

# 実運転データを用いた空調システム部分負荷運転特性の把握と

## 設備更新に伴う省エネルギー効果の試算

### - サーマルグリッドが導入された展示施設の事例 -

Partial load characteristics of the air-conditioning system on the basis of operating data analysis and estimation of energy-saving effect by replacement of facility

- A case study on the exhibition pavilions with thermal grid system -

地域環境計画分野 田中政貴

Division of Regional Environmental Planning Tanaka Masaki

既存建物の熱融通システムは熱源機の運転特性を活かすことで更なる省エネルギー効果が期待できる。本検討では、建物間熱融通が計画されている既存建物に設置されている複数の熱源機の運転データを用いて、負荷率と成績係数 COP を用いた部分負荷特性を含むモデルの作成を行った。また作成したモデルを用いて、熱融通による省エネルギー効果の試算を行った。その結果、単独運転での CO<sub>2</sub> 排出量は 169t-CO<sub>2</sub> となり、サーマルグリッド運転時は 53.3t-CO<sub>2</sub> となった。またその差は 115.7 t-CO<sub>2</sub> であり 65.3%の削減となった。

The thermal grid system in the existing facilities can be expected to energy-saving effect by making of the coefficient of performance of the heat source equipment. In this study, the COP regression model from the partial load characteristic is proposed on the basis of the operating data of the heat source equipment networked by the system of heat interchange among buildings. The energy saving effect of the heat interchange is estimated by using the COP model. As a result, CO<sub>2</sub> emissions became 169t-CO<sub>2</sub> in case of individual operation, and 53.3t-CO<sub>2</sub> in case of the thermal grid operation. Therefore the difference is 115.7 tCO<sub>2</sub>, was the reduction 65.3%

## 1. はじめに

### 1.1. 研究背景

国内エネルギー消費の約 20%を占める民生業務部門は 1973 年比で約 3 割増加しており、更なる省エネルギー対策が求められている。一般空調用途では空調システム全体のエネルギー消費量のうち約 6 割が熱源機の運転による消費エネルギーとされており、改善の余地があると考えられる。この解決策の一つとして、建物間熱融通システムが挙げられる。

建物間熱融通システムは隣接する建物の空調システムを配管を介して接続し、冷房または暖房の負荷に応じて熱源水をお互いに融通することができるシステムである。自由に熱源を選ぶことができることから冷暖房設備の効率化や熱源設備の容量を小さくすることができるなどのメリットがある。また熱融通システムは計画時に熱源機の成績係数特性を活かした熱融通システムの計画を行うことで、更なる省エネルギー効果や省 CO<sub>2</sub> 効果が期待されている。そのためには熱融通システムの導入には既存建物に設置されている熱源機特性や性能の把握が必要である。しかし既存の建物に設

置されている熱源機の性能特性は機器ごとに異なり、性能の把握には技術的にもコスト的にも困難である。特に、古い設備では測定個所が少ないために経年劣化した熱源設備のエネルギー性能を検証した例は少ない。本検討では、建物間熱融通が導入されている既存建物に設置されている複数の熱源機の運転データを用いて、運転特性の把握を行い、負荷率と成績係数 COP を用いた部分負荷特性を含むモデルの作成を行った。また作成したモデルを用いて熱融通による省エネルギー効果の算出を行った。

### 1.2. サーマルグリッドシステム

サーマルグリッドとは隣接するいくつかの建物の空調設備を 2 重のループ配管を用いて接続し建物間熱融通を行うシステムである。このシステムによるメリットとして、ループ配管で接続された建物の個別熱源機を相互に共同利用できること、また各建物の負荷に応じて熱源機を選択し、熱の流路を柔軟に変更することで熱の需要と供給を最適化できる点等が挙げられる。一方、個別建物と比較して搬送動力が大きくなるというデメリットがある。熱源機の効率化による消費エネ

