

# ヒーティングタワーヒートポンプシステムにおける 継続的な運用改善

矢 島 和 樹<sup>\*1</sup>  
山 川 莉 加<sup>\*1</sup>

福 井 雅 英<sup>\*1</sup>  
丸 尾 敬 仁<sup>\*2</sup>

ヒーティングタワーとヒートポンプチラーを組み合わせたヒーティングタワーヒートポンプシステムを対象として、システムの効率向上を目的にブライン温度の効率的な制御方法を模索することで継続的な運用改善を行った。まず、運転管理者の手動設定による確認やシミュレーションを活用して、ブライン温度またはヒーティングタワーのファン周波数がシステム全体のエネルギーに及ぼす影響を把握した。把握した結果からシミュレーションにてシステム全体のエネルギーが最小となるブライン温度の制御方法を考案した。実在のプラントに考案した制御方法を導入し、制御状況の確認とエネルギー削減効果の評価を行った。導入後の検証を通して、改善点を見いだし、さらなるシステム効率向上につなげた。

## はじめに

地域冷暖房プラントの空調用熱源システムは、複数の建物に冷温熱を供給するため、単独熱源と比較して製造する冷温熱量が大きい。そのため、熱源システムの効率の向上は費用対効果が大きく、エネルギー消費量やCO2排出量を大きく削減することが可能である。

本研究の対象システムは、実在する地域冷暖房プラントの熱源システムの一部であるヒーティングタワーヒートポンプシステム（以下、HTHPシステム）である。HTHPシステムとは、ヒーティングタワー（以下、HT）を用いて外気とブラインの熱交換を行い、熱交換により加熱されたブラインをヒートポンプチラー（以下、HP）の熱源として利用するシステムである。本研究の検討前の制御（以下、従来制御）では、HTファンを定格周波数で制御し、HP単体の効率を上げるため、ブライン温度を高くする運転を行っていた。冷熱と温熱は逆だが同じ仕組みである冷凍機の冷却塔出口温度制御についての取組みは多く実施<sup>1),2),3)</sup>されているが、HTにおけるブライン温度の効率的な運転方法に関する取組みは確立されていない。

そこで、図-1のような手順でHTの運転方法について検討し、HTHPシステムの効率向上を目指した。

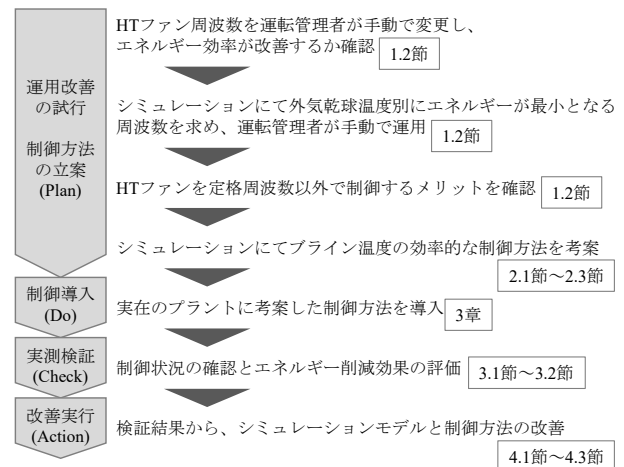


図-1 継続的な運用改善実施の手順

## 1. 対象システムと運用改善の試行

### 1.1 対象システム

対象とする地域冷暖房プラントは、所在地が東京都墨田区、供給対象の延べ床面積は184,142 m<sup>2</sup>、供給先の建物主用途は店舗・事務所等で、2012年2月に竣工した。

対象のHTHPシステムの概略フローを図-2に示す。プラント全体では図-2に示したシステム以外の温熱源も設置されている。運転するHPに応じて、HPとHTの組合せが変化する（表-1）。

<sup>\*1</sup> 新菱冷熱工業(株)

