

冷凍ショーケースの温熱環境改善及び省エネルギー効果の検討

樋渡 潔・森川 泰成・梅田 和彦・伊藤 智也*¹・村尾 友義*²・大谷 真弘*²

Keywords : freezer open showcase, thermal environment, energy saving, cold aisle, CFD analysis, full-scale experiment
冷凍ショーケース, 温熱環境, 省エネルギー, コールドアイル, CDF解析, 実大実験

1. はじめに

スーパーマーケット等に設置されている冷凍ショーケース（以下ショーケース）は、集客力及び省エネルギー性の要望に応えるよう、デシカント空調を用いたシステムなど様々な開発が行われている¹⁾。

本研究では、デシカント空調を用いずにコールドアイルを解消し、なおかつ省エネルギーを図るシステムについて検討を行う。

図-1に、検討を行った従来システムと本報にて提案するシステム（以下提案システム）の概念図を示す。図-1(a)の従来システムでは、ショーケースから吹出された冷気が周囲空気により熱交換され降下し、通路に冷氣溜まり（コールドアイル）が発生する。これに対して図-1(b)の提案システムでは、コールドアイルを、床面付近に設けた下部吸込口から吸込み解消するとともに、回収した冷気を別のエリアの冷房に用いたり、還気ダクトに戻し空調機の負荷を減らすことで省エネルギーも図れると考えられる。

本研究では、提案システムの有効性を把握するために、第1ステップではCFD(Computational Fluid Dynamics：計算流体力学)解析を実施する。その後、第2ステップでは実大実験により効果を確認する。本報ではこれらの解析、実験の結果について報告する。

2. 解析概要

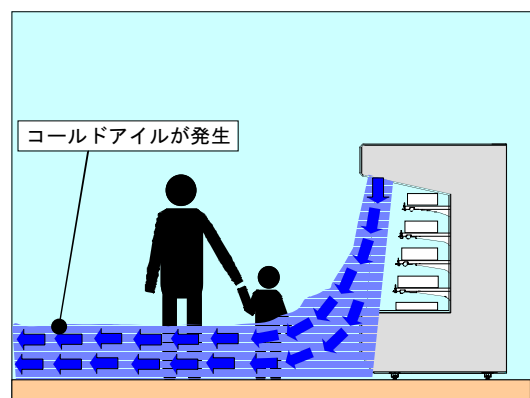
2.1 CFD解析の目的

CFD解析は、デフロスト運転時以外の定常運転時において、提案システムがコールドアイルの形成を抑える上でどの程度の効果があるのか、またどの程度有効に冷熱

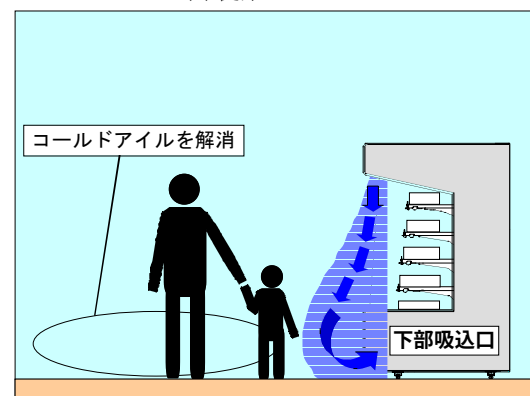
を回収できるのかを把握するために行う。

2.2 解析モデル及び計算ケース

図-2に解析モデルを示す。解析モデルは、実際の配置は複数台並べて設置する場合が多いことや計算負荷を考慮し2次元とする。図-2(a)に解析対象空間を示す。解析対象空間の天井吹出口は、吹出口の配置の影響でショーケースのエアカーテンが形成される領域に高い風速が生じることがないように、天井全面吹出とする。また室吸込口は、コールドアイルの形成に対して安全側（コールドアイルの形成を促進する側）となるように、ショー



(a) 従来システム

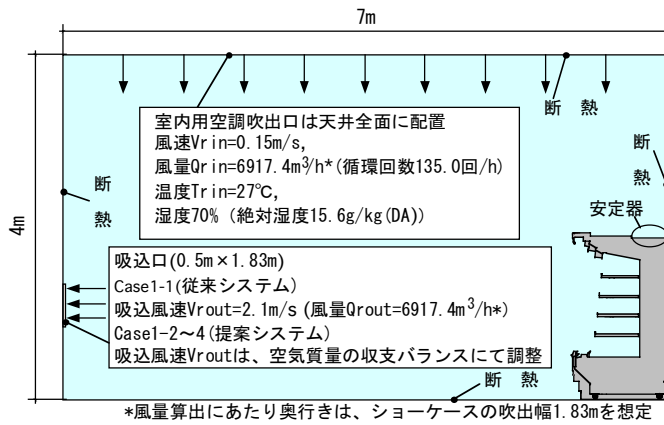


(b) 提案システム

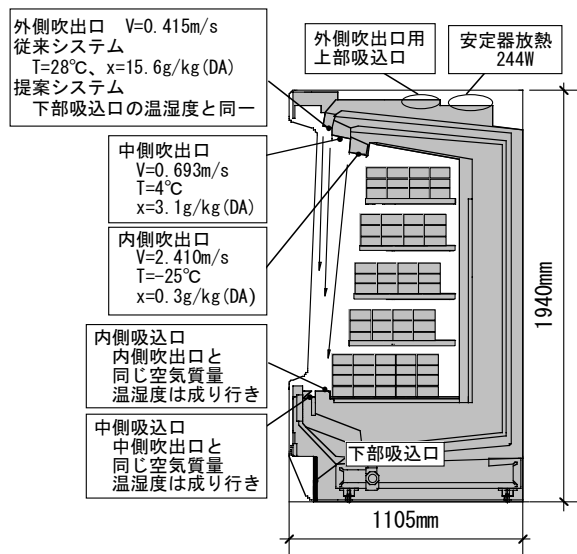
図-1 従来システムと提案システムの概念
Concept of Conventional System and Proposed System