ルギーの軽減と搬送動力の増加による消費エネルギーの増加のバランスが、建物間の距離により変化するため事前の検討が重要になる。

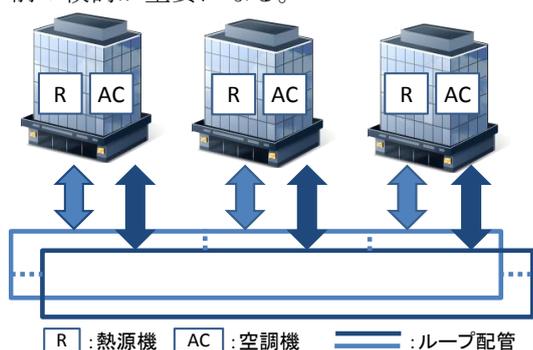


図 1 サーマルグリッドシステムイメージ

## 2. 負荷率 COP を用いた運転特性モデルの作成

### 2.1. 対象施設の概要

本研究の対象施設は、1 から 6 号館の 6 つの規模の異なる展示館で構成されている。現在は竣工後 20 年以上が経過しており、熱源設備の老朽化及び低負荷運転という課題の発生に伴い、新設の高効率熱源設備を 1 機導入すると共に二本のループ配管を持つ熱融通システム(サーマルグリッドシステム)の構築が行われた。本検討に用いる測定データの概要と本施設において対象となる熱源設備をそれぞれ表 1 と表 2 に示す。

表 1 測定概要

測定期間	2015年7月14日～10月13日
測定間隔	1分
測定項目	熱源機ポンプの運転状態
	各号館ごとの熱源機冷水出入口温度(°C)
	各号館ごとの熱源機冷水流量(m <sup>3</sup> /h)
	冷却水入口出口温度(°C)
	室内温湿度(°C、%)
	熱源機消費ガス量(Nm <sup>3</sup> /h)
	熱源機ポンプ類消費電力(kW)

表 2 熱源機の概要

機器番号	熱源機の種類	冷凍能力	定格流量	ガス消費量
		RT	L/min	Nm <sup>3</sup> /h
R-101	ガス吸収式冷温水機	600	6,050	164
R-201	ガス吸収式冷温水機	800	8,060	218
R-301	ガス吸収式冷温水機	600	6,048	164
R-501	ガス吸収式冷温水機	550	5,544	152
R-602	ガス吸収式冷温水機	1,000	10,080	273
R-603	ガス吸収式冷温水機	300	3,024	82
R-605	ガス吸収式冷温水機	1,249	12,600	341
R-606	新設ターボ冷凍機	500	5,023	284kW

### 2.2. 運転特性の算出

測定したデータを用いて各熱源機の負荷率と COP の算出を行った。測定データは 1 分間隔であるがデータのばらつきが大きく傾向がわかりにくかったため、1 時間で平均化した。また立上り時などの非定常データを取り除くため、1 時間前と 1 時間後の流量と温度の変化量に基準を設けた。分析に用いるデータとして、流量の変化量は定格値の±1%以下、温度の変化量は±1°C以下となるデータを用い、大幅に変動しているデータを取り除いた。この抽出条件により本検討に用いたデータ数は熱源機運転データの 40%程度となった。

熱源機の製造熱量は式 1 より冷水温度差と流量を用いて算出を行う。熱源機の中には冷水流量が測定されていない熱源機も存在する。このため冷水流量の測定が行われていない熱源機については定格流量を用いた式 2 より熱源機製造熱量を算出した。さらに、算出した製造熱量より式 3 を用いて負荷率を求めた。

測定データには熱源機によって負荷率によりばらつきが非常に大きく、負荷率による COP の変化の傾向を大きくとらえるため負荷率を 0-0.1、0.1-0.3、0.3-0.5、0.5-0.7、0.7-0.9、0.9-1.1、1.1-1.3、1.3-1.5 の 8 つに分類し、分類したデータを合わせて COP の算出を行った。COP の算出は式 4、式 5 を用いて行い、データ区分ごとに平均値と標準偏差の算出を行った。例として R301 における結果を図 2 に示す。

$$Q = \Delta T \times m \times c \quad \text{式 1}$$

$$Q = \Delta T \times m_N \times c \quad \text{式 2}$$

$$Pl = Q/Q_N \quad \text{式 3}$$

$$COP_G = Q/(G \times H) \quad \text{式 4}$$

$$COP_E = Q/(E \times 3600/1000) \quad \text{式 5}$$

Q	: 製造熱量(MJ/h)
$\Delta T$	: 冷水温度差(°C)
m	: 測定冷水流量(m <sup>3</sup> /h)
$m_N$	: 定格冷水流量(m <sup>3</sup> /h)
c	: 比熱(4.186MJ/m <sup>3</sup> °C)
$Q_N$	: 定格熱量(MJ/h)
$COP_G$	: ガス吸収式冷温水機 COP (-)
$COP_E$	: ターボ冷凍機 COP (-)
G	: ガス消費量 (Nm <sup>3</sup> /h)
H	: 高位発熱量 (45MJ/Nm <sup>3</sup> )
E	: 消費電力 (kW)

