# A-52

温泉熱の面的利用システムに関する研究						
-熱源水ネットワークシステム内の熱収支の確認-						
	St	udy on Area-wide Hot	Spring Hea	nt Utiliza	ation System	
- Cont	firmat	ion of Heat Balance in	the Heat So	ource W	ater Network System -	
○戴	錦承	(大阪市立大学)	鍋島	美奈子	(大阪市立大学)	
西岡	真稔	(大阪市立大学)	中尾	正喜	(大阪市立大学)	
三毛	正仁	(総合設備コンサルタント	、) 澤部	孝一	(総合設備コンサルタント)	
Jincheng DAI*1 Minako NABESHIMA*1 Masatoshi NISHIOKA*1						
Masaki NAKAO*1 Masahito MIKE*2 Koichi SAWABE*2					SAWABE*2	
*1 Osaka City University *2 Sogo Setsubi Consulting Co., Ltd						

This study conducts a numerical simulation of the heat source water network system. As a result, it was found that the amount of heat from large-scale accommodations that have hot springs and waste hot spring heat recovery facilities to small-scale accommodations without heat recovery facilities has increased compared to the standard model by confirming of each heat balance. Decrease in the system COP was only 0.03.

#### 1.研究背景·目的

#### 1.1 研究背景

再生可能エネルギーのなかでも熱(以降、再エネ 熱と記す)の有効活用促進が求められている。温泉 大国である日本では、未利用エネルギーとしての温 泉熱や排湯熱のポテンシャルは高い。しかし、温泉 街では高温の源泉を保有し熱が余っている事業者と、 購入した源泉を加温しているような熱が足りない事 業者が混在している場合でも、地域全体で面的な再 エネ熱の有効活用を促進する取組みは進んでいない。 温泉熱を面的に活用する熱利用システムとして、柊 本ら」は各施設でのヒートポンプ給湯機の導入を前 提としたシングルループ方式の分散熱源による熱源 水ネットワークシステムを提案し、その効果の試算 を行った。5 つの異なる条件下で「熱源水ネットワ ークシステム」、「個別給湯システム」、「集中型の熱 供給システム」の比較を行い、「熱源水ネットワーク システム(以降、熱源水 NWS と記す)」では温泉の熱 利用量の増加に伴って各宿の施設内熱源水の温度が 上昇し、一次エネルギー消費量が削減され、システ ム COP が増加するという結果を示した。また、冬期 では全ての条件において、熱源水 NWS は集中型や 個別給湯システムに対して一次エネルギー消費量の 削減効果があることを明らかにした。しかしながら、 検証に用いた熱源 NWS のモデルについて詳細な検 討がなされておらず、システム全体の熱バランスが 不明であった。

#### 1.2 研究目的

前述の柊本らの研究を含め、これまでの筆者らの 研究を継承しつつ、本研究では年間を通じて給湯熱 需要量が最も大きい冬期について、熱源水 NWS に おける施設間の熱授受や配管熱収支に着目し、詳細 な比較分析を行う。

2 シングルループ熱源水ネットワークシステム概要
 2.1 システム導入街区の基本状況

本研究では、10 軒の温泉宿が存在するある街区に 熱源水 NWS システムを導入した際の施設間熱収支 を分析する。大規模な温泉宿と小規模の温泉宿の 2 種類、それぞれ 5 軒ずつ計 10 施設が接続する熱源 水ネットワーク配管モデルを構築し、全長 3.5km の 配管ネットワークに大規模宿と小規模宿を交互に等 間隔で配置する(Fig. 1)。大規模宿のみ敷地内に源 泉井戸を保有している。給湯熱需要量については、 給湯熱需要量原単位<sup>1)</sup>に各宿の延床面積(大規模温 泉宿 11,500 m<sup>2</sup>、小規模温泉宿 2,160 m<sup>2</sup>)を乗じて算 出する(Fig. 2)。



### 2.2 シングルループ熱源水 NW の構成

各施設には、温泉や排湯と熱交換した熱源水を循 環させる施設内配管が設置され、熱交換器を介して 余った熱が複数の温泉宿を繋いだ長さ3.5kmの基幹 ネットワーク配管(以降、基幹NWと記す)を通じ て他の施設に融通され、ヒートポンプ式給湯機(以 降、HP 給湯機と記す)の熱源として利用するシステ ム(Fig. 3)である。大規模温泉宿内のシステム(Fig. 4)は排湯用熱交換器、源泉用熱交換器、水熱源 HP 給湯機、上水予熱用熱交換器、基幹NWと熱授受を 行う熱交換器で構成されている。小規模温泉宿内の システム(Fig. 5)は大規模温泉宿内から源泉用熱交 換器を除いたシステムである。温泉熱は優先的に施 設内で利用し、余った熱を基幹NWに熱融通するこ とを基本とする。



#### 3 NWS システムの与条件

実測結果より、熱源水 NWS のシミュレーション モデルの要素は Table 1 のように設定する。排湯流量 はそれぞれの宿で Fig. 6 のような日変動を与える。

熱源水 NWS のモデルに使うヒートポンプ(以後 「HP」)について、LBL の Buildings ライブラリで提 供されているモデル Table 4 を使用する。メーカーか ら提供される定格値と運転データを使用して、最小 二乗法で HP の係数 a を算出し、HP モデルとしてシ ミュレーションを行う。熱交換器モデルは移動単位 数(NTU: Number of Transfer Units)によって定められ るモデルを用いる。このモデルは定格熱流量を入力 し、NTU、熱容量比、熱交換方式で表される伝熱有 効度の関数により交換熱量を決定する。

Table 3 に基幹 NW の配管モデル与条件を示す。断 熱なし、配管自身の熱容量を考えない、土中埋設配 管である。Table 6 には、今回想定した、ベースモデ ルを含めて、4 つの比較条件を示す。Table 7 にはシ ステムに設置したポンプの消費電力を示す。本研究 は、熱源水 NWS を全体的に評価するため、式(8)に 示す給湯熱需要量に対する温泉熱利用量の比、すな わち「温泉熱比」が1の場合について、施設間の熱 収支を確認し、熱源水 NWS 全体の導入効果を分析 と改善を行う。

Table 1 Simulation	n model elements
ce flow rate	2.7kg/s

Source flow rate	2.7kg/s	
Source temperature	53°C	
Hot water drain temperature	38°C	
Soil boundary temperature	Measured value	
Water supply temperature	10°C constant	
Hot water supply load	Measured value in winter	



#### Fig. 6 Drain water in a day





Table 5 Pipe Condition

Pipe Condition	value	Unit	
Soil thermal conductivity	0.2558	(W/mK)	
Pipe heat capacity	1.17×103	(J/kgK)	
Pipe density	1.43×103	(kg/m <sup>3</sup> )	
Pipe inner diameter	100×10-3	(m)	
Pipe outer diameter	114×10-3	(m)	

Table 4 HP Sim	ulation Model
----------------	---------------

$\eta_{PL} = \frac{COP}{\eta_{Carnot,0} \cdot COP_{Carnot}}$	(1)
$\eta_{Carnot,0} = \frac{COP_0}{COP_{Carnot,0}}$	(2)
$COP_{Carnot,0} = \frac{T_{con\_out,0}}{\left(T_{con\_out,0} - T_{eva\_out,0}\right)}$	(3)
$COP_{Carnot} = \frac{T_{con\_out}}{T_{con\_out} - T_{eva\_out}}$	(4)
$y_{PL} = \frac{Q_{con}}{Q_{con,0}}$	(5)
$\eta_{PL} = a_1 + a_2 \cdot y_{PL} + a_3 \cdot y_{PL}^2 + \cdots \cdots$	(6)
$\sum a_i = 1$	(7)
Rated coefficient of performance	$COP_0$
Rated cold water outlet temperature (K)	Teva_out,0
Rated heating amount (kW)	$Q_{con,0}$
Rated hot water outlet temperature (K)	$T_{con\_out,0}$
Rated Carnot COP	COP <sub>Carnot,0</sub>
Rated efficiency	$\eta_{Carnot,0}$

Table 5 Hot spring heat ratio

<i>α</i> =	$Q_H/Q_d \tag{8}$	
α	: Ratio of using amount of hot spring heat to hot water deman	nd
$Q_H$	: Using amount of hot spring heat (kW)	
$Q_d$	: Hot water demand (kW)	

Table 6 Change element of Model

Change	Model			
element	A (Base	B 1	B2	С
Pipe	Cylindrical	Cylindrical	Rigid	Cylindrical
insulation	soil	soil	urethane	soil
Thickness	600mm	1138mm	50 mm	600mm
depth	0.33m	0.6m	×	0.33m
Recovery of hot water exhaust heat from small-scale facility				
	0	0	0	×
Table 7 Pump power consumption				

	11 1	
Pump power	large-scale facility	4.15 kW
consumption	small-scale facility	1.56 kW
	Network	9 kW

# 4.熱源水 NWS モデルのシミュレーション結果4.1 基準モデル(A)

Fig. 7 には大規模・小規模温泉宿の施設内 HP --次エネルギー消費量、補器動力一次消費エネルギー 量と NWS 全体のシステム COP の推移を示す。シス テム COP の日平均値は約 1.17 となった。熱源水温 度については、大規模温泉宿施設内配管平均温度は 約 33.5℃、小規模設内配管平均温度は約 31.6℃、NW 配管平均温度は約32.6℃になった。21時~1時に給 湯負荷が高いことから、一次エネルギー消費量も高 くなっている。4時~7時には給湯負荷が低いため、 一次エネルギー消費量も低くなるが、この時間帯の 補器動力一次消費エネルギー量の割合が高くなりシ ステム COP が下がる。Fig.8 は宿ごとの一日中の NW との熱交換量を示す。符号の意味は Table 2 に示す。 5軒の大規模宿、および5軒の小規模宿はそれぞれ 場所による違いはなく、同じような変動になった。 大規模宿は1時~7時の時間帯にNWへの放熱が大 きくなり、小規模宿は7時にNWからの熱取得が最 大になる。また、大規模宿が NW に供給する熱量に 比べて、小規模宿が NW から利用する熱量が明らか に小さいことがわかった。前述のように、基幹 NW 配管長さは3.5kmであり、その間の熱損失の確認が 必要と考えられる。Fig. 9 は基幹 NW 全体の一日の 熱収支を示す。配管熱損失(配管内水熱容量を含む) が大きく、5軒の大規模宿からNWに供給する熱量 の約6割になることがわかった。残りの約4割が小 規模宿の熱取得となっている。



Fig. 7 Primary energy consumption and system COP



4.2 断熱条件変更モデル(B1, B2)

ここで、断熱性能を変更した B1, B2 効果を検討 する。結果を Fig. 10 に日積算の NW 全体の熱収支 を示す。断熱無しのベースモデル A に比べて、断熱 を考慮したモデル B2 場合は、基幹 NW の配管熱損 失は大幅に下がったことになる。断熱条件を変更し ても、小規模温泉宿の熱交換量はほぼ変わらず、大 規模宿の基幹NWへの放熱量は下がったという結果 になった。現状の小規模温泉宿の設備構成では、仮 に配管の熱損失を減らしても小規模宿のNWからの 受熱量はほとんど増えないことがわかった。



Fig. 10 Results of three Insulation conditions

# 4.3 排湯熱回収条件の変更(C)

小規模宿における、排湯熱回収設備と上水加熱設 備を外したモデル C (Fig. 11) について結果を確認 する。Fig. 12 はモデル C の大規模宿・小規模宿の施 設内 HP 一次エネルギー消費量、補器動力一次消費 エネルギー量と NW 全体のシステム COP の推移を 示す。熱源水温度については、大規模温泉宿施設内 配管平均温度は約 32.6℃、小規模設内配管平均温度 は約26.5℃、NW 配管平均温度は約31.3℃になった。 システム COP の平均値は約 1.14 となり、小規模設 内配管平均温度が下がり、一次エネルギー消費量が モデルAに比べて、19%高くなった。Fig. 13 はモデ ルCにおける各温泉宿のNWとの熱交換を示す。モ デル A より小規模宿の基幹 NW からの受熱量が増 えたことがわかる。Fig. 14 に日積算の NW 全体の熱 収支を示す。基幹 NW の配管熱損失は大規模宿から 基幹 NW に供給する熱量の約3割になり、残りの約 7割が小規模宿の取得熱となる。モデルAと比べて Cは、小規模宿の取得熱量が約3倍以上になり、熱 源水 NWS 全体のシステム COP の低下は僅か 0.03 で あった。本報の結果は温泉熱比1の条件で得られた ものであり、今後は温泉熱比を変更した場合の効果 試算が必要と考える。

#### 5本研究のまとめ

本研究で得られた知見を以下に示す。

(1) 熱源水 NWS の宿間の熱収支を確認したところ、 温泉熱比を1の場合は、基準モデル A における



Fig. 11 System diagram of small-scale facility (Model C)



Fig. 12 Primary energy consumption and system COP





Fig. 13 Amount of heat exchanged to NW (Model C)



 Fig. 14
 Amount of heat exchange to NW

 小規模温泉宿への融通熱量は大規模温泉宿の

 供給熱量の4割程度となった。

- (2) 断熱を想定した B1、B2 モデルの熱収支から、 温泉熱比を1の場合は、小規模温泉宿への融通 熱量はほぼ変わらず、大規模温泉宿の提供熱量 は基準モデルAより6割程度減少した。
- (3) 小規模温泉宿の熱回収設備を外したモデルCの 場合は、融通熱量が大幅に上回り、熱源水 NW 全体のシステム COP の低下は僅か 0.03 であった。

#### 参考文献

 
 枚本一成ら:温泉未利用熱の面的利用システムに関する研究-熱源水ネットワークシステムと集中型の熱供給システムの導入効果の比較,第48回空気調和・衛生工学会近畿 支部学術研究発表会論文集,A-82,2019年

# 潜熱蓄熱槽を用いた低負荷率運転削減による 既存建物の熱源機器の省エネルギー効果に関する研究 Study on energy saving effect of heat source equipment by reducing low load operation using latent heat storage tank

○宮本 秀哲(神戸大学)
 竹林 英樹(神戸大学)
 Hideaki MIYAMOTO\*1 Hideki TAKEBAYASHI\*1
 \*1 Kobe University

The heat source equipment used in existing medium or large buildings is generally designed to maximize the efficiency for peak thermal loads, then operates in partial load for non-peak thermal loads. We propose a simple management system that reduces the partial load operation of heat source equipment by installing a latent heat storage tank in the air conditioning system. In this research, we simulated the heat storage operation using a latent heat storage tank, and examined the possibility of improving the efficiency of heat source equipment.

#### 1. はじめに

既存の大規模建築物の中央熱源方式の熱源機器は図 1 に示す冷凍機の部分負荷特性(LCEM ツール Ver3.10・オ ブジェクト RC-XX1-310S\_400)のように、負荷率が小さ いほど効率が悪いため低負荷率運転時間が長いとエネル ギー消費量が多くなる。この問題を解決する手段として、 特定の負荷率を下回ると熱源を停止し予め熱源を高効率 で運転させ蓄熱した熱を利用する蓄熱空調が考えられる。

潜熱蓄熱材(PCM: phase change material)は顕熱蓄熱 材と比較して容積当たりの蓄熱量が大きく,一定温度で 熱を利用できるため,熱源往還冷水温度の限られた範囲 に対応できる。潜熱蓄熱槽を利用した蓄放熱運転のシミ ュレーションを実施し,低負荷率運転時間削減による熱 源高効率化の可能性を検討した。

# 2. シミュレーション条件

### 2.1 対象建物の概要

神戸市内の大規模事務所ビルを対象とする。建物概要 と室内条件を表1,2 に示す。熱源はLCEM ツールのタ ーボ冷凍機を5台選定した。冷凍機機器仕様を表3に示 す。冷凍機は負荷率が20%未満になると運転を停止する。 空調方式は中央熱源方式で、冷水一次ポンプ、二次ポン プともに定流量ポンプを選定した。空気調和機は対象フ ロア毎に設置した。冷房負荷を対象とし、空調システム のバイパス配管部に潜熱蓄熱槽を設置した(図2)。

夜間の蓄熱時は熱源の運転が低負荷率に到達するまで 蓄熱した。昼間は低負荷率未満の場合,熱源の運転を停止して蓄熱槽からの放熱運転を行った。



Fig.1 Partial load characteristics of heat source equipment

Table.1 Model building property			
Factor	Property		
Floor number	30F		
Total floor area	51,400 m <sup>2</sup>		
Standard floor area	1,560 m <sup>2</sup>		

Table.2 Building heat load conditions

Factor	Property	
Indoor conditions	Temperature: 26°C	
	Relative humidity: 60%	
Air conditioning	April ~ November	
schedule	7 a.m.~17 p.m. on weekdays	
Internal heat	Light: $20W/m^2$ Device: $20W/m^2$	
generation	Residents : $0.2 \text{person}/\text{m}^2$	
	Outside air introduction : 25 $m^3/h$ · person	

# A-53

### 2.2 潜熱蓄熱カプセル

本研究で用いた相変化温度 11℃の潜熱蓄熱カプセル の物性値を表4, 概形を図3に示す。PCM の相変化は相 変化温度±1℃の幅で生じるとし,その温度幅に一定の比 熱(見かけの比熱)が存在すると仮定した(図4)。

# 2.3 潜熱蓄熱槽

潜熱蓄熱カプセルを10 枚重ねて1 ブロックとし,必 要蓄熱量に合わせてブロックを積み重ねた。カプセル間 の凸凹の隙間を冷水が通る。低負荷率の基準を30%とし, 基準負荷率未満の日積算熱負荷を放熱対象とした(図5)。 最大日積算熱負荷から目標蓄熱量を5,400MJとした。

# 2.4 潜熱蓄熱槽の熱収支モデル

蓄熱槽の熱収支モデルを図 6 に示す。槽を 10 層に分 割し蓄熱時の冷水入口側より冷水温度を  $T_{w1} \sim T_{w10}$ , カプ セル温度を  $T_{p1} \sim T_{p10}$ とする。熱収支式は式(1), (2)となる。  $C_w \cdot \rho_w \cdot U_w \cdot (T_{w(n-1)} - T_{wn}) - K \cdot A \cdot (T_{wn} - T_{pn}) = 0$  (1)  $C_p \cdot \rho_p \cdot V_p \cdot (T_{pn} - T_{pn}) / \Delta t = K \cdot A \cdot (T_{wn} - T_{pn})$  (2)  $C : 比熱[kJ/kgK], \rho : 密度[kg/m<sup>3</sup>], U : 流量[m<sup>3</sup>/s],$ K : 熱貫流率[kW/m<sup>3</sup> K], A : カプセルの表面積/一層[m<sup>3</sup>],V : カプセルの体積/一層[m<sup>3</sup>], t : 時間[s]添字 w : 水, p : 潜熱蓄熱材, n : 層番号

Table.3	Refrigerator	equipment	property
---------	--------------	-----------	----------

Factor	Property
Cooling capacity	1,407kW
Cold water temperature	7℃ / 12℃
Cold water flow rate	4,032L/min



Fig.2 Air conditioning system

Table.4 PCM capsule physical property<sup>1)</sup>

-	
Factor	Property
Principal component	Na2SO4 · 10H2O
Container size	315mm*280mm*30mm
PCM weight	2.0kg
Latent heat amount	127kJ/kg
Density	1,485kg/m <sup>3</sup>



Fig.3 Latent heat storage capsule



Fig.4 Specific heat (Phase change temperature: 11°C)



Fig.5 Daily cumulative heat load (low load factor condition: 30%)



Fig.6 Heat storage tank model

# 3. シミュレーション条件

# 3.1 蓄熱シミュレーション

蓄熱槽全体で相変化を完了させるために、低負荷率の 基準 30%(蓄熱槽出口冷水温度 8.5℃)を下回った時に 熱源を停止し、冷水を再循環させて蓄熱した場合の蓄熱 カプセル内温度 ( $T_{p1} \sim T_{p10}$ ),蓄熱槽出口冷水温度 ( $T_{w10}$ ), 熱源 COP の時間変化を図 7 に示す。1 時間 50 分で蓄熱 槽全体の相変化が完了した。

### 3.2 放熱シミュレーション

放熱時の蓄熱カプセル内温度(T<sub>pl0</sub>~T<sub>pl</sub>),蓄熱槽入口 冷水温度(T<sub>wl0</sub>),出口冷水温度(T<sub>wl</sub>)の時間変化を図8 に示す。蓄熱槽全体の初期温度は蓄熱終了時の温度で, 蓄熱槽出口冷水温度が空調機の許容限界温度に至ると放 熱運転を終了する。負荷率30%に相当する負荷が継続す る場合の冷水温度が蓄熱槽に4,032 L/min で流入する。蓄 熱槽全体の相変化が完了した。

#### 3.3 代表日・年間の蓄放熱運転

代表日は蓄熱対象の日積算熱負荷(図5)の最大日(4月19日)と前日(4月18日)とした。代表日及び年間の蓄放熱運転なし、ありの場合のシステム全体の電力消費量と平均熱源 COP を図9,10,11 に示す。蓄放熱運転により熱源平均 COP は向上し、電力消費量が減少する。放熱対象負荷が大きい19日は省エネルギー効果も大きい。



Fig.7 Change of internal temperature of heat storage tank (charge)



Fig.8 Change of internal temperature of heat storage tank(discharge)



Fig.9 Power consumption and COP (April 18th)



Fig.10 Power consumption and COP (April 19th)



Fig.11 Power consumption and COP (yearly)

#### 4. 蓄熱槽容量の検討

熱源の低負荷率の基準を以下の通り蓄熱時と放熱時で 区別して設定し,年間の省エネルギー運転の可能性をシ ミュレーションにより検討した。

・蓄熱時の低負荷率基準:蓄熱時に熱源停止と冷水再循 環開始を判定する負荷率(20~50%,5%間隔で設定)

・放熱時の低負荷率基準:低負荷の場合に熱源停止と放 熱開始を判定する負荷率(25~50%,5%間隔で設定)

#### 4.1 年間省エネルギー量

低負荷率の基準を変更して実施したシミュレーション 結果の蓄熱時低負荷率,放熱時低負荷率,蓄熱槽容量毎 の年間省エネルギー量を図 12 に示す。蓄熱時低負荷率 50%,放熱時低負荷率50%,蓄熱槽容量18,796MJで年間 省エネルギー量が最大の8,754kWhとなる。放熱時低負 荷率の基準が一定で,蓄熱時低負荷率の基準が増加して 蓄熱槽容量が増加すると,放熱対象の日積算熱負荷が増 加するため,年間省エネルギー量も増加する。

### 4.2 単位省エネルギー量

蓄熱槽容量1GJあたりの省エネルギー量を単位省エネ ルギー量とする。蓄熱時低負荷率,放熱時低負荷率,蓄 熱槽容量毎の年間単位省エネルギー量を図13に示す。蓄 熱時の低負荷率基準25%,放熱時の低負荷率基準35%, 蓄熱槽容量2,794MJで単位省エネルギー量が最大の 973kWh(省エネルギー量2,717kWh)となる。

放熱時の低負荷率基準25%,30%の場合,または,放熱時の低負荷率35%で蓄熱時の低負荷率基準が大きく蓄熱 槽容量3,000MJ以上の場合,または,放熱時の低負荷率 基準40%,45%,50%で蓄熱時の低負荷率基準が大きく蓄 熱槽容量5,000MJ以上の場合,蓄熱槽容量が増加しても 放熱対象の日積算熱負荷はあまり増加しないため,単位 省エネルギー量は減少する。

単位省エネルギー量の上位10%は、単位省エネルギー 量と蓄放熱低負荷率差の関係を示した図14の赤でプロ ットした部分で、蓄熱時と放熱時の低負荷率の差が 10%,15%の場合が多い.これは放熱時低負荷率を大きく した場合の、蓄熱時の低負荷率運転の影響と放熱対象負 荷の増加の影響がバランスする範囲を示していると考え られる.

#### 5.結論

既存の大規模事務所ビルの中央熱源方式の空調システムを対象として,潜熱蓄熱槽を利用した蓄放熱運転による,熱源機器の低負荷率運転時間削減による高効率化の可能性を検討し,エネルギー消費量削減効果を定量的に評価した。蓄放熱運転により熱源機器の平均 COP は向上し,電力消費量が減少した。特に放熱対象の熱負荷が大きい日に省エネルギー効果が大きい。







**Fig.13** Relationship between heat storage tank capacity and annual energy saving per unit heat storage tank capacity



Fig.14 Relationship between annual energy saving per unit heat storage tank capacity and low load factor difference

熱源の低負荷率の基準を変更して放熱対象となる熱負 荷を増やし、省エネルギー効果を増加させる可能性を検 討した。熱源低負荷率の基準を緩和(大きく)して蓄熱 槽容量を増加させると放熱対象の熱負荷が増えるため、 年間の省エネルギー量が増える傾向にある。

潜熱蓄熱槽を利用した蓄放熱運転により効果的にエネ ルギー消費量を削減するために,蓄熱槽容量あたりの単 位省エネルギー量を指標として,最適な蓄熱槽容量の選 定方法が明らかになった。

#### 参考文献

1)株式会社ヤノ技研 http://www.yano-giken.com/index.html

# 通信業建物のエネルギー需要推計モデルの開発と温暖化対策導入効果の評価 Building stock energy modeling foe Japanese telecommunication sector and CO2 emissions reduction potential estimation

 西島 拓海(大阪大学)
 山口 容平(大阪大学)

 鳴川 公彬(大阪大学)
 山下 皓太郎(大阪大学)

 下田 吉之(大阪大学)

Takumi Nishijima\*1 Yohei Yamaguchi\*1 Masaaki Narukawa\*1 Kotaro Yamashita\*1 Yoshiyuki Shimoda\*1 \*1 Osaka University

This study develops a building stock energy model of the Japanese telecommunication industry. The modeling involves a development of reference building models (RBMs) representing the building stock, a simulation of building energy demand using RBMs and an aggregation of total energy consumption considering the stock composition. By using the model, we estimated potential carbon dioxide emission reduction in the industry by the year 2030. It was estimated that carbon dioxide emissions could be reduced by 1.7 to 2.3 M tons in 2030, which would be equivalent to 63 to 75% of the carbon dioxide emissions in 2013.

#### 1. 背景・目的

地球温暖化対策計画<sup>1</sup>)は業務部門の2030年度の二酸化 炭素(CO<sub>2</sub>)排出量削減目標を2013年度比51%としてお り、いかなる技術的変化により削減目標を実現するか明 らかにすることは重要である。本研究が対象とする通信 業は業務部門全体の二次エネルギー消費量の1.4%を占め ており<sup>2</sup>),規模は小さいが,通信量の増加などの要因によ り今後のエネルギー需要が大きく増加する可能性があり, 通信業建物のエネルギー需要を定量化することは重要で ある。

Kishita ら<sup>3</sup>は統計的手法により通信業の将来の電力消 費推定するモデルを提案し、外部要因の変化と省エネ対 策の双方を想定したシナリオプランニング手法を用いて、 通信業の電力消費を分析している。低炭素社会戦略セン ター<sup>4</sup>はネットワーク構造に一定の前提を置き、ネットワ ーク関連消費電力の推定を行い、どのような課題がある かを検討することで、2030年、2050年の電力消費を推計 している。これらの研究はエネルギー需要の将来予測を 目的とするものであり、CO<sub>2</sub> 排出量削減ポテンシャルは 推計されていない。

CO2 排出量削減ポテンシャルは、技術普及量と技術普及によりもたらされる削減効果により決まる。そのため、地球温暖化対策計画では、対策項目別に一単位の対策導入により得られる削減原単位と導入量を積和することでCO2排出削減量を定量化している。しかし、対策導入効果は気象条件、建築仕様、設備仕様、建物の使われ方により異なるため、これらの要因を無視した同計画の推計結果

には大きな誤差が含まれる可能性がある。これらの影響 因子を考慮して削減ポテンシャルを推計する方法に Building stock energy model (BSEM) を使用する方法があ る。BSEM ではエネルギー需要特性に基づいてストック を類型化し、類型別に代表モデルを作成する。代表モデル は具体的な建築仕様,設備仕様,運用条件に関するデータ セットであり、代表モデルを使用したシミュレーション により業務施設では延床面積当たりのエネルギー消費原 単位を定量化する。原単位と類型別延床面積の積和によ りストック全体のエネルギー消費量を定量化する。CO2 排出量削減ポテンシャルは省エネルギー技術を採用した 代表モデルのストック構成比率の増加させることにより 定量化することができる。Shibuyaら<sup>5</sup>は日本の事務所ビ ルを対象とする代表モデルを構築し、気候変動による温 度上昇を考慮してエネルギー消費量を推計している。 Yamaguchi ら<sup>の</sup>は日本の事務所, 宿泊, 医療, 小売, 学校 施設を対象とする BSEM を開発し、CO2 排出量削減ポテ ンシャルを推計している。しかし、通信業を対象とする BSEMは開発されていない。

以上の背景から本研究は、通信業のBSEMを開発し、 2030年までのエネルギー需要を推計した上で、各種温暖 化対策の導入による CO<sub>2</sub>排出量削減ポテンシャルを推計 することを目的とする。

#### 2. 開発モデルと計算ケースの設定

2.1 ストックの類型化と類型別ストックの推計 通信ビルではストックの分布に関する統計が少なく, 収容設備に関するデータもほとんど見られない。そこで 本研究では通信ビルストックを立地と施設規模により類 型化した。Table.1 に考慮した類型を示す。

Table.1 Segmentation category

	Segments
Location	Hokkaido, Tohoku, Kanto, Hokuriku, Chubu, Kansai,
	Chugoku, Shikoku, Kyushu, Okinawa
Area	$300 \text{ m}^2 \text{ or smaller (CL1)}, 300 \text{ m}^2 \text{ to } 2,000 \text{ m}^2 \text{ (CL2)},$
	2,000 m <sup>2</sup> to 10,000 m <sup>2</sup> (CL3), and
	10,000 m <sup>2</sup> or larger (CL4)

通信ビルストックの類型別延床面積を推計した。各立 地地域の収容局から100件をそれぞれランダムに抽出し, それぞれの建物の GIS データ<sup>7</sup>の延床面積の値を用いて 立地地域別の延床面積区分比率を算出し,求めた延床面 積区分比率と各立地地域における収容局の総数との積に より類型別通信ビル数を算出した。その後,各類型の代表 モデルの延床面積との積により類型別延床面積を算出し た。推計した類型別延床面積をFig.1 に示す。



Fig.1 Total floor area by segments

### 2.2 代表モデルの作成

代表モデルは建築仕様,設備仕様,建築・設備の運用条件に関する具体的な条件を定めたものである。Hara ら<sup>8)</sup>は通信ビルを対象として通信ビルの延床面積と電力原単位や機械室面積比率との関係を明らかにした。

建築仕様では Hara らにおける各類型のサンプルの平均 延床面積を代表モデルの延床面積に設定し、Yamaguchi ら <sup>9</sup>の事務所ビルモデルと同じ延床面積, 階数を与えた。通 信ビルのフロアは建物の北側から順に共用部, 通信設備 室, オフィスルームの 3 つのゾーンに分割した。各ゾー ンの延床面積比率は Hara らの文献に基づき, 各ゾーン比 率を設定した。

収容設備については,通信設備はHaraら<sup>8</sup>における通 信設備室面積と電力原単位の関係から通信設備電力原単 位を計算して設定した。空調については,通信設備室には 高顕熱設計の空調機<sup>10</sup>(冷房 COP:4.4)が収容されている と想定した。また,通信ビルでは給電設備と呼ばれる高負 荷な電気を安定供給するための設備が収容されているた め,給電設備が収容されていると想定した。NTT 西日本 が公開している電力内訳<sup>11)</sup>によると,電力ビルの約15% を給電設備が占めている。このことから,給電設備の損失 係数が15%として設定した。

通信設備室における通信設備,空調の稼働スケジュール は常に稼働していると仮定し、人員の出入りは全くない ものとして計算を行った。

#### 2.3 代表モデルを用いたエネルギー需要推計

代表モデルを用いたエネルギー需要の推計にはアメリカ Department of Energy が開発している EnergyPlus 8.6<sup>12)</sup>を用いた。なお、気象区分は前述の地域区分に対応して、 札幌、仙台、東京、新潟、名古屋、大阪、広島、松山、福岡、那覇の気象台で観測された 2013 年度 AMEDAS データ<sup>13</sup>から EnergyPlus 用の気象データを作成して用いた。

#### 2.4 エネルギー需要の積み上げ

2.1 節で算出した通信ビルの類型別延床面積と、2.3 節 において代表モデルに基づいて定量化された床面積あた り原単位との積和によりエネルギー消費総量を定量化し た。なお、本モデルではガスなどの燃料駆動の熱源を考慮 しなかったことから、エネルギー消費のすべてが電力と して推計される。

#### 2.5 温暖化対策の導入効果の評価

Table.2 に考慮した対策を示す。地球温暖化対策計画に おける業務部門の削減目標の中で全業務施設を対象とし て検討されている建築物の省エネルギー化,機器の省エ ネ性能向上の2つを考慮した。また,機器の中でも通信 業において影響が大きいと考えられる通信設備,給電設 備,空調の3つの設備についてそれぞれ対策を検討した。 建築物の省エネルギー化については,ストック全体の外 皮性能が高水準になると想定し,給電設備と空調の省エ ネ性能の向上については,従来のペースで機器効率が向 上すると想定した。

通信設備の電力需要については通信量や通信設備効率 に依存するため、不確実性が大きい。そのため、通信量と 通信設備効率の変化を想定し、通信設備の電力需要を推 計した。総務省は国内通信量<sup>14)</sup>を公表しており、2013 年 から2019年における前年比増加率の3年間移動平均をも とに、年率30%~46%で増加すると想定した。通信設備機 器効率については、低炭素社会戦略センター<sup>41</sup>が示してい る2010~2020年のキャリア向けルータの機器仕様におい て機器効率が年率1.6倍で増加していることから、理想的 な効率向上が進んだ場合,年率 1.6 倍で機器効率が向上 し,無対策のケースでは2020年から通信設備の機器効率 が向上しないと想定した。なお,通信量の影響を受けるル ーティング機器などは2013年度時点で通信ビル内の通信 設備の電力消費の半分を占めており,それ以外の通信設 備の電力需要は変わらないと想定した。通信設備の電力 需要の将来推移の推移結果を Fig.2 に示す。このように 2013年度比の0.51倍~1.89倍になると推計された。

CO<sub>2</sub> 排出の推計において,地球温暖化対策計画より 2013 年の電力 CO<sub>2</sub> 排出係数は 0.57 kg-CO<sub>2</sub>/kWh<sup>1</sup>, 2030 年は 0.25 kg-CO<sub>2</sub>/kWh<sup>1</sup>を用いた。

Table.2 Energy conservation measures to consider

	Assumption
Insulation	Add 15 mm of insulation to the exterior walls.
Equipment	Set for changes in communication demand.
	(described later)
PowerSupply	Reduce losses from power supply by 10%.
Cooling	Improve cooling COP by 1.7 % per year.