*1 東京電力（株）

*2 福島工業（株）



(a) 解析対象空間 (2次元)



(b) 解析対象ショーケース (福島工業製SSD-60FSK04F)

図-2 解析対象モデル

Analysis Model

表-1 解析ケース

Configuration of Calculation

ケース	方式	下部吸込風量 (m³/h)*	下部吸込風量／外側吹出風量 (ND)
Case1-1	従来システム	0	0
Case1-2	提案システム **	684	5
Case1-3		820	6
Case1-4		957	7
Case1-5		1094	8
Case1-6		1230	9
Case1-7		1367	10

*下部吸込風量は、ショーケース吹出幅の1.83mを想定した値

**提案システムの外側吹出口の温度・湿度は、下部吸込口と同じ。

表-2 計算及び境界条件

Numerical Method and Boundary Condition

解析メッシュ	30403 メッシュ (2次元)
乱流モデル	標準 k - ε モデル
解析法	SIMPLE 法に基づく有限体積法
差分スキーム	移流項：一次精度風上差分
流入境界	$k_{in} = (U_{in}/10)^2$, $\varepsilon_{in} = C\mu \cdot k_{in}^{3/2}/L_{in}$ $L_{in} = \text{吹出幅}$: $C\mu = 0.09$
境界条件	対数則

ケースに相対する壁に設ける。なお、各種風量は後述する実大実験との比較を考慮し、ショーケース1台当たり(幅1.83m)の値で記す。

図-2(b)に解析対象のショーケースを示す。従来システムでは、エアカーテン用の吹出口が、ショーケース上部に3列(内側・中側・外側)、吸込口が最下段の棚手前に2列(内側・中側)設けられている。内側・中側吸込口から吸込まれた空気はショーケース内を循環し、各々内側・中側吹出口から再び吹出される。その際、内側吸込口から吸込まれた空気は、途中冷却コイルにて冷却される。外側吹出口から吹出される空気は、ショーケース上面の吸込口から吸込まれる。外側吹出の温度は、安定器の発熱の影響で若干上昇する。

提案システムは、内側・中側の吹出口及び吸込口については従来システムと同じである。異なるのは、新たに下部吸込口を設ける点とショーケース上面の外側吹出口用吸込口を設けない点である。下部吸込口から吸込まれた空気の一部が、下部吸込空気と同じ温湿度で外側吹出口から再び吹出される。それ以外の下部吸込空気は、再利用のためそのまま室外へ排出される。検討は、表-1解析ケースに示すように下部吸込風量を変えて行う。それに伴い室内空気の収支は、ケース毎に室内吸込風量にて調整する。表-2に計算及び境界条件を示す。

2.3 評価方法

コールドアイルの発生状況は、温度、湿度、風速の分布により評価する。省エネルギー性は、下部吸込口から回収される熱量にて評価する。

3. 解析結果及び考察

3.1 温度分布

図3(a)にCase1-1の温度分布を示す。ショーケース前の室温は、広い範囲にわたり上面の放熱器の発熱の影響で28℃以上を示す領域がみられる。庫内は、エアカーテンにより、照明発熱で一部温度が高い領域がある以外は、-20℃以下に保たれている。内側・中側吹出口から吹出された冷気が周囲空気により熱交換されそのまま床まで降下し、約8℃のコールドアイルを形成する。ショーケースから0.5m離れた床面での温度は約8℃を示す。約12℃の冷気は室吸込口付近にまで到達する。

提案システムでは、Case1-2から吸込風量を増すに従いコールドアイルは小さくなり、Case1-7においてほぼ解消する。図3(b)に提案システムの一例として、Case1-7の温度分布を示す。庫内の温度分布はCase1-1とほぼ同様である。ショーケース前の室温は、冷えた外側吹出空気の影

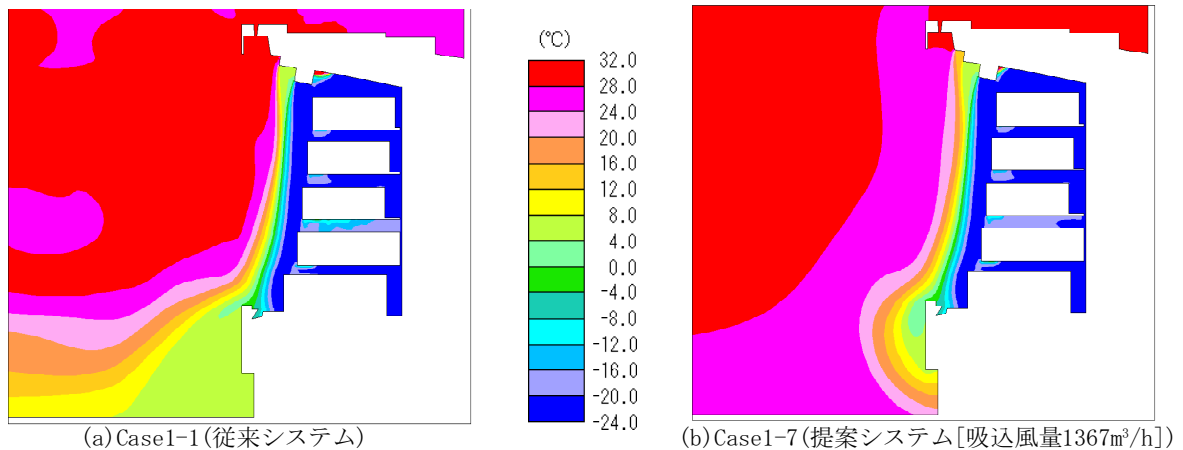


図-3 CFD解析による従来システムと提案システムの温度分布

Comparison for Temperature Distribution between Conventional System and Proposed System by CFD Analysis

