

全面有孔天井を用いた対流・放射空調を行うオフィスビルにおける室内環境に関する研究 (その1) 空調システム概要及び執務空間の換気性能

Indoor Environment of Convective/Radiative Air-conditioning System in Office Building Supplied from Whole Ceiling with Punched Metal (Part1) Outline of Air-conditioning System and Ventilation Performance in Office Room

○多良 俊宏 (大阪大学) 山中 俊夫 (大阪大学)
甲谷 寿史 (大阪大学) 相良 和伸 (大阪大学)
桃井 良尚 (大阪大学) 内田 一也 (三機工業)
水出 喜太郎 (日建設計) 後藤 悠 (日建設計)

Toshihiro TARA^{*1} Toshio YAMANAKA^{*1} Hisashi KOTANI^{*1} Kazunobu SAGARA^{*1} Yoshihisa MOMOI^{*1}

Kazuya UCHIDA^{*2} Kitarou MIZUIDE^{*3} Yu GOTO^{*3}

^{*1} Osaka University ^{*2} Sanki Engineering Co.Ltd. ^{*3} Nikken Sekkei Ltd.

The new cooling system was developed and designed for the brand-new existing building. The experiment in the real building was conducted to know the performance of the convective/radiative cooling system. Air temperature distribution and ventilation effectiveness were measured in comparison with the conventional cooling system in which air is supplied from the ceiling supply opening and exhausted through the ceiling grille, it is generally used in many offices in Japan. As the result of the experiment, the air temperature distribution and ventilation effectiveness of this new cooling system is not much different from that of the conventional system.

1. はじめに

近年、執務室空調において、省エネルギー性と快適性を両立させた低環境負荷計画が求められている。中でも、放射空調は放射熱を利用することで、不快な気流感のない、快適で人体に優しい空調として注目を集めている。

本研究では、全面有孔天井を用いた対流・放射空調方式¹⁾を大面積の基準階に導入したオフィスビルにおいて、省エネルギー化を図りながらも良好な室内環境を実現できているか、実測調査から明らかにすることを目的としている。本報では、対象建築における空調システムの概要を述べ、対流・放射空調方式と従来型空調方式による換気性能と温度分布を、実測により明らかにする。

2. 空調システム概要

基準階には対流・放射空調方式(以後、本方式とする)が採用されている。本方式は、天井チャンバー内に空調機から給気し、天井全面に敷設された有孔スチールパネルから室内に微風速で供給する。放射天井パネルは3200mmモジュールの一边を6分割した533mm×533mmのサイズで構成されており、各パネルにLED照明が設置されている。Fig. 1に1モジュールの放射天井パネルのレイアウト及び、パネルの詳細を示す。還気は、床に設置されたOAフロアパネルの配線取出口を利用した吸込み口からOAフロア内(H=200mm)を経て、各ゾーンまで横引きした還気用コンクリートチャンバーより空調機へ戻される。このことにより、床付近に冷気が溜まらず足元の冷えを防止できる。制御は60～80㎡程度に区画した天井給気チャンバー単位でのVAV制御である。全空気式

だが、天井給気チャンバーおよび床還気チャンバーを活用することによりダクト量を削減し、シンプルな構成となっている。有孔天井パネルからの染出空調効果に加えて、パネル面の冷却・加熱による放射効果を併用することで、室温設定を緩和しても、快適性が維持される。また、ドラフトの懸念無く大温度差送風が可能であるため、搬送動力の削減が図られている。放射効果による快適性の付与、天井から床への一方向気流での十分な換気量による良好な空気質の維持を目指すとともに、執務者からのドラフトのない静穏な空気環境の要請への対応も意図している。比較を行う従来型空調方式は同建物内の一部会議室で採用されている外気処理空調機と天井埋込ダクト型パッケージエアコンの各々がアネモ型吹出口により天井面からの吹出を行い、還気及び排気も室外周部の天井面から行っている空調方式を指す。天井は岩綿吸音板による在来天井である。本方式、従来型方式の空調システム概要をFig. 2及びFig. 3に示す。

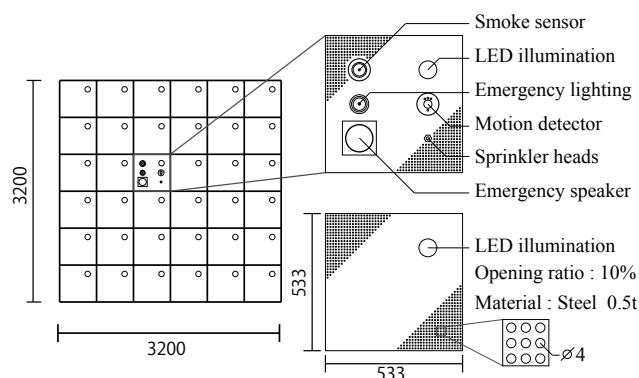


Fig. 1 Radiant ceiling panel layout

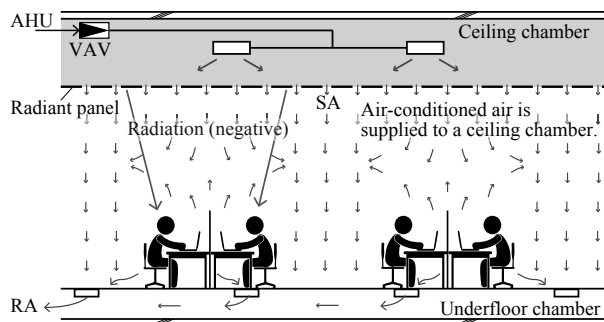


Fig. 2 Convective/radiative air-conditioning system

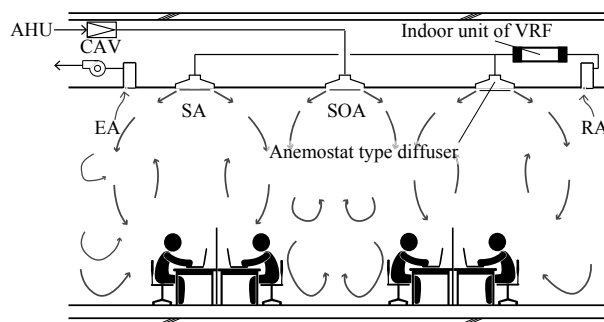


Fig. 3 Conventional air-conditioning system

3. 測定方法

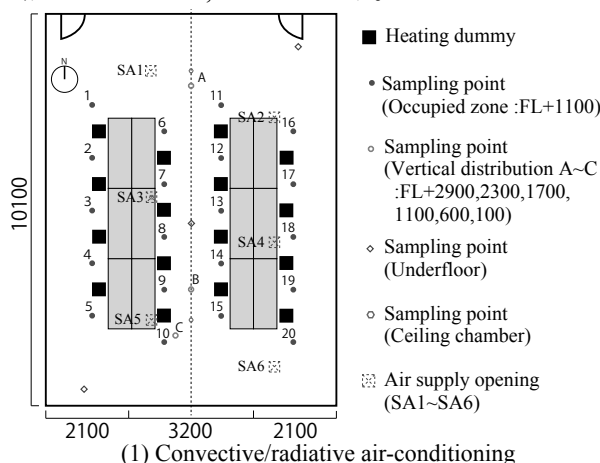
3.1 測定期間

測定は実験の都合上、執務室の一部を切り取った空間として、閉鎖空間である会議室で行った。なお、2015年8月1日に本方式を採用している会議室、同月2日に従来型方式を採用している会議室で測定した。両会議室とも床面積は同程度、外壁に面しておらず無窓である。換気性能評価は、外気の分配性能を評価する局所平均空気齢分布と、汚染物発生位置を固定した定常濃度分布の両者による。そのうち本報では、CO₂をトレーサガスとした定常濃度測定による規準化濃度分布²⁾による執務者着座位置からの汚染物発生を想定した換気性能評価、及び測定期間中の空気温度分布に関して報告する。

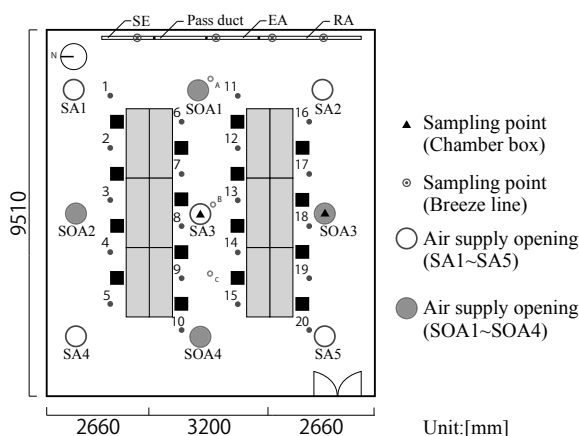
3.2 測定点

執務室と同様の間隔で机を配置することで、会議室内に執務空間を再現した。座席の位置には60Wのブラックランプ入れた高さ1100mmの発熱体を16体設置、各発熱体の上面からチューブを用いてCO₂を合計で10L/min、各測定点で等量発生させた。チューブの先端にはスポンジを取り付け、CO₂の流速を低下させることで、発生時の流速による濃度分布の偏りを防止した。発熱体を挟んで等間隔となる室内20点 (FL+1100) を居住域測定点とし、CO₂濃度と温度を測定した。同時に、鉛直方向でも測定を行うため、室内3箇所にそれぞれ6つの測定点を設定した。それらに加え、本方式会議室では床下OAフロア内に3点、天井裏に3点計測点を設定、さらに2ヶ所の給気口の内部にチューブを挿入し、ポンプでサンプリングを行うことで給排気濃度の測定を行った。従来型空調方式会議室では、SA・SOAの吹出しボックス内に2点、排気や排煙、換気のための吸込み口に4点測定点を

設定し給排気濃度の測定を行った。屋上や外気取入れチャンバー内にも機器を設置し、外気濃度・温度の測定を行った。測定にはCO₂濃度計 (T&D, RTR-576, TR-76Ui) を用いた。各会議室の平面図及び測定点を Fig. 4 に、発熱体やCO₂発生位置の概要を Fig. 5 に示す。Fig. 6 には、温度とCO₂濃度を測定した位置の概要を示す。また、各給気口からの風速、または流量を本方式会議室では熱線式風速計 (カノマックス, 6543-21) を、従来型空調方式会議室では風量測定器 (TSI, AccuBalance Model8371) を用いて測定した。本方式における各給気口からの流量は吹出面積を0.36 m²、開口率75%として算出した。各会議室における給気量を Table 1, Table 2 に示す。



(1) Convective/radiative air-conditioning



(2) Conventional air-conditioning system

Fig. 4 Floor Plan View

Table 1 Flow rate of supply air (Convective/radiative air-conditioning system)

	Sampling point	Flow rate [m ³ /h]
System 1	SA1	221
	SA2	151
System 2	SA3	124
	SA4	306
	SA5	386
	SA6	600

Table 2 Flow rate of supply air (Conventional air-conditioning system)

Sampling point	Flow rate [m ³ /h]	Sampling point	Flow rate [m ³ /h]
SOA1	80	SA1	178
SOA2	124	SA2	322
SOA3	114	SA3	210
SOA4	140	SA4	184
		SA5	280

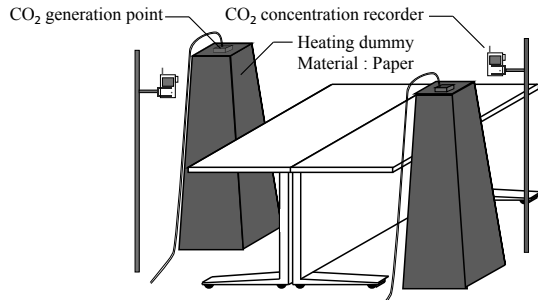


Fig. 5 Scheme of heating dummy

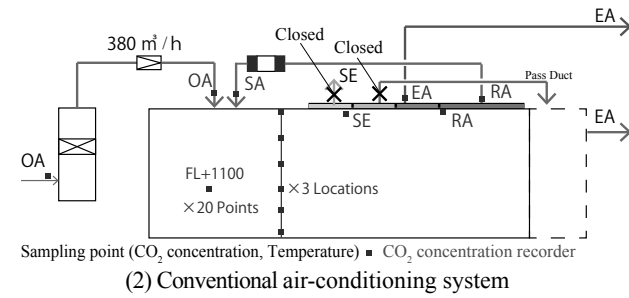
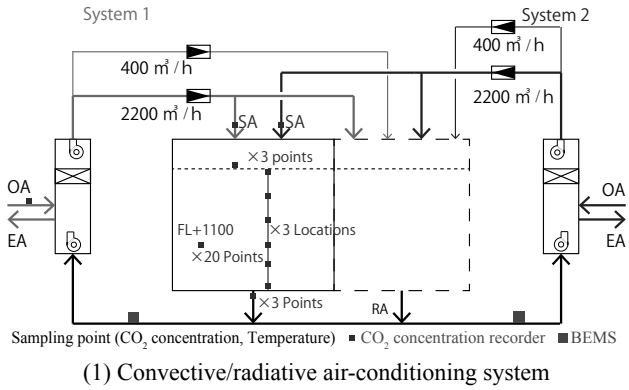


Fig. 6 Scheme of sampling point

4. 結果と考察

(1) CO₂濃度

測定時間が十分でなかったため、CO₂濃度が定常に達していないと考えられる。そのため、各測定点において濃度の変化から回帰曲線を求め定常濃度を推定した。Fig. 7にその一例を示す。得られた定常濃度の推定値から以下の式(1)を用いて規準化濃度 C^* を求めた。

$$C^* = \frac{C_r - C_o}{C_e - C_o} \quad \dots(1)$$

ここで、 C_r は各測定点における定常濃度[-]、 C_e は排気濃度、 C_o は外気濃度[-]である。本方式会議室では排気濃度[-]として居住域(FL+1100)での平均定常濃度を用いた。これは、吸込み口濃度測定を行ったOAフロア内で、他室からの還気と混合することで本来の室の排気濃度が得られなかったため、全測定点のデータを確認した上で取った措置である。発生源からのトレーサガスは人体想定のパルームに乗って上昇し、天井下で上方からの吹出し気流と混合した上で、下方へピストンフロー状に流れるため、比較的下方で測定点数の多いFL+1100の20点の測定値で代替することとした。従来型方式会議室では排気口で測定した値を排気濃度として規準化濃度を算出し

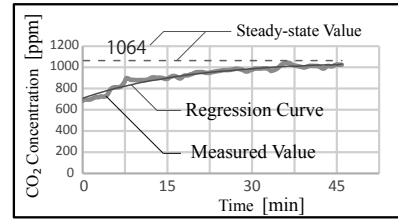


Fig. 7 Example of CO₂ concentration time variation

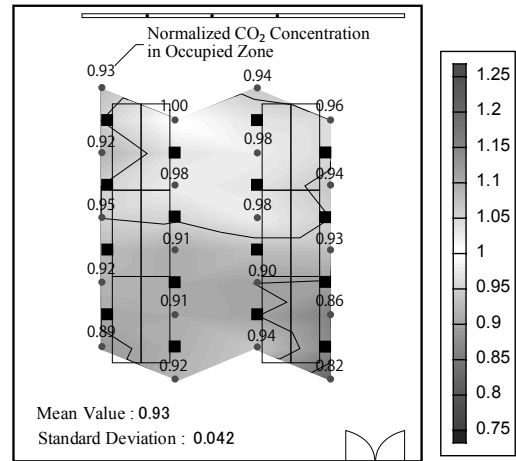
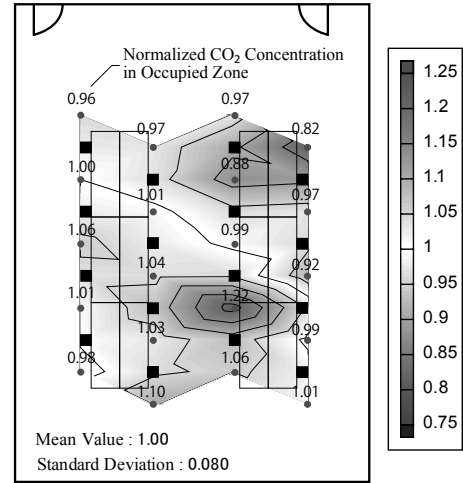


Fig. 8 Normalized CO₂ concentration in occupied zone

た。居住域(FL+1100)での規準化濃度をFig. 8に示す。

どちらの空調方式も規準化濃度の平均値は約1であった。このことから、本方式を用いても換気性能は低下せず、居住域においては同程度の性能を有していると言える。本方式での給気流はピストンフローであるため、各地点間の規準化濃度のばらつきは小さいと予想される。しかし、標準偏差を比較すると、従来型方式よりばらつきが大きいことがわかる。これは天井チャンバー内にある給気口からの流量のばらつきが原因だと考えられる。この流量の差異の原因としては、VAV以降各給気口までのダクト経路の違いによる差異、会議室に送風を行う2系統の空調機の風量の差異が考えられる。また、どちらの空調方式においても扉付近の規準化濃度が低い原因として、実測中は扉と床の隙間を塞いでいたが、塞ぎきれなかった隙間からの空気の流入が考えられる。

