通年で安定的な揚水が望まれた。

このような状況の中で、2010 年に事務所棟(S 造地上 3 階)の空調設備が更新時期を迎え、井戸揚水量の余剰を熱源とした空調システムの導入が検討された。この結果、常時職員が執務する 1 階事務室を核に、試験的に導入して同年 11 月から運転を開始した。その後、環境省が推奨する環境技術実証(ETV)事業のヒートアイランド対策技術分野に本システムを申請して、2012 年度に実証(実証番号 052-1101)¹⁾された。なお、他階には一般的な空気熱源の空調が 2010 年 5 月に設備されている。

実証とは、開発者、利用者のいずれでもない第三者が環境技術の環境保全効果、副次的な環境影響、その他を試験などに基づき客観的なデータとして示すことを目的としており、一定の基準を満足したことを認証するものではない。しかし、有識者による検討・審議の過程において、一般的な水熱源空調と比較して冷暖房時の平均エ

ネルギー消費効率(以下、COP とする)および通年エネルギー消費効率(以下、AFP とする)が低いとの指摘を受けた。これを機に、機器構成・制御方法を精査した。

その結果、効率低下の主因は、暖房運転時に熱源水と熱媒の伝熱ロスにより温度差が生じて、熱源ユニット(以下、HP とする)入口の熱媒温度が、熱源水温度よりも著しく低くなることであった。また、空調負荷のピークを基準に機器を制御しているため、中間期などは熱媒の循環ポンプの消費電力が HP を上回ることもある。これらの問題に対して、熱交換器の更新、循環ポンプのインバータ化およびシーケンサによる機器制御を導入することで、システムの高効率化を実現したので、以下に報告する。

2. 空調システムの概要

本地中熱利用ヒートポンプ空調システムの特徴は、地下水を熱源水として直接利用するのではなく、向流型プレート式熱交換器(以下、熱交換器とする)を介して閉回路内の熱媒と熱交換した後に、この熱媒を熱源に用いることである(図 1, 2)。使用後の熱源水は古井戸に還元しており、オープンループ方式の一つである。既存井戸設備を流用することで初期コストを抑えることができた。

このシステムは、熱源水が鉄や銅の腐食性を有する水質やスケール析出が危惧される水質など、HP に内蔵された機器・管類の早期劣化が懸念される場合に、それらの

*1 川田テクノロジーズ㈱技術研究所 主幹

*2 川田テクノロジーズ㈱技術研究所 所長

*3 川田工業㈱北陸事業部建築部 次長

*4 川田工業㈱北陸事業部管理部 係長

*5 川田工業㈱事業企画本部 ECO 事業室 課長

リスクを上記熱交換器に集中できる。

他方、伝熱ロスにより、熱交換器の熱源水入口温度 $t_{W(in)}$ と熱媒出口温度 $t_{B(out)}$ の平均温度差(以下、MTD とする)が大きくなる。このため、熱媒と冷媒の温度差が小さくなり、特に冬期暖房時はCOPが低下する。

ここでは、空調面積 259m^2 に対して、暖房負荷を $180\text{W}/\text{m}^2$ で設備設計した。井戸の余剰水量を $120\text{l}/\text{min}$ 、HPの熱媒温度差 $\Delta t_B = 5\text{K}$ として、熱量は 40kW 程度である。事務室および玄関ホールは空調負荷が常時求められるが、応接室はその使用状況による。全室同時に空調稼働させた場合は熱源不足になるが、その確率は極まれと判断した。設備の諸元を以下に示す。

[設備諸元]

- ・空調面積： 259m^2
 - 事務室： 171m^2
 - 応接室：3室@ 21m^2
 - 玄関ホール： 25m^2
- ・暖房負荷： $180\text{W}/\text{m}^2$
- ・熱源水温度： 15.5°C (冷房時)， 14.5°C (暖房時)
- ・熱源水流量： $120\text{l}/\text{min}$
- ・HP (ダイキン工業；RWEYP450A 改)
 - 冷房定格能力：2基@ 22.4kW
 - 暖房定格能力：2基@ 25.0kW
- ・循環ポンプ (テラル；LP32A6.75)
 - 出力： 0.75kW
- ・揚水ポンプ (川本製作所；型番不明)
 - 出力： 15kW
- ・熱媒 (シーシーアイ；ウエストンブライン PB)
 - 濃度：50%希釈
- ・冷媒 (ダイキン工業；R-410A)

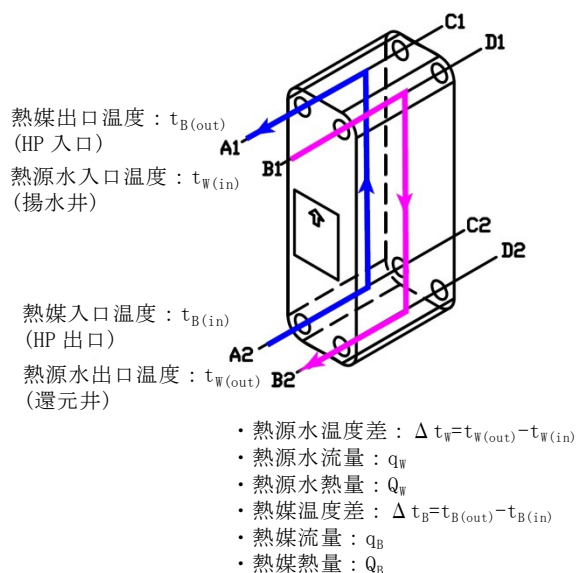


図2 向流型プレート式熱交換器の概略図

なお、HPの使用条件として、取扱説明書に入口水温 $10 \sim 45^\circ\text{C}$ 、水量 $50 \sim 150\text{l}/\text{min}/\text{基}$ の記載がある。供給熱量が少ないと蒸発器内部の冷媒の圧力が低下するため、圧縮機の入口で冷媒の低圧異常を検知する。この結果、過度な低圧低下から保護機能が作動して、強制サーモ off により圧縮機が停止、あるいはHPが異常停止する。本システムでは、熱媒に不凍液の使用を前提に、 $t_{B(out)}$ がこの閾値を下回することを許容するため、自己責任でこの制限を解除した。

3. 実証試験の結果

システム全体のCOPを算定する場合、消費電力はHPのほか、循環ポンプ(以下、LPとする)および揚水ポンプ(以下、WPとする)を考慮する。実証試験では、それぞれに電力量計を設置して、1分間隔でロギングした計測デー