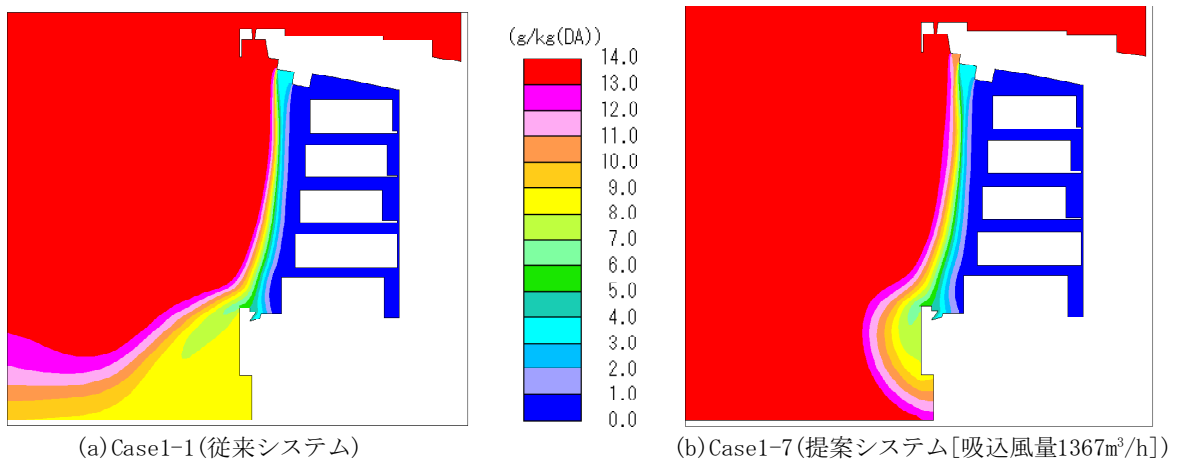


図-4 CFD解析による従来システムと提案システムの絶対湿度分布

Comparison for Distribution of Absolute Humidity between Conventional System and Proposed System by CFD Analysis

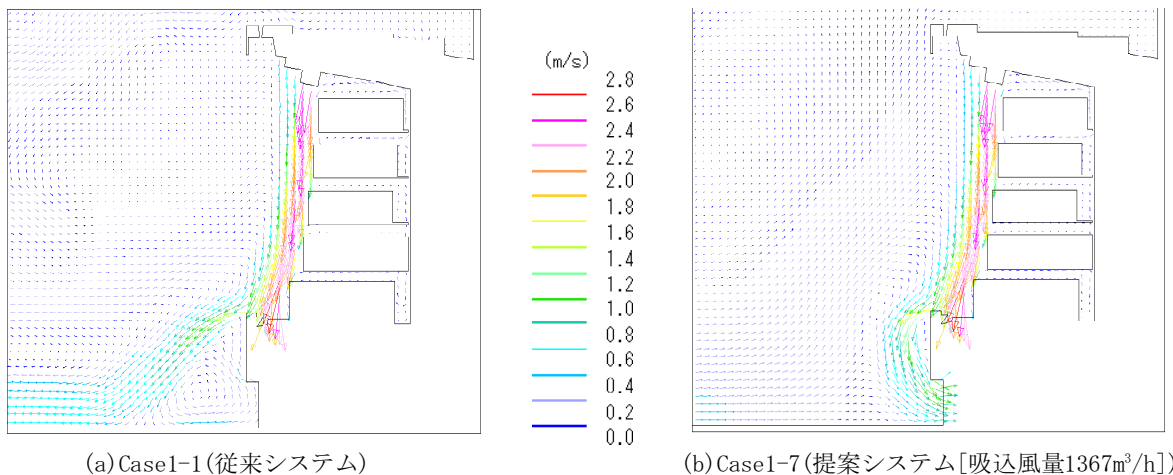


図-5 CFD解析による従来システムと提案システムの風速及び風速ベクトル

Comparison for Wind Velocity and Vector Distribution between Conventional System and Proposed System by CFD Analysis

響で若干従来システムより低くなっている。内側・中側・外側吹出口から吹出された冷気は、エアカーテンを形成した後ほぼ全て下部吸込口に回収される。

3.2 湿度分布

図4(a)にCase1-1の絶対湿度分布を示す。室内のショーケース前の絶対湿度は、室内吹出口の値とほぼ同様であ

る。庫内は、全ての領域で1.0g/kg(DA)以下に保たれている。内側・中側吹出空気の湿気は、吹出直下で室内空気と混合しながら降下する。冷気が床面に沿って流れるのに伴い湿気も低下する。ショーケースから0.5m離れた床面での絶対湿度は約9g/kg(DA)を示す。約10g/kg(DA)の絶対湿度の領域は室吸込口にまで到達する。

図4(b)にCase1-7の絶対湿度分布を示す。庫内及び室内のショーケース前の絶対湿度はCase1-1とほぼ同様である。内側・中側吹出空気の水蒸気も、Case1-1とほぼ同様に吹出直下で室内空気と混合しつつ降下する。しかしながら、冷気は下部吸込口に回収されるため床面に絶対湿度が低い領域は生じない。

3.3 風速分布

図5(a)にCase1-1の風速及び風速ベクトルを示す。ショーケース前の風速は、ほぼ0.2m/s以下である。内側・中側吹出口から吹出された冷氣は、エアカーテンを形成する。庫内は、エアカーテンの付近以外はほぼ0.2m/s以下に保たれている。その後冷氣は、0.6~0.8m/sの風速で床に降下し、そのまま床に沿って流れる。

図5(b)にCase1-7の風速分布及び風速ベクトルを示す。ショーケース前及び庫内の風速分布はCase1-1とほぼ同様である。冷気は下部吸込口によってほとんど回収され、床面に沿って流れる気流はほとんど発生しない。