次に、鉛直方向での規準化濃度分布の比較を Fig. 9 に示す。従来型では、すべての測定点で高さに関係なく規準化濃度が1に近い値となった。このことより、室内で十分に空気が混合している事が分かった。本方式では、測定位置により多少のばらつきはあるが、FL+1700~2300 の位置での規準化濃度が高く、その位置から離れるにつれて濃度が減少していくことが分かる。これは模擬人体から発生させ、発熱によって上昇するCO₂が、有孔天井からの微風速のピストンフローと衝突することによってFL+1700~2300 の高さで広がるのが原因と推測できる。鉛直方向の濃度分布からも同様に、FL+1100 の位置では規準化濃度の平均値は1となることがわかるため、居住域における換気性能という観点からは、本方式でも十分な性能が発揮できており、従来型と比較しても同程度の換気性能を有していると言える。しかし、今回規準化濃度を算出するために使用した排気濃度は推定値なので、追加実測により正確な排気濃度を把握する予定である。

(2) 温度

給気温度が常に変化していたため、測定期間の給気温度と測定点での温度の差の平均値を用いて評価を行う。従来型方式ではSAとSOAの温度を風量で按分したものを給気温度とした。居住域での各方式の給気温度と測定温度の差を Fig. 10 に示す。ばらつきに差はほとんど見られず、居住域において温度分布に大きな差は見られない。また、測定点間でも温度の差は小さく、一様な温熱環境を形成していると言える。温度差が大きくなっている点は給気量の少ない吹出し口の付近であるため、給気量の差が温度差に影響を及ぼしていると考えられる。次に、鉛直方向での給気と測定点の温度差の分布を Fig. 11 に示す。居住域と同様に、空調方式での違いが非常に小さいことが確認できた。一方、本方式では従来型より低い位置の測定点の温度が高くなる傾向にあることが分かる。これは、天井面からの給気が床下に吸い込まれるまでに熱負荷を処理していることが要因と考えられる。

5. まとめ

本報では全面有孔天井を用いた対流・放射空調を行うオフィスビルにおいて、従来型空調方式との比較を行うことで、換気性能及び温熱環境の評価を行った。

実測の結果、本方式は従来型と比較して、居住域において同程度の換気性能を有していることが確認できた。また、温度分布は居住域に加え鉛直方向にも大きな差は生まれない事が明らかとなった。このことより、本方式は従来空調と同様な環境性能を確保しつつ、ドラフト感が無く快適で、省エネルギーである空調システムを実現したと言える。

今後は冬季に行った実測結果を踏まえ、高精度な換気性能の評価を行うと共に、空気齢など他の指標からも換気性能の評価を行うことを予定している。

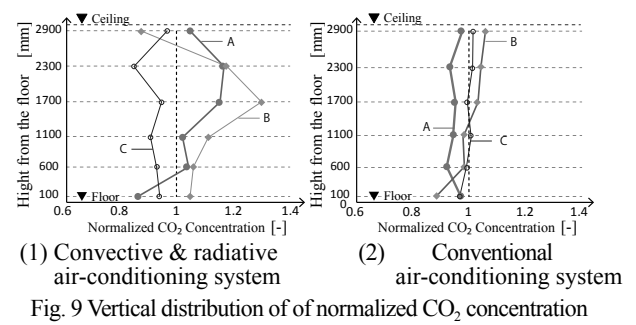
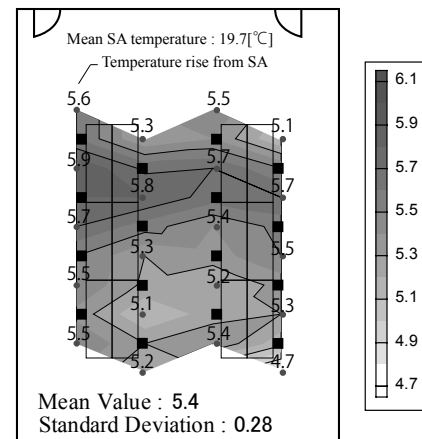
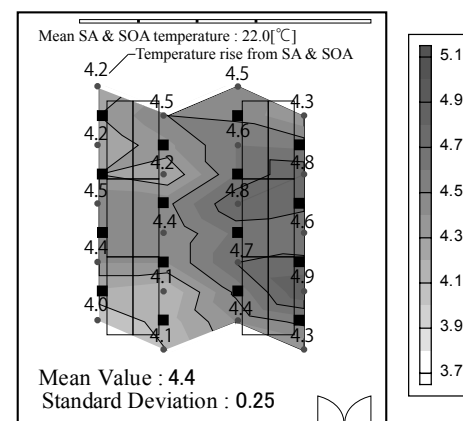


Fig. 9 Vertical distribution of of normalized CO₂ concentration

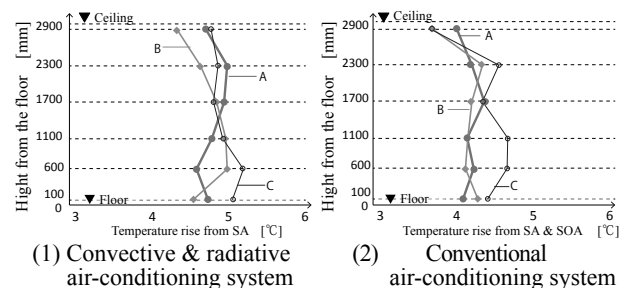


(1) Convective/radiative air-conditioning system



(2) Conventional air-conditioning system

Fig. 10 Air temperature difference between at supply air opening and at a sampling point in occupied zone



(1) Convective & radiative air-conditioning system (2) Conventional air-conditioning system

Fig. 11 Vertical distribution of air temperature difference

【参考文献】

- 1) 水出ら：有孔天井を用いた対流・放射冷暖房に関する実験研究 その1 システム概要と冷暖房実験における室内温熱環境、空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集, pp1899-1902, 2012. 9
- 2) 空気調和・衛生工学会 SHASE-S 116-2011: トレーサーガスをを用いた単室の換気量測定法, 2011

事務所ビルを対象とするフロア稼働状況変動とエネルギー需要への影響

Influence of occupancy rate on the energy demand of office buildings

○黄 雄 明 (大阪大学) 山 口 容 平 (大阪大学, JST CREST) 岡 本 大 河 (大阪大学)

宮 地 優 介 (大阪大学) 金 範 俊 (大阪大学) 木 村 舜 (大阪大学)

下 田 吉 之 (大阪大学, JST CREST)

Yumei KOU *¹ Yohei YAMAGUCHI*^{1*2} Taiga OKAMOTO*¹Yusuke MIYACHI*¹ Bumjoon KIM *¹ Shun KIMURA*¹ Yoshiyuki SHIMODA*^{1*2}*¹ Osaka University *² CREST, Japan Science and Technology Agency (JST)

This paper analyzed the influence of occupancy on the energy demand of office buildings. We use the 5th Keihanshin Metropolitan Area Person Trip Survey to reproduce occupancy of office workers and resulting building operation in a building performance simulation software, EnergyPlus. We assumed three building archetypes with different building size that accommodate 1000 office workers randomly chosen from the trip survey sample. This analysis revealed that building size increases buildings' energy consumption as per capita operation space increases especially during night and holidays.

はじめに

近年デマンドレスポンスなどエネルギー需要の時間的な特性を変更する手法が注目されている。このような手法の設計や評価において、都市圏の単位でエネルギー需要を再現するシミュレーションモデルの確立が望まれている。モデルに求められる機能は技術的な変化や機器・設備の運用の変更がもたらす影響・効果を検討の対象とする空間スケールで精度高く定量化することであり、このような機能を有するモデルに *Archetype Engineering Model*¹⁾ がある。本手法を用いて開発されたモデルでは建築仕様や建築設備仕様がエネルギー需要に及ぼす影響は体系的に分析され明らかにされているものの、時刻別電力需要を大きく特徴づけるエネルギー消費機器・設備の稼働条件に関する知見は十分に蓄積されていない。

エネルギー消費機器・設備の稼働は建物利用者に対して何らかのサービスを提供するために行われる。従って、都市圏などの空間スケールで時系列のエネルギー需要を模擬する場合、都市圏の単位での人の流動を考慮し、モデルで生成される多数の建物の稼働状況を模擬する必要がある。個々の事務所ビルで見た場合、執務者が執務室に滞在している間は執務者が個人で執務に使用する PC などの機器が稼働する。加えて、執務者が使用する空間において調光、空気調和サービスが提供される。調光、空気調和サービスは照明器具、空気調和設備により提供されるが、照明器具、空気調和設備はその仕様に応じて部屋やゾーニングされた一区画、あるいはフロアを単位として稼働する。また、そこでの熱需要に応じて熱源の稼働・性能が決定し、最終的なエネルギー消費が決定する。

このように、事務所ビルにおける執務者の滞在状況とエネルギー消費の関係は一人当たりのエネルギー消費で与えられるように単純ではなく、滞在者の密度、部屋やゾーニングの区画、設備の仕様、建物規模によって決まる複雑な構造を持つ。従って、一人の執務者の利用に伴って提供されるサービスに使用されるエネルギー消費は時刻別にも建物規模によっても異なることとなる。

このような背景から、都市圏の単位での人の流動データに基づいて事務所ビルの執務者の滞在状況を想定し、事務所ビルのエネルギー消費に及ぼす影響を評価することを目的とする。特に、事務所ビルの規模によるその影響の差異を明らかにする。

1. 評価の方法

評価では約 1000 人の執務者が規模の異なる 3 つのモデル事務所ビルを使用することを想定する。3 つの事務所ビルは同じ利用者密度を持つものとし、具体的な建築仕様、設備仕様を持つ。今回想定した仕様を Table. 1 に示す。大規模ビルは 31,240 m²の延床面積を持ち、一つの建物で想定したすべての執務者に執務空間を提供することができる。一方、348 m²、3,258 m²の延床面積を持つ事務所ビルではそれぞれ 76 棟、9 棟の事務所ビルによって執務空間を提供するものとする。具体的な建築仕様については 1.1 節に説明する。これらの事務所ビルを使用する 1,000 人の執務室利用時刻は 1.2 節に後述するように事務所ビル利用時間の統計情報に基づいてランダムに設定する。この設定を 1.3 節に説明する。

このように 3 つの規模の事務所ビルを同じ時間特性を

持つ利用者が使ったときに想定した事務所で生じるエネルギー消費量の違いを明らかにし、差異が生じた原因を考察する。具体的には建物内の区画稼働面積率、空調熱需要、空調熱源システムのシステム COP を示し、規模による差異を考察する。区画稼働面積率とは事務所ビルの区画のうち、稼働している床面積を全執務室床面積で除したものの、システム COP とは稼働している区画で生じる冷温熱需要をその提供のために消費された一次エネルギー消費量で除したものである。

Table. 1 Setup condition of this analysis

	Small-scale	Mid-scale	Large-scale
Total floor area [m ²]	348	3258	31240
Floor area per room [m ²]	29	93.7	328
Number of rooms	3	4	6
Number of people	998	1018	990
Zoning	North core		Center core
Plant system	2 types	3 types	

1.1. 設定条件

今回の解析に使用した3つの事務所ビルの想定は Table. 1 に示すとおりである。3つの事務所ビルは全フロアが人員密度 0.05 人/m²の事務室であると想定する。また、建物各フロアは表に示す区画数で均等に空間分割されているものとする。また、規模が大きくなるにつれて、一つの区画内の利用人員の数は大きくなる想定としている。

空調熱源システムとして小規模建物では個別式であるパッケージエアコンとビル用マルチエアコンの2種類、中規模と大規模では上記に加えて冷熱源にターボ式冷凍機、温熱源にガスボイラーを使用した中央熱源方式の3種類を想定した。また、パッケージエアコンは1区画につき一つの室外機、ビルマルチは1フロアに一つの室外機、中央熱源は建物に一つの熱源を想定している。なお、空調熱源システムのエネルギー性能は熱源機器の特性に影響を受ける。本研究では熱源機器の部分負荷特性のほか、パッケージエアコン、ビル用マルチエアコンでは室外機の外気条件特性、ターボ冷凍機では冷却水温度特性を考慮する。例として今回採用したパッケージエアコンの部分負荷特性を示す。なお今回の分析では、空気調和設備は定風量とした。また、中央熱源方式の水搬送系においても定流量方式を採用している。

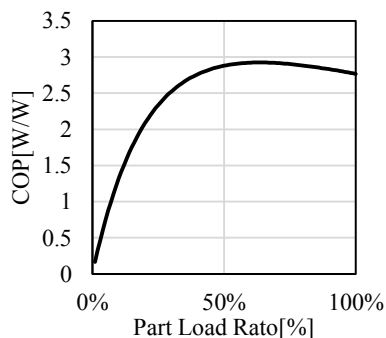


Fig. 1 Part load performance curve

1.2. 事務所ビル執務者の滞在時間に関する実態把握

第5回近畿圏パーソントリップ調査²⁾の個票データを用いて事務所ビルの利用者の事務所ビル到着時刻、出発時刻データを収集した。また、到着してから出発するまでの時間を利用者の事務所ビル滞在時間と設定し、時刻別で事務所ビル滞在者数を集計した。なお、本調査にはトリップの到着地、出発地の郵便番号コードが付与されており、どの地域に立地する事務所ビルを利用したかを把握することができる。このデータに基づいて地域別の事務所利用者数を把握する。まず、大阪市内に立地する建物の用途を保有している土地利用現況調査データ³⁾に基づいて郵便番号コード別に区画内の事務所ビル延床面積を算出した。次に、事務所ビル面積当たりの事務所ビル利用者数(利用者密度)を算出した。対象とした区画には大阪市中心部のように高層ビルが立地する地域から延床面積数百m²程度の低層小型事務所が立地する地域まで様々なものがあるが、区画の規模別(区画内の事務所ビルの延床面積平均値を規模の指標とした)に時刻別滞在人員の差異の検定を行った結果、区画の規模の間に有意な差異は見られなかった。この結果より、事務所ビルの建物利用時刻は事務所ビルの規模によって大きな差異はないことが分かった。

この結果に基づいて、本研究ではパーソントリップ調査に記載されている事務所ビルの利用者からランダムに約1,000人をサンプリングし、各規模の事務所ビルの利用者として想定するものとした。

1.3. 事務所ビルの執務者滞在状況がエネルギー消費に及ぼす影響の評価

今回の検討では約1,000人のサンプルが事務所ビル内の区画にランダムに配置されることを想定する。この想定に従うと、事務所ビル内の利用者密度がどの区画においても一様であり、空間的な偏りがないことになる。一方、実際の事務所ビルでは、フレックスタイム制を採用しているテナントのように、部署や区画等によってある程度滞在人員の偏りが形成されていると考えられる。そこで、ランダムに利用区画を想定するケースをケース1とし、夜間に活動している人員を一部の区画に集約したケースをケース2とし、両者の想定の下で算出したエネルギー消費量を比較した。以下3章ではケース1の結果を示し、4章ではケース1とケース2の比較を示す。

2. 事務所ビル執務者の滞在時間に関する実態把握

パーソントリップ調査よりサンプリングされた約1,000人の事務所ビル出発時刻、到着時刻、利用時間数の分布を累積頻度分布として Fig. 2 に示す。この図に示す建物利用者を想定し、事務所ビルモデルの滞在者数を算出したを Fig. 3 に示す。サンプル数による差は若干あるものの、1.2 節に述べたように規模によって全体の人の挙動に差はない。