<sup>\*2</sup> (株)東武エネルギーマネジメント

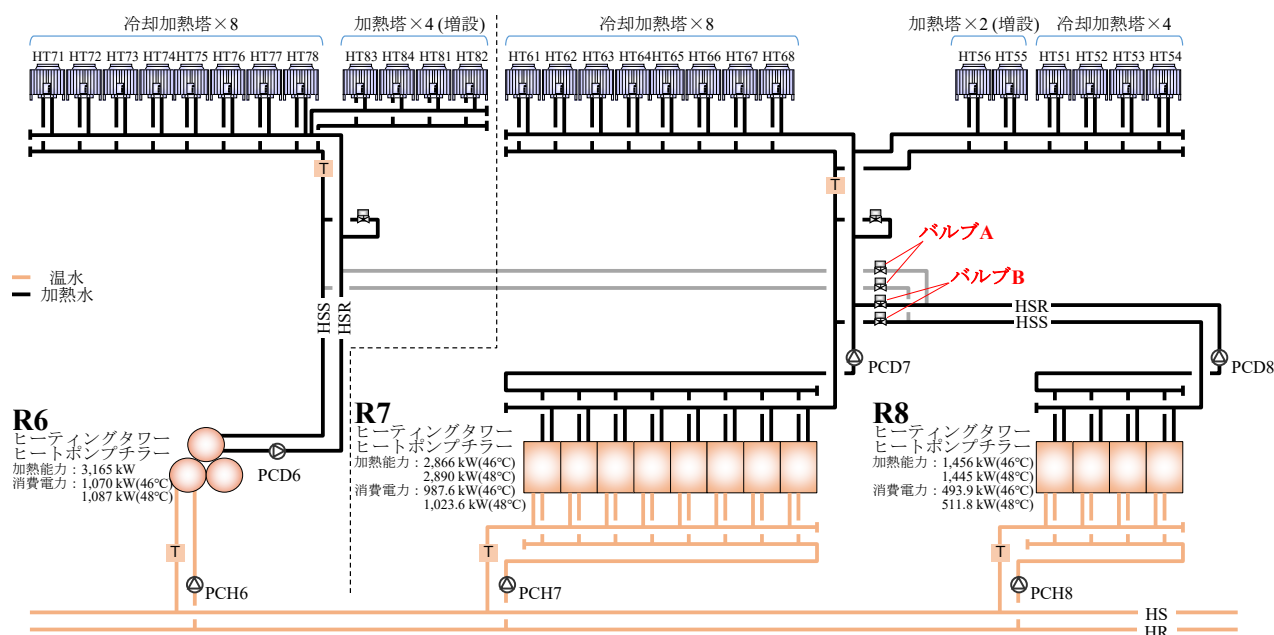


図-2 HTHP システムの概略フロー

## 1.2 運用改善の試行

竣工から 2017 年度までは、HT ファンを定格周波数で運転する従来制御であり、ブライン出口温度は成り行きであった。

2018 年度は、HT ファンの周波数を手動で変更し、エネルギー効率が改善するか確認した。変更のスケジュールを表-2 に示す。温水運転を行う期間としては比較的外気温度が高い 11 月と 3 月に HT ファン周波数を緩和した。

2018 年度の試行よりも、定格周波数以外で制御する期間を広げ、かつ根拠のある周波数を設定するため、2019 年度はシミュレーションを活用した。LCЕМ ツールを用いて 2018 年度の試行をもとにシミュレーションモデルを作成し、外気乾球温度別にエネルギーが最小となる HT ファン周波数を求めた。求めた周波数を一覧表にし、運転管理者が手動で運用した。一覧表を表-3 に示す。

2018 年度と 2019 年度の運用改善の試行により、実測データから HTHP システムの効率が向上することを確認した。しかし、外気露点温度が低いときに、HT の外気との熱交換部分に霜が付着しデフロスト（除霜）運転となるが、2019 年度の試行でデフロスト運転の時間が拡大する問題点も判明した。これら試行の知見とシミュレーションを活用して、エネルギー消費量の変化の傾向を把握した制御方法の立案を行った。

表-1 HT の系統と HP の組合せ一覧

	HT の系統	HP の種類	備考
1	HT71-84	R6 - -	
2	HT51-68	- R7 -	
3	HT51-68	- - R8	
4	HT51-68	- R7 R8	
5	HT71-84	- - R8	バルブ A を開、バルブ B 閉

表-2 HT ファン周波数設定スケジュール

	HT ファンのインバータ周波数	HT ファンのインバータ周波数比
11 月第 1 週	10.4 Hz	50 %
11 月第 2 週	12.4 Hz	60 %
11 月第 3 週	14.5 Hz	70 %
11 月第 4 週	16.6 Hz	80 %
12 月～2 月	20.75 Hz	100 %
3 月第 1 週	18.7 Hz	90 %
3 月第 2 週	16.6 Hz	80 %
3 月第 3 週	14.5 Hz	70 %
3 月第 4 週	12.4 Hz	60 %

表-3 エネルギーが最小となる HT ファン周波数の一覧表 抜粋

外気乾球温度 [°C]	HT と HP の組合せ別 周波数 [Hz]				
	1	2	3	4	5
-5	20.8	20.8	20.8	20.8	20.8
-4	20.8	20.8	20.8	20.8	20.8
-3	20.8	20.8	16.4	20.8	20.8
-2	20.8	16.8	10.4	20.8	15.6
-1	20.8	11.2	10.4	17.0	10.4
0	14.5	11.0	10.4	13.7	10.4
1	10.4	10.8	10.4	13.5	10.4
2	10.4	10.8	10.4	13.3	10.4
3	10.4	10.6	10.4	13.3	10.4
4	10.4	10.6	10.4	13.1	10.4
5	10.4	10.4	10.4	13.1	10.4

## 2. ブライン温度の効率的な制御方法の立案

### 2.1 ブライン出口温度の最適化

ブライン出口温度による影響を把握するため、ブライン温度と HTHP システムの消費電力の関係をエネルギーシミュレーションにて求めた。

HP の R8 を対象に負荷率 100 %、外気乾球温度 10 °C の条件で計算した結果を一例として図-3 に示す。図-3 から、HT ファン動力と HP の消費電力にはブライン温度によるトレードオフの関係があり、この条件ではブライン設定温度が 3 °C のときに HT と HP の合計消費電力が最小となった。従来制御のように HT ファンを常に定格周波数にするのではなく、適切なブライン設定温度で制御することで、エネルギー削減効果を得ることができる。