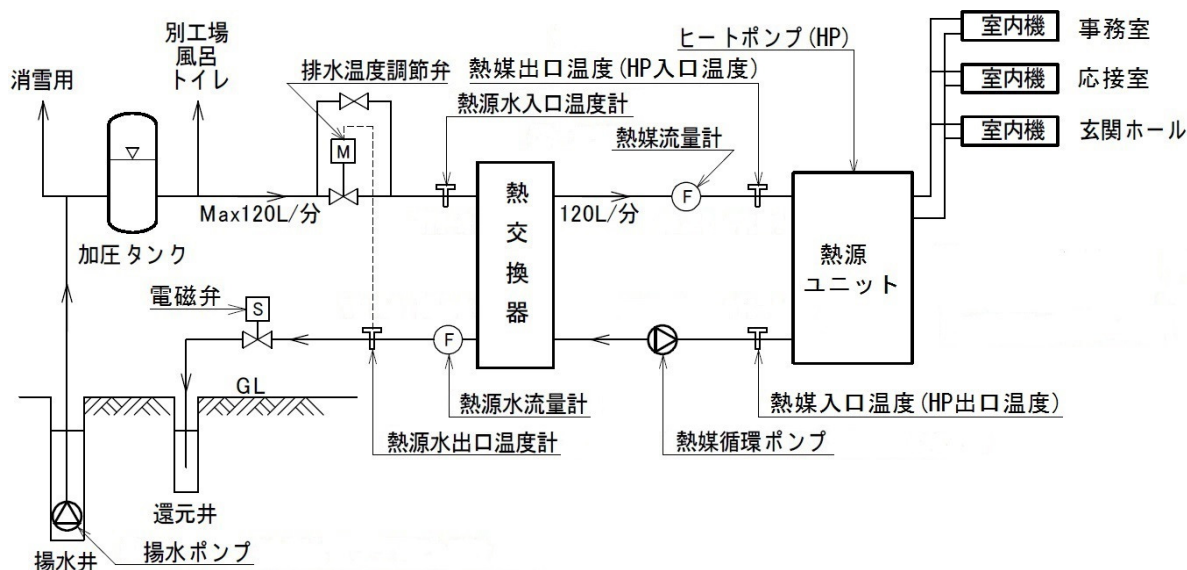


図1 既往システムの概要図

タを空調時間毎に積算した。このとき、地下水は日常的に空調以外にも雑用水として利用しているため、WP の測定値から空調に費やした電力量を算定するのが困難であった。そのため、仮想ポンプを選定して、空調に利用した揚水量に応じて消費電力を推定している。また、空調面積は 259m² であるが、外気温が同一であっても、応接室は在室時に空調を稼働させるため、使用状況によって、HP の負荷が異なる。

実証試験の結果から、冷房期間、暖房期間および AFP に対して、HP 単体のエネルギー消費効率を COP_(HP)、LP を含んだ効率を COP_(HP+LP)、さらに WP まで考慮した効率を COP_(HP+LP+WP) として、表 1 に整理した。COP は定格状態において消費電力 1kW あたり何 kW の冷房・暖房能力を引き出せるかという値のことで、「冷房・暖房能力(kW)÷消費電力(kW)」から算出する。また、APF は、冷房期間および暖房期間を通じて室温を冷房および暖房するために要した熱量の総和(Wh)と同期間に消費する電力量(Wh)の総和の比で算出する。いずれも、数値が大きいほど効率が良く、省エネ効果が大きいことを表す。なお、WP の消費電力が推定値のため、COP_(HP+LP+WP) は参考値とした。

[試験概要]

- ・実証単体：(A) システム全体
- ・実証機関：(特非) 地中熱利用促進協会
- ・空調時間：8:30～19:00

(就業時間 8.75hr：8:30～17:15)

- ・設定温度：冷房時 28℃、暖房時は状況に応じて。
- ・冷房期間：2011 年 8 月 1 日～2011 年 9 月 30 日
- ・暖房期間：2011 年 11 月 8 日～2012 年 2 月 1 日

表 1 エネルギー消費効率の期間平均値

項目	冷房期間	暖房期間	AFP
COP _(HP)	4.17	3.46	3.57
COP _(HP+LP)	3.02	3.01	3.01
COP _(HP+LP+WP) ※	2.80	2.91	2.89

※ 参考値

4. 既往システムの課題

一般的に、地下熱を空調の熱源に利用する場合、熱源水と冷媒の温度差が大きくなる夏期冷房時には COP_(HP) が 6.0 程度になることも珍しくない。また、冬期暖房時はデフロストがなく、COP_(HP) は 4.0 以上を期待できる。

これに対して、実証試験の結果は表 1 のとおりであり、供給熱量の不足が懸念される。熱源水の水温および最大流量は固定値であり変更できない。したがって、伝熱ロスの低減と、機器の効率化による消費電力の削減が課題である。例えば、熱交換器の MTD が大きいと、 $t_{B(out)}$ は冷房時に熱源水よりも高く、逆に暖房時には熱源水を下回り、HP の効率が低下する。

したがって、まず MTD が小さい熱交換器に更新するこ

と。次に、熱源水と熱媒の熱量を等価にするため、 Δt_B を小さく、熱媒の流量 q_B を増加させる対策について検討した。

(1) 熱交換器

既往システムでは、熱交換器は運用実績および価格から、 $\Delta t_W=5.0K$ 、MTD=6.0K、向流型の SUS316+Cu ブレージングプレート式(MDI; T050-50)を採用している(表 2)。

この熱交換器は、 $t_{W(in)}=14.0^\circ C$ 、 $t_{W(out)}=9.0^\circ C$ 、 $q_B=1000$ /min を同量の熱媒と熱交換すると、 $t_{B(in)}=3.0^\circ C$ のとき、 $t_{B(out)}=8.0^\circ C$ になる性能を有する。

表 2 熱交換器の性能(更新前)

項目	熱源水	熱媒
流量	[m ³ /h]	6.18
入口温度 (t_{in})	[°C]	14.0
出口温度 (t_{out})	[°C]	9.0
圧力損失	[kPa]	37.5
交換熱量	[kW]	36.0
平均温度差 (MTD)	[K]	6.0
伝熱面積	[m ²]	1.2

(2) 制御方法

熱源水の流量は、主管に備えた排水温度調節弁(以下、調節弁とする)(日本バルブ; CMXE-105UUT-032-M4)の開度を温度調節計(横河電機; UT150)のアナログ出力(4～20mA)により、 $t_{B(out)}$ があらかじめ設定した目標値に収束するように PID 制御している。温度調節計の目標値は、ピーク負荷を想定して冷房時 25.0℃、暖房時 9.0℃であった。 $t_{W(in)}$ は概ね夏期 15.5℃、冬期 14.5℃である。

一方、熱交換器内停留水の凍結防止と $t_{W(out)}$ の計測を目的に、バイパスを設けて手動弁の調整で HP 稼働時は常時 $q_W=50$ /min 以上流している。なお、図 1 に示すように、熱源水送水管の下流に電磁弁を設けて、HP の電源 on で全開、電源 off で全閉して節水に努めている。

