

水族館建替プロジェクトにおける熱源空調設備を対象としたコミッショニング (第4報) 空調システムシミュレーションを用いた熱源水温度の感度解析

矢 島 和 樹 (新菱冷熱工業)	前 田 龍 紀 (竹中工務店)
原 瀬 拓 也 (竹中工務店)	松 永 知 大 (竹中工務店)
福 谷 篤 正 (新菱冷熱工業)	上 町 剛 士 (新菱冷熱工業)
宮 本 大 成 (アズビル)	松 下 直 幹 (コミッショニング企画)
岡 敦 郎 (コミッショニング企画)	柳 原 隆 司 (RY 環境・エネルギー設計)

本研究のプロジェクトでは、設計段階から空調システムシミュレーションを導入し、設計から運用までを視野に入れたコミッショニングを実施している。熱源水ネットワークを有する熱源システムを対象に、専用のシミュレーションモデルを開発した。このモデルはプロジェクトの進捗に応じて更新され、制御方法の検証や最適制御方法の検討に活用される。

本報告では、熱源システムのモデル化の概要を示すとともに、最適制御方法の検討に向けて行った熱源水ネットワークの熱源水温度の感度解析の結果を報告する。冷却側の熱源水については、最適なアプローチ温度が存在することが判明し、さらなる詳細な検討によりエネルギー消費量とライフサイクルコストの削減が可能であることが示唆された。加熱側の熱源水については、感度解析により熱源水温度の基本的な制御方針を見出すことができた。

はじめに

本研究のプロジェクトでは、設計段階から空調システムシミュレーションを用いて、設計から運用までを見据えたコミッショニングを実施している。具体的には、既報¹⁾に示す熱源システムのエネルギー性能把握、制御方法の妥当性検証、最適制御方法の検討などに活用する。

本報では、熱源システムのモデル化の概要を示すとともに、最適制御方法の検討に向け、熱源水ネットワークの熱源水温度の感度解析を行った結果を示す。

1. シミュレーションモデルの作成

1.1 全体概要

空調システムシミュレーションで再現した各機器モデルの配置と機器同士の接続を図-1に示す。シミュレーションモデルは、LCEM ツール (Ver310) にて作成した。なお、コージェネレーション (以下、CGS) は、燃料消費量と発電した電力量は評価対象外とし、補機類と廃熱温水は評価対象とした。

1.2 各機器モデルの詳細

対象の熱源システムに合わせ、LCEM ツール内の各機

器のオブジェクトを改造または新たにオブジェクトを作成した。改造・新規で作成した内容を次に示す。

(1) 熱源機

機器メーカーから受領した機器特性をオブジェクト内の特性モデル式に反映²⁾した。

(2) 冷却塔

物理モデルと機器仕様をもとに、特性モデル式 (実験式) の各係数を同定²⁾し、各冷却塔の特性を反映した。また、ランニングコストを評価するために、補給水量の計算を追加³⁾した。