3.4 CFD解析による冷熱回収率

表-3にCFD解析による冷熱回収率（定義は表中参照）の比較を示す。所要冷凍能力の3.8kWはこれまで実施した試験時の冷媒データから算出している。なお、冷熱回収率は、以下に示す制約のため100%を越える値を示すが、後述の実験のための定性的な判断に用いるために算出した。

- (1)CFD解析は2次元で実施しているが、実機は3次元であるため、流れ場、温度・湿度場に相違があること。
- (2)庫内の壁（側面含む）・床・天井 の貫流熱、防露ヒーターによる熱損失）を考慮していないこと。

回収率は、吸込風量が増すに従い向上し、Case1-4で最大値を示すものの、Case1-5以降は若干低下する。低下するのは、エアカーテン面での流れに変化が生じ周囲空気との熱交換がより促進されたためと考えられる。以上の結果から、冷熱は下部吸込口から有効に回収され、提案システムはコールドアイルの解消及び省エネルギーに有効なシステムであると考えられる。

4. 実験概要

4.1 実験の目的

CFD解析で確認された温熱環境改善の効果及びデフロ
スト運転を含めた消費エネルギー性能を詳細に把握する
ために実大実験を実施する。

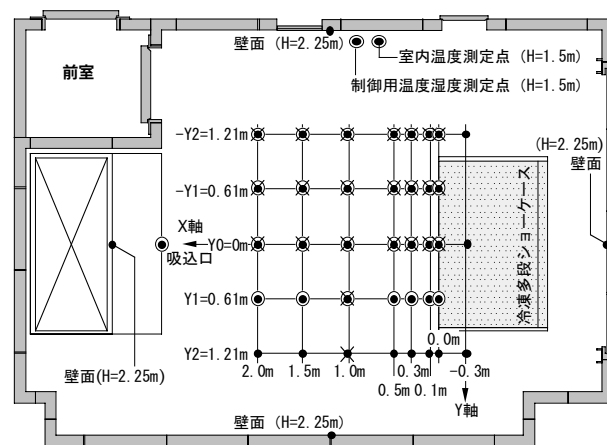
4.2 実験室及びショーケース

実験は、図-6に示す技術センター内の人工気象室にて行う。併せて測定点も示す。人工気象室は、温度-30～

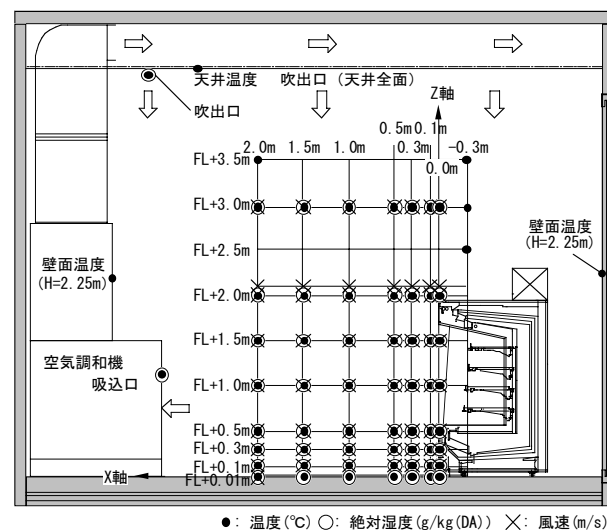
表-3 CFD解析による冷熱回収率の比較

Comparison of Heat Recovery Rate by CFD Analysis

Case No.	Case1-1	Case1-2	Case1-3	Case1-4	Case1-5	Case1-6	Case1-7
1所要冷凍能力(kW) [1]	3.8	3.8	3.8	3.8	3.8	3.8	3.8
2下部吸込口							
風量(m³/h)	0.0	683.5	820.2	956.9	1093.6	1230.3	1367.0
温度(℃)	—	13.6	14.9	16.3	17.9	19.1	20.0
湿度(g/kg(DA))	—	10.4	10.9	11.5	12.0	12.5	12.8
比エンタルピー(kJ/kg(DA))	—	40.0	42.6	45.5	48.5	50.8	52.6
吸込熱量(kW) [2]	—	6.0	6.5	6.8	6.7	6.6	6.5
3冷熱回収率(%) [3] (=[2]/[1] × 100)	0.0	158.5	172.2	177.8	175.5	172.8	171.4



(a) 平面図



(b) 断面図

図-6 実験室及び測定点

Experimental Laboratory and Points of Measurement

+50±1℃、湿度30～95%±3%の設定が可能である。吹出口は天井全面に配置されている。実験では、循環風量を約3000m³/h（循環回数約24回/h）に設定する。ショーケースは、CFD解析の時と同様に、コールドアイルの形成上、安全側となるように吸込口に相対する位置に設置する。実験室の基準温湿度は、室制御用センサーを設置している壁面（高さ1.5m）付近にて測定する。設定は、温度27℃、相対湿度70%（絶対湿度15.6g/kg(DA)）とする。

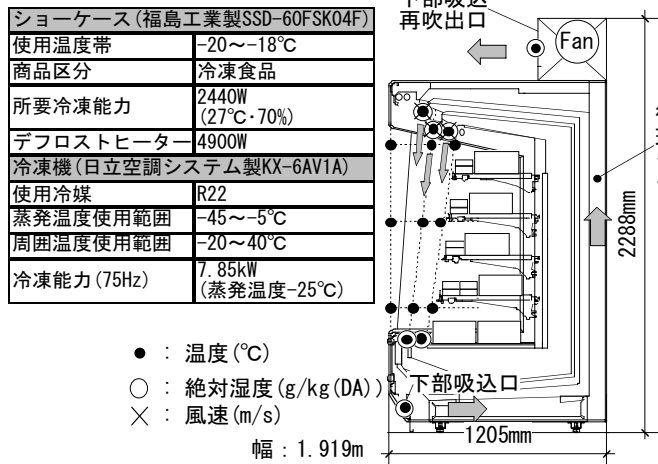
図-7に機器仕様、ショーケース断面図及び測定点を示

表-4 実験ケース
Experimental Cases

測定ケース	下部吸込ファン風量 Q (m³/h)	ファン消費電力 E (W)
Case2-1	停止	0
Case2-2	585	50
Case2-3	784	70
Case2-4	965	90
Case2-5	1609	200