次に、冷媒の圧力 p-比エンタルピー h 線図(モリエル線図)を図 3 に示す。サイクルが①②③④のとき、吸熱時に p を上げ、放熱時に下げると①②③④になる。このとき、線分②③と②③'、④①と④①'はあまり変わらないが、線分①'②'は①②に比較して短くなる。すなわち、圧縮機の動力が少なくて済み、COP が上昇する²⁾。

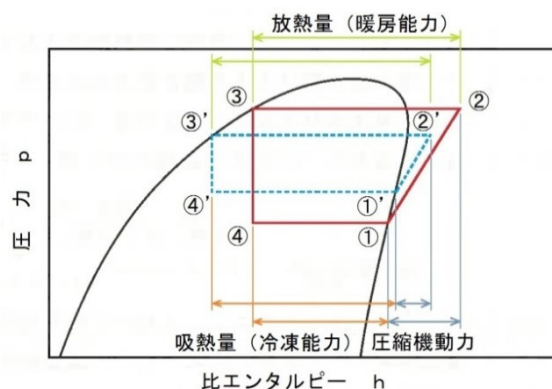


図 3 p-h 線図

つまり、暖房運転時は空調負荷が同じであれば室内設定温度をなるべく低く、 $t_{B(out)}$ をより高く、 Δt_B を小さくすればよい。

5. システムの改良

LPはHPと同期しており、HPの電源onで負荷に関わらず定格60Hzで稼働していた。さらに、熱交換器を更新したところ、瞬時の最大流量が約1250/minから1600/min程度に増加した。空調負荷が小さい中間期には、LPの消費電力 $P_{(LP)}$ はHPの消費電力 $P_{(HP)}$ と同等以上になる。設計流量の $q_B=1200/\text{min}$ を満足するだけであれば、出力0.4kWクラスへの更新も一考であった。しかし、中間期など空調負荷が小さいときは、 $P_{(HP)}$ と $P_{(LP)}$ が同程度になり、根本的な省エネ対策にならない。また、暖房運転でのピーク負荷時に、出力0.4kWクラスのLPでは Δt_B が現状維持で、小さくならない。

また、既往システムでは $t_{W(out)}$ をセンシングして、目標値 t_S に漸近するように、調節弁をPID制御して熱源水流量 q_W を調整してきた。このとき、熱媒と熱源水の熱量のつり合いは、比熱、比重を同程度とみなして省略すれば下式①で表すことができる。

$$\{t_{B(out)} - t_{B(in)}\} \times q_B = \{t_S - t_{W(in)}\} \times q_W \quad \dots \textcircled{1}$$

ここで、 q_B 、 t_S および $t_{W(in)}$ は、空調負荷に関わらず一定である。このとき、定常時は $|\Delta t_B| < |\Delta t_W|$ になるため、 $P_{(WP)}$ は減少するが $P_{(HP+LP)}$ には直接影響しない。

一方、新規システムではセンシングを $t_{B(out)}$ に変更するとともに、 q_B と空調負荷を相関付けることで、 $P_{(HP+LP)}$ を低減した(式②)。

$$\{t_S - t_{B(in)}\} \times q_B = \{t_{W(out)} - t_{W(in)}\} \times q_W \quad \dots \textcircled{2}$$

(1) 熱交換器の大型化

$t_{B(out)}$ をなるべく高温で保持するためには、伝熱面積を大きくする必要がある。しかし、費用対効果から現実的なサイズで妥協しなければならない。そこで、熱交換器は、MTDを2.5Kに狭めた同タイプ(MDI; T205-100EMD)を採用した。性能は下記のとおりである。

表3 熱交換器の性能(更新後)

項目	熱源水	熱媒
流量	[m ³ /h]	
入口温度 ($t_{(in)}$)	[°C]	
出口温度 ($t_{(out)}$)	[°C]	
圧力損失	[kPa]	
交換熱量	[kW]	
平均温度差 (MTD)	[K]	
伝熱面積	[m ²]	
	8.58	9.62
	14.0	6.5
	9.0	11.5
	10.9	18.1
	50.0	
	2.5	
	9.8	

(2) LPのインバータ化

熱交換の更新に伴い、圧力損失が40.2kPaから18.1kPaに減少した。1kPa=0.102mAqであるから、全揚程が約2.3m低下したことになる。図4に示した性能線図からも確認できる。

文献^{3),4),5)}より、LPをインバータ駆動することで、空調負荷に応じてモータ回転数を制御でき、LPの消費電力 $P_{(LP)}$ を抑制できることがわかった。そこで、0.75kWのLPにインバータ(キーエンス; HI-07T)を接続して、空調負荷に応じた熱量を供給した。ここでは、空調負荷が Δt_B に比例するものとして、周波数60Hzを50~100%の5段変速にした。

一般的に、三相モータが消費する電力は、回転数の3乗に、圧力損失は流量の2乗に比例する。例えば、回転数を1/2にすれば、消費する電力量は1/8に低減する。つまり、空調負荷に応じて供給熱量をコントロール(≒温度差に応じて流量を制御)することで、省エネ運転が期待できる。

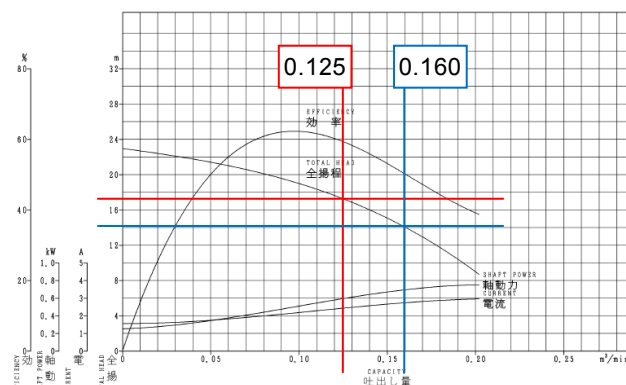


図4 ラインポンプの性能曲線(テラル; LP32A6.75)

LPの取扱説明書(テラル; LP/SLP2型)に、インバータ駆動する場合の注意点として、最低周波数が20Hzと明記されているが、一般的にモータ特性が予想可能な周波数は商用電源周波数の50%程度である。このため、下限を30Hzにした。なお、単相モータや保護装置付きモータはインバータ駆動できない。また、運転時は商用電源運転の場合よりも電流値が大きく、モータの温度上昇が激しい。この傾向は、50Hzモータで顕著になるので適用にあたっては注意が必要である。

(3) シーケンサによる制御

$t_{B(out)}$ をセンシングして、目標値に漸近することで q_W の応答が早くなり $t_{B(out)}$ を高い温度で保持できると考えた。バックアップ用に既往設備を残置することを前提に、インバータおよび調節弁をシーケンサ(キーエンス; KV3000)で制御することとした。機器を制御するうえで、シーケンサは汎用性に優れ、機能の追加、改修が容易である^{6),7)}。