次の離散化した外気条件・負荷条件で求めた合計消費電力が最小となるブライン設定温度を図-4 に示す。

目的関数：システム合計の消費電力を最小

設計変数：ブライン温度 -10 °C～20 °C 1 °C 刻み

外気条件：外気乾球温度 -10 °C～25 °C 1 °C 刻み

負荷条件：HP 負荷率 30 %～100 % 10 % 刻み

HP の負荷率によって傾きや切片は異なるものの、外気乾球温度と求めたブライン設定温度の間には線形の関係がみられた。R8 以外の HP でも同様の関係がみられた。

図-4 から合計消費電力が最小となるブライン設定温度は外気乾球温度の一次式で表されることがわかった。これを式で表すと式 (1) のようになる。この式で制御することにより、エネルギーを最小化する制御が可能になった。式 (1) の a, b の具体的な値を示すと表-4 のようになる。なお、本施設の R6, R7, R8 は、原則として負荷率 100 %での運用を行っているため、演算式は負荷率 100 %の関係を用い、HT の系統と HP の組合せによって一次式の係数を 5 種作成した。

$$T_{B1} = aT_{DB} + b \quad \dots\dots (1)$$

$T_{B1}$  : ブライン出口温度設定値 [°C]

$T_{DB}$  : 外気乾球温度 [°C]

a, b : 定数 [-]

### 2.2 デフロスト運転による効率低下の防止方法の検討

外気露点温度とブライン温度によっては HT の外気との熱交換部分に霜が付着し、デフロスト運転が必要となる。すべての HT が同時にデフロスト運転を行うと HTHP システムが停止し、安定的に温熱を供給することができなくなる。そこで、本施設では複数の HT からなるユニットを組み、ユニット内で交互にデフロスト運転を切り替えることで、継続的に温熱を供給することができるようにしている (図-5)。しかし、この場合にもユニット内の

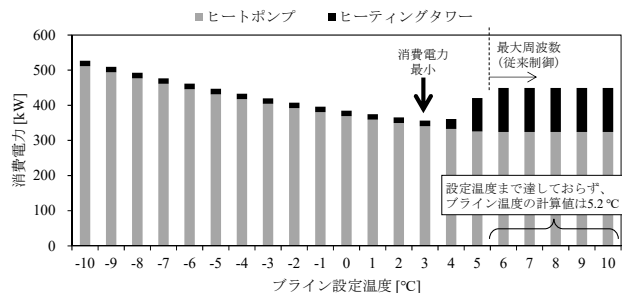


図-3 ブライン設定温度ごとの消費電力

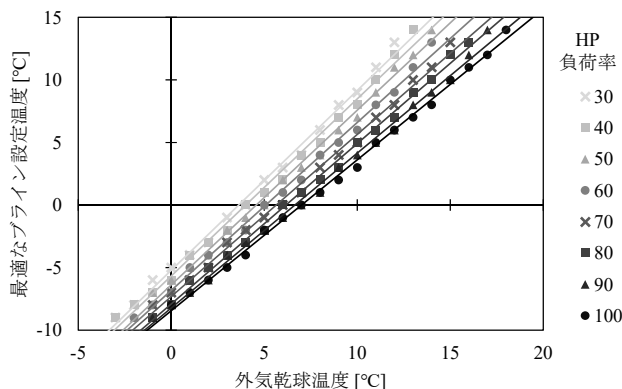


図-4 外気乾球温度と求めたブライン設定温度の関係

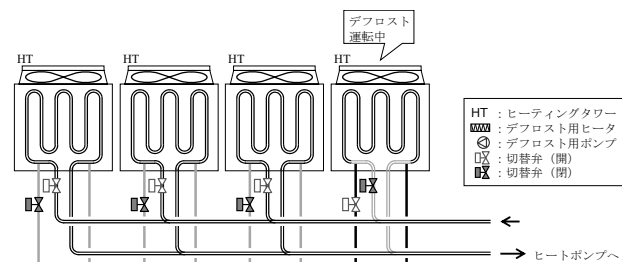


図-5 デフロスト運転の模式図

表-4 ブライン設定温度を決定する一次式

運転台数	R6	R7	R8	バルブ A	ブライン温度を決定する一次式
	運転: 1 停止: 0			開: 1 閉: 0	
HT71-84 系統	1	-	0	-	$1.093 \times T_{DB} - 10.443$
	0	-	1	1	$1.205 \times T_{DB} - 8.453$
HT51-68 系統	-	1	1	1	$1.072 \times T_{DB} - 8.340$
	-	1	0	-	$1.144 \times T_{DB} - 7.449$
	-	0	1	0	$0.962 \times T_{DB} - 8.738$
	-	1	1	0	

1 台の HT がデフロスト運転を行っているとき、ユニットの残りの HT で HP へ送るブライン温度を上げなければならず、デフロスト運転が行われていないときに比べて HP の効率が低下する。さらに、デフロスト運転には専用のヒータと循環ポンプを使用するため、HT も余分な電力を消費する。

式 (1) の関係を用いた制御方法は、HT ファンを定格

周波数で運転する従来制御に比べ、低いブライン温度となる頻度が多いと想定される。そのため、着霜する頻度が増えデフロスト運転する時間が長くなり、削減される電力が、デフロスト運転によって相殺される可能性がある。