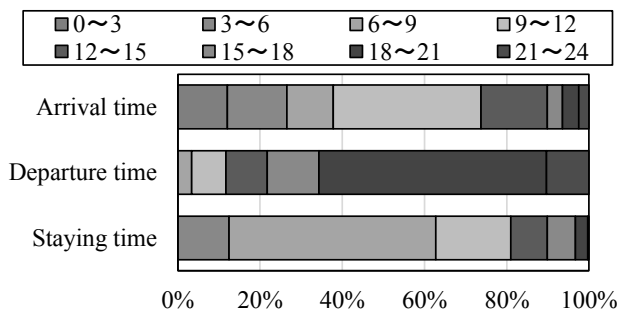


Fig. 2 Cumulative frequency distribution of person trip data

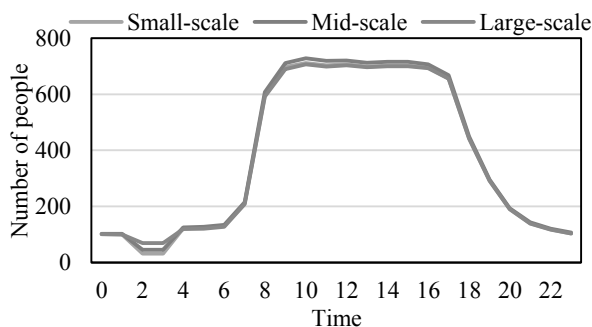


Fig. 3 Number of people in the buildings

3. 執務者滞在状況がエネルギー消費に及ぼす影響の評価

3.1. 稼働面積率

Fig. 4 に時刻別の区画の稼働面積率を示す。Fig. 4 は規模が大きくなるにつれて稼働面積率が高くなることを示している。ピーク時で比べると、小規模は 100% に達していない。これは区画当たりの利用人数に起因する。1.1 節で述べたとおり、規模が大きい場合、区画当たりの利用人数は大きく、区画内に人がいなくなる時間が短くなる。これに対して、規模が小さい場合、一人一人の在室状況と稼働面積率が比例に近い状況となる。このため、昼間においても画内の執務者数がゼロとなる時間帯が発生する。

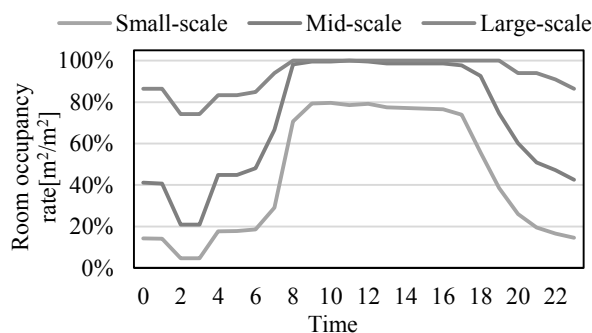


Fig. 4 Room occupancy rate

3.2. 照明稼働状況、冷温熱需要

本解析において、照明稼働状況は Fig. 4 とまったく同じである。Fig. 5 にパッケージエアコンの利用を想定した場合の夏期平日代表日の稼働区画の面積あたりの時刻別熱需要を示す。Fig. 5 から規模が大きくなるほど熱需要が小さくなっていることがわかる。これは規模が大きくな

るほど、外皮との接する面積が少なくなること、夜間時は人員の密度が小さくなることに起因する。

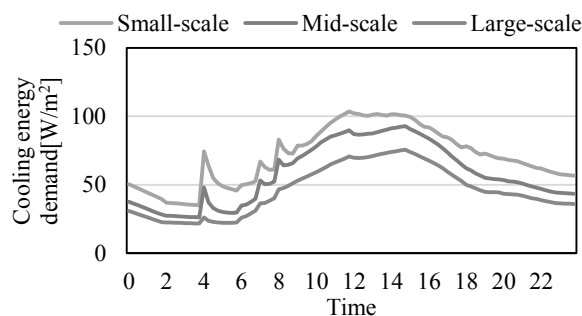


Fig. 5 Cooling demand of Packaged-unit

3.3. 一次エネルギー消費量

Fig. 6 に推計された一次エネルギー消費原単位を示す。左から小規模 (S)、中規模 (M)、大規模 (L)、パッケージ (Packaged)、ビルマルチ (VRF)、ターボ式冷凍機 (Turbo chiller) を示す。どの空調熱源システムにおいても、規模が大きくなるにつれて一次エネルギー消費原単位が大きくなっている。Fig. 7 に小規模事務所においてパッケージエアコンの利用を想定した場合、Fig. 8 に大規模事務所において中央熱源方式の利用を想定した場合の夏期平日代表日の時刻別電力消費内訳と熱需要、システム COP を示す。熱需要をその提供のために消費した一次エネルギーで除いたものがシステム COP になっているので、熱需要に伴ってシステム COP が変動していることが見て取れる。Fig. 7 からは夜間における冷房のシステム COP が昼間に比べて低くなっていることがわかる。しかし、パッケージ方式では各区画ごとに稼働が決まるため、エネルギー消費が抑えられている。これに対して、中央熱源方式の場合、Fig. 8 に示す通り、夜間での電力消費が大きい。中央式では、少数の区画でもその熱需要に対して熱源が稼働しなければならない。また、ファンやポンプ・冷却塔もそれに付随して稼働するため、少ない熱需要であってもピーク時と同程度の電力を消費している。このように、低負荷運転時間帯が長いことによりエネルギー効率の低下が生じていると言える。

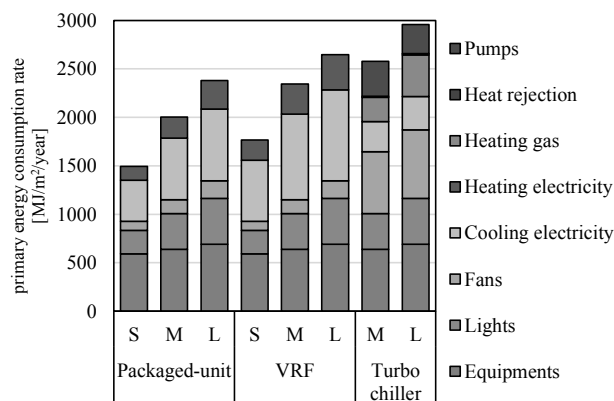


Fig. 6 Primary energy consumption rate

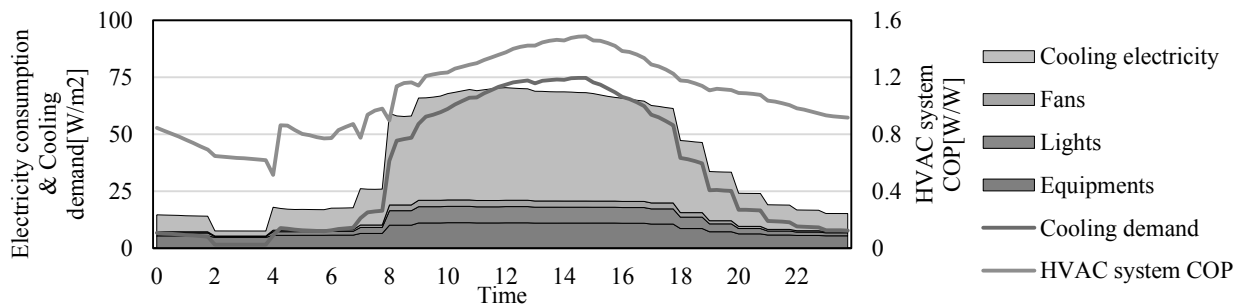


Fig. 7 Electricity consumption and Cooling demand and HVAC system COP of Packaged-unit in Small-scale

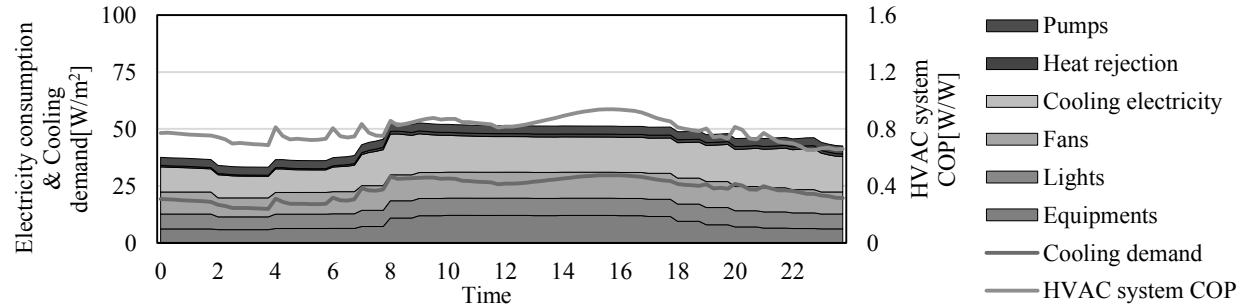


Fig. 8 Electricity consumption and Cooling demand and HVAC system COP of Turbo chiller in Large-scale

4. 執務者の建物利用方法がエネルギー消費に及ぼす影響の評価

Fig. 9 にケース 2 での規模別の区画の稼働率を示す。Fig. 4 と比較すると、Fig. 9 ではケース 2 の稼働面積率が大幅に低下している。この結果、Fig. 10 に示すようにどの空調熱源システムにおいてもケース 2 の一次エネルギー消費原単位はケース 1 よりも小さい。パッケージエアコン、ビル用マルチエアコンでは冷房用、暖房用の電力消費の減少、中央熱源方式では空調用ファン、暖房用熱源の減少が大きい。暖房時の夜間熱負荷は人員が多いほうが少なくなるためエネルギー消費も少なくなったと考えられる。

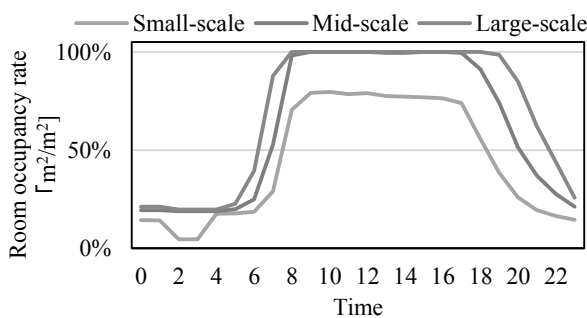


Fig. 9 Room occupancy rate of Case2

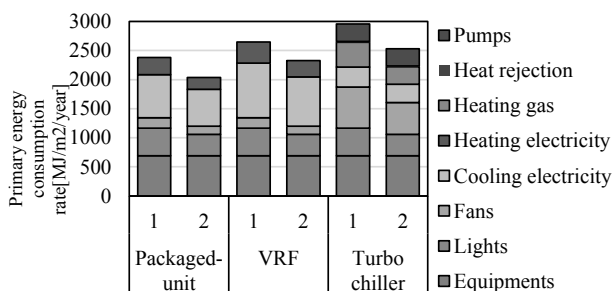


Fig. 10 Primary energy consumption rate of Case2

5. 結論

事務所ビルにおける執務者の利用状況と事務所ビルのエネルギー消費の関係を考察し、規模の異なる事務所ビルを想定して 1000 人の利用によるエネルギー消費の違いを定量化した。以下に、得られた知見についてまとめる。

- 1) 建物内の利用者が少ない夜間や休日においては、執務室の面積によって建物の執務室面積における稼働面積の比率が異なることになる。このような構造から、規模が大きいほど区画稼働率は大きくなる。
- 2) 照明や個別分散型空調システムを採用している建物における空調用のエネルギー消費は区画の稼働によって決まるが、中央熱源システムを採用している建物では、建物内の一つの区画でも稼働していればシステムが稼働する。この結果、利用者が少ない時間帯においてシステムの負荷率が低下し、システム COP が大幅に低下する。
- 3) 同じスケジュールを持つ人が使用する場合、規模が大きい建物ほど一次エネルギー消費は大きくなる。
- 4) 夜間の利用人員を一部の区画に集めるとエネルギー消費は大幅に削減される。ただし、冷房でその効果は小さく、暖房でその効果は大きい。

参考文献

- 1) 山口容平, 下田吉之, 水野稔: 建築・設備ストックの集積状況を考慮した都市スケールの民生業務部門エネルギー需要モデルの開発と温暖化対策の評価, 日本建築学会環境系論文集, No.74, pp.853-862, 2009 年
- 2) 京阪神都市圏交通協議会; 近畿圏パーソントリップ調査, 2010
- 3) 大阪市計画調整局; 平成 12 年土地利用現況調査, 2000

兵庫県における気候変動によるコメ収量変化の予測

Impact of climate change on variation of rice yield in Hyogo prefecture

○柳澤 和紀（大阪大学）

小西 遼（大阪大学）

嶋寺 光（大阪大学）

近藤 明（大阪大学）

Kazuki YANAGISAWA*¹Ryo KONISHI*¹Hikari SHIMADERA*¹Akira KONDO*¹*¹ Osaka University

This study estimated the impact of climate change on rice yield in Hyogo prefecture that has one of the largest rice yields in west part of Japan. A multiple regression equation (explained variable: rice yield, explanatory variables: climate factors) was built by using agricultural and meteorological statistics. Climate factors were calculated by the Weather Research and Forecasting model (WRF) with the Community Climate System Model 4 (CCSM4) for the current (1981-2000) and future (2081-2100) periods. Estimated rice yields by the multiple regression equation with the current and future climate indicated that fluctuation range of rice yields become larger in future.

はじめに

近年温暖化をはじめとする気候変動が大きな問題となっている。中でも温暖化は、長期的な気温上昇だけでなく、集中豪雨や干ばつなど、極端な自然現象の発生頻度も大きくさせる¹⁾。コメは冷夏の年に収量が大きく減少するなど、気候条件への依存性が大きいことから、気候変動の影響を受けていると考えられる。これまでに蓄積された統計を基にコメ収量と気候変動の関係性を定量的に表すことができれば、将来気候を用いて将来のコメ収量の推計を行うことができる。

本研究では、兵庫県において過去～現在の気候変動とコメ収量・作況指数の関係から重回帰分析を用いて回帰式を作成し、数値モデルによる将来気候予測結果を適用することで将来のコメ収量・作況指数の推計を行った。コメ収量に関しては気候要因、技術要因がかかわる値であり、作況指数は気候変動を平年並みとした 10a 当たり平年収量と実収量の比から算定するため、単にどちらか一方の重回帰分析をして将来予測をするのではなく、両方の結果について考察する必要がある。

1. 重回帰分析

1.1 データ

重回帰分析の目的変数として用いる 10a 当たりのコメ収量及び作況指数については、農林水産省公表データである、兵庫県の作物収量累年統計値²⁾を用いた。説明変数として用いる気象データについては、気象庁観測部観測課統計室の地上気象観測統計値³⁾の地上気象観測月年別値（累年値）ファイルの中から、兵庫県内の豊岡、姫路、神戸、洲本の 4 地点の観測データの平均値をとり兵庫県のデータとして用いた。この気象データは、5～9 月の気温、風速、降雨に関する月別統計値であり、分析には 1962～2004 年のデータを用いた。

1.2 手法

10a 当たりの収量及び作況指数と 5～9 月の気象データの相関を調べ、より相関の大きかったものをあらかじめ選抜し、重回帰分析を行った。

説明変数の決定には変数減少法(t 値が一定の値よりも小さいものの中から、最も小さかったものを一つ減らし、再び重回帰分析にかける、これをすべての説明変数の t 値が一定の値以上になるまで繰り返す方法)を用いた。

1.3 回帰式

コメ収量 (X) と作況指数 (Y) に関して式 (2), 式 (2) の回帰式を導出した.

$$X = 9.23 \times A + 25.38 \times B - 13.05 \times C - 184.16 \quad (1)$$

(A: 7 月の日降水量 0.0mm 以上 0.1mm 未満の日数, B: 8 月の日最低気温の月平均, C: 9 月の日最大風速 10m 以上の日数)

$$Y = -5.32 \times D + 0.87 \times E + 1.03 \times F + 1.44 \times G - 1.52 \times H - 5.42 \times I + 189.18 \quad (2)$$

(D: 7 月の日最高気温の月平均, E: 7 月の日最高気温 30 度以上の日数, F: 7 月の日降水量 0.1mm 未満の日数, G: 8 月の日最高気温の月平均, H: 9 月の不照日数, I: 9 月の日降水量 100.0mm 以上の日数)

Fig.1 に, 式 (1) 及び式 (2) に気象観測統計値を代入して得られた推計値と, 真値の比較を表す. A~C, D~I の変数で変動とピーク値をある程度捉えられていることがわかる.

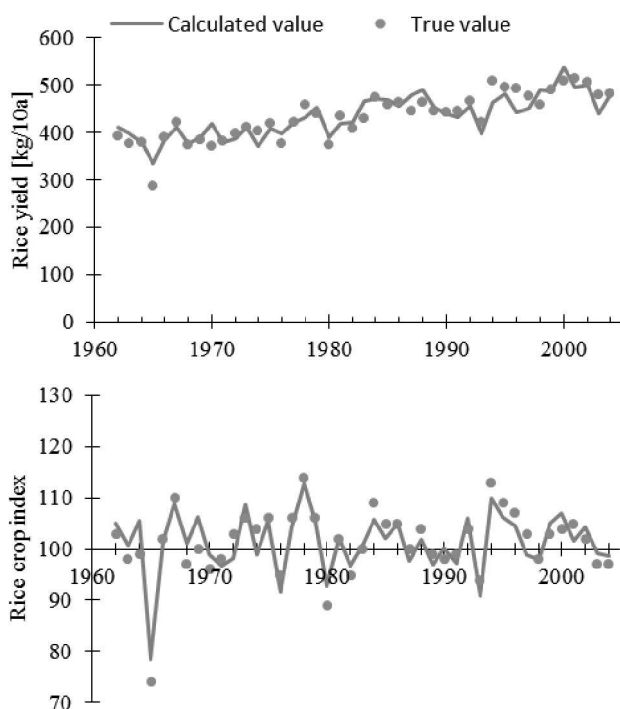


Fig.1 Comparison between calculated value and true value of rice yield (top) and crop index (bottom)

2. 気候モデル

現況及び将来気候データは, 全球気候モデル Community Climate System Model version4 (CCSM4) の出力データセットを基に, メソスケール気象モデル Weather Research and Forecasting model (WRF) で

力学的ダウンスケーリングを行うことで作成した. 現況計算には Coupled Model International Project phase5 (CMIP5) による現在気候再現実験に基づいて計算されたデータから 1981~2000 年の 20 年間を, 将来計算には CMIP5 による IPCC の RCP4.5 シナリオを用いた将来気候予測実験に基づいて計算されたデータから 2081~2100 年の 20 年間を使用した.