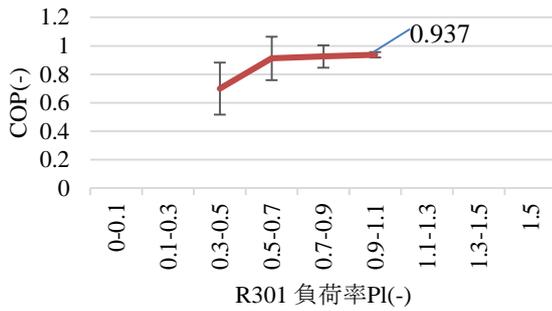


図 2 R301 の負荷率 COP の関係

### 2.3. 負荷率 COP を用いた運転特性のモデルの作成

測定データから算出した負荷率-COP のグラフは熱源機毎に低負荷または高負荷のデータが欠損しており、各熱源機において実測データから負荷率 0~1.0 までの運転特性を把握することができなかった。このため測定したデータを用いてデータの不足している負荷率を補うことができるモデル式の提案を行う。

作成した負荷率 COP を用いたモデルを式 6 に示す。既往研究<sup>2)</sup>より熱源機の運転特性は負荷率が 0、COP = 0 の状態から負荷率が増加するごとに COP が増加し、ある一定の負荷率で COP は一定の値をとると考えられる。このため熱源機の特性を再現するモデル式として、負荷率が 0 の時に COP が 0 となり、COP が最終的にある値に収束するモデル式とした。図 2 より R301 の負荷率が 0.5 以上の部分で COP の値がある程度安定しているため、測定データの中で負荷率のもっとも大きい 0.9-1.1 の時の COP(0.937)を定数  $a$  の値とした。次に、式 6 に負荷率を代入した時の COP の値と測定データより式 4 を用いて算出した COP の値との差の二乗和が最小となる定数  $b$  をソルバーを用いて算出した。算出した R301 の負荷率 COP を用いた運転特性モデルの値と測定データとの比較を図 3 に示す。図 3 より測定値とモデル値の 4 点における最大誤差は 0.064、平均誤差は 0.037 であり、モデルと測定値のばらつきは少なく、再現できていると考えられる。また同様のモデル式を用いて他の熱源機における係数を算出し、表 3 に示す。各熱源機においてモデル式は測定値を説明できており、負荷率-COP のグラフを再現することができた。本来、熱源機的能力や性能を決める要因は冷水温度、冷水流量、冷却水温度、冷却水流量、負荷率が考えられる。本検討で提案したモデル式は冷水流量、負荷率を考慮している。しかし冷水温度、冷却水温度、冷却水流量の要素が含まれていないため、冷却水が能力や効率に与える影響を考慮することができていない。このため特性式の中に冷水、冷却水の要素を加えることでさらに精度の高いモデル式を作成することができると考えられる。

$$COP = a \times (1 - e^{-Pl/b}) \quad \text{式 6}$$

$a$  : 熱源機ごとの定数(-)

$b$  : データと相関が高くなる定数(-)

$Pl$  : 負荷率(-)

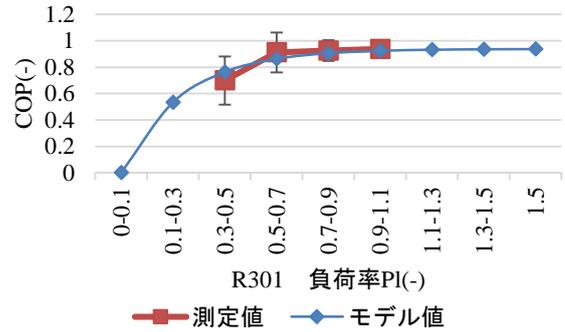


図 3 R301 の測定値とモデル値の比較

表 3 熱源機別モデル式

R-101	$COP = 1.03 \times (1 - e^{-Pl/0.420})$
R-201	$COP = 1.31 \times (1 - e^{-Pl/0.120})$
R-301	$COP = 0.94 \times (1 - e^{-Pl/0.238})$
R-501	$COP = 0.77 \times (1 - e^{-Pl/0.130})$
R-602	$COP = 0.49 \times (1 - e^{-Pl/0.200})$
R-603	$COP = 1.47 \times (1 - e^{-Pl/0.435})$
R-605	$COP = 0.84 \times (1 - e^{-Pl/0.199})$