そこで、HTHP システムの実測データをもとに、デフロスト運転の有無とそのときの外気条件やシステムの運用状況を分析した。その結果、外気露点温度とブライン出口温度によってデフロスト運転の有無を判別できる関係性がみられた。この関係を図-6 に示す。なお、図中の外気露点温度は、外気温湿度から計算で求めており、0℃未満では霜点温度を使用している。

外気露点温度が 0℃未満のときは、ブライン出口温度が外気露点温度以下になるとデフロスト運転となり、外気露点温度が 0℃以上のときは、ブライン出口温度が 0℃以下でデフロスト運転となり、大半の条件で想定どおりの傾向がみられた（図-6 中の補助線より下の部分）。この補助線よりも高いブライン温度を制約条件として設けることで、式（1）の関係で求めたブライン温度が着霜する外気条件だった場合、ブライン温度を上げるように HT ファンの周波数が制御される。なお、HT ファンが最大周波数に達しても制約条件以上にブライン温度を高くできない外気条件では、従来制御でも同様に着霜するため、デフロスト運転の時間は従来制御と同等にすることができる。

以上のデフロスト運転防止の考え方を式で表すと式（2）のようになる。定数  $c$  は安全側になる（デフロスト運転を行う可能性を低くする）ように追加している。

$$T_{B2} = \begin{cases} T_{DP} + c & (T_{DP} < 0) \\ c & (T_{DP} \geq 0) \end{cases} \quad \dots\dots (2)$$

$T_{B2}$  : ブライン出口温度設定値 [℃]

$T_{DP}$  : 外気露点温度 [℃]

$c$  : 定数（具体的な設定例  $c=1$ ） [-]

## 2.3 デフロスト運転を考慮したブライン温度の決定法

図-4 の関係からブライン出口温度を求める方法として式（1）を考案した。図-6 の関係からデフロスト運転の時間を少なくする制約条件として式（2）を考案した。これらの式を組み合わせた式（3）によって、デフロスト運転の時間は従来制御と同様のまま、ブライン出口温度を効率的に制御できる。

$$T_{B3} = \max(T_{B1}, T_{B2}) \quad \dots\dots (3)$$

$T_{B3}$  : ブライン出口温度設定値 [℃]

## 2.4 導入効果の推定

考案した HT ファンの制御方法で運用した場合の効果を実証するために、2018 年度の外気と負荷の実測データ

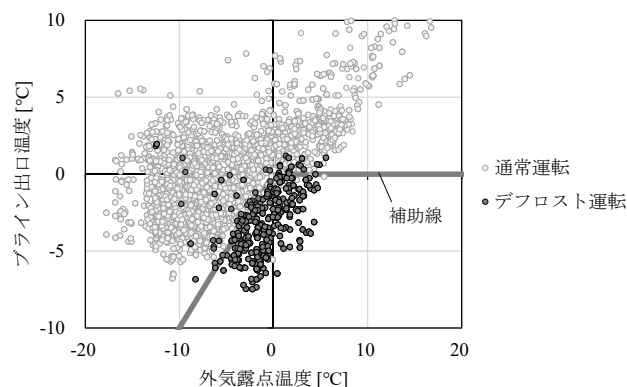


図-6 デフロスト運転の有無の判別

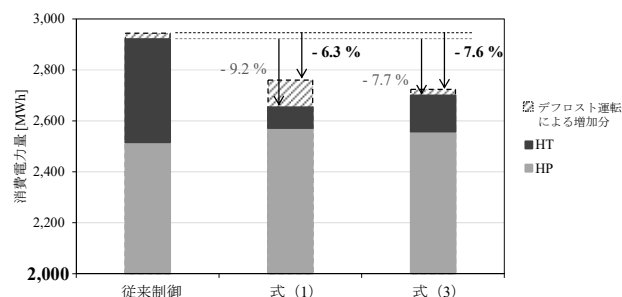


図-7 考案したブライン温度制御の導入効果の試算

を入力条件として HT と HP の合計消費電力量を LCEM ツールにて計算した。計算結果を図-7 に示す。デフロスト運転による効率低下を考慮しない場合は、式（1）に比べて制約条件を加えた式（3）のほうが消費電力量は大きく、従来制御に対する削減率は、それぞれ 9.2 %、7.7 %であった。

次に、ブライン出口温度の計算値が式（2）の条件を下回る時間をデフロスト推定時間として求め、デフロスト運転に要する HT の交互運転、ヒータ、循環ポンプの消費電力量を計算した。具体的には、デフロスト運転中は 1 ユニット 4 台の HT のうち 3 台の HT が最大周波数で運転するものとして計算し、ヒータと循環ポンプの定格電力量を加えた。図-7 中に、これらの消費電力量をデフロスト運転による増加分として示した。デフロスト運転による効率低下を考慮した場合は、式（1）に比べて式（3）のほうが消費電力量は小さく、従来制御に対する削減率は、それぞれ 6.3 %、7.6 %であった。