Fig.2 Electricity demand forecast for communication equipment thorough 2030FY

#### 3. エネルギー需要推計

#### 3.1 2013 年度の推計結果

2013 年度における通信ビルの年間電力需要の推計結果 を Fig.3 に示す。Fig.3 では最終用途,立地地域別にデータ を表示している。日本全国の通信ビルの年間電力需要は 4.6 TWh と推計され,2013 年における NTT 東日本と西日 本の年間電力消費である4.3 TWh と非常に近い値となり, 総合エネルギー統計<sup>2)</sup>の通信業の電力消費の約73%をカ バーしている。通信ビルの年間 CO<sub>2</sub>排出量は2.6 Mt-CO<sub>2</sub> と推計された。最終用途では通信設備の比率が62%と非 常に高く,次点で給電設備や冷房の比率が大きい。立地地 域では関東,中部,関西の比率が高い。

次に、2月、5月、8月における1時間ごとの平均電力

需要を Fig.4 に示す。Fig.4 では最終用途別に電力需要を 表示している。通信ビルの平均電力需要が、2 月では 4.9 GW、5 月では 5.2 GW、8 月では 6.1 GW と推計された。 また、一年を通して電力需要は 0.44 GW~0.64 GW になる と推計された。これらの代表月において 8 時に電力需要 が大幅に増加しているが、これは通信ビル内のオフィス スペースが稼働し始めることによるものである。



Fig.4 Average electricity demand in typical months

#### 3.2 温暖化対策導入効果の推計結果

考慮した各対策が導入された時の電力需要の変化を Fig.5 に示す。Fig.5 では各項目について無対策のケースを BAU,断熱性能の向上を Ins,通信設備,給電設備,空調 の機器省エネ性能の向上をそれぞれ Equip, Supply, COP で示している。通信ビルの年間電力消費は通信設備の機 器効率の向上により 41%,給電設備により 1.8%,空調に より 2.9%減少した。一方で、断熱性能を向上させた場合 には通信ビルの年間電力消費は 0.2%増加した。通信設備 の機器効率の向上による削減量が非常に大きく、断熱性 能の向上による削減はほとんど見られなかった。

Fig.6 に通信量が最小及び最大になるケースについてそれぞれ対策を導入しない場合(BAU)とすべての対策を 導入する場合(All)の年間電力消費を示す。図中のプロ ットは CO<sub>2</sub>排出量を示す。2013年度では年間電力消費量 が 4.6TWh, CO<sub>2</sub>排出量が 2.6 Mt-CO<sub>2</sub>である。通信量が最 小の場合,無対策のケースでは電力消費が4.1 TWh, CO<sub>2</sub> 排出量が1.0 Mt-CO<sub>2</sub>となり,全ての対策を導入したケー スでは電力消費が2.6 TWh, CO<sub>2</sub>排出量が0.65 Mt-CO<sub>2</sub>と なった。通信量が最大の場合,無対策のケースでは電力消 費が8.2 TWh, CO<sub>2</sub>排出量が2.1 Mt-CO<sub>2</sub>となり,全ての対 策を導入したケースでは電力消費が4.0 TWh, CO<sub>2</sub>排出量 が0.99 Mt-CO<sub>2</sub>となった。対策を行わないケースではCO<sub>2</sub> 排出量は2013 年度比で22~60%削減される。対策による 効果は通信量が大きいケースでは特に大きく,対策を行 うことにより,CO<sub>2</sub>排出量は2013 年度比で63~75%であ る1.7 Mt-CO<sub>2</sub>~2.3 Mt-CO<sub>2</sub>削減できることがわかった。





#### 4. まとめ

本研究では、通信業を対象として BSEM を開発し、2030 年までのエネルギー需要を推計した。その結果、実態値と の比較により本モデルはある程度妥当な推計が行われて いることが確認でき、通信業の約 73%をカバーできるモ デルとなった。

また,通信設備の電力需要の変化を推計し,各種温暖化 対策の導入による CO<sub>2</sub>排出量削減ポテンシャルを推計し た。通信設備の電力需要は 2030 年には 2013 年度の 0.51~1.89 倍になると推計された。建築の省エネルギー化 と機器の省エネ性能向上により,通信業における CO<sub>2</sub>排 出量は 2013 年度比で 63~75%である 1.7~2.3 Mt-CO<sub>2</sub>/year 削減可能であると推計された。

#### 謝 辞

本研究は JSPS 科研費 20H02312 の助成を受けたものである。

# 参 考 文 献

- 1) 内閣官房,地球温暖化対策計画,2021年10月
- 2) 総務省,総合エネルギー統計 2013 年
- Yusuke Kishita, Yohei Yamaguchi, Yasushi Umeda, Yoshiyuki Shimoda, Minako Hara, Atsushi Sakurai, Hiroki Oka and Yuriko Tanaka. Describing Long-Term Electricity Demand Scenarios in the Telecommunications Industry: A Case Study of Japan. Sustainability 2016,8,52.
- 4) 国立研究開発法人科学技術振興機構低炭素社会戦略センター,情報化社会の進展がエネルギー消費に与える影響
   (Vol.3) -ネットワーク関連消費エネルギーの現状と将来 予測および技術的課題-,2021年2月
- Shibuya, T., & Croxford, B. (2016). The effect of climate change on office building energy consumption in Japan. Energy and Buildings, 117, 149–159. https://doi.org/10.1016/J.ENBUILD.2016.02.023
- 6) Yamaguchi, Y., Kim, B., Kitamura, T., Akizawa, K., Chen, H., & Shimoda, Y. (2022). Building stock energy modeling considering building system composition and long-term change for climate change mitigation of commercial building stocks. Applied Energy, 306, 117907.

https://doi.org/10.1016/J.APENERGY.2021.117907

- 7) ESRI ジャパン, ArcGIS データコレクション, 詳細地図 2014
- 8) Minako Hara, Atsushi Sakurai, Hiroki Oka, Yuriko Tanaka, Yohei Yamaguchi, Yusuke Kishita, Yasushi Umeda, Yoshiyuki Shimoda, Analysis modeling for electricity consumption in communication buildings, Proceedings of EcoDesign 2015 International Symposium.
- Yamaguchi, Y., Shimoda, Y., "District-scale Simulation for Multipurpose Evaluation of Urban Energy Systems", Journal of Building Performance Simulation, Vol. 3, (2010), pp.289-305.
- 空冷式空調機/床置型<FMACS®-V> | ソリューション | NTT ファシリティーズ,

https://www.ntt-f.co.jp/service/data\_center/data\_fmacsv/

- NTT 西日本技術革新部, NTT 西日本におけるグリーン ICT の取り組み, NTT 技術ジャーナル 2009 年 9 月号, (2009), pp.58-61
- 12) EnergyPlus, EnergyPlus 8.6.0, September 2016, https://energyplus.net/, 最終アクセス日 2021 年 12 月 13 日
- 13) 気象業務支援センター:気象データベース・アメダス,ウ ェザートーイ.2014
- 14) 総務省 | 報道資料 | 我が国のインターネットにおける
   トラヒックの集計・試算,(最終閲覧日:2022.02.03)

# 半透明太陽光発電パネル設置温室の空調用消費電力量と発電量の試算 -日本各地の気象条件の違いによる比較-

# Estimating power consumption for air conditioning and generated energy in semitransparent organic solar cells integrated greenhouse : a comparison of calculation results in different climates in Japan

〇武 竜雅(大坂市立大学) 鍋島 美奈子(大坂市立大学) 西岡 真稔(大阪市立大学)
 Ryoga Take\*1 Minako Nabeshima\*1 Masatoshi NISHIOKA\*1
 \*1 Osaka City University

This study focuses on the compatibility between agricultural solar sharing and semitransparent organic solar cells and estimates the energy balance of greenhouse integrated semitransparent organic solar cells (ST-OSC). We confirmed the discrepancies in those results of power consumption for air conditioning and generated energy with ST-OSC by changing weather condition, materials of greenhouse's roofs and walls, and air conditioning setting. As a result, the possibility of achievement of Net Zero Energy Building (NZEB) and a way to accomplish NZEB are shown.

- 1. はじめに
- 1.1. 研究背景·研究目的

近年、地球温暖化の深刻化に対して温室効果ガスの排 出抑制が求められており、再生可能エネルギー、特に日本 では太陽光発電のさらなる導入拡大が進められている。 しかし大規模太陽光発電の導入は減少傾向にあり、今後 は荒廃農地への導入や営農型太陽光発電の拡大が想定さ れている。また、半透明の太陽光発電パネル(半透明 PV) を活用した営農型太陽光発電の新たな形が考えられてい る。半透明 PV を設置した温室に関する既往研究として、 Ravishankar は半透明 PV 下でレタスの栽培実験<sup>1)</sup>と半透 明PVを設置したガラスハウスのエネルギー収支の算出2) の研究を行った。栽培実験1)では通常のレタスより75~ 80%程度乾燥重量が軽くなったが、半透明 PV 下での栽培 は十分可能であることが示された。エネルギー収支の算 出<sup>2)</sup>では、気候の異なる3地点の気象条件で結果の算出 を行い、気象により NZEB (Net Zero Energy Building) の達成が可能であるという結果が示された。

1.2. 本研究の新規性

既往研究<sup>2)</sup> では熱収支式による空調負荷の算出が行われたが、水平方向の壁面の貫流熱が考慮されていなかった。熱貫流率が高いガラスで構成されているガラスハウスの空調負荷算出の際は、壁面の貫流熱についても考慮する必要があると考えられる。また壁面の貫流熱を考慮していないため、ガラスハウスの外皮材料の違いによる影響や空調の設定を変更することによるNZEBの達成可能性について調査が行われていない。そこで本研究ではガラスハウスの外皮材料・空調の稼働条件設定・日本各地

の気象条件を変化させた場合の空調負荷と空調用消費電力量、及び半透明 PV による発電量の試算を行い、半透明 PV を導入したガラスハウスの NZEB 達成可能性について調査を行う。本報ではガラスハウスの熱収支計算モデルを用いて空調負荷を計算し、ヒートポンプ COP で空調負荷を除することで空調用消費電力量を計算する。半透明 PV による発電量は各地の日射量と半透明 PV の電力変換効率により算出する。機器損失係数等は考慮していない。

2. ガラスハウスエネルギー収支

ガラスハウスの熱収支計算により室内空調用消費電力 量、半透明 PV による発電量を計算する。

2.1. ガラスハウス設定条件

熱収支に関わる設定について、以下 A) ~G) に示す。A) ~D) については文献<sup>2)</sup> を参考に設定した。

- A) 室内地表面はすべて植物が覆っている。
- B) 室内に入射した日射の内、50%が室内顕熱、25% が植物に吸収され潜熱に変換され、残りの25%は 室外に出ていく。
- C) 夜間は室内に保温カーテンを展開。
- D) 半透明 PV を設置しないハウスは 5~9 月中、遮光 率 50%の遮光カーテンを展開。
- E) 空調の稼働条件は高水準の条件①(Table 1)と低水準の条件②(Table 2)の2種類を設定。
- F) 省エネルギー地域区分に基づいて8地域(夕張・ 札幌・盛岡・長野・新潟・大坂・鹿児島・那覇) の気象条件で結果を算出。
- G) ガラスハウスの外皮について、Table 3 に示す7種 類を設定。各種材料の熱的性質に関しては、Table 4 に示す。

A-55

ガラスハウス概要

本研究で扱うガラスハウスの大きさ・方位に関する図 を Fig. 1 に、夜間におけるガラスハウス室内熱収支の概 要図を Fig.2、日中における熱収支概要図を Fig.3 に示す。

# 2.2. 空調負荷計算

Fig. 1 で示した規模のガラスハウス室内の潜熱収支式 を式(1)に、夜間の顕熱収支式を式(2-1),(2-2)に、日中 の顕熱収支式を式(3)に示す。既往研究<sup>2)</sup>では、ガラスハ ウスの屋根面や室内空気ごとに放射と対流の熱収支式を 解いて空調負荷を算出していたが、本研究では総合熱伝 達率(熱貫流率)を用いて空調負荷を算出している。夜間 は室内が保温カーテンにより2つの空間に分断されるた め、式(2-1)、(2-2)の連立方程式を解くことになる。結果 として、暖房負荷は+(プラス)の符号で、冷房負荷と除 湿負荷については-(マイナス)の符号で算出される。



Fig. 1 The size and direction of greenhouse



Fig. 2 Schematic of the energy fluxes for greenhouse in the night



Fig. 3 Schematic of the energy fluxes for greenhouse in the daytime

Table 1 High level air conditioning setting

	Heating	Cooling	Dehumidifying
Dautima	When indoor temperature	When indoor temperture	
Dayume	goes below 21°C	exceeds 28°C	When relative humidity
Night	When indoor temperature	When indoor temperture	exceeds 80%
	goes below 17°C	exceeds 25°C	

 Table 2
 Low level air conditioning setting

	Heating	Cooling	Dehumidifying
Daytime	When indoor temperature	When indoor temperture	When relative humidity
Night	goes below 12°C	exceeds 33°C	exceeds 80%

Case No.	Wall material	Roof material
(1)	A pane of glass	A pane of glass
(2)	A pane of glass	ST-OSC
(3)	A pane of glass	Low-e ST-OSC
(4)	Double glazing	Low-e ST-OSC
(5)	Low-e double glazing	Low-e ST-OSC
(6)	ST-OSC	ST-OSC
(7)	Low-e ST-OSC	Low-e ST-OSC

$q_d = -\{l_w\}$	$v_a Q(x_i - x_o)$	(1)
	$+0.25(aQ_{solar,r}+bQ_{solar,w})$ }	
q <sub>heat(cool)</sub> =	$= -\{A_w K_w (\theta_{i1} - \theta_{SAT,W})\}$	(2-1)
	$+ c_a \gamma_a Q_1 (\theta_{i1} - \theta_o)$	
	$+A_xK_x(\theta_{i1}-\theta_{i2})\}$	
$A_r K_r(\theta_{i2} -$	$-\theta_{SAT,r)} + c_a \gamma_a Q_2 (\theta_{i2} - \theta_o)$	(2-2)
	$+A_{x}K_{x}(\boldsymbol{\theta}_{i2}-\boldsymbol{\theta}_{i1})=0$	
q <sub>heat(cool)</sub> =	$=A_{w,n}K_w(2\theta_i-\theta_{SAT,w,n}-\theta_{SAT,w,s})$	(3)
	$+A_{w,e}K_w(2\theta_i-\theta_{SAT,w,e})$	
	$-\theta_{SAT,w,w} + c_a \gamma_a Q(\theta_i - \theta_o)$	
	$+A_rK_r(2\theta_i-\theta_{SAT,r,e})$	
	$- \boldsymbol{\theta}_{SAT,r,w} )$	
	$+0.5(aQ_{solar,r}+bQ_{solar,w})$	
$A_{w,m}$	: Area of wall facing direction $m(m^2)$	
K <sub>w</sub>	: Heat transmission coefficient of wall (W/n	n²K)
$A_{r,m}$	: Area of roof facing direction $m$ (m <sup>2</sup> )	
K <sub>r</sub>	: Heat transmission coefficient of roof (W/m	n²K)
$A_x$	: Area of heat reserving curtain (m <sup>2</sup> )	
K <sub>x</sub>	: Heat transmission coefficient of curtain (W	//m²K)
$c_a \gamma_a$	: Volumetric specific heat (kJ/m <sup>3</sup> K)	
$l_w$	: Latent heat of vaporization of water (kJ/kg	g)
Q	: Ventilation volume (m <sup>3</sup> )	
$\theta_{i(o)}$	: Indoor (outdoor) temperature (°C)	
$\theta_{SAT,k,m}$	: Sol-air temperature of k facing m (°C)	
<i>xi</i> ( <i>o</i> )	: Indoor (outdoor) absolute humidity (kg/k	g')
$Q_{solar,k}$	: Solar radiation reaching k (W)	
a	: Solar transmittance of roof (-)	
b	: Solar transmittance of roof (-)	
$q_d$	: Dehumidifying load (W)	
<b>q</b> <sub>heat(cool)</sub>	: Heating (cooling) load (W)	

	Solar transmittance	Solar absorptance	Heat transmission coefficient of wall (W/m <sup>2</sup> K)	Heat transmission coefficient of roof (W/m <sup>2</sup> K)
A pane of glass	84.0	8.5	4.76	5.29
Double glazing	74.4	12.2	2.95	-
Low-e double glazing	48.3	24.9	1.94	-
ST-OSC	36.0	64.0	4.76	5.29
Low-e ST-OSC	36.0	64.0	3.14	3.99

Table 4 Thermal property of materials of greenhouse's roofs and walls

#### 2.3. 空調用消費電力の算出

式(4)に空調用消費電力量の算出式を示す。消費電力を 算出する際に必要なヒートポンプ COP については参考文 献<sup>3)</sup>より冷房時 COP=4.75、暖房時 COP=5.30 と設定した。

2.4. 半透明 PV による発電量の算出

式(5)に半透明 PV による発電量の算出式を示す。半透明 PV の日射吸収率及び、その発電効率については参考文献<sup>2)</sup>より引用している

#### 3. 算出結果

2.2~2.4 で示した式より算出した空調負荷及び消費電力量、発電量についての結果を記載する。

#### 3.1. 空調負荷

ここでは、大阪の気象条件で算出した空調負荷の結果 を示す。屋根面を低放射特性半透明 PV、壁面を単板ガラ スに設定した Case(3)の暖房負荷の結果を Fig.4 に、冷房 負荷の結果を Fig.6 に示す。負荷は壁面・上部からの貫流 熱、換気による熱移動、日射による熱取得に分けて積み上 げグラフとして表示している。また、屋根面の設定はその ままに、壁面を低放射ペアガラスに設定した Case(5)の暖 房負荷の結果を Fig.5 に、冷房負荷の結果を Fig.7 に示す。 暖房負荷・冷房負荷ともに壁面を低放射ペアガラスにし

$E_c = \frac{q_{heat}}{COP_{heat}}$	$+\frac{q_{cool}+q_d}{COP_{cool}}$	(4)
$G_{pv} = Q_{solar,r}$	a <sub>w</sub> c	(5)
E <sub>c</sub>	: energy consumption for air conditioning (W	′h)
$COP_{heat}$	: Heating COP (5.3)	
COP <sub>cool</sub>	: Cooling COP (4.75)	
$G_{pv}$	: Generated energy by ST-OSC (Wh)	
$a_w$	: Solar absorptivity of ST-OSC (0.64)	
С	: Efficiency of power conversion (0.1)	

た方が空調負荷が減少しており、1月の暖房負荷は28%、 7月の冷房負荷は14%程度削減されているが、その要因は 異なっている。負荷の内訳を見ると、12~2月では日射に よる暖房負荷の削減効果が確認でき、外気温が涼しい3~ 5月での冷房負荷で見られる。壁面から熱を放出する冷房 負荷の削減効果は壁面が単板ガラス Case(3)の方が大きい。 しかし、Case(5)は壁面の熱貫流率が減少したことによる 暖房負荷の削減効果、日射透過率の減少による冷房負荷 削減効果の方がそれぞれ大きいため、冷暖房ともに壁面 を低放射ペアガラスにした Case(5)の方が負荷が削減され る。結果として、特に壁面が単板ガラスの際は壁面からの 熱貫流は無視できないと言える。



Fig. 4 Monthly average heating load of a case (3) in Table 3







Solar insolation Heat exchange (air exchange) Heat transmission(from above) Heat transmission(from wall) Heating (Cooling) load



#### 3.2. 年間電力収支

暖房負荷が大きい札幌、暖房負荷と冷房負荷が同程度 の大阪、冷房負荷が大きい那覇の3地域における結果に ついて示す。高水準の空調条件(Table 1)で屋根は低放射 特性半透明 PV で統一し、壁面を単板ガラス〜低放射ペア ガラス(Case(3)~(5))で変化させたときの空調用消費電 力量、及び各地域における半透明 PV による発電量を表す グラフを Fig. 8 に、空調の水準を下げた条件(Table 2) で の結果を Fig.9 に示す。空調条件の設定にかかわらず、壁 面の材料による空調負荷と空調用消費電力の変化量が大 きいのは札幌であり、変化量が小さいのは那覇である。暖 房負荷が大きい地域ほど壁面の材料による影響が大きく なっており、これは 3.1 で暖房負荷のほうが冷房負荷よ り削減効果が大きかったことからも妥当な結果といえる。 空調設定の水準が高い Fig. 8 では単板ガラス Case(3)から ペアガラス Case(4)にすることで 14%、低放射ペアガラス Case(5)にすることで 23%の消費電力の削減が見られた。 次いで削減効果が大きかったのは大阪で、単板ガラスか らペアガラスにすることで 8%、低放射ペアガラスにする ことで19%削減できる。削減効果が最も小さいのは那覇で あり、ペアガラスにしたことによる削減効果は3%、低放 射ペアガラスにすると15%の削減である。空調水準を下げ た Fig. 9 の結果で、札幌では Case(3)を基準に Case(4)で 12%、Case(5)では 22%の削減。大阪では Case(4)で 3%、 Case(5)で 14%の削減が見られた。那覇は少し異なってお り、壁面をペアガラス Case(4)にした場合、3%程度の消費 電力の増加が見られ、低放射ペアガラス Case (5) にすると 8%の削減が見られた。那覇で壁面をペアガラスにしたこ とで消費電力が増加した理由は、那覇の空調負荷の内ほ ぼ全てを冷房負荷が占めており、熱貫流率の低下により 冷房負荷が増加したためである。また、ペアガラスの日射 透過率は単板ガラスの透過率と大差ないこと(Table 4)も 影響している。半透明 PV の発電量も地域ごとに異なって おり、那覇が最も大きく(20.1 MWh/year)その次に大阪 (19.1 MWh/year)、最も小さいのは札幌(17.6 MWh/year) であった。Fig.8の結果について、3地域とも壁面材料に

は難しくなっている。空調の水準を下げた Fig.9 では、壁 面材料により NZEB の達成が可能であった。札幌の気象条 50 10 (5) Solar Solar Solar (3) (4) (5) (3) (4) (5) (3) (4) energy energy energy Naha Sapporo Osaka Solar energy Power consumption (Cooling) Power consumption (Heating)

関わらず消費電力が発電量を上回っており、NZEB の達成

Fig. 8 Annual total energy demand and energy generation (High level air conditioning setting in Table 1)

件では壁面を低放射ペアガラスにした Case(5)の場合、半透明 PV による発電量で消費電力量の 81%を賄うことができたが、NZEB の達成には至らず、さらに省エネ・創エネ対策が必要である。しかし、発電量が比較的多い那覇と大阪では ZEB 発電量が消費電力を上回り、NZEB の達成が可能という結果になった。

#### 4. まとめ

 参考文献<sup>2)</sup>では考慮されていなかった壁面からの貫流 熱だが、特に壁面が単板ガラスで暖房負荷が大きい地域 では無視することができないほど影響が大きいと言える。
 2)壁面材料の性能を向上させることで、基本的に暖房負荷・冷房負荷は削減されたがその要因は両方で異なり、冷 房負荷が卓越している気候では負荷が増加する場合があ ることが示された。

3)本研究で設定した高水準の空調条件(Table 1)では、地 域や壁面材料の設定に関わらず NZEB の達成は難しく、さ らなる省エネ・創エネ対策が必要である。

 低水準の空調条件(Table 2) では、気候により NZEB の達 成が可能であることが示された。

#### 参考文献

- Ravishankar et al.: Balancing crop production and energy harvesting in organic solar-powered greenhouses, Cell Reports Physical Science 2, 100381, 2021
- Ravishankar et al.: Achieving Net Zero Energy Greenhouses by Integrating Semitransparent Organic Solar Cells, Joule 4, 490– 506, 2020
- 株式会社イーズ ぐっぴーバズーカカタログ https://esinc.co.jp/wp/wpcontent/uploads/2020/06/202103%E3%81%90%E3%81%A3% E3%81%B4%E3%83%BC%E3%83%90%E3%82%BA%E3% 83%BC%E3%82%AB%E3%82%AB%E3%82%BF%E3%83

%AD%E3%82%B0.pdf ,閲覧日:2022年2月18日



Fig. 9 Annual total energy demand and energy generation (Low level air conditioning setting in Table 2)

# 太陽光発電電力と需要側設備による都市の電力需給整合効果 The Effect of Matching the Supply and Demand of Electricity in the City by Photovoltaic Power Generation and Equipment on the Demand Side

○渡邊	景史	(大阪市立大学)	西岡 真稔(大阪市立大学)	
間宮	尚	(鹿島建設)	鍋島 美奈子(大阪市立大学)	
Takashi WATANABE*1	Ma	satoshi NISHIOKA*1	Takashi MAMIYA*2 Minako NABI	ESHIMA*1
	*1	Osaka City University	*2 Kajima Corporation	

In this study, we created an energy supply and demand model that assumes the self-consumption of energy in the city<sub>o</sub> This model was applied within a small city. A simulation was performed using this to evaluate the energy supply-demand balance and self-consumption rate in the city. In the supply and demand model, conditions were set for the amount of renewable energy supplied and the amount of energy storage equipment introduced, assuming a situation aimed at future energy independence.

#### 1. 研究背景·目的

近年、地球温暖化問題が深刻化する中で、日本は脱炭 素社会の実現に向けて、温室効果ガス削減目標として高 い目標値を掲げており、エネルギー源に占める再生可能 エネルギーの比率を大幅に高める必要に迫られている。

再生可能エネルギーの中でも、太陽光発電は近年普及 が進み、将来においても主要なエネルギー源となると見 込まれるが、時間変動の大きい不安定な電源であること から、電力の需要側における対応が重要になってくる。

本研究では、太陽光発電に代表される変動性のある再 生可能エネルギーの利用に際しては、建物レベル・地域レ ベル・都市レベルなどの各空間スケールにおいて、変動を 平滑化することで、エネルギーの自家消費を行い、外部依 存を減らすことが、電力の需要側において必要であると 考えた。こうした背景から、エネルギーの需要に対して、 太陽光発電を主エネルギー供給源とすることを仮定し、 再生可能エネルギーの利用率を高めつつ、都市単位でエ ネルギーの自立性を向上させるエネルギー需給モデルを 検討した。これを検討する際、まずはエネルギー需要量の 少ない小都市でのエネルギー自立に期待して、北海道鹿 追町を事例に取り上げる。

#### 2. 研究概要

北海道地方に位置する鹿追町(以下 S 町と略す)を事 例として取り上げ、その都市で取りまとめられたデータ<sup>1)</sup> (以降では、「S 町ビジョン」と呼ぶ)を基に分析する。ここ は、酪農など農業を主な産業とする人口 5000 人程度、 2400 世帯、公共・業務施設 230 棟程の小都市である。

#### 3. エネルギー需給モデルの概要

本研究で検討するエネルギー需給モデルは、Fig.1、 Table.1 の通りである。モデル内では、電力需要構造・熱 需要構造を把握するため、各部門に対して、建物を想定し た。家庭部門は集合住宅、業務他部門は業務施設を想定し ている。産業部門は、酪農がS町の基幹産業であるとい う点から、酪農業を行う施設とそれに付随する事務所が 存在すると考え、牛舎と業務施設を想定した。

都市内の需要に対して、太陽光発電と畜産を活かした バイオマス発電によって、電力の供給を行う。また、太陽 光発電の変動性の平滑化を期待して、蓄電・蓄熱設備の導 入を検討した。本モデルは、都市内で生産した電力を自家 消費して、再生可能エネルギーの利用率を最大限に高め ることを目的としている。

検討を進める際には、エネルギー供給量と需要量の時 刻別値のバランスに着目し、本報では部門ごとの自家消 費率を評価する。以下、需給モデル内の需要側・供給側の 扱いを述べる。



Fig.1 Energy Supply-Demand Model

Table.1 Introducing equipment in each of sector

Sector	Imaging Build	Renewable energy	Energe Storing Devices
Home	House	Photovoltaic power	EV Heat storage type hot water supplier
Commercial	Office	Photovoltaic power	EV Heat storage water tank
Industrial	Barns Office	Photovoltaic power Biomass power	EV

# 3.1 都市内エネルギー需要の扱い

S町ビジョンでは、「電力・LPG・灯油・A重油・ガソ リン・軽油」の消費量を年間エネルギー消費量としてまと められていた。本研究では、このうちのガソリン・軽油消 費量を車両走行用燃料とみなし、それ以外の石油系燃料・ LPGと電力が冷暖房・給湯・照明等として建物で使用さ れていると考えた。そこで、電力消費量を建物の電力需要 量として、ガソリン・軽油を除く石油系燃料・LPG 消費 量の熱量換算値を建物の冷暖房・給湯熱需要量として考 え、運輸部門は建物を想定せずに分析から省いた。

また本研究では、再生可能エネルギー電力を主なエネ ルギー供給源とするので、建物におけるエネルギー需要 量はすべて電力量で換算している。特に熱需要量は、式 (1)、(2)のようにヒートポンプ(COP=3と仮定)で賄うこ ととして電力量で換算した。電力需要量と熱需要量の電 力量換算値をエネルギー需要量として表した。(Table.2)

エネルギー需要量の年間値から時刻別値を算定する際 には、文献値<sup>233</sup>を参照し、各部門で想定した建物におけ る月別・時刻別比率を用いて、式(3)のように算定した。

$$H_{DA}(t,i) = E_D(t,i,2) \times 3.6\text{COP} \quad (1) H_{DW}(t,i) = E_D(t,i,3) \times 3.6\text{COP} \quad (2) E_D(t,i) = \sum_i E_D(t,i,j) \times r_m(t,i,j)/n_m \times r_d(t,i,j) \quad (3)$$

Table.2 Building energe demand of each sector in S City

	Electricity demand	Heat demand	Convert heat into Electricity	Energe demand
	[MWh]	[GJ	[MWh]	[MWh]
Industry	4.577	26.443	2.448	7.025
Commercial	8.354	90.227	8.354	16.708
Home	10.253	141.415	13.094	23.347
Transportation	0	0	0	0

#### 3.2都市内エネルギー供給の扱い

本報での再生可能エネルギー設備の導入量は、都市内 でのエネルギー完全自立を目指した状況下を想定した。 そこで式(4)のとおり、部門ごとに年間電力需要量・熱需 要量と同量の年間供給量を出力可能な再生可能エネルギ ー設備容量を導入することを検討した。Table.3 に太陽光 発電とバイオマス発電の設備導入量を示す。

バイオマス発電設備は、北海道で実際利用される共同 型プラントの試算 4を参照し, 酪農牛計1万頭分の共同 型バイオマスプラント数機を導入して、ベース電源的に 利用することを想定した。

太陽光パネル面積*A<sub>PV</sub>*と設備容量*C<sub>PV</sub>*はJIS<sup>9</sup>を参照して、 式(5)に示す通りに定義した。そして、日射量データベー ス<sup>9</sup>を参照することでこれらを算定した。

以上より、時刻別の再生可能エネルギー供給量は、式 (6)によって算定した。

$$\sum_{t=1}^{8760} E_D(t,i) = E_{y,PV}(i) + E_{y,Bio}(i) \quad (4)$$

$$A_{PV}(i) = \frac{E_{y,PV}(i)}{\sum_{t=1}^{8760} H(t) \times \eta_{PV}}, C_{PV}(i) = L \times A_{PV}(i) \quad (5)$$

 $E_{RE}(t,i) = E_{Bio}(t,i) + H(t) \times A_{PV}(i) \times \eta_{PV}$ (6) **Table 3** Equipment of renewable energy in S City

Tublete Equipment of Tene Whole energy in S eng				
	Output	Year Supply		
	[MW]	[MWh/year]		
Biomass power	1	4,380		
Photovoltaic power	41	42,700		
All (PV + Biomass)	42	47,080		
Panel area of PV		209,567 m <sup>2</sup>		