## 3. 冷水・冷却水を考慮した運転特性モデル

### 3.1. 逆カルノー効率を利用したモデル

熱源機的能力や性能を決める要素として冷水温度、冷水流量、冷却水温度、冷却水流量、負荷率の 5 つが考えられる。既往研究<sup>2)</sup>では本研究と同様の目的で、冷却水温度、冷却水流量を含む 5 つの要素を含む、圧縮式冷凍機のモデル作成を行っている。既往研究で示されているモデルを式 7~式 11 に示す。逆カルノー効率を利用したモデルは負荷率  $Pl$  と理論成績係数比  $R_{COP}$  により電力消費率  $R_E$  を算出するモデルである。要素に理論成績係数比  $R_{COP}$  を用いることで冷水温度と冷却水温度をモデル式へ反映させている。しかし本モデル式は圧縮機冷凍機に適用できるモデル式であり、ガス吸収式冷温水機についての検討はされていない。ガス吸収式冷温水機に適用することができれば 2 章で作成したモデル式よりも様々な条件変化に合ったモデルとすることができると考えられる。

$$R_E = a_{0,0} + a_{0,1}Pl + a_{0,2}Pl^2 + a_{1,0}R_{COP}^{-1} + a_{2,0}R_{COP}^{-2} + a_{1,1}Pl \cdot R_{COP}^{-1} \quad \text{式 7}$$

$$R_E = E/E_N \quad \text{式 8}$$

$$a_{0,0} + a_{0,1} + a_{1,0} + a_{0,2} + a_{1,1} + a_{0,2} = 1 \quad \text{式 9}$$

$$Pl = Q_c/Q_{cN} \quad \text{式 10}$$

$$R_{COP} = \frac{COP_T}{COP_{TN}} = \frac{T_{co}}{T_{cdo} - T_{co}} / \frac{T_{coN}}{T_{cdoN} - T_{coN}} \quad \text{式 11}$$

$R_E$  : 電力消費率(-)  $E$  : 消費電力(kW)  
 $a_{0,0}, a_{0,1}, a_{0,2}, a_{1,0}, a_{2,0}, a_{1,1}$  : 回帰係数(-)  
 $R_{COP}$  : 理論成績係数比(-)  $COP_T$  : 理論成績係数 (-)  
 $COP_{TN}$  : 定格理論成績係数(-)  $Q$  : 熱交換量(kW)  
 $T$  : 温度(K)  $Pl$  : 負荷率(-)  
 添え字 : c : 冷水、cd : 冷却水、o : 出口、N : 定格

### 3.2. ガス吸収式冷温水機モデルへの適用

カルノー効率を利用したモデルは圧縮式冷凍機に適用されているモデルであるため、ガス吸収式冷温水機に適用することが可能かであるかは不明である。このためまず LCEM ツールのガス吸収式熱源機のデータを用いてカルノー効率を利用したモデルを作成し、精度の検証を行う。本来であれば、メーカーヒアリングなどを行い、ガス吸収式冷温水機の冷水出入口温度、冷却水流量、冷却水入口温度、負荷率を変化させた場合のガス消費量のデータを用いてモデルを算出すべきであるが困難であったため、本検討では代わりに LCEM ツールを用いて検討を行う。LCEM ツールは国土交通省より配布されているシミュレーションツールである。本ツールの熱源機オブジェクトでは、冷水温度、冷温水流量、冷却水温度、冷却水流量、負荷率の5つの要素によりガス、または電力消費量を算出することが可能である。本検討で用いる LCEM ツールのガス吸収式冷温水機は「二重効用-クラス1.1」と「二重効用-高効率」の2種類を用いた。入力項目として冷水出口温度 5℃、7℃、9℃、11℃、13℃の5条件、冷却水入口温度 32℃、26℃、20℃の3条件とし、出力項目は冷却水出口温度、ガス消費量とした。算出した LCEM ツールデータを用いてカルノー効率を利用したモデルを作成し精度検証を行った。図4に LCEM ツールデータとカルノー効率を利用したモデル式の相関を示す。

