

空調システムの最適化を目的とした統合的設計と運転に関する研究

(第5報) 熱源システムの設定変更による省エネルギー効果

A Study on the Integration Oriented Design and Operation to Optimize of the Air-conditioning System Performance

Part 5: Energy Saving Effects by Changing the Set Values on the Heat Source System

正会員 市川 卓也 (株)山下設計) 正会員 中島 正人 (株)山下設計)

正会員 下田 吉之 (大阪大学) 特別会員 松尾 陽 (東京大学)

Takuya ICHIKAWA*¹ Masato NAMAJIMA*¹ Yoshiyuki SHIMODA*² Yoh MATSUO*³*¹ Yamashita Sekkei Inc. *² Osaka University *³ Tokyo University

There is a possibility to save energy resources by changing the set values of heat source system on operating the buildings. In this study, we simulated the possibility by using the "LCEM Tool", and propose the appropriate way to operate the heat source system.

はじめに

本報では既報⁽¹⁾の全体概要に続き、運用における熱源システムの設定変更による省エネルギーの可能性について、LCEM ツールを用いてシミュレーションを行った結果を述べる。

1. 送水温度の季節による変更調整の省エネルギー効果

冷水往温度を上昇させると冷凍機単体の効率は向上する。しかし、空調機側からの要求冷水量が増加し、熱源の増段や処理能力不足が予想される。そこで、送水温度の設定による省エネルギー効果について検討を行った。

1.1 熱源機冷水出口温度の可変性の確認

冷水出口温度の定格 7 に対する可変範囲について、熱源機メーカーにヒアリングした結果を表 1 に示す。設定は各社とも機側制御盤や外部端子(中央からの設定)が可能である。また、冷水出口温度の可変範囲内における吸収式冷温水発生機およびターボ冷凍機の効率はほぼ一次関数で推移する(図 1)。

表 1 熱源機の冷水出口温度と冷却水入口温度

機種	メーカー	冷水出口温度		冷却水入口温度	
		定格	可変範囲	定格	下限値
吸収式冷温水発生機	A社	7	6~15	32	15
	B社	7	5~12	32	22
	C社	7	7~12	32	15 [300RT以下] 19 [300RT超]
	D社	7	7~12	32	20
ターボ冷凍機	E社	7	5~12	32	22
	F社	7	7~12	32	12 [高効率型] 22 [標準型]
	G社	7	7~12	32	12

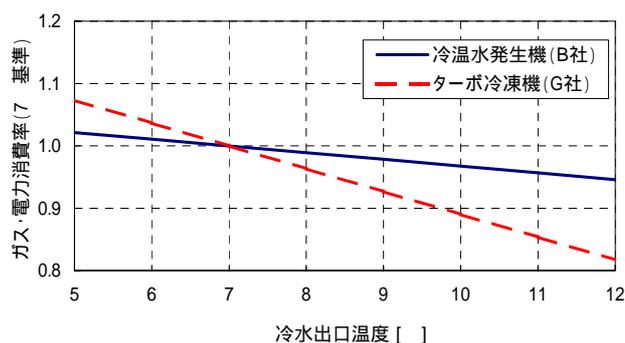


図 1 冷水出口温度と消費エネルギーの相関

1.2 シミュレーション

第 3 報で示したモデルビルをベースに空調熱負荷等の与条件を設定し、LCEM モデルにより検討を行った。熱源は冷温水発生機とターボ冷凍機の場合とした。シミュレーション条件を表 2 に示す。

表 2 シミュレーション条件

冷房ピーク負荷	2,912kW (828RT)
一次エネルギー換算係数	電力: 9.97 MJ/kWh ガス: 45.0 MJ/Nm ³
熱源機容量	1,582kW (450RT) × 2 台
冷却塔ファン動力	吸収式: 22kW ターボ: 16.5kW
冷却水ポンプ (定速制御)	吸収式: 7,500 /min × 343kPa ターボ: 5,492 /min × 343kPa
冷水ポンプ (1ポンプシステム)	4,537 /min × 392kPa (インバータによる変流量制御)
冷却塔出口温度	下限設定値 26
外気条件	冬期(1月) 中間期(5月) 夏期(8月)
冷水送水温度	7、8、9、10、11、12