図-7 の結果から、式（3）を用いることによりデフロスト運転の時間は従来制御と同等で、ブライン出口温度を効率的に制御できることを確認した。

## 3. 実システムへの導入と効果検証

2 章で考案した制御方法の妥当性を検証するため、対象の地域冷暖房プラントに導入し、実績データを用いて

制御状況の確認とエネルギー削減効果の評価を行った。

### 3.1 制御状況の確認

ブライン温度の実測値から制御状況を確認した。R7 が単独で HT51-68 系統を使用しているときの外気乾球温度と HT 出口のブライン温度の関係を図-8 に示す。プロットしたデータは、1 時間間隔であり HP の発停前後の 1 時間は除いたものである。このとき、設定値を決める式(1)の係数は、 $a=1.072, b=-8.34$  であるが、ブライン温度は概ね線上にプロットされており、設定値に追従して実測値が制御されていることを確認した。また、外気露点温度による制約条件の式(2)に該当するデータは、図-8 の破線で囲った部分である。デフロスト運転が発生しやすいと考えられる外気乾球温度が低いときにブライン温度を上げるように制御されており、デフロスト運転の頻度増加を防止するための制約が想定どおりに機能していることが確認できた。

図-8 中に三角のプロットで示したデータは、 $1.072 \times T_{DB} - 8.34$  の線よりも低い温度となっている。運転データを確認すると、このときの HT ファンは定格周波数で運転しており、式(1)で決められた設定値に達していない状況にあることがわかった。考案した制御方法の趣旨である図-3 に示すような運転ポイント（消費電力最小）でない可能性があり、式(1)の設定温度が想定よりも高く設定されている。

以上から、より効率的な運転をするために式(1)の係数などを改善できる可能性はあるものの、本研究の式(1)～(3)の考え方を反映した自動制御が適切に運転されていることを確認した。

### 3.2 エネルギー削減効果の確認

#### (1) 評価条件

2017 年度から 2020 年度までの HT を使用する暖房期間にてエネルギー原単位を算出し、エネルギー削減効果を比較した。各年度の期間は、式(1)～(3)を導入した 2020 年度に合わせ、各年度 11 月 18 日から 2 月 15 日とした。比較対象となる 2017 年度から 2019 年度の制御方法は 1.2 節に示すとおりである。

対象の HTHP システムは、2017 年度から 2020 年度にかけて HT のブライン温度制御以外にも効率改善の取組みを行っている。取組みの具体的な内容を次に示す。

- 1) 夜間電力の積極活用から昼間の外気温度が高い時間帯へ HP の運転時間をシフト
- 2) HP の温水出口温度を 48 °C から 46 °C に変更する時間を増加
- 3) 温水系統の水質改善などによる熱交換効率向上によって HP 単体 COP の向上<sup>4)</sup>

特に、1) の取組みによって、HP が運転していた時間の外気乾球温度は、図-9 に示すように 2020 年度のほうが他の年度に比べて高い傾向になっている。HTHP システムの効率は、外気乾球温度が高い方が良くなる。このように、HT のブライン温度制御の効果を適切に評価するためには、1)～3) の取組みの影響を除いた評価を行う必要がある。

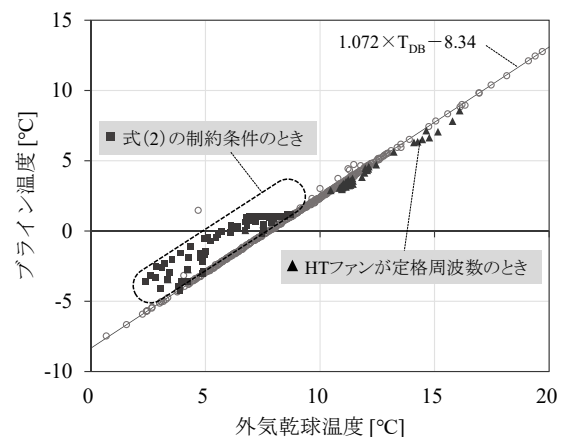


図-8 外気乾球温度とブライン温度の実測値の関係

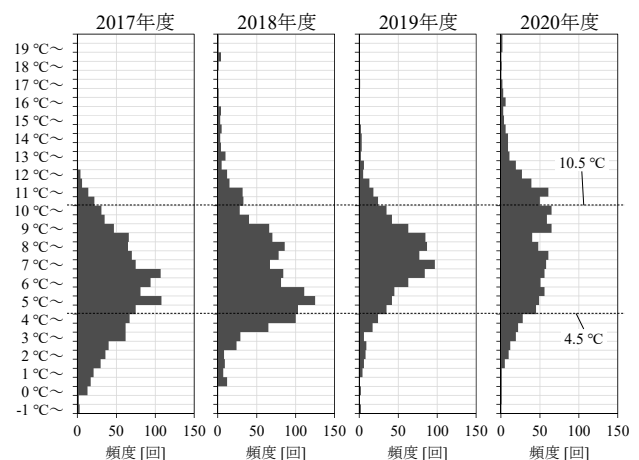


図-9 HP 運転時における外気乾球温度の年度別頻度

#### (2) エネルギー原単位の比較

実績データでの比較のため、外気条件、負荷条件その他を同じにすることは難しいが、外気乾球温度は 4.5 °C から 10.5 °C の間のデータ、温水出口温度は 45 °C から 47 °C のデータ、水質改善による HP 単体 COP の向上を加味することで、できる限り条件を揃えた比較を行った。この条件で比較した一次エネルギー原単位を図-10 に示す。一次エネルギー原単位は、分子が HP、HT、ブラインポンプ（以下、PCD）の電力量を一次換算（換算係数：9.76 MJ/kWh）したものであり、分母が HP の温熱製造熱量 [GJ] である。