図4より二重効用-クラス1.1における最大誤差、平均誤差はそれぞれ0.071、0.031であり誤差は小さく十分な精度があると考えられる。このため測定データを用いてモデルの算出を行う。

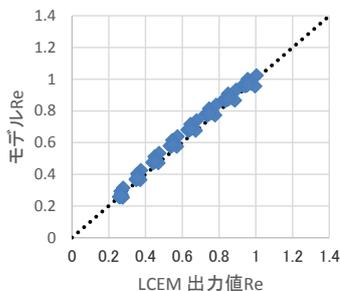


図4 二重効用-1.1クラスのLCEMデータとカルノー効率を利用したモデルの相関

### 3.3. 測定データを用いた特性モデルの適用

測定データを用いて逆カルノー効率を利用したモデルの係数の算出を行い、モデル精度の検討を行った。2章と同様、R301における測定値とモデル値との相関を図5示し、図6にR301のモデルに一定のパラメータを代入し負荷率によるガス量の値を示す。図5よりガス消費率  $R_G$  の値は測定値とモデル値でばらつきがみられるが概ね一致していると考えられる。しかし図6よりこのモデルの課題として、負荷率が0の時にガス消費率  $R_G$  が0にならないということが挙げられる。このため負荷率が0に近い部分で実運転時のガス消費率  $R_G$  との誤差が発生しやすと考えられる。この原因として、本検討に用いた測定データは  $R_G$  が0.2以下の低消費率の安定したデータが存在しなかったため低消費率の部分の精度が向上しなかったと考えられる。また他の熱源機において作成したモデルにおいてもガス消費量  $R_G$  の測定値とモデル値のばらつきが大きい、またはガス消費率0-1.0における安定したデータがなかったことにより現時点では2章よりも算出精度が低いモデルになったと考えられる。このため、省エネルギー効果の試算には2章で算出を行った負荷率  $COP$  の特性式を用いることとする。

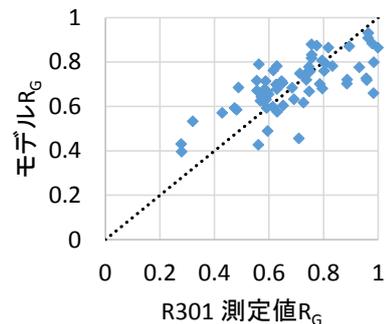


図5 R301における測定値とモデル値との相関

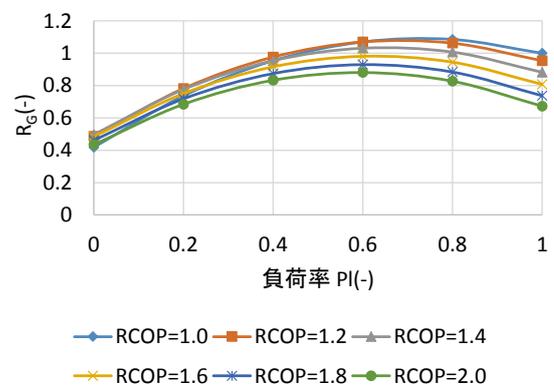


図6 冷却水別負荷率 COP 曲線

#### 4. 導入効果の検証方法と結果

対象施設での運転データを用いて、サーマルグリッドシステムの導入により生じる各効果別の CO2 削減効果を算出する。算出方法として現在測定されているデータはサーマルグリッド導入後の運転データであるため、測定データから負荷率 COP を用いた運転特性モデルを使ってサーマルグリッド導入前の CO2 排出量を算出し、比較することで導入効果を算出する。またサーマルグリッド導入後の既存施設の概要図を図 7 に示す。サーマルグリッドにより生じると考えられる CO2 削減効果と算出方法を以下に示す。本検討では測定データのうち本施設においてサーマルグリッドを用いた運転が行われた日、合計 38 日のデータを用いて CO2 排出量の算出を行う。