#### 3.3 導入する蓄エネルギー設備

太陽光発電の変動性の平滑化を期待して、蓄エネルギー設備の導入を検討した。Table.4 の通り、蓄電池を搭載した電気自動車、蓄熱給湯器、水蓄熱槽の導入を想定した。また、自家消費率の分析では、蓄エネルギー設備導入率との関係に着目するため、導入率 100%を定義している。

Table.4 Set up of conditions in S City

Energe Storing Devices	Unit Capacity	Note (Introduction rate 100%)
EV	40 kWh	Replace all cars 5% loss in storing or radiating electricity
Heat storage type hot water supplier	93 MJ	Introduce the supplier per house 5% loss in storing or radiating heat
Heat storage water tank	335 MJ	Introduce the supplier per office 5% loss in storing or radiating heat

#### 3.4 計算手順・制約条件について

以上の条件設定を踏まえて、エネルギー供給量と需要 量の8760時間分の時刻別値に着目し、蓄エネルギー設備 を導入した際の、家庭部門・業務他部門・産業部門それぞ れの需給バランスを検討した。

計算の際には、Python モジュール PULP を用いた線形 最適化問題を解いた。式(7)の目的関数を最小化すること によって、各部門で24時間ごとに再生可能エネルギーを 最大限に利用するような計算を年間 365 日の期間で行っ た。以下、式(8)以降は、制約条件の一部である。

式(8)は都市外部からの電力供給、式(9)群はエネルギー 需要、式(10)は都市内で生産した再生可能エネルギー供給 についての等式である。また本研究では、式(11)(12)のよ うに、日積算蓄電量はEV 蓄電容量を、日積算蓄熱量は各 蓄熱設備容量を超えないように設定している。

$$M_{co2}(i) = \sum_{t=1+24(n-1)}^{24n} \{ E_{PS}(t,i) \cdot M_{co2,coef}(t) \}$$
(7)

$$E_{PS}(t,i) = \sum_{j=1}^{3} E_{PS}(t,i,j) + E_{PS,EV}(t,i)$$
(8)

(9-1)

$$E_D(t, 1,3) = E_{RE}(t, 1,3) + E_{eE}(t, 1,3) + E_{PS}(t_o 1,3) + H_{eH}(t)/3.6COP$$

(ii) 
$$(i, j) = (2, 2) \mathcal{O} \oplus E_D(t, 2, 2) = E_{RE}(t, 2, 2) + E_{eE}(t, 2, 2) + E_{PS}(t, 2, 2) + H_{eH}(t)/3.6 \text{COP}$$
 (9-2)

(iii) (i)以外の時  

$$E_D(t,i,j) = E_{RE}(t,i,j) + E_{eE}(t,i,j) + E_{PS}(t,i,j)$$
(9-3)

$$E_{RE}(t,i) = \sum_{j=1}^{N} E_{RE}(t,i,j) + E_{RE,EV}(t,i) + E_{RE,TH}(t,i) + E_{SUR}(t,i)$$
(10)

$$\times \sum_{\substack{t=1+24(n-1)\\ t=1}}^{2^{2nt}} E_{RE,EV}(t,i) \le SE_{all}(i)$$
(11)

$$\eta_{hs} \times \sum_{t=1+24(n-1)}^{2+n} E_{RE,TH}(t,i) \times 3.6\text{COP} \le SH(i)$$
(12)

 $\eta_{es}$ 

1

$$n_m$$
 m月の日数  
*i* 部門(*i* = 1 : 家庭, *i* = 2 : 業務他, *i* = 3 : 産業)  
需要の種類

$$\Lambda_{co2,coef}(t)$$
 CO2/MWh]  
 $\eta_{es},\eta_{hs}$  蓄電効率, 蓄熱効率 (いずれも 0.95)

COP 熱源機の成績係数 (=3.0)  
$$E_{v,PV}(i)$$
 部門 $i$ における太陽光発電量年積算 $fi$ [MWh]

$$E_{y,Bio}(i)$$
 部門 $i$ におけるバイオマス発電量年積算値[MWh]

H(t) 時刻tにおける日射量[W/m<sup>2</sup>]

A<sub>PV</sub>(i) 太陽光発電パネル面積[m<sup>2</sup>]

 $C_{PV}(i)$  太陽光発電設備容量[MW]

 $\eta_{PV}$  太陽光発電効率[-]

以下、時刻t,部門iにおける記号

 $E_{\rm n}(t,i)$  エネルギー需要量[MWh]

$$E_D(t, i, j)$$
 *j*需要に対するエネルギー需要量[MWh]

H<sub>DW</sub>(t,i) 給湯熱需要量 [GJ]

H<sub>DA</sub>(t, i) 冷暖房熱需要量 [GJ]

 $E_{PS}(t,i)$  都市外部からの電力供給量[MWh]

E<sub>PS,EV</sub>(t,i) 都市外部からの EV に送る電力量[MWh]

 $E_{RE}(t,i)$  都市内で生産した電力量[MWh]

```
E_{RE}(t,i,j) 都市内で生産したj需要に対する供給電力量[MWh]
```

E<sub>RE,EV</sub>(t,i) 都市内で生産した EV に送る電力量[MWh]

```
ERE,TH(t,i) 都市内で生産した蓄熱設備に送る電力量[MWh]
```

```
E_{SUR}(t,i)都市内で生産した都市内の利用先がない電力量[MWh]
```

*E<sub>eE</sub>(t, i, j)* EV からの*j*需要に対する放電量[MWh]

```
H<sub>eH</sub>(t, i) 蓄熱設備からの放熱量[GJ]
```

# 4. 分析結果

# 4.1 自家消費率

蓄エネルギー設備導入率に対する自家消費率の関係性 を分析した。ここで、本研究における自家消費率は、式 (13)のように定義する。

 $R_s(i) = E_c(i)/E_{RE}(i)$  (13)  $R_s(i)$  部門iにおける自家消費率[-]

 $E_c(i)$  部門iにおける都市内で生産した電力供給量のうちの





Fig.2 Rate of self-consumption in S City

Fig.2 に各部門の蓄エネルギー設備導入率と自家消費率の関係を表す。当然ではあるが、各部門において、設備導入率に伴って自家消費率も大きくなる傾向にある。

まず、S町全域(全3部門)について述べる。蓄エネルギ ー設備の導入率が0%の時、S町全域での自家消費率は 48%である。これは、S町内で導入した再生可能エネルギ ー供給量が48%しか利用されず、残り52%が利用されな かったことを表している。ここで、再生可能エネルギー供 給設備は、年間エネルギー需要量と同量の年間供給量を 出力する設備容量の導入を想定している。それにも関わ らず、都市内で消費された再生可能エネルギー供給量は、 S町全域でエネルギー需要の半分にも満たないことから、 太陽光発電量と需要の時間変動が整合せず、自家消費に 影響していることが窺える。

そのうえで S 町全域の蓄エネルギー設備の導入率を 100%とすると、導入率 0%に比べ自家消費率は、37%上昇 した 85%となり、蓄エネルギー設備によって、再生可能 エネルギーの都市内利用量を大幅に増加させることがで きたといえる。

ここで部門ごとの結果に着目する。まず業務他部門と 産業部門は、同じ傾向がみられるが、本研究ではこの2部 門で想定したエネルギー需要構造が類似していることが 要因として挙げられる。また、産業部門内ではバイオマス 発電を時間変動のないベース電源的に利用しているため、 業務他部門に比べ、自家消費率が大きくなっている。

次に家庭部門と業務公共部門の傾向の差異を考察する。 家庭部門のエネルギー需要は、夜間に偏った構造である のに対して、業務公共部門のエネルギー需要は、昼間に偏った構造となっている。一方で、太陽光発電は昼間に発電 する。家庭部門は蓄エネルギー設備の導入率に対して自 家消費率の変化の傾きが大きいが、この理由は家庭部門 の夜間のエネルギー需要が他部門より大きく蓄エネルギ ー設備による電力消費のシフト効果が大きく得られたた めと考えられる。

以上の考察と、Table.2 より町内全体のエネルギー需要のうち、家庭部門のエネルギー需要が、S町内全体のエネルギー需要の約 50%という高い割合を占めることから、

蓄エネルギー設備の導入を、夜間需要が大きい家庭部門 で行なうことが、町内の自家消費率向上に最も大きな効 果をもたらすといえる。

#### 5. エネルギー需給モデルを大阪府に適用した場合

本研究では、小都市のエネルギー自立を期待して、作成 したエネルギー需給モデルを S 町に適用したが、他地域 にも適用することを検討した。本報では、大阪府を対象に して適用し、分析を行なった。

S 町で適用した需給モデルでは、Table.1 のようにエネ ルギー需要構造を把握すべく、部門ごとに建物を想定し、 時刻別の需給バランスの検討を行った。しかし、畜産関係 以外の産業建物の月別・時刻別比率データを入手するこ とが困難であり、S町と産業構造が異なる大阪府では、産 業部門のエネルギー需要構造が把握できなかったため、 大阪府の適用では、産業部門の時刻別の分析を省いた。

#### 5.1 地域特性

Table.5 に大阪府の統計値<sup>78)</sup>を基に地域特性を簡易的 にまとめた。S町に比べて都市規模が大きい大阪府は、土 地面積当たりの年間エネルギー消費量が大きい。一方で、 年間日射量はやや大阪の方が大きいがほぼ同じである。

		Osaka	S City
Land area	km <sup>2</sup>	1,905	405
Population density	person / km <sup>2</sup>	4,632	14
Annual energy consumption per land area	GJ/km <sup>2</sup>	241,764	783
Annual solar radiation per land area	kWh/m <sup>2</sup>	1,459	1,415

Table.5 Regional characteristics

#### 5.2 自家消費率

都市内の再生可能エネルギー導入量や蓄エネルギー設 備の導入量の設定は、3.2節、3.3節で述べた S 町と同じ 条件として計算を行った。

Fig.3 に大阪府の家庭・業務他部門における蓄エネルギ ー導入率と自家消費率の関係を示す。Fig.2と比較すると、 それぞれの部門で増加傾向がほぼ同じである。これはエ ネルギー需要量の時刻別値を算定する際、年間値に対す る月別・時刻別比率を S 町と同様のデータを用いたこと により、需要構造がほぼ等しくなったことが要因として 挙げられる。

Table.6 は、今回の計算条件である、年間の建物エネル ギー需要量と同量の再生可能エネルギー供給量を実現す るために必要な太陽光パネル面積である。S町では、太陽 光パネル面積が全土地面積に対して占める割合が 0.05% であったが、大阪府ではその約200倍である9.6%となっ た。Table.5の土地面積あたりのエネルギー消費量をみる と、大阪府はS町に比べて約300倍大きいことから、パ ネル面積が土地面積に対して占める割合も、2地域間で同 規模の差異があったといえる。ただし、大阪府のモデル適 用においては、太陽光発電のみの供給を仮定しているた め、土地面積当たりの割合は、Table.5のエネルギー消費 量の割合より、Table.6のパネル面積の割合の方が大きく なっていると考えられる。



Fig.3 Rate of captive-consumption in Osaka T.LL ( D

	Table.o Required area to introduce				
	PVpanel area	Rate (panel area / land area)			
	[m <sup>2</sup> ]	[-]			
Osaka	183,082,743	9.6%			
S City	209,567	0.05%			

6. まとめ

本研究では、都市内でエネルギー自立性を高めるエネ ルギー需給モデルを作成し、都市内の需給バランスや蓄 エネルギー設備導入による自家消費率向上効果の評価を 行った。

まずは小都市のエネルギー自立を期待して、北海道S 町を対象に需給モデルの適用を行った。特に都市内に導 入する再生可能エネルギー供給設備は、年間エネルギー 需要量と同量の年間供給量を出力する設備容量の導入を 想定し、蓄エネルギー設備は都市内の導入率を定義し た。計算の結果、蓄エネルギー設備の導入がない場合、 自家消費率が48%であったことより、太陽光発電出力量 の時間変動が要因となり、都市内で消費された再生可能 エネルギー供給量が、S町全域のエネルギー需要の半分 にも満たないことが分かった。そこで、蓄エネルギー設 備の導入率を100%にすると、S町全域で自家消費率が 85%まで増加した。エネルギー需要構造に着目すると、 家庭部門などの夜間需要が大きいエネルギー需要構造に 対して、蓄エネルギー設備の導入効果が大きいことが分 かった。

S町と同条件で大阪府にも適用を行うと、家庭部門・ 業務他部門の年間の自家消費率向上の傾向はほぼ等しか った。しかし、再生可能エネルギー供給量を出力するた めに必要な太陽光パネル面積は、府域面積の約10%とな り、この条件の実現度はS町より低いことが分かった。

#### 参 考 文 献

- 鹿追町「鹿追町地域新エネルギービジョン」平成21年2月 1)
- 空気調和衛生工学会、「CGS 設計法に関する研究」(1994) 2)
- 川村英輔,高柳典宏、「2 酪農場の実態調査による消費電力の可視化 3)
- 法の精度検討」,農業施設46巻2号(2015)p39-48 4) (独)北海道開発土木研究所:積雪寒冷地における乳業ふん尿を対象
- とした共同利用型バイオガスシステム導入の参考資料(2006.3) 5) 日本産業標準調査会, JIS C 8907, 「太陽光発電システムの発電電力
- 推定方法 (2005) NEDO,年間時別日射量データベース 6)
- https://www.nedo.go.jp/library/nissharyou.html (アクセス目 2021.4.28) 大阪府「令和元年度大阪府統計年鑑」令和2年3月刊行 7)
- 8)
- 資源エネルギー庁「都道府県別エネルギー消費統計」

# 水噴霧による室外機顕熱の潜熱化に関する研究 A Study on Latent Heat Conversion of Sensible Heat Released from Outdoor Units of Air Conditioners by Water Spray

○京極 沙絵(神戸大学)
 竹林 英樹(神戸大学)
 北折 裕規(神戸大学)
 Sae KYOGOKU\*1 Hideki Takebayashi\*1 Yuki KITAORI\*1
 \*1 Kobe University

In schools and small-scale public buildings in urban areas, it is difficult to take effective measures to mitigate the temperature rise effects by the sensible heat released from outdoor units of air conditioners, because they are installed in the vicinity of the building due to restrictions on installation conditions. The purpose of this study is to evaluate the conversion of sensible heat into latent heat by water spray, based on the measurement results of air temperature and humidity in the vicinity of the outdoor units.

# はじめに

都市部の学校や小規模公共建築では室外機からの顕熱 排熱への十分な対策が困難な場合が多く,室外機に水噴 霧装置を設置して潜熱化を図ることは具体的な対策の一 つである.室外機からの顕熱排熱が街路空間の熱環境に 及ぼす影響に関する既往研究<sup>1~3)</sup>では,室外機の高所設置 や,冷却塔を用いた潜熱化により都市の高温化の抑制を 提唱しているが,小規模公共建築などで設置個所の工夫 ができない場合には,それらの方策が困難な場合があり, 他の対策が必要となる.そこで本研究では,室外機からの 顕熱排熱が周辺熱環境に及ぼす影響を緩和するために, 室外機の排気口に水噴霧装置を設置し,排気口前面の温 熱環境を測定して顕熱排熱の潜熱変換量を評価した.そ の結果を踏まえ,都市部の学校や小規模公共建築の室外 機への水噴霧装置導入の可能性を検討した.

#### 1. 測定の概要

神戸市の公共建築(コミスタ神戸,旧吾妻小学校)にて, 集中測定と連続測定を行った.2021年8月25日(水)に 実施した集中測定では,室外機からの距離に応じた温湿 度を詳細に測定し,水噴霧による顕熱排熱の潜熱交換量 を評価した.連続測定は2021年8月25日から9月17日 に実施し,様々な気象条件での潜熱交換量を明らかにし た.対象とした室外機は、コミスタ神戸の地域交流談話室 の空調に使用されており,主に平日の9時から17時に運 転される.設置場所は建物の東側であり,通路を挟んだ東 側の公園に高木が植栽されており,直達日射は一日を通 して当たりにくい.

#### 1.1 集中測定の概要

建物東側に設置された上下2箇所に吹出口を有する室 外機(HITACHI, RAS-GP160RGH, 空冷ヒートポンプ式) の上側の吹出口の上部から-0mm, -115mm, -230mmの位 置より噴霧した場合(Fig.1)の上下2箇所の吹出口周辺 の温湿度分布を測定した.対象室外機の南側に設置され ている噴霧無しの室外機(HITACHI, RAS-GP160RGH, 空冷ヒートポンプ式)の吹出口周辺で測定した温湿度分 布と比較する.これらの室外機が設置された箇所の南端 において温湿度(地上1.2m),風向風速(地上1.6m)の 気象条件を測定した.温湿度は60秒毎,風向風速は2秒 毎に測定し,1分間の平均値を算出した.

室外機周辺の測定器設置状況をFig.2及びFig.3に示す. 室外機の吸込口,吹出口,吹出口から 150mm, 300mm, 450mm, 680mm, 1,500mm, 2,300mm, 3,150mm に温湿度 計を設置した.設置高さは,上側吹出口前は 1,200mm, 下側吹出口前は 550mm である. 5秒毎に測定し,1分間 の平均値を算出した.午前(10:17~12:03)と午後(14:27 ~15:22)に測定を行った.



空気調和・衛生工学会近畿支部 学術研究発表会論文集(2022.3.11)



Fig.2 Measurement points around outdoor unit (plan view)



Fig.3 Measurement points in front of outdoor unit (cross-sectional view)

#### 1.2 連続測定の概要

気象条件の温湿度と風向風速,室外機の吸込口,上側, 下側,噴霧無しの吹出口,吹出口から300mmの温湿度を 集中測定と同じ温湿度計により測定した.空調が主に使 用される9時から17時を対象とし,測定データから空調 の稼働時間を特定した.測定間隔は1分である.

#### 2. 測定結果

集中測定の結果を用いて,水噴霧有りと無しの室外機 吹出口前の温湿度の比較により水噴霧効果を分析した. 連続測定の結果を用いて,様々な気象条件での水噴霧効 果を分析した.

#### 2.1 集中測定結果

噴霧量は 1.81×10<sup>-6</sup> [m<sup>3</sup>/s], 吹出風量は 0.53[m<sup>3</sup>/s], 拡散 範囲は風下側 1,780mm であった. 吹出口からの距離と温 度の測定結果を Fig.4 に示す. 噴霧無しの場合の吹出口温 度は 40℃程度まで上昇し, 吹出口から 1,500mm で気象デ ータと同程度まで低下した.上側の吹出口近傍の温度は 基準点(気象データ)と同じか若干高い程度まで低下し た.吹出口からの距離と絶対湿度の関係を Fig.5 に示す. 噴霧無しの場合の吹出口湿度は吸込口とほぼ同じで,噴 霧有りの場合の上側の吹出口近傍では 31g/kg(DA)程度ま で上昇し,吹出口から 1,500mm で基準点(気象データ) と同程度まで低下した.

なお、下側の吹出口近傍の温度は噴霧無しと同程度の 高温になり、吹出口から 500mm 程度で基準点と同程度ま で低下した.湿度は、下側の吹出口では噴霧無しと同様に 若干低下し、吹出口から少し離れた箇所で上昇し、 2,300mm 程度で基準点と同程度まで低下した.



Fig.4 Relationship between distance from outdoor unit and temperature (Varying the spray position)



Fig.5 Relationship between distance from outdoor unit and absolute humidity (Varying the spray position)

# 2.2 比エンタルピーと SET\*

吹出口から 300mm, 1,500mm の温度,絶対湿度と比エ ンタルピーを Fig.6 に示す.上側吹出口の結果である.図 の背景には、相対湿度、比エンタルピーの等値線を示す. 吹出口周辺では、噴霧無しに対して、噴霧有りは低温、高 湿側にプロットされる.噴霧無しの相対湿度は 40%程度 であるが、噴霧有りでは 300mm の距離で 90%程度まで上 昇し、気温は気象条件と同程度の 30℃付近まで低下して いる.等比エンタルピー線に沿って変化する傾向にある が、若干高湿度側にプロットされる点が多い.温度と湿度 の拡散の違いや測定誤差も想定される.吹出口から 1,500mm では噴霧無しの温湿度が基準点(気象条件)と 同程度となっており、室外機の影響をほぼ受けず、水噴霧 の影響もあまり確認されない.

吹出口から300mm,1,500mmの温度,絶対湿度とSET\* をFig.7に示す.SET\*は典型的な夏期の日陰を想定し,平 均放射温度 MRT30℃,風速1.0m/s,着衣量0.6clo,代謝 量2Met の条件で算出した.等SET\*線に沿って変化して いる場合が多く,体感温度は大きく変化しない.Fig.6に おいて,等比エンタルピー線に沿って変化した場合には, SET\*は若干低下することになるが,想定より湿度上昇が 若干大きいことが影響している.









:No mist spray\_AM, . Mist spray\_AM @ 300mm
:No mist spray\_PM, . Mist spray\_PM @ 300mm
:No mist spray\_AM, . Mist spray\_AM @ 1500mm
:No mist spray\_PM, . Mist spray\_PM @ 1500mm
Fig.7 Temperature, absolute humidity and SET\* at 300mm and 1,500mm from outdoor unit

#### 2.3 連続測定結果

連続測定の結果より、上側の吹出口では気温の高い日 に噴霧無しと水噴霧時の吹出口近傍の温度差の日平均が、 測定期間平均で4.9℃、最大で8.9℃となった.外気温が 高い日に温度差がおよそ4~6℃大きくなり、顕熱削減量 が大きくなる場合が多い.噴霧無しと水噴霧時の上側の 吹出口から300mmの測定点との絶対湿度差の日平均が、 測定期間平均で2.2g/kg(DA)、最大で5.0g/kg(DA)となっ た.外気温が高い日に絶対湿度差がおよそ3~5g/kg(DA) 大きくなり、潜熱交換量が大きくなる傾向が確認された. 外気温が高いときに温度差、絶対湿度差ともに若干大き くなったが、水噴霧の効果は安定しており、気象条件の影 響はあまり大きくないと考察された.

#### 3. 測定結果の考察

集中測定のデータを用い, 顕熱排熱の潜熱変換量を評価し, 顕熱削減効果を考察した.

#### 3.1 評価方法

室外機からの顕熱放出量 Qo [W] は①式より求める.

 $Qo=\rho cV$  (T  $_{\text{吹出}}$ -T  $_{\text{吸込}}$ ) ・ ・ ①

ρ:空気密度 [kg/m], c:空気比熱 [J/(kg・K)], V:吹
 出風量 [m³/s], T<sub>吹出</sub>:吹出温度 [K], T<sub>吸込</sub>:吸込温度
 [K]

水噴霧有りと無しの場合の室外機からの顕熱放出量

 $Qo_{f}, Qo_{ff} [W] は②, ③式となる.$  $<math>Qo_{f}=pcV (T_{\psi \perp f}-T_{\psi \Delta}) \cdot \cdot \cdot ②$   $Qo_{ff}=pcV (T_{\psi \perp ff}-T_{\psi \Delta}) \cdot \cdot \cdot ③$ 顕熱削減量 Qr t a ②, ③式より④式となる.  $Qr=Qo_{ff}=-Qo_{f}=pcV (T_{\psi \perp ff}-T_{\psi \perp ff}) \cdot \cdot \cdot ④$ ここで、顕熱の削減量分が潜熱に変換されていること

から⑤式が成立する.

 $Qr=QL \cdot \cdot \cdot 5$ 

QL: 潜熱交換量 [W]

潜熱交換量 QL は,絶対湿度差(⑥式),または,噴霧 水蒸発量(⑦式)からも求まる.

> QL= $\rho$ RV (H  $_{\&}$ -H  $_{ii}$ ) · · · (6) QL= $\alpha \times R \cdot \cdot \cdot (7)$

 $\alpha: 噴霧水蒸発量 [kg/s], R: 水の蒸発潜熱 [J/kg], <math>H_{ii}$ : 水噴霧通過前の絶対湿度  $[kg/kg(DA)], H_{ii}$ : 水噴霧通過 後の絶対湿度 [kg/kg(DA)]

#### 3.2 評価結果と考察

①式より算出した顕熱放出量 Qo, ④式より算出した顕 熱削減量 Qr, ⑥式, ⑦式より算出した潜熱交換量 QL を Table.1 に示す. ⑦式の噴霧水蒸発量は, 上側, 下側の吹 出口で区別できない. 顕熱放出量 Oo は上側, 下側, 午前, 午後で概ね近い値であり、測定中の空調の稼働にあまり 差はなかったと考えられる. 顕熱削減量 Qr は、上側は吹 出口から 150mm, 下側は吹出口から 450mm の点で最大 値(最大温度差)となった.上側と下側の潜熱交換量QL の比率より、午前は噴霧された水の 72%、午後は 90%が 上側の吹出口前で蒸発した.午前,午後ともに顕熱削減量 Qr が顕熱放出量 Qo を上回り、室外機による温度上昇よ り水噴霧による温度低下が大きい.また,顕熱削減量 Qr と潜熱交換量 QL は同じ値になるはずである. ⑥式から 算出した潜熱交換量 OL は特に上側で大きい. ⑦式から 算出した潜熱交換量 QL と⑥式から算出した上下の潜熱 交換量 QL の合計と比較すると、⑥式から算出した潜熱 交換量 QL が極端に大きい. 顕熱放出量 Qo との関係に基 づくと、⑥式から算出した潜熱交換量 QL は極めて大き く, 吹出風量 V の距離による減衰を考慮できていないた めであると考えられる.

**Table. 1** Sensible heat release, sensible heat reduction, and latent heat

 exchange calculated from the measurement results of temperature,

		Sensible	sensible	latent heat	latent heat
		heat	heat	exchange	exchange
		release	reduction	QL	QL
		Qo	Qr	(6)	(⑦)
		(①)	(④)		
A M	upper	3.99kW	6.36kW	16.52kW	4.051-334
A.M	lower	3.65kW	6.29kW	7.74kW	4.05KW
<b>D</b> 14	upper	2.96kW	6.24kW	14.16kW	4.051-334
P.M	lower	4.40kW	7.10kW	4.55kW	4.03KW

### 4. まとめ

本研究では、室外機からの顕熱排熱が周辺熱環境に及 ぼす影響を緩和するために、室外機の排気口に水噴霧装 置を設置し、排気口前面の温湿度分布を測定して顕熱排 熱の潜熱変換量を評価した.集中測定では室外機からの 距離に応じた温湿度の詳細な測定を行い、噴霧位置が水 噴霧効果に及ぼす影響を評価した.連続測定では気象条 件が水噴霧効果に及ぼす影響を明らかにした.その結 果、室外機の排気口への水噴霧により室外機からの顕熱 が周辺熱環境に及ぼす影響が緩和されることが示され た.また、測定期間について、期間中を通して水噴霧の 効果は安定しており、気象条件の影響はあまり大きくな いと考察された.

#### 参考文献

- 木山裕貴,竹林英樹,田辺慎吾,高山眞,空調排熱の潜熱 化と排熱高さが周囲の温湿度環境に与える影響に関する 研究,日本建築学会大会学術講演梗概集,pp.717-718,2015 年
- 2) 竹林英樹, 森山正和, 笠原万起子, ヒートポンプ給湯機の室外機による屋外熱環境の緩和効果に関する研究, 空気調和・衛生工学会論文集, No. 145, pp. 1-7, 2009 年
- 3) 竹林英樹, 笠原万起子,田辺慎吾,高山眞,実測調査に基づく冷却塔のヒートアイランド対策効果に関する研究,日本冷凍空調学会論文集,(32),317 323,2015 年
- 4) 気象庁,気象統計情報https://www.data.jma.go.jp/obd/stats/etrn/

# 地下にある文化財収蔵庫におけるデシカント式除湿機による高湿対策の検討 Investigation of Measures Against High Humidity with Desiccant Type Dehumidifier in Underground Cultural Properties Storage Room

○涌	爸田	義規	(ダイキン:	ェアテクノ	/)	小椋	大輔	(京都大学)	
伊	₽庭	千恵美	(京都大学)			高取	伸光	(京都大学)	
치	上原	博幸	(トータル:	システム研	开究所)	浜口	守	(ダイキンエアテクノ)	
黒	鷪瀬	修一	(ダイキン:	ェアテクノ	1)				
		Yoshiki '	TAKITA*1	Daisuke (	OGURA*2	Chiemi II	3A*2	Nobumitsu TAKATORI*2	
		Hir	oyuki KITAl	HARA*3	Mamoru H	IAMAGUC	CHI*1	Shuichi KUROSE*1	

\*1 DAIKIN AIR TECHNOLOGY AND ENGINEERING CO., LTD \*2 Kyoto University \*3 Total System Lab.,

Underground cultural properties storage room is the high humidity caused mold to adhere to the stored items, which became a problem. Therefore, dehumidification measures were necessary. We installed a desiccant type dehumidifier there and measured the temperature and humidity to clarify the effects and problems of dehumidification. In this paper, we report that the amount of water was reduced by operating a desiccant dehumidifier, and a difference in humidity in the underground cultural properties storage room during the summer.