式 (1) 及び式 (2) の説明変数のうち, 代表として, Fig2 と Fig3 に式(1)の変数 B と式(2)の変数 I の 1981~2000 年, 2081~2100 年の経年変化を示す. Fig.2 より, 期間平均 25.2℃から 26.1℃に上昇し, さらに変動が大きくなっているのがわかる. また Fig.3 より, 期間平均 0.7 日から 1.4 日に増加している. これらのことから, 温暖化による気温上昇と, 極端な気象現象の増加が確認できる.

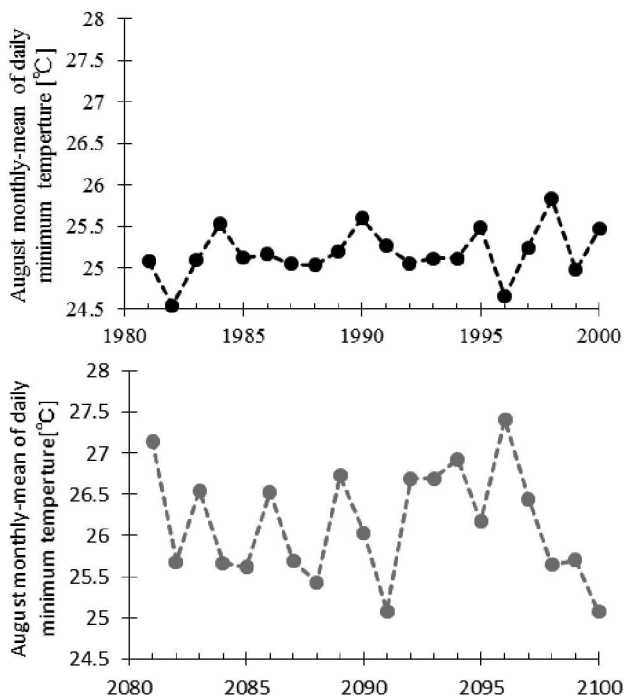


Fig.2 Simulated monthly-mean of daily minimum temperature in August in 1981~2000 (top) and 2081~2100 (bottom)

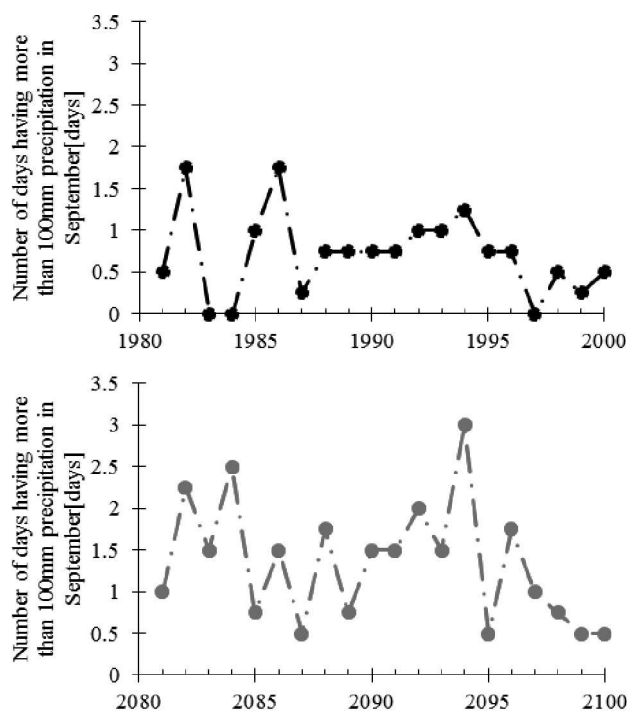


Fig.3 Number of days having more than 100mm precipitation in September in 1981~2000 (top) and 2081~2100 (bottom)

3. 結果

Fig.4 に、10a 当たりコメ収量の現況及び将来の計算結果を表す。期間内 20 年間の平均値では 10a 当たり約 27kg 増加し、コメ収量の変動が大きくなった。

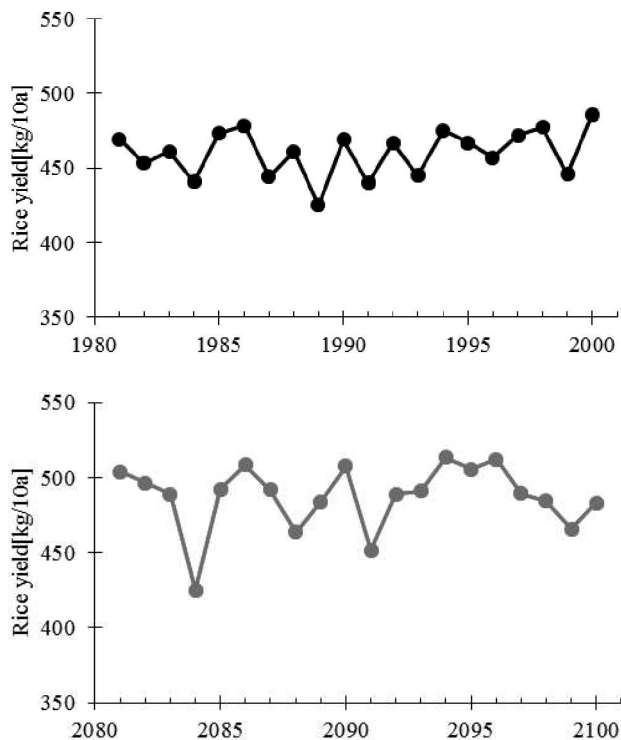
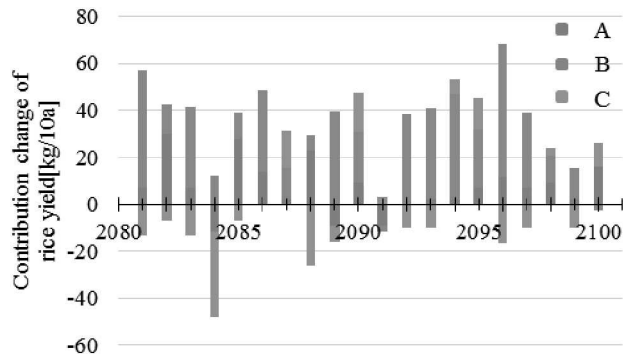


Fig.4 Rice yield change from current to future

Fig.5 に 10a 当たりのコメ収量に対する各変数の寄与の、現況から将来への変化（2081~2100 の各年の寄与から、1981~2000 年の寄与の平均を差し引いた値）を表す。収量が増えるため、寄与の合計はほぼ毎年プラスである。8 月の日最低気温の月平均が大きい割合を占め、将来の気温上昇と一致する。また、現況計算の平均と比べて寄与の収支が大きくマイナスとなる 2084 年は 9 月の日最大風速 10m 以上の日数の影響が他の年より大きくなっていることがわか



る。

Fig.5 Contribution change from 1981~2000 of rice yield

次に Fig.6 に作況指数の現況及び将来の計算結果を示す。収量と同様、変動が大きくなった。現況計算に比べ、将来では作況指数が 100 以下となる回数が 7 回から 12 回に増えている。

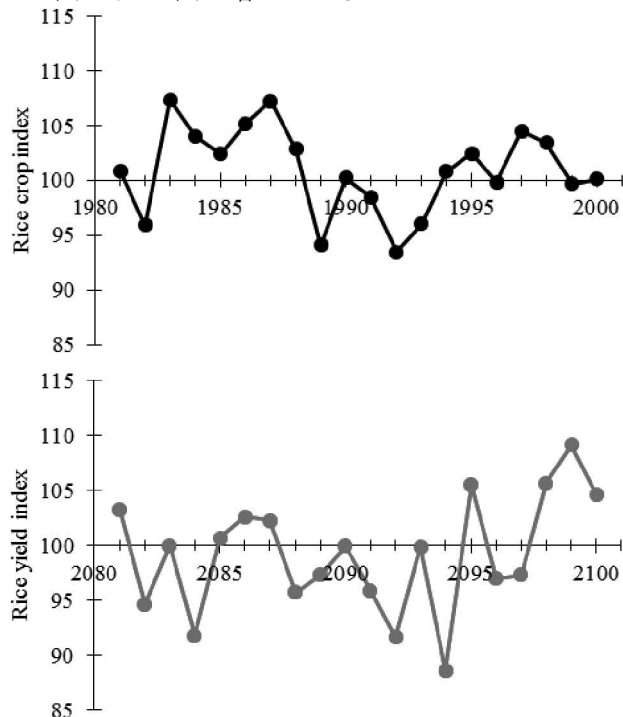


Fig.6 Rice yield index change from current to future

作況指数に対する各変数の寄与の、現況から将来への変化を Fig.7 に示す。寄与の合計が負になる年は、9月の日降水量 100.0mm 以上の日数が現況計算よりも大きく影響を与えている年であることがわかる。

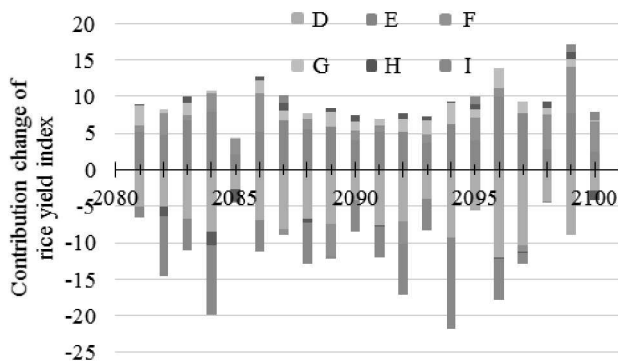


Fig.7 Contribution change from 1981~2000 of rice yield index

4. 考察

10a 当たりコメ収量、作況指数のどちらにおいても、1981~2000年と比較し、2081~2100年の方が、収量の多い年と少ない年、作況指数の良い年と悪い年の差が大きくなった。寄与に関しては8月の日最低気温の月平均が大きくなることから温暖化の影響が、また、9月の日最大風速 10m 以上の日数や日降水量 100.0mm 以上の日数など、台風などに代表されるような極端現象に大きく左右されるということが、それぞれわかる。つまり、将来は温度上昇や暴風雨などの極端現象に対して、対策をとる必要があると考えられる。今回は気温が上昇することは主に収量増加につながったが、高温による酸化障害など 4) が発生する可能性も考えられる。

5. 結論・課題

本研究では、気候変動に伴い変化してきているコメ収量を、作況指数とともに重回帰分析を用いて気象変数で定量的に表し、将来気候を入力することで将来のコメ収量を推計した。結論及び課題を次に示す。

- コメ収量及び作況指数は、いくつかの気象変数を用いて説明できた。
- 将来のコメ収量と作況指数は気候変動を受け

て変動がより激しくなり、その要因として温度が高くなる日数の増加や過度な気象現象の増加が考えられる。

- 今回は全球気候モデル CCSM4 を用いたが、単一の全球モデルでは不確実性が大きいために、他の全球モデルを用いた結果との比較が必要である。
- 気象要因の説明変数を、月別ではなく稲の成長季節に変換して重回帰式を行うこと、地点別で収量と気象データの重みづけを行うことなどが推定精度の向上につながると考えられる。

参考文献

- 1) IPCC 第5次報告書第1作業部会報告書政策決定者向け要約. 2013年
- 2) 農林水産省. 作況調査 長期累年統計表一覧. (オンライン) http://www.maff.go.jp/j/tokei/kouhyou/sakumotu/sakkyou_kome/#1
- 3) 気象庁観測部観測課統計室. 統計値ファイルフォーマット. (CD-ROM). 2005年
- 4) 井関洸太郎, 本間香貴, Boonrat Jongdee, 白岩立彦 (京都大学大学院農学研究科, ウボン稲研究所). イネの乾燥ストレス下における生育と酸化ストレス耐性に関する遺伝的変異. (pdf)

トラクタの車室環境改善に向けた実大実験及び人体モデルによる検証 Analysis of the Human Physiological Condition and Thermal Environment in the Tractor Cabin and Effective Cooling Method toward Comfort and Energy Saving

○織田浩平（立命館大学） 近本智行（立命館大学） 李明香（立命館大学）

Kohei ODA*¹ Tomoyuki CHIKAMOTO*¹ Myonghyang LEE*¹

*¹ Ritsumeikan University

The target of this study is the internal of environment temperature at the Tractor. Temperature inside a cabin is very high, because it is surrounded by many windows and receive solar heat directly. Thus, a cooling device in the Tractor is introduced to make a comfortable cabin environment for the operator. Therefore, the goal of this study is to propose an energy saving cooling method for a comfortable cabin environment. Towards it, this study verified how thermal environment in the cabin effects on a human.

はじめに

近年、自動車や電車の車室内の温熱環境は様々な研究によって明らかにされてきた^{文1) 文2)}が、トラクタの車室内に關しての研究はほとんどない。Fig.1に車室の暑熱環境要因を示す。トラクタの車室は4面と足元が農作業の作業性と安全性のためにガラスで覆われているので、日射の影響を受けやすい。また、低速で走行し、風速の影響をほとんど受けなため、躯体に蓄積される日射熱が除去されにくい特徴がある。そしてさらに、人体側の暑熱要因も考えられる。農作業の安全性のため長袖長ズボンの作業服を着用する場合は着衣量が上がる。また、運転操作が複雑で、凹凸の多い農地を走り振動が多いため、代謝量が高くなる傾向がある。したがって、運転手が快適に作業でき、かつ熱中症などの事故を起こさないようにするために、車室密閉型のトラクタでは、省エネルギー性を無視して冷房を行っている。

そこで本研究では、省エネかつ快適な冷却、遮熱手法の提案を前提に、トラクタの車室内で人体が受ける熱的影響を明らかにすることを目的とする。

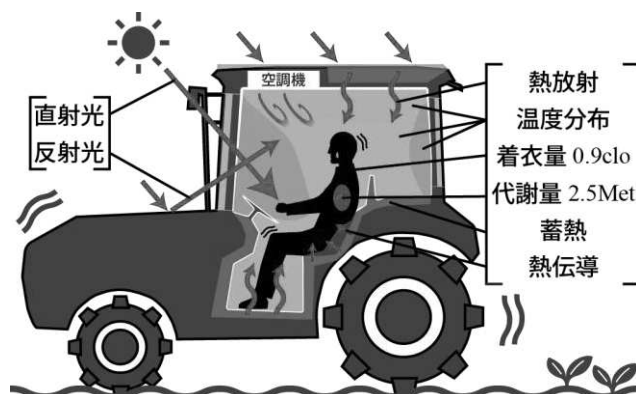


Fig.1 High Temperature Factor

1. 夏期実測及び車室環境と人体生理量

1.1 研究概要

Fig.2に研究概要を示す。本研究は車室環境とその環境に曝露された人体の生理量を解析対象とする。解析には、熱環境・熱負荷解析ソフト（THERB for HAM）^{文3)}と人体熱モデル（COM）^{文4)}を使用した。

まず、夏期車室環境の現状把握を行うために実測を行う。そして、実測では行えなかった外皮性能を変更した場合の車室環境を検証するために、車室モデルを作成し、車室環境解析を行った。次に、暑熱環境に曝露された人体の状態を検証するために、人体熱モデルを使用する。境界条件に車室環境解析で求めた空気温度、放射温度、日射の等価温度^{注1)}などの計算値を設定する。そして、部位別の気流や座席からの直接冷却などの局部冷却や代謝量が人体に及ぼす影響を解析する。