(3) 水冷マルチ・直膨式外調機

機器メーカーから受領した機器特性を反映した簡易的なオブジェクトを作成した。熱源水出口温度の計算は、熱源機オブジェクトと同様の方法とした。

(4) 熱交換器

対数平均温度差の概念を利用し、入口温度と流量から出口温度を算出するオブジェクトを作成した。

(5) ヘッダー・三方弁

対象の熱源システムは、合流や分岐が複雑なため、制

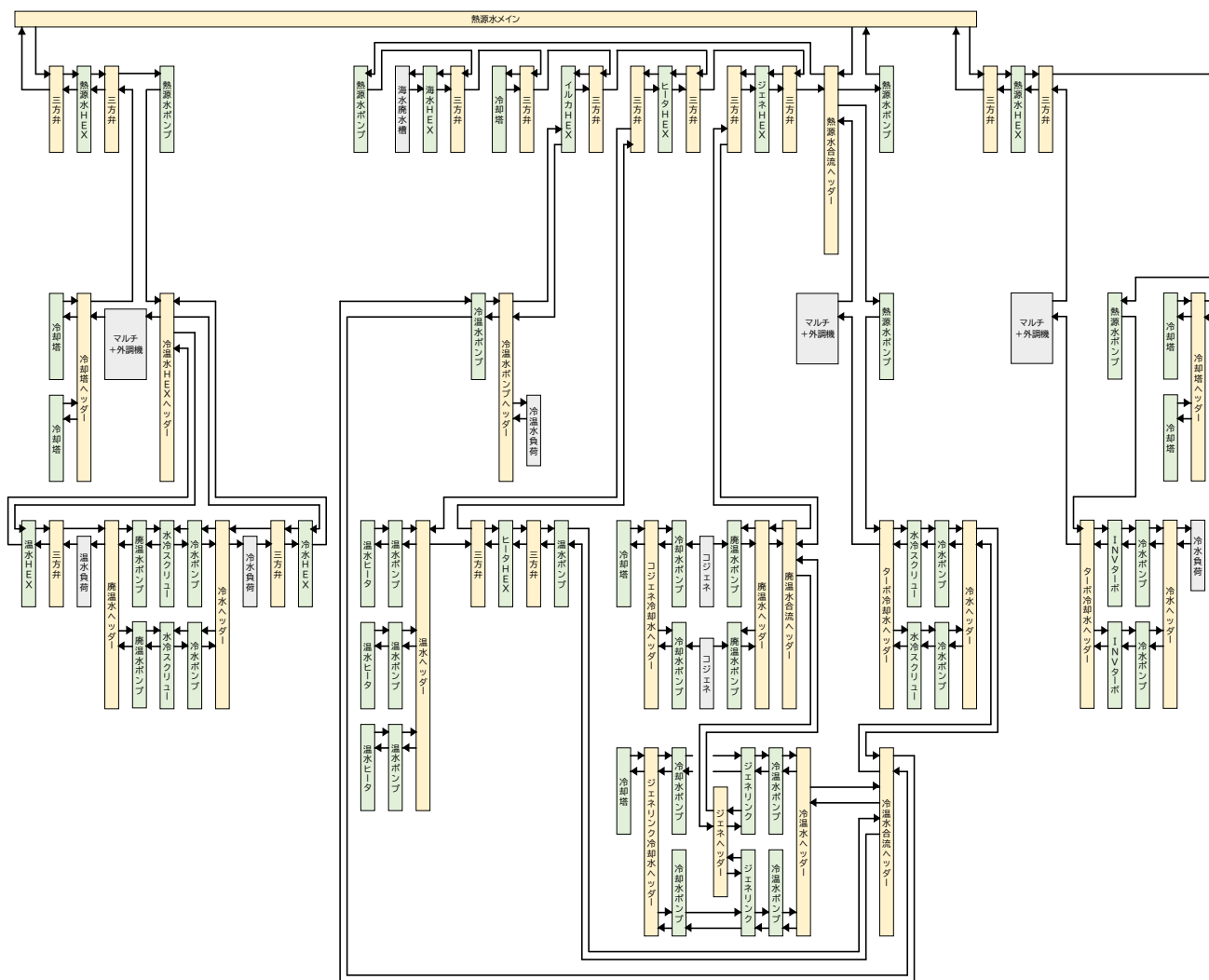


図-1 シミュレーションモデルの全体図

御方法に合わせて流量や温度を計算するオブジェクトを作成した。

2. 熱源水冷却側時の感度解析

2.1 感度解析の目的と概要

冷房運転が主となる期間は、熱源水は熱源機の放熱分を処理する冷却水としての役割を果たす。熱源水の温度を下げるために海水排水熱と冷却塔を用いるシステムとなっている。

熱源水ネットワークの最適運用とその方法の検討に向けて、熱源水温度の感度解析を実施した。対象の熱源水温度は、具体的には各冷却塔の出口温度であり、海水排水熱量は熱源水の還り温度の条件によって成り行きで変化する。ただし、CGSの冷却塔に関しては、定格仕様の32℃一定として感度解析の対象からは除外した。CGSの運転は電主とし、8時から22時の14時間運転、中間