# 1.序論

竣工してからおおよそ 18 年経った鉄筋コンクリート 造の建築物の地下に位置する文化財収蔵庫にて,室内が 高湿で文化財へのカビ付着が問題となり除湿対策が必要 となった。改善対策としてデシカント式除湿機を導入し た。本取組で導入したデシカント式除湿機は文化財への 適用事例が少ないため,設計基準が明確になっていない。 本稿では,デシカント式除湿機を地下収蔵庫に導入する ことによる除湿効果と課題を明確にすることを目的とし, 2021年6月~11月の約半年間地下収蔵庫の温湿度等の計 測を実施した。その計測結果からデシカント式除湿機が 導入された地下収蔵庫の高湿度抑制に関する効果と,地 下収蔵庫が高湿となる要因の検討を行った。

#### 2. 試験内容と計測要領

#### 2.1 試験概要

Fig.1 に収蔵庫の平面図を, Fig.2 に立面図を示す。廊 下は建物出入口があり屋外と通じている。廊下から収蔵 庫内への出入口は2カ所あり,収蔵庫出入口扉の下部, 床上100mm~300mmはガラリとなっているため,収蔵 庫と廊下の空気が入れ替わる。一部の外壁と内壁(ブロ ック壁)の間には幅100mm程の空間がある二重壁とな っており,床下には地下ピットが存在する。空間内で結 露した水は排水溝を通り地下ピットへ送られる。以下こ の空間を共同溝と呼ぶ。また,共同溝がある壁面は地盤 と接している。 Fig.3 にデシカント式除湿機及び温湿度センサーの設置位置を示す。デシカント式除湿機は外気に接する外壁側の天井下に設置し,連続的に除湿を行う自動運転モードで運用した。デシカント式除湿機を2021年6月15日より24時間連続運転させ,計測を実施した。温湿度及び差圧計測はSensirion製の温湿度センサーSHT75,差圧センサーSDP810-125PAを使用した。温湿度センサーは収蔵庫内に11カ所(Fig.3中A1~D2),高さ方向に6点

(FL+100mm, FL+600mm, FL+1100mm, FL+1600mm, FL+2100mm, SL-100mm;FL は床面, SL は天井面) と共 同溝,廊下の合計 68 点に設置し,1分間隔で記録した。 差圧センサーは室内を基準として廊下2カ所(ドアガラ リ),共同溝,天井の4カ所との間に設置し,10秒間隔 で計測した。なお,計測開始は各計測点A~Dが2021 年6月8日,共同溝及び廊下が2021年7月2日である。 計測器の不具合により計測されなかった期間がありデー タ欠損箇所がある。



Fig.1 Plan of Storage room





### Fig.2 Cross section of Storage room

デシカント式除湿機を稼働する前である6月8日~14 日の7日間の温度,相対湿度及び絶対湿度の変化をそれ ぞれFig.4~Fig.6に示す。なお、収蔵庫内は除湿機の吹 出口に最も近い計測点であるA1-SL-100と、収蔵庫出入 口扉①のガラリに最も近い計測点であるC2-FL+100に着 目して結果を示す。収蔵庫内の相対湿度は70~80%RH と高く、共同溝の相対湿度は90%RH以上と高い。共同 溝の絶対湿度は収蔵庫内と比較して高くなっている。



Fig.3 Installation location of desiccant type dehumidifier and



Fig.4 Temperature change before installation of dehumidifier







dehumidifier

#### 2.2 導入機器

デシカント式除湿機(JKT10VS,ダイキン工業株式会 社,定格排出水分量は10 L/day)を2台設置した。Fig.7 にデシカント式除湿機の外形と運転時のイメージ(ダイ キン工業株式会社カタログ)を示す。本機は、デシカン トエレメントに吸着させた水分をヒーターを通し高湿な 気体として屋外へ排出するため、水捨て不要の連続除湿 が可能である。1台当たり高湿度の空気を21 m<sup>3</sup>/h とわず かであるが屋外へ排出するため、室内が陰圧になり廊下 側のドアガラリや、共同溝の点検ロや天井点検口、照明 まわりなど収蔵庫内に空気の流入が起こると考えられる。



Fig.7 Desiccant type dehumidifier appearance and schematic diagram during operation

# 3. 結果と考察

#### 3.1 計測結果

Fig.8 に除湿機稼働時期の温度の変化を示す。計測期間 中に室内の温度は 30℃以下であった。A1-SL-100 では, 計測期間を通し廊下の温度より 2~3℃程度高い値とな った。また, C2-FL+100 では,計測開始から10月中旬ま で廊下と同程度の温度もしくは廊下よりも低い温度とな り,その後は廊下よりも高い温度であった。共同溝は計 測開始から 10 月中旬まで廊下より低い温度で変化して いたが,10月下旬には廊下よりも高い温度となり逆転し た。

Fig.9 に除湿機稼働時期の相対湿度の変化を示す。 A1-SL-100 の相対湿度は試験開始前に 70%RH を超えて いたが, 6 月下旬には 50%RH まで下がり,その後 7 月 から 9 月までは 50~60%RH の範囲で変動し,9 月以降 に 50%RH 程度で安定した。C2-FL+100 は降水量の多か った8月12日付近で高くなっている。共同溝は計測期間 中相対湿度85%RH以上と高い値で変化した。

Fig.10 に除湿機稼働時期の絶対湿度の変化を示す。収 蔵庫内の絶対湿度は10月まで廊下より低い値であり,10 月以降は廊下と同程度の値となった。共同溝の絶対湿度 は7月~9月にかけて増加し,9月~10月中旬までは18 g/kg(DA)程度と高い数値で安定した状態であった。また 計測開始から8月末までは廊下よりも低い値もしくは廊 下と同程度の値であったが,9月より廊下の絶対湿度よ り高い値となった。期間全体を通して共同溝の方が収蔵 庫内より高く,廊下は10月中旬までは収蔵庫内より高く 10月下旬以降は収蔵庫と同程度となっていた。廊下は外 気に追従するような変化をしており,廊下の絶対湿度が 減少した時期に収蔵庫内の絶対湿度も減少していた。

A1-SL-100 と C2-FL+100 の温度差は、除湿機稼働前は 1℃程度であったが、除湿機稼働後は 2~4℃程度となり 増加した。これは除湿機のヒーターによる影響である。 A1-SL-100 と C2-FL+100 の相対湿度差は 10% RH 程度あ り、これはヒーターによる温度差と除湿等による絶対湿 度差(Fig.10)の影響による。C2-FL+100の湿度の変化は, A1-SL-100の湿度変化より廊下の影響がみられる。特に, 廊下の相対湿度に急激な変化があった8月12日では C2-FL+100の相対湿度も廊下の変化に追従して変化して いる。また、外気の絶対湿度の高い6月~9月にかけて、 相対湿度が 60~70% RH と, A1-SL-100 より 10% RH 程度 高く,絶対湿度では1g/kg(DA)程度と高い値で変動して いる。10月以降はA1-SL-100とC2-FL+100の絶対湿度 差は同程度の値であったが、相対湿度は温度差があるた め C2-FL+100 が 5%RH 程度高い変動であった。夏場で は共同溝の相対湿度は 90%RH 付近で変動しており,外 気や廊下と比べても高い値である。共同溝が高湿となる 要因として、除湿機を運転することで収蔵庫内が陰圧と なる影響を受け、共同溝下の地下ピットから高湿な空気 が共同溝に流入している可能性がある。3.3節で詳しく述 べる通り廊下や共同溝下の地下ピットから高湿な空気が 収蔵庫内に流入しているため、収蔵庫内で絶対湿度差が 生じる結果となった。







#### 3.2 デシカント式除湿機の運転状況

デシカント式除湿機の運転状況を明らかにするために, 降水量が多く収蔵庫内の湿度が上昇した8月12日~14 日の2日間を取り上げて検討を行った。Fig.11にデシカ ント式除湿機の吹出空気,吸込空気,排湿空気の絶対湿 度を示す。期間を通してデシカント式除湿機の吸込空気 と吹出空気の絶対湿度差は1g/kg(DA)となり,吸込空気 の絶対湿度が増えた際にも吹出空気との絶対湿度差に変 化は見られなかった。また、3時間おきに吹出空気の絶 対湿度が吸込空気の絶対湿度と同様の値となるが,排湿 ホースの乾燥を行うダクト乾燥運転を行っている影響で ある。

デシカント式除湿機1台当たり、1日の除湿量を(1)式 の合計値として算出した。

除湿量(g/min) = 風量(m<sup>3</sup>/min)×吸込空気密度(kg/m<sup>3</sup>)

×吸込空気と吹出空気の絶対湿度差(g/kg(DA)) (1) Fig.12にデシカント式除湿機1台当たりの除湿量を示す。 1台当たりの除湿量は1.7 L/day となった。なお,算出す る際に用いた風量は定格風量の0.7 m<sup>3</sup>/min とした。続い て,デシカント式除湿機1台当たり,1日の排気湿分量 を(2)式の合計値として算出した。

排気湿分量(g/min) = 風量(m<sup>3</sup>/min)×排気空気密度(kg/m<sup>3</sup>) ×排出空気の絶対湿度(g/kg(DA)) (2)

Fig.13 にデシカント式除湿機の排気湿分量を示す。1 台 当たりの排気湿分量は 10 L/day 程度となった。なお,算

出する際に用いた風量は計測風量である。排気湿分量は デシカントエレメントに吸着した水分,つまり除湿した 水分を吸込空気の排気分に含ませて屋外に排気している。

外気の絶対湿度が高い期間においても、1 台当たりの 除湿量は1.7 L/day 程度と除湿量は安定しているが、外気 の湿度が高い夏場ではA1-SL-100 と C2-FL+100の相対湿 度は10%RH 程度の差が生じた。一方で、外気湿度が低 い10 月以降では相対湿度を50%RH 程度に安定させるこ とが可能である。湿度の高い夏場に湿度差を小さくする ためには、高湿度の空気が収蔵庫に流入するのを抑制す る必要がある。



Fig.11 Absolute humidity of blown air,inhaled air,and exhaust air of desiccant type dehumidifier



Fig.12 Dehumidification amount of desiccant type



Fig.13 Exhaust Moisture content of desiccant type dehumidifier

#### 3.3 排出による空気の流入

収蔵庫が高湿となるのは廊下の空気が収蔵庫内に流入 することが大きく影響するが,廊下が高湿となる要因は 建物入口扉の開閉が大きく影響を及ぼすと考えられる。 また扉の開閉に伴う圧力差が,廊下と収蔵庫間の圧力差 にも影響を及ぼしていると考えられる。これらの影響を

明らかにするため、温湿度や差圧の計測に加えて入口扉 の開閉の記録をとり、その挙動を確認した。Fig.14に10 月21日の差圧変化を示す。この日は入口ドアの開閉を記 録し、建物出入口から外気が廊下に流入した際の収蔵庫 への影響を確認した。建物出入口扉が16時前後に20分 程度開放されていたが、その際は共同溝の圧力が下がり 廊下の圧力が上がっている。そのため、建物出入口扉が 開放された際は、共同溝ではなく廊下から空気が流入し ていると考えられる。また,建物出入口の開閉が収蔵庫 出入口での空気の流入に影響を及ぼすかどうかを、ドア ガラリに吹き流しをあてることで空気の流出入を調べた。 建物出入口が開放されている際は、 収蔵庫出入口②から 収蔵庫内へ空気が流入し、収蔵庫出入口①から廊下へ空 気が流れた。差圧推移と同様の結果が得られたため、前 節での計測結果からも収蔵庫内は廊下の影響を受けてい る。共同溝及び廊下の影響があると推察される。2.2節で 述べたように除湿機を運転すると陰圧になるため収蔵庫 内に空気の流入が起こる。現段階では共同溝及び廊下か ら収蔵庫内へ流入が起こることが確認できたが、流入量 については明らかになっていない。



#### Fig.14 Change of pressure difference

4. 結論

本研究で得られた結果は以下の通りである。

- ・デシカント式除湿機の運転により収蔵庫内の絶対湿度 が低下した。
- ・夏場では収蔵庫内に絶対湿度差が生じる。

夏場においても収蔵庫内の湿度分布を小さくするには高 湿な空気を流入させない対策が必要であることが確認で きた。今後は、この課題に対して共同溝下の地下ピット 入口を塞ぐことや収蔵庫入口に風除室のような廊下の空 気を除湿する部屋を設ける等、収蔵庫内に流入する空気 の湿度抑制を検討する。

#### 参 考 文 献

 小野寺裕子ら,空調設備のない収蔵施設の保存環境調査
 一岐阜県関市春日神社の取り組み一,保存科学 (60),151-160,2021年3月

# 冷凍機の未利用熱利用及び直列運転による省エネルギー効果の検討 −沿岸部の大規模イベント会場を対象としたケーススタディ-

# Energy saving effect by two chillers connected in series including the use of seawater heat source: a case study for international exhibition halls in coastal area

学生会員	○松本	采華(大阪市立大学)	技術フェロー	小林 陽一 (安井建築設計事務所)
正会員	鍋島	美奈子 (大阪市立大学)	正会員	西岡 真稔(大阪市立大学)
技術フェロー	中尾	正喜 (大阪市立大学)	正会員	崔 林日(三菱重工サーマルシステムズ)

Sayaka MATSUMOTO<sup>\*1</sup> Yoichi KOBAYASHI<sup>\*2</sup> Minako NABESHIMA<sup>\*1</sup>

Masatoshi NISHIOKA \*1 Masaki NAKAO\*1 Linri CUI\*3

<sup>\*1</sup> Osaka City University <sup>\*2</sup> Yasui Architects & Engineers, INC. <sup>\*3</sup> Mitsubishi Heavy Industries Thermal Systems, Ltd.

The thermal grid system (TGS) is for bidirectional heat interchange between multiple heat source facilities. This research targets international exhibition halls where the TGS is expected to be introduced. It is planned to use seawater heat for some chillers and to connect two chillers in series. In this study, we constructed a simulation model for series operation, which has not been examined in detail yet, and examined its energy saving effect by comparing it with parallel connection.

# 1. 研究背景・目的

#### 1.1 背景

近年, 脱炭素社会への取り組みが活発化し, 空調システムにおいても省エネルギー化や未利用エネルギーの利用が求められている. 省エネルギー技術の1つに熱融通システムがある. その中でもサーマルグリッドシステム(以下, TGS)は双方向性を持った熱融通システムであり, インテックス大阪での実証実験 Dにおいて省エネルギー効果が示されてきた. TGS は隣接する複数の建物の空調熱源設備を二重ループ配管で接続し, 隣接建物間で熱を融通して熱源設備の効率を高めるシステムである.

本研究では、大阪府沿岸部に建設予定の大規模イベン ト会場を対象地として TGS のモデルを設定し、その効果 をシミュレーションにより検証する.対象地には、4 つの プラントがあり、各プラント内では冷凍機の直列運転に よる高効率化、プラント3、4 での海水熱利用による高効 率化などの試みが計画されている.また、TGS の導入に より、複数プラントが二重ループ配管で接続され、高効率 プラントの優先運転が可能になる.

# 1.2 目的

冷凍機の直列運転とは Fig.1 のような接続方法であり, 従来は Fig.2 のように並列に接続される. 直列運転は,空 調負荷が大きく冷水の往還温度差を大きくできる場合に 省エネルギー効果が期待できる. 空調部門では海外にお いて,実施例があるものの,省エネルギー効果の詳しい検 討はされていない<sup>2</sup>. 本研究では、この冷凍機の直列運転 による省エネルギー効果に焦点をあてる. 設計図書に基 づき熱源機周りのシミュレーションモデルを構築し、冷 凍機の「並列接続」と「直列接続」との比較により、その 効果を明らかにすることが本研究の目的である.



Fig.1 Two chillers connected in series



Fig.2 Two chillers connected in parallel

4つのプラントと配管のサーマルグリッドモデル(Fig.3) および,各プラントの熱源機構成(直列接続がある場合) モデル(Fig.4~7)を想定する.プラント1~4は、供給 先への距離および、海水熱利用プラントの優先運転を考 慮して,対象地内の空調負荷を処理する.四角形がインバ ータターボ冷凍機,円形がガス吸収冷温水機である.冷凍 機の冷凍能力一覧を Table.1 に示す.シミュレーションモ デルの構築には、Modelica Buildings Libraryの設備モデル を使用する.インバータターボ冷凍機については Hydeman et al.<sup>3</sup>による手法を用いて、冷却水出口温度、冷 水出口温度、部分負荷率を変数とする定常・非線形モデル を作成した.また、ガス吸収冷温水機については鍋島ら<sup>4)</sup> により提案された一次遅れの式を用いて、部分負荷率を 変数とする COP 推定式(1)を設定しモデルに反映した.

 $COP = 1.30 \times (1 - e^{-Pl/0.130})$  (1)  $\sub \sub ,$ 

*Pl* : 負荷率



Fig.3 Schematic diagram of piping connection



Fig.4 Schematic diagram of plant1



plant3



Fig.5 Schematic diagram of plant4



plant4

Table.1 Performance list of chillers

Diant	Number	Equipment model	Refrigeration capacity [kW]		
Fiant	Number		Single	Total	
1	R-1-1,R-1-2	Inverter turbo chiller	1,758	10 5/8	
1	R-1-3~R-1-6	Gas absorption chiller 1,758		10,348	
2	R-2-1~R-2-3	Inverter turbo chiller	1,758	10 5/8	
2	R-2-4~R-2-6	Gas absorption chiller	1,758	10,540	
3	R-3-1~R-3-6	Inverter turbo chiller	1,758	10,548	
4	R-4-1~R-4-3	4-1~R-4-3 Inverter turbo chiller		105/8	
-	R-4-4~R-4-6	Gas absorption chiller	1,758	10,540	

# 3. シミュレーション内容

シミュレーション条件を Table.2 に示す.各プラントが 分担する冷房負荷については月ごとの与条件として割り 当てる.冷房負荷と湿球温度は1時間間隔で入力する. 海水温度と湿球温度+5℃(冷却塔利用時の熱源水温度) の推移を Fig.8 に示す.

Fable.2	Simulation	conditions
Fable.2	Simulation	conditions

Period, number of days	May-October One day for each month		
Air conditioning time	8:00~22:00 1 hour interval		
Input information (Enter a constant value only for seawater temperature from 8:00 to 22:00)			
Cooling load	Refer to the actual values of facilities of the same scale		
Wet-bulb temperature	Uses Extended AMeDAS Standard Year (Osaka)		
Seawater temperature	Daily average value is used from Osaka Bay observation data		



Fig.8 Transition of seawater temperature and wet bulb temperature

# 4. シミュレーション結果

### 4.1 直列・並列モデルの比較結果

事前検討として、対象地のモデルとは別に、Fig.1、2の 簡易な直列・並列モデルを作成し、直列運転の効果を確認 した.負荷率100%において、冷却水温度を変化させた時 の消費電力のシミュレーション結果を Fig.9 に、COP の シミュレーション結果を Fig.10 に示す.直列運転が高効 率となるのは、冷凍機1(直列運転の上流側)の消費電力 削減が主要因であることがわかる.



Fig.9 Comparison of power consumption using a simple model



Fig.10 Comparison of COP using a simple model

#### 4.2 TGS のシミュレーション結果

対象地におけるシミュレーション結果は、一次エネル ギー消費量、CO<sub>2</sub>排出量で評価する.ただし冷凍機以外の 動力については含んでいない. Table.2 の冷房負荷につい て、例として各プラントの8月における冷房負荷をFig.11 に示す.各換算係数は Table.3 に示す. Fig.12 に一次エネ ルギー消費量の比較結果を示す.

直列接続導入による,一次エネルギー消費量削減率は 全体で約27%であった.直列接続が最多のプラント3に おける10月の削減率は約62%と最大になった.



Fig.11 Cooling load of each plant in August

Table.3 List of conversion factors

	Primary energy	CO <sub>2</sub> emissions
Electricity	9.76MJ/kWh	0.362kg-CO2/kWh
City Gas	45MJ/Nm <sup>3</sup>	0.0509kg-CO <sub>2</sub> /MJ



Fig.12 Primary energy consumption

プラント3でも月ごとに削減率が異なる理由は、運転 負荷率の違いにある.10月は負荷率70%(冷凍機定格能 力の70%,このような運転を部分負荷運転という)以下 で運転している時間が多かった.そこで負荷率100%と 50%での直列接続の一次エネルギー消費量削減率を確認 すると,それぞれ18%と64%程度になることが分かった.

#### 5. まとめ・今後の課題

冷凍機の直列運転による省エネルギー効果について, シミュレーションモデルを構築し検討した.結果として, 対象地では一次エネルギー消費量は約27%削減, CO2排 出量は約25%削減できることが分かった.また,直列運 転は部分負荷でその効果を発揮しやすいことも判明した. 今後は,各プラントへの負荷配分を変更しての検討をお こなう必要がある.

#### 参 考 文 献

1) Masaki Nakao, Minako Nabeshima et al.: Thermal grid system and its field test in multiple buildings with individual heating and cooling facility, Energy Procedia, volume 149, pp112-121, 2018

 Peter SP Chan, Noriyasu Maehara: Optimum Control and Full Automatic Control System Developing For MGM COTAI Chiller System, 15th Asia Pacific Conference on the Built Environment 5R Technology for Building Environment, 2019

3) Mark Hydeman, Priya Sreedharan, Nick Webb, Steve Blanc: Development and Testing of a Reformulated Regression-Based Electric Chiller Model, ASHRAE Transactions, 108(2), 1118-1127

4)鍋島ら:配管ネットワーク化された空調熱源システム運転特性の分析,空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集,pp277-280,2016

# 空調用冷温水熱融通システム最適運用技術の研究

# 国際展示場の空調機負荷の傾向分析

# Research on optimization method in operation of heat interchange system among buildings for air conditioning

# Trend analysis of Air conditioning load in the international exhibition hall

Yuki	TOMIO	KA <sup>℁1</sup>	Minako NABI	ESHIMA <sup>**1</sup>	Masa	toshi NIS	HIOKA <sup>%1</sup>	Masaki NAKAO <sup>%1</sup>
西岡	真稔	(大阪	市立大学)		中尾	正喜	(大阪市立	大学)
○冨岡	由貴	(大阪	市立大学)		鍋島	美奈子	(大阪市立	大学)

\*1Osaka City University

A thermal grid system, TGS, which is the bidirectional heat interchange system among buildings for air conditioning was introduced to the exhibition hall. The current operation method is based on the judgment of trained technicians, the system is operated with an eye on future peak load. In this study, we developed a cooling load index based on the usage conditions, and added a load forecasting capability to the optimization method for minimizing primary energy consumption. As a result, optimized calculations for future loads became possible.

### 1. 研究背景·目的

近年、温室効果ガス削減にむけて更なる建築物の省エネ ルギー化が必要とされている。そこで2015年に空調設備の 省エネルギー化を目的とし双方向熱融通を特徴とした「サ ーマルグリッドシステム(以降、TGS)」が提案された。実証 実験が大阪の国際展示場で行われ、筆者らはこの施設での TGS の導入による省エネ効果を明らかにした<sup>120</sup>。現在の国 際展示場における TGS の運用方法は、当初導入していた1 次エネルギー消費量を最小とする最適化システムを使用せ ず、現場管理者が施設の利用状況及び運用状況に基づいて 使用する熱源機を選択している。既往研究では、現時刻の冷 房負荷情報等を BEMS(Building and Energy Management System)から読み取り、1 次エネルギー消費 量を最小にする最適な熱源機組み合わせを算出し、それを 現場の運転管理者に提供するという試みを行った3。しかし、 負荷予測機能がなかったため、一定時間後の負荷の増加を 見据えて余裕をもって熱源を選択している現場管理者の判 断との乖離が見られた。そのため一定時間後の時刻の最適 な熱源機を運用の参考として提示することで実用性が高ま ることが考えられ、施設の使用状況と冷房負荷の関係を分 析し負荷予測を作成することが必要となる。

本研究では、施設の BEMS データを分析することによっ て簡易負荷予測モデルを提案し、筆者ら<sup>1)~3)</sup>が提案した最 適化手法に負荷予測機能を追加することを目的とする。こ れによって予想気温、来場者予想値、換気量を入力すること で一定時間後の冷房負荷の推定値を算出し翌日稼働させる 熱源機の稼働予約や負荷の増加を見込んだ熱源機選択の参 考となる情報を提示することが可能となる。

#### 2. 研究概要

本研究では主に TGS の最適運用方法の実用化にむけて 最適化手法への負荷予測機能の追加を行う。その際既往研 究において課題として挙げられていた計算時間の短縮を考 慮し、施設の利用方法と外気温から簡易に冷房負荷を予測 することとする。そのために 2019 年夏期の国際展示場の実 測熱源機負荷を分析し、冷房負荷の変動要因とそれによる 変動量を求め、簡便な負荷予測モデルを作成する。入力値は 予想気温、開催予定のイベントの来場者予想値からの在室 人数とイベント内容からの換気量と持ち込み電力の予想値 とした。外気温、持ち込み電力と負荷の関係は実測データか ら分析し、在室人数、換気量と負荷の関係は動的熱負荷計算 によって分析を行う。作成した負荷予測モデルの推定誤差 と入力値の組み合わせによる最適化計算結果への影響を確 認するために 2020 年のイベントについて実際に負荷予測 機能を用いて最適化計算を行った。

#### 3. TGS の概要

TGS(Fig. 1)は、隣接する建物の空調設備を2重の配管で 接続し、建物間熱融通を行うことで負荷に対して最適な熱 源機を選択可能となるシステムである。メリットとして、少 数台数の高負荷運転、熱源機故障時のバックアップ等が挙 げられる。一方、導入前と比較してループ配管内の輸送する ための搬送動力と、放熱損失量が増加するというデメリッ トが挙げられる。





Fig. 1 TGS of the exhibition hall

# 4. 研究対象施設

研究対象施設である国際展示場には 1~6 号館の 6 つの 建物がある。5 号館の展示スペースはAとBの2つのゾー ンに分かれており、2 階には会議室等がある。6 号館はA~ Dの4つの展示室に分けられている。この施設ではイベン ト開催日や開催時間、利用者数が不規則に変動するため周 期的な負荷予測ができないこと加え、開示されているイベ ント情報が主に開催時間と利用展示室のみのためイベント 内容や来場者数による冷房負荷分析が困難である。また対 象施設では2,5,6号館には2次側に測器がなく製造熱量 から熱融通量を足し引きした実測熱源機負荷のデータを用 いて冷房負荷分析をおこなう。

<b>Table 1</b> Square measure[m]			
		Square measure[m]	
Building N	No.1	5,087	
Building No.2		6,729	
Building N	No.3	5,119	
Building No.4		6,729	
	Room A	4,728	
Building No.5	RoomB	1,625	
	Total	6,353	
	Room A	9,680	
	RoomB	9,679	
Building No.6	Room C	10,535	
	RoomD	10,167	
	Total	40,061	

		Cooling	Gas
	name	capacity	consumption
		[kW]	[Nm3/h]
R-101	Gas absorption chiller/heater	2110	164
R-201	Gas absorption chiller/heater	2813	218
R-301	Gas absorption chiller/heater	2110	179
R-501	Gas absorption chiller/heater	1960	125.5
R-502	Gas absorption chiller/heater	985	63.5
R-602	Gas absorption chiller/heater	3517	273
R-604	Gas absorption chiller/heater	4395	341
R-606	Turbo chillers	1758	256kW(Electricity)

### 5. 最適化手法

本研究で使用した最適化手法は簡易な熱量ベースモデル

(熱源機入口と出口の温度差を固定して流量のみ可変の熱量によって熱収支を表した定常モデル)を最適化計算モデルとして用い、熱源機負荷率の組合せを複数作成したものを入力し、 EDEにより制約条件からの逸脱度の最小化と目的関数の最小化を確率的に入れ替えながら探索する手法 <sup>3)</sup>である。計算プロセスを Fig. 2 に示す。



#### 6. 外気温と実測熱源機負荷の関係

2019年8月~9月の1時間平均値より外気温と実測熱源 機負荷との間には比例関係が見られた。この時熱源機負荷 発生から1時間のデータは削除している。外気温t[°C]に対 する熱源機負荷Q<sub>reg</sub>[kW]の回帰直線を作成し、負荷予測の 際の基準とした。この式に換気回数等による変動量 Q<sub>H.v.p</sub>[kW]を加えていく。

Building No.1 :  $Q_{reg} = 42.10 \times t - 439.60$  R<sup>2</sup> = 0.34



Fig. 3 Measured heat source machine load regression line in Building No.1

# 7. 動的熱負荷計算による実測熱源機負荷の分析

#### 7.1. 入力值

気象条件は2001-2010年大阪標準年の7月~9月1時 間データ

- 週間スケジュールは1週間全て9時~21時100%稼
   働
- ・ 設定温湿度は不明のためデータに最も適当な値を求めた(24℃50%)
- 7.2. 要因の変動による室内負荷の変動量の算出

各入力項目の変化に対する室内負荷の変動幅を確認する ため、動的熱負荷計算の計算結果の室内負荷の気温に対す る回帰直線を作成し、要因の変化に対する値の比較がしや すいようにした。この時冷房負荷発生後1時間の過渡デー タは削除した。また動的熱負荷計算の計算と実測値との比 較する際は、空調機負荷(2,5,6号館は熱源機負荷)から 空調機消費電力を引いたものと比較している。基準条件と なる入力値として実測値のプロットの最も多い部分を通る 換気回数 $v_0 = 2$  [回/h]、在室人数 $p_0 = 0.3$  [ $L/m^2$ ]、作業指 数4、持ち込み電力最頻値0kWを定めた。



まず換気回数による室内負荷の変動量を求めた。換気回数v[回/h]の入力値を0.3,1,2,2.5 に変化させ動的熱負荷計算 を行い、結果から気温tに対する室内負荷Q<sub>H,v,p</sub>の回帰直線 を算出した(Fig.5)。基準となる換気回数v<sub>0</sub> = 2 回/hの回 帰式を各換気回数での回帰式から引いた式を基準に対する 各換気量の変動量とした。

同様に在室人数の変動幅を作成。在室人数  $p[\mathcal{M} m^2]$ では 来場者数が把握できたイベントの最頻値の $p_0 = 0.3$ を基準 とし 0.03, 0.3, 0.5 に変化させ動的熱負荷計算を行い、各結果 から外気温 t に対する室内負荷 $Q_{H,v,p}$ の回帰直線を求めた。 結果在室人数の変化による変動量は定数とした (Fig.6)。こ れを  $1\sim 6$  号館全ての展示室について同様に行った。持ち込 み電力 E[kW]はそのまま加算することとする。



# 8. 負荷予測モデル

実測熱源機負荷回帰直線に変動量を加えたものを負荷予 測値とする。5号館Bと6号館Dは実測値のデータ数が少 ないため実測熱源機負荷回帰直線に代わりに動的熱負荷計 算の基準式を用いた。

$\Delta \mathbf{Q}_{\mathbf{H},\mathbf{v},\mathbf{p}} = \mathbf{Q}_{\mathbf{H},\mathbf{v},\mathbf{p}} - \mathbf{Q}_{\mathbf{H},\mathbf{v}_0,\mathbf{p}_0}$		
$\mathbf{Q}_{estimate}$	$= Q_{reg} + \Delta Q_{H,v,p} + E$	(2)
Q <sub>H,v,p</sub>	: Dynamic heat load calculation results	[kW]
$\Delta Q_{H,v,p}$	: Variation from reference conditions	[kW]
$Q_{H,v_0,p_0}$	Results under reference conditions	[kW]
$Q_{reg}$	:Measured regression line	[kW]
Е	: Amount of electricity brought in	[kW]
	Table 3         Load forecasting model	

Building No.1					
Measured	0	1210	÷	120.60	
regression line	Q <sub>reg</sub> =	42.10	ι	-439.00	
Dynamic h	eat load calcu	lations(N	ewl	HASP)	
Reference					
conditions	0 –	00 00	+	2069 70	
$(v_0 = 2,$	$Q_{\mathrm{H},\mathrm{v}_{0},\mathrm{p}_{0}} =$	90.00	ι	-2000.19	
p <sub>0</sub> =0.3)					
v =0.3 :	$Q_{H,0.3,p_0} =$	56.65	t	-1251.10	
v = 1:	$Q_{H,1,p_0} =$	70.85	t	-1592.19	
v =2.5 :	$Q_{H,2.5,p_0} =$	100.70	t	-2304.46	
Variati	on from refere	nce cond	litio	ns	
v =0.3 :	$\Delta Q_{H,0.3,p_0} =$	-34.15	t	+817.69	
v = 1 :	$\Delta Q_{H,1,p_0} =$	-19.95	t	+476.60	
<b>v</b> =2.5 :	$\Delta Q_{H,2.5,p_0} =$	9.90	t	-235.67	
p = 0.03 work index4	ΔQ	H,v <sub>0</sub> ,0.03	-41	.89	
p = 0.05 work index8	Δ	Q <sub>H,v0,0.5</sub> =	68.	11	

# 9.1. 2020 年度イベントでの負荷予測

2020年9月10日11:00~11:59の1時間を対象とし負荷 予測を行った。対象日は5つの展示イベントが開催されて おり、1,2,3,5号館AB、6号館ABCが使用されていた。入 力値は外気温、イベント内容と来場者予想値から求めた在 室人数と持ち込み電力の大小。推定値を実測値熱源機負荷 と比較することで誤差を確認した。換気量はコロナ下のた め最大の2.5回/hとし、展示利用のため持ち込み電力は 10kWとした。

# 9.2. 負荷予測の設定パターン

Case1:平均的な在室人数

翌年の同イベントの来場者数実績値の1時間平均値に最 も近い在室人数0.03人/m<sup>2</sup>(最小値)

Case2: Case1 より在室人数が多い場合

Case1で設定した在室人数より1段階多い0.3 人/m<sup>2</sup> Case3:最も実測熱源機負荷に近い設定

実際の熱源機負荷に最も近づく換気量と在室人数の設定 9.3. 負荷予測結果

Case1 では2 号館を除くすべての建物で予測値が実測値 に比べて小さくなった。そのため1 段階在室人数を増やし た Case2 の方が実測値に近い値となり、この時間帯が来場 者数平均値に比べて混雑していたことが考えられる。2 号館 では他の日程においても全てのケースにおいて予測値が推 定値よりも大きく計算されていたため予測値が小さくなる よう見直す必要があると考えられる。実測値に最も近い設 定とした Case3 より2 号館以外の建物において在室人数を 最大とし持ち込み電力を増加させ、2 号館では全て最小値

(換気量0.3回/h, 在室人数0.03人/m<sup>2</sup>,持ち込み電力0kW) に設定することで最も実測値に近づくことがわかった。

	Case1	Case2	Case3
	Error rates[%]	Error rates[%]	Error rates[%]
Building No.1	20	15	2
Building No.2	67	76	37
Building No.3	18	14	0
Building No.5	20	14	0
Building No.6	38	29	13

#### Table 4 Error rates

# 10. 負荷予測の誤差率による最適化結果への影響

前章での負荷予測結果を用いて最適化計算を行った。実 運転では熱源機の発停操作のみで熱源機ごとの負荷率の設 定は行わないため最適化結果によって選択された熱源機の 比較を行う。また比較する際には実測熱源機負荷を用いて 最適化結果を行った際の熱源機選択結果が最も望ましい熱 源機として考察を行った。

Case1 では負荷予測値の実測値に対する誤差率が18%~35%、2 号館では60%であり実測の負荷に比べて明らかに

予測値が小さく算出されていたため最適化計算の熱源選択 結果においてもR101が稼働しない結果となった。Case2で は負荷予測値の実測値に対する誤差率が14%~29%、2号 館で76%であったが最適化計算による熱源機選択結果は実 測負荷で算出した場合と同じ組み合わせとなった。つまり、 2号館使用時にR201を稼働する制約条件により2号館の 誤差の影響がないと考えた場合、1,3,5号館で14~15%、6 号館29%の誤差においても最適な熱源機の組み合わせを算 出することができた。

Table 5	Results of heat source selection by optimization
	anderslation

calculation				
	Results of heat source			
	selection			
Case1	R201, R502, R602, R606			
Case2	R101,R201,			
	R502,R602,R606			
Case3	R101,R201,			
	R502,R602,R606			
Optimization	D101 D001			
calculation with actual	K101,K201,			
measured values	R502,R602,R606			

#### 11. まとめ

・TGS が導入された国際展示場に適用する熱源機運転の最適化計算手法に負荷予測機能を追加した。

・作成した負荷予測機能による推定値は実測値に比べ小さ く算出された。

・2 号館の負荷予測モデルは計算を行った全ての日時において実測値より大幅に大きく推定されたため見直す必要がある。

・負荷予測の際の在室人数の大小の入力値によって最適化 計算で選ばれる熱源機が変化し、1,3,5 号館で14~15%、6 号館 29%の誤差率においても最適な熱源機の組み合わせを 算出することができた。

・最適化結果を現場で使用するためには、負荷予測機能でピーク負荷を考慮するため予想最高気温で用い、発停ロスの少ない熱源機選択の参考として提示することが考えられる。

参	考	文	献	

1) 田中政貴ら「既存施設に導入されたサーマルグリッドシステムの省エネル ギー効果実運転時データを用いた空調熱源システム運転特性の分析」第45 回空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集A-45,2015年 2) 石那田将ら「サーマルグリッドシステムにおける一次エネルギー消費量削 減効果に関する研究一高効率冷凍機の共同利用運転時の効果一」空気調和・ 衛生工学会大会学術講演論文集第2巻,p145-p148,2017年 3)高橋宜希ら「空調用冷温水熱融通システム最適運用技術の研究 運用担当 者による現状運転と一次エネルギー最小化運転との比較」第50回空気調和・ 衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集A-28,2021年 調括

本研究を進めるにあたり、大阪市経済戦略局、大阪国際経済振興センター、 鹿島建物総合管理(株)、(株)NTT ファシリティーズエンジニアリングにご協力いただき ました。また、(株)安井建築設計事務所の小林陽一様より設計情報や関係す る知識等、アドバイスを受けた。記して謝意を表します。

# 空調利用を目的とした帯水層蓄熱の研究 (第7報)冬期冷水蓄熱の増量手法の検討その2 Study on Aquifer Thermal Energy Storage System for Space Cooling and Heating - (Part 7) Examination of Increasing Cold Heat Storage in Winter Part2-

○仲西 琴音(大阪市立大学) 崔 林日(三菱重エサーマルシステムズ) 西岡 真稔(大阪市立大学)中尾 正喜(大阪市立大学) 鍋島 美奈子(大阪市立大学)

Kotone NAKANISHI<sup>\*1</sup> Linri CUI<sup>\*2</sup> Masatoshi NISHIOKA<sup>\*1</sup>

Masaki NAKAO<sup>\*1</sup> Minako NABESHIMA<sup>\*1</sup>

<sup>1</sup> Osaka City University <sup>\*2</sup> Mitsubishi Heavy Industries Thermal Systems, Ltd.