研究概要

1. 実測による暑熱環境把握と車室モデルによる環境解析
2. 人体モデルによる車室環境が人体に及ぼす影響の解析
3. 局部冷却時の人体生理量解析

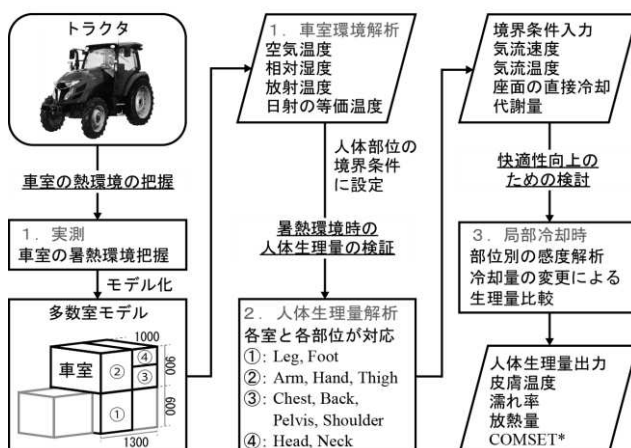


Fig.2 Research Outline

1.2 実測及び解析対象

実測は滋賀県米原市に位置する Y 社敷地内の温室で行われた。空調機と人工照明により夏期暑熱環境を再現 (Fig.3) することができる。Fig.4 に 2015 年 9 月 15 日の実測結果を示す。外気温が約 40℃であるのに対して、車室空気温度は 60℃近くまで上昇している。



Fig.3 Survey Picture

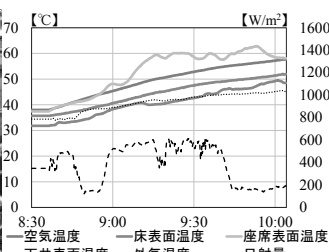


Fig.4 Survey Result

1.3 車室モデルの概要

車室環境改善に向けた外皮性能検討のため車室モデルを作成した。本モデルは多数室モデル (Fig.2, 6 参照) であるため、室ごとに空気温度、相対湿度、放射温度、透過日射量、SET*などを算出することができる。車室の温度分布を再現できるため、人体モデルへの境界条件を詳細に算出できる。境界条件には外気温、湿度、風向・風速、日射量を入力する。

1.4 車室モデルの精度検証

Table1 Cabin Structure Material

要素	材料	厚み mm	要素	材料	厚み mm
外壁	硬質不織布材	2	座面	ポリウレタンスポンジ	50
	空気層	10		SPCC 冷間圧延鋼板	2
	SPCC 冷間圧延鋼板	2	屋根	硬質不織布材	2
内壁	SPCC 冷間圧延鋼板	20		空気層	20
	スポンジシート	20		硬質ウレタン	100
床	EPDMゴム	5		SPCC 冷間圧延鋼板	2
	SPCC 冷間圧延鋼板	2	窓	遮熱フィルム	-
				単板ガラス	3

本モデルの精度を確認するために、2016 年 1 月 9 日の温室内実測の気象データを入力条件とし、自然状態の車室温度を計算した。Fig.5 に精度検証の結果を示す。室番号の③を中央、④を上部と表記する。Table1 に車室の躯体構成を示す。実測データと比較し、車室空気温度の温度誤差が 0.6℃以内で、温度変化の傾向も概ね一致していたため、本モデルの精度が確認された。

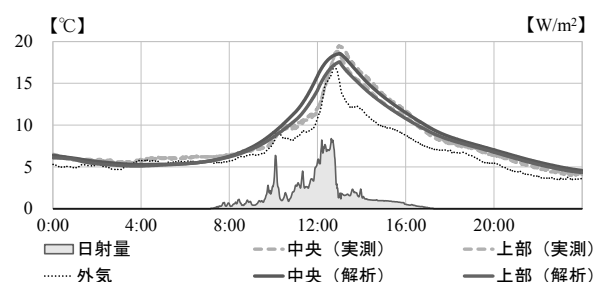


Fig.5 Air Temperature, Accuracy Verification (winter)

1.5 人体熱モデルの概要

人体熱数値計算モデル COM を使用して人体生理量を算出した。COM は詳細な四肢血流モデルを含み、人体を Core 層と Skin 層からなる 17 の部位に分割しモデル化している^{文4)}。Fig.6 に車室と人体モデルの関係を示す。室番号と部位が対応しているため、室ごとで得られる環境データを部位別に境界条件に設定できる。

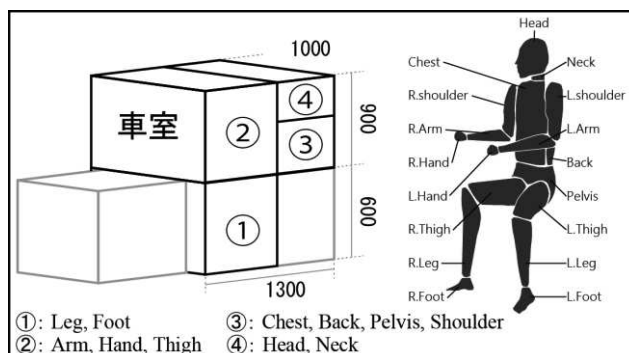


Fig.6 Relation of Cabin and Human Model

1.6 車室と人体熱モデルの連成解析

Table2 に外皮性能の検討の解析ケースを示す。CaseA を基準ケースとし、窓は単板ガラスで屋根断熱無し、外装には赤色塗装を想定した。通常の単板ガラスの日射吸収率、反射率は垂直入射の場合 0.06, 0.08 と設定している^{文5)}。CaseA から窓と屋根の仕様を変更した場合の車室環境について比較する。同じ空気温度の条件で日射の影響を検証するため、空調は日中 28℃設定にし、放射温度、透過日射量、顕熱負荷を比較した。Fig.7-9 に車室環境解析結果を示す。窓の日射吸収率と反射率を高くした CaseB, C は、透過日射量は減少するが、窓に吸熱されるため放射温度が上昇する。屋根面に硬質ウレタンフォーム断熱材を 40mm 挿入した CaseD は日射熱が断熱材によって抑えられ、放射温度が緩和される。また、空調時の顕熱負荷も削減される。塗装や外皮仕様の変更を想定し、外表面の日射吸収率と長波長放射率を低くした CaseE は、日射熱が躯体に蓄熱しにくくなるので放射温度が緩和される。

Table2 Compare to Exterior Material

Case	窓の成分		屋根	
			断熱材	遮熱(外表面)
	日射吸収率	日射反射率	ウレタン mm	日射吸収率 長波長放射率
A	-	-	-	-
B	0.23	0.07	-	0.7 0.9
C	0.21	0.25	-	-
D	-	-	40	-
E	-	-	-	0.4 0.5

次に車室環境解析で得られた空気温度、放射温度、相対湿度、日射の等価温度の環境データを境界条件に人体生理量を算出する。Fig.10-12 に人体生理量解析結果を示す。皮膚温度は放射温度と透過日射量の影響を大きく受ける。Fig.7, 8 より、CaseB, C は他のケースに比べ、放射温度が大きい透過日射量が低い。ぬれ率は透過日射量が低いと低下する傾向がみられる。

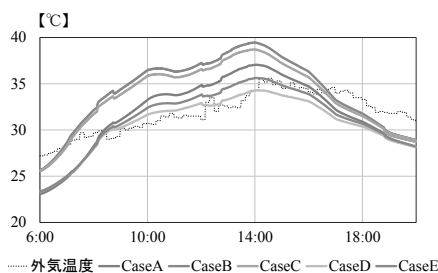


Fig.7 Radiation Temperature

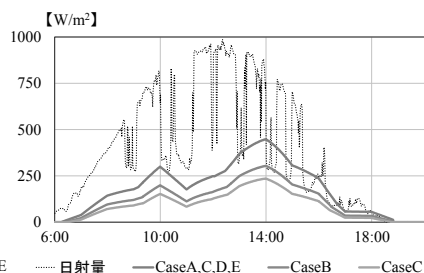


Fig.8 Permeation Solar

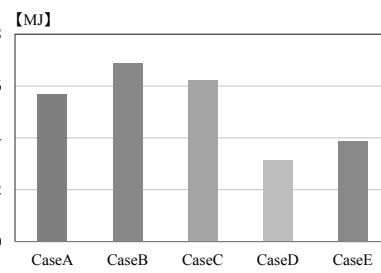


Fig.9 Sensible Heat load

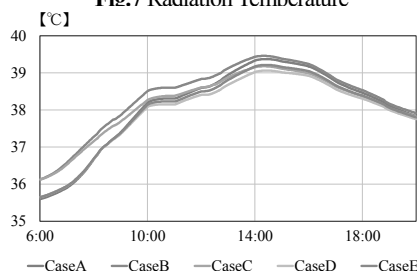


Fig.10 Skin Average Temperature

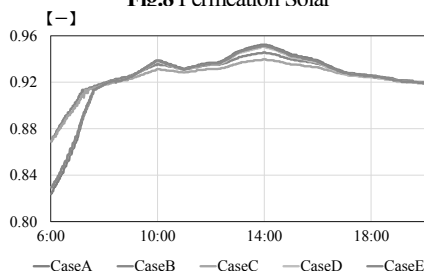


Fig.11 Sweat Percentage

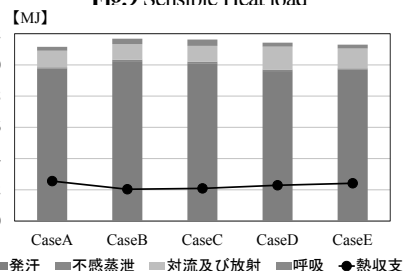


Fig.12 Radiation of Heat

2. 局部冷却による人体生理量解析

2.1 解析条件

車室の外皮性能を変更しただけでは、人体の生理量の変化は小さい。そのため、人体を局部冷却した場合について検討する。Table3 に解析ケースを示す。自然状態を想定した初期条件から空調を想定しステップ変化 (Case0) させ、さらに局部冷却 (気流速度・温度、座席冷却) (Case1, 2, 4) と代謝量の変更 (Case3) を行った場合の解析を行う。初期条件は実測データから基準値を設定した。Case1, 2, 4 は Case0 の実験条件に気流と座席の影響を追加したケー

スである。Case3 は Case0 の代謝量を初期条件から変更したケースである。

2.2 解析結果と考察

(1) 皮膚温度

Fig.13, Fig.14 に、各 Case の平均皮膚温の変動を示す。グラフの凡例の意味は、例えば、1_Head とは Case1 で Head に気流を当てたケースである。平均皮膚温度は局部に気流を与えた場合 (Case1) より、座面から直接人体を冷却した場合 (Case2) の方が低下している。また、Case2 より -10W 冷却量を増加させた場合 (Case4) では、Case3 の場合より皮膚温度が低下し、人体の冷却面積の影響も大きい。Fig.15, Fig.16 に冷却部位の皮膚温度を示す。特に Hand の皮膚温低下が著しいが、これは Hand には着衣がなく熱容量^{注2)} が小さいためであると考えられる。

(2) めれ率および発汗熱損失

Fig.17-19 に全身の平均めれ率、Fig.20-22 に発汗による熱損失量を示す。めれ率が小さくなるに伴い発汗による熱損失量も少なくなる。めれ率と放熱量は、座席冷却の場合 (Case2, Case4) に低くなり、気流による冷却の場合 (Case1) に上昇している。これは、対流による潜熱損失は増えるが、座席冷却による皮膚温度低下がめれ率や放熱量に影響したためだと考えられる。

(3) 顕熱・潜熱放熱量

Fig.23, Fig.24 に人体全体からの顕熱・潜熱放熱量を示す。ほとんどが発汗による放熱量であり、車室内が暑いことがわかる。着衣のない部位に気流を当てた場合で放熱量が減少している。これは、平均皮膚温度が低下しているため、熱放散の駆動力が小さくなったためであると考えられる。全身の熱収支 (産熱量-放熱量) は、座席冷却した場合 (Case2, Case4) と着衣がない部位への気流を当てた場合 (Case1_Hand) に少なくなり、人体を冷却している。

Table3 Cooling a Part of Human, Analysis Cases

Case	境界条件		単位	初期条件	実験条件
0	曝露時間		min	10	30
	平均放射温度		°C	45.0	34.5
	日射の等価温度		°C	2.7*1	
	空気温度		°C	40.0	28.0
	相対湿度		%	35.0	
	気流の影響	風速	m/s	0.5	2.0
		部位	-	全身	
	人体の影響	着衣量	clo	0.9	
		代謝量	Met	2.5*2	
1	気流の影響	吹出し温度	°C	-	16.0
		風速	m/s	-	3.0
		部位	-	-	各部位*3
2	座席面の影響	座席面除去熱量	W	-	-30.0
		部位	-	-	各部位*4
3	人体の影響	代謝量		Met	2.0*5
					1.5*6
4	気流温度の影響	吹出し温度	°C	-	14.0
		風速	m/s	-	3.0
		部位	-	-	Chest Hand
	座席面冷却の影響	座席面除去熱量	W	-	-40.0
		部位	-	-	Back Thigh

*1 日射量: 170[W/m²] 衣服の日射吸収率: 0.36で計算

*2 農作業機・建設作業機の運転を想定

*3 Back, Pelvis, Thighは除く

*4 Back, Pelvis, Thighのみ

*5 軽いベンチワークを想定

*6 自動車の運転を想定

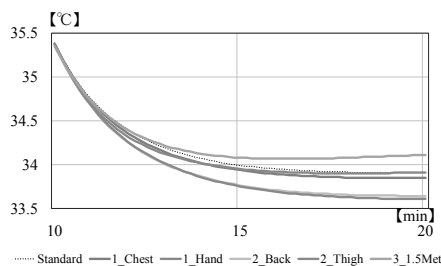


Fig.13 Skin Average Temperature (Case0-3)

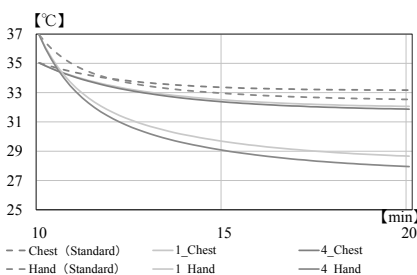


Fig.15 Skin Temperature Hand, Chest (Case0, 1, 4)

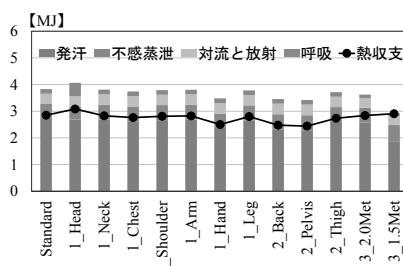


Fig.23 Radiation of Heat (Case0-3)

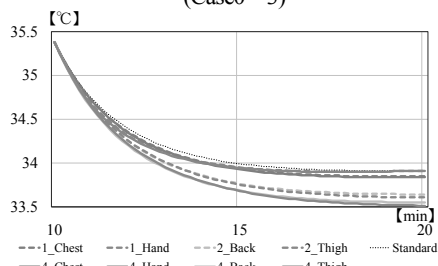


Fig.14 Skin Average Temperature (Case1, 2, 4)

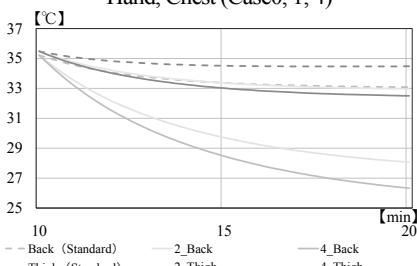


Fig.16 Skin Temperature Back, Thigh (Case0, 2, 4)

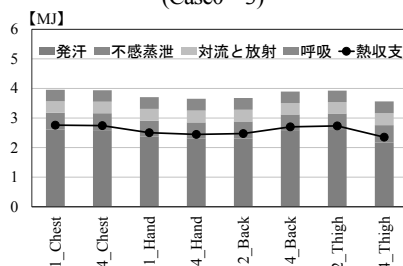


Fig.24 Radiation of Heat (Case1, 2, 4)

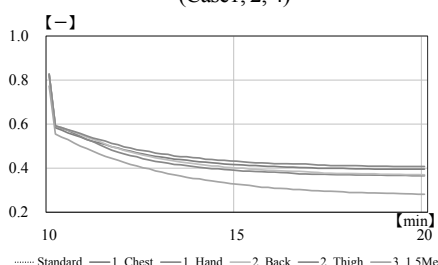


Fig.17 Sweat Percentage (Case0-3)

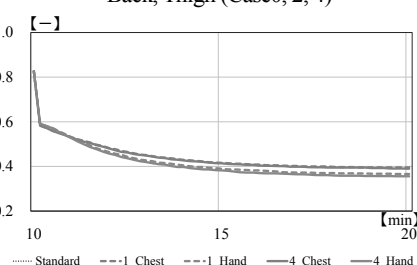


Fig.18 Sweat Percentage (Case0, 1, 4)