2017年度に対する2020年度の一次エネルギー原単位の削減効果は、3.8%であった。1)~3)の取組みを含めて効果を計算すると9.0%であったが、HTブライン温度制御の効果に限るとエネルギー削減効果は限定的であることが判明した。

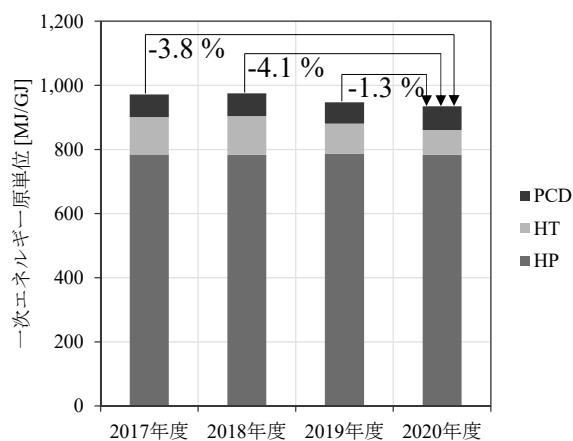


図-10 HTブライン温度制御の効果に限った一次エネルギー原単位の比較

### 3.3 さらに精度向上に向けた取組み

前節で述べたHTのブライン温度制御の効果は、図-7に示したシミュレーションによる導入前試算(7.6%削減)よりも小さかった。そこで、導入後の運用データを踏まえて表-4の一次式の係数の一部修正を行った。図-8(R7が単独でHT51-68システムを使用)中に三角のプロットで示したデータのように、外気乾球温度の高いところ(10℃以上)で一部は設定値に達していない状況にあることがわかった。この場合には、式(1)の傾きを小さくすることで改善できる可能性があるため、実績データから傾向を読み取り、表-4の係数を表-5のように仮修正した。

係数仮修正後の一次エネルギー原単位の比較を図-11に示す。比較期間は2020年度の係数仮修正後に合わせ、各年度2月17日から3月31日のデータとした。また、図-10と同様に1)~3)の取組みの影響を除いた結果である。その結果、係数仮修正後の図-11では7.8%と効果が大きく向上した。係数の仮修正によって、想定よりも設定温度が高くHTファンが定格周波数になっていた状況が改善されたことで、エネルギー削減効果が向上したと考えられる。

表-4の係数が適切でなかった原因としては、HTのシミュレーションモデル作成時において、HTファンの定格周波数以外の運転が少なく、周波数が低い運転ポイントでのモデルの精度が低いことが考えられる。2020年度の運用によって、低い周波数での実績データが蓄積されたので、そのデータを活用してモデルを修正することで、

モデルの精度向上とシミュレーションに基づく係数の修正につながり、さらにエネルギー削減効果の向上が見込まれる。

表-5 ブライン設定温度を決定する一次式(仮修正後)

運転台数	R6	R7	R8	バルブ A	ブライン温度を決定する一次式
	運転: 1 停止: 0			開: 1 閉: 0	
HT71-84 系統	1	-	0	-	$1.093 \times T_{DB} - 10.443$
	0	-	1	1	$1.205 \times T_{DB} - 8.453$
HT51-68 系統	-	1	1	1	$0.930 \times T_{DB} - 8.340$
	-	1	0	-	$1.144 \times T_{DB} - 7.449$
	-	0	1	0	$0.962 \times T_{DB} - 10.738$
	-	1	1	0	