Aquifer Thermal Energy Storage system (ATES) is expected to save energy by storing the waste heat from the building in the aquifer. In areas where the heating load tends to be smaller than the cooling load, the amount of cold heat storage is insufficient during ATES operation, causing an imbalance of annual heat storage. Therefore we will verify and consider the effect of introducing the method of increasing cold heat storage in addition to the normal operation of ATES to balance the heat storage amount by simulation.

#### 1. 研究背景·目的

#### 1.1. 背景

震災による電力供給不足を背景にエネルギー政策の見 直しがされており、省エネルギー社会の推進、再生可能エ ネルギー、未利用エネルギーの活用などが重要視されて いる。また、エネルギーの需要密度の高い大都市域は、日 本ではその多くが沖積平野に位置しており、足元に広が る地下水で満たされた帯水層は熱的な利用価値が高い。 そこで熱源井戸を構築する事で、帯水層を低価格・大容量 の蓄熱槽とし、効率的に熱エネルギーを冷暖房の熱源と して利用する帯水層蓄熱空調システム(以下 ATES)に着目 した。ATES は、冷房・暖房時に発生する温排熱・冷排熱 を地下水に与え、建物地下の帯水層に蓄熱し時期をずら して利用することによって大幅な二酸化炭素排出量削減、 省エネルギー効果が期待できる。

### 1.2. 目的

筆者らはこれまでに、2016年には兵庫県高砂市で、2017 年には大阪市うめきた地区において、実用を想定した大 規模な蓄熱実験に参画し、70%以上の高い熱回収率を得 られることを確認した<sup>1)</sup>。また大東・西岡ら<sup>2)</sup>は Modelica 言語を用いたシミュレーションツールを用いて設備側を 含めたモデルを構築し、省エネ効果の把握と運転制御・運 転スケジュールの確立を行った。システムを持続的に運 用していく手法の確立が次の課題となっている。

ATES の季節間運転を数十年という長期間にわたり行う場合、年間地中蓄熱量と各冷房・暖房期の年積算流量を 平衡させ続ける必要がある。既往研究<sup>3</sup>)にて、暖房負荷が 冷房負荷より小さくなる傾向にある地域での ATES 運用 を想定し、冬期の蓄熱量の不足を解消する方法として冬 期冷水蓄冷方式を2 つ挙げ、両システムの優劣と外気湿 球温度との関係について考察した。本報ではシミュレー ションにより、ATESの冷房・暖房運転に加え、暖房期間 の非空調時間帯に冷水蓄冷を行い蓄熱量を増量させ、年 間蓄熱量の平衡をとることによって得られる効果につい て検証することを目的とする。

#### 2. シミュレーション条件

Modelica Buildings Library<sup>4</sup>)(以下 MBL)を用いて設備 システムモデルを構築した。機器性能は大阪市舞洲地区 の施設に導入された ATES 実機の仕様を採用する(Table 1)。以下、冷房・暖房運転及び冬期冷水蓄冷運転の運転制 御条件を示す。

#### 2.1. 冷房運転概要

Fig.1に冷房運転の設備モデル概要を示す。また以下3 点の運転制御を行う。

①ターボヒートポンプ蒸発器出口温度は定格値 7℃設定、 蒸発器入口温度は成り行き

②井戸流量は還水温度 24℃となるよう上限 90m<sup>3</sup>/h 下限 40m<sup>3</sup>/h で変流量制御

③凝縮器流量 120m<sup>3</sup>/h 一定、蒸発器流量は井戸流量と同量になるよう制御

#### 2.2. 暖房運転概要

同様に暖房運転の概要(Fig.2)と運転制御を示す。 ①ターボヒートポンプ凝縮器出口温度は定格値45℃設定、 凝縮器入口温度は成り行き A-61

②井戸流量は還水温度 14℃となるよう上限 90m<sup>3</sup>/h 下限 40m<sup>3</sup>/h で変流量制御

③蒸発器流量は 140m<sup>3</sup>/h 一定、凝縮器流量は井戸流量と 同量になるよう制御

#### 2.3. 冷水蓄冷運転概要

冷水蓄冷運転について前報で2つの運転方式を挙げた が、本検討では予備検討として外気湿球温度条件によら ず全てヒートポンプ蓄冷方式で行うこととする。

今回のシミュレーションは冷房運転からの開始とし、 暖房期の揚水温度が時間経過で変化するためヒートポン プ負荷率に合わせた井戸流量の変流量制御が理想的であ るが、現時点のモデルではできないため簡易的に固定値 とした。ポンプ流量は、冷却水と冷温水流量は 70m<sup>3</sup>/h、 井戸流量は 48.1m<sup>3</sup>/h とする。

ヒートポンプの冷水出口温度は12℃とした。冷却塔フ アン2台はヒートポンプの運転可能条件を踏まえ、冷却 塔出口温度がヒートポンプ蒸発器出口温度+5℃となる ようインバータ制御を行う。

外気湿球温度は暖房期夜間(20:00~翌8:00)かつ10℃ 未満の場合に冷水製造を行うこととする。大阪の標準年 気象データ<sup>5</sup>を使用し、ヒストグラムはFig.4に示す。

#### 2.4. 運転スケジュール、負荷条件

空調負荷に関して、舞洲地区の ATES の冷凍機実機の 能力約 700kW(200USRT)の約 3 倍のピーク冷房負荷 2100kW が発生する延床面積 24000m<sup>2</sup>の業務施設を想定 し、文献<sup>の</sup>より熱負荷原単位を参考に設定した。運転スケ ジュールは冷房:6 月~9 月、暖房:12 月~2 月とする。ま た、ATES で賄う負荷は冷房 700kW、暖房 850kW までの ベース部分とし、不足分は他の熱源で補うこととする。

#### 2.5. 帯水層円筒形モデルのパラメータ同定

帯水層の温度応答を再現するためのモデルとして、既 往研究で作成された帯水層円筒形モデルを用いる。舞洲 地区の帯水層を模擬するため、既往研究<sup>¬</sup>の手順を基に実 績データを用いて物性値の同定を行った。帯水層内の熱 挙動に影響するパラメータのうち熱分散長を同定し、そ の他は揚水温度のみでの同定は難しいため文献値を使用 する。また帯水層円筒形モデルでは考慮できない地下水 流速の影響を、通常は帯水層の上下 50~100m 程度に存 在する不透水層厚を現実より薄くして不透水層への伝熱 損失として考えることとし、同定パラメータに加えた。以 降の検討では帯水層物性値を Table 2 の通りとする。





Fig. 1 Cooling model

Fig. 2 Heating model

Fig. 3 Cold Hat storage model



Fig. 4 Outside wet bulb temperature's histgram



Fig. 5 Cooling load & Heat load

Summer	Mid-term	Winter	Mid-term
ATES · Cooling + Heat storage Other heat source · Cooling		ATES · Heating + Heat storage Other heat source · Heating	
		Cold heat storage	

Fig. 6 Operation schedule

Table 2 Physical characteristic of the aquifer

		Unit	Value
	Density	g/cm <sup>3</sup>	2.0
	Specific heat	$kJ/(kg \cdot K)$	1.6
Pebbles	Thermal conductivity	W/(m $\cdot$ K)	1.6
(Aquifer)	Layer thickness	m	10.0
	Dispersion length	m	1.0
	porosity	-	0.3
:	Specific heat	$kJ/(kg \cdot K)$	1.8
Impermeable	Thermal conductivity	W/(m $\cdot$ K)	1.2
layer	Layer thickness	m	5.0
Wator	Density	g/cm <sup>3</sup>	1.0
Water	Specific heat	$kJ/(kg \cdot K)$	4.2

#### 3. 結果

冷水製造の有無及び季節間蓄熱量を平衡させるかで3 ケースのシミュレーションを行い、熱回収率とSCOPの 観点で結果の比較をした。本検証では初年度の冷房運転 時の揚水温度が常温の18.9℃であり蓄熱量が大きくなる 特殊な運転であることから2年目運転の結果で比較を行 う。2年目も初年度と同様の負荷、運転制御である。

評価指標とする熱回収率について、夏期熱回収率は前 年度冬期蓄熱量に対する夏期採熱量の比、冬期熱回収率 は夏期蓄熱量に対する冬期採熱量の比のことであり、算 出式は式(1)に示す。

#### 3.1. ケース1: 蓄熱量不平衡運転(冷水製造なし)

空調負荷に合わせ ATES を運転し、かつ冬期に冷水製造を行わない場合、Fig.7より冬期蓄熱量は夏期のそれに

比べかなり小さくなっており、夏期に対する冬期蓄熱量 の比は約0.21となった。この原因は暖房負荷が冷房負荷 に比べ小さく期間も短いことであるが、このような大き な蓄熱量不平衡が経年的に継続すると地中温度が上昇し ATESの性能低下を招く。夏期熱回収率は、冷房負荷が暖 房負荷より大きいために冬期還水量と比べ夏期揚水量

(還水量)が大きく、96%と高い値をとっている(Table 3)。蓄熱量を年間平衡させるために夏期揚水量を冬期還水量と同程度に運転する場合には、60%程度となるはずである。これと逆の理由で冬期熱回収率は29%と小さくなった。

#### 3.2. ケース2: 蓄熱量平衡運転(冷水製造なし)

これは冷水製造を行わずに冬期蓄熱量に合わせるよう にして夏期蓄熱量を小さくする、すなわち ATES で賄う 冷房負荷量を小さくして蓄熱量平衡をとった場合である (しかし蓄熱量は過去の蓄熱や採熱の履歴が影響するた め予見が難しく、完全には平衡していない。)。冷房負荷 は期間にして7月後半~9月分を他の熱源で補うと仮定 した。冷房負荷量及び蓄熱量を小さくしたために熱回収 率は夏期が約70%になり、冬期は80%程度まで向上した。

#### 3.3. ケース3: 蓄熱量平衡運転(冷水製造あり)

これは冷水製造を行うことで冬期蓄熱量を増量させ、 夏期蓄熱量と平衡をとった場合である。しかし冷水製造 を冬期夜間かつ外気湿球温度10℃未満条件で運転しても 夏期蓄熱量に満たなかったため、冷房負荷量の9月分を 他の熱源で補うことにして ATES で賄う負荷量を小さく した Fig. 7 よりケース2 に比べて倍量以上の蓄熱ができ ている。冬期熱回収率は35%とケース2と比較すると小 さいが、冷水製造のために帯水層から回収された熱量を 加え帯水層の蓄熱性能としてみると71%になった。

$$\eta = \frac{c_{w}\rho_{w}\sum_{i}q_{out_{i}}(T_{out_{i}} - T_{0})}{c_{w}\rho_{w}\sum_{i}q_{in_{i}}(T_{in_{i}} - T_{0})} \times 100$$
(1)

η	: Heat collection rate[%]	T <sub>in</sub>	: Injection temerature [°C]
_	: Specific heat of water		TTL ( F 3/17
C <sub>w</sub>	[kJ/(kg • K)]	q <sub>out</sub>	: Flow rate[m/d]

 $\rho_w ~~: \text{Density of water}[kg/m^3]$ 

 $q_{in}$  : Flow rate[m<sup>3</sup>/d]

 $\begin{array}{ll} T_{out} & : pumping \ temperature[^{\circ}C] \\ T_0 & : Initial \ ground \\ temerature[^{\circ}C] \end{array}$ 



Fig. 7 Amount of the heat storage



Fig. 8 System COP Table 3 Flow rate, Heat storage & Heat collection rate

near correction rate							
Amount	Case1 Case2		Case3 (For heat source)	Case3 (Total)			
Flow rate in 1st winter[m <sup>3</sup> ]	40889	40889	90883	$\langle \rangle$			
Heat storage in 1st winter[MWh]	-183	-183	-528				
Heat storage in 2nd summer[MWh]	-173	-125	-298				
Heat collection rate[%]	95	68	56	$\backslash$			
Flow rate in 2nd summer[m <sup>3</sup> ]	126177	43202	94154				
Heat storage in 2nd summer[MWh]	917	266	558				
Flow rate in 2nd winter[m <sup>3</sup> ]	40603	46528	48490	96109			
Heat storage in 2nd winter[MWh]	264	211	198	399			
Heat collection rate[%]	29	79	35	71			

3.4. 他熱源を合わせた施設全体エネルギー消費量比較

空調負荷のベース部分以外をガス吸収式冷温水機で補 う場合の、ATES も含めた一次エネルギー消費量で比較す る。舞洲地区の対象施設に既設のガス吸収冷温水機の単 体 COP と、実証実験で得られたシステム COP の値(Table 4)を用いて、空調負荷量から簡易的に計算した。Fig. 10 より、ケース2とケース3で比較すると、ケース3では 16.6%の省エネになった。ATES のみの評価だと、ケース ③は冷水製造の際の動力が必要な分、ケース2に比べて 暖房期の SCOP が低い(Fig. 8)が、ガス吸収式冷温水機 の動力はケース2の方が大きくなるため、施設全体のエ ネルギー消費量でみると、冷水製造を行い季節間蓄熱量 の平衡をとる方式が省エネ効果が高い。すなわち、効率の 高い ATES の負荷分担を大きくすることのメリットを表 している。

Table 4 The Chiller / Heater's COP & System COP of ATES in Maishima

mato	COP[-]	0.75	5 0.67
Ave	rage SCOP[-]	0.0	1 0.00
(Pri	imary energy)	0.64	4 0.66
<b>2</b> 100%	Absorption type, sur	nmer 📕 ATES, s nter 📕 ATES, w	ummer vinter
	Absorption type, sur	nmer ATES, s	ummer vinter
90% June 90%	Absorption type, sur	nmer ATES, s nter ATES, w	ummer vinter
peat source 90% 80% 70%	Absorption type, sur	nmer ATES, s nter ATES, w	ummer vinter
ge ph heat source 90% 80% 70% 50%	Absorption type, sur	nmer ATES, s iter ATES, v	ummer vinter
intage by heat source 90% 90% 90% 90% 90% 90% 90%	Absorption type, sur     Absorption type, wir     Absorption type, wir	nmer ATES, si	ummer vinter
ercentage by heat source %00 00 000 %00 000 000 %00 000 %00 %	Absorption type, sur Absorption type, wir Absorption type, wir	nmer ATES, si	ummer vinter
Percentage by heat source %00% %00% %00% %00% %00% %00% %00% %0	Absorption type, sur Absorption type, wir Absorption type, wir	nmer ATES, s atter ATES, v	ummer vinter

Fig. 9 Heat source composition ratio



#### 4. まとめ

舞洲地区の ATES を模擬したシステムのモデリング及 びシミュレーションによって、冬期冷水製造運転を導入 して蓄熱量平衡をとることによる効果について考察を行 った。他熱源も含めた一次エネルギー消費量で比較する と、冷水製造を行い季節間蓄熱量を平衡させる方式が一 番省エネ効果が高いことが分かった。本検証では2年目 のみで比較したが、数年単位の長期にわたる冷水製造の 導入効果に関する検討・考察は今後の課題とする。

#### (謝辞)

本研究は、環境省の令和2年度 CO2 排出削減対策強化誘導型 技術開発・実証事業「複数帯水層を活用した密集市街地における 業務用ビル空調向け新型熱源井の技術開発」と JSPS 科研費 JP19H02300 の助成を受けた。

#### 【参考文献】

- 竹口ら:空調利用を目的とした帯水層蓄熱の研究 —(第 2報)うめきた地区における熱回収率の実験値と熱分散長の同定値—,空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集 第1巻,pp.209-212,2018年9月
- 2) 大東ら:空調利用を目的とした帯水層蓄熱の研究-(第3報) 季節間蓄熱における冬期冷却塔蓄熱と夏期冷水予冷の検 討-,空気調和・衛生工学会近畿支部研究発表会論文集, 2018年3月
- 3) 仲西ら:空調利用を目的とした帯水層蓄熱の研究(第6報) 冬期冷水製造設備モデルの検討,空気調和・衛生工学会 大会学術講演論文集第2巻, pp.85-88, 2021 年9月
- Wetter, M., Zuo, W., Nouidui, T. S., and Pang, X.(2014). Modelica Buildings library. Journal of Building Performance Simulation, 7(4): 253-270.
- 5) 日本建築学会編, 拡張アメダス気象データ 1981-2000. 2005 年 8 月.
- 空気調和・衛生工学会編,都市ガスによるコージェネレーションシステム計画・設計と評価,丸善,pp.137-142, 1994
- 仲西ら:空調利用を目的とした帯水層蓄熱の研究 (第4 報) 蓄熱井近傍温度を用いた蓄熱特性同定—, 空気調和・ 衛生工学会学術講演論文集第2巻,, pp.173-176, 2020年9 月

# 空調利用を目的とした帯水層蓄熱の研究 (第8報)舞洲サイトにおける運転実績

# Study on aquifer thermal energy storage system for space cooling and heating -(Part8)Operation Results at Maishima Site -

 ○須江匠(大阪市立大学) 西岡真稔(大阪市立大学) 崔林日(三菱重エサーマルシステムス株試) 中尾正喜(大阪市立大学) 中曽康壽(大阪市立大学) 中谷泰治(大阪市) Takumi SUE\*1 Masatoshi NISHIOKA\*1 Cui LINRI\*2 Masaki NAKAO\*1 Yasuhisa NAKASO\*1 Taiji NAKATANI\*3
 \*1 Osaka City University \*2 Mitsubishi Heavy Industries Thermal Systems, Ltd. \*3 Osaka City

The aquifer thermal storage system (ATES) is a system that can effectively utilize the air conditioning waste heat over the seasons by using the aquifer, and is expected as one of the measures against global warming. In 2020, a verification test of ATES was conducted in Maishima, Osaka City, and in this study, we analyze the actual data obtained by the verification test and evaluate the performance of the aquifer and the cooling and heating system.

# 1. 研究背景, 目的

近年,世界全体で地球温暖化対策のためCO2排出量, 消費エネルギーの削減の必要性が高まっており,省エ ネルギー化技術として,Fig.1のように空調時の排熱を 帯水層に貯め季節を跨いで熱源として利用する「帯水 層蓄熱システム(以下ATES)」に関する環境省のCO2排 出削減対策強化誘導型技術開発・実証事業が2019年度 から大阪市舞洲地区で進められている.

本研究では、その事業により得られた温度、流量などの実績データを基に帯水層及び冷暖房システムの性能評価を行い、地球温暖化対策におけるATESの有用性を示し社会実装への足掛かりとすることを目的とする.



Fig. 1 Operation overview of ATES

#### 2. 研究の概要

2020年度の実証試験の対象施設は, 舞洲地区に立地 する宿泊施設やスポーツ設備を含む複合施設である. 舞洲地区は第2帯水層と第3帯水層の2層の帯水層が利 用可能であるため,実証事業では2層を同時利用するW-ATES方式<sup>[1]</sup>の運転も行われたが,本研究では1層方式 (S-ATES)での運用について検証する.分析対象とす る期間は夏期(6月22日~10月3日),冬期(12月23日~ 3月31日)である.

本研究では、実証事業で得られた実績データを基に 帯水層の性能として熱回収率、冷暖房システムの性能 としてSCOPの分析を行う.

熱回収率は,夏期に蓄えた熱量のうち冬期に利用した熱量の割合を表し,分母に蓄熱量,分子に採熱量を置き式1で算出する.また,SCOPはシステム全体の運転効率であり,ヒートポンプ(以下HP)で製造した熱量とHP,深井戸ポンプ,冷温水ポンプ,冷却水ポンプなど利用された全ての機器の消費電力を基に,式2で算出する.

$$\epsilon = \frac{(c\rho)_{water} \sum_{k} v_{p,k} (T_{p,k} - T_0)}{(c\rho)_{water} \sum_{k} v_{i,k} (T_{i,k} - T_0)} \times 100$$
(1)

(cp)water:水の容積比熱[kJ/(m<sup>3</sup>・K)]
 v<sub>p</sub>:揚水量[m<sup>3</sup>/d]
 T<sub>p</sub>:揚水温度[<sup>o</sup>C]
 T<sub>i</sub>:還水温度[<sup>o</sup>C]

$$SCOP = \frac{\sum_{i} Q_{HP,k}}{\sum_{i} (P_{HP,k} + P_{CD,k} + P_{CH,k} + P_{Well,k})}$$
(2)

Q <sub>HP</sub> :ヒートポンプ集	製造熱量[kJ]	P:消費電力量[kJ]
(添え字)HP:ヒートフ	ポンプ	CD:冷却水ポンプ
CH : 冷温水ポンプ	Well: 深井戸ポンプ	k:ある時刻kでの値

# 3. 実績データの分析結果

### 3.1. 熱回収率

夏期蓄熱量を正,冬期採熱量を負とし,月別の値をFig. 2に示す.ATESは長期の運用において冷温の蓄熱塊の熱 干渉を避けるため,原則として季節間で熱のバランス を取った運転を行う必要がある.しかし,2020年度はコ ロナ禍の影響を受け特に冬期は施設の稼働率が低く, 夏期・冬期の熱量はアンバランスになっている.その結





#### 3.2. SCOP

月別のHP製造熱量,システム全体の消費電力,算出 したSCOPをFig.3に示す.各季節の平均SCOPは夏期5.3, 冬期4.8となった.

先述した通り2020年度の運転は夏期・冬期ともにコ ロナ禍の影響を受けており、その結果、製造熱量は夏期 と比べ冬期の値が小さい運転となった.夏期・冬期で SCOPに少し差はあるが、1年を通じて平均5程度の SCOPで運用が行われていることが分かる.





#### 4. 平常時のシミュレーション

4.1. 目的と概要

先述したように2020年度の実績値として得られた熱 回収率は24%と見込みより小さな値となった.そこで対 象の施設が平年並みに稼働し、それに応じた空調負荷 がある場合を想定してシミュレーションを行い、熱回 収率を求める.

本研究では、地下水流動解析ソフトであるFEFLOW (DHI-WASY Software Version7.4)を利用し、バランスの 取れた方法で15年間運用を行った場合のシミュレーション を行う.夏期は6月~9月にATESを用いた「冷房運転+温 水蓄熱」、冬期は12月~3月にATESを利用した「暖房運転 +冷水蓄熱」を行い、温水蓄熱する井戸を高温井戸、冷水 蓄熱する井戸を低温井戸と呼ぶ.

4.2. モデルの作成

帯水層の深度分布や熱源井の位置,物性値などに関 し文献,資料調査<sup>[2,3]</sup>を行い,舞洲地区の帯水層モデル を作成した.帯水層の熱流動物性値の中でも重要な物 性値とされる<sup>[4]</sup>熱分散長は,揚水温度の実績データと整 合するように同定した.なお,現地の地下水流速は不明 であるので0[m/year]とした.その結果分散長は2[m]と同 定された.まとめた結果をTable.1に示す.

これらの値をFEFLOWへ入力し帯水層モデルを作成 する.

	Parameters	Unit	Value
	Porosity	-	0.3
Common	Initial ground temperature	°C	18.8
	Groundwater flow velocity	m/year	0
	Volume specific heat	MJ/(m³⋅K)	3.18
	Thermal conductivity	$J/(m \cdot s \cdot K)$	2.07
Aquifar	Permeavility coefficient	m/s	4.9×10 <sup>-3</sup>
Aquilei	Longitudinal dispersion	m	2
	Transversal dispersion	m	0.2
	Aquifer thickness	m	10
	Volume specific heat	MJ/(m³⋅K)	3.06
Imperme	Thermal conductivity	$J/(m \cdot s \cdot K)$	1.20
able	Permeavility coefficient	m/s	$1.0 \times 10^{-8}$
layer	Longitudinal dispersion	m	2.5
	Transversal dispersion	m	0.25

Table. 1 Parameters of aquifer model in Maishima

### 4.3. 空調負荷の想定

本研究では,Fig.4に示す空調負荷を仮定し,ピーク 負荷に対して700kW(冷房能力),865kW(暖房能力)以 下の空調負荷をATES分担分として想定した<sup>[5]</sup>.夏期冷 房負荷を負,冬期暖房負荷を正として示す. A-62

今回行うシミュレーションでは,熱のバランスの取 れた運転を行うため各季節で同じ空調負荷を与える. そのため,比較的小さい冬期積算空調負荷に合わせ,夏 期,冬期ともに約730[MWh]の期間積算空調負荷をATES が分担し,残りの空調負荷を他の熱源が分担するもの とする.

また,今回はシミュレーションの簡易化のため,全期 間同じ空調負荷が生じているものとして設定する.





#### 4.4. シミュレーション条件設定

次に,運転期間や施設の空調負荷から入力する各熱 源井の還水温度,流量の時系列データを設定する.

各季節の蓄熱量と還水温度 $T_w \cdot T_s$ ,還水量 $V_w \cdot V_s$ は, 冬期・夏期の期間積算の熱バランスを考えると式3,4で 表すことができる.この式より,左辺の空調負荷 $Q_w$ ,  $Q_s$ と右辺の平均揚水温度 $\overline{T}_{p,w}$ , $\overline{T}_{p,s}$ を決定すれば期間積 算流量が決定できる.

ここで平均揚水温度**T**<sub>p,w</sub>, **T**<sub>p,s</sub>は揚水が進むとともに 変化し揚水開始時に確定できないパラメータである. そのため今回は中尾らの研究<sup>[6]</sup>を参考に,類似の帯水層 条件において予備計算を行い求めた熱回収率を仮定し, 式5を解くことで平均揚水温度を算出する<sup>注)</sup>.

仮定した熱回収率をTable. 2, 設定した流量をFig. 5 に示す.

1年目の低温井戸への還水量が他の年度の還水量と 比べ特に大きな値を示している.これは,他の年度と同 じ空調負荷を初期地中温度の水を利用して処理してい ることが要因である.

$$Q_{w} = (c\rho)_{water} (\overline{T}_{p,w} - T_{i,w}) \times V_{w}$$
(3)

$$Q_{s} = (c\rho)_{water} \left( T_{i.s} - \overline{T}_{p,s} \right) \times V_{s}$$
(4)

$$\epsilon = \frac{\overline{T}_p - T_0}{T_i - T_0} \times 100 \tag{5}$$

Qs:夏期積算蓄熱量[MWh]

空気調和・衛生工学会近畿支部 学術研究発表会論文集(2022.3.11)

(cρ) <sub>water</sub> :水の容積比熱[MWh/(m <sup>³</sup> ・K)]	Īp:平均揚水温度[℃]
T <sub>i</sub> :還水温度[℃]	V:期間積算流量[m³]
T <sub>0</sub> :初期地中温度[℃]	ε: 熱回収率[%]
(添え字)w:冬期	s:夏期

なお、上述の方法は、対象とする帯水層の熱回収率が Table.1と異なると、 $\overline{T}_p$ の仮定値がシミュレーション後 に得られる値と異なり、帯水層蓄熱・採熱の年間熱平衡 も実現されない.この問題へ対処するためには、上述の 方法で計算を行った後、そこで得られた熱回収率を用 いて、新たに $\overline{T}_p$ を求め直し、期間積算流量Vを決めて、 再計算を行う方法へと拡張することで改善できる.今 研究では、再計算を行わず一度シミュレーションを行 い得られた熱回収率を舞洲地域における本来の値であ るとし、評価を行う.

Table.	2	Heat recovery	late	of	each	well	each	vea
	_			~ ~				,

Year	High temperature well	Low temperature well
1	-	59%
2	57%	63%
3	63%	64%
4	65%	64%
5	65%	65%
6	67%	65%
7	67%	65%
8	68%	65%
9	68%	66%
10	68%	66%
11	68%	66%
12	69%	66%
13	69%	66%
14	69%	66%
15	69%	67%



**Fig. 5** Amount of injection water flow late each year 4.5. シミュレーション結果

シミュレーションにより得られた各熱源井の揚水温 度推移をFig.6に示す.揚水期間の温度データのみを実 線で表現している.夏期の温水蓄熱では23.8℃,冬期の 冷水蓄熱では13.8℃の一定値で還水を行った.

Qs·发别慎异音然里[MW

A-62

全体の傾向を見ると、運転期間が長くなるほどに各 井戸の平均温度は還水温度に近づいている.これは各 年の運転で回収されなかった熱が帯水層内に残り蓄積 することが要因である.

また,低温井戸は高温井戸と比べ熱の蓄積に伴う温 度変化の幅が小さい.これは先述した通り初年度冬期 の流量が他の年と比べ極端に流量が大きいことが要因 である.今回のシミュレーションでは冬期冷水蓄熱が 初回の運転となっているため,1年目から低温井戸の平 均揚水温度が小さくなったと考えられる.



Fig. 6 Production temperature transition of each well

次に, Fig. 6より求めた平均揚水温度, 設定した還水 温度, 初期地中温度を用い算出した熱回収率の推移を 示す.

全体の傾向を見ると、両井戸で運転期間が大きくな るほど熱回収率は大きくなっている.

1~7年目の熱回収率を見ると,初年度冬期の特殊な 運転の影響を受け,低温井戸は高温井戸と比べ1年目か ら高い熱回収率を示している.8年目には各井戸の熱回 収率は同程度の値を示し,初年度の影響はなくなった と考えられる.このとき,熱回収率は約80%に達してい る.



Fig. 7 Heat recovery late transition of each well

5. まとめ

・本研究では、2020年度に大阪市舞洲地区で行われた ATESの実証事業で得られた実績データを分析し、熱回 収率、SCOPを算出した.

・実績データの分析結果では、コロナ下での特殊な施設 運用が行われた影響で熱回収率は約24%と小さい値だ が、平常時の熱負荷を想定したシミュレーションを行 うと約80%の高い熱回収率が得られた.

・実績データの分析を行うことで,SCOPは夏期平均は 5.3,冬期平均は4.8となり,1年を通じ5前後のSCOPで運 用できることが分かった.

注) 平均揚水温度と同様に,式3と式4の左辺の空調負荷Q<sub>w</sub>,Q<sub>s</sub> は,当該期間の運転が終了しないと確定しないパラメータで ある.したがって,現実のATES運用においては予測値を用い るほかないが,本研究では毎年変わらずに同一であるとして いるため,その設定値を用いている.

#### 【謝辞】

本研究は、環境省の令和2年度CO2排出削減対策強化誘導型 技術開発・実証事業「複数帯水層を活用した密集市街地にお ける業務用ビル空調向け新型熱源井の技術開発」とJSPS科研 費JP19H02300の助成を受けた.

また,研究の遂行に際して,中曽康壽氏(大阪市立大学)の 多大な助力があったことを記し,ここに謝意を表します.

参考文献

- 西岡ら、「空調利用を目的とした帯水層蓄熱の研究、(第5報)2層利用型帯水層蓄熱利用システムの提案」空気調和・衛生工学会学術講演論文集第2巻、pp177-180,2020年
   佐藤ら、地下水理学、丸善出版、丸善、2002年2月
   日本機械学会、伝熱工学資料改訂第4版、丸善、1986年10月
   仲西ら、「空調利用を目的とした帯水層蓄熱の研究、(第4報)蓄熱井近傍温度を用いた蓄熱特性同定」空気調和・衛生工学会学術講演論文集第2巻、pp173-176,2020年
   空気調和・衛生工学会、都市ガスによるコージェネレーションシステム計画・設計と評価、丸善、1994年、137-142p
   中尾ら、「帯水層蓄熱システム企画のための揚水温度予測 手法(第1報)既往研究の無次元化アプローチと課題」空気
- 調和·衛生工学会学術講演論文集第2巻, pp169-172,2020年

# 空調利用を目的とした帯水層蓄熱の研究 (第9報)観測井温度を基にした帯水層蓄熱特性同定 Study on Aquifer Thermal Energy Storage System for Space Cooling and Heating -(Part 9)Identifying Aquifer Thermal Storage Characteristics Based on Observation Well Temperature-

〇山﨑 尊(大阪市立大学)	仲西 琴音 (大阪市立大学)
西岡 真稔(大阪市立大学)	鍋島 美奈子 (大阪市立大学)
中尾 正喜(大阪市立大学)	崔 林日(三菱重工サーマルシステムズ株式会社)
Takeru YAMAZAKI*1	Kotone NAKANISHI*1
Masatoshi NISHIOKA*1	Minako NABESHIMA*1
Masaki NAKAO*1	CUI Linri*2

1 Osaka City University \*2 Mitsubishi Heavy Industries Thermal Systems, Ltd.

Aquifer Thermal Energy Storage system (ATES) is expected to have an energy-saving effect by keeping waste heat in an aquifer and using for heat source. However, in this study, a simple model was developed, and an observation well was set up at a point a short distance from the heat source well. In this study, a simple model was developed, and an observation well was set up at a distance from the heat source well, and the effect of aquifer properties on the spread of the thermal mass was analyzed based on the temperature of the observation well.