表-5 測定項目及び測定装置
Measuring Item and Test Equipment

測定項目	測定装置
温度	CC熱電対 (φ0.2mm)
赤外線放射温度	赤外線放射温度計 (NEC三栄製: TH3102MR)
湿度	湿度計 常温 (神栄製: THT-B) 氷点下 (ヴァイサラ製: HMP233)
風速・風量	風速計 (日本カノマックス製: Model 654)
下部吸込風量	風量計 (TSI製: Model 8371)
デフロスト排水量	電子天秤 (メトラートレド製: KCG150S)
電力	クランプ電力計 (日置電機製: 3165)
記録	記録計 (横河電機製: HR2500, DC100)

図-7 機器仕様、ショーケース断面図及び測定点
Freezer Open Showcase and Refrigerating Machine for Experiment

す。CFD解析のモデルは、下部吸込口から吸込んだ空気の一部を外側吹出口から吹出す設定であるが、実験では下部吸込口から吸込んだ空気は、全て上面に設けた再吹出口から水平に吹出すように変更する。

4.3 測定方法

表-4に実験ケースを示す。表-5に測定項目及び測定装置を示す。測定項目は、温度、湿度、風速、風量、ショーケースのデフロストによる排水量、消費電力（冷凍機、ショーケース（照明・ファン・防露ヒーターで構成）、デフロスト用ヒーター、下部吸込ファンの4点）、冷媒温度・流量である。

大半の測定項目については連続測定を行うが、空間内の温度、湿度、風速の分布については、次節の測定スケジュールに則り移動測定を行う。写真-1に移動測定用治具を設置した際の実大実験状況を示す。

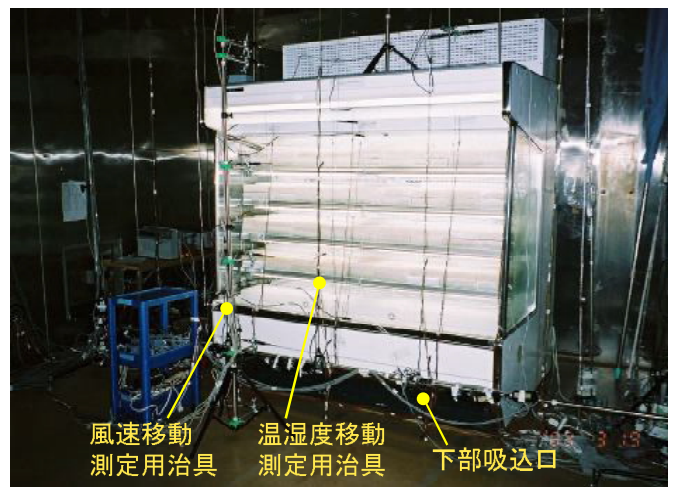
4.4 測定スケジュール

表-6に1日の運転及び測定スケジュールを示す。ショーケースの運転は、4時間1サイクルとする。その内30分間がデフロスト運転時間帯であるが、時間内でも除霜終了温度に達すると直ちに冷却運転に戻る。

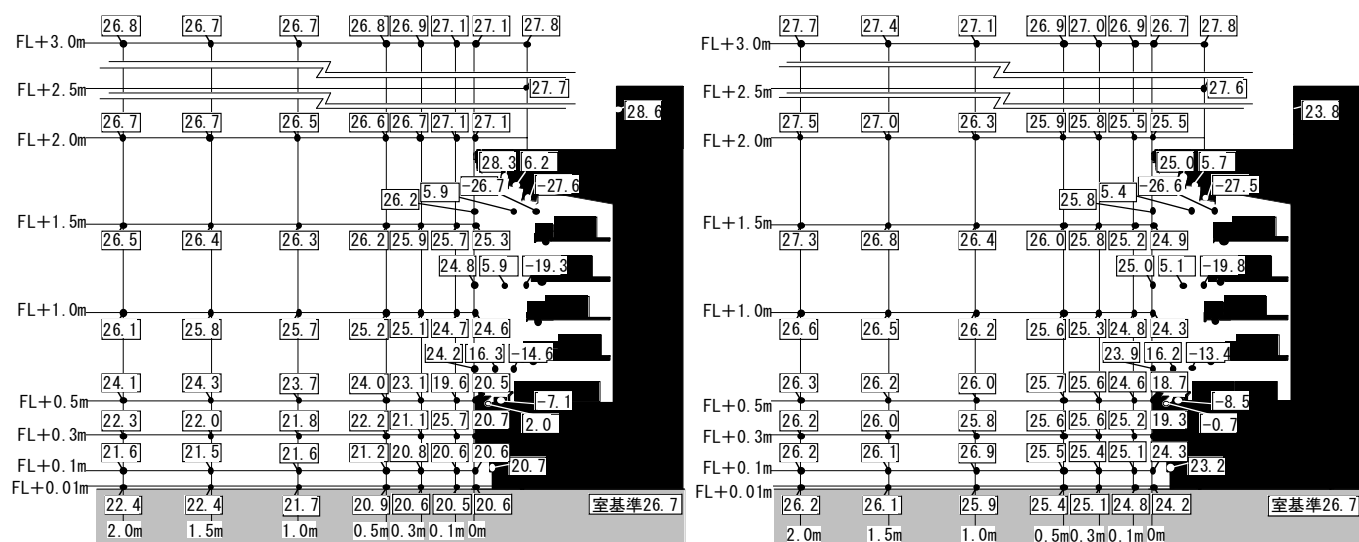
通常運転時、ショーケース内の循環ダクトには刻々着霜し抵抗が増加するため、ショーケース吹出風量は低下し（但し、吹出風速は、風速計の性能上常温状態でのみ測定）、それに伴い庫内環境も変化する。本実験では、経過時間1時間30分から2時間30分を、庫内温度が定常に達し、着霜も比較的少なくほぼ安定しているものと判断して、移動測定時間帯とする。なお時間帯は、測定の都合による設定である。