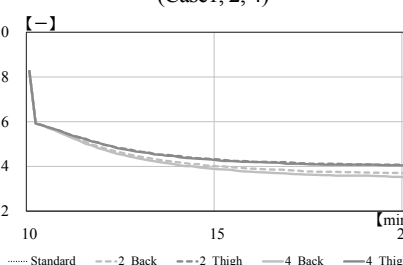


Fig.19 Sweat Percentage (Case0, 2, 4)

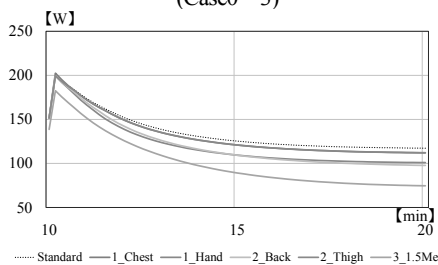


Fig.20 Radiation of Heat by Sweat (Case0-3)

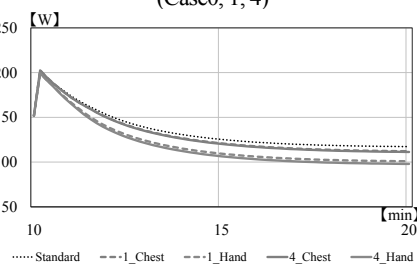


Fig.21 Radiation of Heat by Sweat (Case0, 1, 4)

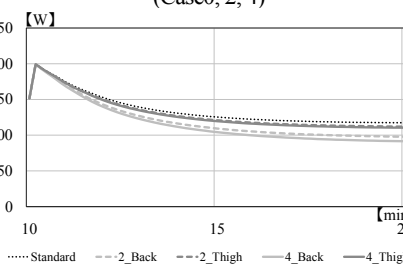


Fig.22 Radiation of Heat by Sweat (Case0, 2, 4)

4. まとめ

- 1) トラクタ車室の実測及び環境解析, 運転者の生理状態と局部冷却による人体生理量の変化を求めた。
- 2) 日射の影響を強く受けるので躯体の日射吸収率, 長波長放射率を下げることや, 屋根に断熱材を使用すると放射温度は緩和される。
- 3) 人体の冷却方法に関しては, 気流による冷却よりも座面からの直接冷却の方が皮膚温度を下げるのに効果的であった。
- 4) 今後の課題として, 冷却方法については気流を当てる角度, 強さ, 温度などを詳細に検討していく必要がある。また, 本研究は生理量解析で, 計算にすぎないため, 人体の快適性については明確ではない。そのため, 被験者実験で官能評価を行う必要がある。

注釈

- 注1) 日射のあたる方位[East, West, South]を考慮する
Head [E, W, S] Neck [E, W, S] Chest [E, S] Back [W] Pelvis [-]
L. Shoulder [E, W] R. Shoulder [E, W, S] L. R. Arm [E, S] L. R. Hand [E, S] L. R. Thigh [E, S] L. Leg [E] R. Leg [E, S] L. Foot [E, S] R. Foot [E, S]
- 注2) Skin 層の熱容量[kJ/K]: Hand 0.356, Chest 1.588, Back 1.462, Pelvis 2.002

参考文献

- 文1) 田辺新一ほか: 人間—熱環境シミュレータ (その 53) 夏季冷房条件の車室内における熱的快適性, 日本建築学会学術梗概集 (近畿), 2014 年 9 月
- 文2) 坂脇理絵ほか: 夏期における電車内の温熱環境とその制御法に関する研究, 日本建築学会大会学術講演梗概集 (東北), 2000 年 9 月
- 文3) 尾崎 明仁ほか: Simulation Software to Describe the Hygrothermal Environment of Whole Buildings Based on detailed Physical Simulation in Buildings, P03 (24 Pages), 2006
- 文4) 田辺新一ほか: 温熱環境評価のための人体熱数値計算モデル COM の開発, 日本建築学会環境系論文集 第 599 号, 31-38, 2006 年 1 月
- 文5) 田中俊六ほか: 最新建築環境工学 (改訂 4 版), p106

冬期における農業用ビニルハウスの効率的な暖房方式に関する研究

(第2報) 高床式砂ベッドの加温と保温による葉菜類生育促進効果の実証と

寒冷地への適用可能性の検討

Research on efficient heating system for a plastic greenhouse in winter

(Part2) Verification of growth promoting effects of leaf vegetables by the heating and insulating high-floored sand bed and evaluation on their effects by application to cold regions

○笠島 佳明 (大阪市立大学)

西岡 真稔 (大阪市立大学)

岡本 治 (株式会社茂広組)

鍋島 美奈子 (大阪市立大学)

大橋 良之 (東レ建設株式会社)

前田 一隆 (グリーンファーム株式会社)

Yoshiaki KASASHIMA*¹ Minako NABESHIMA*¹ Masatoshi NISHIOKA*¹

Yoshiyuki Oohashi*² Osamu OKAMOTO*³ Kazutaka MAEDA*⁴

*¹ Osaka City University *² TORAY Construction Co., Ltd.

*³ Sigehirogumi Co., Ltd. *⁴ Green Farm Co., Ltd.

Recently it is known that high floored sand culture that can cultivate in easy work and high productivity. In this study, examination of heating system for the high-floored sand bed has been conducted by using covering materials and heating cable. A Simple of plastic greenhouse is prepared in order to assess the effects of 2 kinds of heating system, the hot-air heating system and the sand bed heating system, by a CFD simulation tool. As a result, it is shown that the sand bed heating system can raise the average temperature of sand bed about 8.54K in Sendai

はじめに

施設園芸は地球温暖化の進行により大きな影響を受けている農業分野において、重要な役割を担っている。しかし我が国の施設園芸では、暖房のエネルギー源のほとんどを石油に依存しており、石油暖房の削減が必要である。また、野菜の価格高騰や農業従事者の高齢化により農業存続が課題である中、それらを解決する高床式砂栽培農業が注目されている。高床式砂栽培農業は、生産性が高く、軽作業で栽培可能であるなどの特徴を持つ。前報¹⁾では下田原農場での砂層に着目した暖房手法の実験的検証を行い、冬期の作物の収穫日数と消費電力量により評価した。しかし、前報での暖房手法では砂層の上面部分からの放熱対策が施されていない点や、実験地とは異なる地域に適用した場合の暖房効果が明らかになっていない点等の課題がある。

そこで本報では、高床式砂ベッド上面からの放熱を防ぐ対策として、被覆資材を用いて更なる暖房手法として実験を行い収穫時重量及び積算温度、消費電力量により、暖房熱源と被覆資材、断熱材を組み合わせた際の暖房効果について検証する。また、ビニルハウス全体の簡易なシミュレーションモデルを作成し、3次元熱流体解析により寒冷地域に適用した場合の暖房手法の効果を明らかにする事を目的とする。

1. 高床式砂ベッドにおける暖房手法の実験的検証

1.1 実測概要

大阪府四條畷市下田原農場のビニルハウスにおいて、屋外とハウス内と砂ベッドに測器を設置し、冬期(3月～4月)の1ヶ月間実測を行った。測定項目を Table 1、測器設置位置を Figure 1～Figure 3 に示す。

Table 1 Measurement item

Outdoors	In plastic greenhouse	Sand bed
Air Temp Humidity Wind direction Wind speed Short wave radiation Long wave radiation	Air Temp Humidity Wind speed Wall temperature Short wave radiation Long wave radiation	Sand Temp of depth Sand heat flux

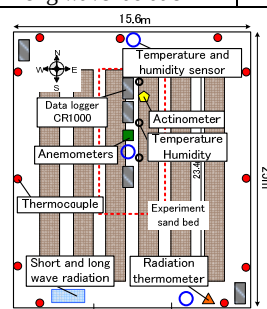


Figure 1 In plastic greenhouse

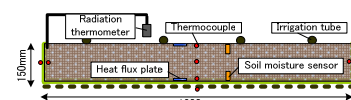


Figure 2 Sand bed

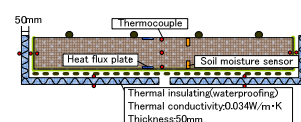


Figure 3 Sand bed(insulating)

1.2 加温方式の概要

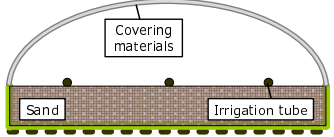
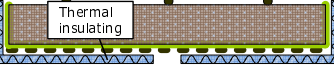
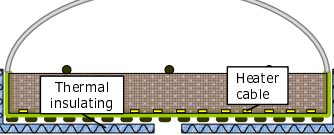
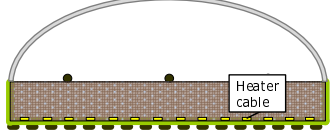
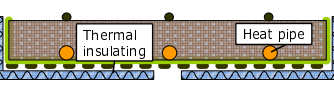
作物(ワサビ菜)の冬期の収穫日数を Table 2 に示す 5 つのケースで比較した。Case1 は上側に被覆資材を設置した砂ベッド、Case2 は断熱材を設置した砂ベッド、Case3 は断熱材と被覆資材、温床線を設置した砂ベッド、Case4 は被覆資材と温床線を設置した砂ベッド、Case5 は断熱材とヒートパイプを設置した砂ベッドである。温床線とヒートパイプの制御方法は、作物の根付近に温度制御熱電対を設置し、制御温度を 15℃に設定した。比較方法として、各 Case 同時に定植したワサビ菜の収穫重量の違いと、加温用熱源がある Case では消費電力量(エネルギーコスト)の違いを比較する。ここで、温床線とヒートパイプの主な特徴は、温床線は設置が容易で安価であるということ、ヒートパイプは断面積が大きく砂ベッドを均一に加温できるということが挙げられる。

1.3 結果と考察

各 Case の 1 スパンから収穫した作物の平均重量と標準偏差を Figure 4 に示す。Figure 4 より加温した Case3、4、5 は平均重量が断熱のみの Case1、2 に比べて重くなったことから、よって暖房熱源と断熱材や被覆資材を組み合わせることで作物を大きく育てることができた。また収穫日までのハウス温度と各 Case の土壌温度の積算温度(℃・日)を Figure 5 に示す。一般的にワサビ菜はハウス空気の 1 日の平均温度の積算温度が 500(℃・日)程度となる頃が収穫の目安とされている。Figure 5 より、被覆資材を設置していない Case2・5 の積算空気温度は 504(℃・日)に対し、被覆資材のみ設置した Case1 は 514(℃・日)、被覆資材と暖房熱源を設置した Case3、4 は約 560(℃・日)となり、また加温した場合の土壌温度の積算温度は約 600~700(℃・日)となった。以上より被覆資材と暖房熱源を組み合わせることで周辺空気の積算温度で 56(℃・日)の差が表れることがわかった。土壌温度の積算温度は 220~340(℃・日)の差が生じた。なお Case4 については土壌温度の制御温度が 17℃程度に制御されていた期間が 17 日程度あったため、Case3 に比べて土壌積算温度が高くなったが、重量から見た生育状態に差はほとんど見られなかった。

次に、Figure 6 は Case3・Case4・Case5 の 1 日の砂ベッド 1.2m×5.4m あたりの積算消費電力量(kWh)を示したグラフである。ただし、この値は 13 日間の積算消費電力量を平均したものである。Figure 6 より、Case3 が 2.2kWh/日、Case4 が 11.8kWh/日、Case5 が 4.5kWh/日となり、Case4 が最も消費電力量が大きく、Case5、Case3 の順になった。また収穫までの 37 日間の積算消費電力量を推定すると、Case3 が 84.3kWh、Case4 が 446.9kWh、Case5 が 169.4kWh となり、断熱材の有無では 362.6kWh の差が表れ、電気料金に変換すると、現在 1kWh=11.11 円²⁾より断熱材の有無による差は 4028 円となった。

Table 2 Detail of cases(Sectioned drawing of sand bed)

Case1 covering materials	
Case2 Thermal insulating	
Case3 Heater cable Thermal insulating Covering materials	
Case4 Heater cable Covering materials	
Case5 Heat pipe Thermal insulating	

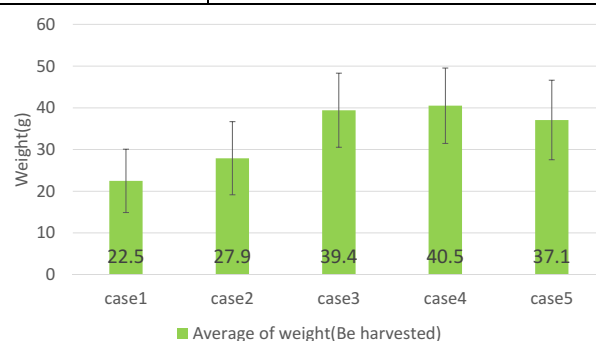


Figure 4 each case of average weight and standard deviation

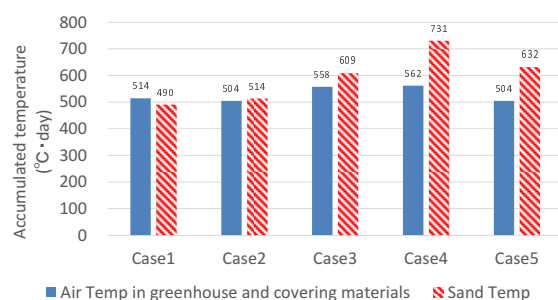


Figure 5 The accumulated Temp until a harvest day

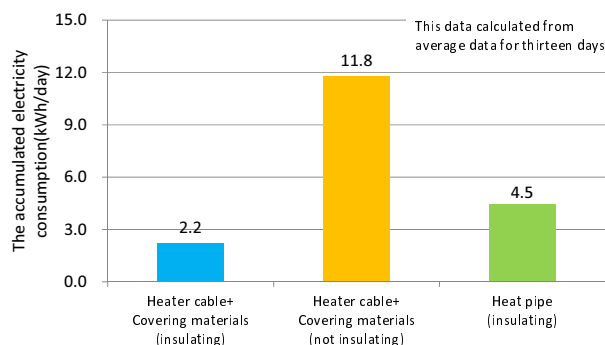


Figure 6 The accumulated electricity consumption

2 ビニルハウスの簡易モデルによる暖房方式の効果

2.1 シミュレーション方針

高床式砂栽培農法を採用したビニルハウスでの効果的な暖房方式を検討するため、植栽やハウスの骨組みなどを省略した簡易なモデルを作成する。数値計算に必要な物性値は、実際にビニルハウスで用いられている素材の文献値やカタログ値を用い、気象条件は晴れた冬の日を想定し、気象庁で 2015/1/24 に観測された大阪と仙台の気温(1 時間値)、雲量(3 時間値)を引用する。日射量に関しては雲量データを用いて ASHRAE で提案された算出式にて計算する。

2.2 シミュレーション概要

熱流体シミュレーションソフト(STREAM®Ver.11)を用いて簡易モデルを作成し、暖房方式の効果を検討する。実施する暖房方式の Case の概要を Table 3 に、計算・解析条件を Table 4 に、各モデルの物性値を Table 5、境界条件を Table 6 に示す。乱流モデルは一般的な標準 $k-\varepsilon$ モデルを採用し、輻射に関しては形態係数に基づく計算で行う。各素材の物性値は基本的に一般的な物性値を用いているが、遮光ネットの日射吸収率に関しては上部空間の加熱源になっていると想定し、0.5 と設定した。砂ベッドはビニルハウス内に 3 スパン分(1 スパン ; $1.2 \times 1.8\text{m}$)を 2 列配置した。境界条件となる土壌温度は 0.5m に設定した。ビニルハウス外側からの西風を想定し、西壁面及び東壁面の一部に圧力差を与えた(圧力値は文献を参考にした)。またビニルハウス外側及び内側表面では、対流熱伝達率として建築推奨値を用いて屋根面及び壁面に与えた。また内側表面はビニルハウス内では長波は透過しない特性を表現するため、輻射率は 0.9 に設定し、長波拡散反射率を 0.1 に設定した。

また温床線及び温風暖房のモデル概要を示したものを Table 7 に示す。稼働時間については稲葉らの検討での、1 月の時期での温床線の稼働時間を参考に設定した。また温風暖房機は規模に応じたハウス栽培用ヒートポンプ(以下、HP)を選定し、熱量は暖房時の定格能力を用い、稼働時間を温床線と同じとする。

3 本モデルを用いた場合の暖房方式の効果

Case A の 24:00 におけるビニルハウス内の風速分布($x=1775\text{mm}$)を Figure 7 に、同様に Case C の 24:00 のビニルハウス内の風速分布を Figure 8 に示す。Figure 7 より、ビニルハウス内での風速は壁面を伝って流れている空気が確認できる。またその後屋根面にて冷やされ加工している様子が確認でき、自然対流が起きていることが分かる。また Figure 8 より、吹出口より空気が流れており、北壁面に向けて流れていき、その後壁面に沿って上部に上昇し吸込口に向かって流れている様子が分かる。よって本モデルの温風暖房によりビニルハウス内に温風が行き届いていることが分かった。Case A のビニルハウス内