# 1. はじめに

筆者らは帯水層の熱流動特性の同定を行うにあたり、 これまで 1)は、熱源井戸における揚水温度の時間変化を 実測値から得て、これと対応する数値シミュレーション を行い、その入力変数を変化させて、実測値を最も適合す る計算結果を得たときの入力変数を同定値として採用す るような同定方法を用いてきた。帯水層の熱流動特性と して主要な変数は帯水層厚さ、熱伝導率、容積比熱、熱分 散長、環境流速(地下水流速)の5種である。揚水温度か らこの5種の変数を個々に独立に同定することは不可能 であるので、帯水層厚さは井戸掘削時のボーリングデー タを参考として決定する。熱伝導率は季節間蓄熱に対し て感度が低いので文献から得られる一般値を用いる。容 積比熱と熱分散長、環境流速は、感度が高いが三者を独立 に同定することが困難であるので、三者の中で比較的感 度の低い容積比熱については、熱伝導率と同様に文献か ら引用することにする。熱分散長と環境流速については、 環境流速を別途測定するなどして得られる場合は、熱分 散長を同定する。環境流速が得られない場合は、環境流速 と熱分散長の組み合わせとして同定する。

これに対して、本研究では、熱源井戸から離隔した位置 に観測井戸を設け、その水温を観測することにより、帯水 層内の空間的温度分布に関する実測データを入手できる 場合を想定し、帯水層の熱流動特性を同定する方法とそ の利点について検討する<sup>油</sup>。現実の同定過程においては、 実測値に対して最も適合する数値シミュレーションの入 力変数を求めるが、本研究では、実測値に相当するデータ も、数値シミュレーションを用い、数値実験的に模擬同定 を行い検討する。

# 2. 蓄熱パラメータの蓄熱塊の広がりに与える影響

# 2.1 帯水層モデル概要

本研究では土壌中の熱の移動や拡散を解析するために、 独WASY 社の FEFLOW を使用した。地盤構造図をFig.1に、 地盤平面図をFig.2に、熱流動物性をTable.1に示す。 Table.1に示した熱分散長は縦熱分散長であり、横熱分散 長は縦熱分散長の1/10とする。また、Fig.3とFig.4に スライス境界条件を示す。冷水井戸に13℃の水を一定流 量 400[m³/日]で360日間継続して注水する運転シミュレ ーションを行うこととする。Fig.2に示すように、熱源井 戸近傍は約4m、その外側は10mのメッシュサイズである。 境界条件として環境流速を与える場合には、2本の熱源井 戸の配置方向に沿って、東から西向きの流れを与える。ま た、本研究ではFig.2に示す熱源井戸1の冷水井戸近傍 における蓄熱塊の広がりを分析の対象とする。

							Î 4	Fluid fluxBC=0[m/d] Heat fluxBC=0[J/( $m^2 \cdot d$ )]
slice	laver	depth(m)	thickness(m)	classification	Heat source well 1	Heat source we		E
1		0			Cold-water well	Cold-water w	ell 📓	=0
	1		34.5	Impermeable layer				BC
2		-34.5				15	ு	ပ္ဆံ All element စြ
	2	10.0	6.4	Impermeable layer		1		TemperatureBC=18[°C]
3	2	-40.9	1.6	Impossible lover		·	<b>B</b>	Ŧ.
4	3	-42.5	1.0	Impermeable layer				dra
	4	12.0	0.4	Impermeable layer	154m			· · · · · · · · · · · · · · · · · · ·
5		-42.9			254m			
	5		0.1	Impermeable layer		주말을 알았는		Fluid fluxBC=0[m/d]
6		-43	1.5	A 10	전 전 위에 문 문 문 문 문 문 문 문 문 문 문 문 문 문 문 문 문 문			
7	6	-44.5	1.5	Aquifer	< F00m	GONTATION AND BENE		
/	7	-44.5	1.5	Aquifer	50011			Fig.3 Boundary conditions
8		-46		1.	Eig 2 Dlor	no figuro		(alical • 15)
	8		1.1	Aquifer	<b>Fig.2</b> Pla	ne ligure		(silcer 15)
9		-47.1						Fluid fluxBC=0[m/d]
10	9	40.6	1.5	Aquifer				Heat fluxBC=0[J/(m <sup>2</sup> ·d)]
10	10	-48.0	1.5	Aquifer	Table.1 Grou	und condition	ons	
11	10	-50.1	1.5	riquiter				
	11		0.1	Impermeable layer	Name	Aquifer	Impermeable layer	==18 ==18 ==18
12		-50.2			Democity [ ]	0.2	0.2	
10	12	#0.4	0.4	Impermeable layer	Porosity [-]	0.3	0.3	arel hea
13	12	-50.6	1.6	Impormashla lavor	Original ambient temperature [°C]	18	18	ux f rrati
14	15	-52.2	1.0	Impermeable layer	Dispersion lengths [m]	2	2	npe rau
	14		5.1	Impermeable layer	Dispersion lengths [11]	2	2	Ten Len Len Len Len Len Len Len Len Len L
15		-57.3			Volmetic heat capacity [MJ/(m <sup>3</sup> ·K)]	3.18	3.06	
					Thermal conductivity [1/(m·s·K)]	27	0.2	Fluid fluxBC=0[m/d]
	Fig.	1 Ground	d Structure I	Diagram		2	0.2	
					Coefficient of permeability [m/s]	1.73×10 <sup>-3</sup>	1.0×10 <sup>-8</sup>	Fig.4 Boundary conditions
								(slice2~14)
					Table.2 Sym	bol name		
ų	5	dimens	sionless tem	perature [-]	$R_h$ return water radius	[m]	$c_w \rho_w$ water vo	blumetric heat capacity $[MJ/(m^3 \cdot K)]$
θ	0	original a	ambient tem	perature [°C]	$R_{th}$ thermal radius [m	n] <i>c</i>	$a_{aq} \rho_{aq}$ aquifer v	olumetric heat capacity $[MJ/(m^3 \cdot K)]$
θ	i	water in	jection temp	perature [°C]	$V_{in}$ volume of water injected	ed [m <sup>3</sup> ]	L	aquifer thickness [m]
$\epsilon$	) 1	temperat	ure at a certa	ain point [°C]	n porosity [-]			

### 2.2 蓄熱パラメータの値の範囲

Table.3に示すように縦熱分散長・容積比熱・帯水層厚・ 環境流速・熱伝導率を各2ケース設定し計算を行った。 各物性値は、同定問題において取り得ると思われる変化 幅を設定した。

# 2.3 計算結果

|注水開始後 41 日目の帯水層内温度分布(レイヤー6~ 11の平均温度、熱流動物性値は Table. 2) を示す。また、 Table.2 の各物性値に対応する結果を Fig. 5~Fig. 10 に 示す。Fig. 5~Fig. 7 は無次元温度(式(1)参照)により帯 水層の空間温度分布を示し、Fig. 8~Fig. 10 は、温度勾配 の空間分布を図示している。なお、数値計算のメッシュサ イズが4mであるため、図には階段状の空間分布が現れて いる。

Fig.8より、熱分散長を大きくするとピークの出現位置 はほとんど変化せず、ピーク値が小さくなる傾向が現れ た。熱分散長におけるピーク値の変化幅は、他の物性値と

比べ変化幅が大きく感度の高い物性値であると分かる。 容積比熱を大きくすると温度勾配ピークの出現位置が 熱源井戸に近づき、ピーク値が大きくなる傾向が現れた。 ただし帯水層は礫と地下水で構成されており、間隙率の 違いにより多少変化しても、容積比熱の変化幅は3.48± 0.1程度であると考えれば、出現位置とピーク値の変化幅 はごく小さいとみなすことができよう。

Fig.9より、帯水層厚さを大きくすると温度勾配ピーク の出現位置が熱源井戸に近づき、ピーク値が大きくなる 傾向が現れた。帯水層厚さの変化に対して、還水半径と蓄 熱半径 (式(2)(3)参照) について変化幅を求めると、7.2m と 4.5m であり、ピーク位置の変化幅である 5.5m はその 平均値と概ね一致している。また環境流速を大きくした 場合も、同様であり温度勾配ピークの出現位置が熱源井 戸に近づき、ピーク値が大きくなる傾向が現れた。 ピーク位置の変化幅は約4mであり、20m/yearの環境流 速の41日分の移動幅である2.2mより大きくなった。

A-63

Fig. 10 において熱伝導率を変化させた結果を示すが、 温度勾配のピーク位置とピーク値ともに変化しておらず、 従来の知見と同じ結果になった。

温度の空間分布に対する熱流動物性の影響をまとめる と、Table.4のようである。

$$\psi = \frac{\theta_o - \theta}{\theta_o - \theta_i} \tag{1}$$

$$R_h = \sqrt{\frac{V_{in}}{n\pi L}}$$
(2)





capacity)



Fig.8 Temperature gradient (Dispersion length and Volumetric heat capacity)

Table.3 Maximum value of slope and the position of the

maximum value is taken

		Maximum value of slope[/m]	Position to take the maximum value[m]
Discoursion loss other fact	0.5	0.086	28.4
	2.5	0.044	28.4
Volmetic heat capacity	3.0	0.048	28.4
[MJ/(m3·K)]	4.0	0.05	27.4
A surifier this last sector 1	6.1	0.046	31.4
Aquifer thickness[m]	8.1	0.05	24.4
Pore velocity	0	0.049	28.4
[m/year]	20	0.054	24.4
Thermal conductivity	1.2	0.049	28.4
[J/(m·s·K)]	2.7	0.049	28.4

$$R_{th} = \sqrt{\frac{c_w \rho_w V_{in}}{c_{aq} \rho_{aq} \pi L}} = \sqrt{\frac{n c_w \rho_w}{c_{aq} \rho_{aq}}} R_h = 0.64 R_h \qquad (3)$$

3. 帯水層蓄熱特性同定手法の検討

#### 3.1 同定手順

80

80

—aquifer thickness6.1[m]

groundwater flow velocity0[m/year] groundwater flow velocity20[m/year]

60

40

Distance from heat source well 1[m]

Fig.6 dimensionless temperature

(Aquifer thickness and Pore velocity)

40

Distance from heat source well 1[m]

Fig.9 Temperature gradient

(Aquifer thickness and Pore velocity)

aquifer thickness6.1[m]

aquifer thickness8.1[m]

groundwater flow velocity0[m/year]

ndwater flow velocitv20[m/vear]

20

aquifer thickness8.1[m]

実測によって帯水層内の空間温度分布データが得られ る場合に帯水層の熱流動特性を同定する場合を想定して 数値実験を行う。ここでは、実測値の代わりに Table.5 に 示す熱流動特性を与えた計算結果を真値と見做し、数値 計算に与える入力変数のうち、計算結果が真値と最も適 合したときの入力変数を同定値とする方法とした。



Fig.7 dimensionless temperature (Thermal conductivity)



Fig.10 Temperature gradient

(Thermal conductivity)

#### Table.4 Effect of heat flux properties on temperature spatial distribution

-	入力変数の変更条件	出現位置	ピーク値
_	熱伝導率を大きくする	変化せず。	変化せず。
	容積比熱を大きくする	熱源井戸に近づく方向に位置 がずれる。但し、地下水流 速、帯水層厚さと比べて変化 幅は小さい。	小さくなる。地下水流速、 帯水層厚さと比べて変化幅 は小さい。
	熱源井戸向きに 環境流速を大きくする	熱源井戸に近づく方向に位置 がずれる。ピーク位置の変化 幅は、環境流速から予想され る移動幅より大きい。	大きくなる。
	熱分散長を大きくする	変化せず。	小さくなる。ピーク値の縮 小幅は、帯水層厚さと容積 比熱の影響に比べ大きい。
_	帯水層厚さを大きくする	熱源井戸に近づく方向に位置 がずれる。位置の変化幅は、 還水半径と蓄熱半径の変化幅 の平均値とほぼ等しい。	大きくなる。

A-63

Table.4をもとに、次の手順で同定する。

1) 熱伝導率と容積比熱は同定せず一般値(文献値)を採 用する。

2) 環境流速は同定せず別途測定した値を用いる想定とし、同定対象から除外する。

3)熱分散長を、温度勾配のピーク値が、真値と合うよう 同定する。

4) 帯水層厚さは温度勾配ピークの出現位置とピーク値 が、真値と合うように同定する。

#### 3.2 模擬同定

熱分散長の分析結果について、無次元化水平温度を Fig. 11 に示し、その傾きをFig. 12 に示す。真値における 温度勾配のピークがシミュレーションにおける 1.0 [m] と 2.0 [m] の間の値となっており、同定手順 3) により熱分散 長が同定されることが分かる。次に同定手順 4) として、 Fig. 13、Fig. 14 を用いて帯水層厚さを同定する。環境流 速 10 [m/year]、20 [m/year]のいずれの場合でも、帯水層 厚さ 7.1 [m] が温度勾配ピークの出現位置・ピーク値とも に真値と最も近くなっている。帯水層厚さは、揚水温度を 用いた同定では同定対象に含むことができなかったが、 空間温度分布を用いて同定する場合には、同定対象に加 えることが出来ると分かる。

#### 4. まとめ

本研究では、帯水層内の温度分布実測値が得られる場 合を仮想して、帯水層熱流動特性を同定する手法につい て検討した。数値シミュレーションをもとにした模擬同 定を行った結果、従来の揚水温度実測値を用いる同定で は、同定対象に含むことのできない帯水層厚さについて も同定可能であることを示した。本研究では、環境流れの 流れ方向に沿う空間軸の温度分布のみを検討したため、 環境流速を機知とする同定事例を示したが、環境流れと 直交する空間軸の温度勾配も検討に加えれば、環境流速 についても同定できる可能性があると考えている。今後、 提案した同定手法を実測値に対して適用し、同定精度を 検証する予定である。

注) 観測井を多数設置することは、構築コストからすると現実 的ではないが、少数の観測井戸であっても帯水層内の空間温度 分布を推定することは可能であると考えて、本研究を行った。

#### 謝 辞

本研究は、JSPS 科研費 JP19H02300 の助成を受けた。

#### 参考文献

 竹口ら:「空調利用を目的とした帯水層蓄熱の研究-(第2 報)うめきた地区における熱回収率の実験値と熱分散長の同定 値」,空気調和衛生工学会大会学術講演論文集第2巻,2020年 9月

Table.5 Ground conditions				
Name	Number			
Dispersion lengths [m]	1.5			
Volmetic heat capacity $[MJ/(m3 \cdot K)]$	3.7			
aquifer thickness [m]	7.1			
Pore velocity[m/year]	15			



Fig.11 Horizontal temperature distribution



Fig.13 Result for Pore velocity 10[m/year]



Fig.12 Temperature gradient



Fig.14 Result for Pore velocity 20[m/year]

Table.6 Maximum value of temperature gradient

and the position of the maximum value is taken

-					
Aquifer	clopp	Pore velocity[m/year]			
thickness[m]	siope	0	10	20	
	·····	0.054	0.055	0.058	
(1	maximum[/m]	(0.007)	(0.006)	(0.002)	
0.1		31.4	28.4	28.4	
	position[m]	(3.01)	(0.00)	(0.00)	
	mowingson [/m]	0.058	0.060	0.061	
7.1	maximumi/mj	(0.003)	(0.001)	(0.000)	
7.1	nosition[m]	28.4	28.4	28.4	
	position[11]	(0.00)	(0.00)	(0.00)	
Q 1	movimum[/m]	0.060	0.062	0.066	
	maximum[/mj	(0.001)	(0.001)	(0.005)	
0.1	nosition[m]	24.4	24.4	24.4	
	position[iii]	(-4.01)	(-4.01)	(-4.01)	

# 街中のクールスポットを対象とした評価システムの開発 その1被験者実験による記述内容の分析 Developing a rating system for cool spots in urbanized area: analysis of descriptive evaluation by subjects

〇北川日向(大阪市立大学) 松井香奈(大阪市立大学)
 鍋島美奈子(大阪市立大学) 西岡良稔(大阪市立大学)
 Hinata KITAGAWA<sup>\*1</sup> Kana MATSUI<sup>\*1</sup> Minako NABESHIMA<sup>\*1</sup> Masatoshi NISHIOKA<sup>\*1</sup>
 \*<sup>1</sup> Osaka City University

This paper conducted physio-psychological evaluation experiments by subjects to improve the evaluation tool developed by Matsui et al. which is expected to be an effective rating system for cool spots. Descriptive evaluation was analyzed by text mining using software called KH Coder. As a result, it is shown clearly that the comfort of the amount of greenery depends on the management situation and that the presence of pests has a great influence on the comprehensive evaluation. It is also clarified that psychological evaluation, which was rarely incorporated into cool spots evaluation, also affected comprehensive evaluation.

### はじめに

ヒートアイランド現象は、都市部を中心に急速に進行 し、人の健康に影響を及ぼしており、ヒートアイランド緩 和に向けた対策の必要性が高まっている.また、適応策の 観点からヒートアイランド現象による人への影響抑制対 策の一つとしてクールスポットの創出が挙げられる.

松井ら<sup>1)</sup>は都市部での質の高いクールスポットの普及 を目的に、クールスポットの効果と利用価値を簡易に評 価・把握できる評価ツールの提案を行った.評価項目は (I)涼しさを評価する快適性(II)滞留空間としての設備や 衛生的な環境を評価する機能性(III)立地による利用のし やすさを評価する立地条件の3つの大項目と、その中の 9つの小項目で構成されている(Table 1).

各項目の評価は5段階で行い,各項目における中間的 な評価を3点として1~5点の評価点を与える.総合評価 は,評価点に項目の重み係数を加重して算出される得点 率によって決定する.各項目の評価点をEl1~E32,大項 目ごとにおける獲得点をS1~S3,大項目の重みをw1~ w3,小項目の重みをw11~w32,得点率をTとすると,T はEquation 1~4より算出される.また,大項目及び小項 目の重みの間にはEquation 5,6の関係が成り立つ.

だが,このツールはあらかじめ想定される定量的に評価可能な項目のみで構成されていて,被験者の評価に与える他の要因を見落としている可能性がある.

そこで本研究では,被験者の心理評価を反映するため に松井らが提案した評価ツールに記述評価など主観的な 評価項目を加えて被験者実験を行い,その分析を通して, 既存の評価ツールに改善提案をすることを目的とする.

Table 1 Evaluation list

評価項目	評価項目 評価内容 評価点		重	み	獲得点
	(1)快適性				
i)体感温度	体感指標SET*による体感的な涼しさ・快適性	E <sub>11</sub>	W <sub>11</sub>		
ii)緑量	緑による心理的な涼しさ・快適性	E <sub>12</sub>	W <sub>12</sub>	$W_1$	S1
iii)親水性	水景性の有無による心理的な涼しさ・快適性	E <sub>13</sub>	W <sub>13</sub>		
iv)風通し	街区レベルの風通しのよさ	E <sub>14</sub>	W <sub>14</sub>		
(Ⅱ)機能性					
i)管理状況 維持管理や清掃状況による衛生環境のよさ E <sub>21</sub>					c
ii)着座装置	着座装置の多さ	E <sub>22</sub>	W <sub>22</sub>	vv2	32
iii)規模感	クールスポットの広さ	E <sub>23</sub>	W <sub>23</sub>		
	(Ⅲ)立地条件				
i)交通アクセス	公共交通機関からのアクセスのよさ	E <sub>31</sub>	W <sub>31</sub>	W <sub>3</sub>	S3
ii )周辺環境	商業施設などからのアクセスのよさ	E <sub>32</sub>	W <sub>32</sub>		
				率	т
$S_{1} = \sum_{i}^{3} (E_{1i} \times w_{1i}) \times w_{1}$ $S_{2} = \sum_{i}^{3} (E_{2i} \times w_{2i}) \times w_{2}$ $S_{3} = \sum_{i}^{2} (E_{3i} \times w_{3i}) \times w_{3}$					tion 2
$T = (S_1 + S_2 + S_3) / (S_{1max} + S_{2max} + S_{3max}) \times 100$			E	qua	tion 4
$\Sigma_1^3 \mathrm{w}_i = 1$			E	qua	tion 5
$\boldsymbol{\Sigma}_1^4 \mathbf{w}_{1i} = \boldsymbol{\Sigma}_1^3 \mathbf{w}_{2i} = \boldsymbol{\Sigma}_1^2 \mathbf{w}_{3i} = 1$				qua	tion 6

#### 1. 被験者実験による評価項目

既存の評価ツールに匂い,音,生物,混雑状況の4項

目を新しく追加した.また,既存の評価ツールにおいて (I) 涼しさを評価する快適性という大項目に属する項目 (項目1~18)には快適性評価を追加した.尺度評価による 結果を補うために,記述による評価を追加した.それぞ れの評価項目を Table 2,3 に示す.

Prima	Primary item: Comfort		Green amount comfort	
1.	Feeling temperature	15.	Hydrophilic	
2.	Feeling temperature comfort	16.	Hydrophilic comfort	
3.	Feeling humidity	17.	Creature	
4.	Feeling humidity comfort	18. Creature comfort		
5.	Insolation	Primary item: Functionality		
6.	Insolation comfort	19.	Congestion situation	
7.	Air flow	20.	Congestion situation comfort	
8.	Air flow comfort	21.	Management status	
9.	Odor	22.	Seating device	
10.	Odor comfort	23.	Scale	
11.	Sound			
12.	Sound comfort	Comprehensive evaluation		
13.	Amount of green	24.	Comprehensive evaluation	

#### Table 2 Scale evaluation items

Tab	le 3	Descriptive eva	luation	items
-----	------	-----------------	---------	-------

25.	Odor	31.	Amount of green
26.	Odor comfort	32.	Hydrophilic comfort
27.	Sound	33.	Creature
28.	Sound comfort	34.	Creature comfort
		35.	Impression

#### 2. 被験者実験の概要

実験は、Table 4 に示す大阪府大阪市北区新梅田シティ 周辺の 4 つのクールスポットで 5 日間実施した. 被験者 は大阪市立大学地域環境研究室と大阪府立大学緑地環境 研究室に所属する大学生・大学院生 13 名であり、複数日 程での参加者がおり、延べ 20 人分のデータを得た. 実施 日の詳細について Table 5 に示す. また被験者の行程を Table 6 に示す. 被験者は日向に 15 分着座の後、各クール スポットに移動し、15 分着座する. この行程を 1 セット として、午前と午後に 2 セットずつ行う. 各クールスポットに おいて、15 分着座経過後に評価をする.

#### 3. 評価結果の分析

まず心理・生理評価結果の分析を行なった.分析対象は 今回新たに追加した4項目を含む大項目(I)涼しさを評価 する快適性に属する項目である.そのうち,項目1~8は 温冷感に関する項目であり,多くの既往研究<sup>3)</sup>で温冷感 とSET\*の相関関係などが明らかにされているため,今回

#### は分析対象外とした.

項目 9~20 について,親水性と混雑状況は心理生理評価と快適性評価に相関関係があることが分かった.そのため,既存のツール同様に定量評価が適用できると考えられる.そこで,心理生理評価と快適性評価に相関関係が見られなかった匂い,音,緑量,生物について記述評価で更に分析を行う.

記述評価の分析にはテキストマイニングに対応したソフトウェア KH Coder<sup>4)</sup> を用いる.

	<ol> <li>Oyodonaka Park</li> </ol>	② Shin-Satoyama		
Picture				
Feature	Trees, pergolas, playset, etc. are maintained. It is slightly larger than the average size.	A space planted based on Satoyama. There are many trees but it is relatively open.		
	③ Wonder Square	④ Chu-Shizen-no-Mori		
Picture				
Feature	It is sandwiched between two buildings and is well- ventilated. It has a long time behind the building.	It is maintained with reference to the medium forest. There are many trees and waterfalls and rivers flow. (B1)		

Table 4 Features of Each Experiment Site

	D . 1	C .1	•	1 .
Table 5	Defails	of the	experiment	date
			- permiterne	

Date	Weather	Highest temperature	Participants
8/11	Cloudy after fine	33.0°C	3 persons
8/16	Cloudy after rain	27.9°C	5 persons
8/24	Fine	32.4°C	4 persons
8/26	Fine	33.5℃	4 persons
8/27	Fine	34.1°C	4 persons
			Total:20 persons

 Table 6 Experiment itinerary

	20min	5min	15min	15min	15min	15min
Preparation	Stay indoors	Moving	Stay in the sun	Stay in cool spots	Stay in the sun	Stay in cool spots

# 3.1 緑量の快適性について

被験者による緑量の快適性内容記述の結果と Table 7 に示す快適性評価の結果から、対応分析図を Fig.1 に示す. また、緑量の快適性内容記述の結果と Table 8 に示すクールスポットの総合評価の結果から、共起ネット

ワーク図を Fig.2 に示す.対応分析図からは、「管理不 足」である場合、快適性は低くなり、「整備されている」、 「程よい緑量」である場合、緑量の快適性は高くなるこ と、共起ネットワーク図からは「管理不足」である場合、 "C 悪い"という評価と共起関係が高くなること、「整 備されている」場合は、"S 非常に良い"や"A 良い" という評価と共起関係が高くなることが読み取れる.

これらの結果から、緑量の管理状況は快適性評価と 総合評価に影響を与えることが分かる.よって緑量の 多さ以外にその管理状況も評価に加える必要がある.

	Comfort evaluating scale
3	very comfortable
2	comfortable
1	somewhat comfortable
0	neither comfortable nor uncomfortable
-1	somewhat uncomfortable
-2	uncomfortable
-3	very uncomfortable

Table 8 Evaluation scale

	Comprehensive evaluating scale
S	very good
А	good
В	Not good or bad
С	bad



Fig.1 Correspondence analysis chart



Fig.2 Co-occurrence network diagram

#### 3.2 生物について

3.1 と同様に、被験者による生物の種類に関する 記述の結果と Table 7 に示す快適性評価から、対応分析図を Fig.3 に示す.また、生物の種類に関する記述の結果と Table 8 に示すクールスポットの総合評価の結果から、共起ネットワーク図を Fig.4 に示す.

**Fig.3**から「コバエ,ハエ,ハチ,ハト,蚊」などが存在する場合,快適性は低くなることが分かる.また **Fig.4**からは、"C悪い"という評価と**Fig.3**より快適性が低くなる要因と考えられる「ハト,蚊」に高い共起関係があることが読み取れる.

これらの結果から、不快とされる生物が存在する場合、快適性評価と総合評価に影響を与えることが分かる.よって上記のような生物が存在する場合に減点をするなどの対応が考えられる.



Fig.3 Correspondence analysis chart



Fig.4 Co-occurrence network diagram

# 3.3 匂いについて

3.1 と同様に, 被験者による匂いの内容に関する記述の結果と Table 7 に示す快適性評価から, 対応分析図を Fig.5 に示す.

Fig.5 から、「土、草、水」などの自然の匂いがある場合は比較的快適性が高くなること、それに対して「タバコ」の匂いがある場合は、ひときわ目立って快適性が低くなることが読み取れる.

この結果から、不快な匂いがある場合に限り、快適性 評価に影響を与えると考えられる.よって不快な匂い がある場合に減点をするなどの対応が考えられる.



Fig.3 Correspondence analysis chart

# 3.4 音について

3.1と同様に、被験者による音の内容に関する記述の

結果と Table 7 に示す快適性評価から,対応分析図を Fig.6 に示す.

Fig.6 から、「水、風」などの自然に創り出される音がある場合は快適性が高くなること、「機械、自動車、工事、モーター」などの人工的に創り出される音がある場合は、快適性が低くなることが読み取れる.

この結果から,音の内容は快適性評価に影響を与えると考えられる.よって自然に作り出される音がある場合に加点,人工的に創り出される音がある場合には減点をするなどの対応が考えられる.



Fig.3 Correspondence analysis chart

#### 4.まとめ

本研究では、既存の評価システムに記述評価項目を加 えて、被験者実験を行い、記述評価の分析を通して、既存 の評価システムに対し改善提案をした。その結果クール スポット評価において記述評価を導入することで緑量の 快適性が管理状況に左右されることや、害虫の存在も影響 が大きいことなどが明らかになった。

今後は様々なタイプのクールスポットで被験者数を増 やして同様の実験を行い評価のされ方について更に検討 をしていくことが課題である.

#### 参 考 文 献

- 松井香奈ら:街中の屋外クールスポットを対象とした評価 システムの開発と適用.日本建築学会近畿支部研究発表 会.60巻, pp.69-72, 2020
- 日本建築学会環境基準 AIJES-H0004-2014 温熱心理・生 理測定法規準・同解説.第1版, pp8-9,2014
- 木内豪:屋外空間における温冷感指標に関する研究.天気 48(9), pp661-671,2001
- 4) 樋口耕一:社会調査のための計量テキスト分析 第2版,ナ カニシヤ出版. 2020

# 街中の屋外クールスポットを対象とした評価システムの開発 その2 被験者実験による評価項目の選定と重み係数の検討

# Development of Rating System for Outdoor Cooler Space than Its Surroundings in Urbanized Area: Part2 Selection of Evaluation Items and Examination of a Weight Coefficient by Subjects

○松井 香奈(大阪市立大学)
 北川 日向(大阪市立大学)
 鍋島 美奈子(大阪市立大学)
 西岡 真稔(大阪市立大学)
 Kana MATSUI<sup>\*1</sup> Hinata KITAGAWA<sup>\*1</sup> Minako NABESHIMA<sup>\*1</sup> Masatoshi NISHIOKA<sup>\*1</sup>
 <sup>\*1</sup>Osaka City University

In recent years, urban heat island phenomena are likely to increase heat stroke damage. As an adaptation measure, we are encouraged to use and create a place where people feel cooler than the surroundings is called "cooler space". This study aims to develop a rating system that easily evaluates the effect and utility value of cooler spaces as an adaptation measure. A subject experiment was conducted to improve the evaluation method that we proposed in 2020. As a result, the correlation between evaluation by subjects and evaluation by the rating system has been stronger.

# はじめに

近年進行しているヒートアイランド現象により都市部 の高温化が進み、その影響として熱中症患者が増加して いる。ヒートアイランド現象への適応策として、暑熱環 境対策が実施された場所や樹木や河川のそばなど、周辺 よりも涼しく感じる場所をクールスポットと呼び、その 創出と利用が推奨されている。より効果的なクールスポ ットの創出にあたり、適応策としての効果を簡易に評価 し把握できる手法の確立は重要である。饗庭ら<sup>1)</sup>は、ク ールスポットの涼しさと場としての魅力について評価し レーダーチャートで示す手法を示したが、評価は市民ら による主観的なものであり、また、場としての特徴を把 握することは可能であるが、ランク付けができず地点間 の優劣がつけにくい。ヒートアイランド対策の効果を評 価しランク付けが可能な評価システムとしては CASBEE-HI<sup>2</sup> があるが、これは暑熱環境対策の実施内容 の有無や程度によって評価を行うものであり、実際にど の程度体感温度が低下するか温熱環境の実測結果を用い た評価方法ではない。個々の暑熱環境対策技術の効果に ついて定量的に検証されているものは多いが、効果検証 されている対策技術を導入すると必ずしも所定の効果を 得られるとは限らず、実際に涼しさを感じることができ る場所として評価するためには、個々の地点で検証する 必要がある。また、松井ら<sup>3</sup>はクールスポットの設置者 を利用対象とした評価システム(以降, CSLsys-G1 と記す) の提案を行った。熱的快適性のほか、滞在環境のよさと 立地条件について複合的に評価する。可能な限り客観 的・定量的な評価が可能となる指標を用いて簡易な評価 方法を採用している。また,各項目に評価点と重み係数 を設定し総合的な指標を用いてランク付けが可能である 点を特徴とする。しかし,評価システムによる評価結果 がクールスポットの利用者の感覚と一致するかといった 被験者による妥当性の検証は行われていない。評価項目 は涼しさに関する項目や使い勝手を評価する項目のみで 構成されており,滞留空間について評価する項目はほと んど含まれていない。また,各項目の重み係数は一対比 較アンケートを用いた階層分析法により算出されている が,一対比較アンケートの対象者に年齢的偏りがみられ るなど,評価システムの妥当性を高めるための改善の余 地が残る。

そこで本研究では、被験者実験を実施し CSLsys-G1 に ついて被験者と評価システムによる評価をより一致させ るため評価手法についての改善提案を行い、評価の妥当 性を高めたうえで評価システム G2(以降, CSLsys-G2 と 記す)の提案を目的とする。ここで、本研究においては クールスポットを夏季の屋外空間において暑熱環境対策 や樹木、河川といった自然的要素により周辺より涼しく 感じ一定時間快適に過ごすことができる場所と定義する。

#### 1. 被験者実験

評価システムによる評価がクールスポット利用者の感 覚と一致するかどうか検証するにあたり,前報に示すよ うに,クールスポットにおいて被験者実験を実施しクー ルスポットに対する被験者評価を得た。実験のながれは, 空調の効いた室内で20分滞在後,日向とクールスポット それぞれで連続した15分滞在を1セットとし,午前と午 後に2 セットずつ行う(Fig.1)。調査内容は①クールスポ ットに求めるものや価値観について聞く一対比較アンケ ート②今回の4箇所のクールスポットについての評価を 聞く現地評価アンケート③日向の定点と各クールスポッ トにおける温熱環境測定である。①②のアンケート項目 を Table1 に示す。アンケートを取る際は体感温度の項目 を温度・湿度・気流感・日射感の4つの項目に分類し、

室内及び日向においても温冷感評価のみ実施した。③で は気温・相対湿度・風速・平均放射温度について1分間 隔で測定を行い,着衣量0.5clo,代謝量1.2metとして標 準有効温度(以下,SET\*と記す)を算出する。



Table1 Questionnaire Items								
Evaluation Items	Paired comparison questionnaire	Ev of	stionnaire ental site					
(I)Amenity			Evaluation Point	Scale				
i)Feeling temperature (Temperature, Humidity, Air flow, Solar radiation)	0	0	P <sub>11</sub>	9-step				
ii)Amount of green	0	0	P <sub>12</sub>	7 step				
iii)Hydrophilic	0	0	P13	/-step				
iv)Wind <sup>%1</sup>	×	$\times$		/				
(II)Functionality								
i)Management status	0	0	P <sub>21</sub>					
ii)Seating device	0	0	P22	7-step				
iii)Scale	0	0	P <sub>23</sub>					
(III)Location condition <sup>**2</sup>								
i)Traffic access	0	$\times$	/	/				
ii)Surrounding environment	0	×						
Total evaluation								
i)Impression evaluation	×	0		Descript ion				
ii)Total evaluation	$\times$	$\bigcirc$	PT	4-step				

 $\times 1$  It would be difficult to distinguish between the feeling of airflow and the ventilation at the block level, so we excluded it.