4.5 評価方法

コールドアイルの発生状況は、温度、湿度、風速の分布で評価する。冷熱回収率は解析の場合と同じ定義式に

写真-1 実大実験状況
Experimental Setup for Full-scale Model表-6 1日の運転及び測定スケジュール
Daily Schedule of Operation and Measuring

経過時間(h)	時間 帯						状 況
0.0	3:30	7:30	11:30	15:30	19:30	23:30	デフロスト運転終了 通常運転開始
	↓	↓	↓	↓	↓	↓	通常運転
1.5	5:00	9:00	13:00	17:00	21:00	1:00	移動測定可能 時間帯開始
	↓	↓	↓	↓	↓	↓	移動測定
2.5	6:00	10:00	14:00	18:00	22:00	2:00	移動測定可能 時間帯終了
	↓	↓	↓	↓	↓	↓	通常運転
3.5	7:00	11:00	15:00	19:00	23:00	3:00	通常運転終了 デフロスト運転開始
	↓	↓	↓	↓	↓	↓	デフロスト運転
4.0	7:30	11:30	15:30	19:30	23:30	3:30	経過時間4.0時間は 0.0時間と同一

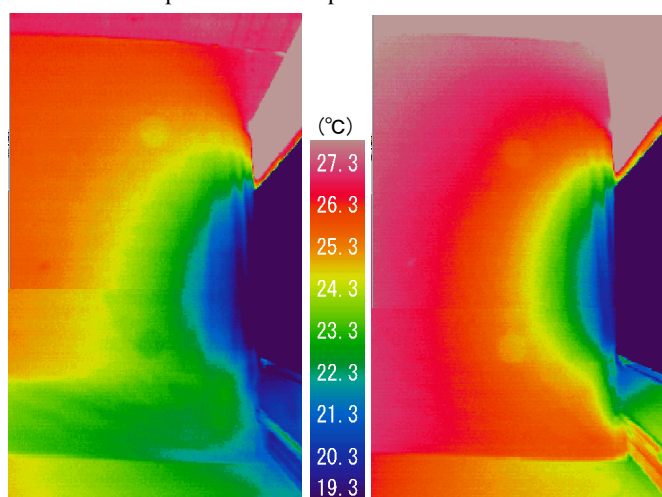


(a) Case2-1 (従来システム)

(b) Case2-4 (提案システム [吸込風量965m³/h])

図-8 実験による従来システムと提案システムの温度分布の比較 (Y0断面) (単位: °C)

Comparison for Temperature Distribution between Conventional System and Proposed System by Experiment (Y0-section)



(a) Case2-1 (従来システム)

(b) Case2-5 (提案システム
[吸込風量965m³/h])

図-9 赤外線放射温度計による従来システムと提案システムの温度分布の比較

Comparison for Temperature Distribution between Conventional System and Proposed System by Infrared Thermometer

て算出する。算出に用いる吹出・吸込温度はY-1、Y0、Y1の3断面、吹出・吸込湿度はY-1断面の値を用いる。

5. 実験結果及び考察

5.1 温度分布

図-8(a)にCase2-1の温度分布 (Y0断面) を示す。ショーケース前の室温は、FL+2.0mでは26.5~27.1°Cを示すが低くなるに従い低下し、FL+0.01mではショーケースから0.5mの距離で20.9°C、2.0mの距離で22.4°Cと基準室温26.7°Cより4.3~5.8°C低い温度を示す。

図-8(b)にCase2-4の場合を示す。本Caseにおいてコールドアイルはほぼ解消している。ショーケース前の室温は、FL+2.0mでは、再吹出空気の影響でショーケース付近

の温度が低くなる場所もあり25.5~27.5°Cを示す。低い位置になるに従い温度は低下するものの従来システムに比べて低下は小さい。FL+0.01mでも、ショーケースから0.5mの距離では25.4°C、2.0mの距離でも26.2°Cと従来システムよりも温度低下が小さく抑えられている。図-9に赤外線放射温度計による両システムの温度分布 (Y0断面) の比較を示す。

5.2 絶対湿度分布

図-10(a)にCase2-1の絶対湿度分布 (Y0断面) を示す。ショーケース前の空間において、FL+2.0mで16.9~18.1g/kg (DA) を示し、高さが低くなるに従い温度と同様に低下する。FL+0.01mでは、ショーケースから0.5mの距離で11.8g/kg (DA)、2.0mの距離で12.5g/kg (DA) と室温の16.3g/kg (DA) よりも3.8~4.5g/kg (DA) 低い値を示す。

図-10(b)にCase2-4の場合を示す。ショーケース前の空間において、FL+2.0mでは再吹出空気の影響により、14.7~16.5g/kg (DA) と低い値を示す。高さが低くなるに従いやはり値は低下する。FL+0.01mで、ショーケースから0.5mの距離では14.8g/kg (DA)、2.0mの距離でも15.4g/kg (DA) と、室温の16.3g/kg (DA) に比べて0.9~1.5g/kg (DA) 低いものの、低下は従来システムより小さい。

5.3 風速分布

図-11(a)にCase2-1の風速分布 (Y0断面) を示す。ショーケース前の空間の風速は、全体的に低い。FL+2.0mでは0.03~0.07m/sを示す。高さが低くなるに従い、ショーケース付近では、0.02m/sまで低下する。2.0mの距離では比較的速く約0.1m/sを示す。FL+0.01mでは、ショーケースから0.5mの距離で0.26m/sを示す。2.0mの距離では、室吸込口の影響もあり0.21m/sを示す。