また、先述したとおり、熱源水は雑用水および消雪などに用いている。そのため、要求熱量に対して、年に数回、5分間程度、供給量が不足する。空調のピークと重なると、制限を解除したことで熱媒が摂氏0°Cを下回り、熱交換器内の溜まり水の凍結が懸念される。このリスクに対しては、 q_W 、 $t_{B(in)}$ をモニタリングして、閾値以下に

なると、上記事象が現れる前に、HP が緊急停止するように、新たなインタロック機構を設けた。

(4) WP の消費電力

既存設備が古く、揚水井の掘削深度やボーリング柱状図など、設備台帳に記録が残っていない。WP の制御盤などから推定すると、ポンプは口径 $\phi 80$ mm で出力 15kW、吐出力 8000ℓ/min 程度と思われる。国土交通省の全国地下水資料台帳の近傍数ヶ所の井戸データより、表土以深の数 m から深度 120m 程度まで砂礫層で、自然水位は深度十数 m と見込まれた。

先述したとおり、空調で使用した WP の消費電力 P_{WP} を計測することが困難である。実証試験では、ポンプ口径 $\phi 40$ mm、出力 0.37kW、揚程 14.0m の WP を想定して、夏期の地下水位が GL-18.5m、冬期が GL-21.0m として、次のとおり冷房・冷暖期間の消費電力 P_C 、 P_H をそれぞれ算出している¹⁾。

- ・冷房期間： $P_C = 0.37\text{kW} \times 14\text{m} / 18.5\text{m} = 0.28\text{kW}$
- ・暖房期間： $P_H = 0.37\text{kW} \times 14\text{m} / 21.0\text{m} = 0.25\text{kW}$

一方、改良後は 60Hz 時の最大流量が約 1600ℓ/min に増加したことからポンプ選定を再考した。本報告ではポンプ口径 $\phi 40$ mm で、吐出力 1600ℓ/min および揚程 21m を満足する出力 1.1kW クラス (川本製作所；USN2-406-1.1C) に変更した。なお、 W_{WP} の算定に際しては、1 分毎の P_{WP} を積算した。

6. 計測結果

実証試験では、システム稼働時間に待機運転時の P_{HP} および P_{LP} が含まれている。室温の設定温度が空調負荷を要求しない場合、HP が待機運転になる。特に、LP は定格で稼働していたため、待機時は P_{LP} が P_{HP} を上回った。また、送風運転なども区別できない。COP 算定の際には、本来発生していない待機時間中の生成熱量と消費電力をそれぞれ、分子、分母に合算していたことになる。また、17:15 以後の残業を前提に空調時間を設定しており、電源 off の忘れなど、その割合が高くなった。

本報告では就業時間中にヒートポンプが稼働した時間を基準に COP を算定し直すこととした。この過程で、 P_{HP} が待機電力 (150W 程度) 以下のログデータを除外した。

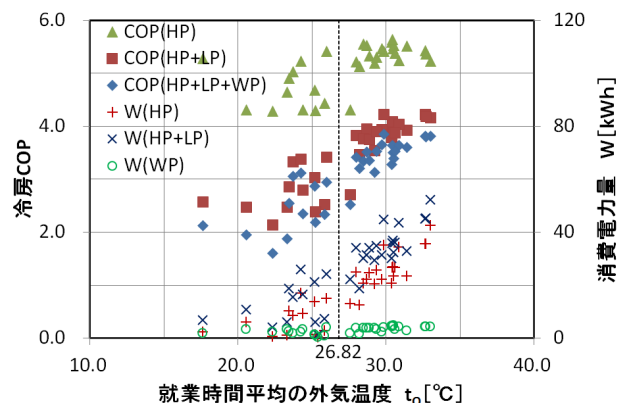
一方、空調システムを選定、運用する上で、消費電力は重要な要因である。そのため、消費電力は待機電力も含めて、就業時間内に消費した電力量を基準にした。

(1) 冷房運転

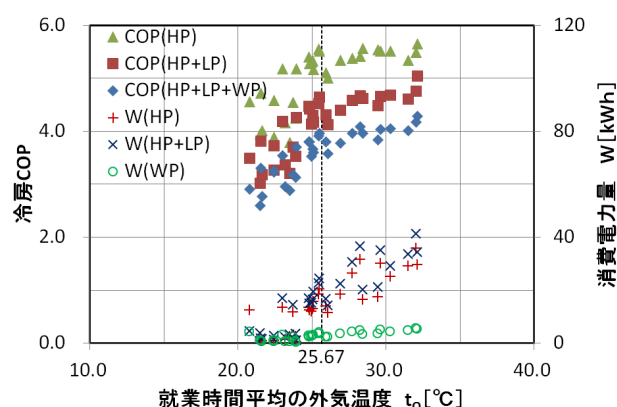
システム改修の前後で、就業時間平均の外気温 t_0 (日平均気温ではない) と冷房 COP および消費電力量 W を図 5 に示す。COP_(HP) が同程度で、COP_(HP+LP)、COP_(HP+LP+WP) とともに上方に移動しているのが見て取れる。冷房運転時の室温設定は概ね 28.0℃で、期間平均は 26.82℃と 25.67℃であった。アメダス気象データより、同期間の日平均気温は

2011 年が平年より高め、2014 年が平年並みであった。

システム改修前は 2011 年 8 月～9 月の平日就業時間中として、有効データ数 n が 32、稼働率 A が 73.5%であった。また、システム改修後は、2014 年 8 月～9 月の同じ条件で、 $n=31$ 、 $A=63.6\%$ であった。これらを整理した結果、改修前後で、COP_(HP) は 5.11 から 5.00 に低下、COP_(HP+LP)



(a) システム改修前



(b) システム改修後

図 5 平均外気温と冷房 COP・消費電力量

表 4 システム改修前後の比較 (冷房運転)

項目	改修前	改修後
n	32	31
A	73.5	63.6
t_0	26.82	25.67
$t_{B(out)}$	19.3	17.5
$t_{W(in)}$	16.1	16.7
$t_{W(in)} - t_{B(out)}$	-3.2	-0.8
q_B	97.8	84.9
q_W	44.3	40.8
COP _(HP)	5.11	5.00
COP _(HP+LP)	3.45	4.14
COP _{(HP+LP+WP)*}	3.08	3.59
W_{HP}	18.3	14.2
W_{HP+LP}	26.2	16.8
$W_{HP+LP+WP)*}$	29.2	19.5
Q_B	96.2	73.6
Q_W	90.5	63.3