%2 The location conditions for all cooler spaces are the same, so they were excluded from the evaluation.

# 2. 評価手法の改善提案

CSLsys-G1 について、被験者実験の結果を参考に被験 者評価と評価システムによる評価をより一致させるため の3つの改善を行い CSLsys-G2 を提案する。本章では3 つの改善内容について示す。

#### 2.1 評価項目の追加検討

CSLsys-G1 では、涼しさに関して生理的・心理的な効 果が得られる項目や使い勝手を評価する項目のみで構成 されていた。そこで、新たに滞留空間を評価する項目に ついて追加すべきかどうかの検討を行った。追加を検討 する項目は、快適性の項目では「におい」「音」「生物」、 機能性の項目では「混雑度」であり、これらの項目に対 しても現地評価アンケートを行った。評価項目の追加是 非の判断には、一対比較の重み係数と現地評価アンケー ト結果の重回帰係数を用いた。ここで、重回帰モデルを 式1の通り設定する。一対比較の重み係数では、クール スポットに求めるものや個人の価値観が反映された値と なる。一方重回帰分析による結果は、実際にクールスポ ットに滞在して重要性を実感した項目が総合評価に対し て説明力の高い説明変数となると考えられる。これら両 方を考慮するため、2種類の判断基準を設けている。

 P<sub>T</sub>=a:P<sub>II</sub>+b:P<sub>12</sub>+c:P<sub>I3</sub>+····
 (式1)

 (1) 一対比較の重み係数による検討

ー対比較の重み係数による検討では、一対比較アンケ ートを実施しクールスポットに求める項目について各項 目の重み係数を算出する。その結果、重み係数が大きい 項目を採用することとする。快適性及び機能性の重み係 数の算出結果を Fig.2 に示す。快適性の項目では、新規 に検討する項目の重み係数は全て 10%以下となり、大き いと判断される項目はなかった。機能性の項目では「混 雑度」の重みが 20%を超え2番目に大きくなったことか ら、「混雑度」の項目を追加すると判断する。



**Fig.2** Calculation Results of Weight Coefficient (2) 重回帰係数による検討

現地評価アンケートで得られた記述評価を除く評価結 果より,各項目の評価点Pを説明変数に,総合評価の評 価点Prを被説明変数として重回帰分析を行った。算出さ れた重回帰係数より,係数が大きい項目から順に項目を 追加し AIC(赤池情報量規準)を算出する。AIC は重回帰 式の当てはまり度を表す統計量であり,サンプルサイズ と説明変数の個数,残差平方和を用いて式2より算出さ れる。この値が小さいほど当てはまり度が高いという判 断ができ,AIC が最も小さくなる項目の組み合わせに含 まれる項目を追加する。AIC の算出結果をTable2 に示す。 重回帰係数が最も大きかった「緑量」と「生物」から AIC を算出し始め,係数が大きい順に項目を追加した結果, 「におい」まで追加した 8 項目の時の AIC が 109.6 と最 も小さくなった。よってこの項目の組み合わせに含まれ る「生物」「におい」の項目を追加する。



# 2.2 重み係数の再算出

# (1) 算出概要

重み係数は一対比較アンケートの結果から階層分析法 により算出する。CSLsys-G1 では 11 名の専門家(建築・ 機械・造園の研究者 5 人,環境部署の行政官 6 人)を対象 に一対比較アンケートを実施しており,年齢的な偏りが あった。今回は幅広い年齢層における重み係数を算出す るため,専門家と学生のアンケート結果を合わせた重み 係数の算出を行った。ただし,2.1節で追加した3項目を 含む重み係数は、学生のみによって算出された重み係数 であり,本節では大項目と立地条件の項目の重み係数に ついてのみ示す。重み係数は一対比較アンケートによる 項目間の一対比較結果を 1/9~9 までの一対比較値に変 換して算出する。

# (2) 算出結果

重み係数の算出結果を Fig.3 に示す。大項目間の重み 係数は、学生と専門家による差はほとんど見られず、快 適性で約 60%前後、機能性で約 18%、立地条件で 20% 前後となった。立地条件の重み係数については、学生と 専門家で「交通アクセス」よりも「周辺環境」の方が大 きいという大小関係は一致したが重みの大きさに関して はやや違いがみられた。本研究で提案する CSLsys-G2 で はこれらを平均した重み係数を採用することとする。

# 2.3 各項目の評価方法の改善

北川<sup>4</sup>による現地評価アンケートについての分析結果 から、各項目の被験者評価と物理指標などを用いた評価 システムによる定量評価が一致するよう評価方法を調整 した。評価方法を調整、検討した項目は、新規に追加し た項目も含め「体感温度」「親水性」「緑量」「生物」「に おい」「混雑度」の6項目である。

「体感温度」の評価について、CSLsys-G1 では日向と クールスポットにおける体感温度の差により評価を行う こととし、評価指標には標準有効温度 SET\*を用いてい



た。CSLsys-G2 も同じ方法で評価を行うこととし,評価 点の付け方について再検討する。CSLsys-G1 では既往研 究<sup>5</sup>より温冷感が1異なる時の SET\*の差が2.2℃である という結果を参考に2.2℃刻みで評価点を設けていた。 今回の実測では温冷感が1 異なる時の SET\*の差が 3.76℃であったことから,既往研究と今回の実測結果の 平均値をとり3℃刻みで評価点を設定することとする (Table3)。

「緑量」の評価について、CSLsys-G1 では緑視率のみ による評価方法であった。しかし、北川の分析結果より 緑量と生物量との間には強い相関関係がみられ、緑量の 多さに伴い生物が多い場合や緑の管理不足の場合、快適 性は低くなる、また、生物の多さは快適性などと関係が 見られないことがわかった。そこで緑量の評価の中に生 物と管理状況の評価を含めることとし、緑量の評価を緑 視率にだけでなく害虫の有無・緑の管理状況を評価内容 に追加することとする。また、緑がない場合でも不快に 感じない傾向が見られることから、緑視率が 35%以下の 場合の評価点を中間的な評価である3点としたうえで、 管理状況と害虫の有無により減点を行う(Table4)。

Table3 Evaluat	ion method	Table4 Evaluation	n method of			
of sensible tem	perature	amount of green				
Difference of	Evaluation	Croon visibility	Evaluation			
SET*	Point P <sub>11</sub>	Green visibility	Point P <sub>12</sub>			
0.5~3.5°C	1		1			
3.5~6.5°C	2		2			
6.5~9.5°C	3	$\sim 35\%$	3			
9.5~12.5°C	4	35~73%	4			
12.5°C~	5	73%~	5			
		If the green managem	ent status is			
		bad, -2 points				
		from the above table				
		If there are pests, -1 points				
		from the above	table			

#### 3. 評価妥当性の検証

CSLsys-G1と3つの改善を施した CSLsys-G2 による総 合評価が、被験者による評価とどの程度一致するか相関 関係を求めた。総合評価の比較において、評価システム の評価は式 3,4 で算出される得点率 T, 被験者による評 価は現地評価アンケートで得た総合評価をTable5のよう に評価点 Pr に変換したものを用いることとし、それぞれ を対数変換したうえで関係性を求める。CSLsys-G1 によ る得点率 T と被験者による評価点 Pr との相関関係を求 めると式5の回帰式が得られた(Fig.4)。相関係数は0.235 と小さく被験者と評価システムによる相関関係は弱い。 被験者によるC評価の得点率は高く,SやA評価は得点 率が低いため、カテゴリ間の得点率に違いがみられない 結果となった。一方,改善を加えた CSLsys-G2 による得 点率 T と被験者による評価点 Pr との相関関係を求める と式6の回帰式が得られた(Fig.5)。相関係数は0.452とな り CSLsys-G1 に比べて相関が改善された。評価項目の追 加、及び評価手法の改善を行ったことで得点率により被 験者の総合評価をより表現できるようになった。

$S = E_{ij} \times w_{ij} \times w_i$					
$T = S / S_{max} \times 100$					
E <sub>ij</sub> :	各項目の評価点(1~5 点)				
w <sub>ij</sub> :	小項目の重み係数				
w <sub>i</sub> :	大項目の重み係数				
<b>S</b> :	獲得点の合計				
S <sub>max</sub> :	評価点が満点時の獲得点				

Table5 Total Evaluation by Subject

<b>Total Evaluation</b>	Evaluation Point PT					
S	4					
А	3					
В	2					
С	1					

# 4. まとめ

本研究では CSLsys-G1 から3つの改善を施した。

1) 重み係数の再算出

専門家だけでなく学生も含めた幅広い年齢層による重 み係数の算出を行った。

2) 評価項目の追加

「におい」「音」「生物」「混雑度」について追加是非の 検討を行い,「におい」「生物」「混雑度」の評価を追加す べきである判断された。



Fig.4 Relationship between Evaluation P<sub>T</sub> by Subjects and Evaluation T by CSLsys-G1



3) 各項目の評価方法の改善

「体感温度」「親水性」「緑量」「生物」「におい」「混雑 度」の評価方法について検討を行った。

CSLsys-G1 について,被験者評価を用いた妥当性の検 証を行った結果,被験者による総合評価  $P_T$  と評価システ ムによる得点率 T との相関係数は 0.235 と弱いことが分 かった。しかし, CSLsys-G1 から改善を加えた CSLsys-G2 については,相関関係が 0.452 まで大きくなり評価シス テムの妥当性を高めることができた。

#### 参 考 文 献

- 1) 饗庭伸ら:市民参加型ヒートアイランド調査手法の開発, 日本建築学会技術報告集,18(38),p341-346,2012
- 村上周三ら:ヒートアイランド現象緩和に関する評価システムCASBEE-HIの開発-評価システムの枠組みと概要(非住宅系建物の場合),日本建築学会技術報告集,第23号,p247-252,2006
- 3) 松井香奈ら:街中の屋外クールスポットを対象とした評価 システムの開発と適用,日本建築学会近畿支部研究発表 会,60巻, pp.69-72, 2020
- 4) 北川日向:街中のクールスポットを対象とした評価システムの開発-被験者実験による記述評価の分析-,大阪市立大学工学部都市学科 2021 年度卒業論文
- 5) 平田裕貴ら:路面電車停留場における暑熱対策効果の検証-被験者実験による心理生理的効果に関する考察-,環境情報 科学論文集, Vol.31, p.149-154(2017)

# 海風の影響を受ける沿岸都市の夜間の気温分布の特徴に関する研究

A study on the characteristics of nighttime temperature distribution in coastal cities affected by sea breeze

〇二 宮 舞(神戸大学) 竹 林 英 樹(神戸大学)

Mai NINOMIYA\*1 Hideki TAKEBAYASHI\*1

\*1 Kobe University

Many studies have been conducted to grasp the actual condition of heat island phenomena. It has been confirmed that nighttime temperature is affected by land use and land cover within about 300 m around the observation point. For the mesoscale temperature distribution, the findings of previous studies using the observation data at a few limited places is not necessarily applied. In this study, we calculated the nighttime temperature distribution in urban space using a mesoscale weather research and forecasting (WRF) model, and examined the factors affecting the temperature distribution in urban space.

#### 1. はじめに

ヒートアイランド現象,特に夏季の暑熱化は人の生活 や健康に深刻な影響を与えるため,メカニズムや実態,影 響の把握を目的とした研究が数多く行われてきた.夜間 の気温は,観測点周辺の緑被率や自然被覆率の影響を受 けることが確認されている<sup>10</sup>が,周辺 300m 程度以内の 局所的な土地利用・土地被覆の影響が支配的であり,解像 度 1km 程度のメソスケールの気温分布を想定すると,限 られた箇所の観測データによる解析結果から得られた知 見を適用できるとは限らない.

本研究では、メソスケールの気象モデルを利用して都 市空間内の夜間の気温分布を分析した.既往研究と同様 に、土地利用・土地被覆と気温の関係を分析し、都市空間 内の気温分布に影響を及ぼす要因を考察した.

#### 2. メソ気象モデル WRF の概要と計算条件

### 2.1 メソ気象モデルWRFの概要

メソスケールの気象モデルWRF (Weather Research & Forecasting)は、米国大気研究センター (NCAR)などの研究機関により開発された完全圧縮の非静力学モデルで、支配方程式は、運動方程式、連続の式、ジオポテンシャル式、温位保存式、スカラー保存式などで構成され、乾燥大気の静水圧地形準拠座標 (η座標)系によって記述される.地表面付近の現象は、地表面過程と大気境界層過程によって解かれ、下端境界条件が設定される.都市域には、(1)都市形状を表現するストリートキャニオンのパラメタリゼーション、(2)建物による影と建物間の相互放射、(3)キャノピー層内の指数ウインドプロファイル、

(4) 屋根面,壁面,道路面からの多層伝熱方程式を特徴 とする都市キャノピーモデル(UCM)を組み込むことで, 建物によって形成される地表面の凹凸の影響を考慮する.

#### 2.2 計算条件

本研究では、WRF version3.0.1.1-ARW を用いた.計 算条件を表1に示す.計算期間は2010年8月1日~31 日とした.計算対象領域を図1に示す.ネスティング手 法を用いて Domain1,2を設定した.

都市キャノピーモデル (UCM) では、都市を3分類ま で設定することができる.国土数値情報において都市と 分類されたメッシュについて、ランドサット ETM デー タ (2001 年 10 月 5 日)より算出した正規化植生指数

(NDVI)に基づき,都市化の程度に応じて都市 A, B, Cに分類した. NDVIは, IR, R をそれぞれ近赤外域波 長,赤外域波長の反射率として,以下の式で定義される.

$$NDVI = \frac{IR - R}{IR + R} \tag{1}$$

NDVI は緑被状況の把握に用いられる指標であり,植生の活性度が大きいと値は大きい.土地利用分布を図2に示す.土地利用分類別の物性値を表2に,都市カテゴリーの設定値を表3に示す.都市の蒸発効率は,夜間の計算結果にはほとんど影響がないため0に設定した.

Table.1 Calculation condition

Calculation	period	1-31,August,2010
Vertical	grid	28 layer (surface-100hPa)
Linderate	1 unit	Domain1:3km (120×120grids)
Horizonia	i grid	Domain2:1km (103×103grids)
Mataslasis	al data	JMA:Meso-scale Analysis (3 hourly,10km grid,20 layer)
Meteologic	aruata	NCEP:final analysis (6 hourly,1 degree grid,17 layer)
	Terrain height	Digital Map (50×50 resolution)
Geographical data	Landara	Digital National Land Information
	Land use	(about 100×100 resolution) + NVI
Microphisics	process	Purdue Lin et al.scheme
Padiation processes	Long wave	RRTM Longwave scheme
Radiation processes	Short wave	Dudhia Shortwave scheme
Planetary boundary	/ layer process	Mellor-Yamada-Janjic PBL scheme
S	Urban area	UCM(Urban Canopy Model)
Surface processes	Non urban area	Noah LSM
Cumulus parametarization		None
Four-dimensional data assimilation		None

# A-66



Fig.1 Calculation area



Fig.2 Land use condition

# Table.2 Physical property for each land use classification

USGS		Albedo	Evaporation efficiency	Emissivity	Roughness length	Thermal inertia
Land use code	Land use	[%]	[%]	[%]	[m]	$[kJ/m^2 \cdot K \cdot s^{0.5}]$
1	Urban	15	10	88	0.8	1.26
2	Dry cultivated land	17	30	98.5	0.15	1.68
3	Irrigated cultivated land	18	50	98.5	0.15	1.68
7	Grassland	19	15	96	0.12	1.26
8	Shrubland	22	10	93	0.05	1.26
9	Mixing 7 and 8	20	15	95	0.06	1.26
11	Deciduous broad-leaved forest	16	30	93	0.5	1.67
13	Evergreen broad-leaved forest	12	50	95	0.5	2.09
14	Evergreen coniferous forest	12	30	95	0.5	1.67
15	Mixed forest	13	30	97	0.5	1.68
16	Water	8	100	98	0.0001	2.52
18	Woodland swampy land	14	35	95	0.4	2.09
19	Barren or sparse vegetation	25	2	90	0.01	0.84

Table.3 Physical property for urban category A, B, C

Urban category	Dimension s building height[-]	les g	Building resistance coefficient[ -]	Building volume parameters [m-1]		Roof surface evaporation efficiency[%	Wall e evaporat n ] efficienc %]	Vall oratio n iency[ %] Ground surface evaporation efficiency%]		1	Anthropog enic heat [W/m <sup>2</sup> ]
A	0.5		0.1	0.4		0			0		90
В	0.4		0.1	0.3		0	0		0		50
С	0.3		0.1	0.2	2	0	0		0		20
Urban category	Building height [m]	R	oughness length of momentum on canyon[m]		Hea le	at roughness ngth on the canyon[m]	0 surface displaceme nt height[m]		Sky factor (initial value)[%]	С	Building overage[%]
А	10		1			1	2		48		50
В	7.5		0.75			0.75	1.5		56		50
С	5		0.5			0.5	1		62		50

# 3. 計算値と観測値の比較

メソ気象モデルWRFの計算精度を検証した.検証には, 気象台,アメダス,大気汚染常時監視局の観測データを用 いた.

# 3.1 海風日の定義と抽出

観測値に基づいて、当該地域において夏季日中の典型 的な気象条件である海風日を、表4の定義により抽出した. 海風日は18日抽出された.

# 3.2 精度検証

Domain2 の 1km×1km メッシュの計算値を,当該メ ッシュ内にある観測点の観測値と比較した.表5に海風 日における各観測点での気温,風速の Bias, RMSE, Correlation を示す.

気温は、あまり都市化していない地点(奈良, 若松台, 五条)で夜間に 2℃以上の差が局所的に生じた時刻もあ り、都市を一様化した都市キャノピーモデルの適用が適 切でない可能性があるが、比較的よい精度で計算結果が 得られた.風速も観測値をよく再現できていた.

Table .4 Criteria of sea breeze day

Wind speed	2.0[m/s] or more
Wind direction	West or West-southwest
h	The time that satisfies the above two conditions
nour	is 6hours or more per day after 12 o'clock

Table .5 Bias, RMSE, Correlation of temperature and wind speed

m	Bias[°C]		RMS	E[°C]	Correlation		
Temperature	daily	nighttime	daily	nighttime	daily	nighttime	
Osaka	-0.05	-0.17	0.33	0.23	0.91	0.83	
Kobe	0.08	-0.14	0.45	0.31	0.88	0.81	
Sakai	0.32	0.78	0.68	0.82	0.90	0.82	
Toyonaka	0.21	0.37	0.41	0.42	0.91	0.83	
Yao	0.81	1.00	0.90	1.02	0.91	0.86	
Hirakata	0.51	0.89	0.77	0.92	0.85	0.78	
Kyoto	0.37	0.52	0.44	0.53	0.91	0.87	
Nara	1.58	2.30	1.82	2.33	0.88	0.84	
Wakamatsudai	1.32	1.91	1.60	2.07	0.76	0.51	
Kishiwada Central Park	-0.49	0.19	1.06	0.72	0.87	0.80	
Nishiwaki	-0.70	-0.49	0.97	0.52	0.91	0.77	
Sanda	-0.12	0.00	0.68	0.24	0.94	0.85	
Miki	0.26	0.12	0.41	0.23	0.92	0.82	
Gojo	1.33	2.11	1.70	2.16	0.84	0.56	
Katsuragi	0.11	0.90	1.09	0.94	0.94	0.83	
Wakayama	0.08	-0.12	0.35	0.21	0.93	0.90	

337: 1 1	Bias	[m/s]	RMSE	E[m/s]	Corre	elation
wind speed	daily	nighttime	daily	nighttime	daily	nighttime
Osaka	-0.22	-0.02	0.46	0.20	0.70	0.69
Kobe	-1.04	-0.81	1.13	0.90	0.66	0.58
Sakai	0.24	0.35	0.41	0.40	0.64	0.48
Toyonaka	-0.24	0.09	0.55	0.44	0.66	0.69
Yao	-0.89	-0.49	1.10	0.55	0.61	0.50
Hirakata	0.78	1.07	0.87	1.11	0.30	0.31
Kyoto	-0.23	-0.13	0.42	0.34	0.43	0.08
Nara	0.46	0.62	0.53	0.63	0.36	0.25
Wakamatsudai	-0.03	0.02	0.27	0.22	0.68	0.46
Kishiwada Central Park	0.54	0.96	0.78	1.00	0.55	0.55
Nishiwaki	-0.70	-0.49	0.97	0.52	0.91	0.77
Sanda	-0.12	0.00	0.68	0.24	0.94	0.85
Miki	0.26	0.12	0.41	0.23	0.92	0.82
Gojo	1.33	2.11	1.70	2.16	0.84	0.56
Katsuragi	0.11	0.90	1.09	0.94	0.94	0.83
Wakayama	0.08	-0.12	0.35	0.21	0.93	0.90

#### 4. 夜間の気温分布の特徴分析

# 4.1 気温分布に対する土地利用の影響

NDVI 分布図を図 3 に示す.考察対象領域は黒枠内の 都市域である.計算対象領域全体の気温と標高の関係を 図 4 に示す.回帰式の傾きを高さによる気温減率として 標高補正を行った.考察対象領域の多くは標高 200m 以 下である.

NDVI と気温の関係(8月22日6時)を図5に示す. 計算対象領域全体では,NDVIの増加とともに気温が低下する傾向が確認され,既往研究と整合するが,考察対象 領域では,NDVIと気温に明確な関係は確認されない. 考察対象領域のNDVIと気温の観測値,計算値の関係(8 月22日6時)を図6に示す.観測値はアメダスの大阪, 神戸,堺,枚方,豊中,八尾のデータである.NDVIと観 測値には負の相関が確認され,徳永ら<sup>20</sup>の研究結果と整合する.しかし,信頼できる気温の観測地点数は限られており,徳永ら<sup>20</sup>の研究では半径270mの範囲の平均NDVI と最低気温の相関が高いと指摘されている.本研究で対象とする解像度1km程度の広域のスケールでは,局所的なNDVIの影響は計算結果に反映されないと解釈された.





Fig.4 Relationship between elevation and temperature (6:00 on August 22)



Fig.5 Relationship between NDVI and temperature

(6:00 on August 22)



Fig.6 Relationship between NDVI and observed and calculated values of temperature at observation points (6:00 on August 22)

#### 4.2 相対的に高温な地域の考察

考察対象領域内で気温が上位20%となる箇所(相対的 な高温域)を特定して傾向を分析した.図7に相対的な高温域の積算時間(8月15日18時~16日6時),図8 に相対的な高温域の積算日数(海風日,18時,24時,6 時)の分布を示す.相対的な高温域は18時から6時にか けて若干移動するが大きくは変化しない.また,考察対象 領域の東側(八尾付近)は、いずれの時刻も他の地域より 相対的に高温になりやすいことが確認された.

風速が下位 20%となる箇所(相対的な低風速域)を特定して,相対的な高温域との関係を分析した. 図 9 に風速,風向と相対的な高温域(8月15日24時)を示す. 相対的な高温域は,一部を除いて風速 2m/s 以下にプロットされ,相対的な低風速域に該当する地点が多い. 図 10に相対的な高温域,低風速域(8月15日24時)を示す. 相対的な低風速域は,相対的な高温域と概ね対応する.風 速の小さい地点で相対的に高温になりやすい日中の傾向 と概ね一致した.

# 5. 結論

日中に海風の影響を受ける大阪地域を対象として夜間 の気温分布の特徴を分析した.本研究で対象とする解像 度 1km 程度の広域のスケールでは,局所的な NDVI の 影響は計算結果に反映されないと解釈された.考察対象 領域の東側 (八尾付近) は,いずれの時刻も他の地域より 相対的に高温になりやすいことが確認された.

# 参考文献

- 竹林英樹, 森山正和, 海風の影響を受けた都市ヒートアイ ランド現象, 日本建築学会技術報告集, 第 21 号, 199-202(2005)
- 2) 徳永徹,森山正和,宮崎ひろ志,リモートセンシングデー タによる気温分布推定一大阪市におけるNVIと気温の相関 について一,日本建築学会大会学術講演梗概集(東海), 1445-1446(1994)



**Fig.7** Total hours in the relative high temperature area (from 18:00 on August 15 to 6:00 on August 16)



Fig.9 Relationship between wind speed and wind direction, and relative high temperature area (24:00 on August 15)



Fig.10 Relative low wind speed area and relative high temperature area (24:00 on August 15)



Fig.8 Total days in the relative high temperature area (sea breeze day)

# 高架橋を含む道路における大気質の測定と CFD 解析 Observation and CFD Analysis of Air Quality along Roads with Viaducts

○高倉悠太郎(大阪大学)
 中川雅也(大阪大学)
 松尾智仁(大阪大学)
 崎寺光(大阪大学)
 近藤明(大阪大学)
 Yutaro TAKAKURA\*1 Masaya NAKAGAWA\*1 Tomohito MATSUO\*1

Hikari SHIMADERA\*1 Akira KONDO\*1

\*1 Osaka University

In order to accurately evaluate roadside air pollution, it is necessary to take into account chemical reactions and radiations. Some CFD models have been proposed, but few has been validated by comparing to measurements. In this study, the accuracy of the model was evaluated by comparing roadside air pollution measurements and the simulation. Some of the characteristics of roadside air pollution such as high concentration of NOx due to the vehicles and low  $O_3$  concentration due to NO tightening were successfully reproduced. However, due to the insufficient resolution of the geometrical model, the flow field was not reproduced accurately, and therefore the concentration distribution of pollutants had some errors between the measured and calculated results.

#### はじめに

近年,都市部の沿道大気質は改善しているが,いまだ 局所的な大気汚染は存在している<sup>1)</sup>。また,交通量の多 い幹線道路では渋滞緩和のため高架橋が建設されており, 道路周辺の建物や高架橋は道路周辺の流れを複雑にする ため,沿道大気質の予測を困難にする<sup>2)</sup>。そのため,高 架橋を含み汚染物質が高濃度で確認されている国道 43 号線を本研究の対象地域とした。街区スケールにおける 大気質を正確に評価するためには,流れに加えて化学反 応,放射計算を考慮する必要がある。そして,複数地点 での測定による化学反応,放射計算を考慮した CFD モデ ルの検証はあまり行われていない。そこで本研究では, CFD モデルの精度検証を目的として,沿道で複数地点で の大気質の測定実験と CFD シミュレーションの比較を 行った。

#### 1. 測定実験

#### 1.1 実験目的

本実験は、沿道大気質を評価する CFD モデルを検証す るための測定データを得ることを目的としている。そこ で、大気汚染物質の簡易センサーを用いて4地点での同 時測定を行うことで、道路近傍での汚染物質濃度分布を 測定した。加えて、道路における汚染物質の発生量およ び汚染物質の輸送を支配する都市気象を把握するため、 交通量、温度、湿度、風速、風向の測定を行った。

#### 1.2 実験条件

2021 年 6 月 15 日の 7 時から 20 時にかけて,大阪市西 淀川区にある出来島小学校付近の国道 43 号線周辺の 4 地点(国道沿道 2 点,国道に面しない地点 2 点)で NO, NO<sub>2</sub>, Ox(本測定においては,O<sub>3</sub> と NO<sub>2</sub>の和), PM<sub>25</sub> の濃度,交通量(国道高架下の道路のみ),風速・風向(地 点 A のみ)の測定を行った。また,出来島小学校には自 動車排出ガス測定局(自排局)が設置されており,NO, NO<sub>2</sub>,O<sub>3</sub>, PM<sub>25</sub> などが測定されている。Fig.1 に本実験 の測定地点を示す。



Fig.1 Measurement points

# 2. CFD モデル

#### 2.1 モデル概要

本研究での CFD 計算の流れとして,まず計算対象とな る形状データを作成した。次に,気象モデル WRF,大気 質モデル CMAQ を用いて算出した風速,風向,気温, 放射量,汚染物質濃度の結果を境界条件として使用した。 また,交通量と排出係数<sup>3</sup>から算出した排出量も CFD モ デルに入力した。CFD モデルでは,温熱気流計算や放射 計算,汚染物質の輸送,化学反応による各汚染物質の濃 度変化,気流計算が行われ,温熱気流場,濃度場が算出 される。

#### 2.2 計算条件

計算領域は測定実験を行った周辺とし, Fig.2, 3 に示 すように x, y, z 方向に 640m, 550m, 50m, 解析領域 は測定地点を概ね中心として x, y, z 方向に 240m, 150m, 20m である。排出量の発生エリアは地上道路,高架橋道 路でそれぞれ西側,東側の4か所ある。計算期間は測定 期間に助走期間の1時間を加えた 2021 年 6 月 15 日 6 時 から 20 時とした。



#### 3. 結果

#### 3.1 測定結果

風速・風向は高さ 1m 程度で測定したため,建物の影響を大きく受けており,近傍の気象官署の測定値とは異なる傾向を示した。交通量測定での自動車の種類は,2輪,軽乗用車,乗用車,軽貨物車,小型貨物車,普通貨物車,特殊車,バス,パッカー車の9種類とした。地点A,Bともに朝の8時,9時に交通量が多くなっていた。これは通勤で国道43号線を利用する人が多いためだと

考えられる。また、地点 A の 19 時に交通量が多くなっ ていたのは、乗用車の割合が大きいため大阪方面から兵 庫方面に帰宅する人が多いからだと考えられる。高架道 路の交通量は測定できなかったため、交通センサスのデ ータ 4をそのまますべて高架橋の交通量として扱った。 交通量から算出した排出量は、大型車の排出量が小型車 の排出量よりも非常に多いため大型車の交通量に大きく 依存する結果となった。大気汚染物質濃度の時間変動を Fig.4 に示す。NO は沿道で高くなる傾向が見られ,道路 に対して自排局と同じ側で測定した地点Bでは自排局と 濃度がおおむね一致したが、道路の反対側に設置した地 点 A ではやや異なるパターンが見られた。NO で 13~15 時頃に濃度が減少しているのは、14時頃から風速が大き くなっていたため汚染物質が拡散したからだと考えられ る。NO2は自排局の濃度と異なる結果となり、センサー の故障が疑われた。また、Oxについては測定結果と自排 局でおおむね一致が見られた。さらに、NO 濃度が午後 に低下しているのは、午前はO3の濃度が低いのでNOの タイトレーションが起こりにくいが, 午後には O3の濃度 が大きくなっておりタイトレーションが支配的になって いるためだと考えられる。





# A-67

# 3.2 計算結果

Fig.5 に 8 時, 14 時における自排局がある地点にあた る y=77mの国道43号線に着目した風速・風向を示す。 西側は風速が大きく道路に沿った風向であり、東側は風 速が小さく高架橋の横に渦が形成された。高架橋によっ て道路の東西で流れのパターンに違いが生まれた。8時, 14 時における y=77m の大気汚染物質濃度分布を Fig.6 に 示す。NO, NO2は東向きの風の影響で国道 43 号線の東 側の方が西側より濃度が高くなっている。また, NO, NO2は自動車から排出されるため道路近傍で濃度が高く, 高架橋上は交通量の多いことに加え防音壁に囲まれてい るため特に高濃度となっている。地上道路から排出され たNO, NO2は国道43号線東側の測定地点B周辺に達し, 高架橋道路から排出された NO, NO2 は自排局に達して いる。O3 濃度は NO 濃度が高い地点で低くなっている。 これは, 排出された NO のタイトレーションにより O3 濃度が減少していると考えられる。





Fig.6 Concentration distribution of air pollutants (x-z)

# 3.3 測定と CFD 計算の比較

地点 A での風速・風向を Fig.7 に示す。風速は昼頃か ら大きくなっており、夕方にピークを迎える傾向が測定 と計算のどちらでも見られた。風向については測定と計 算でおおむね一致した。この地点の風向は、近くの建物 や解析領域外の建物の影響を受けるので偶然の一致の可 能性も考えられる。



and direction at point A

Fig.8 に大気汚染物質濃度を示す。NO, NO<sub>2</sub>について, 測定結果では、地点 AB の方が地点 CD より高濃度であ ったが、計算結果では、地点 B は地点 CD より高濃度で、 地点 A は地点 CD より低い濃度となった。これは計算で は、地点 A 付近の風速が大きいため汚染物質が拡散され たためだと考えられる。また、どの地点においても計算 では濃度を過小評価していた。これは汚染物質の排出源 を国道 43 号線のみに設定しているため側道などの排出 を無視したためだと考えられる。 $O_X$ については他の汚染 物質に比べると比較的、測定結果と計算結果で一致が見 られた。しかし、全体的にみると、汚染物質濃度の測定 結果と計算結果はあまり一致しなかった。

A-67



前述したように汚染物質濃度の測定結果と計算結果が あまり一致していないので、本研究で使用した CFD モデ ルが精度よく再現したと述べるのは難しい結果となった。 しかし、高架橋を含む道路では、高架橋や周辺建物によ って道路内に複雑な流れ場が形成され、道路近傍の渦に より局所的な高濃度が発生することや、防音壁により高 架橋道路およびその風下に高濃度が発生することといっ た高架橋を含む道路の特徴は再現された。また、自動車 排ガス由来のNOは空気中のO3と反応しNO2を生成す る現象は計算でうまく再現できた。これらのような定性 的な傾向は捉えるえることができたと考えられる。そこ で,本研究でうまく再現計算が出来なかった原因として, 今回の形状モデルが考えられる。今回の形状モデルは対 象領域の複雑な形状を正確に再現したとは言い難く、そ のため流れ場の再現が十分でなかった。特に、国道 43 号線を横切る向きの風速が大きく,そのため地点Aでの 濃度が低くなった。また、地点A付近では周辺の建物や 高架橋による渦が形成されず汚染物質の滞留が見られな かった。今後は、実際の流れ場が再現されるような形状 モデルを作成し、精度よく再現計算を行うことを課題と する。

#### 4.まとめ

本研究では、化学反応と放射計算を考慮した CFD モデ ルの精度検証を目的として、高架橋を含む道路において 簡易センサーを用いた測定実験と CFD シミュレーショ ンを実施した。

本研究の結論を以下にまとめる。

- 測定実験では自動車排ガスの寄与が大きい汚染物 質は国道 43 号線沿いで濃度が高くなる傾向となった。
- CFD シミュレーションでは高架橋が流れ場に影響 を与える様子やNOのタイトレーションなどが再現 された。
- 形状モデルの再現が不十分であり、流れ場がうまく
   再現できなかったことで汚染物質濃度の測定結果
   と計算結果に誤差が生じた。

#### 参 考 文 献

- Shima M, Adachi M, Indoor nitrogen dioxide in homes along trunk roads with heavy traffic, Occup, Vol.55, pp.428-433, 1998
- C.F. Zhang, M Wen, J.R. Zeng, G.L. Zhang, H.P. Fang, Y. Li, Modeling the impact of the viaduct on particles dispersion from vehicle exhaust in street canyons, Technological Sciences, Vol.55, pp.48-55, 2021
- 一般財団法人日本自動車研究所,「自動車排出量推計業務 (2010 年版)」報告書, 2013
- 大阪府都市整備部交通道路室,全国道路・街路交通情勢調 査表(交通センサス),

https://www.pref.osaka.lg.jp/attach/30327/0000000/cyosahyou.PDF

# 再帰性反射に基づく外装材の表面形状の最適設計手法に関する研究 Study on the Optimal Design Method for the Surface Shape of Exterior Materials Based on Near-infrared Rays Retro-Reflection

〇二 岡 佳 子 (奈良女子大学) 吉 田 伸 治 (奈良女子大学) Kako FUTAOKA\*1 Shinji YOSHIDA\*1

We proposed an optimal design method for the surface shape of exterior materials based on near-infrared rays retroreflection for use as a countermeasure against the heat island phenomenon. This method enables us to evaluate quantitative performance of the surface shape by setting the design goals as objective functions. We also considered selecting objective functions that would be useful in assessing the achievement of design goals. The surface shape optimized by the method proposed in this study achieved the design goals. We proposed a prototype of the optimal design method for exterior materials.