##### ①サーマルグリッド全体の効果

サーマルグリッド全体の削減効果は測定した実運転時の CO2 排出量  $CO2_R$  と、各号館の負荷データをもとに既存の熱源機のみで運転した場合の CO2 排出量  $CO2_G, CO2_E$  を比較し算出する。①の効果を算出は式 12~式 18 を用いる。式 14 は表 3 に示した負荷率 COP を用いた運転特性である。

##### ②6号館高効率冷凍機の導入効果

対象施設の 6 号館内に新設されるターボ冷凍機により、6 号館では機器更新による省エネルギー効果を算出することができる。測定値を用いたターボ冷凍機導入後の CO2 排出量  $CO2_{TS}$  と、既設のガス吸収式熱源機のみで測定熱量を製造した場合の CO2 排出量  $CO2_{G6}$  を比較し算出する。②の効果を算出は式 19~式 23 を用いる。

##### ③サーマルグリッドによる他施設への高効率冷凍機導入効果

サーマルグリッドにより最も効率の良い新設ターボ冷凍機を 6 号館以外の各号館の負荷を処理することが可能となる。このため新設のターボ冷凍機が 6 号館以外の空調負荷を処理したことによる効果を算出する。一ボ冷凍機の製造熱量のうち 6 号館以外で消費された熱量を製造するための CO2 排出量  $CO2_{TS06}$  と、6 号館以外で消費された熱量を既存の各熱源機で製造するための CO2 排出量  $CO2_{GTM06}$  を比較し算出する。

##### ④2次ポンプのインバータ化による効果

2次ポンプがインバータ化したことで流量制御により CO2 を削減することが可能となる。

##### ⑤その他の効果

①~④の他にも削減効果又は増加効果が考えられるが算出することが困難であるため①のサーマルグリッド全体の CO2 削減効果より②~④の効果を引いたものをその他の削減効果とする。その他の削減効果に含まれる効果として