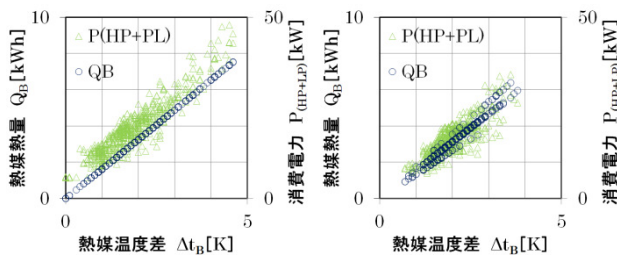
※ 参考値

は 3.45 から 4.14, $COP_{(HP+LP+WP)}$ は 3.08 から 3.59 にそれぞれ上昇した。これらの結果を表 4 にまとめた。いずれも表 1 に示した値と乖離している。また、実証試験では熱交換器の熱交換性能は 3.7K であったが、再計算の結果が 3.2K, 改修後は 0.8K になった。MTD がそれぞれ 6.0K, 2.5K であったことから、冷房時は設計値より安全側といえる。

$COP_{(HP)}$ が低下した理由は、調節弁の制御変更にとともに、ピーク時の供給熱量が減少したことによる。しかし、 $COP_{(HP+LP)}$, $COP_{(HP+LP+WP)}$ がいずれも向上しており、省エネ効果が認められる。

次に、1 日当たりの挙動を、システム改修前後で比較するため、2011 年 8 月 29 日 (実証試験の冷房運転代表日) と 2014 年 8 月 21 日 (就業時間中の平均外気温、空調稼働率が同程度) を選定して、図 6～図 8 に示した (紙面の都合で図 7, 8 は文末に掲載)。

図 6 は、 Δt_B と Q_B , $P_{(HP+LP)}$ の関係を示したものである。改修前は LP が定格駆動のため、1 対 1 の比例関係にあることがわかる。一方、改修後はインバータ駆動することで負荷に応じて多軸化され、結果として $P_{(HP+LP)}$ の積算量が少なくなるので、消費電力が減少することがわかる。



(a) 2011 年 8 月 29 日 (b) 2014 年 8 月 21 日

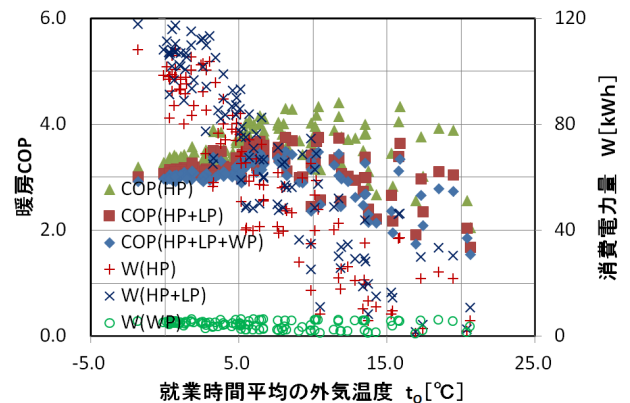
図 6 熱媒の温度差と熱量・消費電力の関係 (冷房運転)

図 7(a) より、 $t_{W(in)}$ は 15.4℃ で安定しているが、 $t_{B(out)}$ は変動が激しい。調節弁の応答が遅いためと考える。これは、図 7(e) より、LP が定格で駆動しており、 q_B が平均 123.30ℓ/min で一定である。このとき、空調負荷が Δt_B として表れる。この温度差を均等にするため、温度調節弁により q_W で吸収する計画であった。しかし、 Δt_B に追従できずに、 q_W は細かく変動するものの、 q_W の平均は 58.80ℓ/min で安定している。つまり、HP の要求熱量に対して、調節弁の開度調整による熱源水の流量調整が熱量に追従しておらず、その結果、温度差として表れていることが図 7(f) からわかる。短時間で熱量を生成させなければならず、 $COP_{(HP)}$ 悪化の一因になっていた。

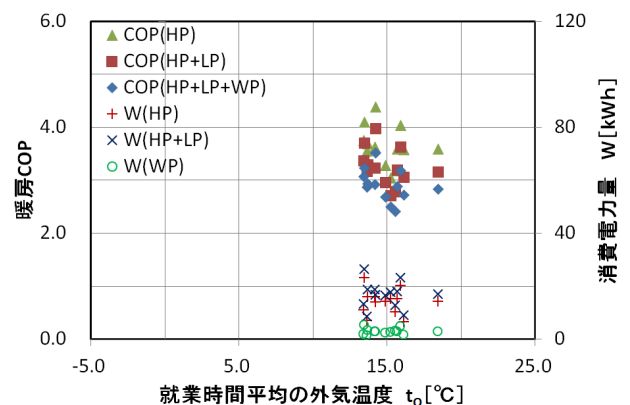
一方、図 8(a) より、改修後は熱媒温度の変動幅が小さく、安定していることがわかる。また、図 8(e) より、 q_B が改修前の 60～80% で、それに追従して調節弁が連動している。この結果、温度差のばらつきが少なくなり、その値も小さくなった (図 8(f))。

(2) 暖房運転

冷房と同様に、 t_0 と暖房 COP および W を図 9 に、平均値を表 5 に示す。改修前の 2011 年 11 月 1 日～2012 年 4 月 30 日は、 $n=111$, $A=92.5\%$ である。また、改修後の計測期間は 2014 年 10 月 20～11 月 12 日で、 $n=13$, $A=78.9\%$ である。図 9 の $t_0=15^\circ\text{C}$ 近傍を比較すると、同等以下と



(a) システム改修前



(b) システム改修後

図 9 平均外気温と暖房 COP・消費電力量

表 5 システム改修前後の比較 (暖房運転)

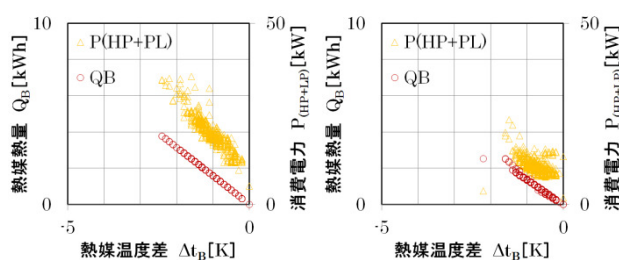
項目	改修前	改修後
n	111	13
A	92.5	78.9
t_0	6.81	14.97
$t_{B(out)}$	9.6	14.3
$t_{W(in)}$	14.3	14.8
$t_{W(in)}-t_{B(out)}$	4.7	0.5
q_B	113.5	93.2
q_W	64.7	43.2
$COP_{(HP)}$	3.57	3.64
$COP_{(HP+LP)}$	3.14	3.25
$COP_{(HP+LP+WP)}^{**}$	2.99	2.90
$W_{(HP)}$	60.9	12.5
$W_{(HP+LP)}$	69.5	16.6
$W_{(HP+LP+WP)}^{**}$	73.7	19.4
Q_B	151.2	37.5
Q_W	172.0	43.1