# はじめに

ヒートアイランド現象の深刻化に対して様々な対策が 取られており、中でも人工被覆面の改善は特に有効な策 である。この点から、再帰性反射材を外装材として活用 することが注目されている。再帰性反射材は入射と反射 の方向がほぼ一致するような反射特性を有している。日 射を天空に再帰させることで蓄熱量削減に大きく貢献で きると考えられるが、普及には至っていない。原因の一 つに入射角依存性の高さが考えられる。再帰性反射材は、 一般に大きな入射角からの入射に対して再帰反射性能が 低いことが知られている<sup>1)</sup>。主な利用目的である交通標 識の場合には問題にならなかったが、外装材として用い る場合、光源となる太陽位置は時々刻々と変化するため、 性能を十分に発揮できない時間が想定される。また、日 射を天空に向けて反射することができれば十分であり、 厳密な再帰性反射である必要はない。つまり、外装材と しての再帰性反射材は交通標識とは異なる観点から設計 されるべきであり、既存製品の転用では不十分であると 考えられる。外装材に適した再帰性反射材の開発に関わ る既往研究23 はいくつかあるが従来の設計者の経験、 直感に基づく設計案には、相応な効果は期待できる反面、 必ずしも最適とは言い難い。加えて、最適な外装材は、 設置方位、ニーズなど多様な条件に作用される。本研究 は、この課題に対して遺伝的アルゴリズムGAに基づく最 適解探査技術に基づき多様な設定条件に配慮した外装材 の最適設計手法を提案することを目的とし、本稿では特 に形状、日射反射分布特性に着目した手法を紹介する。

#### 1. 最適設計手法の提案

#### 1.1 最適設計システムの構成

本研究で提案する最適設計システムを Fig.1 に示す。 また本稿で使用する数式中の記号を Table1 にまとめる。



Fig.1 Optimal Design System

問題設定・数値解析・評価と制御の3パートで構成される。評価と制御には遺伝的アルゴリズム(GA)を、各形状の反射分布特性の推定にはレイトレーシングを用いる。

#### 1.2 設計パラメータ

形状の設計変数を Table2、形状の概念図を Fig.2 示す。 GA における遺伝子は各変数を歩幅で除した整数列で表される ( $X_2 \sim X_4$ は例外)。回転角は y 軸方向からみて時計 回りが正である。反射体は4面で構成され、開口面は平 行四辺形の形状を有する。奥行きは、大阪 HITEC の基準 『構造体一周期の大きさは口5mm以下、高さ5mm以下』<sup>4</sup> に倣うならば、プリズムが立方体に収まる必要がある。 これを最低限の制約とする。しかし、本研究では開口面 の縦横比が 1:1~1:100 まであることから、アスペクト比 が大きなプリズム形状を立方体一周期に納めるためには、 開口面の短辺長さを非常に小さくする必要があり、現実 的な形状ではないと考えた。そこで、開口面の短辺を基 準に奥行き比率を設定し、短辺長さを超えないような制 約を課した。

#### 1.3 目的関数の選定

本研究における設計目標を『夏季にはより多くの日射

を天空に再帰させ、冬季には設置建物及び街区の日射受 熱量を高め暖房負荷を軽減させるような反射特性を有す る形状』とした。GAを活用する場合、この目標の達成度 (適応度)を評価するための変数を設定する必要がある。 本研究では、まず、以下の関数を候補の中から有用なも のを選定するための検討を行なった。

(1) 目的関数の候補

夏季の評価には $F_{sumemr}$ を用いる。冬季については3 つの関数 $F_{winterAb}$ 、 $F_{winterDownRef}$ 、 $F_{Winter}$ を候補とす る。また、本研究では実際の製造コストなどは検討の対 象外だが、現実性の低い形状ばかりが解として得られる ことは望ましくない。そこで、開口面の形状を目的関数 として組み込むことを検討する。これを $F_{Form}$ と定義し 本解析では正方形を最も良い形状とする。全ての候補よ 0~1の値をとり、値が大きいほど最適化されているもの とする。

$$F_{Summer} = \frac{J_{up}}{J_{dv}} \tag{1.1}$$

$$J_{up} = \sum_{j=1}^{m} (\rho_j \cdot J_{dv} \cdot max \, (sin\theta_i, 0)) \tag{1.2}$$

$$F_{WinterAb} = \frac{J_{ab}}{J_{dv}}$$
(2.1)

$$J_{ab} = a \cdot J_{dv} \tag{2.2}$$

$$F_{WinterDownRef} = \frac{J_{down}}{J_{ref}}$$
(3.1)

$$J_{down} = \sum_{j=1}^{m} (\rho_j \cdot J_{dv} \cdot max(-sign(sin\theta i), 0)) \quad (3.2)$$

$$J_{ref} = \sum_{i=1}^{m} ((1-a) \cdot J_{dv})$$
(3.3)

$$F_{Winter} = \frac{J_{ab} + 0.8 \cdot J_{down}}{J_{dv}} \tag{4.1}$$

$$F_{Form} = \frac{\overrightarrow{A_0 B_1'} \times \overrightarrow{A_0 C_1'}}{\overrightarrow{A_0 B_0} \times \overrightarrow{A_0 C_0}}$$
(5.1)

ただし、 $\overrightarrow{AB_1}$ ,  $\overrightarrow{AC_1}$ は以下の4つの条件を満たす。

 $\square A_1 B_1 C_1 D_1$ は背計された個体の開口面である  $\square A_0 B_0 C_0 D_0 \ge \square A_1 B_1 C_1 D_1$ の面積は等しい  $\square A_1 B_1 C_1 D_1 \ge \square A_0 B_1' C_1' D_1'$ は相似  $\square A_0 B_0 C_0 D_0 \ge \square A_0 B_1' C_1' D_1'$ の外周は等しい 反射の概念図を Fig.3、(5.1)式に関わる定義を Fig.4 に 示す。

Tablel List of symbols

	TUDIOT DISC OF Symbols
F <sub>Summer</sub>	:夏季反射性能[-]
$F_{WinterAb}$	:冬季の日射吸収性能[-]
$F_{WinterDownRef}$	:冬季の下向き反射性能[-]
$F_{Winter}$	:冬季反射性能[-]
F <sub>Form</sub>	:開口面形状評価[-]
$J_{up}$	:上向き反射日射量[W/m²]
J <sub>down</sub>	:下向き反射日射量[W/m]
J <sub>ref</sub>	:反射日射量[W/m²]
J <sub>ab</sub>	:吸収日射量[W/m]]
$J_{dv}$	:開口面への直達日射量[W/m]
$\rho_i$	:反射ベクトル $V_i$ の反射強度[-]
0	(0~1の値をとる)
$\theta_i$	・反射 $\sim$ $\wedge$ $\sim$
а	:プリズムの吸収率[-]

Table2 Design Variables

変数	定義	定義域	歩幅
<i>X</i> <sub>1</sub>	タイプ	$0 \leq X_1 \leq 1$	$\Delta X_1 = 1$
X2	開口面縦横比	$0.01 \le X_2 \le 1.00$	$\Delta X_2 = 0.01$
X <sub>3</sub>	Z軸と辺ABのなす角	$-80^\circ \leq X_3 \leq 80^\circ$	$\Delta X_3 = 10$
X4		$0.01 \le X_4 \le 1.00$	$\Delta X_4 = 0.01$
X <sub>5</sub>	頂点E	$0 \le X_5 \le 1.00$	$\Delta X_5 = 0.05$
<i>X</i> <sub>6</sub>		$0 \le X_6 \le 1.00$	$\Delta X_6 = 0.05$
X <sub>7</sub>	頂点F	$0 \leq X_7 \leq 1.00$	$\Delta X_7 = 0.05$
X <sub>8</sub>	回転角	$0^\circ \leq X_8 \leq 175^\circ$	$\Delta X_8 = 5$







(2) 検討手順

GAによる探索を行い、パレート最適解(単目的の場合 は最終世代の全個体とする)を比較する。ケース設定を Table3に示す。各ケースについて3回ずつ試行する。試 行 No.が同様のものは同じ初期個体群を用いる。GA とレ イトレーシングの設定をTabele.4,5に示す。テストのた め、計算負荷を軽減すべく時刻は夏至・冬至の正午のみ とした。基本的な反射の軌跡を追うために構成面は反射 率 0.9の理想鏡面とした。なお、本研究は多目的最適化 問題をパレートアプローチにより解くことを試みるため GA 内では3つの目的関数に優劣は存在しないものの、第 一目的は夏季の温熱環境改善のための再帰性反射材の開 発である。よって次項では夏季の性能を重視して分析を 行う。

(3) 結果

case0~3の最終世代におけるFsummerの最大値をFig.5 に示す。多目的化したことでF<sub>summer</sub>はより良い値に到 達した。case2、次いで case3 が高い値を示しており、ど ちらも十分に夏季反射性能に優れていた。Fwinterが良い 働きをしていると考えられる。case2,3のパレート最適 解集合に注目すると、Fig.6,7に示すように、case2は夏 季・冬季のバランスに優れた解が多く得られるものの開 口面形状は細長いものが多く評価が低い。一方 case3 は Fwinterがやや劣るが正方形に近い形状の解が多く出現し ていた。Table6 に示すようにFwinter、FFormの間にトレ ードオフの関係があることが case2 と case3 の結果の違 いに繋がったと考えられる。また、F<sub>summer</sub>に優れた個 体の冬季の反射特性について、case2 では反射体自体の 日射吸収率の高い個体が多いのに対し、case3 では下向 き反射率が高い傾向にあった。以上の分析から、case2 と case3 どちらを採用するかは、冬の反射特性をどのよ うに扱うか、また形状と冬季反射性能どちらを優先させ るか、による。本研究では、Case3を採用した。

# 2. 最適設計された表面形状を有する外装材の性能評価 2.1 最適設計システムの設定

前節で採用した目的関数を用いて最適設計を行い、得 られた最適形状について評価・分析を行う。解析対象時 刻を Table7 に示す。そのほかの GA・レイトレーシング の設定は前節と同様である。得られたパレート最適解の うち F<sub>summer</sub>に優れた上位5個体を tabele8 と Fig.8に示 す。5個体の形状は、第1位と第5位の横長の開口面形 状を有するものと、第2~4位の正方形に近い開口面形 状を有するものの二つに大別できる。本研究では、正方 形に近い開口面形状をより良いとしているため第1,5位 の開口面形状の評価値は低くなっているが、十分に実現 可能な形状であると考えられる。5個体の反射分布特 Table3 Case

	夏季の評価		冬季の評価		形状の評価
	F <sub>Summer</sub>	F <sub>WinterAb</sub>	F <sub>WinterDownRef</sub>	F <sub>Winter</sub>	F <sub>Form</sub>
case0	•				
case1	•	•	•		
case2	•			•	
case3	•			•	•

Table4 Setting the Genetic Algorithm

集団数	48
世代	60
選択手法	単目的:ルーレット選択 多目的:パレート保存戦略
交叉率	0.9
突然変異率	0.01

#### Table5 Setting the Ray Tracing

検討時刻		夏季:2020/06/21 12:00
		冬季:2020/12/21 12:00
検討地点		大阪(緯度:34.68度、経度:135.52度)
粒子		5000個
反射回数上限		90
プリズム	設置位置	南壁面
	構成面	反射率0.9[-] 全て正反射する

Table6 Correlation Between Objective Functions

相関係数	F <sub>Summer</sub>	F <sub>WitnerAb</sub>	F <sub>WitnerDownRef</sub>	$F_{Witner}$	$F_{Form}$
F <sub>Summer</sub>		0.25	-0.29	-0.20	0.28
F <sub>WitnerAb</sub>			-0.17	0.10	-0.22
F <sub>WitnerDownRef</sub>				0.95	-0.35
F <sub>Witner</sub>					-0.41
FForm					





Fig.7 The Shape of Opening Surface

性に大きな差はなかった。代表して第3位の入射角度別 のプリズムの吸収率、入射ごとに最も強度の強い反射ベ クトルの強度とそのベクトルの反射仰角をFig.9に示 す。縦軸及び横軸は光源の位置(方位,高度)を示す。交 差するマスに示す値は、光源位置から入射したときの結 果である。つまり、(Azimuth, altitude)=(0,0)であれば プリズムの正面から入射した場合の結果を示している。 図中に検討対象日の太陽の軌跡を併記する。夏季には上 向き反射が優位な反射分布特性を示し、冬季には下向き 反射特性が優位な反射分布特性を示した。吸収率は冬季 の午後に10~15%増加した。第一反射ベクトルの夏季に おける反射仰角はほとんどの時刻で45°以上である。こ れは、街区が D/H1 以上であれば、南壁面のどの部位に も導入可能であることを表す。以上のことから、GAを用 いた最適化によって、夏季、冬季の反射性能に優れた最 適形状を探索することができた。F<sub>sumemr</sub>が最適となる 形状はただひとつではなく、同程度に優れた値を持つ特 徴の異なる形状がいくつか存在することがわかった。ま た、本研究では、従来の再帰性反射のように多重反射に より再帰性反射が発現するような特性を想定していた が、結果として得られた個体は1回反射によって、直接 入射方向に近い方向へ反射させるようなものばかりであ

3. まとめ・今後の課題

った。

- (1) ヒートアイランド対策に適した外装材の最適設計手 法を提案した。
- (2) 最適化すべき関数の選定し、その結果、本研究では  $F_{Summer}$ 、 $F_{Winter}$ 、 $F_{Form}$ を用いることとした。
- (3)本研究の手法で最適化された外装材は、夏季には多くの日射を天空に向けて反射することができ、冬季には多くの日射を街区に流入させる特徴を持っており、設計目標を達成することができた。
- (4) 多目的GAは目的関数の入れ替えや追加が容易であり、設計者の都合により別の目標を立て最適化することも可能である。拡張の余地を十分残したプロトタイプを提案することができた。
- (5) 反射分布特性の推定は計算負荷軽減のためと基本的 な反射の様子を明らかにするために正反射のみを取 り扱ったが現実の材料の反射特性は複雑である。現 実の材料を用いた場合の推定が必要である。
- (6) 目的関数をより適した式に修正する余地がある。

#### 参考文献

- 酒井ら,日本建築学会大会学術講演梗概集 A-1, p. 437-438, 2008
- 2) 古林ら,空気調和・衛生工学会論文集, Vol. 42, No. 247, p. 1-7, 2017
- 3) 内池ら,日本建築学会学術講演梗概集 D-1, p. 831-832, 2010

- 空気調和・衛生工学会近畿支部 学術研究発表会論文集(2022.3.11)
- 4) 大阪 HITEC, ヒートアイランド対策技術認証制度 上方/下方日射反射率評価 概要版 (2021 年改訂版)

Table7 Analysis Date

季節	日付		時刻	-
夏季	2020/06/21			
	2020/08/21	10.00	10.00	14.00
夕禾	2020/12/21	1 10:00	12:00	14:00
冬李	2021/02/21	1		

#### **Table8** Top 5 Individuals with Excellent $F_{summer}$

	$F_{Summer}$	$F_{Winter}$	F <sub>Form</sub>
第1位	0.69	0.49	0.52
第2位	0.67	0.49	0.98
第3位	0.63	0.62	0.95
第4位	0.63	0.52	0.98
第5位	0.63	0.66	0.65



Fig.8 Top 5 Individuals with Excellent F<sub>summer</sub>



Fig.9 Reflection Characteristics by Incident angle

# チャンバー実験による二酸化塩素分解速度の計測 Measurement of Chlorine Dioxide Degradation Rate in Chamber

○霜 鳥 ⇒	和 基(大阪大学)	鈴 木 絢 子(大	:阪大学)
松尾	智 仁(大阪大学)	三 浦 孝 典(大	幸薬品)
辻本 判	羽 平(大幸薬品)	曾川 甲子郎(大幸	≤薬品)
嶋 寺	光(大阪大学)	近藤 明(大	阪大学)
Kazuki SHIMOTORI*	*1 Ayako SUZUKI*1 '	Tomohito MATSUO*1	Takanori MIURA*2
Shohei TSUJIMOTO*2	2 Koshiro SOGAWA*2	Hikari SHIMADERA*	1 Akira KONDO*1
*1 (	Osaka University *2 Ta	aiko Pharmaceutical Co.	Ltd.

Chlorine dioxide is mainly used as a disinfectant. When spraying chlorine dioxide indoors for sterilization, it is necessary to spray it at a low concentration because high concentration of chlorine dioxide may adversely affect human health. Chlorine dioxide is also photodegradable and thermally decomposable, and has the property of being easily dissolved in water. Therefore, when spraying the optimum amount of chlorine dioxide, it is necessary to consider the amount of decomposition by light or heat and the amount of absorption and adsorption for the material. In this study, the amount of decomposition of chlorine dioxide due to heat and the amount of absorption and adsorption were quantified by chamber experiments.

#### はじめに

二酸化塩素は主に消毒剤として用いられている<sup>1)</sup>。 Kristina L. Southwell の報告によると、オクラホマ図 書大学では 1991 年から二酸化塩素を使用し、書架のカビ を抑えるのに成功している<sup>1)</sup>。Ching-Shan Hsu, Ming-Chun Lu, Da-Ji Huang らの研究では台湾の学生用 の食堂を消毒するための消毒剤として効果があると報告 している<sup>2)</sup>。山村らは、一般住宅で二酸化塩素ガスを噴 霧し、浮遊真菌数の測定から浮遊真菌に対する二酸化塩 素ガスの殺菌性能について評価を行い、殺菌作用があっ たことを報告している<sup>3)</sup>。今枝らは、従来、水道水の消 毒に用いられている塩素が殺菌と同時にビタミン破壊を 起こすため、塩素代替物である二酸化塩素を消毒剤とし て用いたときのビタミンの損失の比較検討を行い、ビタ ミン損失が少なかったと報告している<sup>4)</sup>。

また、二酸化塩素は光分解性や熱分解性があり、水に 溶けやすい性質を持つ。そのため、二酸化塩素を最適な 量で散布する際には光や熱による分解量や材質に対する 吸収・吸着量を考慮する必要がある。本研究ではチャン バー内に散布した二酸化塩素を一定時間ごとに捕集して イオンクロマトグラフィーで定量する実験を通して、二 酸化塩素の熱による分解量と物質に対する吸収・吸着量 を測定した。

#### 1. 使用機器

1.1 チャンバー

使用したチャンバーの寸法は 1.8×1.8×3.0 (m)であ り、チャンバー内は遮光しており、温湿度制御はしてい ない。

#### 1.2 二酸化塩素ガス発生装置

二酸化塩素ガス発生装置は、クレベリン発生機 LISPASS S-II(大幸薬品株式会社)を使用した。LISPASS S-IIは電流値によって二酸化塩素の発生量を調節するこ とができ、両者には相関関係がある。二酸化塩素発生量 と電流値の関係を Fig.1 に示す。また、二酸化塩素ガスを 発生させるための液剤として、リスパスS専用液剤であ る、リスパスSグリーン(大幸薬品株式会社)を用いた。



Fig.1 Relation between generation amount and current value

# 1.3 イオンクロマトグラフィーによる分析条件

# 溶離液の調製

溶離液は 4.5 mM Na<sub>2</sub>CO<sub>3</sub>、0.5 mM NaHCO<sub>3</sub> を混合して調 製を行った。

(2) 捕集液の調製

二酸化塩素のガス捕集液は 1.2 mM KI、1.5 mM Na<sub>2</sub>CO<sub>3</sub>、 1.5 mM NaHCO<sub>3</sub>を混合して調製を行い、遮光瓶で常温保存 した。

(3) 使用機器と分析条件

イオンクロマトグラフィーは Dionex ICS-1000 (Thermo Fisher SCIENTIFIC)を使用し、オートサンプラーは AS50 (Thermo Fisher SCIENTIFIC)を使用した。また、カ ラムは IonPac AG12A/AS12A (Thermo Fisher SCIENTIFIC) を使用した。また、イオンクロマトグラフィーの分析条 件を **Table 1** に示す。

Table 1 Ion chromatography operating conditions

Parameters	Conditions
Eluent	4.5 mM Na <sub>2</sub> CO <sub>3</sub> /0.5 mM
	NaHCO <sub>3</sub>
Mobile phase flow rate	1.5 mL/min
Column temperature	35 °C
Detector	Conductivity detector
Current	21 mA
Injection volume	25 µL

# 2. 実験方法

# 2.1 検量線の作成

検量線は絶対検量線法で 0.0125 mg/L、0.025 mg/L、 0.05 mg/L、0.1 mg/L、0.25 mg/Lの5濃度区分で作成した。

# 2.2 二酸化塩素ガス濃度の算出方法

二酸化塩素ガス濃度は分析結果から検量線を用いて、 捕集液中の亜塩素酸イオン(Cl02-)の濃度(ppm)を算出し、 二酸化塩素ガス濃度に換算した値(ppm)である。以下の Table 2 に換算式を示す。ただし、このとき換算式中の文 字はそれぞれ以下の通りである。

- y: 二酸化塩素ガス濃度 (ppm)
- x: 亜塩素酸イオン濃度 (ppm)
- V: 捕集液の液量 (20 mL)
- V<sub>0</sub>: 気体の標準体積 (22.4 L/mol)
- M: 亜塩素酸イオンの分子量 (67.45 g/mol)
- A:温度(℃)
- B: ガス捕集体積(流量×時間:10 L)

Table 2 Formula of chlorine dioxide gas concentration

$$y = x \times V \times \frac{V_0}{M} \times \frac{273 + A}{273} \times \frac{1}{B}$$
(1)

# 2.3 実験概要

Fig.2 に実験の概要図を示す。二酸化塩素発生装置から チャンバー内に散布できるようにチューブを通した。 Fig.3 にチャンバー内の様子を示す。チャンバー内には散 布された二酸化塩素を撹拌するためのサーキュレーター を設置した。散布された二酸化塩素を捕集するためのチ ューブをチャンバー内に5本通した。この5本のチュー ブの位置を Fig.3 の①~⑤までで示す。それぞれチャンバ ー内の①は左側、②は上部、③は中心、④は右側、⑤は 下部に捕集するチューブの先を固定した。この5本のチ ューブでチャンバー内の気体を捕集できるように反対側 をチャンバー外にあるインピンジャーにそれぞれつない だ。また、捕集漏れを防ぐため、インピンジャーは2本 を直列に接続し、捕集液をそれぞれ20mL ずつ入れた。2 本目のインピンジャーはポンプと接続し、ポンプを稼働 することでチャンバー内の気体を吸引できるようにした。



Fig.2 Schematic diagram of experiment



Fig.3 A picture inside the chamber

# 2.4 チャンバー内二酸化塩素濃度の一様性

チャンバー内(暗室)に散布した二酸化塩素ガスが均一 に拡散していることを確認するための実験を行った。二 酸化塩素ガス発生装置(68.8mA)からチャンバー内に二 酸化塩素を発生させた(15 min)。二酸化塩素を散布し終 えた時点を t=0 min とし、t=0から 20 min までチャンバ ー内の5点からポンプ(流量:0.5 L/min)でチャンバー内 気体を捕集液に吸引した。ポンプでの吸引後に2本のイ ンピンジャー内の捕集液をマイクロピペットで0.5 µL ずつとり、それぞれバイアルに入れ、イオンクロマトグ ラフィーで分析を行った。チャンバー内の5点から気体 を吸引してそれぞれの位置における二酸化塩素ガス濃度 を測定し、ばらつきがないことを確認した。

チャンバー内の上下左右、中心の5点からサンプリン グしたときの分析結果を Table 3 に示す。それぞれの位置 における二酸化塩素ガス濃度は比較的ばらつきが小さか った。分散は s=1.28×10<sup>-4</sup>であった。そのため、チャン バー内の気体はサーキュレーターによって十分に撹拌さ れていると考えられる。この分析結果より、二酸化塩素 の分解実験および吸収・吸着実験では代表して中心の1 点から気体をサンプリングし、実験を行った。

Table 3 Relation between location and concentration

of chlorine dioxide			
Location	Concentration(ppm)		
Center	0.397		
Up	0.367		
Down	0.369		
Right	0.370		
Left	0.385		
Average	0.378		

### 2.5 二酸化塩素の分解実験

二酸化塩素をチャンバー内に散布して時間経過による 濃度の減少量から二酸化塩素の分解速度の計測を行った。 二酸化塩素をチャンバー内に散布(15 min)し、散布し 終えた時点を t=0 min とし、t=0 から 20 min までチャン バー内の1点(中央部分)からポンプ(流量:0.5 L/min) でチャンバー内気体を捕集液に吸引した。同様に 60, 120,…360 min まで計7サンプル分をサンプリングし、 イオンクロマトグラフィーで分析した。

#### 2.6 二酸化塩素の吸収・吸着実験

# (1) 水に対する二酸化塩素の吸収実験

ステンレスバット(SUS-304:30×24×4 cm)6 個に水を それぞれ2Lずつ入れ、チャンバー内の床面に置いた。 合計12L(表面積:0.432 m<sup>2</sup>)の水がチャンバー内にある 時と水を入れなかったときでそれぞれ実験を行った。二 酸化塩素をチャンバー内に散布(30 min)し、二酸化塩 素を散布し終えた時点を t=0 min とし、t=0 から 20 min までチャンバー内の 1 点(中央部分)からポンプ(流量: 0.5 L/min)でチャンバー内気体を捕集液に吸引した。同 様に 60, 120,…360 min まで計 7 サンプル分をサンプリ ングし、イオンクロマトグラフィーで分析した。

(2) 木材に対する二酸化塩素の吸着実験

木材(MDF:90×45×0.25 cm)2 つをチャンバー内に入 れ、二酸化塩素の吸着量を計測した。二酸化塩素をチャ ンバー内に散布(15 min)し、二酸化塩素を散布し終え た時点を t=0 min とし、t=0 から 20 min までチャンバー 内の1点(中央部分)からポンプ(流量:0.5 L/min)でチャ ンバー内気体を捕集液に吸引した。同様に 60,120,…360 min まで計7サンプル分をサンプリングし、イオンクロ マトグラフィーで分析した。

# 3. 実験結果

#### 3.1 二酸化塩素の分解実験結果

二酸化塩素の分解実験の実験結果を Fig.4 に示す。縦軸 はイオンクロマトグラフィーでの分析結果から算出した チャンバー内の二酸化塩素ガス濃度(ppm)を示し、横軸は 二酸化塩素をチャンバー内に散布し終えた時点を t=0 min としたときの、サンプルを回収した時間を示してい る。また、t=0の時点の二酸化塩素濃度(ppm)を1として、 標準化したときの結果を Fig.5 に示す。



Fig.4 Concentration of chlorine dioxide



Fig.5 Normalized concentration of chlorine dioxide

#### 3.2 二酸化塩素の吸収・吸着実験

(1) 水に対する二酸化塩素の吸収実験

二酸化塩素の水に対する吸収実験の実験結果を Fig.6 に示す。Fig.6ではチャンバー内に水を12L(表面積:0.432 m<sup>2</sup>)入れたときの結果と水を入れなかったときの結果を 比較している。縦軸はt=0の時点の二酸化塩素濃度(ppm) を1として、標準化したときの値を示し、横軸は二酸化 塩素をチャンバー内に散布し終えた時点をt=0 min とし たときの、サンプルを回収した時間を示している。水を 12L(表面積:0.432 m<sup>2</sup>)入れた時では6hの時点で二酸 化塩素濃度がイオンクロマトグラフィーでの定量下限界 を下回り、検知できなかった。水がないときと比較する と、水があるときでは二酸化塩素が減少していく速度は 速く、水に吸収されていると考えられる。



Fig.6 Comparison of chlorine dioxide concentration with and without water in the chamber

(2) 木材に対する二酸化塩素の吸着実験結果

二酸化塩素の木材に対する吸着実験の実験結果を Fig.7 に示す。縦軸は t=0 の時点の二酸化塩素濃度(ppm) を1として、標準化したときの値を示し、横軸は二酸化 塩素をチャンバー内に散布し終えた時点を t=0 min とし たときの、サンプルを回収した時間を示している。散布 し終えた時点から6h後にはチャンバー内の二酸化塩素 濃度は約1/10になっていることがわかる。



Fig.7 Reduction of chlorine dioxide when wood is placed in the chamber

#### 4. まとめ

本研究では二酸化塩素の時間経過による分解と物質に 対する吸収・吸着量をイオンクロマトグラフィー分析を 用いて定量化した。今後の課題としてほかの物質に対す る吸着の実験を行っていく予定である。

#### 参考文献

- Kristina L. Southwell:Library & Archival Security, Vol. 18(2), 2003
- Ching-Shan Hsu, Ming-Chun Lu, Da-Ji Huang: Effect of Gaseous Chlorine Dioxide on Student Cafeteria Bioaerosols, CLEAN Soil Air Water, 2011
- 山村信男、橋本一浩、川上裕司:二酸化塩素剤の室内浮遊 真菌に対する殺菌試験、2009
- 4) 今枝一男:二酸化塩素処理水による食品中のビタミン類の 損失、日本薬学会、1991