期(4,5,10,11月)は1台、その他期間は2台運転とした。

なお、本報の評価指標として用いるエネルギー消費量は、一次換算とし換算係数を表-1に示す。また、同様にランニングコストは、従量料金のみとし換算係数を表-1に示す。

2.2 感度解析の方法

外気湿球温度と冷却塔出口熱源水温度の差(以下、アプローチ温度)を0.1℃刻みで変更して、冷房期間のエネルギー消費量とランニングコストを計算し比較した。比較のケース数は、1.0℃から10.0℃までの91ケースとした。

アプローチ温度ごとに、まず月代表日(4月から11月)

表-1 換算係数一覧

	電力	ガス	上水 / 下水
エネルギー消費量	9.76 MJ/kWh	45 MJ/Nm ³	-
ランニングコスト	12.5 円/kWh	100 円/Nm ³	360 / 265 円/m ³

表-2 冷房期間と暖房期間の考え方と日数

	1月	2月	3月	4月	5月	6月	7月	8月	9月	10月	11月	12月
1時	暖	暖	暖	暖	冷	冷	冷	冷	冷	冷	暖	暖
2時	暖	暖	暖	暖	冷	冷	冷	冷	冷	冷	暖	暖
3時	暖	暖	暖	暖	冷	冷	冷	冷	冷	冷	暖	暖
4時	暖	暖	暖	暖	冷	冷	冷	冷	冷	冷	暖	暖
5時	暖	暖	暖	暖	冷	冷	冷	冷	冷	冷	暖	暖
6時	暖	暖	暖	暖	冷	冷	冷	冷	冷	冷	暖	暖
7時	暖	暖	暖	暖	冷	冷	冷	冷	冷	冷	暖	暖
8時	暖	暖	暖	暖	冷	冷	冷	冷	冷	冷	暖	暖
9時	暖	暖	暖	暖	冷	冷	冷	冷	冷	冷	暖	暖
10時	暖	暖	暖	暖	冷	冷	冷	冷	冷	冷	暖	暖
11時	暖	暖	暖	暖	冷	冷	冷	冷	冷	冷	暖	暖
12時	暖	暖	暖	暖	冷	冷	冷	冷	冷	冷	暖	暖
13時	暖	暖	暖	暖	冷	冷	冷	冷	冷	冷	暖	暖
14時	暖	暖	暖	暖	冷	冷	冷	冷	冷	冷	暖	暖
15時	暖	暖	暖	暖	冷	冷	冷	冷	冷	冷	暖	暖
16時	暖	暖	暖	暖	冷	冷	冷	冷	冷	冷	暖	暖
17時	暖	暖	暖	暖	冷	冷	冷	冷	冷	冷	暖	暖
18時	暖	暖	暖	暖	冷	冷	冷	冷	冷	冷	暖	暖
19時	暖	暖	暖	暖	冷	冷	冷	冷	冷	冷	暖	暖
20時	暖	暖	暖	暖	冷	冷	冷	冷	冷	冷	暖	暖
21時	暖	暖	暖	暖	冷	冷	冷	冷	冷	冷	暖	暖
22時	暖	暖	暖	暖	冷	冷	冷	冷	冷	冷	暖	暖
23時	暖	暖	暖	暖	冷	冷	冷	冷	冷	冷	暖	暖
24時	暖	暖	暖	暖	冷	冷	冷	冷	冷	冷	暖	暖
日数	26	10	23	31	30	31	30	26	10	26	30	31

と冷房ピークの外気・負荷条件を与えて計算した。計算時間は、表-2に「冷」として示す185時間分であり、この計算結果に各月の日数と冷房ピークの日数をかけて合計したものを冷房期間のエネルギー消費量、ランニングコストとした。熱源水温度には、熱源機器ごとに上限温度と下限温度があるが、その範囲を逸脱しないように外気湿球温度とアプローチ温度から計算された熱源水温度を冷却塔出口温度の設定値として与えた。