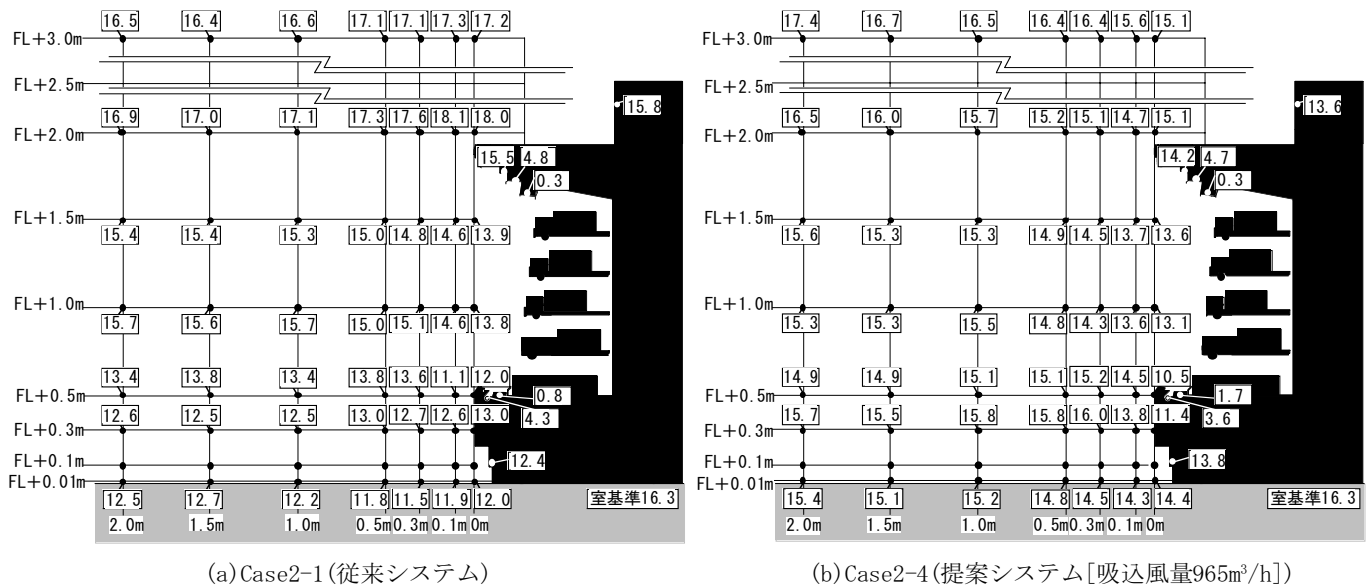


図-10 実験による従来システムと提案システムの絶対湿度分布の比較 (Y0断面) (単位: g/kg (DA))
Comparison for Distribution of Absolute Humidity between Conventional System and Proposed System by Experiment (Y0-section)

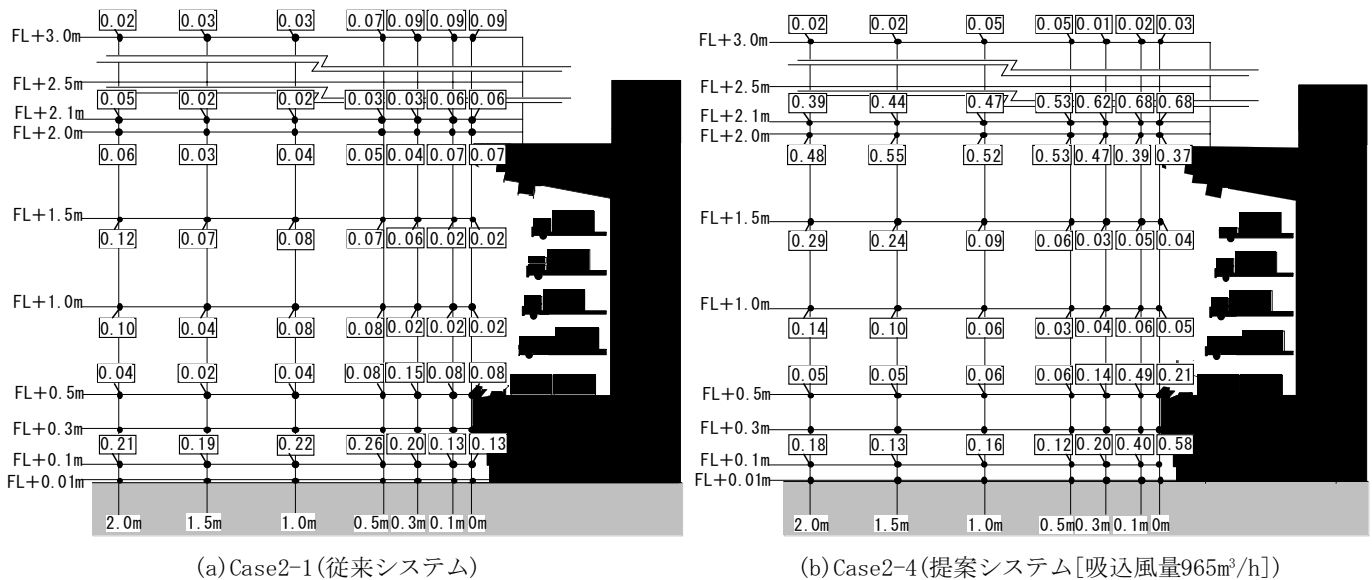


図-11 実験による従来システムと提案システムの風速分布の比較 (Y0断面) (単位: m/s)
Comparison for Distribution of Wind Velocity between Conventional System and Proposed System by Experiments (Y0-section)