Table 3 Brief of each case

	Heater cable	Hot-air heating
Case A	—	—
Case B	○	—
Case C	—	○

Table 4 Calculation and analysis condition

Turbulence model	Standard $k-\varepsilon$ model
Algorithm	Nonstationary solution by finite volume method
Insolation calculation	ASHRAE model
Radiation calculation	View factor model

Table 5 Physical properties of each model

Greenhouse ($4500 \times 6400 \times 3400\text{mm}$)	Material ; Flexible PVC Open area ratio;0.01 St;0.85 Sa;0.05
Shading net ($4500 \times 6400 \times 10\text{mm}$)	Material ; PE Open area ratio;0.4 Solar transmittance;0.5 Solar absorptance;0.5 (by Catalog)
Sand bed ($1200 \times 5400 \times 150\text{mm}$)	Material ; Sand Solar absorptance;0.65 (by document ³⁾)
Soil ($4500 \times 6400 \times 500$)	Material ; Organic soil Solar absorptance;0.9 (by document ³⁾)

Table 6 Boundary condition

External surface in greenhouse	Positive pressure in west side Negative pressure in east side Specified coefficient of heat transfer(roof;35,wall;23)
Internal surface in greenhouse	Specified coefficient of heat transfer(roof;11.6,wall;8.92) Radiation factor;0.9 Diffuse reflection factor;0.1
Soil surface	Heat insulating Constant Temp(soil bottom)
Solar condition	24.Jan in Osaka(ASHRAE)
Outer air Temp	24.Jan in Osaka(extract by JMA)

Table 7 Brief of Heating system

	Heater cable	HP for Greenhouse (COP;5.30)
Operating time	17~7o'clock (14h)	17~7o'clock (14h)
Thermal capability(kW)	982.4(Rated)	3400(Rated)

の各点における経時変化を表したものを Figure 9 に、温床線の有無による砂層温度の比較を表したものを Figure 10 に、温床線と温風暖房による砂層温度の比較を表したものを Figure 11 に示す。Figure 9 よりすべての点において 13 時ごろに最高温度を示しており、砂ベッド下部空氣の最高温度が約 21.4℃に、砂ベッド中心部の最高温度が約 22.9℃に、ビニルハウス中心部空氣の最高温度が約 21.9℃に、ビニルハウス天井付近空氣の最高温度が約 22.2℃になり、天井付近空氣と砂ベッド下部空氣を最高温度で比較すると 0.8K の差が生じている。このことから本モデルにおいて昼間に鉛直温度分布が形成されていることが分かる。次に Figure 10 より、温床線のモデルでは連続的に ON になる設定をしたため、砂層温度の差は特に夜間で大きくなり、最大で約 11.4K になり平均でも約 7.61K になった。最後に Figure 11 より、温床線と温風暖房との砂層温度の差は最大で約 8.61K、平均で約 5.88K となり、また消費電力量の差は 1 日積算で約 34kWh となり、砂層を効率よく加温できるのは温床線であることがわかった。

4 寒冷地での暖房効果の推定

寒冷地域の代表地として宮城県仙台市を選定した。また気象条件は仙台市の冬の晴れた日の代表日として 1 月 27 日を選定した。なお、寒冷地での暖房効果については Case A 及び Case B について示す。仙台市における Case A のビニルハウス内の各点における経時変化を表したものを Figure 12 に、温床線の有無による砂層温度の比較を表したものを Figure 13 に示す。Figure 12 より、大阪の Case A と比較すると最高温度の差が約 3.8K と差が大きくなった。これは 12 時におけるビニルハウス天井面に入射する日射量で大阪と仙台を比較すると、大阪は約 450W/m² の日射量であるのに対し、仙台では 350W/m² の日射量になっているためである。また Figure 13 より、仙台では大阪と同じ熱量の温床線により砂層温度の差は最大で約 12.7K になり平均で約 8.54K になった。大阪での温床線を設置した場合と比較すると、効果は大きくなった。これは Case A での砂層温度が気温の影響を受け、大阪での Case A より低くなったことによって差が大きくなったと考えられる。

5 まとめと今後の課題

- ・大阪府四条畷市の下田原農場にて、砂層に着目した暖房手法を用いた実験を行い、積算温度と消費電力によりその暖房効果について定量的に示した。
- ・熱流体解析シミュレーションソフトを用いて簡易ビニルハウスモデルを作成し、大阪での暖房熱源の効果と仙台での暖房熱源の効果を定量的に示した。
- ・今後の課題として、湿度及び植物を考慮したモデルを作成することで、より実際のビニルハウスに近づけていくことが挙げられる。

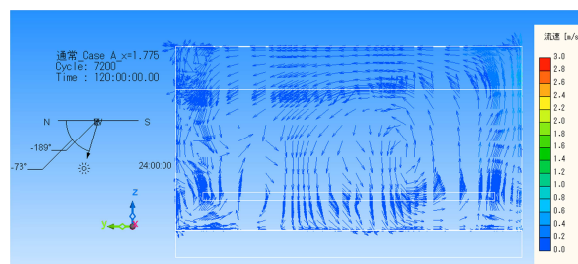


Figure 7 Flow velocity distribution(Case A_Osaka)

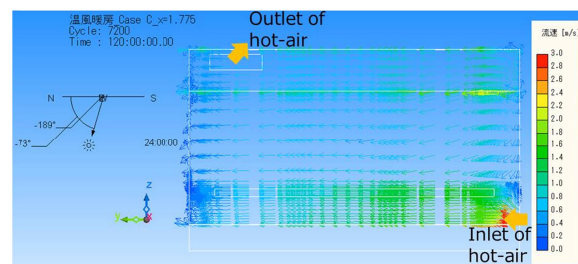


Figure 8 Flow velocity distribution (Case C_Osaka)

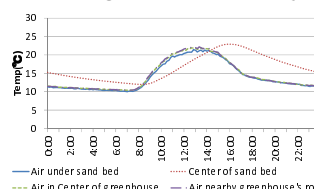


Figure 9 Temporal change in each point(Case A_Osaka)

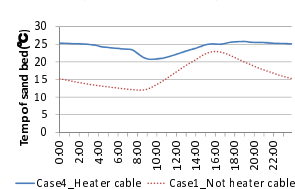


Figure 10 Comparing of Temp of sand bed(Heater cable)

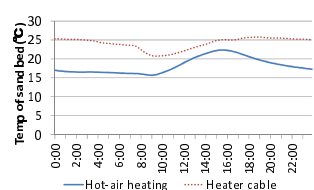


Figure 11 Comparing of heater cable and hot-air heating

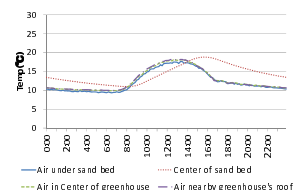


Figure 12 Temporal change in each point(Case A_Sendai)

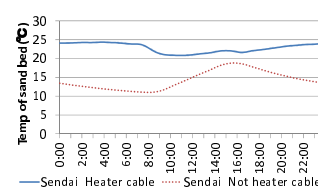


Figure 13 Comparing of Temp of sand bed in Sendai(Heater cable)

参考文献

- 1) 稲葉直美ら 「冬期における農業用ビニルハウスの効率的な暖房方式に関する研究 (第 1 報)高床式砂ベッドの加温と保温効果の実験的検証」 空気調和・衛生工学会近畿支部学術講演論文集 2015 年 3 月
 - 2) 関西電力株式会社HP(2014/12/19 閲覧)
URL:http://www.kepco.co.jp/home/ryoukin/menu/dento_a.html
 - 3) ゲイロン・サンフォード・キャンベルら(2003)「生物環境物理学の基礎第 2 版」 森北出版
 - 4) 浦野良美 中村洋(1996) 「建築環境工学」 森北出版 p.155
- 【謝辞】
東レペフ加工品株式会社、ならびに山里産業株式会社に実験用材料を提供頂いた。記して謝意を表します。

河川水利用地域熱供給システムの性能検証・評価に関する研究 (第 16 報) 河川水利用によるヒートアイランド負荷の低減評価と 11 年間のプラント性能 評価

Study on Performance Verification and Evaluation of District Heating and Cooling System Using Thermal Energy of River Water

Report 16: Evaluation of Exhaust Heat Load Reduction causing Heat Island using Thermal Energy of River Water and Efforts of 11 years after Starting Operation

○ 金子 亮平 (関西電力) 林 英人 (関西電力)
丹羽 英治 (日建設計総合研究所) 高橋 直樹 (日建設計総合研究所)
小池 万里 (日建設計総合研究所) 三島 憲明 (関電エネルギーソリューション)
下田 吉之 (大阪大学)

Ryohei KANEKO*¹ Hideto HAYASHI*¹ Hideharu NIWA*² Naoki TAKAHASHI*²

Kazusa KOIKE*² Noriaki MISHIMA*³ Yoshiyuki SHIMODA*⁴

*¹ The Kansai Electric Power Co.,Inc *² NIKKEN SEKKEI Research Institute

*³ Kanden Energy Solution, CO.,Inc *⁴ Osaka University

The DHC system in the block 3 in Nakanoshima district uses heat pumps and river water to achieve the efficient use of the heat source and mitigate the heat island effect. This report outlines the analysis of the operating conditions of the heat source system and plant performance records for the consecutive 11 years since the operation was launched, and also reports the evaluation of exhaust heat load reduction causing heat island using thermal energy of river water.

はじめに

大阪中之島に位置する「中之島三丁目地区地域熱供給施設」においては、熱源システムの効率向上とヒートアイランド現象の緩和を目的として、全面的に河川水利用ヒートポンプシステムを採用し、継続的に適正運転・維持管理を実践している。本報では、運用開始後 11 年間の熱源プラントの運転実績やプラント COP の経年推移を分析した。また、河川水利用によるヒートアイランド負荷としての排熱量低減の効果について、最新の運用状況により評価を行ったので、以下に報告する。

1. システム概要

本施設の熱供給エリアは、2005 年の運用開始から、Ⅱ期工事(2009 年)を経て、2013 年 3 月にⅢ期工事が完了している。Ⅲ期工事では、新たに事務所ビル 1 棟(延床面積約 48,000m²)及びホテル 1 棟(延床面積約 13,000m²)へ供給を開始している。

Fig.1 に熱供給プラントの熱源システム系統図、Table.1 に主要熱源機器と蓄熱槽の仕様をそれぞれ示す。

Table.1 List of heat source equipment

[1st Stage]			
	Cooling	Heating	Number
HP	-	838MJ/h	1
IHP	Cool water : 3,080MJ/h Ice Storage : 1,936MJ/h	Cool water heat recovery : 3,606MJ/h Ice storage heat recovery : 2,448MJ/h	8Unit (16)
TR1	5,063MJ/h	-	1
Storage capacity			
IST1	Dynamic type	139,440MJ 870m3	8
[2nd Stage]			
	Cooling	Heating	Number
SR1	Cool water : 5,062MJ/h Ice Storage : 4,404MJ/h	4,187MJ/h	1
SR2	Cool water : 8,640MJ/h Ice Storage : 8,478MJ/h	13,860MJ/h	1
TR2	7,595MJ/h	-	1
Storage capacity			
IST2	Static type	78,230MJ 545m3	8Unit
[3rd Stage]			
	Cooling	Heating	Number
R31・R32	8,561MJ/h	8,910MJ/h	2
Cooling			
HWR41・HWR42	-	464MJ/h	2
HSR43	-	184MJ/h	1
HSR44	113MJ/h	184MJ/h	1

TR : Water Cooling Turbo Chiller
IHP : Water Source Screw Heat Pump (Ice storage and heat recovery)
IST : Ice storage tank
SR : Water Source Screw Heat Pump (Ice storage and change of cool and warm water mode)
HP : Water Source Screw Heat Pump (Heating)
R : Water Source Screw Heat Pump (change of cool and warm water mode)
HWR : Scroll Heat Pump (high temp.)
HSR : Scroll Heat Pump (High temp. or high temp. and heat recovery)

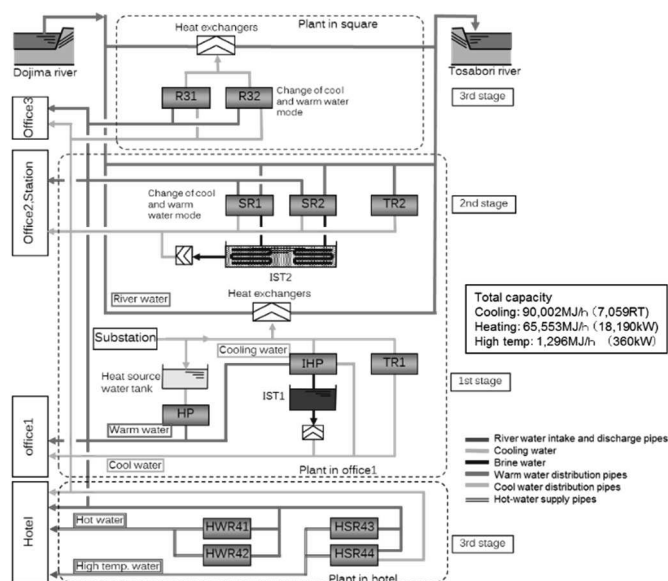


Figure.1 DHC system diagram

2. 熱源プラントの運転実績

2.1 販売熱量の経年推移 (2005～2015 年)

Fig.2 に運用開始以降の需要家別販売熱量^{注1}の経年推移を示す。冷熱販売熱量は猛暑であった2010年がピークとなっており、Ⅲ期以降も2010年には達しておらず、需要家による負荷低減の対応が伺える。温熱販売熱量は、Ⅱ期竣工以降も少しずつ増加している。これは、需要家による節電が、内部負荷の減少として影響していると考えられる。また、2013年春のⅢ期竣工と2014年1月のホテル開業に伴い、2014年の温熱販売量は前年と比較し6,913GJ増加している。しかし、2015年は暖冬の影響により、2014年と比較して2,969GJ減少している。

2.2 電力消費量の経年推移 (2005～2015 年)

Fig.3 に運用開始以降の昼夜の電力消費量と夜間電力比率^{注2}の経年推移を示す。夏季及び中間期の夜間電力比率は、2013年までは60～70%あったが、Ⅲ期竣工後の熱

需要の増加に伴い、それ以降は40～60%となっている。また、冬季の夜間電力比率は、2013年までは20%前後で推移していたが、ホテル開業に伴い夜間の温熱需要が増加したため、2014年以降は30%前後で推移している。

2.3 生産熱量 (2005～2015 年)

Fig.4 に運用開始以降の冷温熱生産熱量^{注3}の経年推移について、熱源機器の運転モード別に内訳を示す。冷熱生成量のモード別分担をみると、2015年もⅢ期竣工後と同様の傾向を示しており、高効率機器の運転を優先し、節電に配慮している。また、製氷熱回収運転については近年増加傾向にある。

温熱生成量のモード別分担をみると、Ⅱ期以降は、高効率な熱回収運転を優先しつつ、追掛け熱源機器を併用しているが、2015年の温熱需要の減少に対しては追掛け熱源機器の運転を減少させて対応していることがわかる。

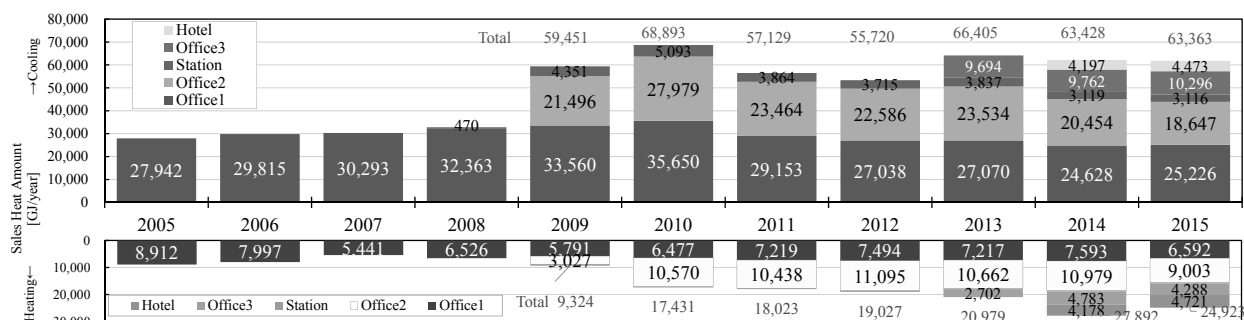


Figure.2 Amount of heat sold by the plant(per consumer)