2.3 エネルギー消費量とランニングコストの比較結果

アプローチ温度別のエネルギー消費量とシステムCOPを図-2に、ランニングコストを図-3に示す。

エネルギー消費量は、アプローチ温度が低くなると熱源機とマルチ・外調機のエネルギー消費量が小さく、冷却塔のエネルギー消費量が大きくなる。このエネルギー消費量の増減によって合計のエネルギー消費量が最小となるアプローチ温度が存在し、本計算では3.9℃となった。

同様に合計のランニングコストが最小となるアプローチ温度が存在し、本計算では8.0℃となった。エネルギー消費量よりもランニングコストのほうが、最小となるアプローチ温度は高かった。アプローチ温度に対する傾向は、電力とガスの合計ランニングコストとエネルギー消費量がほぼ同じとなる。図-3中には表記していないが、電力とガスのみの合計ランニングコストが最小となるアプローチ温度は、エネルギー消費量と同じ3.9℃である。ランニングコストは、これに加えて水の消費量が影響し、アプローチ温度が低いほうが、蒸発潜熱を利用して熱源水を冷却する割合が高くなり水の消費量が大きくなる。その結果、最小となるアプローチ温度がエネルギー消費量よりも高くなった。

エネルギー消費量とランニングコストそれぞれのアプローチ温度に対する結果の一部を表-3に示す。エネ

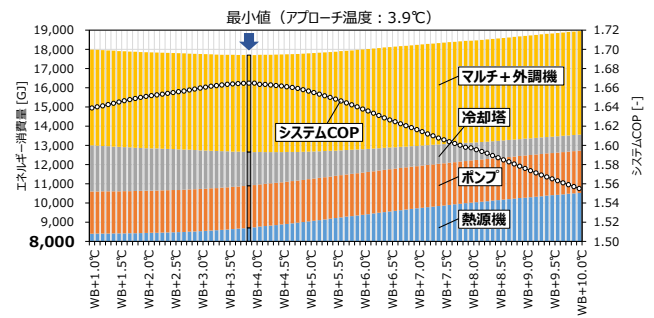


図-2 エネルギー消費量とシステム COP の比較（冷房期間）

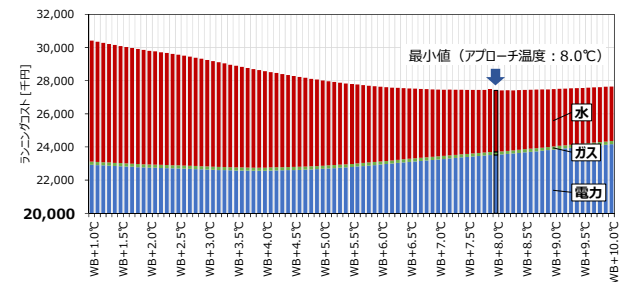


図-3 ランニングコストの比較（冷房期間）

表-3 結果の一部抜粋

	WB+1.0℃	WB+3.9℃	WB+8.0℃	WB+10.0℃
エネルギー [MJ]	17,982	17,703	18,450	18,953
		- 1.55 %	- 6.59 %	
ランニングコスト [千円]	30,414	28,639	27,410	27,646
		- 9.88 %	- 0.85 %	
			+ 4.48 %	

ギー消費量とランニングコストが最小となるアプローチ温度は、前述のように3.9℃と8.0℃である。エネルギー消費量が最小となる3.9℃のときのランニングコストは、8.0℃と比べ4.48%高くなる。一方で、ランニングコストが最小となる8.0℃のときのエネルギー消費量は、3.9℃と比べ4.22%大きくなる。目的とする評価指標によって最適なアプローチ温度は異なり、選択した評価指標に対して最適なアプローチ温度を選んだ場合、もう一方の評価指標は最適な値から4%強乖離することが分かった。