※ 参考値

見なせる。改修前は暖房全期間であるが、改修後は暖房初期のため暖房負荷が小さく、 $COP_{(HP)}$ が4.0に届かないこともある。

また、1日当たりの挙動比較は、2014年11月4日(システム改修後の稼働率)を基準に、改修前のデータは2011年11月18日(就業時間中の平均外気温、稼働率が同程度)を選定して、計測結果を図11,12に示す。

特筆すべきは、 $COP_{(HP)}$ は同程度であるが、(d)図より $COP_{(HP+LP)}$ が3.02から3.33に上昇したことである。 $W_{(HP+LP)} = P_{(HP+LP)} \times 8.75\text{hr}$ であるから、 $Q_{(HP+LP)}$ は34.6kWhから18.3kWhに減少している。また、図10より、冷房と同様にLPをインバータ駆動することで、省エネ効果が認められる。



(a) 2011年11月18日 (b) 2014年11月4日

図10 熱媒の温度差と熱量・消費電力の関係(暖房運転)

図11からも、空調負荷に対して調節弁の応答が追従できておらず、図7の冷房時と同じことが言える。一方、図12(e)より、 q_B は改修前の50~70%である。このとき、 q_W は、10ℓ/min程度まで低下しているが、これは要求熱量が少ないため、 Δt_B が小さいときは調節弁を全閉して、 q_W はバイパスを流れる流量のみになる。

2011年1月30日に、 $t_{W(in)}=14.1^\circ\text{C}$ 、 $t_{B(out)}=7.4^\circ\text{C}$ を記録して、 $t_{W(in)}-t_{B(out)}$ が6.7Kになった。このとき、効率が大幅に低下して、消費電力が増大した。今回の改修によって、このような厳冬期には省エネ効果が顕著に表れると考える。

7. 考察

地下水をヒートポンプの熱源に利用する際に、その水質がメーカー基準やガイドライン⁸⁾などを満足しない場合は、熱交換器を介して熱媒を用いることになる。このとき、熱交換器の伝熱ロスにより、冬期暖房時はヒートポンプの入口温度が地下水よりも低くなり、MTDによってはヒートポンプ自体を改良しなければならない。

この問題に対して、“伝熱ロスの低減”、“LPのインバータ駆動”および“計装による機器制御”を提案する。これにより、HPの入口水温の下限が10℃程度でも標準機が使えるようになる。また、これまでの空調システムに比較して $P_{(LP)}$ を低減でき、これに比例して q_W が少なくなるため、 $P_{(WP)}$ も減少して $COP_{(HP+LP+WP)}$ が向上する。

8. まとめ

地下水を熱源としたヒートポンプ空調システムを対象に、計装による高効率化を実現した。その結果、就業時間平均の20%程度向上するとともに、 $W_{(HP+LP)}$ を35%程度削減した。平均気温や空調負荷が異なるため、一概に比較できないが、 Δt_B と Q_B および $P_{(HP+LP)}$ の関係から、効果が認められる。

また、一般的にオープンループ方式はクローズドループ方式に比較して熱交換効率が良い。今回の改修結果から、積雪寒冷地においても同等以上の性能を有することを確認した。さらに、熱交換器をブレイジングタイプからガスケットタイプに変更すれば、メンテナンスも容易になる。

今後は、厳冬期の暖房データを整理して、AFPを明らかにした後に、低廉なシステムとして広く普及に努めたい。

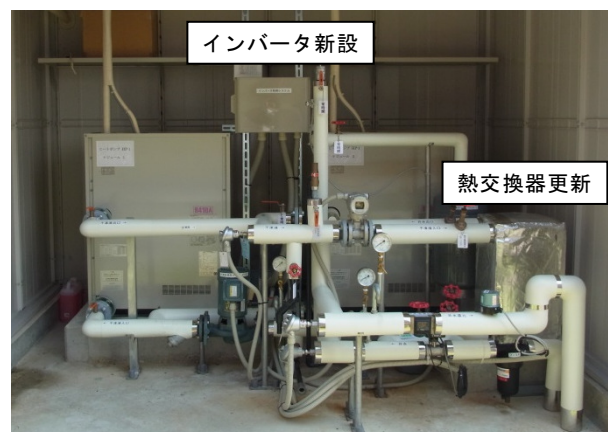
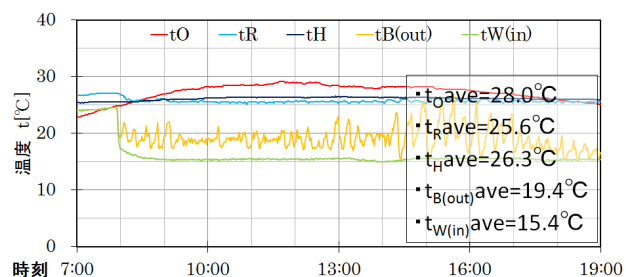


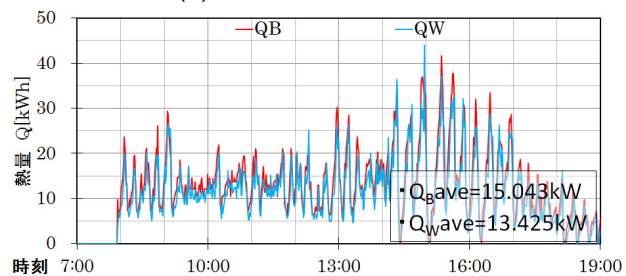
写真1 改修後の空調システム

参考文献

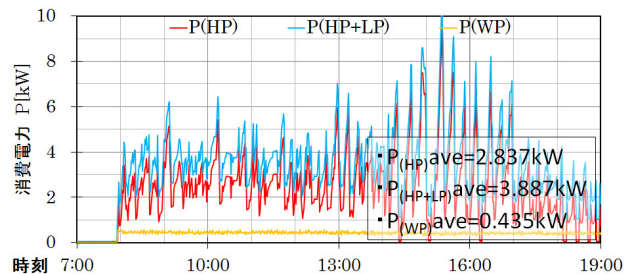
- 1) 川田工業(株):川田工業(株)富山本社における地中熱利用ヒートポンプ空調システム実証試験報告書,環境省,実証番号 052-1101, 2012.
- 2) 北海道大学地中熱利用システム工学講座:地中熱ヒートポンプシステム, オーム社, 2007.
- 3) (財)省エネルギーセンター:省エネチューニングマニュアル, 業務用ビルの省エネルギー対策推進事業, 2008. 3.
- 4) 住吉:熱源インバータ制御を用いた空調システムの最適運用に関する研究, 九州大学修士論文, 2002.
- 5) 久良知:熱源インバータ制御による省エネルギー効果に関する研究, 九州大学修士論文, 2003.
- 6) 松浦:計装技術で実現する空調設備の省エネルギー, 計装, 2008. 9.
- 7) 京都EIC(株):PLC計装による空調熱源の制御, 計装, 2009. 4.
- 8) (社)日本冷凍空調工業会:冷凍空調機器用水質ガイドライン, 1994.