冷温水発生機でのシミュレーション結果を図2に、ターボ冷凍機の結果を図3に示す。

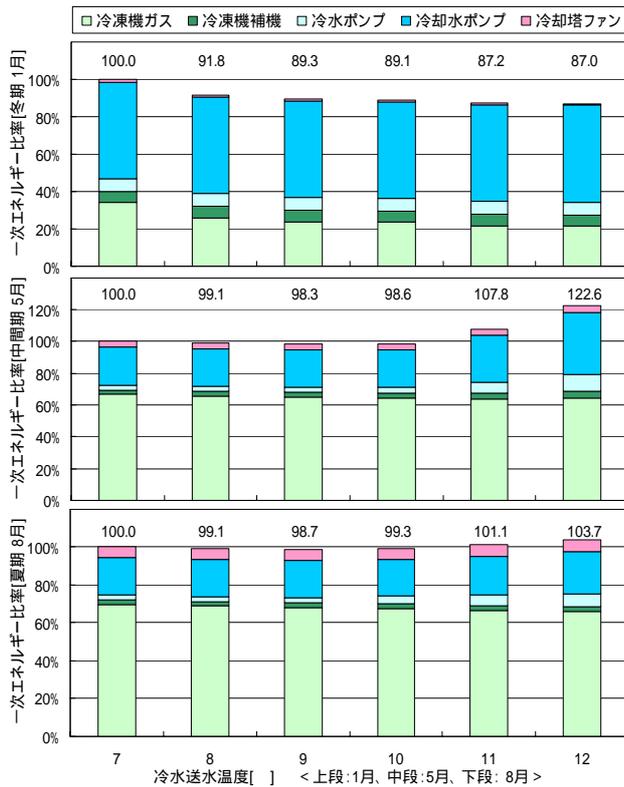


図2 季節別の冷水送水温度と一次エネルギー消費 (冷温水発生機)

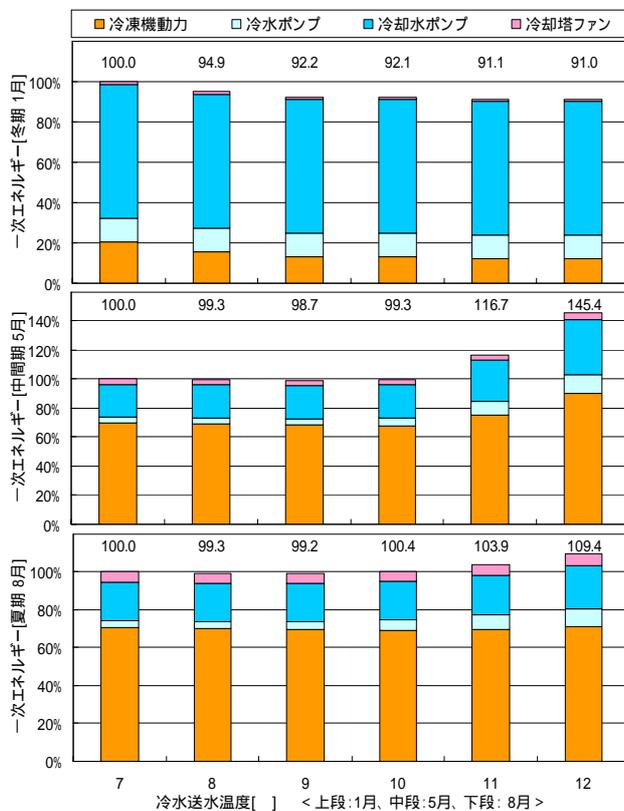


図3 季節別の冷水送水温度と一次エネルギー消費 (ターボ冷凍機)