↑表-4からの変更点を下線で示す。

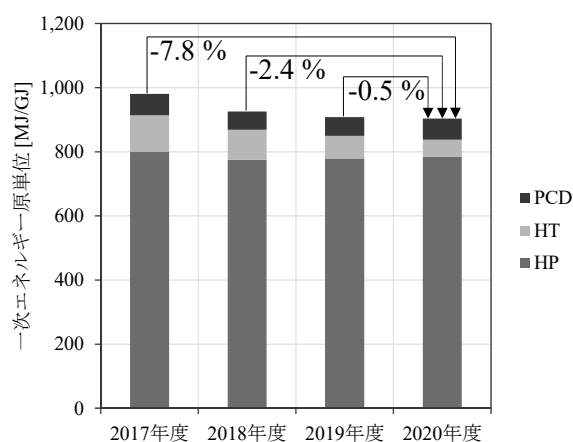


図-11 修正後の一次エネルギー原単位の比較

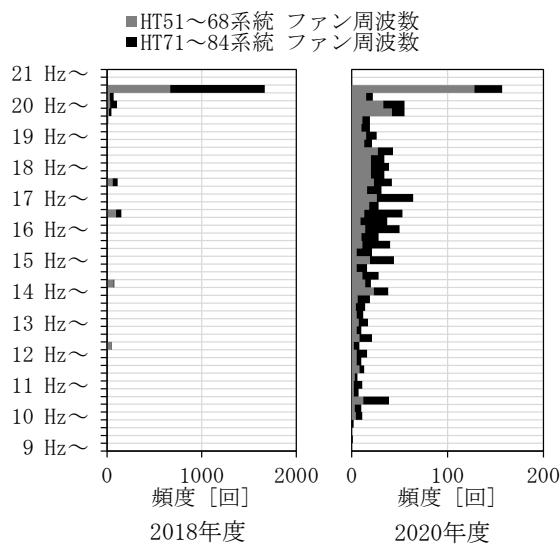


図-12 HTファン周波数の頻度比較

## 4. シミュレーションモデルと制御方法の改善

3章の導入後の効果検証から得られた結果を踏まえて、次の2点の改善を行い、一次式の係数を再作成した。

- 1) HTの変風量時のモデル精度が低いことが予想されるため、2020年度の運用データでモデルの修正
- 2) ブライン流量の変化を考慮していなかった点を修正

#### 4.1 シミュレーションモデルの修正と精度向上

2018年度と2020年度のHTファン周波数の頻度を図-12に示す。3章までのHTモデル作成時に使用したデータは2018年度であり、実績データからもHT変風量時のデータが不足していることを確認した。

2020年度のデータを用いてシミュレーションモデルの修正を行い、その精度を比較した(図-13)。精度検証には、2021年度の運用データを用いた。運用データの一部(設定温度や流量等)を入力条件とし、実際の運用を再現するシミュレーションを行い、算出された消費電力量と、実績の消費電力量を比較した。なお、シミュレーション結果は、修正前のモデルによる結果を「Sim 旧モデル」、修正後のモデルによる結果を「Sim 新モデル」とした。HTHPシステム全体の消費電力量では、旧モデルや新モデルの結果と実績値の差は、それぞれ-1.7%、-0.3%(HTのみでは、-28.4%、-10.0%)となった。モデルの修正によりシミュレーション精度が向上していることを確認できた。

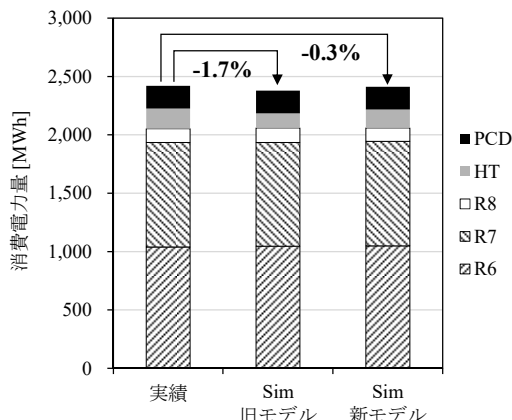


図-13 実績値とシミュレーション結果の比較

#### 4.2 ブライン流量の変化を反映

対象システムでは、ブライン温度の変化に応じてブライン流量を2段階に切り替えて制御していたが、3章までの検討ではこの変化を考慮できていなかった。3章までは固定値(2段階の流量が多い側)でシミュレーションをしていたが、ブライン流量の変化を反映して計算するように修正した。

#### 4.3 運用データによる改善効果の確認

4.1節と4.2節の2点の改善を反映して、2.1節と同様にブライン設定温度を求め、一次式を作成し直した。算出した一次式を表-6に示す。

実プラントに導入した式(1)の係数a,bについても表-6の係数に修正し、運用データからエネルギー削減効果を確認した。3つの年度、4種の制御方法で比較した。比較対象が複雑なため、年度と制御方法を表-7にまとめた。

表-6 ブライン設定温度を決定する一次式(係数修正後)

運転台数	R6	R7	R8	バルブ A	ブライン温度を決定する一次式
	運転: 1 停止: 0	開: 1 閉: 0			
HT71-84 系統	1	-	0	-	$1.100 \times T_{DB} - 11.769$
	0	-	1	1	$0.930 \times T_{DB} - 7.284$
HT51-68 系統	-	1	1	1	$0.972 \times T_{DB} - 9.327$
	-	1	0	-	$1.064 \times T_{DB} - 8.526$
	-	0	1	0	$0.878 \times T_{DB} - 9.770$
	-	1	1	0	

表-7 比較対象の年度と制御方法

年度	制御方法	備考
2017	従来制御	~2/15(2/16に表-4から表-5に切替) 2/17~
2020	表-4の係数	
2020	表-5の係数	
2021	表-6の係数	

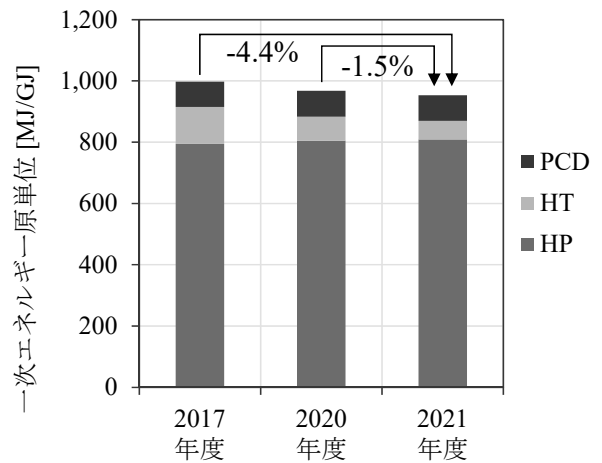


図-14 一次エネルギー原単位の比較(期間 A)