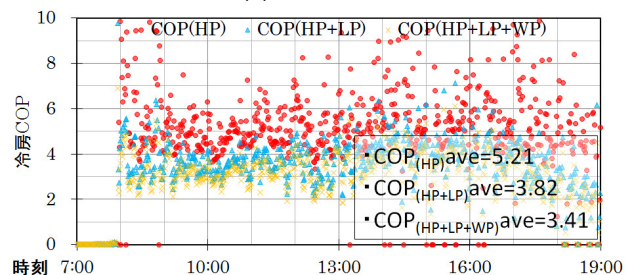
(a) 外気温度と室内温度



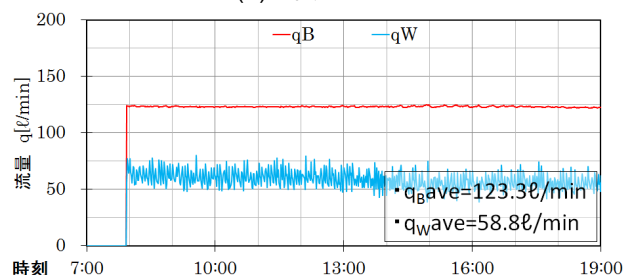
(b) 熱量



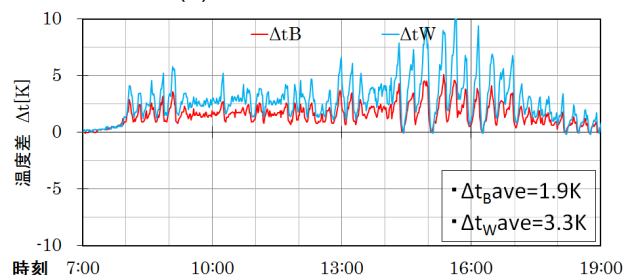
(c) 消費電力



(d) 冷房 COP

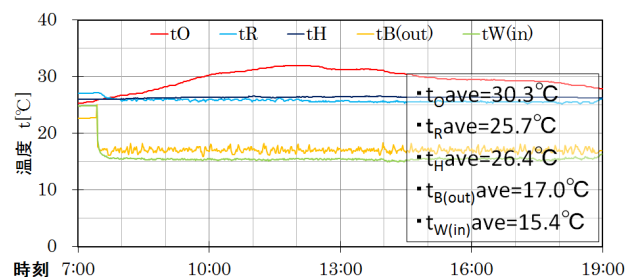


(e) 熱源水と熱媒の流量

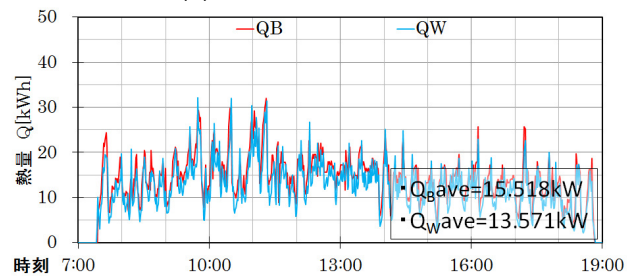


(f) 熱源水と熱媒の温度差

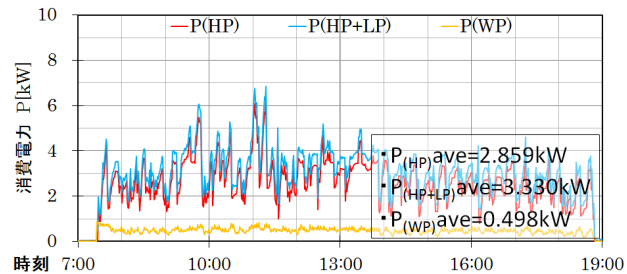
図 7 システム改修前の冷房運転(2011 年 8 月 29 日)