冬期においては7を9に変更することによって冷温水発生機で約10%、ターボ冷凍機で約8%の一次エネルギー削減効果が得られた。ただし、効果が得られたのは1月と2月のみであった。中間期では最大でも2%程度、夏期は1%程度であり、効果は小さい。中間期・夏期においては送水温度を10以上にすると逆に一次エネルギーが増加する傾向にある。特に中間期において送水温度を上げると、負荷側の要求冷水量増加により熱源運転台数の増段が発生し、その傾向が顕著であった。また、ここでは冷却水ポンプを定速としているため、冬期における動力比率が大きく、変流量による動力の低減が期待される。

更に年間一次エネルギーのシミュレーション結果を図4、図5に示す。6月~10月を7、11月~5月を9とした試算を加えた結果、冷温水発生機で約0.8%、ターボ冷凍機で約0.5%の年間一次エネルギー削減となった。なお、通年9とした場合が最も効果が大いだが、負荷がピークに近い場合は負荷を処理しきれない現象が想定されるので注意されたい。

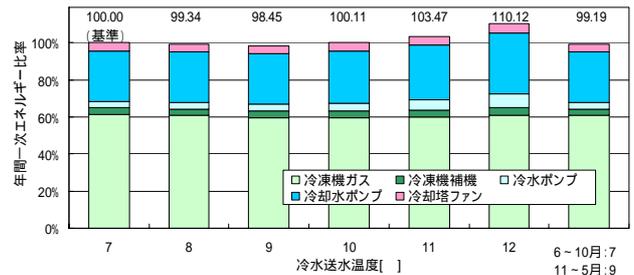


図4 冷水送水温度と年間一次エネルギー消費 (冷温水発生機)

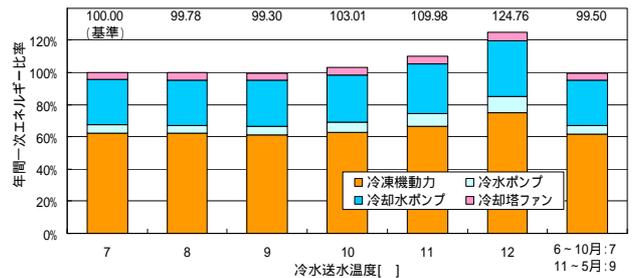


図5 冷水送水温度と年間一次エネルギー消費 (ターボ冷凍機)

2. 冷却水の温度・流量と効率の制御

冷却水温度は冷凍機によって決められた下限値まで下げれば、冷凍機単体の効率向上するが、冷却塔ファンの動力が増加する。従って冷凍機と冷却塔のシステムとしての統合的最適化により更なる省エネルギーを追究することができる。

2.1 外気湿球温度と冷却水温度・熱源 COP の相関

冷温水発生機・ターボ冷凍機について外気湿球温度による冷却水温度と熱源 COP の相関を確認した。試算条

件は(表2)による他、下記の通りとする。

- ・ 負荷率は1.0(定格)と0.8/0.6(部分負荷運転)
- ・ 冷却水ポンプは熱源の負荷に応じた流量(変流量)
- ・ 冷却水下限温度設定なし(ファン連続運転)

冷却水入口温度および出口温度は外気湿球温度に対して両熱源機とも同様の傾向にあるが、COPについては冷温水発生機は部分負荷運転時に定格より良くなり、ターボ冷凍機は定格より下がる傾向にある(図6)