- ・サーマルグリッドによる運転台数削減効果
- ・サーマルグリッド導入による搬送動力の増加
- ・配管の放熱ロスの増加 等の効果が挙げられる。

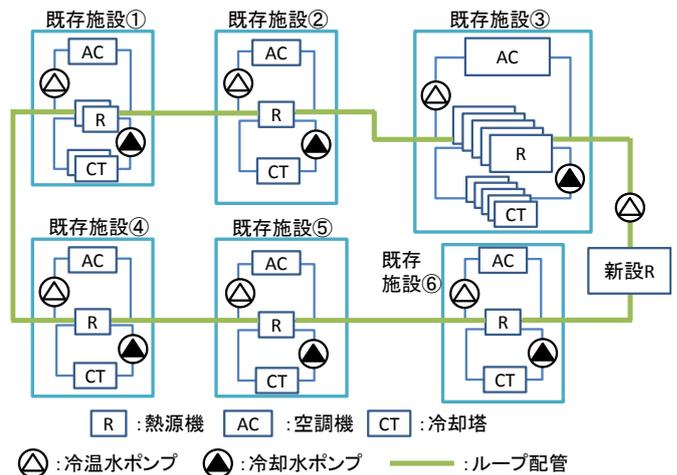


図 7 サーマルグリッド導入後の既存施設の概要図

##### ①サーマルグリッド全体の効果の算出

$$CO2_R = G_R \cdot CF_G + E_R \cdot CF_E \quad \text{式 12}$$

$$G_G = Q_G / (COP_G \cdot HV) \quad \text{式 13}$$

$$COP_G = f(Pl) \quad \text{式 14}$$

$$E_E = E_{EN} \cdot Q_E / Q_{EN} \quad \text{式 15}$$

$$CO2_G = G_G \cdot CF_G + E_G \cdot CF_E \quad \text{式 16}$$

$$CO2_E = E_E \cdot CF_E \quad \text{式 17}$$

$$CO2_{①} = CO2_R - CO2_G - CO2_E \quad \text{式 18}$$

##### ②6号館高効率冷凍機の導入効果

$$E_{TS} = E_T + E_{TC} + E_{TCD} + E_{TCT} \quad \text{式 19}$$

$$CO2_{TS} = E_{TS} \cdot CF_E \quad \text{式 20}$$

$$G_{G6} = Q_{M6} / (COP_G \cdot HV) \quad \text{式 21}$$

$$CO2_{G6} = G_G \cdot CF_G + G_E \cdot CF_E \quad \text{式 22}$$

$$CO2_{②} = CO2_{TS} - CO2_{G6} \quad \text{式 23}$$

##### ③サーマルグリッドによる他施設への高効率冷凍機導入効果

$$P_{TM06} = (Q_{TM} - Q_{U6}) / Q_{TM} \quad \text{式 24}$$

$$E_{TS06} = P_{TM06} \cdot E_{TS} \quad \text{式 25}$$

$$CO2_{T06} = E_{TS06} \cdot CF_E \quad \text{式 26}$$

$$Q_{TM06} = Q_{TM} - Q_{U6} \quad \text{式 27}$$

$$G_{TM06} = Q_{TM06} / (COP_G \cdot HV) \quad \text{式 28}$$

$$CO2_{GTM06} = G_{TM06} \cdot CF_G + G_E \cdot CF_E \quad \text{式 29}$$

$$CO2_{③} = CO2_{TS06} - CO2_G \quad \text{式 30}$$

④2次ポンプのインバータ化による効果

$$CO2_{④} = CO2_{RC} - CO2_{RCN} \quad \text{式 31}$$

$$CO2_{RC} = E_{RC} \cdot CF_E \quad \text{式 32}$$

$$CO2_{RCN} = E_{RCN} \cdot CF_E \quad \text{式 33}$$

⑤その他の効果

$$CO2_{⑤} = CO2_{①} - CO2_{②} - CO2_{③} - CO2_{④} \quad \text{式 34}$$

$CF_G$  : 都市ガス CO2 排出係数(2.15 kgCO2/Nm3)

$CF_E$  : 電気 CO2 排出係数(0.414kgCO2/kWh)

$CO2$  : CO2 排出量(kgCO2)

$HV$  : 高位発熱量(45MJ/Nm3)

$Pl$  : 負荷率(-)

$Q$  : 消費熱量(MJ/h)

$COP$  : 成績係数(-)

$G$  : ガス消費量(Nm3/h)

$E$  : 電気消費量(kWh)  $P$  : 割合

添え字 :  $G$  : ガス吸収式熱源機、 $E$  : 電気式熱源機

$R$  : 運転している熱源機、 $N$  : 定格、 $T$  : ターボ冷凍機、

$TS$  : ターボ冷凍機と周辺機器

$C$  : 冷温水ポンプ、 $CD$  : 冷却水ポンプ、 $CT$  : 冷却塔、 $M$  :

製造、 $U$  : 消費、 $6$  : 6号館

$\phi 6$  : 6号館以外、 $\phi T$  : ターボ冷凍機以外

夏季のサーマルグリッド運転による省エネルギー効果を図 8 に示す。図 8 より測定したサーマルグリッド導入時の CO2 排出量は 53.3tCO2 となり同様の消費熱量を用いて既存熱源での単独運転を仮定したときの CO2 排出量は 169.0tCO2 となった。これらの差は 115.7tCO2 であり、68.4%の削減となった。またサーマルグリッド運転の行われた日別の CO2 排出量を図 9 に示す。よりすべての日で CO2 排出量は減少している。一日の排出量の減少量が最大となったのは 7月 29日 で 6268kgCO2 の減少であり、一日の排出量の減少量が最小となったのは 9月 16日 で 704kgCO2 であった。

7月 29日 での CO2 削減量が大きくなった理由として②と③の効果が大きかったことが挙げられる。これは 6号館負荷すべてをターボ冷凍機が賄い、さらにほかの展示場の負荷も熱融通により賄うことができたため、大きな削減効果が得られたと考えられる。