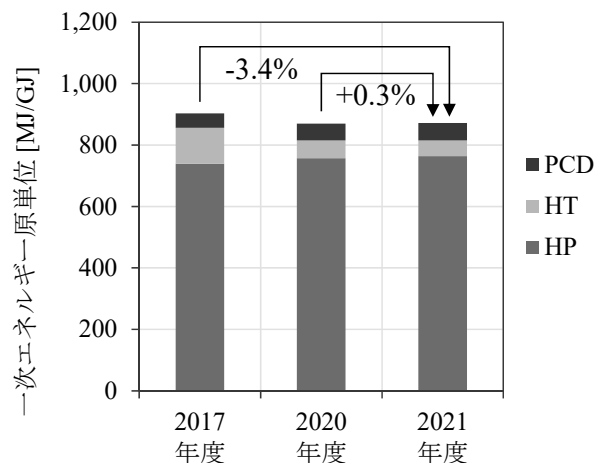


図-15 一次エネルギー原単位の比較(期間 B)

各年度の期間は、2021年度と条件を揃えるため、1月6日から3月31日とした。なお、2020年度は期間中に表-4による制御から表-5による制御に変更されたため、それぞれの制御の導入効果と、表-6による制御の導入効

果を比較するためには、期間を分けて集計を行う必要がある。したがって、1月6日から2月15日を期間A、2月17日から3月31日を期間Bとし、それぞれの期間において各年度を比較した。

3章での比較と同様に、3.2節の効率改善の取組み1)~3)の影響を加味して比較を行った。具体的には、外気乾球温度は、期間Aは4.5℃から8.5℃のデータ、期間Bは7.5℃から12℃のデータを集計対象とした。図-11と図-15の2017年度、2020年度は、期間は同じであるが外気乾球温度の選別条件が異なるため、一次エネルギー原単位の値が異なっている。またAB両期間とも、温水出口温度は45℃から47℃のデータを対象とし、水質改善等によるHP単体COPの向上に関する補正を行った。

2020年度に対して2021年度の一次エネルギー原単位は、期間Aでは1.5%の減少となり、期間Bでは0.3%の増加となった。2021年度の一次式(表-6)は、2020年度初期の一次式(表-4)と比較してエネルギー削減効果が向上し、2020年度仮修正後の一次式(表-5)と同程度のエネルギー削減効果がみられた。また、2017年度に対して2021年度の一次エネルギーは、期間Aでは4.4%の減少、期間Bでは3.4%の減少となり、一連の取組みによる効果が確認できた。

## ま と め

HTHPシステムを対象として、システムの効率向上を目的にブライン温度の効率的な制御方法を模索することで継続的な運用改善を行った。冷凍機の冷却塔出口温度制御についての取組みは多く実施されているが、HTに

おける本手法のような取組みは確立されていない。

このような中、運用改善の試行、シミュレーションに基づく制御方法の立案、制御導入、実測による検証、改善の実行という取組みを通して、HTを有する熱源システムのブライン温度制御の確立、システムの効率向上を実現した。

本研究で実施した外気乾球温度によりブライン温度を可変制御する効率改善事例は、十分に汎用性・波及性のある取組みであり、HTを活用したHPの効率向上に寄与することが期待される。

## 参 考 文 献

- 1) 吉田 他：大規模複合用途建物の熱源・空調設備改修プロジェクトのコミッショニング，(第13報) 冷熱源システムの最適運転法の手法と実装システムの開発，空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集，第8巻(2018年)，pp.77-80
- 2) 岡本 他：人工知能を用いた熱源システムの運用最適化技術の開発，(第2報) 実証試験の概要と結果，空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集，第2巻(2017年)，pp.149-153
- 3) 矢島 他：熱源・空調システムの最適制御技術の導入に向けた研究，(第2報) 冷却水入口温度の設定値最適化の導入と実測による効果検証，空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集，第9巻(2015年)，pp.73-76
- 4) 丸尾 他：無薬注型防食システムによる既設地域冷暖房施設の腐食対策，(第6報) 防食システム導入による維持管理改善効果と熱源機器効率向上，空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集，第2巻(2021年)，pp.213-216



# Continuous Operational Improvement in a Heating Tower Heat Pump System

by Kazuki YAJIMA <sup>\*1</sup>, Masahide FUKUI <sup>\*1</sup>, Rika YAMAKAWA <sup>\*1</sup> and Takahito MARUO <sup>\*2</sup>

**Synopsis** : Efficiency of a heating tower heat pump system, which combines heating towers with heat pump chillers is presented. Continuous operational improvement was conducted to determine the appropriate control method for brine temperature and heating tower frequency in order to improve energy performance. With the help of the operations manager, the effects of brine temperature and fan frequency were determined, and

simulations were run to devise the control method for the system. The control method was introduced to an operational plant to verify the method and evaluate energy reduction effects. The post-implementation verification revealed points for additional improvement, leading to further efficiency of the energy performance.

---

<sup>\*1</sup> SHINRYO CORPORATION

<sup>\*2</sup> TOBU ENERGY MANAGEMENT CO.,LTD.