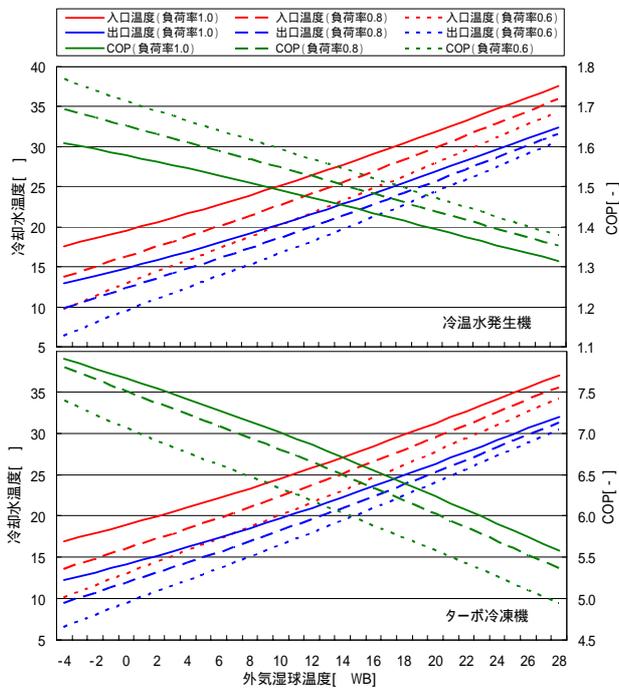


図6 外気湿球温度と冷却水温度、熱源 COP の相関

2.2 冷熱負荷率と外気湿球温度の相関

熱源機の COP は冷却水温度によるところが大きく、冷却水温度は外気湿球温度に依存している。そこでモデルビルでのシミュレーションにおいて、外気湿球温度と冷熱負荷率の相関を図7に示す。プロットは各月の代表日とピーク日の13パターンにおける8~20時の12時間データとした。冷熱負荷率は外気湿球温度の二次関数としてほぼ表すことができる。以降の検討はこの関数を用いて簡易的に行う。

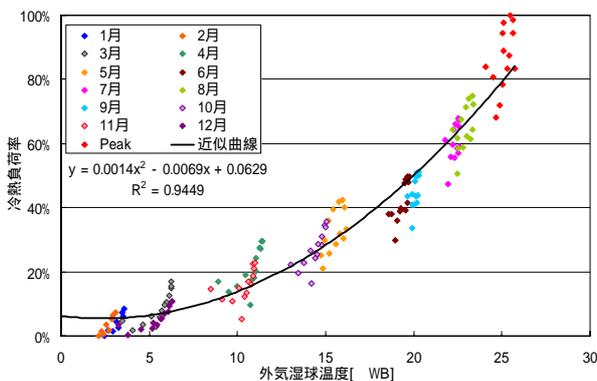


図7 モデルビルでの冷熱負荷率と外気湿球温度の相関

2.3 シミュレーション

外気湿球温度の年間出現頻度から、冷却水温度下限設定値による年間電力・ガス消費量および一次エネルギーの算出を行った。冷温水発生機とターボ冷凍機に対し、熱源定格運転の場合と外気湿球温度と相関する冷熱負荷率運転の場合の2パターンを示した。熱源定格運転については複数台の熱源で構成されたシステムにおいて台数制御運転がなされた場合を想定している。

冷却水温度下限設定値は20~28の2刻み、および表1に示した最下限値(メーカーヒアリング値)とし、冷温水発生機は15、ターボ冷凍機は12を採用した。

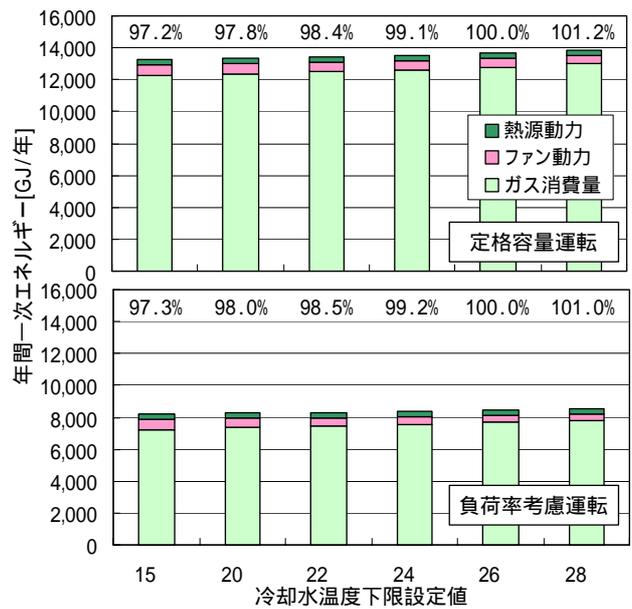


図8 冷却水温度下限設定値による年間一次エネルギー消費量(冷温水発生機)