(a) Case2-1 (従来システム)



(b) Case2-4 (提案システム [吸込風量965m³/h])

写真-2 従来システムと提案システムの気流の比較
Comparison for stream by smoke between conventional system and proposed system

図11(b)にCase2-4の場合を示す。ショーケース前の空間の風速は、FL+2.0mでは再吹出の影響で0.37～0.55m/sを示す。高さが低くなるに従いやはり風速は低下し、ショーケース付近では0.04m/sを示す。2.0mの距離では、再吹出の影響で0.29m/sを示す点もみられる。FL+0.01mではコールドアイルが抑えられているため、0.5mの距離では0.12m/sと従来システムよりも低い値を示す。2.0mの距離では吸込口の影響もあり0.18m/sを示す。写真-2に両システムの、煙による可視化気流の比較を示す。

以上の結果から、提案システムはコールドアイルを解消し温熱環境を改善する上で有効な方法といえる。

5.4 実大実験での冷熱回収率

表-7に実大実験から算出した冷熱回収率の比較を示す。冷媒から求めた所要冷凍能力は、いずれのCaseでも約4kWを示す。冷熱回収率は吸込風量が大きくなるにつれ上がり、Case2-4では70.4% (2.9kW)を示す。ただし、吸込風量がさらに大きいCase2-5では57% (2.3kW)と低下してしまう。これは、エアカーテン面及び下部吸込口で周囲空気との熱交換が増すためと考えられる。

提案システムは冷熱を回収する上で有効な方法と考えられる。回収した冷気を別のエリアの冷房に用いたり、還気ダクトに戻し空調機の負荷を減らすことで省エネルギーを図ることができる。

5.5 デフロスト排水量及び消費電力量

1サイクル当たりのデフロスト排水量は、Case2-2～4では、ほぼ5.1kg程度であるが、Case2-5では約5.4kgを示す。これは、下部吸込空気が増加が、エアカーテンに影響を与え、湿度の高い空気が内側吸込口に吸込まれることで着霜が増したためと考えられる。

図-12に下部吸込風量と1サイクル（4時間）当たりの消費電力量の関係を示す。消費電力量はいずれの場合も20kWh程度の値を示す。下部吸込ファン電力量、ショーケース（照明、防露ヒーター、ファン）電力量は、下部吸込風量が増加するに従い増加するものの、全体に占める割合は低い。冷凍機及びデフロスト用のヒーターの電力量と下部吸込風量増加には明確な関係はみられず、合計消費電力量ともやはり明確な関係は見られない。

6. まとめ

本研究では、冷凍ショーケースを対象として、コールドアイルの解消及び省エネルギーを図るために、ショーケース下部に吸込口を設けるシステムを提案し、CFD解析及び実大実験による検討を行った。得られた結果を以下に示す。

表-7 実大実験による冷熱回収率の比較

Comparison of Heat Recovery Rate by Full-scale Experiment

Case No.	Case2-1 (0)	Case2-2 (585)	Case2-3 (784)	Case2-4 (965)	Case2-5 (1609)
設定風量 (m³/h)					
1 所要冷凍能力 (kW) [1]	4.1	4.0	4.1	4.1	4.1
2 下部吸込口					
風量 (m³/h)	0.0	574.9	820.1	984.3	1603.8
温度 (°C)	-	22.1	23.1	23.5	26.1
湿度 (g/kg (DA))	-	12.9	13.4	13.5	14.6
比エンタルピー (kJ/kg (DA))	-	55.0	57.3	58.1	63.5
吸込熱量 (kW) [2]	-	2.5	2.7	2.9	2.3
3 冷熱回収率 (%) [3] (=[2]/[1]) × 100)	0.0	61.5	65.9	70.4	57.0

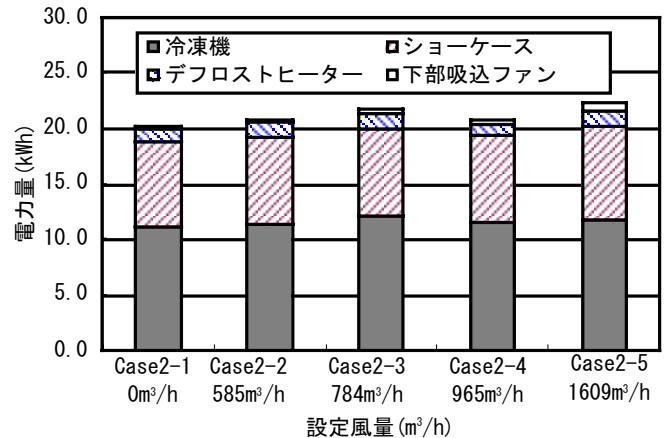


図-12 下部吸込風量と1サイクル当たりの消費電力量の関係
Relationship between Air Flow Rate of Lower Inlet and Electric Energy Consumption per Cycle

- (1) 提案システムは、コールドアイルを解消し温熱環境を改善する上で有効な方法である。
- (2) 実大実験において、コールドアイルは下部吸込風量が965m³/hにおいてほぼ解消する。
- (3) 提案システムは、冷熱を回収する上で有効な方法である。回収した冷気を別のエリアの冷房に用いたり、還気ダクトに戻し空調機の負荷を減らすことで省エネルギーを図ることができる。
- (4) 実大実験において、冷熱回収率(=下部吸込口から回収される熱量/所要冷凍能力×100)は、下部吸込風量965m³/hの時70.4%(2.9kW)を示す。

謝辞

解析、実験にあたり、東京電力（株）渡辺健次氏、（株）タイセイ総合研究所 林俊雄氏よりご協力を頂いた。ここに記して感謝の意を表す。

参考文献

- 1) 高橋秀典, 森田敏之: 2. 環境問題への取り組み 2. 1 ショーケースおよび周辺機器、冷凍, Vol. 75, No. 876, 12p, 2000