3. 熱源水加熱側時の感度解析

3.1 感度解析の目的と概要

暖房運転が主となる期間は、熱源水は加熱水としての役割を果たす。熱源水の温度を上げるために海水排水熱、温水ヒータ、CGSの廃熱温水を用い、想定外の不足時には吸収式冷温水機を用いるシステムとなっている。

熱源水ネットワークの最適運用とその方法の検討に向けて、冷却側と同様に熱源水温度の感度解析を実施した。

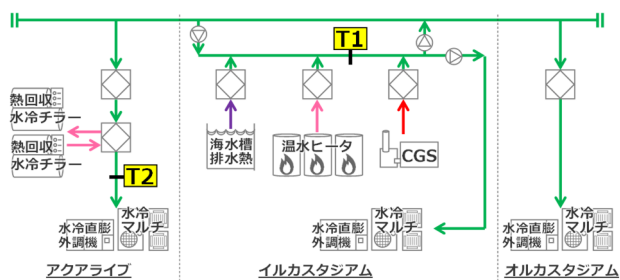


図-4 暖房時の熱源水まわりの概略フロー

対象の熱源水温度は、具体的には温水ヒータと熱源水との熱交換器の熱源水側出口温度（図-4 中の T1）であり、海水排水熱量は熱源水の還り温度の条件によって成り行きで変化する。また、CGS は 3.1 節に示すスケジュールで運転し、熱源水は CGS 運転時に廃熱分が昇温するものとする。熱源水の昇温順は、海水排水熱→温水ヒータ→CGS 廃熱の順である。

3.2 感度解析の方法

熱源水温度の温水ヒータとの熱交換器出口温度を 0.1 °C 刻みで変更して、暖房期間のエネルギー消費量とランニングコストを計算し比較した。比較のケース数は、16.0 °C から 40.0 °C までの 241 ケースとした。

アプローチ温度ごとに、まず月代表日（1 月から 4 月、11 月、12 月）と暖房ピークの外気・負荷条件を与えて計算した。計算時間は、表-2 に「暖」として示す 151 時間分であり、この計算結果に各月の日数と暖房ピークの日数をかけて合計したものを暖房期間のエネルギー消費量、ランニングコストとした。

熱源水温度には、熱源機器ごとに上限温度と下限温度がある。熱源システムの中で最も熱源水入口温度が低くなるのは、アクアライブ棟の熱回収チラーの下流に位置するマルチと外調機（図-4 中の T2）である。これらの機器の熱源水入口温度の下限は、15.0 °C である。温水ヒータとの熱交換器出口温度が 16.0 °C から 40.0 °C までのケースを計算するが、仮にこの下限温度 15.0 °C を下回った場合、15.0 °C を上回るように最も近い温度で運転するものとして計算した。例えば、16.0 °C のケースで暖房ピークなどに下限温度 15.0 °C を満たせない時間がある場合、その時間は 16.0 °C ではなく下限温度 15.0 °C を満たす最も低い温度とする。

3.3 エネルギー消費量とランニングコストの比較結果

熱源水温度の温水ヒータ熱交換器出口温度別のエネルギー消費量とシステム COP を図-5 に、ランニングコストを図-6 に示す。

エネルギー消費量は、出口温度が低くなると熱源機のエネルギー消費量が小さくなる。出口温度を高くすると

熱源水温度の還り温度も高くなり、海水排水熱を多く使うことができるようになるものの、温水ヒータのエネルギー消費量がそれ以上に増加し、比較したケースで最も低い 16.0 °C で最小となった。この結果、合計のエネルギー消費量も 16.0 °C で最小となった。ランニングコストもエネルギー消費量と同様の結果であった。

3.4 熱源水温度の制御方針

暖房運転時は温水ヒータと熱源水との熱交換器の熱源水側出口温度をできる限り低くした方が良いということが分かった。この感度解析の結果から、下限温度の制約である図-4 中の T2 を 15.0 °C に制御することで 16.0 °C のケースよりも更にエネルギー消費量とランニングコストを下げる可以考虑。