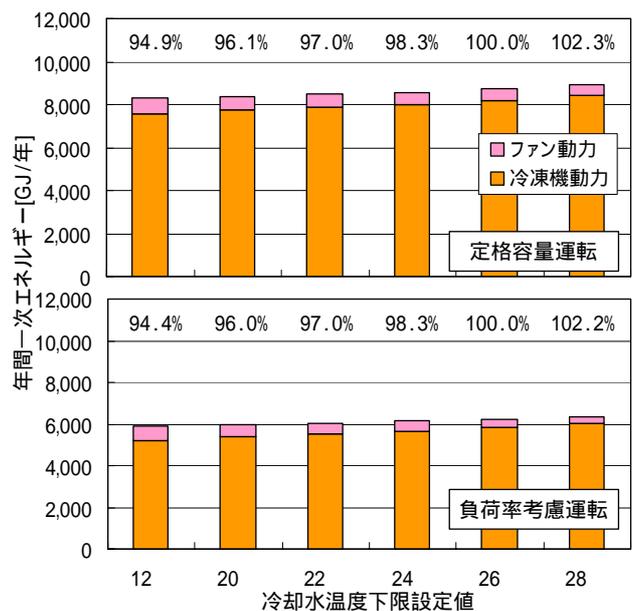


図9 冷却水温度下限設定値による年間一次エネルギー消費量(ターボ冷凍機)

冷却水温度下限設定値を高くすると冷却塔ファンの停止時間が長くなり、年間ファン動力は少なくなるが、ガス消費量および冷凍機動力は熱源機 COP の下降により多くなり、一次エネルギーとして合算すると冷却水温度下限設定値を下げた方が省エネルギー運転となる。また、その効果の度合いは冷却水温度下限値 26 を基準とした場合、下限値を 20 とすると冷温水発生機で 2%、ターボ冷凍機で 4%とターボ冷凍機の方が顕著であり、定格運転と負荷率に合せた運転とでは年間一次エネルギーの削減率は同等であった。

2.4 冷却塔廻りの制御方法による運転実績

前項にて示した通り、冷却水温度（冷却塔出口・冷凍機入口）は冷凍機の仕様下限値に近づけて運転すれば、冷凍機単体の COP は向上する。しかし、年間冷房が一般業務ビルにおいても必要とされている昨今、冬期において冷却水温度の下限値をオーバーシュートするという実態がある。

冷却水のオーバーシュートとは、冷却水が循環している状況で、冷却塔ファンが停止状態から運転に切り替わった瞬間に冷却塔出口温度が設定値より低下する現象を言う。冷凍機によって冷却水入口温度の下限値が決まっているため、この一時的な冷却水温度低下を恐れて冷凍機の冷却水入口温度の設定値を下限値より高くし、冷凍機の安全を図っているのが現状である。

よって、冷凍機への冷却水入口温度は下限値に設定値を如何に近づけ、安定させるかが省エネルギーのポイントとなってくる。そこで、冷却塔廻りの制御方式による冷却水温度の実態について現場調査を行った。これにより、冷却塔廻りの制御に合わせた運転設定が必要であることが分かる。調査対象の概要を表 3 に示す。

表 3 各冷却水温度制御の概要

CASE	CASE 1	CASE 2	CASE 3	CASE 4
制御方法	ファン発停制御	ファン台数制御	バイパス弁開度制御	ファン回転数制御
ファン台数	1台	4台	1台	2台 (INV)
バイパス配管	なし	なし	あり	あり
冷却水ポンプ	定速	可変速	定速	定速
冷却水温度調節器	電気式	DDC	電子式	DDC
オーバーシュート	夏期: 2 中間期: 3	発生しない	発生しない	発生しない
オフセット	発生しない	夏期: 3 中間期: 4	発生しない	発生しない
CASE1: オーバーシュートを発生 (図 10)				
CASE2: オーバーシュートは発生しなくなるが、下限設定値から 3~4 高い位置までしか下がらない偏差 (オフセット) を生じる (図 11)				
CASE3: オーバーシュート・オフセットとも発生しないが、ファンの運転時間が長くなる (図 12)				
CASE4: CASE3 に加えファン動力も抑制 (図 13)				