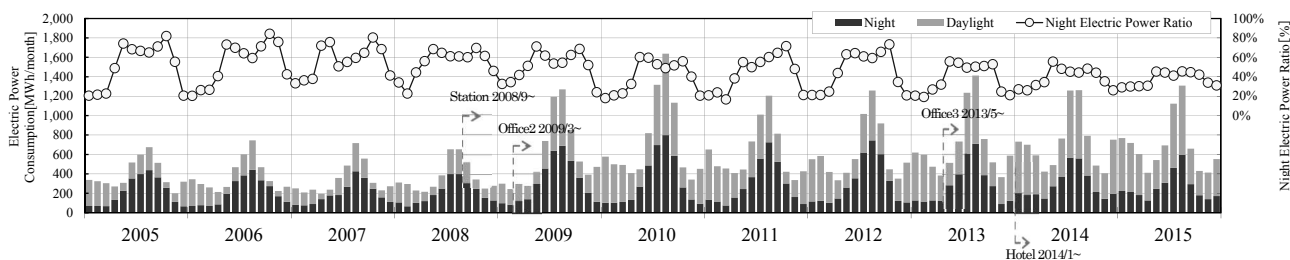


Figure.3 Amount of power consumption by the plant (daytime and nighttime)

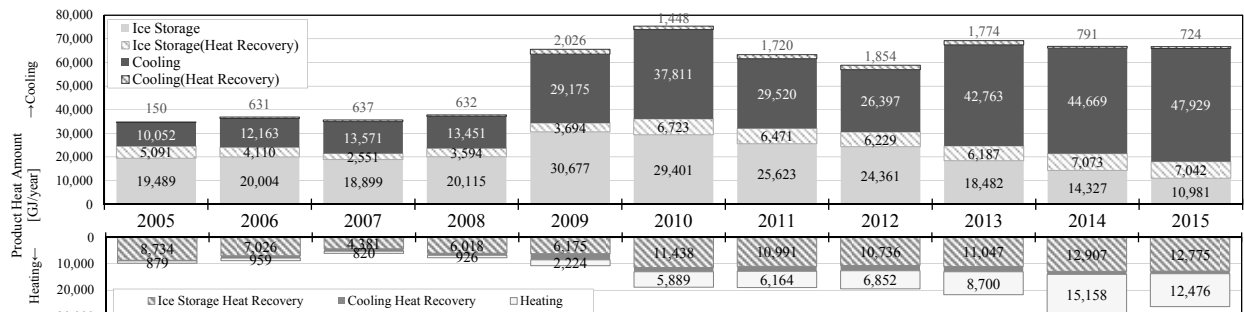


Figure.4 Amount of heat produced by the plant (per operation mode)

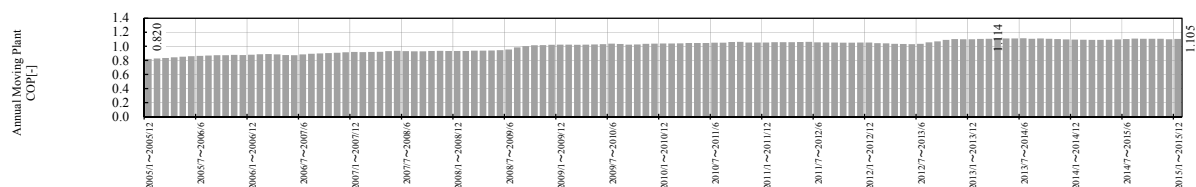


Figure.5 Annual moving plant COP

2.4 プラント効率の推移（販売熱量基準）

Fig.5 に販売熱量基準の1年間の移動平均熱源プラント COP^{注4}（一次エネルギー換算）の推移を示す。プラント COP はI期竣工から順調に向上を続けている。2015年は1.105であり、2005年（0.820）と比較して35%の向上を示した。また、プラント COPは最高で1.114であり、直近でも同水準を維持している。

3. 河川水利用によるヒートアイランド負荷の低減評価

3.1 ヒートアイランド負荷抑制効果の検証・評価方法

I期の事務所ビルについて仮想の閉空間を想定し、投入されるエネルギーと河川へ排出されるエネルギーの残差から大気への排出エネルギーを算出する²⁾。ヒートアイランド負荷としての大気排熱量 Q_{LHI} は、(1)式のように定義し、仮想閉空間のエネルギー収支と実測データを用いて Q_{LHI} 算定する。

$$Q_{LHI} = Q_o - Q_i \quad \dots (1)$$

Q_{LHI} ・・・大気排熱量、 Q_o ・・・大気への排熱量、 Q_i ・・・大気からの吸熱量

仮想閉空間のエネルギー収支式は、(2)式で表すことができる。

$$Eb + Ed + Qi + Qm = Qo + Qd + Qw + (Qr - Qs) \quad \dots (2)$$

Eb ・・・ビル電力消費量、 Ed ・・・DHC 電力消費量、 Qm ・・・人体発熱量

Qd ・・・河川へ放熱される熱量、 Qw ・・・給湯放熱量

Qr ・・・放熱量、 Qs ・・・蓄熱量

したがって、ヒートアイランド負荷としての大気排熱量 Q_{LHI} は、(3)式で算定できる。

$$Q_{LHI} = (Eb + Ed + Qm) - (Qd + Qw) - (Qr - Qs) \quad \dots (3)$$

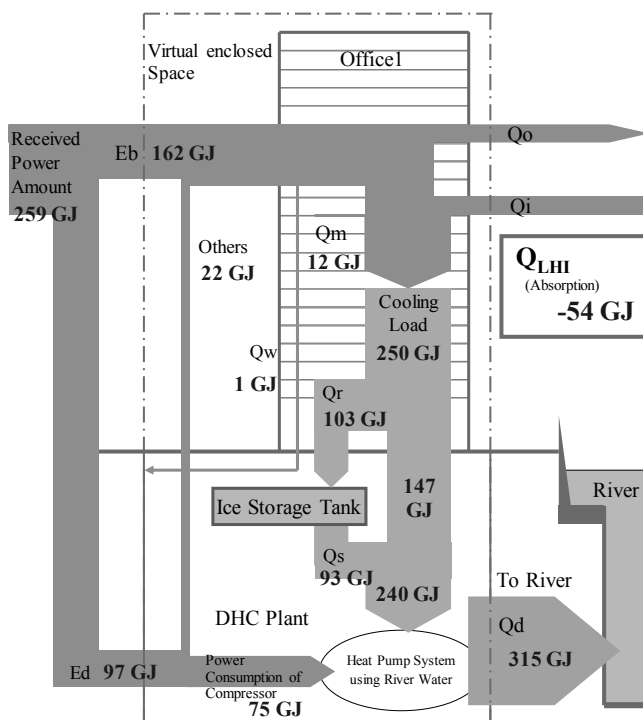


Figure.6 Energy flow(2005)

3.2 試算結果

I期竣工当初の2005年の夏季ピーク日である7月19日における試算結果をFig.6に、III期竣工後の2014年の夏季ピーク日である8月19日における試算結果をFig.7に示す。 Q_{LHI} は2005年が-54GJであったのに対し、2014年は-83GJと、両日も大気から熱を吸収しているという結果となったが、2014年の方がより大気から熱を吸収しているという結果になった。

2005年と2014年各々の夏季ピーク日の投入エネルギー（電力消費量と人体発熱量）をFig.8,9、排出エネルギー（河川放熱量と給湯放熱量）をFig.10,11、蓄熱槽の蓄熱量と放熱量をFig.12,13、 Q_{LHI} の一日の推移をFig.14,15に示す。夜間は熱源が蓄熱運転を行っていることもあり、大気への排熱側となっているが、その他の時間はほぼ吸熱側となっていることがわかる。また、2005年は夜間がほぼ排熱側であったのに対して、2014年のほうが早い時間から吸熱側となっていることがわかる。

2005年の Q_{LHI} の7月と8月における日積算値の推移をFig.16,17に、2014年の推移をFig.18,19に示す。共に7月前半と一般空調が停止している土日以外は概ね吸熱側となる。2014年の方が7月の早い時期より大気から吸熱していることがわかる。2014年7月は1日当たり平均で19.4GJ、8月は28.8GJの吸熱となった。

2005年と比較して2014年の大気からの吸熱が増加した要因として、プラント効率の向上による圧縮機電力消費量の減少や省エネルギー運用によるビル電力消費量の減少が考えられ、その結果、ヒートアイランドの低減効果についても有効性が高まったと評価できる。

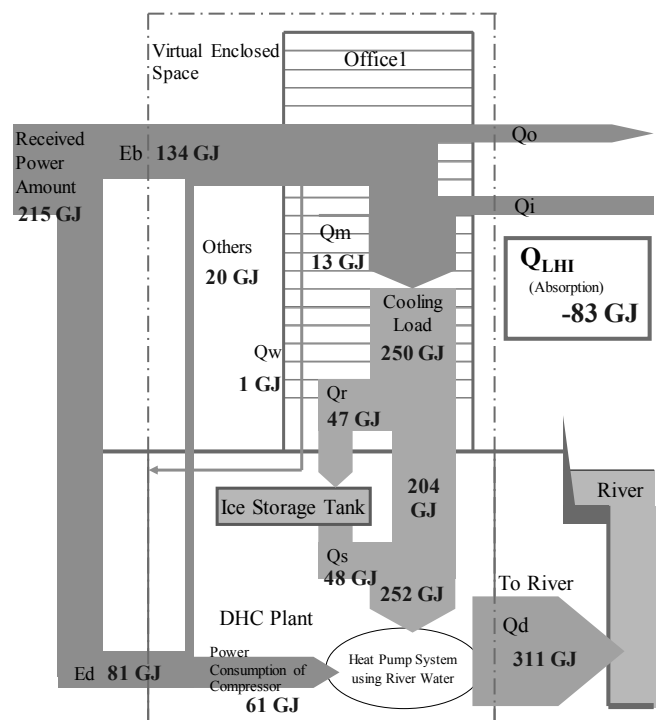


Figure.7 Energy flow(2014)

4. まとめ

本報では、運用開始後 11 年間の取り組み内容として、11 年間の販売熱量についての分析や夜間電力消費量の分析、熱源機器の運転状況の分析、プラント COP の推移を分析した。

また、2014 年のヒートアイランド負荷としての排熱量低減評価を行い、2005 年時との比較を行った。

本施設は、運用開始以降、様々な状況に配慮しつつ、適切な熱源運用を行い、継続的なプラント性能の向上を実現してきた。また、ヒートアイランド負荷削減にも一定の効果を果たしてきたと試算することができた。

参考文献

- 1) 吉成・中澤・丹羽他：河川水利用地域熱供給システムの性能検証・評価に関する研究(第 1 報～第 15 報)，空調調和・衛生工学会近畿支部研究発表会論文集，2006.3～2015.3
 - 2) 三浦・下田・丹羽他：未利用エネルギー(河川水)を活用した地域熱供給システムの性能検証・評価に関する研究(第 4 報)，空調調和・衛生工学会学術講演論文集，2006.9
- 注 1) 販売熱量：各需要家の熱量計にて計測された熱量
 注 2) 夜間電力比率＝夜間電力消費量 ÷ 全電力消費量
 注 3) 生産熱量：各熱源機にて計測された熱量
 注 4) プラント COP＝販売熱量(変電所利用熱量含む) ÷ 消費エネルギー量

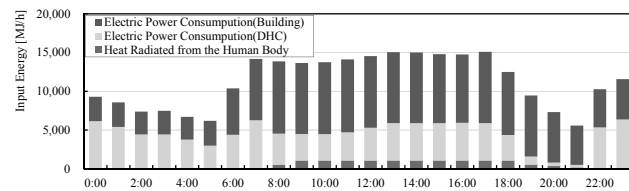


Figure.8 Input energy (2005/7/19)

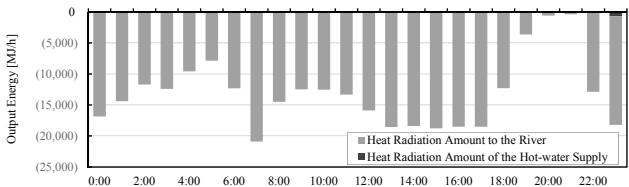


Figure.10 Output energy (2005/7/19)

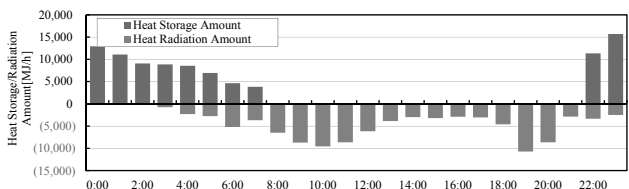


Figure.12 Heat storage/radiation amount (2005/7/19)

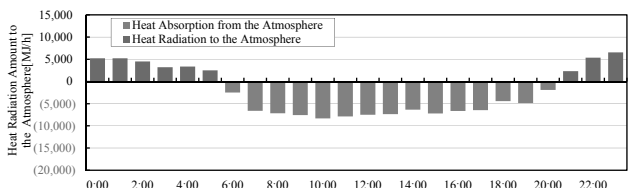


Figure.14 Q_{LHI} (2005/7/19)

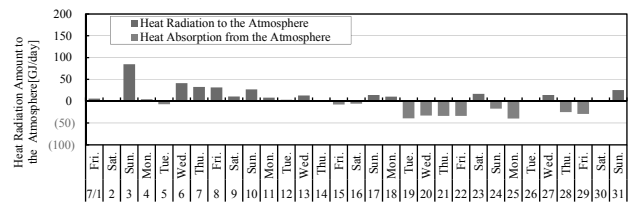


Figure.16 Q_{LHI} (2005/7)

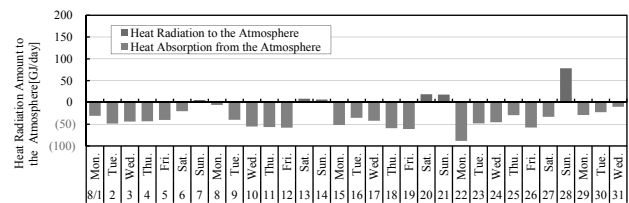


Figure.17 Q_{LHI} (2005/8)

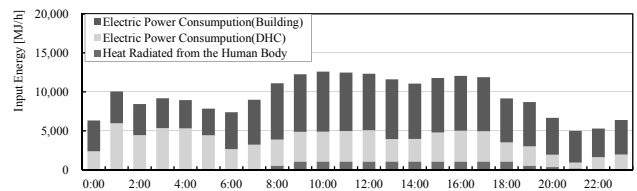


Figure.9 Input energy (2014/8/19)

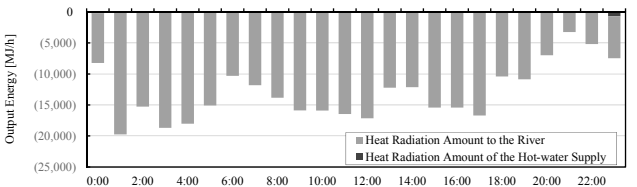


Figure.11 Output energy (2014/8/19)

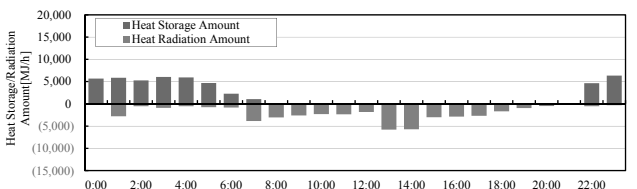


Figure.13 Heat storage/radiation amount (2014/8/19)

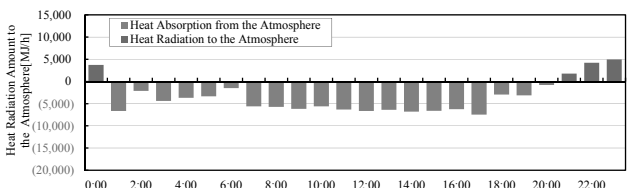


Figure.15 Q_{LHI} (2014/8/19)

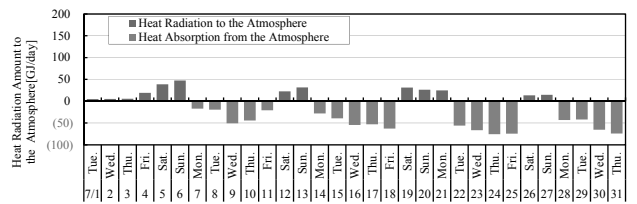


Figure.18 Q_{LHI} (2014/7)

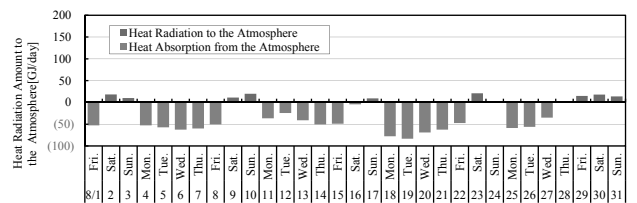


Figure.19 Q_{LHI} (2014/8)