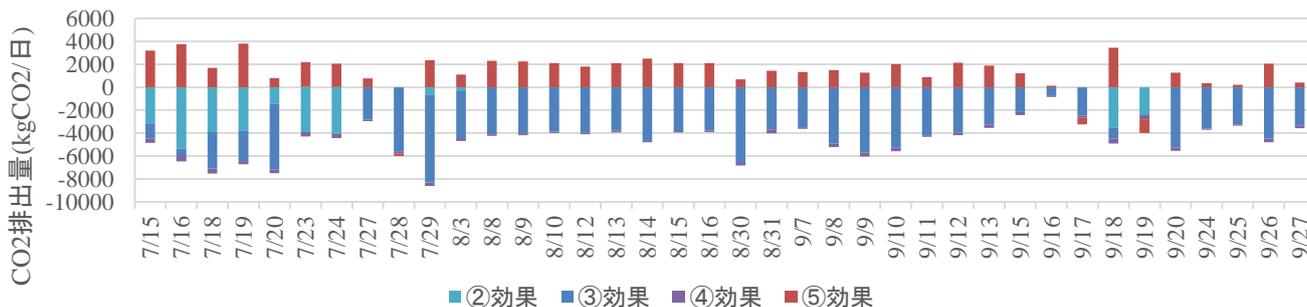


図 9 夏季サーマルグリッド運転日の CO2 排出量

## 5. まとめ

本研究では熱融通が計画されている建物の熱源機運転データを用いて、負荷率と COP を用いたモデルの作成を行い、そのモデルを用いて夏季の熱融通による省エネルギー効果の算出を行った。

- ・負荷率 COP を用いたモデルでは各熱源機において測定データとモデル式は概ね一致し運転特性を再現することができた

- ・逆カルノー効率を用いたモデルではデータの欠損している部分の再現が難しく現時点のデータでは運転特性の再現が難しいと考えられる。

- ・夏季の CO2 排出量はすべての日で削減することができ、一日の最大減少量は 6268 kgCO2 であった。

- ・夏季のサーマルグリッド運転時の CO2 排出量は 53.3tCO2、単独運転時は 169tCO2 であり削減率は 68.4% となった。

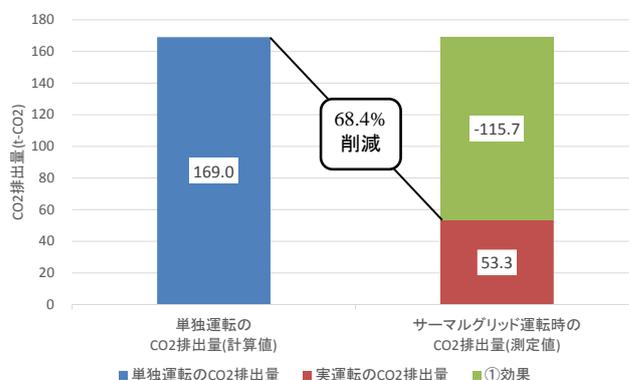


図 8 夏季のサーマルグリッド運転による省エネルギー効果

<参考文献>

- 1) 経済産業省資源エネルギー庁 「エネルギー白書 2014 第 2 部エネルギー動向」 2014 年
- 2) 石川和成ほか、熱源システムの入出力特性データの収集分析(第 1 報)吸収式冷温水機データの報告、空気調和・衛生工学会大会学術研究発表会論文集 2011 年 9 月 14-16(名古屋) p.337-340
- 3) 富樫英介、特性式による圧縮式冷凍機のモデルの提案、空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集 2015 年 9 月 16-18 日(大阪)第 2 巻 p.345-348

## 諮問会質疑とその回答

### 質疑①

・梅宮先生より

質問：一日ごとの省エネルギー効果のばらつきはどの程度あったか

回答：全体として試算を行った日において削減効果は得られたがその大きさは日によって大きく異なる結果となった。省エネ効果の大きい日は7月29日で6268kgCO<sub>2</sub>の減少であり、省エネ効果の小さい日は9月16日で704kgCO<sub>2</sub>であり、各日の平均は3045kgCO<sub>2</sub>の削減となった。

### 質疑②

・西岡先生より

質問：サーマルグリッドを導入したことにより高効率になった効果は結果の中でどこに表れているか

回答：サーマルグリッドと通常の熱融通との相違点は熱源機を相互に利用できる点であると考えており、本研究で対象とした施設の場合は6号館の高効率熱源機を他の号館で利用できることにあると考えています。このため資料内の図9における③効果が今回のサーマルグリッドを導入したことにより高効率になった効果です。

### 質疑③

・小林先生より

質問：建物の更新において、すべての熱源機を更新するのとサーマルグリッドを導入するのではどちらが省エネルギー効果が大きいのか

回答：本施設ではどの熱源機も効率が低いガス吸収式冷温水機であるため、省エネルギー効果が大きくなるのは、すべての熱源機を更新した場合であると考えられるが、サーマルグリッドを導入するよりもコストが大きくなってしまうのが問題であると考えられる。