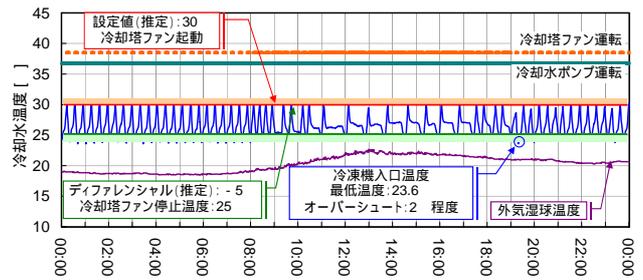


図 10 冷却水入口温度の制御状況 (CASE1、夏期)

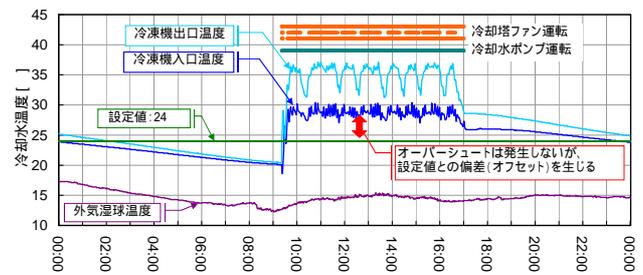


図 11 冷却水入口温度の制御状況 (CASE2、中間期)

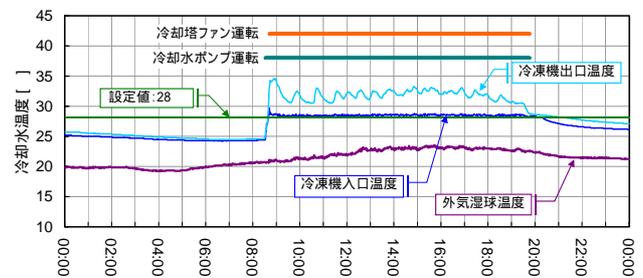


図 12 冷却水入口温度の制御状況 (CASE3、夏期)

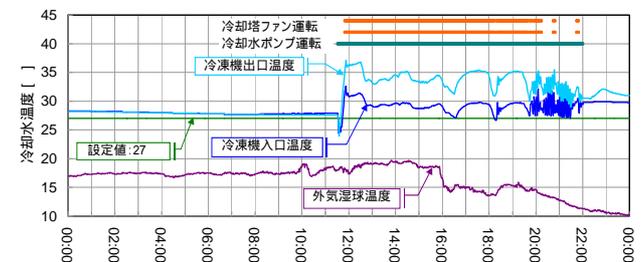


図 13 冷却水入口温度の制御状況 (CASE4、中間期)

おわりに

熱源システムの冷房運転時において、冷水送水温度及び冷却水温度の調整による省エネルギー効果を、LCEM ツールを用いて示した。また、現場調査により冷却塔廻りの制御方法による冷却水温度の挙動実態とその特徴を示した。

【謝辞】本研究は、(社)公共建築協会/LCEM 検討委員会(委員長: 村上周三)において開発された空調シミュレーター(LCEM ツール)が、国土交通省営繕部 HP より無償で配布されることで可能となった。関係者に謝意を表する。

参考文献

- 1) 田中・松尾・坂本・下田 他: 空調システムの最適化を目的とした統合的設計と運転に関する研究 (第 1 報) 研究の目的と構成平成 19 年度空気調和・衛生工学会学術講演論文集, 2007.9
- 2) 杉原他: 本報文第 7 報 空調システムの最適化を目的とした統合的設計と運転に関する研究 (第 7 報) 空調システムの最適化における LCEM ツールの運用