図-5、図-6 中の最小値のように T1 を 16.0 °C に制御した場合と、T2 を 15.0 °C に制御した場合の比較を図-7、図-8 に示す。T1 を 16.0 °C に制御と比較し、T2 を 15.0 °C に制御した場合は、約 0.5 % のエネルギー消費量とランニングコストともに小さいことが確認できた。

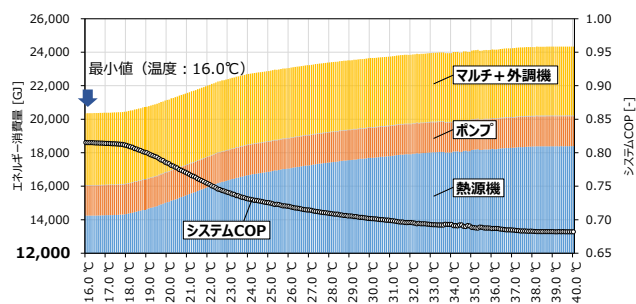


図-5 エネルギー消費量とシステム COP の比較（暖房期間）

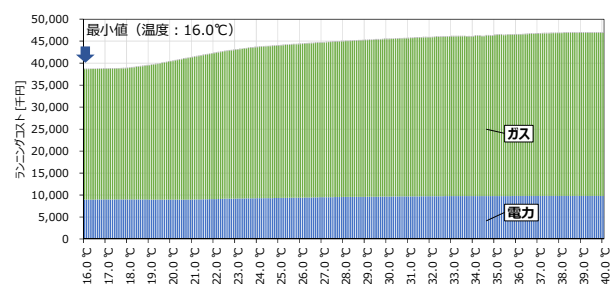


図-6 ランニングコストの比較（暖房期間）

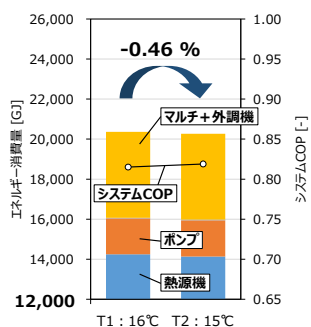


図-7 エネルギー消費量とシステム COP の比較

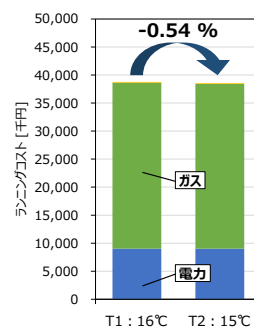


図-8 ランニングコストの比較

4. まとめ

熱源水ネットワークを有する熱源システムのシミュレーションモデルを作成し、各機器モデルの詳細や機器同士の接続について述べた。今後プロジェクトの進行に合わせて、モデルをアップデートしていき、最適制御方法の検討や検証に活用する。

また、熱源水温度の感度解析を実施した。冷却側では最適なアプローチ温度があることが分かり、より詳細に検討することで更にエネルギー消費量やライフサイクルコストを削減できる余地がある。加熱側では、熱源水温度の基本的な制御方針をシミュレーションの結果を通して見つけることができた。

謝 辞

本研究は、須磨水族園再開発プロジェクトの Cx チーム（竹中工務店、新菱冷熱工業、アズビル、コミッショ

ニング企画（神戸製鋼、三菱重工サーマルシステムズ、川重冷熱工業）の活動成果である。研究を進めるに当たり、Cx 会議メンバーの方々から多大なるご協力を頂いた。ここに記して謝意を表する。

参 考 文 献

- 1) 前田 他. (2023). 水族館建替プロジェクトにおける熱源空調設備を対象としたコミッショニング（第 1 報）. 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集.
- 2) 田中 他. (2021). ライフサイクルエネルギーマネジメントのための空調システムシミュレーションツール（LCEM ツール）の機能拡張に関する研究（第 1 報）. 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集.
- 3) 尾形 他. (2022). 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 6 報）. 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集.