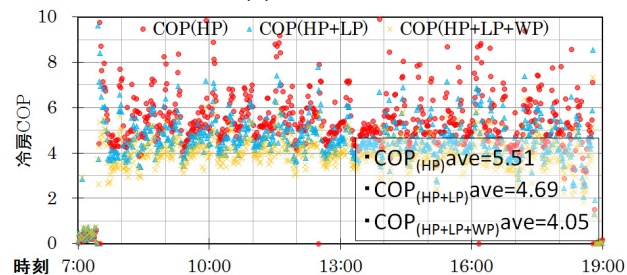
(a) 外気温度と室内温度



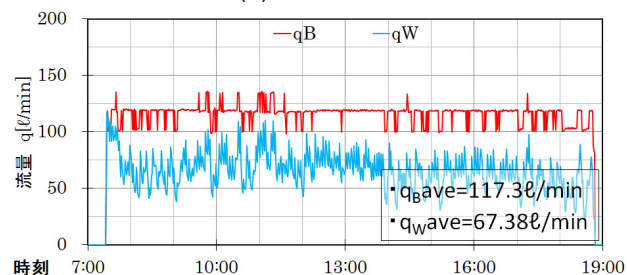
(b) 熱量



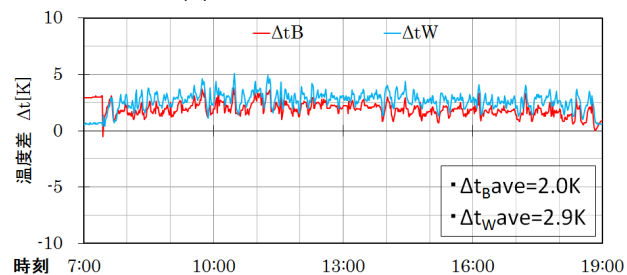
(c) 消費電力



(d) 冷房 COP

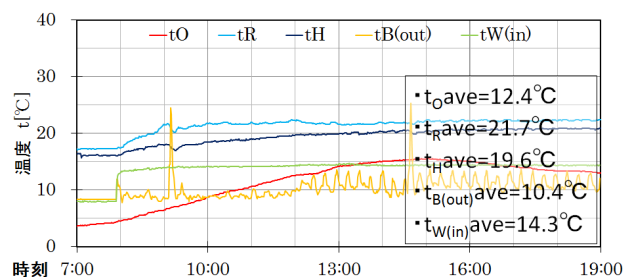


(e) 熱源水と熱媒の流量

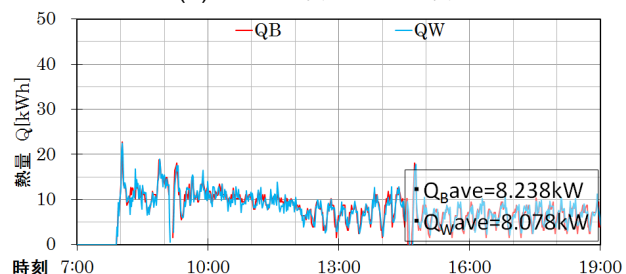


(f) 熱源水と熱媒の温度差

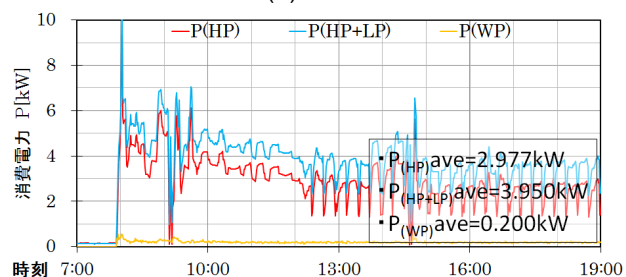
図 8 システム改修後の冷房運転(2014 年 8 月 21 日)



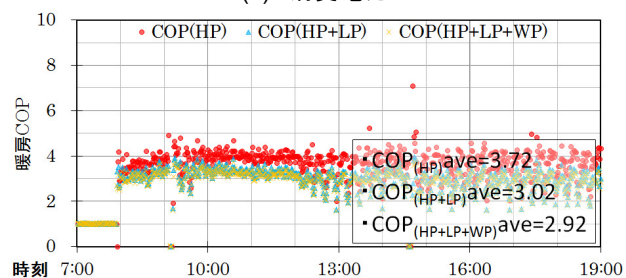
(a) 外気温度と室内温度



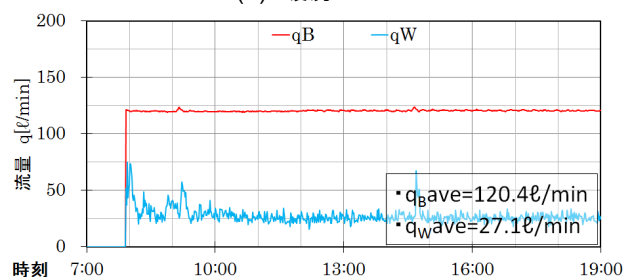
(b) 熱量



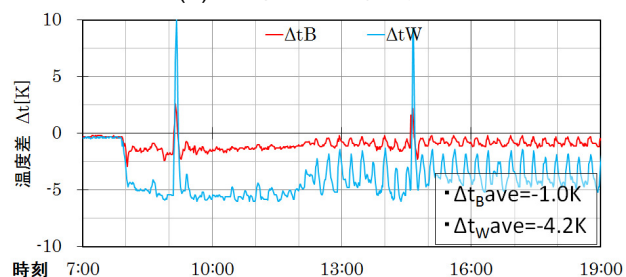
(c) 消費電力



(d) 暖房 COP

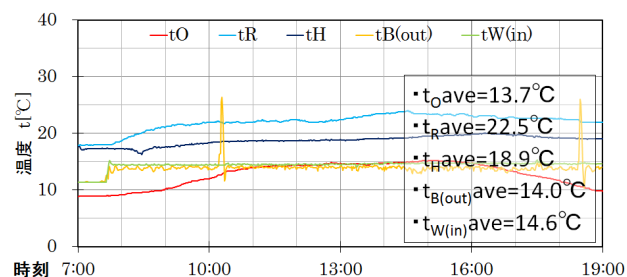


(e) 熱源水と熱媒の流量

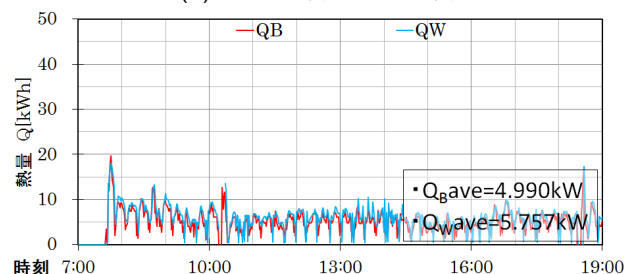


(f) 熱源水と熱媒の温度差

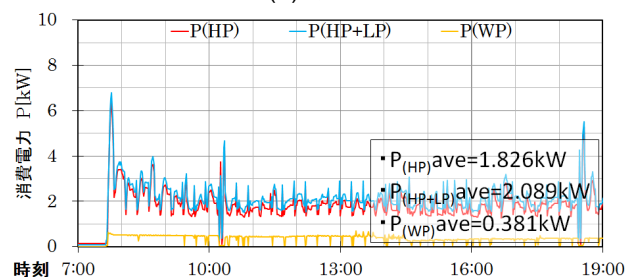
図 11 システム改修前の暖房運転(2011 年 11 月 18 日)



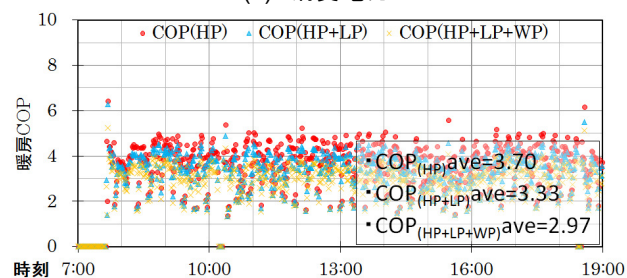
(a) 外気温度と室内温度



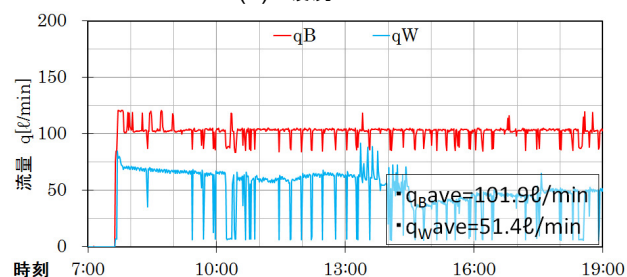
(b) 熱量



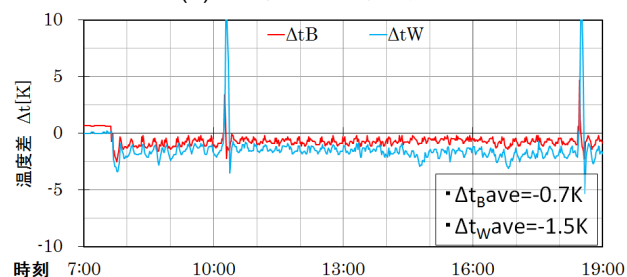
(c) 消費電力



(d) 暖房 COP



(e) 熱源水と熱媒の流量



(f) 熱源水と熱媒の温度差

図 12 システム改修後の暖房運転(2014 年 11 月 4 日)